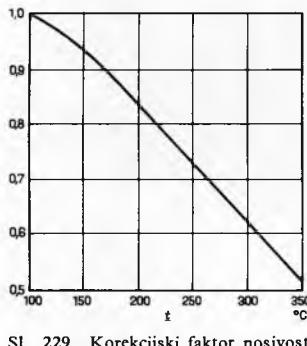


nih ležaja ovdje njihova karakteristika koja odgovara opterećenju, pri kojem je njihova nominalna trajnost milijun okretaja, ili 500 efektivnih radnih sati uz broj okretaja od  $33,3 \text{ min}^{-1}$ . Kao i statička, tako je i dinamička nosivost svakog valjnog ležaja navedena u svakom katalogu ležaja.

Za primjenu malo prije navedenih izraza važno je ispravno određivanje ekvivalentnog opterećenja. Pri tome se moraju uzeti u obzir sva moguća djelovanja vanjskih sila na ležaj, njihova eventualna nejednoličnost, odnos između radikalnih i aksijalnih sila itd., a takoder i traženi broj okretaja, tvrdoće elemenata valjanja (ako je  $HR_c < 60$ ) itd., za što služe faktori koji se takoder navode u katalozima proizvođača (faktor broja okretaja  $f_n$ , trajanja  $f_L$ , tvrdoće materijala  $f_H$ ). Osim toga u novije se vrijeme za određivanje trajnosti valjnih ležaja uzima u obzir i njihova radna temperatura. U tablicama kataloga proizvođača navedene nosivosti vrijede do  $100^\circ\text{C}$ . Kod prekoračenja te temperature treba već računati sa smanjivanjem tvrdoće valjnih elemenata i time njihove nosivosti, koju treba tada pomnožiti s faktorom temperature  $f_t$  uzetim iz dijagrama na sl. 229.



Sl. 229. Korekcijski faktor nosivosti valjnih ležaja za temperature iznad  $100^\circ\text{C}$

efektivnim radnim satima. Tako izražene vrijednosti ove karakteristike dobivaju se iz nominalnih s pomoću formule

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n}$$

**Izbor valjnih ležaja.** Izbor valjnih ležaja na temelju njihove trajnosti obavlja se prema određenom roku trajanja uređaja ili stroja u koji ih treba ugraditi. Normalna trajnost valjnih ležaja izražena efektivnim radnim satima u zavisnosti od primjene prikazana je u tablici:

Uvjeti rada	Trajnost ( $10^3$ efektivnih sati)
rijetka upotreba ležaja	0,5
avionski motori	0,5...1,7
kratkovremeni ili povremeni rad	4...8
rad s prekidima	8...13
8-satni pogon uz nepotpuno iskorištenje ležaja	13...20
8-satni pogon uz potpuno iskorištenje ležaja	20...30
neprekidni pogon	45...60
neprekidni pogon i velika sigurnost	100...200

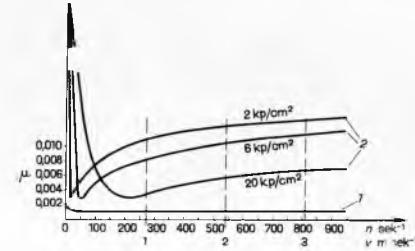
Kako su svi valjni ležaji standardizirani, ne treba ih proračunavati. Dovoljno je samo s pomoću tablica i kratkog računa navedenog u svakom katalogu proizvođača (npr. SKF, INA, FAG itd.) odabrati tip i veličinu ležaja prema uvjetima njegovog rada.

Pri tome u praksi mogu nastati dva slučaja. U prvom od tih treba provjeriti da li trajnost odabranog ležaja zadovoljava zadane uvjete pogona, tj. koliki broj radnih sati on može izdržati. Tada se iz kataloga proizvođača očita vrijednost njegove nosivosti za uvjete o kojima se radi, izračuna njegovo opterećenje (ako nije već poznato), pa se već prema slučaju s pomoću navedenih formula izračuna njegova nominalna i odatle njegova trajnost u efektivnim radnim satima. Ležaj zadovoljava uvjete primjene ako trajnost u efektivnim radnim satima odgovara zahtjevima rada stroja prema smjernicama iz prikazane tablice.

U drugom slučaju moraju se tip i dimenzije ležaja odabrati tako da ležaj ima unaprijed određenu trajnost. Tada se računa obrnutim putem. (Najprije se izračuna nominalna trajnost ležaja i odatle njegova dinamička nosivost, prema kojoj se iz tablica u katalogu proizvođača odaberu tip i veličina ležaja koja joj odgovara.)

**Prednosti i nedostaci valjnih ležaja.** Valjni ležaji nemaju već navedene nedostatke kliznih ležaja. Manji otpori trenja u valjnim ležajima čine da su gubici energije u njima približno samo polovica gubitaka u kliznim ležajima (1...2%). Zbog toga su zamjenom kliznih ležaja valjnim ostvarive znatne uštede energije. S druge strane, zbog njihovih malih tarnih površina promjene su koeficijenta trenja u ovim ležajima u zavisnosti od broja okretaja ili relativne brzine valjnih elemenata neznatne, pa su veličine tog koeficijenta pri pokretanju i zaustavljanju skoro jednake onima u ustaljenom pogonu. Usporedba promjena koeficijenta trenja pri valjanju s promjenama koeficijenta trenja pri klizanju prikazana je dijagrom na sl. 230.

Tim prednostima valjnih ležaja pridružuju se još i već spomenuta ekonomičnost potrošnje maziva, jednostavnost u usporedbi s kliznim ležajima, manje dimenzije i lakoća konstrukcije. Velika prednost valjnih ležaja je i u tome što, za razliku od kliznih ležaja, njihova standardizacija omogućava brzu zamjenu.



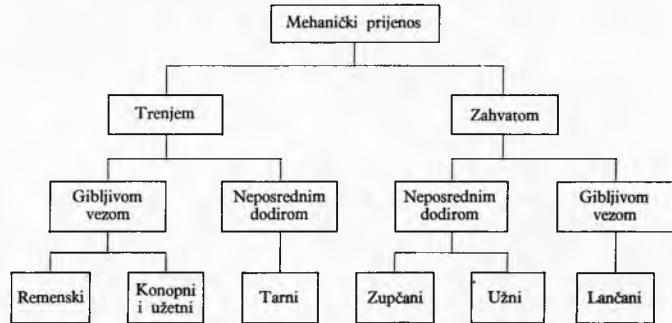
Sl. 230. Usporedba promjena koeficijenta trenja u valjnim i kliznim ležajima prema brzini rotacije.  
/ Krivulja promjene u valjnim ležajima, 2 Strieder  
krov krivulje za klizne ležaje

Jedan od najvećih nedostataka valjnih ležaja u usporedbi s kliznim jest teža montaža i u vezi s time potreba uvježbane radne snage. Dalji nedostaci valjnih ležaja jesu njihova osjetljivost prema udarcima, posebno u aksijalnom smjeru, neugodan šum u pogonu pri velikim brzinama rotacije, naročito kod kugličnih ležaja, i u usporedbi s kliznim ležajima manja trajnost u jednakim uvjetima pogona. Osim toga, za razliku od kliznih ležaja, trajnost valjnih ležaja opada s povećanjem pogonskog broja okretaja.

Ipak su prednosti valjnih ležaja tolike, da su oni od pronačlaska (1794 u Velikoj Britaniji, a nešto kasnije i u Njemačkoj) do suvremenog doba uvelike potisnuli upotrebu kliznih ležaja, pa se danas upotrebljavaju u svim područjima strojogradnje i u svim dimenzijama 1,5...2 700 mm vanjskog promjera, s težinama od 0,5 g do 3,5 t. Rjede se događa da nedostaci valjnih ležaja učine prikladnijom primjenu kliznih ležaja.

#### ELEMENTI ZA MEHANIČKI PRIJENOS SNAGE

Elementi za mehanički prijenos snage dijelovi su sklopova koji rotacijom prenose mehaničku energiju s vodećih na vodene



Sl. 231. Klasifikacija mehaničkih prijenosa snage

strojeve i uređaje. Pri tome je prenošenje obično u vezi s promjenama djelujućih sila, broja okretaja i momenata vrtnje, odnosno torzije

$$M_t = \frac{N}{2\pi n} = \frac{N}{\omega} = Fr,$$

gdje je  $r$  polumjer kružne putanje hvatišta sile  $F$ ,  $\omega$  kutna brzina vrtnje, a  $N$  snaga.

Snaga se može definirati izrazom

$$N = F v = p b v,$$

gdje je  $v$  obodna brzina,  $b$  širina vjenca rotacijskog elementa uređaja za prijenos, a  $p$  specifično opterećenje po jedinici te širine. Odatle slijedi da uz jednake ostale uvjete širina oboda tog elementa smije biti to manja što je veća obodna brzina. Međutim, kako je maksimalna obodna brzina odredena različnim činiocima (npr. centrifugalnom silom pri prenošenju gibljivim dijelovima, točnošću izrade zuba pri prenošenju zupčanim zahvatom), ovaj omjer širine i brzine može se po volji mijenjati samo unutar stonovitih granica.

**Gubici i stupanj korisnog učinka prijenosa.** Kao i općenito u procesima predaje i primanja energije, tako je i tu prijenos povezan s gubicima. Veličina gubitaka vrlo je važna karakteristika prijenosa koja ne pokazuje samo na kakvoču prijenosa s obzirom na iskoristivost, nego i na potrošak energije na svladavanje trenja (trenja kao posljedice klizanja dijelova prijenosa jednih po drugima, trenja u ležajevima i iz drugih razloga, npr. u brzokretim sklopovima i trenja dijelova o okolišni zrak), a time i zagrijavanja dijelova. To se ne očituje samo gubitkom energije na vodenoj strani već i ubrzanim trošenjem dijelova.

Ti gubici izražavaju se omjerom  $\eta$  iz prijenosa dobivene snage  $N_2$  i uložene snage  $N_1$ , koji se, upotrebe li se odgovarajući indeksi, s pomoću već spomenute formule za  $M_i$  može prikazati izrazom

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_{12} \omega_2}{M_{11} \omega_1}.$$

Ovaj omjer, tzv. stupanj korisnog učinka (djelovanja, iskoristivosti), ponekad se izražava i kao postotak. Dakako, prijenos je to bolji što mu je  $\eta$  bliže jedinici.

**Prijenosni omjer**  $i$  jest omjer između brojeva okretaja manjeg i većeg rotacijskog elementa ( $n_1$ , odnosno  $n_2$ ) koji sudjeluju u tom procesu, ili obrnuto većeg i manjeg ( $n_2$ , odnosno  $n_1$ ), tako da je

$$i = \frac{n_1}{n_2} > 1; \quad i = \frac{n_2}{n_1} < 1.$$

Za teoretski slučaj bez međusobnog klizanja dijelova uređaja za prijenos, da ne bi došlo do klizanja, njihove obodne brzine moraju biti jednakе:  $v_1 = v_2 = d_1 n_1 = d_2 n_2$ . Uvezši u obzir jednakost količnika broja okretaja i obodnih brzina, mogu se ovi omjeri i proširiti u izraz

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}; \quad i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2}.$$

To znači da su brojevi okretaja rotacijskih dijelova uređaja za prijenos obrnuto proporcionalni njihovim promjerima.

U najvećem broju praktičnih slučajeva ovaj izraz može se primijeniti i na prijenose u stvarnosti, kad je međusobno klizanje dijelova njihovih uređaja (u tom slučaju zvano *proklizavanje*) prisutno u manjoj mjeri. Ako se proklizavanje ne smije zanemariti, teoretski se prijenosni omjer mora korigirati tzv. faktorom proklizavanja  $\psi$ , pa se dobivaju stvarni prijenosni omjeri:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \psi \frac{d_2}{d_1}; \quad i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \psi \frac{d_1}{d_2}.$$

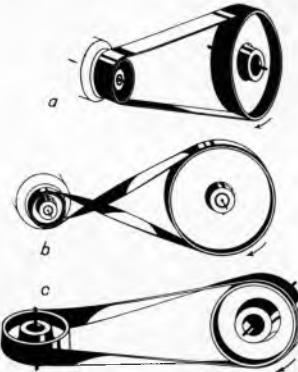
Veličine faktora obično su  $0,97 \dots 0,99$ .

**Vrste uređaja za prijenos** razlikuju se po principu prijenosa: *trenjem* ili *zahatom*. Okolnost da i u jednom i u drugom slučaju prijenos može biti *izravan* ili *posredan*, koristi se za dalju podjelu ovih uređaja. Izravan prijenos trenjem obavlja se ne-posrednim dodirom elemenata sklopova koji predaju i primaju energiju (zupčani, pužni i tarni prijenos). U posrednom prijenosu trenjem ti elementi nisu u neposrednom dodiru, već se sila prenosi s jednih na druge uz pomoć gibljivih dijelova (remenski, konopni, užni i lančani prijenos).

Osim na taj način, uređaji za prijenos dijele se i s obzirom na stalnost ili promjenljivost prijenosnog omjera te prema međusobnom položaju vratila rotacijskih elemenata koji u njemu suđeluju.

### Remenski prijenosi

Uredaji za remenski prijenos dijele se prema obliku i načinu montaže gibljivih veza. S obzirom na oblik gibljivih veza razlikuju se uređaji za ove prijenose s plosnatim remenjem (sl 232) i oni s



Sl. 232. Prijenosi plosnatim remenom. a) Otvoreni prijenos, b) ukršteni prijenos, c) poluukršteni prijenos



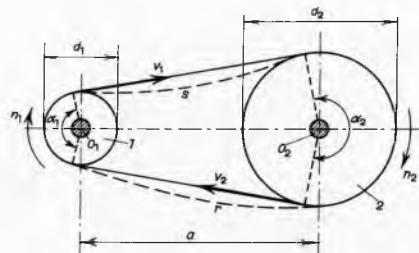
Sl. 233. Prijenos klinastim remenjem

klinastim remenjem (sl. 233). Prema načinu montaže gibljivih veza, uređaji za prijenos s plosnatim remenjem dijele se dalje na otvorene, ukrštene i poluukrštene.

### Prijenosi s plosnatim remenjem

Glavni uređaji i princip prijenosa s plosnatim remenjem prikazani su općenito shemom otvorenog remenskog prijenosa na sl. 234. Općenito se svaki uređaj za prijenos plosnatim remenjem sastoji od dva kola (1 i 2) s glatkim površinama vjenca (remenica) i na njih nategnutog beskrajnog remena.

Trenje je između remena i remenica takvog uređaja u pogonu veće što je površina remenice više zaglađena, jer je tada dodirna površina tih dijelova veća. Jedna od tih remenica (1) predaje energiju (vodeća, ili radna remenica), a druga (2) ju prima (vodena, ili gonjena remenica). Dio remena, koji u pogonu silazi s vodenе remenice (r), naziva se njegovim *vučnim krakom*. Onaj njegov dio, koji u pogonu silazi s vodeće remenice (s), jest njegov *slobodni krak*. Kutovi  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$  koji odgovaraju lukovima dodira remenica i remena nazivaju se *obuhvatnim kutovima*, a razmak  $a$  između osi vratila *osnim razmakom*.

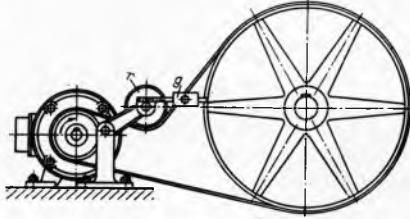


Sl. 234. Općenita shema otvorenog prijenosa plosnatim remenom

U radu prijenosnog uređaja s plosnatim remenom rotacija se prenosi s vodeće na vodenu remenicu uslijed trenja između površina njihovih vjenaca i remena te prednapona pod kojim je remen montiran. Proklizavanje, koje se unatoč tom trenju i prednapunu pri tome pojavljuje, mnogo zavisi i od obuhvatnih kutova i obodne brzine remenica (manje je, što su obuhvatni kutovi veći, a tada je i prijenos djelotvorniji.) Zbog toga se redovito nastoji da se u prijenosu plosnatim remenjem osiguraju što veći obuhvatni kutovi. Među ostalim činiocima za veličinu obuhvatnih kutova mjerodavni su i provjesi vučnog i slobodnog kraka remena u pogonu (crtkana linija na sl. 234). Ovi provjesi također su posljedica spomenutih činilaca, a i vlastite težine remena. Zbog jače zategnutosti vučnog kraka remena, njegov provjes uvek je manji, a provjes slobodnog kraka veći, pa su obuhvatni kutovi veći, ako

se slobodni krak remena nalazi iznad vučnog. To je razlog da je međusobni položaj vučnog i slobodnog kraka remena jedan od temeljnih zahtjeva ispravne montaže uređaja ovih prijenosa.

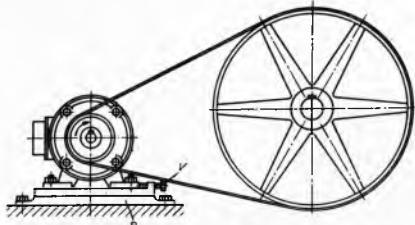
Veličina obuhvatnih kutova pri prijenosu plosnatim remenjem zavisna je i od prijenosnog omjera. Dok su vrijednosti omjera oko  $5 \cdots 6$  (odnosno  $\frac{1}{5} \cdots \frac{1}{6}$ ), ta zavisnost nije naročito važna. Međutim, kad su one veće, potrebni su uređaji za natezanje remena u pogonu. To su *natezne remenice s utegom* prikazane na sl. 235. Osim učinka na obuhvatne kutove (naročito na manjoj remenici), uz povećanje prijenosnih omjera (do 15) primjenom nateznih remenica, postižu se i druge prednosti: automatsko održavanje jednolične napetosti remena i olakšanje njegove montaže.



Sl. 235. Prijenos plosnatim remenom s nateznom remenicom

Obuhvatne kutove potrebno je povećavati s pomoću nateznih remenica i u slučajevima kad su osni razmaci maleni. Korisno je djelovanje nateznih remenica to bolje što su montirane bliže manjoj prijenosnoj remenici. Za razliku od prijenosnih remenica, koje su učvršćene na vratilima i koje se zbog toga nazivaju čvrstim (pogonskim) remenicama, remenice nateznih uređaja, koje se okreću na svojim osovinama nazivaju se *slobodnim* (jalo-vim) remenicama.

Kad natezne remenice nisu nužne, potreban prednapon remena postiže se tako da se remen izradi za  $1 \cdots 2\%$  kraćim od proračunske vrijednosti. Stanoviti prednapon remena izaziva i njegova vlastita težina. Međutim, za postizanje prikladnog prednapona u tim slučajevima najčešće služe posebni uređaji. To su natezne tračnice i vijci prikazani na sl. 236. Pri tome je obično vodeći stroj pomičan na tračnicama, a njegovo pomicanje potrebno za postizanje prednapona remena obavlja se zakretanjem vijka.



Sl. 236. Prijenos plosnatim remenom s nateznim tračnicama

Za iste namjene u nekim konstrukcijama remenskih prijenosa namjesto utega upotrebljavaju se opruge.

Za prijenos plosnatim remenjem maksimalni osni razmaci koji se mogu postići zavisni su od materijala remena. Pri upotrebni standardnih materijala njihove su vrijednosti oko  $15 \cdots 16$  m. Primjenom remenja od vrlo kvalitetnih (i vrlo skupih) materijala te se granice dadu pomaknuti i do 25 m.

Za razliku od otvorenog prijenosa (gdje se obje remenice okreću u istom smjeru), kod ukrštenog prijenosa plosnatim remenjem smjerovi vrtnje vodeće i vodene remenice međusobno su suprotni. Dok su u oba slučaja vratila paralelna, dotle se ona kod poluukrštenog prijenosa križaju u prostoru na osnoj udaljenosti, tj. čine tzv. prostorni križ.

U postrojenjima u kojima još uvijek postoji centralizirani pogon strojeva uz pomoć transmisijskih vratila i prijenosa plosnatim remenjem, a radna mjesta zahtijevaju promjenljivi prijenosi omjer, upotrebljavaju se tzv. stepenaste remenice (sl. 237). Ove remenice omogućuju pogon strojeva sa tri do četiri

različite brzine premještanjem remena s jednog na drugi par vjenaca, npr. u prikazanom slučaju s para I-II, na par 3-4, odnosno 5-6. Pri tome, naravno, promjeri vjenca parova moraju biti međusobno uskladeni, tako da pri mijenjanju prijenosnog odnosa ne treba upotrebljavati remenje različite dužine, već uvek samo jedan remen. Premještanje remena s jednoga na drugi par vjenaca stepenastih remenica obavlja se ručno kad je remen uzak. Međutim, za premještanje širokog remenja potrebni su posebni uređaji. Stepenaste remenice izraduju se u jednom komadu, šuplje su i ukljinjene na vratila.

**Sile i naprezanja u prijenosu plosnatim remenjem.** U nedostatku prikladnije formule, teorija remenskog prijenosa još uvek se zasniva na Eulerovoj formuli koju je dotjerao Eytelwein

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu a},$$

kojom je određen analitički odnos sila  $F_1$  i  $F_2$  u idealnoj niti (niti bez mase i zbog toga bez težine) obavijenoj oko nepomičnog cilindra prema sl. 238, gdje je  $e$  baza prirodnih logaritama,  $\mu$  koeficijent trenja, a  $a$  obuhvatni kut. Pri tome sila trenja

$$F_\mu = F_1 - F_2$$

uravnovežuje razliku sila  $F_1$  i  $F_2$ . Međutim, kako remen ima masu i zbog toga i težinu, stvarni remenski prijenos razlikuje se od teoretskog razmatranja remenskog prijenosa time što se pri gibanju remena u pogonu pojavljuju i sile trolosti koje se ne smiju zanemariti.

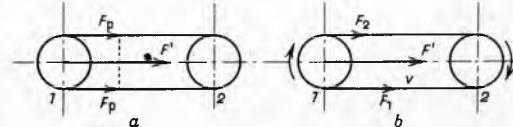
Sile koje vladaju u remenu za vrijeme mirovanja i u pogonu prijenosa shematski su prikazane na sl. 239. U stanju su mirovanja međusobno jednakne sile prednapona  $F_p$  u krakovima remena, a sile  $F_1$  i  $F_2$  u vučnom, odnosno slobodnom kraku, pri čemu je  $F_1 > F_2$ . Ove sile, dakako, uzrokuju opterećenja vratila i ležaja predstavljena silama  $F'$ . Iz tih formula mogu se postaviti odnosi između sila  $F_1$  i  $F_2$  i sile trenja kojom remen prenosi snagu

$$F_\mu = F_1 \frac{e^{\mu a} - 1}{e^{\mu a}} ; \quad F_\mu = F_2 (e^{\mu a} - 1).$$

Pri tome koeficijent trenja zavisi od temperature, materijala remenica i remena, od kakvoće površine, ali najviše od obodne brzine. Tako se npr. koeficijent trenja između površina remenica od sivog lijevanog željeza i kožnatog remenja u zavisnosti samo od obodne brzine  $v$  izračunava iz empirijskih jednadžbi:

$$\mu = 0,22 + 0,012 v \text{ za kožno remenje s donjom stranom na remenici,}$$

$$\mu = 0,33 + 0,02 v \text{ za kožno remenje s gornjom stranom na remenici i za tekstilno remenje.}$$



Sl. 239. Sile u remenskom prijenosu: a u mirujućem uređaju, b u uređaju u pogonu; 1 vodeća remenica, 2 vodena remenica

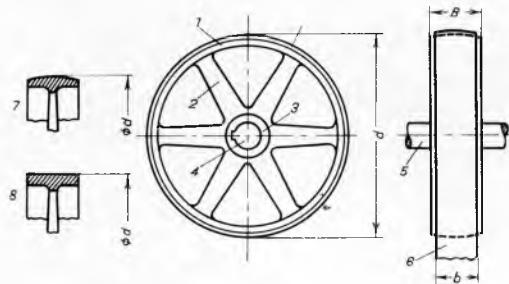
Sve te sile mogu se izračunati iz poznate snage koju treba prenositi. Za  $F'$ ,  $F_1$  i  $F_2$  mogu poslužiti formule:

$$N = F_\mu v = (F_1 - F_2) \pi d n; \quad N = F_1 \frac{e^{\mu a} - 1}{e^{\mu a}} \pi d n;$$



odgovarajućih elemenata drugih prijenosnih uređaja, tj. konopnica, tarnih kola, zupčanika, lančanika.)

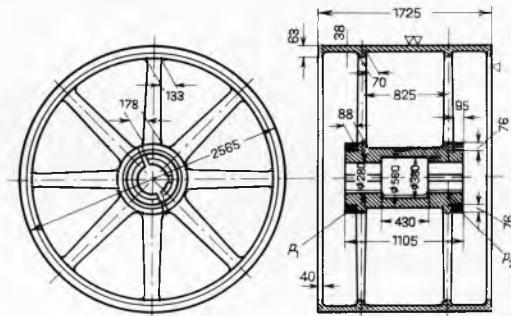
Vijenac remenice obično je malo ispušten. Time se postiže podudaranje središnjica remena i remenice u pogonu. Ravan vijenac obično imaju remenice za vrlo široko remenje, ili jalove remenice. Remenice malih promjera obično nemaju žbice, već puni kolut sa  $3\cdots 4$  ovalne rupe, da bi bile lakše. Inače, da bi djelovanje centrifugalnih sila na vijenac bilo simetrično, broj žbice mora biti paran (obično je 4, 6 ili 8). Da bi se smanjio utjecaj otpora zraka, žbice obično imaju eliptičan poprečni presjek sve uži što je bliži vijencu (sl. 242a). Kad je vijenac širi od 350 mm, njegova čvrstoća povećava se dodatkom još jednog reda žbica (sl. 243). Već prema potrebama konstrukcije, dužina glavina ( $l_0$  na sl. 242a) može biti veća ili manja od širine remenice  $B$ . Duge



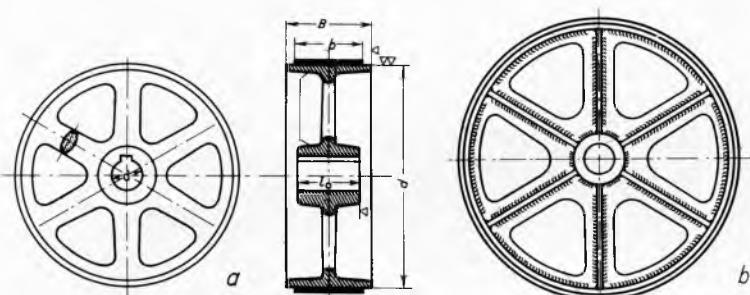
Sl. 241. Dijelovi remenice. 1 vijenac, 2 žbice (ramena), 3 glavina, 4 provrt, 5 vratilo, 6 remen, 7 išpušteni vijenac, 8 ravni vijenac

najkvalitetnije kožno plosnato remenje dobiva se od kože štavljenje kromnim štavilima. Dok je, npr., remenje od obične štavljenje kože primjenljivo samo do radnih temperatura od  $50^{\circ}\text{C}$ , dotle je remenje od kože uštavljene kromnim štavilima upotrebljivo na radnim temperaturama i do  $90^{\circ}\text{C}$ . Jednostruki kožni plosnati remeni debeli su  $4\cdots 7$  mm, a dvostruki  $6\cdots 10$  mm. Kožno remenje izrađuje se do širine od 600 mm. Lomna čvrstoća kožnog plosnatog remenja doseže do  $300 \text{ kp/cm}^2$ , ali mu dozvoljeno naprezanje ne prekoračuje  $60 \text{ kp/cm}^2$ . Specifična težina kožnog remenja  $\gamma$  iznosi oko  $1 \text{ kp/dm}^3$ , a modul elastičnosti  $E \approx 1500 \text{ kp/cm}^2$ .

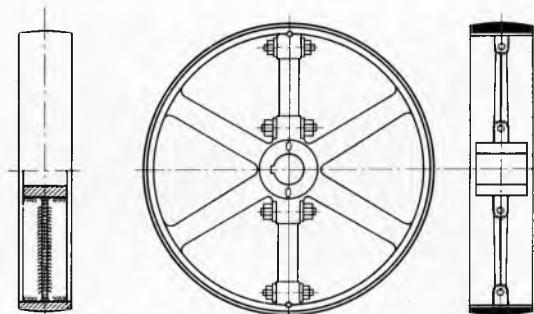
Kad je kožni remen odrezan na proračunatu ili izmjerenu dužinu, spaja se u beskonačnu traku lijepljenjem ili šivanjem uskim kožnim remencima (oputom). Međutim, kako oistar rub



Sl. 243. Široka jednodijelna remenica s dva reda ramena.  $p_1$ ,  $p_2$  Stezni prstenovi za spoj rasjećene glavine



Sl. 242. Jednodijelna remenica: a od sivog lijeva s ravnim vijencem, b zavarene izvedbe



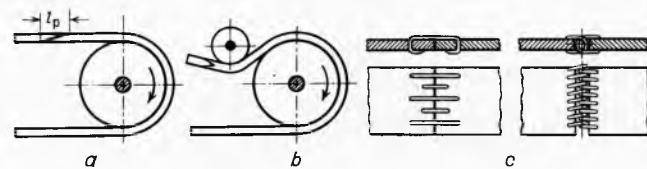
Sl. 244. Dvodijelna remenica od sivog lijeva

glavine (sl. 243) imaju u sredini udubljenje koje olakšava postavljanje klina. Da bi se olakšala montaža, naročito velikih i teških remenica, one se često izrađuju u dvodijelnoj izvedbi. Tada se obje njihove polovice spajaju vijcima kako u blizini glavine tako i u blizini vijenca (sl. 244). Takve se remenice obično lijevaju u jednom komadu, pa se režu i sastavljaju bez obrade razdjelnih površina. Ponekad se remenice izrađuju zavarivanjem. Glavina takvih remenica (sl. 242b) izrađuje se od čeličnog cilindra, a kolut od čeličnog lima s okruglim ili kruškolikim rupama zbog olakšanja i s rebrima za ukrčenje. Vijenac se također izrađuje od čeličnog lima. Namjesto koluta, glavina i vijenac mogu se spojiti i žbicama od čeličnih cijevi.

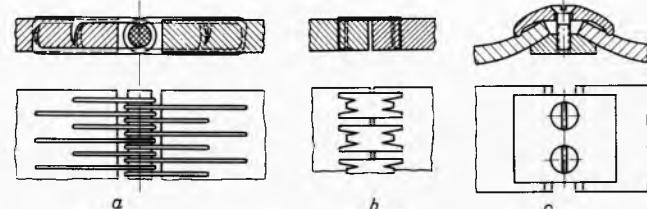
Za obodne brzine do  $25\cdots 30 \text{ m/s}$  remenice se obično izrađuju od sivog lijeva, a za veće brzine lijevaju se od čelika. Remenice laganih prijenosa plosnatim remenjem izrađuju se od slitina aluminijuma ili od plastičnih masa pojačanih ulošćima. Za ukljinjenje na vratilo remenice od plastične mase ipak moraju imati glavinu s metalnim uloškom. Remenice se izrađuju i od kombinacija konstrukcijskih materijala (tzv. kombinirane remenice), npr. s glavinama i žbicama od sivog lijeva i navučenim vijencem od čeličnog lima. Za lakše i sporedne pogone u prehrambenoj industriji upotrebljavaju se ponekad i drvene remenice s metalnim glavinama. Glavna im je prednost što su lagane. Međutim, zbog higroskopičnosti drveta ne rade uvijek mirno; protiv djelovanja vlage zaštićuju se naličima i posebno antihigroskopnim lakom.

**Materijali i oblici plosnatog remenja.** Najčešći materijal za izradu kožnog plosnatog remenja jest štavljena goveda koža.

spoja ne smije nailaziti na remenicu, i da bi debljina bila jednolična, prije toga se krajevi moraju stanjiti u obliku klina kako je to prikazano na sl. 245a. Ako remen dotiče remenicu s obje svoje strane, njegovi krajevi pri spajanju u beskonačnu traku moraju se zašiljiti kako je to prikazano na sl. 245b. Osim opustom, kožno remenje može se spajati u beskonačne trake i žicom, razli-



Sl. 245. Spajanje plosnatog remenja: a, b lijepljeno, c spojeno žičanim kopčama



Sl. 246. Metalni spojevi za plosnato remenje: a zglobni sa zatikom, b spojnici, c vijčanim stezaljkama

čitim metalnim patent-kopčama i specijalnim zglobovima, kako je prikazano primjerima na sl. 246.

Trajinost kožnog remenja ovisi, naravno, o njegovoj kakvoći, ali isto tako i o njegovom održavanju. Kožno remenje traje u prosjeku  $\sim 20$  godina. Trajinost kožnog remenja u pogonu smanjuje dodir ili mazanje štetnim tvarima, kao što su npr. neke smole (naročito kalofonij) koje ga čine krtim. Važno je da se kožno remenje održava čistim. Mrlje od ulja najbolje je očistiti benzinom, nakon toga remen se opere topлом sapunicom i malo namaže toplim lojem.

Uštavljena goveda koža priredena s pomoću kromnih štavila glavni je materijal i za izradu vrlo kvalitetnog, tzv. kombiniranog remenja. To su remeni obično izrađeni od tri sloja, od kojih su dva vanjska od kože, a unutrašnji od različitih materijala. U najkvalitetnijim remenima taj je unutrašnji sloj od Perlona. On može preuzimati velika vlačna naprezanja ( $\sigma_y = 2\,000 \text{ kp/cm}^2$ ), dok vanjski kožni slojevi osiguravaju visoke koeficijente trenja. Osim čvrstoće, takvo remenje ima i visoku savitljivost i veliku trajnost. Zbog tih svojih svojstava ti su remeni djelotvorni kako pri osnim razmacima iznad maksimalnih za ostalo plosnatog remenja (do  $a_{max} = 25 \text{ m}$ ), tako i kad su ti razmaci vrlo mali (do  $a_{min} = 0,65 d_2$ ), jer uspješno djeluju i pri vrlo malim obuhvatnim kutovima. Upotreba tog remenja omogućava dosezanje prijenosnih odnosa i do 1 : 15, a kako je mnogo tanje i uže od ostalih vrsta plosnatog remenja za prijenos jednakih snaga, dopušta pri tome i mnogo veće obodne brzine (do 50 m/s). Naravno, takvo remenje razmjerne je skupo. Međutim, njegove prednosti opravdavaju njegovu visoku cijenu.

Osim ovih kožnih materijala za izradu plosnatog remenja služe i drugi materijali koji zadovoljavaju zahtjeve procesa prijenosa. Oni se mogu oblikovati na prikladan način, moraju imati dovoljno visoko dopušteno vlačno naprezanje, prikladnu sposobnost vraćanja iz stanja plastične deformacije u prvobitno stanje rastećenja (sposobnost odmaranja), visoki koeficijent trenja, veliku vrijednost modula elastičnosti  $E$ , veliku savitljivost i malu specifičnu težinu. Od različitih materijala koji zadovoljavaju ove zahtjeve za izradu plosnatog remenja dolaze u obzir stanoviti tekstilni materijali, guma, balata i neke vrste čeličnih traka.

Plosnato remenje od tekstila obično je impregnirano. Ima dobru savitljivost, prikladno je za upotrebu u vlažnim prostorijama i za veće brzine. Glavni tekstilni materijali za izradu plosnatog remenja jesu devina dlaka, dlaka angorske koze, pamuk, vlakno konoplje, umjetna i prirodna svila. Od svih tih najkvalitetnije je (i najskuplje) svileno plosnato remenje.

Gumeni plosnato remenje armirano je u lošcima od tekstilnih traka ili od posebnog prediva. Nepromočivo je, i zbog toga prikladno za upotrebu u vlažnim prostorijama. Nije osjetljivo prema djelovanju prašine i primjenljivo je do temperatura okolišnog prostora do 70 °C.

Plosnato remenje od balate također je armirano tkaninama ili predivom i ima svojstva slična svojstvima gumenog remenja, samo što nije primjenljivo kod temperatura okolišnog prostora iznad 35 °C.

Plosnato remenje od čeličnih traka upotrebljava se samo za veće osne razmake (do 100 m) i velike obodne brzine. Debljina je ovih traka 0,2–1 mm. Remenice prijenosnih uređaja s remenjem od čeličnih traka moraju imati promjer od najmanje 500 mm, a njihovi vijenci moraju biti obloženi papirom, plutom ili kožom, da bi se spriječilo proklizavanje.

Plosnato remenje od tekstilnih materijala, gume, balate i čeličnih traka uglavnom se izrađuje u jednom komadu, u obliku gotovih beskonačnih traka. U rijetkim slučajevima, kad je za izradu beskonačne trake od ovih materijala potrebno spajanje krajeva, upotrebljavaju se spojevi slični onima koji se upotrebljavaju i za spajanje kožnog remenja.

**Prednosti, nedostaci i primjena.** Glavne prednosti prijenosa plosnatim remenjem jesu jednostavnost konstrukcije njegovih uređaja, razmjerno tih rad, elastično djelovanje (vrlo poljno, naročito u slučaju naglih povećanja opterećenja), dobar stupanj korisnog djelovanja i mogućnost da se s njima prenosi snaga na razmjerne velike udaljenosti.

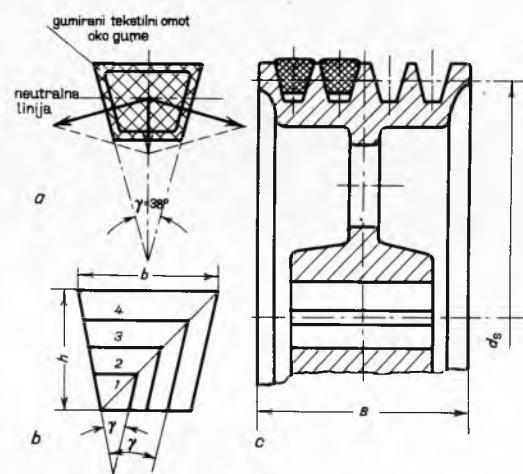
Glavni nedostaci prijenosa plosnatim remenjem jesu težina i glomaznost konstrukcije njegovih uređaja i razmjerne velika opterećenja njihovih ležaja.

Svojstva prijenosa plosnatim remenjem odgovarala su potrebama centraliziranih pogona s pomoću transmisijskih osovina povezanih sa znatnim rasipanjem energije, kakvi su se mnogo upotrebljavali u prošlosti. Ekonomiziranje energijom, kao jedan od najvažnijih smjera razvoja suvremene proizvodnje, učinilo je takve pogone zastarjelim i s time zajedno smanjilo značenje pogona plosnatim remenjem. Primjena prijenosa plosnatim remenjem danas se uglavnom ograničava na područje daleko ekonomičnijih pojedinačnih pogona strojeva, na kojima im, zbog povoljnih svojstava, veoma konkuriraju prijenosi klinastim remenjem.

Postoje izvedbe prijenosa plosnatim remenjem za snage do 2200 KS i obodne sile do 5000 kp, pri širini remena od 1750 mm, do 18000 okretaja u minuti, obodnoj brzini do 90 m/s i do 16 m osnov razmaka, prijenosnim brojem do 10 (i više, s remenjem od specijalnog materijala).

#### Prijenos s klinastim remenjem

Prijenos klinastim remenjem u biti se razlikuje od prijenosa plosnatim remenjem samo oblikom i brojem remena, i oblikom površina vjenaca njihovih remenica (sl. 247). Za razliku od slučaja s pojedinačnim prijenosima plosnatim remenjem u kojima



Sl. 247. Remen i vjenac remenice prijenosa klinastim remenjem. a Presjek remena, b sličnost profila remenja različitih dimenzija

sudjeluje samo po jedan remen, u pojedinačnim prijenosima s klinastim remenjem može sudjelovati razmjerne veliki broj remena, kao npr. na sl. 248. Pri tome je nužno da svi remeni budu



Sl. 248. Pogon specijalne brusilice prijenosom s uskim klinastim remenjem  
točno jednake dužine, jer inače nastupaju preopterećenja kraćih remena, dok su duži neiskorišćeni. Za postizanje prednapona i u

# ELEMENTI STROJEVA, REMENSKI PRIJENOSI

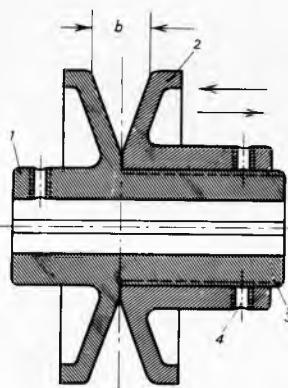
261

prijenosima klinastim remenjem mogu se upotrijebiti natezne remenice (bez žljebova na vijencu).

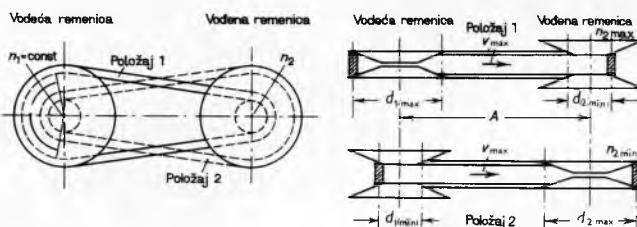
Za oblik klinastih remena karakterističan je njihov presjek (sl. 247 a). To je površina oblika trapeza ili kline (otuda i naziv »klinasto remenje«). Za nasjedanje klinastih remena površine vijenaca remenica imaju žljbove prilagođene obliku remena. Oblik tih žljbova je takav da remeni u njima nasjedaju samo svojim bočnim površinama. Njihova donja površina uvijek se nalazi iznad dna žlijeba, a gornja nešto iznad površine remenice.

Presjeci i profili klinastih remena standardizirani su u svim zemljama. Obično su njihove bočne površine zakošene tako da se sijeku pod kutom  $\gamma = 38^\circ$ . Pod točno jednakim kutom moraju se sjeći i bočne površine žljbova na remenicama. Osim toga, iz istih razloga iz kojih je to potrebno i za površine vijenaca remenica za plosnato remenje, te bočne površine moraju biti glatko obradene.

**Remenice za klinasto remenje** mogu se izraditi i u dvo-dijelnoj izvedbi, tako da im se obje polovice mogu odmicanati i primicati jedna drugoj zakretanjem jedne od njih na navojnicama kako je to prikazano na sl. 249, i time mijenjati širinu žlijeba. Zbog toga se remen malo podiže ili spušta iz žlijeba, što je isto kao da se, npr., kod prijenosa plosnatim remenjem mijenja promjer remenice, a to dovodi do promjene prijenosnog omjera. Ovaj se princip koristi u varijatorima (uredajima za bestepenu regulaciju prijenosnog omjera) na bazi prijenosa klinastim remenjem. Shema jednog takvog varijatora prikazana je na sl. 250.



Sl. 249. Remenica za klinasti remen sa podešivom širinom žlijeba. 1 Nepomična polovica remenice, 2 polovica remenice pomicna u aksijalnom smjeru, 3 navojnica za podešavanje širine žlijeba, 4 vijak za fiksiranje položaja pomicne polovice, b podešiva širina žlijeba



Sl. 250. Shema djelovanja bestepenog varijatora s klinastim remenom

(v. i *Automobilna vozila*, TE 1, str. 513). U tom uređaju, pomicnjem polovica vodeće i vodene remenice u međusobno suprotnim smjerovima, mogu se njihovi promjeri ( $d_1$ , odnosno  $d_2$ ) mijenjati unutar granica  $d_{1 \min} \dots d_{1 \max}$ , odnosno  $d_{2 \max} \dots d_{2 \min}$ . Kako je broj okretaja  $n_1$  vodeće remenice u tom procesu konstantan, a zbog toga iz prijenosnog omjera slijedi  $\frac{d_2}{d_1} n_2 = \text{konst}$ , to se pri tome mijenja i broj okretaja  $n_2$  vodene remenice između najmanje vrijednosti  $n_{2 \min}$  (pri  $d_{1 \min}$  i  $d_{2 \max}$ ) i najveće  $n_{2 \max}$  (pri  $d_{1 \max}$  i  $d_{2 \min}$ ).

**Sile i naprezanja u prijenosu klinastim remenjem.** Sve formule izvedene za sile i naprezanja u prijenosu plosnatim remenjem vrijede i za prijenos klinastim remenjem, ako se koefficijent trenja  $\mu$  u Eytelweinovoj formuli zamijeni koefficijentom trenja klinastog remenja

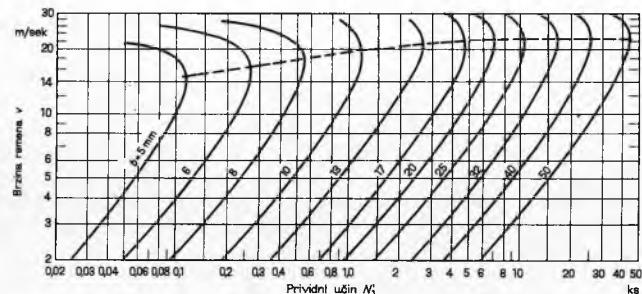
$$\mu_k = \frac{\mu}{\sin \gamma/2},$$

gdje je  $\gamma$  kut pod kojim se sijeku krakovi presjeka remena (v. sl. 247). S time ta jednadžba prelazi u oblik

$$F_1 = F_2 e^{\mu_k a} = F_2 e^{\frac{\mu a}{\sin \gamma/2}}.$$

Lako je izračunati da je, kad  $\gamma$  ima običnu navedenu vrijednost,  $\mu_k \approx 3 \mu$  i da mu je veličina  $2,5 \dots 3,5$ . Zbog toga su i proklizavanje i gubici u prijenosima klinastim remenjem mnogo manji nego u prijenosima plosnatim. (Stupanj korisnog učinka ovih prijenosa obično jest  $0,96 \dots 0,985$ .) Ovo svojstvo klinastog remenja omogućuje da se remenski prijenosi konstruiraju s obuhvatnim kutovima znatno manjim od nužnih za prijenos plosnatim remenjem. (Npr., uspješan rad prijenosa klinastim remenjem moguć je i pri  $\alpha_1 = 90^\circ$ , a po potrebi i pri  $\alpha_1 = 70^\circ$ .) To opet omogućuje primjenu prijenosa klinastim remenjem i za veće prijenosne omjere (do  $i_{\max} = 1 : 15$ ), manje osne razmake uz manje promjene remenica nego što se to može postići prijenosima plosnatim remenjem.

**Proračun prijenosa klinastim remenjem.** Remenice za klinasto remenje proračunavaju se na jednaki način kao i one za plosnato. Na jednaki način može se proračunavati i klinasto remenje. Međutim, kako su profili klinastog remenja standardizirani, a zadana se snaga može prenositi s manjim brojem jačih ili pak s većim brojem slabijih remena, obično se postupa tako, da se, već prema veličini snage, iz tablica odabere neki prikladni profil. Taj, tzv. konstruktivni izbor može zbog navedenih alternativa imati dvije, tri ili četiri varijante. Zatim se, prema profilu remena odabranom s obzirom na njegovu savitljivost i efektivnom radnom vremenu, odabere minimalni proračunski promjer vodeće remenice  $d_{1 \min}$  te s time i zadanim brojem okretaja odredi obodna brzina remena. S ovim podacima pristupa se tada određivanju tzv. nominalnog, ili prividnog učina  $N'_1$  prema tzv. dijagramu iskoristjenja profila prikazanom na sl. 251. Ta veličina jest snaga



Sl. 251. Dijagram iskoristjenja profila gumenog klinastog remenja

koju može prenosi jedan remen određenog profila pri obuhvatnom kutu na vodećoj remenici  $\alpha_1 = 180^\circ$ . Ona je funkcija obodne brzine. Na sl. 251 prikazan je tok niza ovih funkcija za standardizirane profile klinastog remenja, pri čemu je  $b$  dužina veće baze njihovih presjeka. (Crtkana linija spaja položaje maksimalne iskoristivosti profila.)

Snaga  $N_1$  koju jedan remen smije stvarno prenosi određuje se zatim s pomoću formule

$$N_1 = \frac{N'_1 C T}{S},$$

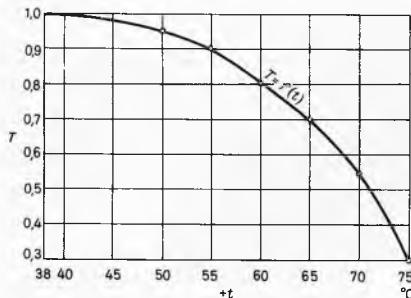
gdje je  $C$  korekcijski faktor obuhvatnog kuta,  $T$  korekcijski faktor temperature, a  $S$  koeficijent sigurnosti prijenosa. Korekcijskim faktorom obuhvatnog kuta  $C$  dotjerava se vrijednost prividnog učina na stvarnu snagu, koju može prenosi jedan remen kad temperatura okoline ne prelazi granicu iznad koje treba uzeti u obzir smanjenje vučne snage remena uslijed smanjenja koefficijenta trenja. Tada je korekcijski faktor temperature  $T = 1$ .



Sl. 252. Korekcijski faktor obuhvatnog kuta za proračun klinastog remenja

Iznad te granice ( $38^\circ C$ ) on je funkcija temperature. Zavisnost faktora  $C$  od obuhvatnog kuta prikazana je dijagmom na sl. 252. Korekcijski faktor  $T$  kao funkcija temperature prikazan je dijagmom na sl. 253. Koeficijent sigurnosti prijenosa  $S$  jest

veličina zavisna od načina rada stroja kojemu prijenos služi i iznosi 1,2...2.



Sl. 253. Korekcijski faktor temperature za račun klinastog remenja

Nakon određivanja snage  $N_1$ , koju jedan remen smije prenosi, preostaje još da se odredi potreban broj remena  $z = \frac{N}{N_1}$ , gdje je  $N$  snaga što ju treba prenositi cijeli uređaj, zaokružujući rezultat na slijedeću veću cijelu vrijednost.

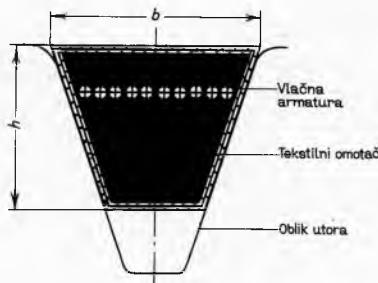
Za osne razmake prijenosa klinastim remenjem biraju se vrijednosti između minimuma i maksimuma

$$a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} + 1,2h; \quad a_{\max} = 2(d_1 + d_2),$$

gdje je  $h$  visina profila remena. Najpovoljnijim osnim razmakom smatra se vrijednost  $a \approx 2d_2$ .

**Oblici i konstrukcijski materijali dijelova.** Remenice prijenosa s klinastim remenjem lijevaju se od istih materijala, kao i one u prijenosima s plosnatim remenjem. Osim toga, remenice prijenosa s klinastim remenjem izrađuju se i od čeličnih limova prešanjem, a za male snage i od plastičnih masa.

Glavni materijal od kojega se izrađuje klinasto remenje jest guma. U gornjoj zoni (v. sl. 247a), iznad neutralne linije, gdje uglavnom vladaju vlačna naprezanja, guma je pojačana armaturom od tekstilnih vlakana, a izvana gumiranom tekstilnom oblogom. U novije vrijeme izrađuje se vrlo kvalitetno klinasto remenje s armaturom od umjetnog vlakna (Nylon, Perlon, Kapron itd.), a ponekad i od čeličnih žica. Najnoviji proizvodi te vrste, tzv. uski klinasti remeni izrađeni od najkvalitetnije gume, prikazani su u presjeku na sl. 254. Ovo remenje dopušta velike brzine i prenosi jednake snage pri gotovo četiri puta manjem presjeku od običnog klinastog remenja. U donjoj zoni klinastog remenja pojavljuje se pri savijanju samo tlak, pa je tu armiranje izlišno.



Sl. 254. Presjek uskog klinastog remena

Kako su standardizirani ne samo profili već i dužine klinastih remena, oni se uglavnom proizvode kao gotove beskrajne trake. Sastavljanje beskrajnih traka od klinastog remenja elementima za spajanje rijetko dolazi u obzir; općenito se izbjegava jer takvo remenje onda podnosi manja opterećenja i brže se troši. Elementi za spajanje klinastog remenja specijalne su izvedbe.

Profil običnog klinastog remenja označuju se po DIN-normama dužinom veće baze i visinom presjeka ( $b \times h$ ). Po DIN-normama te su dimenzije:

$b$ (mm):	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
$h$ (mm):	3	4	5	6	8	11	12,5	16	20	25	32

DIN-norme za klinasto remenje usvojio je i JUS u kojima se klinasto remenje označava dužinom veće baze presjeka i unutrašnjom dužinom remena. Tako se npr. klinasti remen po JUS G.E2.050 označava sa 17 x 800.

**Prednosti, nedostaci i primjena.** Glavne prednosti prijenosa s klinastim remenjem, u usporedbi s prijenosima s plosnatim, jesu njihove općenito manje dimenzije, pogotovo kad se primjenjuje usko klinasto remenje, te manje opterećenje vratila, a time i ležaja.

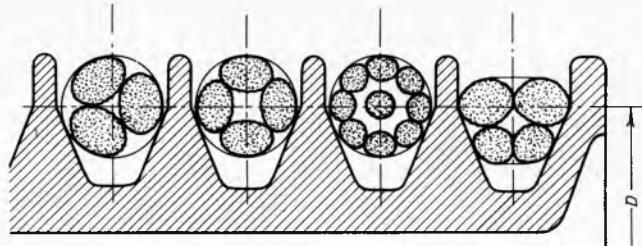
Nedostaci prijenosa klinastim remenjem jesu, skuplja izvedba i manja trajnost remenja. Osim toga oni se ne mogu upotrijebiti kao ukršteni i poluukršteni prijenosi.

Područje primjene prijenosa klinastim remenjem općenito je ono u kojem se radi o manjim osnim razmacima i većim prijenosnim odnosima nego što su dosežni primjenom prijenosa s plosnatim remenjem. To je i uzrokovalo razmjerno recentno i naglo proširenje njihove primjene na čitavo područje strojarstva, otkad su se centralizirani pogoni transmisijama počeli zamjenjivati pojedinačnim. Posebno je tome doprinio razvoj proizvodnje alatnih strojeva i automobilske industrije, koja je zahtijevala zbijenu izvedbu prijenosa snage za ventilatore, vodne crpkе i dinamo-strojeve motora s unutarnjim izgaranjem.

Prijenosi klinastim remenjem upotrebljavaju se danas obično za prijenosne omjeri oko 8 (najviše do 15), za snage do 1600 KS, sa do 44 remena i do obodne brzine od 26 m/s.

### Konopni i užni prijenos

I u ovom prijenosu bitni elementi jesu dva kola i gibljivi dio koji prenosi snagu s jednoga na drugo. Za gibljivi dio ovih prijenosa služe konopi od prirodnog ili umjetnog vlakna i čelična užad, pa se, već prema tome, govori o konopnom ili užnom prijenosu.



Sl. 255. Presjek žljebova vijenca konopnice s različitim vrstama konopa

jenusu. Takoder, već prema tome, i kola ovih prijenosa nazivaju se konopnicama, ili užnicama. Slično kao i kod remenica prijenosa klinastim remenjem i vijenci konopnica i užnica imaju žljbove priлагodene obliku gibljivog dijela. Neki dijelovi ovih prijenosa prikazani su presecima vijenaca njihovih kola i gibljivih dijelova na sl. 255 i 256.

U usporedbi s remenjem gibljivi dijelovi ovih prijenosa općenito su manje savitljivi. Zbog toga promjeri njihovih kola moraju biti razmjerno veliki (barem 800 mm).

Iz istih razloga, kao i kod remenskog prijenosa, i kod konopnog i užnog prijenosa vučni krak mora se nalaziti ispod slobodnog. Osni razmaci u kojima se može primijeniti konopni prijenos s gibljivim dijelom od običnih materijala jesu 6...12 m, minimalni osni razmaci za prijenos čeličnom užadi 15...25 m, a maksimalni dosež do 150 m. Provjes gibljivih dijelova ovih prijenosa zahtijeva podupiranje potpornim točkovima svakog konopa, odnosno užeta dužeg od 20...25 m.

Maksimalni prijenosni omjeri ovih prijenosa obično ne prelaze 3; njihove su obodne brzine 15...30 m/s, a stupanj korisnog djelovanja od 0,96...0,98.

**Naprezanja i proračun konopnih i užnih prijenosa.** Teorijska izlaganja u vezi s prijenosima plosnatim remenjem vrijede i za konopni i užni prijenos. Jednako kao i kod prijenosa klinastim remenjem, osnovna veličina proračuna, koeficijent trenja  $\mu'$ ,



Sl. 256. Presjek žljebova vijenca užnice s pletenim čeličnim užetom

ovdje također zavisi od kuta kojega zatvaraju bočne površine žljebova na vijencima konopnica i užnica. Računajući po analognoj formuli, dobije se pri uobičajenoj veličini tog kuta ( $\varphi = 45^\circ$ ) omjer  $\mu' = 1,4 \mu$ , što znači da je koeficijent trenja u ovim prijenosima nešto veći od koeficijenta trenja u prijenosima plosnatim remenjem.

*Konopnice i užnice* proračunavaju se jednako kao i remenice po empirijskim formulama. Ako su dvodijelne, njihovi vijenci, žlice i stezni vijci računaju se još i na čvrstoću.

Konopi i užad proračunavaju se na naprezanje na vlak. Pri tome se, da bi se dobila površina presjeka sviju niti  $A$  — koja je mjerodavna za čvrstoću, presjek konopa, odnosno užeta — mora korigirati nekim faktorom. Npr. za *konepe* od konopljinog vlakna to je 0,62. Tada se za ovaj slučaj dobije

$$A = \frac{F}{\sigma_{v,dop}} = 0,62 \frac{d^2 \pi}{4},$$

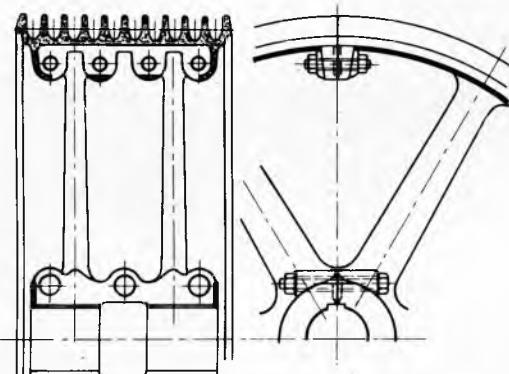
gdje je  $F$  sila kojom je konop opterećen, a  $d$  njegov promjer koji treba izračunati.

Proračun čeličnih užeta ograničava se na kontrolu ukupnog kombiniranog naprezanja  $\sigma_u$ , koje se sastoji od vlačnog naprezanja  $\sigma_v$  uzrokovanoj djelujućom silom  $F$  i naprezanja  $\sigma_s$ , što ga izaziva savijanje na užnicama

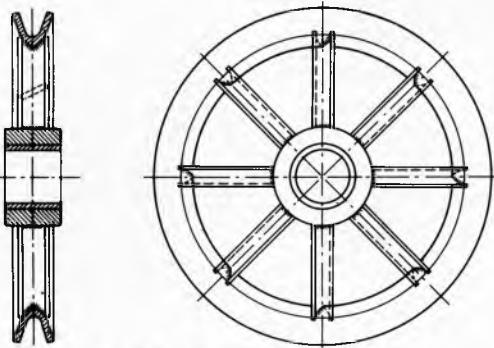
$$\sigma_u = \sigma_v + \sigma_s = \frac{4P}{n\pi\delta^2} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{d_1} \leq \sigma_{dop},$$

gdje je  $\delta$  promjer jedne žice,  $n$  broj žica u užetu,  $E$  modul elastičnosti materijala žice i  $d_1$  promjer manje užnice.

**Oblici, materijali i održavanje.** *Konopnice i užnice* obično se izrađuju od sivog lijeva prikladne čvrstoće (sl. 257), a za veće snage i brzine od čeličnog lijeva. Osim toga, danas se sve češće izrađuju užnice zavarivanjem različitih čeličnih profila (sl. 258).

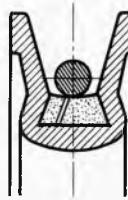


Sl. 257. Lijevana dvodijelna konopnica velikog promjera



Sl. 258. Užnica zavarene izvedbe

Žljebovi vijenaca konopnica i užnica moraju biti fino istokarenji; ponekad se izrađuju i glodanjem. Da bi se izbjeglo štetno dodirivanje užeta s bočnim stranama užnica, polujer zakrivljenosti žljebova užnica mora biti nešto veći od polujmera presjeka užeta. Da bi se povećalo trenje između užeta i površine žljeba užnica, njegovo dno oblaže se podlogom od plastičnih masa, tvrdog drva,



Sl. 259. Presjek žljeba užnice s podlogom za uže

ili kože (sl. 259). Koža se pokazala najprikladnijim materijalom za tu svrhu i čuva uže od trošenja.

Oblici *konopa* za prijenos prikazani su na sl. 255. Oni se obično sastoje od tri ili više međusobno uvijenih ili isprepletenih strukova; strukovi su uvijeni od debelih niti, a ove od upletenih vlakana. Obični konopi proizvode se od vlakana konoplje (manilске, talijanske, badenske konoplje) ili jute, a konopi bolje kvalitete od vlakana pamuka. Pamučni konopi savitljiviji su od konopljinih

pa promjeri njihovih konopnica smiju biti manji (do dvadeseterostrukte debljine konopa). Osni razmak prijenosa od pamučnog konopa također može biti manji u usporedbi za konopljino uže (do 3 m). Pamučni konopi bolje prigušuju trzaje ali su skuplji od konopa izrađenih od konoplje ili jute.

Stanje i trajnost konopa za konopni prijenos zavisni su od postupka s njime i njegovog održavanja. Najbolje je da se konopi prije upotrebe temeljito osuše i dobro istegnu, a poslije montaže temeljito natope toplim lojem ili mineralnim uljem. Takvo natapanje treba ponavljati u pogonu približno svaka tri mjeseca. Za povećanje otpornosti prema atmosferilijama konopi za konopni prijenos, koji rade na otvorenom, natapaju se katranom. Pri tome oni postaju i nešto jači, ali i nešto teži i manje savitljivi. Kad se s konopom ispravno postupa, njegova je trajnost za konopni prijenos oko 6 godina.

*Čelična užad* za užni prijenos izrađuje se od žica od prvo razrednog tiganjskog čelika. Pojedine žice spletu se u pletenice s jezgrom od kudjelje. Veći broj takvih pletenica (6 do 20) uvije se zatim u spiralama međusobno obrnutog smjera oko jezgre od kudjelje. Kudjeljne jezgre čelične užadi za užni prijenos povećavaju njihov elasticitet, zbog čega se ona manje naprežu pri savijanju oko užnice. Za postizanje takvog učinka postoje i druge metode (v. *Prenosna tehniku*).

Da bi bila otporna prema rđanju, čelična užad za užni prijenos izrađuje se od pocinčane žice. Za njihovo ispravno održavanje u pogonu potrebno ih je mazati kuhanim lanenim uljem, ili lojem barem jednom svakih 6 tjedana.

**Prednosti, nedostaci i primjena.** Glavne prednosti konopnih i užnih prijenosa jesu što mogu prenositi velike snage, što su jeftiniji od prijenosa plosnatim remenjem i što im je sigurnost pogona veća, jer se pri tome nikad neće istovremeno prekinuti sva užad. Zbog toga ovi prijenosi mogu uspješno zamjeniti prijenose plosnatim remenjem u slučajevima, gdje bi, zbog velikih snaga koje treba prenositi, bilo potrebno vrlo široko remenje.

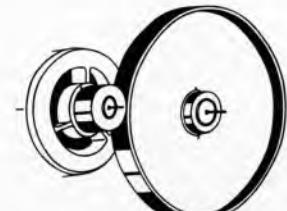
Glavni nedostaci ovih prijenosa jesu njihova glomaznost i veliko opterećenje ležaja.

Zbog tih svojstava danas se ovi prijenosi upotrebljavaju rijetko, uglavnom tamo gdje se radi o većim udaljenostima. (Nekad su se upotrebljavali u pogonu velikih parnih pilana i paromlinova.) Njihova suvremena primjena ograničena je uglavnom na vuču žičara, uspinjača, dizalica, uzvlaka, liftova i sl.

#### Tarni (frikcijski) prijenosi

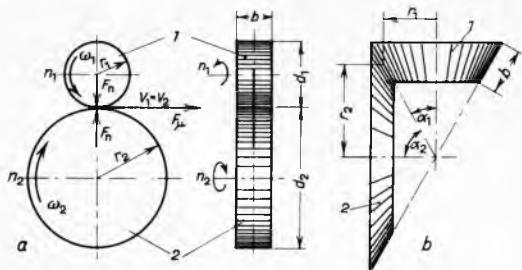
Tarni prijenos je najjednostavniji oblik prijenosa neposrednim dodirom. Snaga se njima prenosi s jednog vratila na drugo međusobnim trenjem vjenaca ili bočnih površina tarnih kola (tarenica) koja su na njima učvršćena.

Najjednostavniji slučaj tarnog prijenosa, tj. kad su vratila koja u njemu sudjeluju paralelna, prikazan je na sl. 260 i 261 a. Osim toga, tarni je prijenos primjenljiv i u slučajevima gdje se vratila koja u njemu sudjeluju križaju u prostoru pod nekim, najčešće pravim kutom (sl. 261 b). Tada, naravno, vijenci tarenica moraju imati oblik krunih stožaca. Također postoje i tarni prijenosi s tarenicama sfernog i kom-

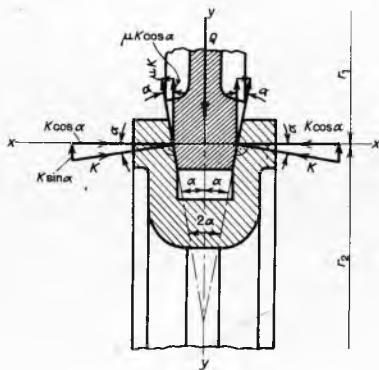


Sl. 260. Jednostavni uredaj za tarni prijenos

biniranih oblika. Jedan od glavnih nedostataka svih tih tarnih prijenosa, tj. nepovoljni odnos između obodne sile koja se prenosi i za to potrebnog tlaka jedne tarenice na drugu, može se poboljšati izvedbom prikazanom na sl. 262. Vijenac veće tarenice ima žlijeb u koji zadire vijenac klinasta oblika manje tarenice.



Sl. 261. Shematski prikaz djelovanja tarnih prijenosa. a Čelni tari prijenos s cilindričnim tarenicama i paralelnim vratilima, b stožasti tari prijenos za ukrištena vratila; I vodeća, 2 vođena tarenica



Sl. 262. Presjek vijenca klinaste i užlijebljene tarenice

U skladu s time, tari prijenosi dijele se, s obzirom na položaj vratila, na one s paralelnim i one s ukrištenim vratilima; s obzirom na oblik tarenica, na cilindrične, stožaste i sferne, i s obzirom na površinu vijenca tarenica na one s ravnim, s nažlijebljениm i klinovitim obodnim površinama tarenica.

Zbog dosta raširene primjene tarnih prijenosa u varijatorima, za njih je, uz ovu podjelu prema obliku njihovih uređaja i djelova, dosta važna i podjela prema tome da li im je prijenosni omjer stalni ili promjenljiv.

Različiti principi izvedbe i funkcije tarnih prijenosa pobliže su prikazani na shemama na sl. 263, 264 i 265.

**Prijenosni omjer tarnih prijenosa.** Pri malim snagama i kod ovih prijenosa utjecaj proklizavanja je dovoljno mali da dopušta izračunavanje prijenosnog omjera iz već izvedene formule za  $i$ . Proklizavanje koje se pri tome ne smije zanemariti pojavljuje se u ovim prijenosima kad se radi o velikim snagama. Formula iz koje se tada izračunava stvarni prijenosni omjer  $i_s$  analogna je također već izvedenoj, samo što se ovdje namjesto  $\psi$  za koeficijent proklizavanja upotrebljava simbol  $\xi$  (obično je  $\xi = 0,97$ ).

S time i iz geometrijskih odnosa na sl. 261 b mogu se izvesti formule

$$i = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}; \quad i_s = \xi \frac{r_1}{r_2} = \xi \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$$

s kojima se proširuje niz izraza za prijenosni omjer, kad se radi o prijenosima s okomitim ukrištenim vratilima. Normalne veličine prijenosnih omjera tarnih prijenosa obične izvedbe ne prelaze 6, a njihovi maksimumi ne prelaze 10.

**Sile u tarnim prijenosima.** Kako je prikazano na sl. 261 a, otpor trenja  $F_{\mu}$  koji uzrokuje okretanje vodene tarenice, posljedica je djelovanja tlaka predstavljenog normalnom silom  $F_n$  koja djeluje na mjestu dodira vijenaca tarenica. Iz već poznatog odnosa među ovim silama i koeficijenta trenja (str. 275) lako je ocijeniti koliko je veličina koeficijenta trenja važna za tarne prijenose.

Npr. za tarenice od lijevanog željeza s čistim i suhim površinama, pri čemu je  $\mu \approx 0,1$ , iz navedene formule dobije se  $F_{\mu} \approx 10 F_n$ , što znači da je takav prijenos već i razmjerno malih sila povezan s vrlo velikim opterećenjem vratila i ležaja.

Očito su ovi prijenosi to povoljniji što je koeficijent trenja među njihovim tarnim površinama veći. Zbog toga je i postizanje što veće vrijednosti  $\mu$  jedna od glavnih težnji pri konstrukciji tarnih prijenosa. To se može postići oblaganjem vijenaca tarenica fričijskim materijalima. Tako se npr. kombinacijom čeličnih tarenica i tarenica obloženih gumom mogu u tarnim prijenosima postići koeficijenti trenja i do 0,8.

Kako na poboljšanje odnosa između tlačne sile i sile trenja u tarnim prijenosima djeluje primjena klinastih i nažlijebljениh tarenica, može se zaključiti iz sustava sila na sl. 262.

Ovdje opterećenje  $Q$  uzrokuje tlakove na bočnim površinama predstavljene normalnim silama  $K$ , tako da je ukupna sila trenja

$$F_{\mu} = 2 \mu K.$$

Dakako, da bi ove sile bile u međusobnoj ravnoteži, moraju biti ispunjena sva tri za to nužna, iz statike poznata uvjeta ravnoteže sila u ravnini, tj. da zbrojevi komponenata tih sila u smjeru apscise i ordinare, kao i zbroj statičkih momenata moraju biti jednak nuli ( $\Sigma x = 0$ , odnosno  $\Sigma y = 0$ , odnosno  $\Sigma M = 0$ ). Prvi od tih uvjeta očito je zadovoljen, jer s jedne i s druge strane sustava djeluje samo po jedna veličinom jednakna, ali smjerom jednoga drugog suprotna sila  $K \cos \alpha$ . Uvjet  $\Sigma M = 0$  jest ispunjen, jer je sustav ovih sila simetričan, a iz uvjeta  $\Sigma y = 0$  može se s pomoću geometrijskih odnosa na sl. 262 izračunati da je

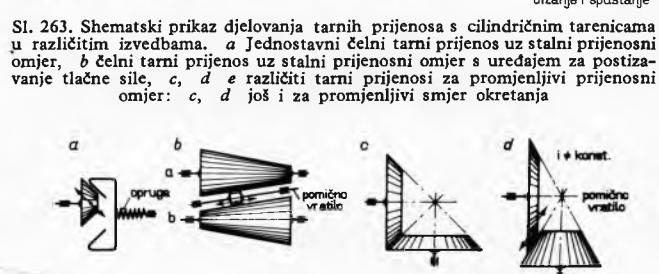
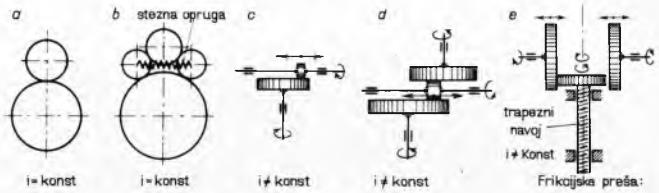
$$2 K \sin \alpha + 2 \mu K \cos \alpha - Q = 0$$

i dalje

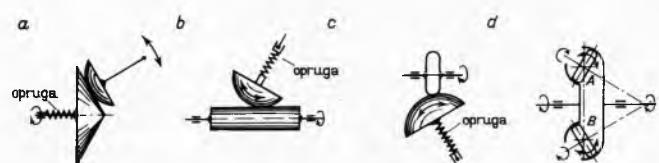
$$2 K = \frac{Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}.$$

Ako se ovaj izraz supstituira za  $F_{\mu}$ , dobije se

$$Q = F_{\mu} \left( \frac{\sin \alpha}{\mu} + \cos \alpha \right).$$



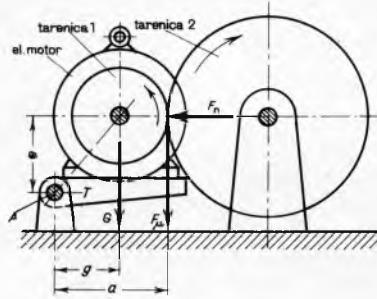
Sl. 264. Shematski prikaz djelovanja tarnih prijenosa sa stožastim tarenicama u različitim izvedbama: a s konstantnim prijenosnim omjerom između dva medusobno paralelna vratila, b sa promjenljivim prijenosnim omjerom između dva paralelna vratila, c s konstantnim prijenosnim omjerom između dva medusobno okomita vratila, d sa promjenljivim prijenosnim omjerom između dva medusobno okomita vratila



Sl. 265. Shematski prikaz djelovanja tarnih prijenosa sa sfernim tarenicama za promjenljivi prijenosni omjer u različitim izvedbama: a s tarenicama oblike stoča i kuglinog segmenta, b valjka i kuglinog segmenta, c tzv. glijivasti varijator, d s tarenicama promjenljivog nagiba

S normalnom veličinom kuta  $\alpha$  ( $15^\circ$ ) i uz  $\mu \approx 0,1$  može se odatle izračunati da je  $Q \approx 3,5 F_\mu$ , a to znači da se, ako se na mjesto običnog čelnog tarnog prijenosa upotrijebi prijenos klinastom i nažljebljenom tarenicom od istog materijala, smanjuje nužna tlačna sila i time opterećenje vratila i ležaja na približno trećinu od prve vrijednosti.

Potrebna tlačna, normalna sila  $F_n$  u tarnim prijenosima može se stvarati na različite načine, među ostalim i automatski, što je i uobičajeno u suvremenim konstrukcijama. Za tu svrhu može se npr. iskoristiti težina  $G$  vodećeg sklopa kao u shemi na sl. 266.



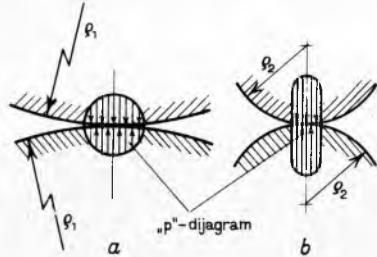
Sl. 266. Shematski prikaz tarnog prijenosa s automatskim postizavanjem tlačne sile među tarenicama

Ona tu djeluje svojim momentom s obzirom na točku  $A$ , koja predstavlja središnjicu osovine oko koje je vodeći sklop slobodno okrećiv. Iz odgovarajuće momentne jednadžbe može se izvesti

$$F_n = \frac{gG + aF_\mu}{e}$$

gdje su  $g$ ,  $a$  i  $e$  krakovi pojedinih momenata prema sl. 266.

Slično kao i kod valjnih ležaja, zbog elastičnosti materijala, sila pritiska između tarenica u tarnim prijenosima djeluje na stacionitu površinu. Zbog toga na tim mjestima vlada već prema veličini te površine veći ili manji, tzv. dodirni, pritisak koji je prema H. R. Hertzto veći što je veća zakriviljenost u dodirnoj točki tarenica, tj. što je manji polumjer zakriviljenosti  $q$ , kao što je to



Sl. 267. Shematski prikaz raspodjele dodirnog pritiska: a između velikih tarenica, b između malih tarenica

prikazano na sl. 267 za dva različita slučaja zakriviljenosti valjnih tijela u dodiru.

**Proračun i gubici tarnih prijenosa.** Ovom proračunu pristupa se odabiranjem promjera ( $d_1$ ) manje tarenice (po mogućnosti tako da joj obodna brzina bude  $2\cdots 6 \text{ m/s}$ ). Osim obodne brzine i broja okretaja, te već spomenutih izraza za snagu koju treba prenositi i koja je poznata, određena je i obodna sila ( $F_o$ ), a s potrebnim prijenosnim omjerom i promjer veće tarenice i njen broj okretaja.

Nakon toga potrebno je odrediti za prijenos nužnu tlačnu silu ( $F_n$ ). Da bi ona uzrokovala otpor trenja dovoljan da održi proklizavanja u dopuštenim granicama, to se sila, prema već poznatim odnosima među silama na frikcijskim površinama, mora odrediti s pomoću izraza

$$F_n = \frac{F_o S}{\mu},$$

gdje je  $S$  koeficijent sigurnosti, a koeficijent trenja karakterističan

za materijal, svojstva frikcijskih površina i prilike na njima. Već prema uvjetima pogona, vrijednosti  $S$  jesu  $1,5\cdots 2$ .

S poznatom tlačnom silom može se iz pojednostavljene Hertzeove formule za pritisak među frikcijskim površinama za ovaj slučaj izračunati i potrebna širina tarenica

$$b = \frac{F_n}{2\varrho p_{dop}},$$

gdje je  $\varrho$  tzv. reducirani polumjer zakriviljenosti određen polumjerima tarenica izrazom

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} \pm \frac{1}{\varrho_2},$$

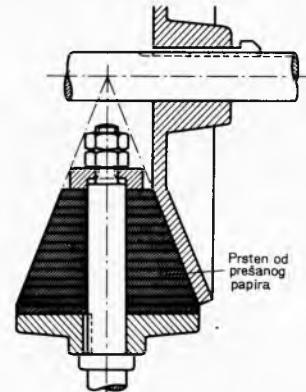
s time da se recipročne vrijednosti polumjera tarenica na desnoj strani zbrajaju kad do prijenosa dolazi trenjem vanjskih obodnih površina (vanjskim dodirom kao na sl. 268 a), inače se (pri tzv. unutrašnjem dodiru, kao na sl. 268 b) odbijaju.

Vrijednosti koeficijenta trenja  $\mu$  i dopuštenog pritiska na frikcijskim površinama  $p$ , koji je također karakteristika materijala, potrebne u ovom dijelu proračuna nalaze se u priručnicima. Ostali dijelovi tarenica proračunavaju se na jednak način kao kod remenica.

Gubici u tarnim prijenosima uzrokovani trenjem u ležajima i kotrljanjem frikcijskih površina i proklizavanjem u običnim izvedbama iznose  $6\cdots 16\%$  od privredne snage, pa im je stupanj korisnog učinka  $0,84\cdots 0,94$ . Viši stupnjevi korisnog učinka (do 96%) ovih prijenosa postižu se samo s uređajima najviše kakvoće.

**Izvedbe i konstrukcijski materijali.** Tarenice se uvijek izrađuju u jednodijelnoj izvedbi. Dakako, od konstrukcijskih materijala njihovih tarnih površina traži se velika otpornost prema trošenju i djelovanju viših temperatura, visoki modul elasticitet, osobito veliki koeficijent trenja (koji bi bio što manje zavisan od okoline) i što manja higroskopnost.

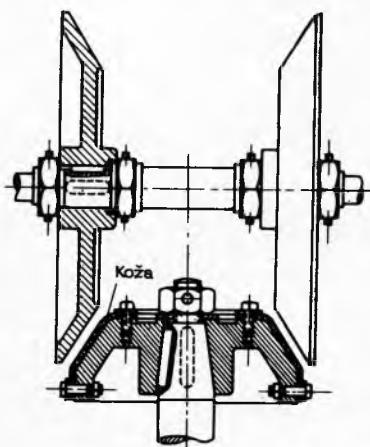
Zbog toga se materijal za izradu obloge tarenica bira kako prema potrebnom koeficijentu trenja, tako i prema potrebnoj tlačnoj sili i dopuštenom dodirnom tlaku. Obične kombinacije materijala u ovim prijenosima jesu: kaljeni čelik-kaljeni čelik, čelik-ferodni fiber ili guma, gumirano tkivo, tekstoliti (npr. Novotex, Hartex, Resitex, Turbax), sivi lijev-sivi lijev ili koža, prešani papir, azbest, guma, drvo, tekstoliti. Općenito najprikladnije od ovih kombinacija materijala pokazale su se one od čelika i tekstolita. Prednost im je u tome što se pri kotrljanju površina od tih materijala jednih po drugima razmjerno vrlo malo buke.



Sl. 269. Stožasti tarni prijenos s vođicom remenicom s uloškom od prešanog papira

Kad su površine vijenaca tarenica nekog prijenosa od različitih materijala, važnije je da se zaštiti veća (vođena tarenica), pa se obično vodeća tarenica izrađuje od mekšeg materijala, odnosno

oblaže (sl. 269). Jedan slučaj oblaganja vodene tarenice prikazan je na sl. 270. To je tarni prijenos za reverzibilni pogon vijčane preše, pri čemu se prenose veliki momenti. Obloga je od kože.



Sl. 270. Stožasti tarni prijenos vijčane preše s tarenicom obloženom kožom

Obloge vijenaca tarenica troše se u pogonu, pa ih je potrebno zamjenjivati. Zbog toga se od izvedbe uređaja tarnih prijenosa traži da bude takva da dopušta jednostavno izvođenje remontnih operacija.

Kad u tarnom prijenosu sudjeluju nemetalni materijali, sus-tav radi bez podmazivanja. Tarni prijenosi s metalnim tarenicama bez nemetalnih obloga mogu raditi na suho, uz podmazivanje, i što više sasvim uloženi u ulju. Uredaji tarnih prijenosa koji se podmazuju imaju veću trajnost, ali im je stupanj korisnog učinka manji. Uredaji tarnih prijenosa s metalnim vijencima tarenica koji nisu podmazivani rade s većim koeficijentom trenja i zbog toga s manjim tlačnim silama i s manje proklizavanja, imaju manje dimenzije (zauzimaju manje prostora) i rade s boljim stupnjem korisnog učinka.

**Prednosti i nedostaci tarnih prijenosa.** Prednosti tarnih prijenosa jesu razmjerno male dimenzije, lakoća i jednostavnost konstrukcije, mogućnost primjene u uređajima za bestepenu promjenu prijenosnog odnosa, brzine okretanja i smjera vrtnje, što omogućuju brzo uključivanje i isključivanje iz pogona mehanizma u kojima se upotrebljavaju i što s pomoću elastičnih obloga omogućuju bešuman rad.

Nedostaci su tarnih prijenosa u tome što se u njima potrebna tlačna sila ne stvara automatski (treba za to posebne uređaje), što je proklizavanje u njihovom radu razmjerno veliko pa ne osiguravaju točno održavanje prijenosnog odnosa, što se ugrijavaju u radu, što su primjenljivi samo na malim osnim razmacima, što su gubici snage u njima dosta veliki i što uzrokuju veliku opterećenja vratila i ležaja.

**Primjena tarnih prijenosa.** Gledana sa stanovišta principa, na kojem se zasniva (sl. 271), vožnja na kotačima jest samo poseban slučaj tarnog prijenosa, pri čemu se taru jedno o drugo obodna površina kotača i površina ceste, tračnica i sl. U tom procesu opterećenje kotača vlastitom težinom vozila i njegovim teretom jest tlačna sila. Pojednostini u kojima se ovaj proces razlikuje od ostalih procesa tarnih prijenosa jesu samo oblik obodne površine kotača i koeficijent trenja tarnih parova koji pri tome dolaze u obzir. Takvi su tarni parovi npr. kod lokomotiva i tramvaja obodne površine metalnih kotača i čelične tračnice, kod trolejbusa i automobilnih vozila obodna površina kotača od prirodne ili sintetske gume, ili drugih materijala i površina kolnika (kamen, asfalt, beton, pijesak itd.). Zbog toga je područje primjene tarnih prijenosa u šrem smislu izranedno široko.

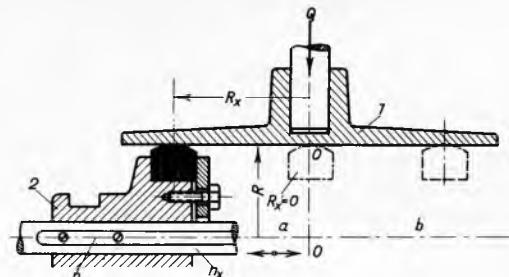
No, i bez obzira na to, primjena tarnih prijenosa u tehniči vrlo je široka. Opisana njihova svojstva čine ih vrlo prikladnim

za prijenos manjih snaga uz manje obodne brzine. Poznate su njihove izvedbe za snage do 200 KS i obodne brzine do najviše 20 m/s. Mnogo se upotrebljavaju u različitim strojevima, transmisijama, spravama i uređajima. Povoljna svojstva tarnih prijenosa najviše su došla do izražaja u njihovoj primjeni na području bestepene regulacije broja okretaja u frikcijskim varijatorima.

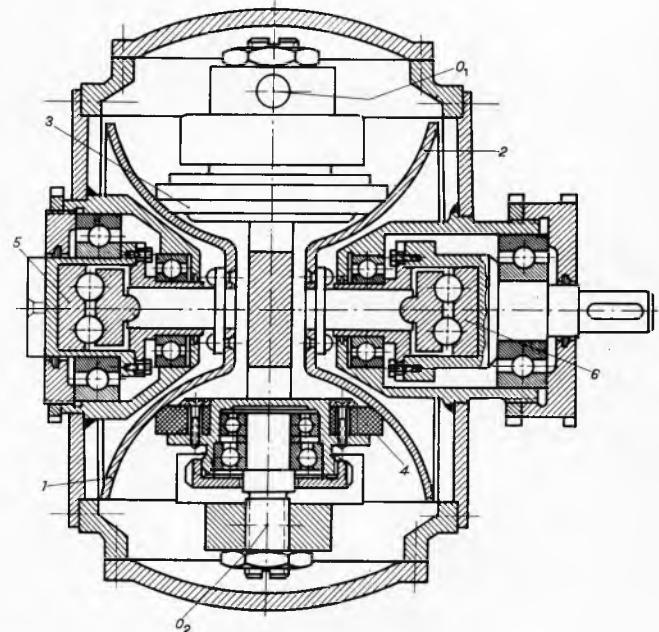
**Primjena tarnih prijenosa u frikcijskim varijatorima.** Princip djelovanja jednog jednostavnog tarnog čelnog varijatora prikazan je u shemi na sl. 272. Pri tome je neobložena tarenica 1 vodeća, a tarenica 2 s oblogom vođena. Vodena tarenica može se pomicati po svojoj osovinici na povodnom peru  $p$ . Zbog prijenosnog odnosa,

koji je u ovom slučaju  $i = \frac{R_x}{R} = \frac{n_x}{n}$ , gdje su  $n$  i  $R_x$  broj okretaja vodeće tarenice i dodirni polumjer (polumjer središnje kružnice njene dodirne površine s vođenom tarenicom), a  $n_x$  i  $R$  broj okretaja i polumjer vođene tarenice. Kako su za vrijeme rada  $n$  i  $R$  stalne veličine, mora pri tom pomicanju doći do promjena broja okretaja vođene tarenice. Kad se ova odmiče od osi vodeće tarenice, njen se broj okretaja povećava i obrnuto.

Osim mijenjanja brzine, ovaj varijator omogućuje i jednostavno mijenjanje smjera okretanja vođene tarenice, jer pri njenom pomicanju slijeva nadesno kroz područje  $a$  (lijevo od osi vodeće tarenice) ona na kraju mora dospijeti u položaj u kojemu je  $R_x = 0$ , pa stoga i  $i = 0$ , a nastavi li se dalje pomicati slijeva nadesno ona ulazi u područje  $b$  (desno od osi vodeće tarenice) gdje joj brzina okretanja opet raste, ali u obrnutom smjeru.



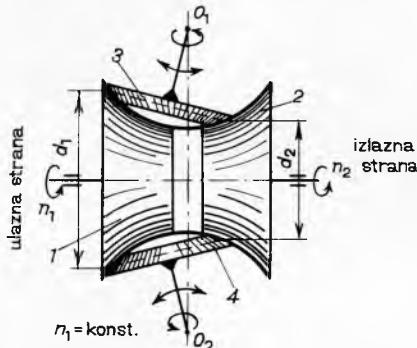
Sl. 272. Shema djelovanja čelnog varijatora za bestepenu promjenu broja okretaja i promjenu smjera vrtnje. 1 Vodeća tarenica, 2 vodena tarenica



Sl. 273. Varijator Svetozarovljeva sustava. 1, 2 Tarenice globoidnog oblika – šalice, 3 nagibni valjak, 4 obloga nagibnog valjka, 5, 6 mehanizam za postizavanje tlačne sile među tarenicama

Na sl. 273 prikazana je konstrukcija modernog varijatora (Svetozarovljev sustav). U tom varijatoru tarenice su dvije šalice

globoidnog oblika 1 i 2 i nagibni valjci 3 i 4 koji se po njima valjaju. Nagibni valjci mogu se zakretati oko osi  $O_1$  i  $O_2$ . Pri tome se mijenjaju dodirni promjeri nagibnih valjaka i vodeće tarenice, s jedne, i vođene tarenice s druge strane, što uz stalni broj okretanja prve, mora promijeniti broj okretaja druge. Funkcioniranje ovog varijatora pobliže je prikazano shemom na sl. 274. U prikazanom položaju nagibnih valjaka (krajnji lijevi položaj) promjer na vodećoj tarenici  $d_1$  veći je od promjera na vodenoj, pa zbog toga mora biti  $n_2 > n_1$ . Pri suprotnom nagibu, kao npr. u krajnjem desnom položaju, slučaj je obrnut, tj. tada je  $d_1 < d_2$ , pa je i  $n_2 < n_1$ . Vrijednosti prijenosnog omjera u kojem se mogu regulirati takvi varijatori jesu 6...8. Tlačna sila za njihov rad postiže se automatski s pomoću ugradenih mehanizama 5 i 6.



Sl. 274. Shema funkcjoniranja varijatora Svetozarjeva sustava. 1, 2 Šalice, 3, 4 nagibni valjci

Konstrukcijski je materijal valjnih elemenata ovih varijatora kaljeni čelik, ali im se nagibni valjci oblažu tekstolitima. Takvi varijatori mogu raditi i bez podmazivanja, jer se ni tada ne ugrijavaju preko dopuštene granice.

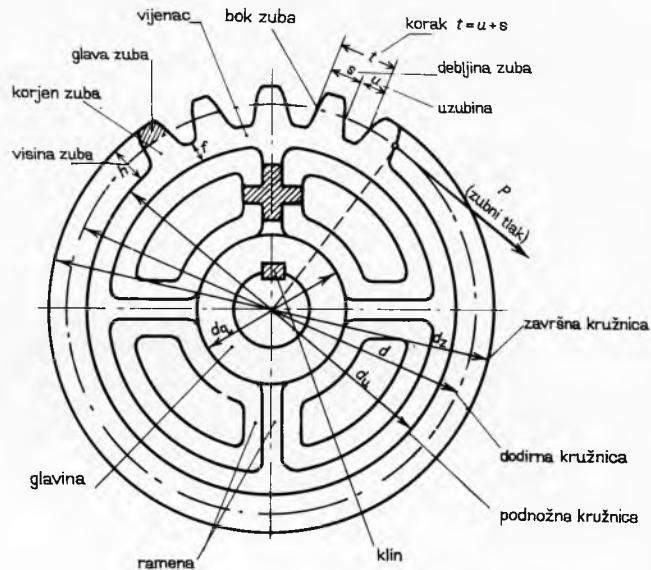
### Zupčani prijenosi

Pod ovim nazivom razumijevaju se prijenosi izravnim zahvatom izbočina (zubā) i udubljenja (uzubina) naizmjenično izrađenih na obodnim površinama para rotacijskih elemenata (zupčanika), pri čemu se prijenosni omjer održava konstantnim. Za tu svrhu zupčanici moraju imati temeljni oblik rotacijskih tijela čija je direktrisa kružnica. Slično kao i kod tarnih prijenosa, za oblik tih tijela mjerodavan je međusobni položaj vratila prijenosa. Tako je temeljni oblik zupčanika za prijenose s paralelnim vratilima cilindar. Tada se govori o čelnim zupčanim prijenosima i čelnim (cilindričnim) zupčanicima (čelnicima). Temeljni je oblik zupčanika za prijenose s vratilima čije se osi sijeku, dakako, stožac. Tada se govori o stožastim zupčanim prijenosima i stožastim zupčanicima (stožnicima). Ponekad se za prijenose s vratilima koja se mimoilaze križajući se pod kosim kutovima upotrebljavaju zupčanici s tijelom oblika hiperboloida (hiperboloidni zupčanici). Ipak, zbog nedostatka ovih zupčanika za prijenose s takvim vratilima mnogo se više upotrebljavaju stožnici specijalnog oblika Zubā (tzv. hipoidni zupčanici), čelnici s ozubljenjem koje pri sprezanju mора zadovoljiti specijalne zahtjeve (tzv. zupčanici sa zavojnim zubima), i naročito parovi zupčanika od kojih jedan član može biti zupčanik sa zavojnim zubima, ali je skoro uvijek globoid, a drugi pužni vijak. Tada se govori o pužnim prijenosima. Tijelo pužnog vijka ovih prijenosa također može imati oblik globoida ili cilindra. Kako se temeljni oblik ozubljenih motki smije promatrati kao rotacijsko tijelo koje nastaje gibanjem izvodnice (ovdje pravca) paralelne osi rotacije po direktrisi (kružnici) s polujmerom  $r = \infty$ , takvi se elementi također ubraju među čelnike.

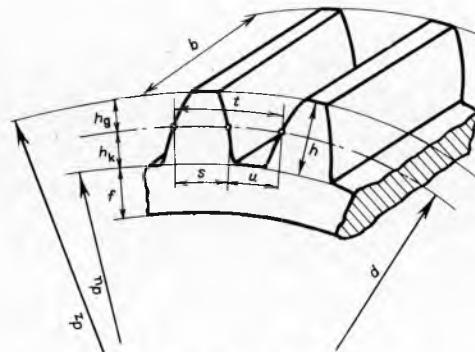
**Prikazivanje i nomenklatura zupčanika.** U usporedbi s elementima prijenosa snage trenjem, zupčanici su razmjerne složeni, a to zahtijeva poseban način načrtovanog prikazivanja i posebnu nomenklaturu (v. primjere prikazane na čelnicima na sl. 275, 276 i 277).

Zupčanici se obično crtaju pojednostavljeno. Pri tome se zubi crtaju samo kad je to zaista potrebno, pa i tada pokazuju

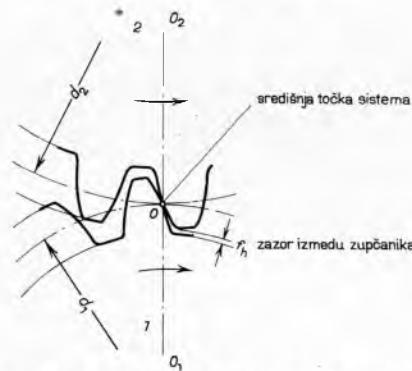
se samo zubi koji se nalaze u međusobnom zahvatu (obično 2...3 zuba). Najčešće se zupčanici prikazuju s pomoću tri kružnice: *završnom* (tjemenom) kružnicom s promjerom  $d_z$  i *podnožnom* (unutrašnjom) kružnicom s promjerom  $d_u$  koje se crtaju punom linijom, te *dodirnom* (diobenom) kružnicom s promjerom  $d$  koja se crta linijom od crtica i točaka.



Sl. 275. Nomenklatura dijelova i glavne dimenzije zupčanika



Sl. 276. Ostale dimenzije zupčanika



Sl. 277. Shematski prikaz zahvata zuba zupčanog prijenosa

Dodirne kružnice s promjerima  $d_1$  i  $d_2$  zamišljene su linije koje se u radu spregnutih zupčanika kotrljaju jedna po drugoj bez klizanja. One odgovaraju dodirnim kružnicama tarenica u tarnim prijenosima, pa određuju temeljne veličine za proračun, dimenzioniranje i izradu zupčanika.

Pravac  $O_1O_2$  koji spaja središta dvaju spregnutih zupčanika naziva se središnjom linijom sustava, siječe dodirne kružnice u središnjoj (dodirnoj, centralnoj) točki O sustava.

# ELEMENTI STROJEVA, ZUPČANI PRIJENOSI

Slijedeća temeljna dimenzija zupčanika jest njegov korak  $t = s + u$ . On se sastoji od debljine zuba  $s$  i uzubine  $u$  te predstavlja lučnu udaljenost bokova susjednih zubâ (bokova s iste strane zubâ) mjerenu na dodirnoj kružnici.

Da bi zubi mogli nesmetano ulaziti u uzubinu i iz nje izlaziti i onda kad izrada i montaža zupčanika nisu sasvim točne, i kad nastupi dilatacija uslijed ugrijavanja u radu, uzubina obično mora biti malo veća od debljine zuba. Zbog važnosti koraka za konstrukciju i izradu svih vrsta zupčanika njegove su vrijednosti standardizirane (v. tab. 1).

Dodirna kružnica dijeli zube zupčanika na dva dijela. Gornji od ta dva dijela s visinom  $h_s$  jest glava zuba. Donji, dio s visinom  $h_k$  naziva se korijenom (podnožjem) zuba. Završna kružnica prolazi vrhovima glava zubâ, a podnožna osnovicama njihovih korijena. Radikalna udaljenost  $h = h_s + h_k$  podnožne od završne kružnice jest visina zubâ.

Radikalna udaljenost podnožne kružnice jednog i završne kružnice drugog spregnutog zupčanika jest zazor zupčanika  $f_h$ . Širina zubâ označava se simbolom  $b$ .

Ostali dijelovi zupčanika nazivaju se jednakim terminima kakvi se upotrebljavaju i za odgovarajuće dijelove već opisanih elemenata drugih prijenosa.

**Modul ozubljenja.** Kako se na vijencu zupčanika nalazi stavniti, naravno cijeli broj  $z$  zubâ udaljenih jedan od drugoga za korak  $t$ , lako se može izvesti da je  $d = \frac{z t}{\pi}$ . Odatle slijedi da, ako promjeri dodirnih kružnica i time osni razmak trebaju biti cijeli ili barem racionalni brojevi, što se nastoji postići da bi se pojednostavljao proračun prijenosa, količnik

$$m = \frac{t}{\pi},$$

tzv. *modul ozubljenja* mora biti cijeli, odnosno racionalni broj. Tada je korak  $t$  ozubljenja višekratnik od  $\pi$ .

Modul ozubljenja, koji prema izvedenom izrazu ima linearnu dimenziju, najvažnija je računska karakteristika zupčanika, jer od njega zavise manje-više sve njihove dimenzije. Tako se upotrebom modula ozubljenja eliminira transcedentni broj  $\pi$  iz izraza za promjer dodirne kružnice, jer je

$$d = z m.$$

Zubi dvaju zupčanika koji rade u spregnutom paru moraju imati ne samo jednaki korak nego i modul. Osim toga i druge dimenzije izražavaju se modulom. Tako se npr. za visine glave i korijena normalnih zupčanika uzima  $h_s = 1 m$ , odnosno  $h_k = 1,2 m$ , tako da im je ukupna visina  $h = 2,2 m$ . Odatle i iz malo prije izvedenog izraza za promjer dodirne kružnice slijede odgovarajući izrazi za promjere završne i podnožne kružnice

$$d_z = m(z + 2); \quad d_u = m(z - 2,4).$$

Ovi izrazi omogućuju i jednostavno izračunavanje nepoznatog modula nekog određenog zupčanika nakon što mu se odbroje zubi i odmjeri npr. promjer završne kružnice, što s obzirom na nesigurnost mjerjenja promjera dodirne kružnice nije pouzdano izvedivo iz odgovarajućeg izraza za  $d$ . Za zazor među zupčanicima uzima se  $f_h = 0,2 m$ , a za širinu zubâ  $b = \psi m$ , gdje je  $\psi$  tzv. faktor širine (najčešće su njegove veličine 5...25; veći je što

Tablica 1  
STANDARDNE VELIČINE MODULA OZUBLJENJA

$m$	$t$	$m$	$t$	$m$	$t$	$m$	$t$
0,3	0,942	2,5	7,854	8	25,133	27	84,823
0,4	1,257	2,75	8,639	9	28,274	30	94,248
0,5	1,571	3	9,425	10	31,416	33	103,673
0,6	1,885	3,25	10,210	11	34,558	36	113,097
0,7	2,199	3,5	10,996	12	37,699	39	122,522
0,8	2,513	3,75	11,781	13	40,841	42	131,947
0,9	2,827	4	12,566	14	43,982	45	141,372
1	3,142	4,5	14,137	15	47,124	50	157,080
1,25	3,927	5	15,708	16	50,265	55	172,788
1,5	4,712	5,5	17,279	18	56,549	60	188,496
1,75	5,498	6	18,850	20	62,832	65	204,204
2	6,283	6,5	20,420	22	69,115	70	219,912
2,25	7,069	7	21,991	24	75,398	75	235,619

je točnost izrade i montaže veća, pri čemu je potrebna manja debljina zubâ).

Zbog važnosti za konstrukciju, izradu i primjenu zupčanika moduli ozubljenja su standardizirani. Standardne veličine modula ozubljenja po DIN-normama prikazane su u tabl. 1. Ove DIN-norme usvojio je i JUS. Odstupanje od tih standarda dopušteno je samo u izuzetnim slučajevima.

U zemljama koje se služe anglosaskim sustavom mjera za osnovicu proračuna zupčanika služe recipročna vrijednost modula i korak mjereni inčima (Diametral pitch, DP, odnosno Circular pitch, CP):

$$DP = \frac{25,4}{m}; \quad CP = \frac{t}{25,4}.$$

Iz definicije modula ozubljenja slijedi

$$DP \cdot CP = \pi.$$

**Prijenosni omjer i stupanj korisnog učinka.** Izraze li se promjeri  $d_1$  i  $d_2$  dodirnih kružnica para spregnutih zupčanika korakom i brojem zubâ, kako je načinjeno pri definiranju modula ozubljenja i načine li se omjeri tih izraza, dobiva se da je

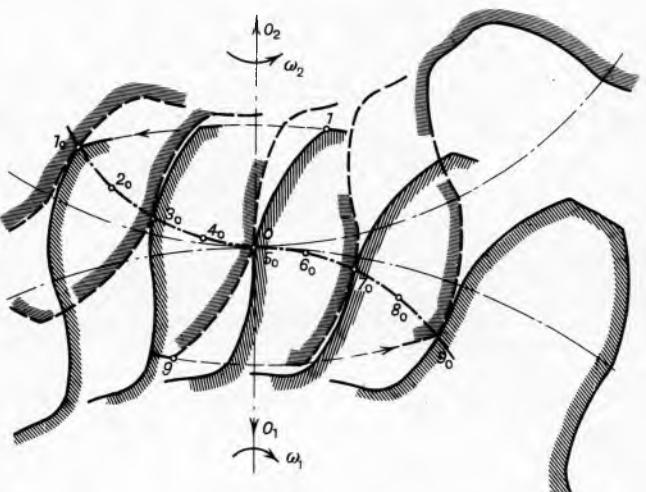
$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

što znači da se niz izraza za prijenosni omjer ovdje proširuje još i omjerom broja zubâ jednog i drugog zupčanika.

Područja vrijednosti prijenosnog omjera unutar kojih su zupčani prijenosi primjenjivi vrlo su različita, već prema tome o kakvom se tipu uređaja radi. Ipak, može se reći da zupčani prijenosi općenito omogućavaju veće prijenosne omjere od svih ostalih uređaja za mehanički prijenos snage. S nekim tipovima ovih prijenosa dosežni su, čak i pri jednostepenom prijenosu, razmjerno vrlo veliki prijenosni omjeri.

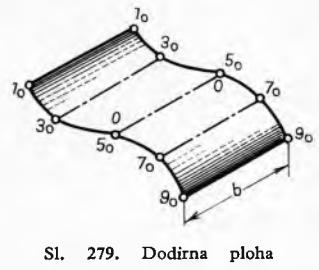
Veličina gubitaka zupčanih prijenosa uzrokovanih trenjem bokova zubâ zavisi, dakako, od stanja tih površina. Ta je zavisnost ovdje vrlo velika. Tako, npr., kad bokovi zubâ nisu obrađeni, stupanj korisnog učinka čelnih zupčanih prijenosa je 0,92...0,94, kad su obrađeni od 0,96...0,98, a kad su još i brušeni i dobro podmazani može doseći i do 0,99. S druge strane, stupanj korisnog učinka zupčanih prijenosa znatno opada s trošenjem zubâ, te uslijed toga može pasti i na 0,85.

**Dodirnica, zahvatna pruga i zahvatno polje.** Dodirnicom (zahvatnom linijom) naziva se crtom i točkom debelo izvučena krivulja na sl. 278, na kojoj se nalazi geometrijsko mjesto do



Sl. 278. Dodirnica

međusobnom zahvatu za vrijeme rada zupčanog prijenosa. Sjecišta dodirnice sa završnim kružnicama  $1_0$  i  $9_0$  određeni su početak i kraj zahvata pojedinih parova zubâ. Dio dodirnice omeđen tim točkama naziva se *zahvatnom prugom*.

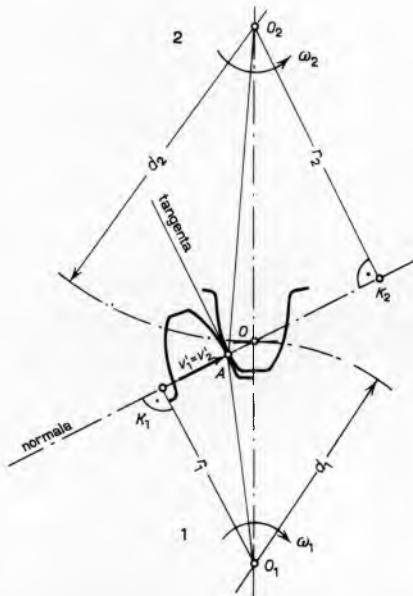


Sl. 279. Dodirna ploha

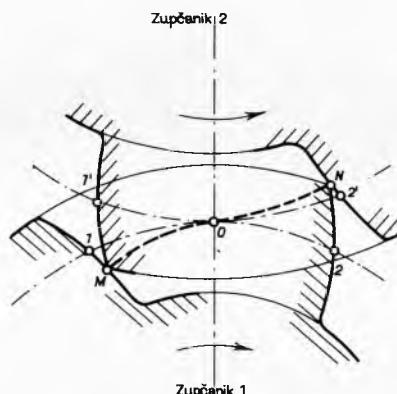
gom. Kako se dodir bokova zuba ne uspostavlja samo u jednoj točki određenog para profila, već na nekoj liniji, dodirnica je zapravo projekcija plohe, zvane *zahvatni poljem*, prikazane na sl. 279. Širina zahvatnog polja jednaka je, dakako, širini zuba. Već prema obliku zuba zahvatne pruge mogu biti krivulje različitog oblika, a i pravci, a zahvatna polja ravna ili zakrivljena u prostoru.

**Osnovni zakon ozubljenja**, prema kojemu normala bokova profila zuba u svakoj točki zahvatne pruge mora prolaziti kroz središnju točku sustava, temeljni je zakon geometrije zupčanih prijenosa.

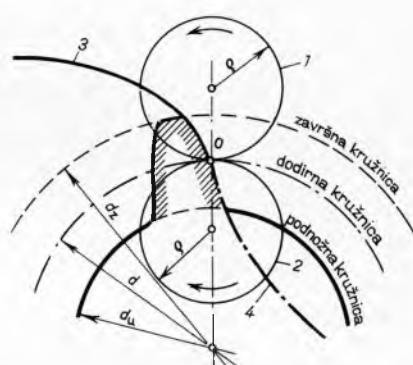
Geometrijska interpretacija ovog zakona izvediva je iz sheme na sl. 280. Ona prikazuje zahvat zuba vodećeg zupčanika 1 uležištenog u točki  $O_1$ , koji rotira kutnom brzinom  $\omega_1$ , sa zubom vodenog zupčanika 2 uležištenog u točki  $O_2$ , koji rotira kutnom brzinom  $\omega_2$ . Dakako, da bi se održalo ovo stanje gibanja, bokovi promatrano paru zuba ne smiju ni zaostajati jedni za drugima, niti pretjecati jedni druge. (Inače bi se prekidao zahvat ili bi zubi zadirali jedni u druge.) Drugim riječima, ako se trenutne brzine bilo koje točke dodirnice u smjeru normale na bok profila zuba označe simbolima  $v'_1$  i  $v'_2$  respektivno za tu točku, sad kao dijela površine boka zuba vodećeg, sad kao dijela površine boka zuba vodenog zupčanika, mora biti zadovoljen uvjet  $v'_1 = v'_2$ .



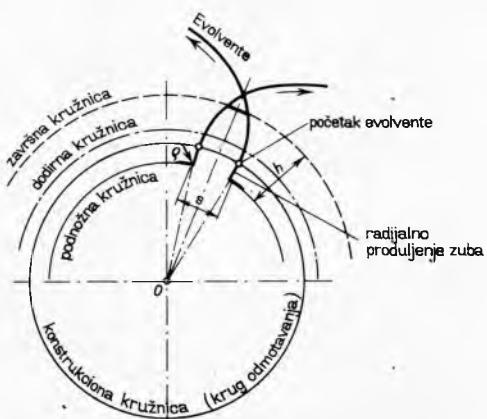
Sl. 280. Shema za izvođenje osnovnog zakona ozubljenja



Sl. 281. Lukovi dodirnih kružnica koji odgovaraju zahvatu zuba



Sl. 282. Postanak oblika boka profila cikloidnog zuba. 1, 2 Kružnice pri čijem se kotrljanju po nepomičnoj dodirnoj kružnici točka O giba opisujući epicikloidu 3, odnosno hipocikloidu 4



Sl. 283. Postanak oblika boka evolventnog zuba

Vektori brzina  $v'_1$  i  $v'_2$  mogu se zamisliti kao komponente vektora respektivnih trenutnih obodnih brzina  $v_1 = \omega_1 \overline{O_1 A}$  i  $v_2 = \omega_2 \overline{O_2 A}$  na kružnicama oko točaka  $O_1$  i  $O_2$  s trenutnim polujmerima  $\overline{O_1 A}$ , odnosno  $\overline{O_2 A}$ . Dakako, vektori tih obodnih brzina moraju imati i komponente  $v''_1$  i  $v''_2$  u smjeru tangente bokova profila, tako da u tom smjeru bokovi kližu jedan po drugome trenutnom relativnom brzinom  $v'' = v''_1 - v''_2$ . Pri tome vektori  $v_1$ ,  $v'_1$  i  $v''_1$  i vektori  $v_2$ ,  $v'_2$  i  $v''_2$  čine strane trokuta sličnih trokutima  $O_1 A K_1$  i  $O_2 A K_2$  koji nastaju sputanjem okomice  $r_1$ , odnosno  $r_2$  iz točke  $O_1$ , odnosno  $O_2$  na normalu u točku  $K_1$ , odnosno  $K_2$ , čime također nastaju i isto tako slični trokuti  $O_1 K_1 O$  i  $O_2 K_2 O$ . Tada se iz sličnosti ovih trokuta može lako izvesti da je

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1},$$

što je očito *prijenosni omjer*, a znači da, ako on mora biti konstantan, što je temeljni zahtjev u pogledu prijenosa, normala bokova profila u svakoj točki dodirnice mora sjeći središnju liniju sustava u točki koja dijeli tu liniju u obrnutom omjeru kutnih brzina, pa i u središnjoj točki sustava.

Pri tome svakoj točki zahvatne pruge odgovara određeni, tzv. *zahvatni kut* pod kojim se u njoj na bok profila postavljena normala sijeće sa zajedničkom tangentom dodirnih kružnica u središnjoj točki sustava. Očito se pod istim kutom sijeće i tangentu bokova profila u toj točki sa središnjom linijom sustava.

**Stupanj sprezanja.** Za rad zupčanika vrlo je važan broj njihovih zuba koji se u radu nalaze u međusobnom zahvatu. Ovaj broj prikazuje se tzv. *stupnjem sprezanja* (prekrivanja)

$$\varepsilon = \frac{l}{t},$$

gdje je  $l$  dužina lukova dodirnih kružnica koja odgovara trajanju zahvata, a  $t$  korak zupčanika.

Kako je prikazano na sl. 281 dužina  $l$  jest luk  $\widehat{I-O-2}$ , odnosno  $\widehat{I'-O-2'}$  dodirne kružnice zupčanika 1, odnosno zupčanika 2, od njenog presjeka s bokom jednog zuba u trenutku kad on ulazi u zahvat (točka  $M$ ) do njenog presjeka s tim istim bokom kad on izlazi iz zahvata (točka  $N$ ). Jednakost lukova  $\widehat{I-O-2} = \widehat{I'-O-2'} = l$  proizlazi iz okolnosti da se dodirne kružnice ne kližu jedna po drugoj.

Stupanj sprezanja mora uvijek biti veći od 1, jer inače ne bi uopće bilo zahvata. Najmanji dozvoljeni stupanj sprezanja u praksi jest  $1,15 \dots 1,2$ , što znači da u trenutku završetka zahvata jednog para zuba, mora biti drugi veći u zahvatu za barem  $15 \dots 20\%$  dužine koraka. U čelnim prijenosima s ravnim zubima stupanj sprezanja obično je  $1,7 \dots 1,9$ . Što je stupanj sprezanja veći, rad zupčanika je bolji, mirniji i manje šuman.

**Linije bokova profila zuba.** Osnovni zakon ozubljenja može biti zadovoljen pri različitim oblicima bokova profila zuba.

To omogućuje da se u izradi zupčanika za te oblike biraju različite krivulje, već prema zahtjevima, kao što su da izrada zuba bude što lakša, da zubi imaju što veću čvrstoću i postojanost oblike,

da se što manje troše u radu, da dodirnica bude što jednostavnija i time jednostavniji strojevi potrebni za izradu (v. *Alatni strojevi*, TE 1, str. 163).

Takve krivulje prikladne za ovu svrhu jesu cikličke krivulje, prvenstveno evolvente, a po tome i neke krivulje iz skupine cikloida. Kad bok profila zubā ima oblik cikloida, govor se o cikloidnom, a kad ima oblik evolvente o evolventnom ozubljenju. Dakako, pri cikloidnom ozubljenju motke (ozubnice) oblik boka profila zubā daje obična cikloida, a pri cikloidnom ozubljenju zupčanika to su epicikloida za glavu zubā i hipocikloida za korijen zubā.

Postanak oblika bokova profila *cikloidnog zuba* zupčanika prikazan je na sl. 282. Očito je konstrukcijska kružnica njegove epicikloide i hipocikloide ujedno i dodirna kružnica prijenosa. Također je očito da pri evolventnom ozubljenju čitavi bok profila zubā ima oblik evolvente samo kad je promjer konstrukcijske kružnice  $d_k \leq d_u$ . Inače, kako je prikazano na sl. 283, bok profila evolventnog zuba radijalno se produžuje do presječišta s podnožnom kružnicom. Da bi se smanjila koncentracija naprezanja u korijenu zubā, prijelaz se bokova njihovih profila u podnožnu kružnicu zaobljuje. Polumjer tog zaobljenja obično je  $0,2 m$  (gdje je  $m$  modul).

Glavna je prednost cikloidnog ozubljenja konveksni oblik boka profila glava i konkavni oblik korijena zubā. Taj oblik je kinematički i dinamički ispravniji, pa su pri tome uvjeti zahvata povoljniji, a bočni tlakovi manji te zbog toga i trenje i trošenje zubā manje, tako da cikloidni zupčanici rade vrlo precizno.

Nedostatak je cikloidnog ozubljenja u tome što je za izradu zupčanika različitog promjera ili broja zubā, čak i kad im je modul jednak, potreban posebni alat. Zbog toga je izrada potrebnog alata i složenja i skuplja. Osim toga, i najmanjim razmicanjem cikloidnih zupčanika remete se geometrijski uvjeti sprezanja, pa tada zahvat postaje neispravan.

Glavna prednost *evolventnog ozubljenja* jest u tome što pri izradi različitih zupčanika s istim modulom može služiti isti alat. Zbog jednostavnijeg oblika njihovih zubā izrada alata je brža i jeftinija. Osim toga evolventni zupčanici nisu mnogo osjetljivi prema netočnostima montaže, jer pri malom razmicanju samo njihova zahvatna linija zauzima nešto strmiji položaj. Time se, doduše, smanjuje dužina zahvatnog polja i zbog toga stupanj sprezanja, ali konstrukcijske kružnice i njihove evolvente ostaju iste, pa zahvatna linija i dalje prolazi središnjom točkom sustava. Na taj način, unatoč razmicanju održava se stalnost prijenosnog omjera, kako to zahtijeva osnovni zakon ozubljenja, sve do stanične granice određene spomenutim uvjetom minimalnog stupnja sprezanja.

Nedostatak je evolventnog ozubljenja u tome što međusobno klizanje bokova zubā u radu zupčanika s jedne i druge strane dodirne kružnice nije jednako. (Najveće je na korijenu zubā.) Posljedice su toga veći bočni pritisci a time i veće trošenje zubā.

Navedene karakteristike ozubljenja ograničavaju primjenu cikloidnog ozubljenja na dosta usko područje precizne mehanike a čine evolventno ozubljenje općenito primjenljivim, te ono prevladava u strojarstvu.

**Materijali za izradu zupčanika.** Izbor materijala za izradu zupčanika zavisi od njihovog opterećenja, od snage koju moraju prenašati, od broja okretaja pri kojemu moraju raditi, od prostora koji stoji na raspolaganju za njihovu ugradnju, od zahtjeva u pogledu njihove težine i trajnosti, i drugih uvjeta njihove eksploracije.

Temeljni su materijali za zupčanike lijevano željezo, čelični lijev, čelici, bronce, plastične mase, sinterovani materijali i, danas već u rijetkim slučajevima, drvo i prešana koža.

*Lijevano željezo*, u zadnje vrijeme s naročitim dodacima za poboljšanje mehaničkih svojstava, tzv. strojni lijev, upotrebljava se za izradu zupčanika koji rade pri malim opterećenjima. Ovi materijali nisu prikladni kad se radi o većim opterećenjima, jer bi zupčani parovi nužno imali velike dimenzije i s time velike težine, pa se upotrebljava čelični lijev.

*Čelici* su osnovni materijal za zupčanike. To su različiti ugljikovi čelici i čelici legirani kromom, volframom, molibdenom, vanadijumom, manganim, niklom. Mogu biti toplinski obrađeni odgovarajućim postupkom (kaljenjem, cementiranjem, poboljšanjem, nitriranjem). Zubi zupčanika specijalnih prijenosa i prije-

nosa izloženih najvećim opterećenjima još se i bruse nakon to plinske obrade.

*Bronca* se upotrebljava za izradu manjih zupčanika koji rade s velikim brojem okretaja i pri razmjerno (prema čeliku) manjim opterećenjima. Naročito su prikladne aluminijumska i fosforna bronca.

*Plastične mase* upotrebljavaju se za izradu zupčanika koji rade pri malim opterećenjima i koji mogu prigušivati trzaje uzrokovane promjenama momenta vrtnje u prijenosu. I ovdje su ti materijali tekstoliti, kao što su Novotex, Resitex, Ferrozell, Turbax, Silkurt, Celeron, Fibroil, Dytron itd. U radu zupčanika od ovih materijala ne pojavljuje se neugodan šum svojstven radu metalnih zupčanika. Zupčanici od plastičnih masa imaju čvrstoću i tvrdoću dovoljnu da njihovi zubi mogu podnašati skoro jednaka opterećenja, kao i zubi zupčanika od lijevanog željeza. Zubi ovih zupčanika izrađuju se istim alatom, kao i zubi metalnih zupčanika i zbog toga imaju iste oblike i mjere. Ovi zupčanici obično se i sprežu s metalnim zupčanicima.

Nekada se u izradi zupčanika upotrebljavala prešana koža. Danas je ona, međutim, skoro već sasvim istisnuta iz upotrebe plastičnim masama, koje su laganje, jeftinije i otpornije, posebno kemijski prema mazivima.

*Sinterovani materijali* počeli su se upotrebljavati za izradu obično malih zupčanika (do promjera od 100 mm) u najnovije vrijeme. Ti materijali su na bazi sinterovanog željeza i bronce. Sastav im se bira prema opterećenju.

Ponekad se zubi velikih sporokretnih zupčanika od lijevanog željeza izrađuju i od bukovog ili grabovog *drveta* i ugraduju u vjenac. Manji zupčanici koji se sprežu s takvim zupčanicima izrađuju se potpuno od lijevanog željeza. Iako su zupčanici s takvim zubima jeftini, a prijenos snage s njima elastičan i tih, upotreba im je vrlo rijetka.

**Oštećivanje i trošenje zuba.** Osnovni oblici oštećivanja i trošenja zubā zupčanika u pogonu jesu lom, mrvljenje i ljuštenje te izlizavanje površine.

*Lom zubā* zupčanika u pogonu može biti uzrokovani udarcima, kao posljedicama naglog porasta obodne sile (momenta vrtnje), zamorom materijala koji nastupa nakon stanovitog broja zahvata, nevidljivim šupljinama u materijalu nastalim pri izradi lijevanjem, ili oštećenjima na površini nastalim za vrijeme rada.

*Pukotine* na površini zubā zupčanika mogu nastati periodičkim djelovanjem opterećenja zubā s promjenljivim smjerom, jer se tada pojavljuju također promjenljiva naprezanja u podnožju, a na mjestima prijelaza zubā u vjenac i jača koncentracija naprezanja. Ako su zubi opterećeni ujek samo u jednom smjeru, pukotina se može pojavit u onoj strani podnožja koja je pri njezinoj savijanju opterećena obodnom silom na vlak. Na sl. 284 pri-



Sl. 284. Snimak zubā zupčanika u zahvatu u polariziranom svjetlu

kazan je snimak modela zubā od prozirnog materijala u zahvatu u polariziranom svjetlu iz kojeg se može dobiti predodžba o raspodjeli naprezanja u korijenu i uzduž dodirnice. Na mjestima na kojima su linije gušće veća je koncentracija naprezanja (v. *Fotoelastiči-*

metrija, str. 525). Zbog toga se, tamo gdje je to presudno, zubi moraju proračunavati na čvrstoću pri savijanju. To je najvažnije kod zupčanika od lijevanog željeza, jer su oni najviše osjetljivi na lom. Osim toga to je potrebno i tamo gdje zupčani prijenosi rade povremeno i/ili s malim obodnim brzinama. Međutim, osiguranje od loma zubâ samo je u rijetkim slučajevima glavni činilac izdržljivosti zupčanika.

Mnogo češće zupčanici koji rade pri velikim obodnim brzinama dotraju uslijed *mrvljenja* i ljuštenja površine njihovih zubâ. Ove pojave posljedica su istodobnog djelovanja velikog bočnog tlaka i međusobnog klizanja površina zubâ u zahvatu. Pri tome snažna mehanička naprezanja materijala u područjima oko dodirnih kružnica najprije uzrokuju nastajanje prostim okom nevidljivih pukotinica i jamica. Kad te narastu do odredene mјere, u njih pod utjecajem međusobnog tlaka zuba prodire mazivo. Zbog nestlačivosti maziva u tom se dijelu pojavljuju visoki hidrostatski tlakovi koji drobe materijal površine zuba, pa nastupa njegovo ljuštenje. Ova pojava općenito je poznata u tehniци pod engleskim nazivom *pitting*. Razvijeni pitting na jednom zupčaniku prikazan je na sl. 285. Pitting je pojava koja nastaje postepeno u ovisnosti o broju međusobnih zahvata zuba, tj. o efektivnom trajanju rada.



Pitting na zubima zupčanika



Izgled zuba izlizanog zupčanika

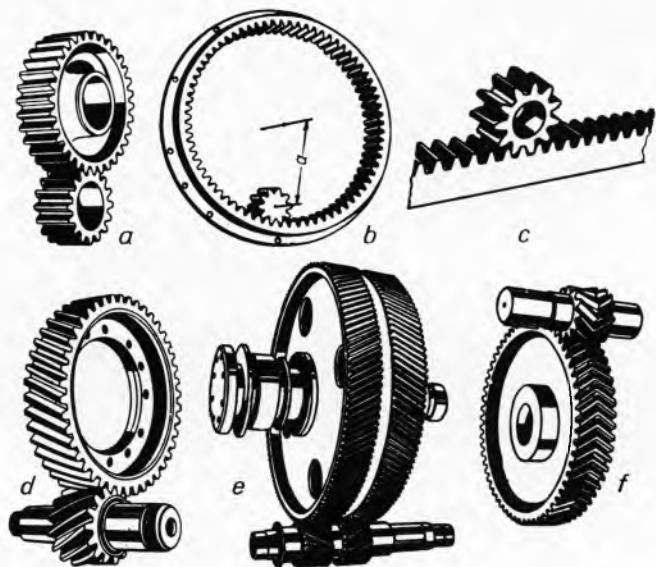
Sl. 285. Oštećenja na zubima zupčanika

Kako je kod brzohodnih zupčanika trajnost osnovni zahtjev (vrlo veliki broj zahvata tokom njihovog rada), to se oni proračunavaju na trajnost.

*Izlizavanje* (dubinsko trošenje) bočnih površina zubâ zupčanika uzrokovano je njihovim međusobnim trenjem. Očituje se stanjivanjem profila, koje može biti naročito jako u području oko dodirnih kružnica. Zbog izravne zavisnosti od trenja, ova pojava najčešće nastupa pri malim obodnim brzinama pri kojima je otežano formiranje uljnog kline kao uvjeta za tekuće trenje. Također može biti uzrokovano i nedovoljnim viskozitetom maziva. Pojačanom izlizavanju može biti uzrok i prisutnost čestica abrazivnih tvari u mazivu ili nedovoljna tvrdoća materijala zubâ. Izgled jednog izlizanog zupčanika prikazan je na sl. 285. Izlizavanje zupčanika također je predmet proračunavanja. Taj dio proračuna može se izvesti tek nakon proračuna njihove trajnosti.

#### Čelnici za prijenose s paralelnim vratilima

Najvažnije vrste ovih zupčanika prikazane su na sl. 286. Čelnici s ozubljenjem na vanjskoj površini vjenca spregnuti u paru imaju *suprotne* smjerove okretanja; čelnici s unutarnjim ozubljenjem (sl. 286 b) okreću se u *istom* smjeru.



Sl. 286. Prijenos čelnicima: a čelnicima s vanjskim ozubljenjem ravnim zubima, b čelnicima s unutarnjim ozubljenjem ravnim zubima, c čelnikom i ozubljenom motkom, d čelnicima s kosim zubima, e čelnicima sa dva reda kosih zuba, f čelnicima sa strečastim zubima

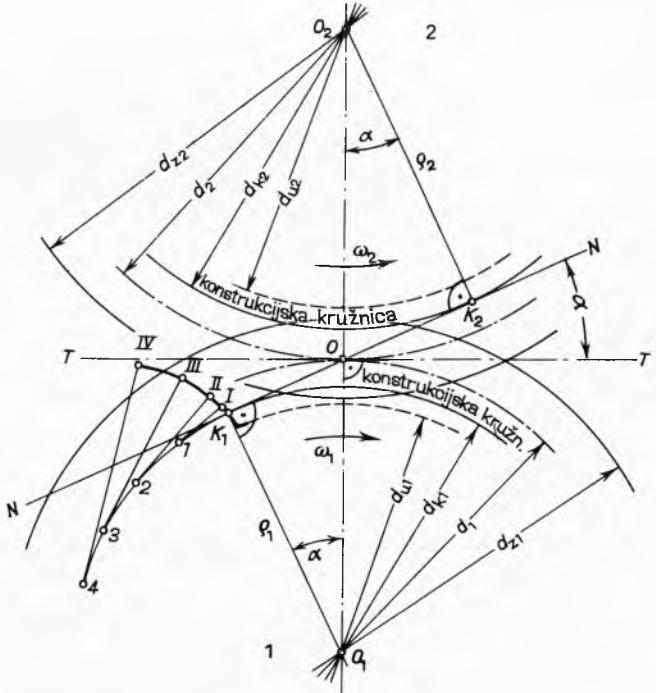
Osnji je razmak čelnika s vanjskim ozubljenjem:

$$a_v = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2),$$

a kod čelnika s unutarnjim ozubljenjem:

$$a_u = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{m}{2} (z_2 - z_1).$$

**Konstrukcija zupčanog profila čelnika s ravnim zubima.** Kad se radi o *evolventnom ozubljenju*, ovoj konstrukciji pristupa



Sl. 287. Konstrukcija boka profila zuba čelnika pri evolventnom ozubljenju

se na način kako je prikazano na sl. 287. Dakako, pri tome je najprije potrebno nacrtati dodirne kružnice, što znači da treba poznavati njihove promjere  $d_1$  i  $d_2$ . Kako je već objašnjeno, oni su određeni ili se dadu lako izračunati. Poslije toga treba nacrtati konstrukcijske kružnice, za što je opet potrebno poznavati njihove promjere  $d_{k1}$  i  $d_{k2}$ . Oni se također dadu lako izračunati, a i dobiti konstrukcijom, jer očito zavise od zahvatnog kuta  $\alpha$  koji odgovara graničnim točkama  $K_1$  i  $K_2$  najveće zahvatne pruge koja bi se mogla postići u krajnjem slučaju, a zbog svoje važnosti taj je kut standardiziran. (Po JUS danas je  $\alpha = 20^\circ$ , dok je ranije bilo  $\alpha = 15^\circ$ .)

Polumjeri se konstrukcijskih kružnica  $\varrho_1$  i  $\varrho_2$  dobiju konstrukcijom kao dužine  $O_1 K_1$ , odnosno  $O_2 K_2$  okomite na normalu  $NN$  ucrtanu tako da siječe zajedničku tangentu  $TT$  dodirnih kružnica u središnjoj točki sustava. (Time su određeni i  $d_{k1}$  i  $d_{k2}$ .) Isto se dobije i računski s pomoću formula

$$\varrho_1 = \frac{d_{k1}}{2} = \frac{d_1 \cos \alpha}{2}; \quad \varrho_2 = \frac{d_{k2}}{2} = \frac{d_2 \cos \alpha}{2},$$

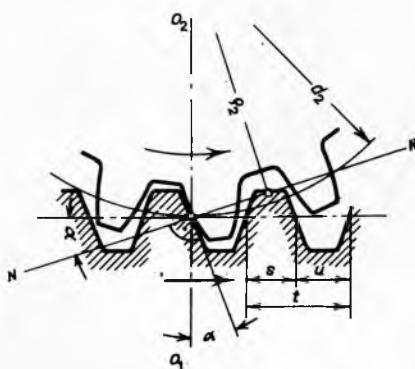
lako izvedivih iz geometrijskih odnosa na sl. 287.

S time su onda određeni svi elementi potrebni za konstrukciju boka profila zuba kao evolvente konstrukcijskih kružnica (dakle, kružne evolvente), npr. s početkom u  $K_1$ . Drugi bok profila tog zuba može se dobiti zrcaljenjem na razmaku jednakom debljini s pomoću prozirnog papira. Tako se onda, po izboru modula, može konstruirati i kompletno ozubljenje zupčanika 1. Jednakim postupkom konstruiraju se i bokovi profila zuba zupčanika 2.

Iz ove konstrukcije i sl. 281 očito je da je pravac  $NN$ , koji prolazi i kroz svaku trenutnu točku dodira spregnutih zuba, uvijek zajednička tangenta obiju konstrukcijskih kružnica i zbog toga ujedno i dodirnica spregnutih čelnika s evolventnim ozubljenjem, pa je i zahvatni kut ovdje stalni tokom čitavog zahvata i naziva se *kutom dodirnice*. Osim spomenute njegove normirane veličine, ponekad se upotrebljavaju i druge. S dodirnicom se ovdje podudara i pravac djelovanja bočnog pritiska na zube.

Budući da su završna, dodirna i podnožna kružnica ozubljene motke pravci, pravac je i linija boka profila njenog evolventnog zuba, i to okomit na zahvatnu liniju i nagnut pod kutom  $\alpha$  prema središnjoj liniji sustava (sl. 288). Zub s takvim bokom profila može se izraditi lako i točno, pa je taj profil (sa zahvatnim kutom  $\alpha = 20^\circ$  i visinom glave  $h_g = m$ ) uzet kako u DIN-normama tako i u JUS za temeljni profil alata za ozubljivanje evolventnih zupčanika. Na tom profilu debljina zuba jednaka je uzubini  $s = u = t/2$ .

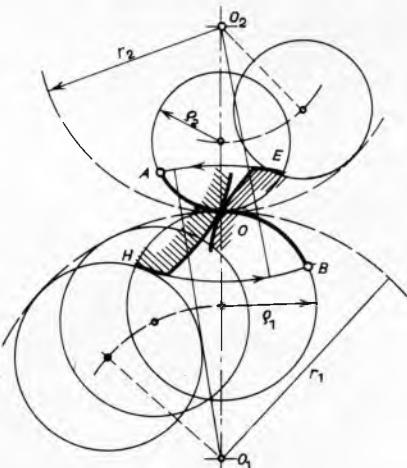
Opisana konstrukcija profila zuba i njihovo crtanje služe uglavnom za grafičko ispitivanje kinematskih odnosa spregnutih čelnika i gotovo nije ni potrebna za izradu alata u proizvodnji. Općenito evolventno ozubljenje čelnika s ravnim zubima predstavlja temelj za sve njegove druge varijante.



Sl. 288. Shematski prikaz zahvata evolventnih zuba čelnika i ozubljene motke

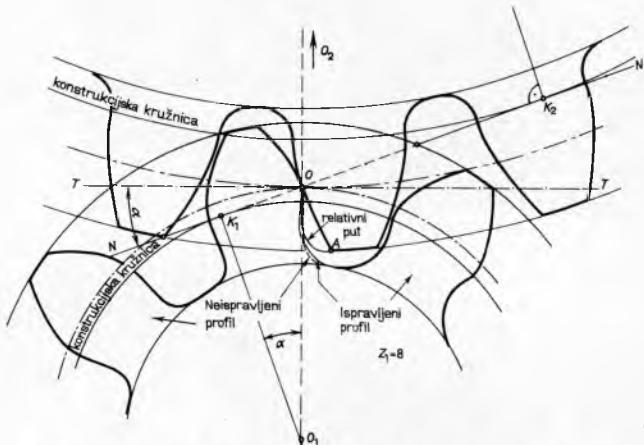
U rijetkim slučajevima primjene *cikloidnog ozubljenja* konstrukcija oblika bokova zuba izvodi se postupkom prikazanim na sl. 289. Pošto se ucrtaju dodirne kružnice s polumjerima  $r_1$  i  $r_2$ , povuče se središnja linija sustava i time dobije središnja točka sustava, pristupa se konstrukciji respektivnih epicikloida i hipo-

cikloida s pomoću valjnih kružnica s polumjerima  $\varrho_1$  i  $\varrho_2$  (obično  $0,3\cdots 0,5$  od  $r_1$ , odnosno  $r_2$ ). U ovom je slučaju zahvatna pruga, dakle, dio dodirnice koji se sastoji od lukova  $AO$  i  $OB$  na valjnim kružnicama. Njena točka infleksije podudara se sa središnjom točkom sustava.



Sl. 289. Konstrukcija boka profila zuba čelnika pri cikloidnom ozubljenju

**Korektura ozubljenja čelnika s ravnim zubima.** Na sl. 290 prikazana je sprega dvaju čelnika od kojih manji ima 8 zuba.



Sl. 290. Korekcija profila zuba zupčanika s malim brojem zubi

Od tih 8 nacrtano ih je 3 i to jedan (lijevi) s normalnim evolventnim oblikom bokova profila (s neispravljenim profilom), jedan (desni) kojemu je taj oblik dotjeran izdubljivanjem podnožja (ispravljeni profil), dok je na središnjem prikazano da se ispravno sprezanje ovih čelnika ne bi moglo ostvariti bez tog izdubljivanja (tzv. *korektura profila*, odnosno ozubljenja), jer bi inače glava zuba većeg čelnika udarala u korijen zuba manjeg, pa bi došlo do zadiranja jednog zuba u drugi.

Ovo zadiranje općenito nastupa pri prekoračenju neke grafične visine  $h_{g2}$  glave zuba većeg čelnika, odnosno pri smanjivanju broja zuba manjeg čelnika ispod neke granične vrijednosti  $z_g$ . Ta granična visina može se odrediti iz geometrijskih odnosa spregre, a iz izraza za to slijedi

$$z_g = \frac{2h_g}{ms \sin^2 \alpha},$$

gdje je  $\alpha$  zahvatni kut. S normiranim vrijednostima za  $h_g$  odatle opet slijedi da je  $z_g = 17 \cdot 0,97 \approx 17$ , što je uzeto za standard i u DIN-normama i u JUS. Čelnik s tim brojem zuba također se naziva *graničnim*.

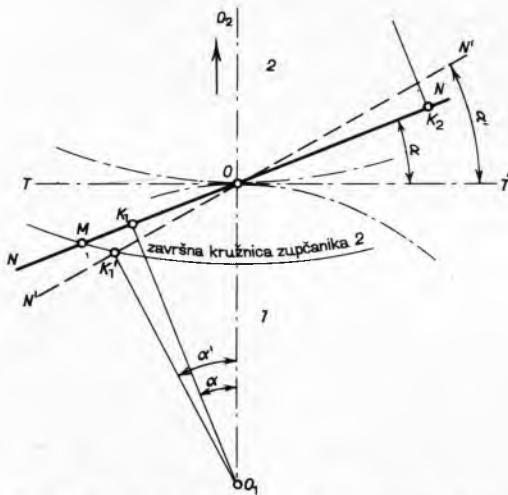
S ranijim standardom  $\alpha = 15^\circ$  bilo je  $z_g = 30$ , što je zahtijevalo veće dimenzije i time teže i skuplje konstrukcije uređaja za prijenos. To nije odgovaralo razvoju suvremenih strojogradnjic, posebno u oblasti vozila i letjelica, i zbog toga je promijenjen standard na  $\alpha = 20^\circ$ .

U slučajevima gdje se zbog ograničenja dimenzija uredaja za prijenos postavlja zahtjev za broj zuba  $z < z_g$  trebalo bi, dakle, izvesti korekturu ozubljenja. Ipak, tamo gdje pogon nije naročito osjetljiv, često se to i ne čini sve dok  $z$  nije manji od 14.

Kod zupčanika s malim brojem *cikloidnih* zuba nije potrebna korektura ozubljenja, jer pri cikloidnom ozubljenju relativna putanja vrhova glava zuba većeg zupčanika ne zadire u korijene zuba manjeg.

Gdje je korektura ozubljenja potrebna, ona se mora izvesti tako da osnovni zakon ozubljenja ostaje zadovoljen. Za to stoje na raspolaganju metode izdubljivanjem korijena zuba (tzv. podrezivanjem), povećavanjem zahvatnog kuta, smanjivanjem visine zuba većeg zupčanika i pomakom profila.

*Korektura ozubljenja podrezivanjem* izvodi se konstruiranjem relativne putanje vrha zuba većeg zupčanika  $A$  (sl. 290). Da bi se sprječilo zadiranje ovog vrha u korijen manjeg zupčanika, treba

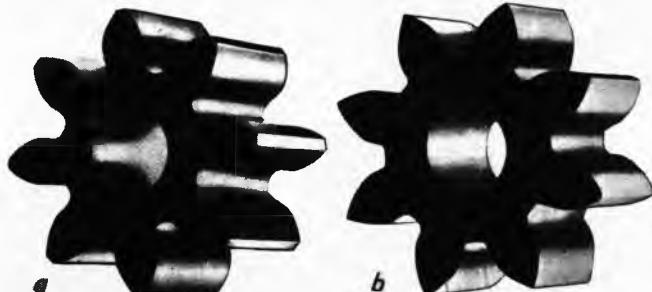


Sl. 291. Princip korekture ozubljenja povećanjem zahvatnog kuta

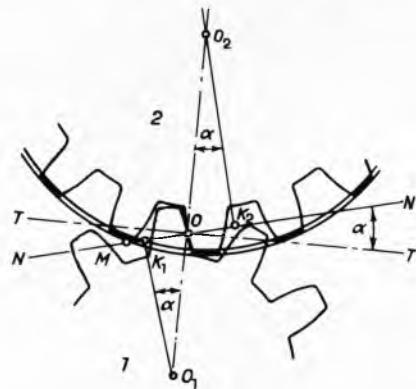
barem toliko da  $M$  dospije u  $K_1$ , tj. toliko da se kut  $\alpha$  poveća sa standardne veličine na veličinu  $\alpha'$ . U praksi se za  $\alpha'$  uzimaju vrijednosti i do  $30^\circ$ . Isto se postiže i ako se zubi većeg zupčanika skrate za visinu crno označene površine na sl. 292, jer se time smanjuje promjer njegove završne kružnice.

Prednost je korekture ozubljenja povećanjem zahvatnog kuta još i u tome što korijen zuba postaje deblij i čvršći. Nedostaci su: smanjivanje stupnja sprežanja, povećanje radikalnog pritiska na zube i različitost alata od alata za ozubljivanje sa standardnom veličinom. Smanjivanje stupnja sprežanja nedostatak je i korekture ozubljenja skraćivanjem zuba većeg zupčanika. Održavanje te veličine u dopustivim granicama moguće je kad se ovom metodom smanjuje broj zuba do 8.

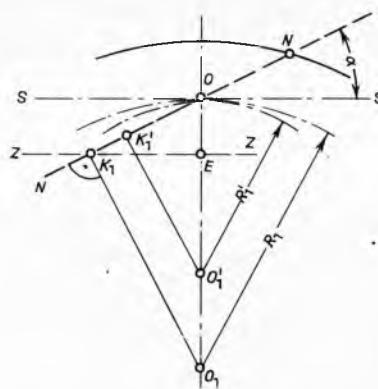
*Korektura ozubljenja pomakom profila* (tzv. V-postupak) može se predočiti shemama na sl. 293 i 294. U prvoj od tih shema dodirnom i završnom linijom SS, odnosno ZZ, prikazan je položaj alata (noža, odnosno ozubnice) pri izradi graničnog zupčanika s polumjerom  $r_1$  dodirne kružnice. Također je prikazano, kako bi, kad bi se namjesto graničnog izradivao zupčanik s brojem zuba manjim od  $z_g$  i zbog toga s polumjerom  $r'_1$  dodirne kružnice manjim od  $r_1$ , došlo do podrezivanja, jer bi tada nastupili za to već opisani uvjeti. (Presjecište  $K_1$  završne linije alata s dodirnicom  $NN$  našlo bi se izvan donje granice  $K'_1$  za-



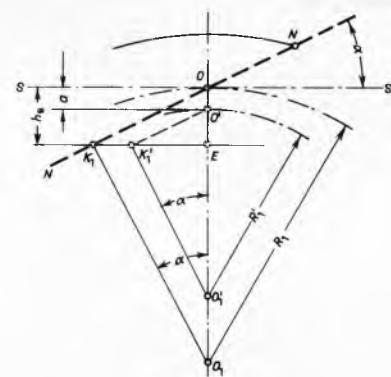
Sl. 295. Izgled zupčanika: a s korekturom ozubljenja pozitivnim pomakom profila, tzv. (V+) zupčanik; b s korekturom ozubljenja negativnim pomakom profila, tzv. (V-) zupčanik



Sl. 292. Princip korekture ozubljenja skraćivanjem zuba većeg zupčanika



Sl. 293. Položaj alata pri izradi graničnog zupčanika



Sl. 294. Princip korekture ozubljenja pomakom profila

izdubiti njegov korijen prema relativnom putu točke  $A$ , pa se tako dobiva korigirana linija boka profila zuba. U postupku odvajljivanjem (v. Alatni strojevi, TE 1, str. 163), to se odvija samo od sebe.

Nedostaci ove metode, koji ograničavaju njenu primjenljivost, jesu oslabljivanje korijena zuba i skraćivanje evolventnog dijela njihovog profila i time smanjivanje stupnja sprežanja.

Da se granični broj zuba može smanjiti povećanjem zahvatnog kuta ili smanjivanjem visine zuba većeg zupčanika, ili jednim i drugim kombinirano, i time izvesti korekturu ozubljenja, najčešće je iz već navedenog izraza za  $z_g$ . Grafički je to predočeno shemama 291 i 292. Iz ovih shema vidi se da je uzrok zaglavljivanja zupčanika s brojem zuba  $z < z_g$  taj što sjecište  $M$  dodirnice sa završenom kružnicom leži izvan zahvatne pruge  $K_1 K_2$ . Da bi se ovaj uzrok uklonio metodom povećavanja zahvatnog kuta, očito treba dodirnicu  $NN'$  postaviti u položaj  $N'N'$ , strmiji

hvatne pruge.) Međutim, ako se takav izradak odmakne od alata za dužinu  $a$  kao na sl. 294, točka  $K'_1$  dospijeva na završnu liniju alata, a to znači da podrezivanje iščezava. Druge promjene profila koje pri tome nastupaju jesu povećavanje visine i istovremeno slabljenje glave (sužavanjem pri vrhu), i smanjivanje visine i istovremeno jačanje korijena zuba zupčanika (sl. 295). Te promjene, naravno, predstavljaju prednosti sve dok je pomak toliki da ne uzrokuje odviše oštiri oblik glave. Prednost je korekture ozubljenja po ovoj metodi u tome što se pri tome stupanj sprežanja održava još dovoljno velikim.

Potrebni pomak  $a$  može se izraziti kao funkcija modula

$$a = x m,$$

gdje je  $x$  bezdimenzionalni broj, tzv. koeficijent pomaka profila, koji se s pomoću geometrijskih odnosa sa sl. 294 (iz sličnosti trokuta  $K_1 EO$  i  $K'_1 EO'$ ) i već navedenih normalnih veličina

za visinu glave zubâ, zahvatnog kuta i graničnog broja zubâ može izraziti formulom

$$x = \frac{z_g - z}{z},$$

gdje je  $z_g$  granični broj zubâ, a  $z$  broj zubâ odmaknutog zupčanika.

Tamo gdje se izvodi i korektura ozubljenja većeg zupčanika za spregu po ovoj metodi, izradak se primiče alatu za jednaku dužinu. Zbog suprotnog smjera pomaka, dužina a zbog toga i koeficijent pomaka profila imaju tada negativni predznak ( $-a$ , odnosno  $-x$ ). Pri tome nastupaju suprotne promjene oblika profila od onih opisanih (sl. 295).

Već prema predznaku veličine  $a$ , odnosno  $x$ , govorit će o pozitivnom, odnosno o negativnom pomaku profila, te o zupčanicima s pozitivnim, odnosno negativnim pomakom profila.

**Nul-zupčanici i V-zupčanici i njihovo sprezanje.** Načelna razlika geometrijskih odnosa u izradi zupčanika s evolventnim ozubljenjem uz korekciju ozubljenja pomakom profila i ostalih jest u tome, što u prvom slučaju dodirna točka središnje linije alata i dodirne kružnice izratka nije u središnjoj točki sustava, već je od nje odmaknuta za  $a \neq 0$ . Zbog toga se ti zupčanici za razliku od ostalih, kod kojih je  $a = 0$  i zbog toga zvanih *nul-zupčanicima*, označavaju oznakom V. Unutar te skupine upotrebljavaju se još i oznake V+ i V- za zupčanike s korekturom pozitivnim, odnosno negativnim pomakom profila.

Evolventni zupčanici mogu se međusobno sprezati nezavisno od njihovih pomaka profila pod uvjetom, da su proizvedeni s odgovarajućim alatom i da su u njihovoj izradi održane stano-vite granice pomaka. Pri tome je moguće ostvarenje prijenosa u kombinacijama koje se nazivaju nul-prijenosima, V-nul-prijenosima i V-prijenosima.

Nul-prijenosi su sprege nul-zupčanika. V-nul-prijenosi su sprege zupčanika V+ sa zupčanicima V- kojima su apsolutne vrijednosti pomaka profila jednake i zbog toga  $x_2 + x_1 = 0$  (kod vanjskih prijenosa), odnosno  $x_2 - x_1 = 0$  (kod unutarnjih prijenosa), tako da im se dodirne kružnice takoder dodiruju u središnjoj točki sustava. V-prijenosi obuhvaćaju sprege zupčanika u kojima prije toga navedeni uvjeti nisu zadovoljeni, pa im se dodirne kružnice ne dodiruju u središnjoj točki sustava. To su sprege V-zupčanika s nul-zupčanicima ili s drugim V-zupčanicima u kojima je  $x_2 + x_1 \neq 0$ , odnosno  $x_2 - x_1 \neq 0$ . Zbog toga se njihovi osni razmaci razlikuju od osnih razmaka u prijenosima sa zupčanicima jednakih dimenzija iz prve dvije skupine, pa za njih ne vrijede formule na str. 271.

**Proračun čelnika s ravnim zubima.** Osim već spomenutog proračunavanja na čvrstoču pri savijanju, na trajnost i na izlivanje zubâ, ovaj proračun obuhvaća još i kontrolu na ugrijavanje. Pri svemu tome mjerodavan je manji zupčanik, jer su ne samo korijeni njegovih zubâ slabiji već su, kako dospijevaju u zahvat češće od zubâ većeg zupčanika, izloženi još i većem broju naprezanja. S druge se strane pri tome smije promatrati kao da je u zahvatu zupčanika samo jedan zub, jer se time ne čini odviše velika pogreška, a proračun se pojednostavljuje. Također se pretpostavlja da je izrada zubâ dovoljno točna da se smije računati s jednoličnom raspodjelom opterećenja po čitavoj njihovoj širini.

**Proračun ravnih zuba čelnika na savijanje.** Odnosi na kojima se zasniva ovaj proračun mogu se prikazati shemom na sl. 296. Oni vladaju u trenutku kad zub manjeg zupčanika upravo stupa u zahvat, jer su, kako je krak momenta opterećenja tada najveći, najnepovoljniji i zbog toga mjerodavni. To opterećenje je normalna sila  $F_n$  sa smjerom djelovanja okomitim na bok zuba i zbog toga leži u smjeru dodirnice za cijelo vrijeme zahvata, pa se sa stano-višta nauke o čvrstoći taj zub može smatrati nosačem upetim na jednom kraju. Pri tome ga sila  $F_n$  napreže na savijanje svojom tangencijalnom komponentom  $F_t$ . Istovremeno je on napregnut na tlak radikalnom komponentom  $F_r$  sile  $F_n$ . S normiranom veličinom zahvatnog kuta i uzimajući da je  $F_t = F$ , što je dopustivo s obzirom na malu veličinu razlike između  $F_t$  i obodne sile  $F$  dobivaju se slijedeći odnosi među ovim silama

$$F_t = F = F_n \cos \alpha = 0,94 F_n \quad \text{i} \quad F_r = F_n \sin \alpha = 0,34 F_n.$$

Dakako, sila  $F_t$  opterećuje promatrani zub takoder i na smik.

Međutim, to se naprezanje može zanemariti jer je dovoljno malo, pa se za naprezanje zuba mjerodavno za proračun može uzeti maksimalno naprezanje u opasnom presjeku po formuli

$$\sigma_{\max} = \sigma_s + \sigma_p,$$

kako je to prikazano i dijagramom.

Opasni presjek zuba je pravokutnik s površinom  $s_0 b$ , gdje je  $b$  širina zuba, a  $s_0$  dužina ograničena točkama A i B, jer su te točke diralista stvarnog profila zuba i parabole kao imaginarnog profila zuba. Za razliku od stvarno promatranoj evolventnog zuba u čijim presjecima u smjeru prema korijenu zbroj  $\sigma_s + \sigma_p$  raste, naprezanje je kod paraboličnog profila jednolično u svim presjecima. (Kako je stvarni profil zuba širi od parabole, to su i stvarna naprezanja manja.) Zbog toga je za proračun mjerodavni moment savijanja

$$M_s = Fh.$$

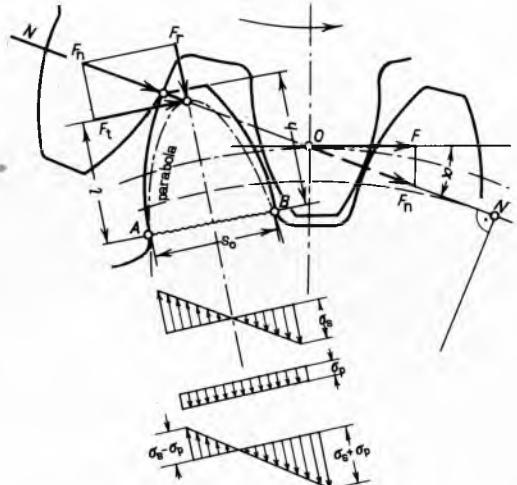
S time i otpornim momentom presjeka  $s_0 b$  može se onda, prema već poznatim pravilima, lako odrediti  $\sigma_s$ . S druge strane,  $\sigma_p$  određeno je kvocijentom sile  $F_r$  i presjeka  $s_0 b$ , pa se uz odgovarajuće supstitucije navedena formula za maksimalno naprezanje može pretvoriti u izraz

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{\gamma b t} \leq \sigma_{s \text{ dop}},$$

gdje je  $t$  korak ozubljenja, a  $\gamma$  tzv. koeficijent oblika zuba zavisan od zahvatnog kuta i broja zubâ, ali nezavisan od njihovih dimenzija; nalazi ga se u tabelama priručnika. Odatile se onda lako može odrediti dopustiva obodna sila, a opet uz odgovarajuće supsticije i transformacije i modul. Za modul je izvediv izraz

$$m = \sqrt{\frac{\gamma F}{\pi \psi s_{\text{dop}}}},$$

gdje je  $\psi = \frac{b}{m}$  tzv. koeficijent širine zuba, koji se obično bira u granicama 5...50, već prema kakvoći obrade i montaže (veće vrijednosti biraju se za bolje obradene zube i točniju montažu; za preciznu obradu i montažu vrijednosti  $\psi$  dosežu i do 200).



Sl. 296. Temeljni odnosi na kojima se zasniva proračun čelnika s ravnim zubima

Ovaj izraz prikladan je za upotrebu tamo gdje je poznata obodna sila. Osim toga izvediv je i izraz

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \gamma M_1}{\pi \psi \sigma_{s \text{ dop}} z_1}},$$

prikidan za upotrebu tamo gdje je poznat moment  $M_1$  i broj zubâ  $z_1$  manjeg zupčanika, odnosno

$$m = \sqrt[3]{\frac{\gamma N}{\psi \sigma_{s \text{ dop}} z_1 n_1 \pi^2}},$$

prikidan za upotrebu tamo gdje su poznati broj okretaja  $n_1$ , broj

zubâ  $z_1$  manjeg zupčanika i snaga  $N$  koju treba prenositi. Modul koji se izračuna po jednoj od ovih formula zaokruži se na prvu slijedeću veću normiranu vrijednost te se prema njemu odrede ostale dimenzije.

*Proračun ravnih zubâ čelnika na trajnost.* Da opisane pojave mrvljenja i ljuštenja površine zubâ zupčanika ne bi nastupile prije isteka  $T$  efektivnih radnih sati (trajnosti) koji se zahtijeva od pogona prijenosa u kojem su spregnuti, potrebno je da stvarni površinski pritisak  $p$  među zubima, što ga uzrokuje obodna sila, ne prekorači neku stanovitu, tome odgovarajuću dopuštenu vrijednost  $p_{\max}$ .

Te potrebne trajnosti kreću se unutar širokih granica. Tako za rijetki ručni pogon veličine  $T$  jesu  $50 \cdots 100$ , za strojni pogon s povremenim uključivanjem prijenosa (npr. u dizalicama, alatnim strojevima, avionskim motorima, automobilskim mjenjačima brzine)  $500 \cdots 5000$ , za stalni ili skoro stalni pogon pod punim opterećenjem (npr. u turbinama, naročito kod ratnih brodova) od  $50000 \cdots 200000$ .

Slično kao i kod valjnih ležaja, stvarni pritisak  $p$  na bokove zubâ zupčanika nije jednolično raspoređen po površini na koju djeluje,

već je raspoređen kao na sl. 297. Zbog toga nastupaju slične poteškoće oko njegovog određivanja i polazi se od rezultata Hertzovih istraživanja. Pri tome se zahvat promatra kao da su bokovi zuba dijelovi plašteva valjaka s polumjerima baza  $\varrho_1$  i  $\varrho_2$ , pa je temeljna Hertzova formula ovđe

$$p = \frac{F}{2 \varrho b},$$

gdje je  $\varrho$  tzv. reducirani polumjer zakrivljenosti određen izrazom

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} \pm \frac{1}{\varrho_2},$$

s time da  $\pm$  ovđe znači zbrajanje kod vanjskog, a oduzimanje kod unutrašnjeg ozubljenja. Očito je  $p$  to manji što je veći

$\varrho$  i time  $\varrho_1$  i  $\varrho_2$ , tj. što su veće dimenzije zuba.

Odgovarajućim supstitucijama i transformacijama može se pri normiranoj veličini zahvatnog kuta iz ove formule izvesti za praksi prikidan izraz (kod standardnog zahvatnog kuta  $\alpha = 20^\circ$ )

$$b d_1^2 = 6,22 \frac{M_1 \xi i + 1}{k_{\text{dop}}} \frac{1}{i},$$

gdje je  $\xi$  tzv. koeficijent dinamičkog opterećenja,

$$k_{\text{dop}} = \frac{6800 (HB)^2}{E \sqrt{W}},$$

tzv. koeficijent dopuštenog dodirnog (površinskog) pritiska određen brojem zahvata

$$W = \frac{60 n_1 T}{10^6}$$

manjeg zupčanika u milijunima i tvrdoćom po Brinellu, HB i modulom elasticiteta  $E$  materijala, a značenje ostalih simbola već je spomenuto, s time da je prijenosni omjer  $i > 1$ . Pri tome se, kad materijali spregnutih zupčanika nisu isti, za  $E$  uzima srednja vrijednost po formuli

$$E_s = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}.$$

Odatle slijedi da je za veću trajnost zupčanika i veće opterećenje momentom vrtnje potreban i veći umnožak  $b d_1^2$ , koji se može shvatiti kao neki obujam razmjeran efektivnim radnim satima i momentom vrtnje. Širina zupčanika i promjer njegove dodirne kružnice biraju se tada kao faktori tog umnoška prema uvjetima pogona, točnosti obrade i prostoru koji stoji za raspolaganje za ugradnju, obično unutar granica određenih omjerom  $\Phi = b/d_1$ , tako da su mu vrijednosti  $0,5 \cdots 3$ . Na taj način manji zupčanik može biti 3 puta širi od njegove dodirne kružnice. To je česti slučaj u novijim izvedbama.

Iz ovog produkta lako je izvediva i formula

$$m = \sqrt[3]{\frac{b d_1^2}{z_1^2 \psi}},$$

potrebna za izračunavanje modula, koji se onda također zaokružava na slijedeću veću normiranu vrijednost.

*Proračun ravnih zuba čelnika na izlizavanje.* Očito je dubina  $f$  do koje će se zubi zupčanika izlizati radom zavisna od svojstava njihovog materijala, trajanja njihovog rada i rada trenja po jedinici njihove tarne površine. Polazeći od toga može se izvesti formula

$$f = c \frac{\mu N T}{b d \sin 2\alpha} \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

gdje je  $c$  tzv. koeficijent trošenja zuba,  $\mu$  koeficijent trenja,  $N$  snaga koja se prenosi, a značenje ostalih simbola već je spomenuto. Pri tome znak  $\pm$  kao i u već izvedenim formulama znači zbrajanje kod vanjskih, a oduzimanje kod unutrašnjih prijenosa, a kao karakteristika materijala koeficijent  $c$  može imati vrlo različite vrijednosti (npr. za fosfornu broncu 47, za čelike 10  $\cdots$  40).

U nekim slučajevima prakse ipak se pojavljuju odstupanja između izračunatih vrijednosti i rezultata mjerenja.

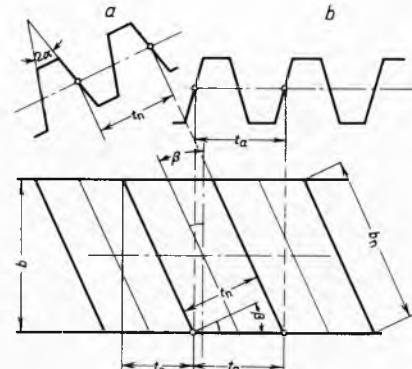
*Kontrola čelnika na zagrijavanje.* Zagrijavanje zupčanika radom do temperaturu  $\sim 70^\circ \text{C}$  smatra se još dopustivim; pri jačem zagrijavanju moraju imati recirkulacijski sustav podmazivanja s hlađenjem maziva prije vraćanja među tarne površine.

Očito je zagrijavanje zupčanika to jače što oni prenose veće snage, što je veći koeficijent trenja među njihovim tarnim površinama i što su manji brojevi njihovih zuba. Međutim, formule za određivanje zavisnosti tog zagrijavanja od njegovih činilaca izvedive matematičkim postupkom nisu dovoljno točne za praksu, jer su pri tome neki faktori teško ili nikako odrediti. Zbog toga se ova kontrola izvodi približno, služeći se podacima ispitivanja. Tako kaljeni, brušeni i dobro podmazani zubi moraju zadovoljavati uvjet izražen empirijskom formulom

$$\frac{7 b d_1 z_1}{10 N_{\max}} \frac{i}{i+1} \geq 1,$$

gdje je  $N_{\max}$  snaga u KS koju treba prenositi, a  $b$  i  $d_1$  širina zuba i promjer dodirne kružnice u centimetrima.

**Čelnici s kosim zubima.** Temeljne odlike čelnika s kosim zubima kojima se oni razlikuju od čelnika s ravnim zubima posljedica su geometrijskih odnosa predviđenih shemom na sl. 298.



Sl. 298. Normalni (a) i aksijalni (b) profil zuba čelnika s kosim zubima

Odatle se vidi da širina  $b$  i korak  $t_a$  zuba ovih zupčanika u aksijalnom smjeru (aksijalna širina, aksijalni korak) nisu ujedno i njihova stvarna širina, odnosno stvarni korak, već su to  $b_n = b/\cos \beta$ , odnosno  $t_n = t_a/\cos \beta$ , gdje je  $\beta$  kut pod kojim su zubi položeni na vijenac s obzirom na izvodnici.

Zbog takvog položaja zubi ovih čelnika ne ulaze u zahvat odjednom, kako je to slučaj kod čelnika s ravnim zubima, već postepeno, pa rade mnogo mirnije i skoro bešumno. Postepeno ulaženje zuba ovih zupčanika u zahvat čini zahvat dužim nego što je to u spregama odgovarajućih čelnika s ravnim zubima, i to za tzv. »skok«  $t_0 = b \tan \beta$ , pa time i veći stupanj sprezanja

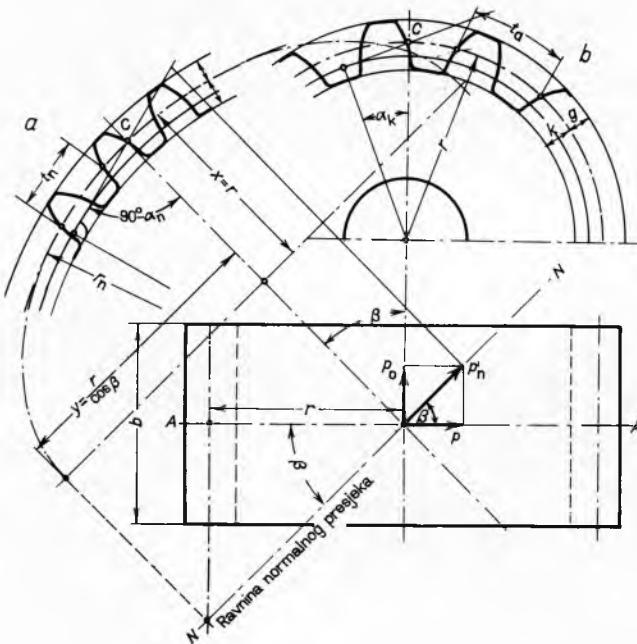
$\varepsilon_k$ , za koji se može izvesti izraz

$$\varepsilon_k = \varepsilon + \frac{t_0}{t_a} = \varepsilon + \frac{b \tan \beta}{t_a},$$

gdje je  $\varepsilon$  stupanj sprezanja odgovarajućeg para čelnika s ravnim zubima. Redovito je  $\varepsilon_k > 2$ .

Te odlike omogućuju da zubi ovih zupčanika budu kraći nego u odgovarajućim čelnicima s ravnim zubima, pa se namjesto već navedene normirane vrijednosti ovdje uzima  $h = 2,2 m$ . Kako se time smanjuje mogućnost međusobnog zaglavljivanja spregnutih zupčanika, ovi zupčanići smiju imati i manji broj zubâ od već navedenih graničnih vrijednosti bez korekture ozubljenja.

Međutim, kako ni profil zuba prema kojemu se izračunava  $\varepsilon_k$  (postrani, aksijalni profil) nije pravi, jer je to presjek zuba ravninom koso položenom na njihove uzdužne osi, za izvođenje ostalih formula potrebnih za proračun čelnika s kosim zubima nužno je uzeti u obzir normalni profil. Da bi se on dobio, mora se zupčanik sjeći normalnom ravninom položenom pod kutom  $\beta$  prema osi zupčanika i prikazanom pravcem  $NN$ , koji je njena projekcija (sl. 299). Tada presjek vijenca zupčanika nije više kružnica kao na sl. 299 b (aksijalni, bočni presjek), već elipsa kao na sl. 299 a. Zamišljeni zupčanik koji bi imao takav eliptični presjek i ravne zube s normalnim profilom može tada nadomjestiti stvarni zupčanik u daljem razmatranju. Zbog toga što je samo zamišljen naziva se još i fiktivnim.



Sl. 299. Normalni (a) i aksijalni (b) presjek čelnika s kosim zubima

Dakako, profil zuba fiktivnog zupčanika ne odgovara stvarnom, jer ti zubi nisu položeni na kružnice kao u stvarnom zupčaniku, već na elipse. Ipak, stvarnim profilom zuba može se smatrati mali dio profila zuba fiktivnog zupčanika oko središnje točke sustava ( $C$  na sl. 299 a i b), jer se, kako je poznato iz planimetrije, na tom mjestu elipse podudaraju s njihovim tjemennim konstrukcijskim kružnicama. To tada dopušta izvođenje formula i zaključaka za fiktivni zupčanik promatrajući ga u tom području kao čelnik s ravnim zubima i promjerom dodirne kružnice

$$d_n = m_n z_n,$$

gdje je  $z_n$  broj njegovih zuba, a  $m_n$  modul određen izrazom

$$m_n = m_a \cos \beta$$

izvedivim iz odnosa  $m_n$  i modula  $m_a$  ozubljenja u aksijalnom smjeru i koraka  $t_n$  i  $t_a$ . Pri tome se polazi od polumjera  $r_n$  zakrivljenosti u točki  $C$  elipse koja na sl. 299 predstavlja dodirnu kružnicu s polumjerom  $r$  iz sl. 299 b. Kako je  $r_n$  ujedno i polumjer odgovarajuće tjemene konstrukcijske kružnice elipse, a iz sl. 299 očito je

mala os te elipse  $x = r$ , a velika  $y = r/\cos \beta$ , s pomoću poznatih odnosa iz planimetrije dobije se

$$r_n = \frac{y^2}{x} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

Iz ove formule i formule za  $d_n$  izvodi se i izraz

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

s kojim je određen i broj zuba fiktivnog zupčanika, gdje je  $z$  broj zuba stvarnog zupčanika.

Dalje se iz ovih formula mogu izvesti i drugi izrazi koji čine vezu između fiktivnog i stvarnog čelnika s kosim zubima. To su

$$d = z m_a = \frac{z m_n}{\cos \beta},$$

kojim je određen promjer dodirne kružnice stvarnog zupčanika,

$$b = \psi m_n,$$

iz kojega se izračunava širina stvarnog zupčanika uzimajući  $\psi = 15 \dots 30$ , a i više,

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta},$$

kojim je određen razmak između vratila spregnutih zupčanika i

$$z_{\min} = z g \cos^3 \beta,$$

kojim je određen granični minimalni broj  $z_{\min}$  zuba zupčanika s kosim zubima s pomoću broja zuba  $z_g$  graničnog čelnika s ravnim zubima.

Da bi se čelnici s kosim zubima mogli izraditi istim alatom kao i čelnici s ravnim zubima, standardne veličine modula odnose se ovdje na  $m_n$ . Također se zbog toga i normirani zahvatni kut uzima ovdje u normalnoj ravnini.

Broj zuba stvarnog zupčanika  $z$  mora biti cijeli broj dok broj zuba fiktivnog zupčanika  $z_n$  to ne mora. Stvari broj zuba je manji od fiktivnog. Promjeri dodirnih kružnica obično se ne mogu izraziti cijelim ili konačnim brojem. Broj zuba  $z_n$  mora se izračunati zbog izbora odgovarajućeg koeficijenta oblika zuba ( $\gamma_n$ , slično kao i za proračun čelnika, iz tabele u priručnicima). Također je granični minimalni broj  $z_{\min}$  zuba čelnika s kosim zubima manji od broja zuba  $z_g$  graničnog čelnika s ravnim zubima. Zavisnost minimalnog broja zuba ovih čelnika, koji se još može postići bez korekture ozubljenja od kuta  $\beta$ , prikazana je u slijedećoj tablici:

$\beta^\circ$	0	13	19	23	28	32	35	39	43	47
$z_{\min}$	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5

**Korektura ozubljenja i sprezanje čelnika s kosim zubima.** Korektura ozubljenja ovih čelnika, gdje je nužan broj zuba manji od  $z_{\min}$ , izvodi se obično metodom pomaka profila. Pri normiranoj veličini zahvatnog kuta može se za potrebbi koeficijent pomaka iz već poznatih formula za  $c$  i  $z_n$  izvesti izraz

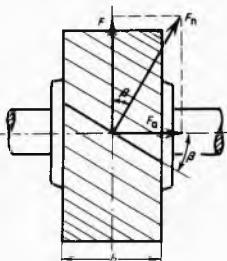
$$x_n = \frac{14 - \frac{z}{\cos^3 \beta}}{17}.$$

Dalji je postupak za izvođenje korekture ozubljenja jednak kao i kod čelnika s ravnim zubima, s time da se primjeni na fiktivni zupčanik. Na taj se način i ovdje dobivaju (V+)-i (V-)-zupčanici koji se razlikuju od nul-zupčanika, tako da se i zupčanici s kosim zubima mogu sprezati u nul-prijenos, V-prijenos i V-nul-prijenos. Minimalni broj  $z_k$  zuba ovih zupčanika kojim se ovdje ograničava korigiranje pozitivnim pomakom profila, da pri tome ne bi nastupile oviše nepovoljne posljedice zaostrevanja profila (v. sl. 295), prikazan je u zavisnosti od kuta  $\beta$  u slijedećoj tablici:

$\beta^\circ$	0	17,5	27	34,5	42
$z_k$	7	6	5	4	3

**Proračun čelnika s kosim zubima.** Prema sl. 300, osim sile koje se pojavljuju u čelnicima s ravnim zubima, ovdje treba računati još i s aksijalnom komponentom  $F_a = F \tan \beta$  normalne sile  $F_n$ , gdje je  $F$  obodna sila. To je potrebno ne samo zbog toga što  $F_a$  povećava opterećenje ležaja već i zbog toga što ona smanjuje korisni dio obodne sile. Očito se ove pojave ispoljuju u to nepovoljnijoj mjeri što je veći kut  $\beta$ . Osim toga s povećavanjem kuta  $\beta$  pojačava se i međusobno klizanje zuba, zbog kojega opada korisni učin prijenosa. Sve to zahtijeva u praksi ograničavanje veličine kuta  $\beta$  na vrijednosti do  $30^\circ$ . Donja praktična granica područja veličina kuta  $\beta$  jest  $10^\circ$ , jer su, kako se može zaključiti iz već navedenih podataka, s vrijednostima ispod toga, prednosti čelnika s kosim zubima u usporedbi s čelnicima s ravnim zubima minimalne.

U proračunu ovih čelnika treba uzeti u obzir i okolnost da, zbog postepenog stupanja kosih zuba u zahvat, dodirna linija njihovog boka nije paralelna s osi kao kod ravnih zuba (sl. 301 a), već položena koso (sl. 301 b), pa je krak momenta obodne sile ovdje manji. Približna njegova vrijednost s kojom se može računati jest  $\frac{3}{5} h$ , gdje je  $h$  veličina tog kraka kod odgovarajućih ravnih zuba. Žbog toga je naprezanje kosih zuba na savijanje za oko 37% manje nego kod ravnih.



Sl. 300. Pojava aksijalne sile u čelnicima s kosim zubima



Sl. 301. Krak djelovanja obodne sile na ravne (a) i kose (b) zube

**Proračun kosih zuba na savijanje,** na temelju fiktivnog zupčanika, izvodi se načelno jednako kao i proračun ravnih. Uvezši u obzir navedene okolnosti, mogu se dobiti formule za modul koji odgovaraju navedenima u proračunu čelnika s ravnim zubima. Prva od njih,

$$m_n = \sqrt{\frac{0,2 \gamma_n F}{\psi \sigma_{s \text{ dop}}}}$$

također je prikladna za upotrebu kad je poznata obodna sila, druga,

$$m_n = \sqrt{\frac{0,4 \gamma_n M_1 \cos \beta}{\psi \sigma_{s \text{ dop}} z_1}},$$

tamo gdje je poznat moment vrtnje na manjem zupčaniku, a treća,

$$m_n = \sqrt{\frac{0,2 \gamma_n N \cos \beta}{\pi \psi \sigma_{s \text{ dop}} z_1 n_1}},$$

tamo gdje je poznata snaga koju treba prenositi i broj okretaja manjeg zupčanika.

**Proračun kosih zuba na trajnost** izvodi se na način analogan odgovarajućem dijelu proračuna ravnih zuba. Za izračunavanje modula ovdje se, također s pomoću produkta  $b d_1^2$  i standardne veličine zahvatnog kuta, može izvesti formula

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 M_1 (i + 1) \xi \cos \beta}{i k_{s \text{ dop}} \psi z_1^2}}.$$

Pri tome i ovdje vrijedi već rečeno u vezi s produktom  $b d_1^2$ .

I ostali se dijelovi proračuna kosih zuba izvode na način prikazan za proračun ravnih zuba.

**Prednosti, nedostaci i upotreba čelnika s kosim zubima.** Već navedenim prednostima ovih zupčanika u usporedbi s čelnicima s ravnim zubima (kao što su mirniji i tiši rad, veći stupanj sprezanja, mogućnost njihove izrade s manjim brojem zuba

bez korekture ozubljenja, manje naprezanje zuba na savijanje) pridružuju se i druge koje su također posljedica opisanih odlika. Ovi se zupčanici mogu upotrijebiti za veće prijenosne omjere (do 20) i veće obodne brzine, a potrebne dimenzije i zbog toga prostor potreban za njihovu ugradnju jesu manji.

Zbog ovih prednosti čelnici s kosim zubima upotrebljavaju se u suvremenom strojarstvu češće od čelnika s ravnim zubima, naročito tamo gdje se radi o prijenosu većih snaga uz veće prijenosne omjere i brojeve okretaja, a posebno u alatnim strojevima, turbinama, vozilima i letjelicama.

Osim opterećenja ležaja aksijalnom silom, jačeg klizanja i zbog toga nešto manjeg stupnja djelovanja čelnika s većim vrijednostima kuta  $\beta$ , njihov je nedostatak, u usporedbi s čelnicima s ravnim zubima, skuplja izrada.

Očito se prvi, a i glavni od ovih nedostataka čelnika s kosim zubima može eliminirati upotrebom konstrukcije prijenosa, kao na sl. 286 e, s dva para spregnutih zupčanika koji se međusobno razlikuju samo obrnutim položajem ozubljenja na vijencu. Tada se u njima pojavljuju dvije aksijalne sile suprotnog smjera koje su jednakog intenziteta, pa se međusobno poništavaju.

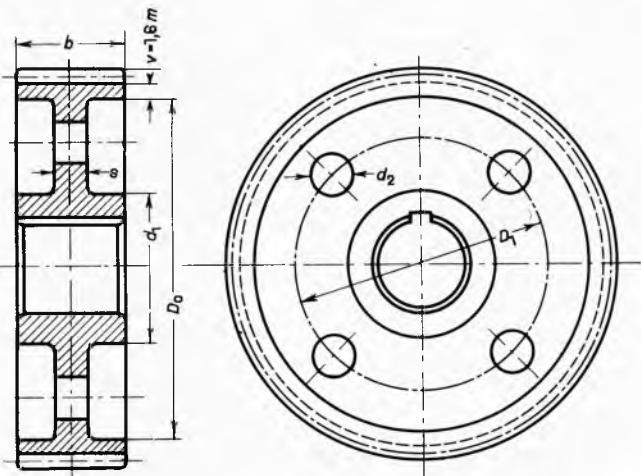
**Čelnici sa strelastim zubima.** Djelovanje aksijalne sile, jednako kao i u prijenosima na sl. 286 e, može se postići i čelnicima sa strelastim zubima na sl. 286 f, jer svaki od njih zapravo predstavlja par čelnika iz prve slike, spojenih u jedan element, pa se aksijalne sile međusobno poništavaju. Naravno, to dopušta izradu ovih zupčanika s većim vrijednostima kuta  $\beta$  (do  $\beta = 45^\circ$ ). Osim toga, kako se vidi iz sheme na sl. 302, ovdje se obodna sila  $F$  raspoređuje jednakom na obje polovice zuba, tako da na svaku od njih djeluje samo polovica normalne sile koja bi djelovala na odgovarajući zupčanik s kosim zubima. To znači da dimenzije profila zuba, a uslijed toga i čitave sprege, mogu ovdje biti još manje nego u odgovarajućim spregama čelnika s kosim zubima.

Sve ovo čini da, za razliku od čelnika s kosim zubima, čelnici sa strelastim zubima nemaju nikakvih tehničkih nedostataka u usporedbi s čelnicima s ravnim zubima, već samo prednosti. Stupanj sprezanja ovih zupčanika vrlo je velik, pa se oni mogu izradivati s krajnje malim brojem zuba (do  $z_1 = 3$ ) i upotrijebiti za rad u prijenosima s vrlo velikim prijenosnim omjerima ( $i = 30 \dots 63$ ) uz vrlo velike obodne brzine (do 70 m/s) i stupnjeve djelovanja ( $\eta = 0,98 \dots 0,99$ ).

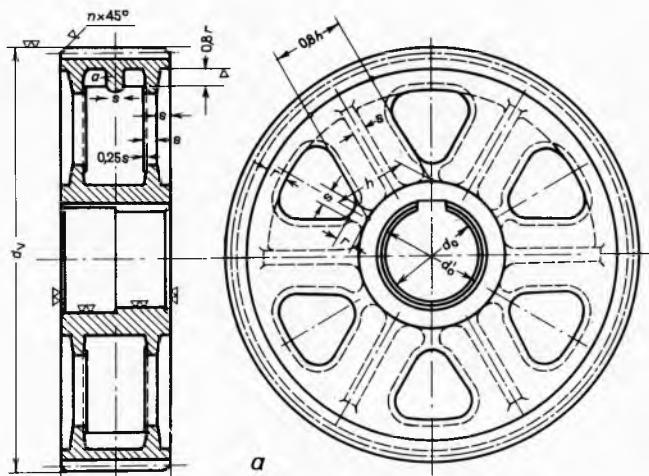
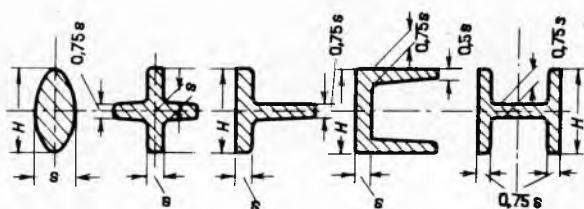
Među ove zupčanike ubrajaju se i čelnici s izlomljenim zubima prikazani shemom na sl. 303, koji se upotrebljavaju za rad uz okretanje u oba smjera. Da bi se i ovdje aksijalne komponente obodnih sila i u jednom i u drugom smjeru okretanja međusobno poništavale, širine pojedinih dijelova ovih zupčanika moraju se odnositi kako je prikazano. Kut  $\beta$  ovih zupčanika može biti i veći od  $45^\circ$ .

**Izvedbeni oblici čelnika.** Kao i kod ostalih zupčanika i konstrukcija čelnika zavisi od različitih uvjeta, npr. od namjene, pogona, konstrukcijskog materijala, načina rada, veličine. Tako su već s obzirom na veličinu, koja se kreće u vrlo širokim granicama od vrlo malih promjera, npr. u urarstvu, do promjera od 6000 mm i više u industriji, potrebni brojni oblici ovih elemenata. Zbog toga se opisivanje njihovih izvedbenih oblika mora ograničiti na primjere koji se najviše susreću u praksi.

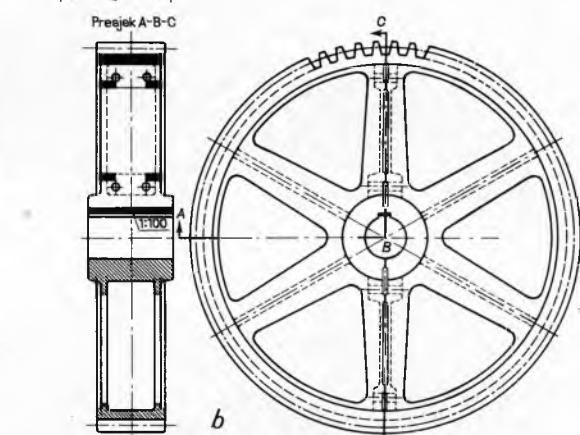
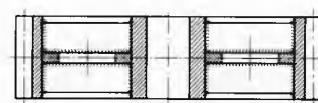
Kao i ostali, i ovi zupčanici, kad su od metala, izrađuju se uglavnom lijevanjem i zavarivanjem, rijetko kovanjem. Lijevani zupčanici do promjera ~400 mm obično namjesto rameva imaju puni kolut, koji je ponekad olakšan ovalnim ili kružnim izrezima kao na sl. 304. Broj ramena većih lijevanih čelnika, kao što je već prikazano na sl. 275, obično je paran i izračunava



Sl. 304 Lijevani čelnik malog promjera

*a*

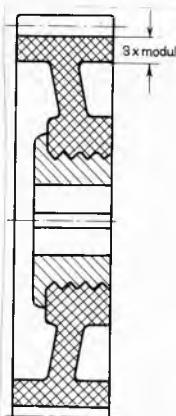
Sl. 305. Oblici presjeka ramena lijevanih čelnika

*b*

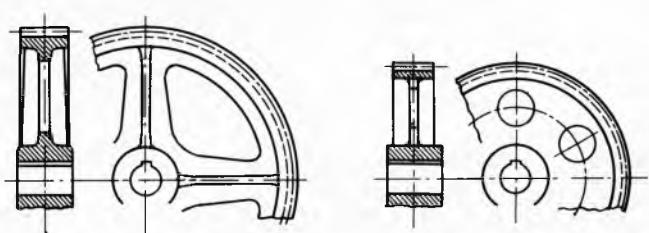
Sl. 309. Presjek zavarenog čelnika s rebrima za ukrucenje vijenca



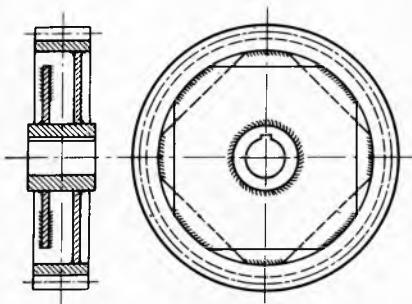
Sl. 307. Izgled dvodijeljnog lijevanog zupčanika sa strelastim zubima



Sl. 311. Presjek čelnika od plastične mase



Sl. 310. Usporedba veličine lijevanog (a) i zavarenog (b) čelnika za prijenos jednog momenta vrtnje



Sl. 308. Jednostavni zavareni čelnik



Sl. 312. Čelnik s kosim zubima izrađen zajedno s vratilom u jednom komadu

se iz promjera dodirne kružnice po formuli

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{d} \quad (\text{gdje je } d \text{ u mm}).$$

Zatim se ramena proračunavaju na savijanje. To se izvodi na način jednak kao i kod remenica, uz pretpostavku da samo trećina od njih prenosi obodnu silu, odnosno zubni pritisak. Presjeci ramena čelnika rijetko su eliptični kao na sl. 305 a. Češći njihovi presjeci, koji osiguravaju veću krutost, prikazani su na sl. 305 b, c, d i e.

Na sl. 306 a prikazana je izvedba zupčanika od sivog lijeva za promjer veće od 1000 mm. Provrt za vratilo na takvim čelnicima, tamo gdje im je širina  $b > 500$  mm, ponekad je stepenast. Tamo gdje im je širina  $b > 600$  mm, vjenac im se još i pojavičava središnjim rebrom  $a$  u gornjoj polovini presjeka. Cilj zaklošenja zuba pod kutom od  $45^\circ$ , prikazanog u ovim primjerima, jest smanjivanje mogućnosti oštećenja, jer ona obično počinju na tim mjestima. Isto se postiže zaobljivanjem tih dijelova zuba.

Na sl. 306 b prikazana je dvodijelna izvedba lijevanog čelnika. Takvim izvedbama pribjegava se obično zbog olakšanja izrade, transporta i montaže velikih zupčanika, obično s promjerima iznad 1800 ili 2000 mm, a ponekad i manjih. Tada se oni ljejavaju u jednom komadu, a zatim preplovaju. Za olakšanje preplovljavanja, polovice se pri ljevanju odvajaju tankim grafitiranim (tzv. raskolnim) limom. Time se postiže veća hrapavost prolomnih površina koja omogućuje točnije spajanje polovica. Spajanje tih polovica izvodi se kao i kod remenica (vijcima, steznim prstenovima). Na sl. 307 prikazan je izgled dvodijelnog zupčanika sa strelastim zubima.

Jednostavni čelnik zavarene izvedbe, u kojemu su vjenac i glavina namjesto ramenima spojeni s pomoću dvije osmerokutne ploče, prikazan je na sl. 308. Veći zavareni čelnik prikazan je presjekom na sl. 309. Njegov je vjenac ukrućen rebrima slično kao i u odgovarajućim lijevanim zupčanicima.

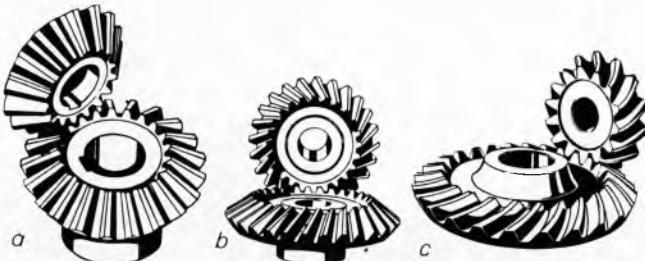
Prednost je zavarenih zupčanika u usporebi s lijevanima u tome što su im dimenzije za prijenos jednakih momenata vrtnje manje. Usporedba tih dimenzija prikazana je na sl. 310. Dok je za prikazani lijevani zupčanik (od SL 22) potrebno da bude  $m = 8$ ,  $b = 120$ , tako da mu je težina 110 kp, za zavareni je dovoljno  $m = 6$ ,  $b = 100$ , tako da mu je težina svega 54 kp.

Jedna od čestih izvedbi čelnika od plastične mase prikazana je presjekom na sl. 311. Vjenac ovih zupčanika mora biti ojačan barem do trostrukre veličine modula. Za prijenos većih momenata vrtnje, glavina se ovih zupčanika ojačava umetnutim metalnim tuljkom. Za prenošenje manjih momenata to nije potrebno. Takvi zupčanici izrađuju se kao pune kružne ploče od jednog komada mase.

Manji čelnici izrađuju se i zajedno s vratilima u jednom komadu. Jedan takav zupčanik prikazan je na sl. 312 u sprezi s velikim zupčanicom promjera 3600 mm.

#### Stožnici za prijenose s vratilima koja se sijeku

Zubi ovih zupčanika mogu biti položeni na vjenac u smjeru ili koso na smjer izvodnice temeljnog tijela. Zbog toga se, analogno već upotrijebljenim nazivima, takvi zupčanici nazivaju stožnicima sa ravnim, odnosno s kosim zubima (sl. 313 a, odn. 313 b). Zbog

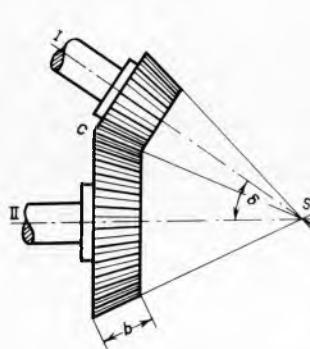


Sl. 313. Stožnici: a s ravnim zubima, b s kosim zubima, c sa zakrivljenim zubima

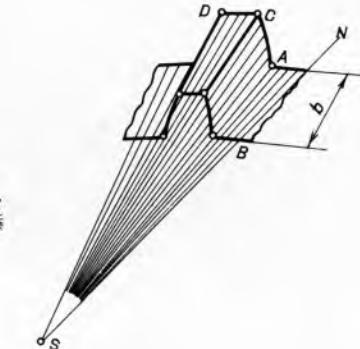
različitih svojstava valjnih površina čelnika i stožnika, i međusobnog položaja njihovih izvodnica, između ravnog i kosog ozubljenja čelnika i stožnika postoje stanovite razlike. U ovoj skupini

zupčanika važni su stožnici sa zubima položenim na vjenac u linijama različitih krivulja (stožnici sa zakrivljenim zubima, sl. 313 c) zbog prednosti pred stožnicima s ravnim ili kosim zubima. Strelasto se ozubljene kod ovih zupčanika rijetko primjenjuje.

**Profil ravnih zuba stožnika.** Temeljna tijela stožnika spregnutih u par prikazana su na sl. 314. To su dva krnja stošca (I i II) koji se međusobno dodiruju na zajedničkoj izvodnici, ujedno izvodnici normalnih stožaca sa zajedničkim vrhom u točki S, dobivenih produljenjem plašteva stožaca I i II. Nužnost postojanja zajedničke točke S slijedi ovdje i iz temeljnog zahtjeva jednakosti obodnih brzina valjanja stožaca I i II u svakoj njihovoj dodirnoj točki. Odatle slijedi i predodžba nastajanja ravnog zuba stožnika klizanjem zrake iz točke S po jednom od čelnih profila (npr. ACD na sl. 315) koji očito nisu jednaki. (Veći se naziva



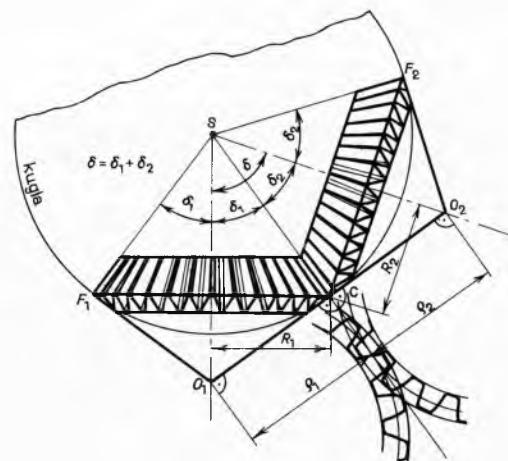
Sl. 314. Temeljna tijela para spregnutih stožnika



Sl. 315. Predodžba nastajanja ravnog zuba stožnika

vanjskim, a manji unutrašnjim. U skladu s time nazivaju se i odgovarajuće kružnice i dimenzije.) Posljedica je ove nejednakosti promjenljiva veličina promjera dodirne kružnice i zbog toga modula po širini zuba. (Te veličine opadaju u smjeru prema unutrašnjem profilu.) Također zbog toga modul stožnika nije standarisiran.

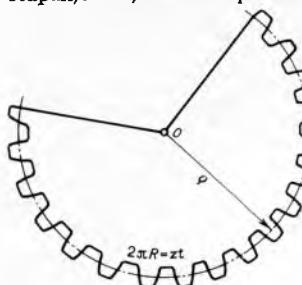
Dalje iz ovih odnosa slijedi da u međusobni dodir stupaju samo one točke profila zuba stožnika koje su jednakom udaljene od točke S, a to zahtjeva da čelnii profili zuba stožnika budu dijelovi kugline plohe, kako je prikazano na sl. 316. Posljedice



Sl. 316. Razvijanje profila ravnih zuba stožnika u ravnini crtanja

ovog zahtjeva jesu da linije bokova profila zuba stožnika ne mogu biti kružne evolvente kao kod čelnika, niti se njihovi čelnii profili mogu točno razviti u ravninu crtanja, što je nužno za konstrukciju ozubljenja. Za postizanje već opisanih prednosti evolventnog ozubljenja, ovdje bi linije bokova zuba trebale biti kugline evolvente. Međutim, izrada takvog ozubljenja zahtijevala bi odviše komplikirani alat, pa se kugline evolvente skoro i ne primjenjuje u praksi, već se upotrebljava protuprofil, također s ravnim bokovima, uzimajući u obzir odstupanje od evolvente.

Rezultirajuće ozubljenje stožnika naziva se *oktoidnim*. Time se nešto povećava osjetljivost na razmak vratila, ali se taj nedostatak u većini slučajeva može držati pod kontrolom, jer je odstupanje linije bokova profila od evolvente malo.



Sl. 317. Nadomjesni čelnik za proračun stožnika s ravnim zubima

dodirnih kružnica vanjskog ozubljenja stožnika stoje u odnosima

$$\rho_1 = \frac{R_1}{\cos \delta_1} \quad \text{i} \quad \rho_2 = \frac{R_2}{\cos \delta_2},$$

gdje su  $\delta_1$  i  $\delta_2$  kutovi pod kojima se sijeku osi stožnika s pravcem njihove zajedničke izvodnice.

Ovi sektori dopuštaju tada da se zahvat stožnika promatra kao zahvat dvaju čelnika sa središtem presjeka u točkama  $O_1$  i  $O_2$ , pa mogu poslužiti za konstrukciju stvarnog ozubljenja jednakim postupkom kao kod čelnika s ravnim zubima.

Inače, kinematski uvjeti zahvata stožnika jednaki su kao i kod čelnika, s time da se, kako je to lako izvedivo iz sl. 318, niz izraza za prijenosni omjer još općenito proširuje i sa

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

odnosno za ovaj specijalni, ali ujedno u praksi najčešći slučaj, gdje je  $\delta_1 + \delta_2 = \delta = 90^\circ$ , još i izrazom

$$i = \tan \delta_2 = \cot \delta_1,$$

a to znači da se za zadanu veličinu prijenosnog omjera kutovi  $\delta_1$  i  $\delta_2$  ne smiju odabrati po volji, nego se moraju izračunati. U uobičajenim izvedbama stožnika te veličine ne prelaze granicu od  $i = 1 : 6$ . Stupnjevi djelovanja ovih stožnika jesu  $0,96 \dots 0,98$ .

Granični broj  $z_{\min}$  zubâ stožnika određuje se jednako kao i kod čelnika. Pri tome se računa s brojem  $z_d$  zubâ na razvijenom plaštu dopunskega stošca, te se iz već navedene normirane veličine zahvatnog kuta može izvesti

$$z_{\min} = z_d = z_1 \cos \delta_1 = 17 \cos \delta_1.$$

Zavisnost minimalnog broja zubâ stožnika, koji se još može postići bez korekture ozubljenja, od kuta  $\delta_1$  prikazana je na slijedećoj tablici:

$\delta_1^\circ$	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$z_{\min}$	14	14	14	13	13	12	12	12	10

Korektura ozubljenja stožnika s ravnim zubima, tamo gdje je potreban broj zubâ manji od  $z_{\min}$ , izvodi se obično V-nul-potpukom, da se ne bi promijenio kut  $\delta$  među osima zupčanika. Analogno već poznatim izrazima za koeficijent pomaka dobije se

$$x = \frac{14 - \frac{z_1}{\cos \delta_1}}{17}.$$

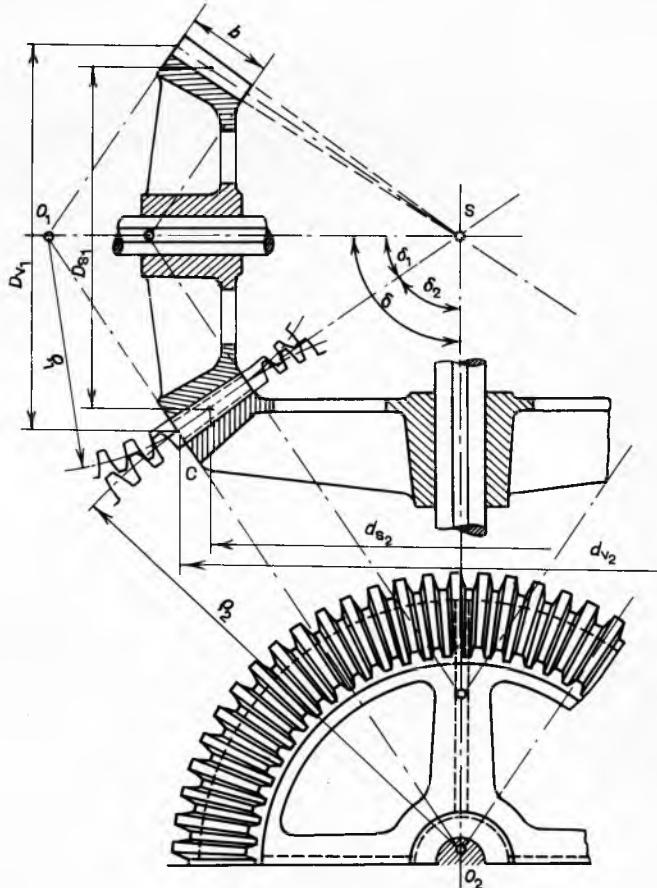
Zavisnost najmanjeg broja zubâ ovih zupčanika, koji se može postići korekturom ozubljenja, od kuta  $\delta_1$  prikazana je u tablici:

$\delta_1^\circ$	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$z$	7	7	7	7	6	6	6	5	5

**Proračun ravnih zubâ stožnika.** Dok se konstrukcija ozubljenja stožnika temelji na vanjskom, njihov se proračun, naravno, temelji na srednjem profilu, na kojem su promjeri dodirnih kružnica  $D_{s1}$  i  $D_{s2}$  (sl. 318), a moduli ozubljenja  $m_{s1}$  i  $m_{s2}$ . Ovi profili također se mogu predočiti zamišljenim čelnicima slično kao i kod konstrukcije profila zuba, i ti zamišljeni zupčanici upotrijebiti kao baza za proračun stvarnih zupčanika. Na taj se način i proračun ravnih zubâ stožnika na *savijanje* može izvesti analogno proračunu ravnih zubâ čelnika. Pri tome su formule za proračunavanje ravnih zubâ stožnika sasvim jednake onima na str. 274, kad se  $m$  zamjeni s  $m_s$ , a  $\gamma$  s koeficijentom oblika  $\gamma_s$  koji se ovdje ne odnosi na stvarni, već na računski broj zubâ

$$z_d = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

na dopunskom stošcu, a veličina faktora širine zubâ  $\psi = b/m_s$  jest 6 do 12.



Sl. 318. Jedna od normalnih izvedaba prijenosa stožnicima s ravnim zubima

Za proračun, odnosno kontrolu modula stožnika na *trajnost* također su izvedive formule na način analogan onome kod čelnika. Tako se pri normiranoj veličini zahvatnog kuta za stožnike s međusobno okomitim osima dobije

$$m_s = \sqrt[3]{\frac{6,22 M_1 \xi \sqrt{i^2 + 1}}{i k_{dop} \psi z_1^2}},$$

gdje je također  $i > 1$ , a značenje ostalih simbola već je opisano.

Iako modul stožnika nije standardiziran, pa zbog toga zaokružavanje njegove računom dobivene vrijednosti na standardnu nije obvezno, ipak je preporučljivo da bi to barem bio prikladniji broj. Iz srednjeg modula izračunavaju se promjeri srednjih dodirnih kružnica prema već poznatim formulama i modul vanjskog ozubljenja, a za njega su izvedene formule

$$m = m_s + \frac{b \sin \delta_1}{z_1} \quad \text{i} \quad m = m_s + \frac{b \sin \delta_2}{z_2}.$$

Za kontrolu stožnika na ugrijavanje služi također već kod čelnika navedena empirijska formula, s time da se  $d_1$  zamjeni promjerom srednje dodirne kružnice.

**Profilni kosih i zakriviljenih zuba stožnika.** Najvažnije vrste ovih ozubljenja stožnika shematski su prikazane na sl. 319 a, b, c i d, zajedno sa strelastim ozubljenjem (sl. 319 e). Pri tome je dio plastičnog temeljnog tijela prenesen u ravninu crtanja kao dio kružnog prstena, a bridovi pojedinih zuba predloženi naizmjence punim i crtanim linijama.

Iz sheme na sl. 319 a vidi se da su u ravnini crtanja linije kosih zuba stožnika tangente neke kružnice unutar ozubljenja koja ima promjer  $\rho$ . Linije tzv. *spiralnog* ozubljenja na sl. 319 b u toj ravnini leže na spiralama čije je ishodište u centru ozubljenja. Temelj za konstrukciju ostalih prikazanih zakriviljenih linija zuba stožnika u ravnini crtanja opet su kružnice unutar ozubljenja. U slučaju na sl. 319 c, tzv. *paloidnom* ozubljenju, te linije dijelovi su evolvente navedene kružnice, koja je njihova evoluta. U slučaju na sl. 319 d, tzv. *lučnom* ozubljenju, to su lukovi sa središtim na toj kružnici.

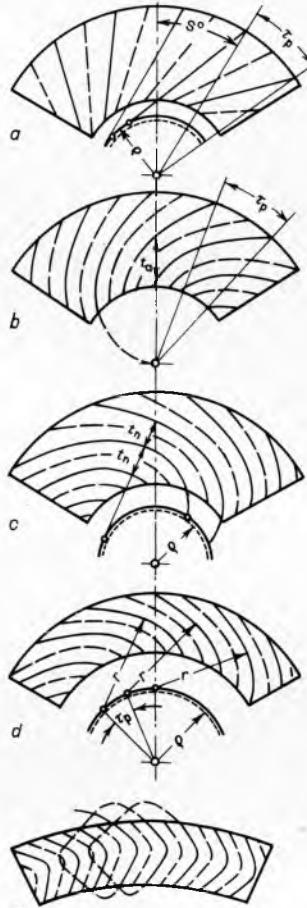
U prikazima linija kosih i zakriviljenih zuba stožnika prema sl. 319 sa  $\tau_p$  označava se kut koraka, sa  $t_n$  normalni, a sa  $t_a$  aksijalni korak ozubljenja. Normalni korak paloidnih zuba ima stalnu veličinu, a također im je i visina jednaka po čitavoj dužini. Skok kosog ozubljenja označava se sa  $S^\circ$ .

Paloidno ozubljenje stožnika izrađuje se na strojevima njemačke tvrtke Klingelnberg. Slično njemu je ozubljenje zubima kojemu linije leže na epicikloidama (prema eloidi kao kratici za epicikloidu zvano još i *eloidnim ozubljenjem*) i ima iste odlike, a izrađuje se na strojevima švicarske tvrtke Oerlikon. Lučno i spiralno ozubljenje stožnika izrađuje se na strojevima američke tvrtke Gleason. Izrada svih tih proizvoda vrlo je skupa, ali se zato oni odlikuju izvanrednom kakvoćom. Bez atesta proizvođača teško je na takvom proizvodu razabrati o kakvoj se vrsti zakriviljenog ozubljenja radi.

Ono što je rečeno o kinematskim odnosima stožnika s ravnim zubima vrijedi općenito za sve stožnike. Izrazi za prijenosni omjer navedeni na str. 280 vrijede i za stožnike s kosim i zakriviljenim zubima.

Tok linija po kojima su položeni zubi ovih stožnika u njihovim spregama shematski je prikazan zajedno s djelujućim silama na sl. 320. Vidi se da se one međusobno odnose kao vijčane linije, pri čemu su s obzirom na smjer vrtnje zuba vodenog zupčanika desnovojni, a vodećeg ljevovojni.

Pravila kosog i zakriviljenog ozubljenja stožnika mogu se izvesti na način sličan prikazanome kod čelnika s kosim zubima. Razlika postupaka u ova dva slučaja samo je u tome što nadomjesni zupčanik s ravnim zubima nije neposredni normalni presjek stožnika. Taj neposredni normalni presjek je, naime, čelnik s kosim zubima, a tek njegov normalni presjek ovde je stvarno potreban. Iz ovih odnosa sa brojem  $z_{21}$  zuba tako zamisljenog zupčanika, koji u razmatranjima zamjenjuje manji stvarni zupčanik sa stvarnim brojem  $z_1$  zuba, dobije se onda izraz kao



Sl. 319. Shematski prikaz kosog (a), strelastog (e) i najvažnijih vrsta zakriviljenog (b, c, d) ozubljenja stožnika

$$z_{21} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_s},$$

gdje je  $\beta_s$  srednji kut nagiba linije zuba, tj. kut što ga čine linije zuba s izvodnicama u srednjem presjeku. Za minimalni broj zuba, uz normiranoj veličinu zahvatnog kuta, izvediva je formula

$$z_{\min} = 14 \cos^3 \beta \cos \delta_1.$$

Korektura ozubljenja stožnika s kosim i zakriviljenim zubima, tamo gdje je potrebno proizvesti zupčanike s brojem zuba manjim od  $z_{\min}$ , izvodi se postupcima smanjenja visine glave, povećanja zahvatnog kuta i pomakom profila potrebnim za dobivanje V-nul-ozubljenja, a također i na temelju empirijskih podataka proizvođača.

**Proračun kosih i zakriviljenih zuba stožnika.** Kao i kod stožnika s ravnim zubima i proračun stožnika s kosim i zakriviljenim zubima temelji se na srednjem profilu. Također se, kao što se proračun stožnika s ravnim zubima može izvesti analogno proračunu čelnika s ravnim zubima, i proračun stožnika s kosim i zakriviljenim zubima može izvesti analogno proračunu čelnika s kosim zubima, pa su za proračun zuba na *savijanje* izvedive formule analogne odgovarajućima na str. 277. Razlika između ova dva slučaja je u tome što modul  $m_n$  koji se ovde izračunava nema sasvim jednak značenje. (Razlikuje se od već rečenog o nadomjesnom zupčaniku koji ovde nije neposredni normalni presjek stvarnog zupčanika.) Također namjesto  $\gamma$  treba uzeti koeficijent  $\gamma_k$  oblika zuba, koji se bira prema broju  $z_1$  zuba određenom već navedenim izrazom i  $\beta_s$  namjesto  $\beta$ , a  $\psi$  birati od 6 do 12 kao kod stožnika s ravnim zubima.

Pri normiranoj veličini zahvatnog kuta za proračun stožnika s kosim i zakriviljenim zubima, kad su im osi međusobno okomite, također analogno odgovarajućoj formuli kod čelnika s kosim zubima, dobije se

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{6,22 M_1 \xi \cos \beta_s \sqrt{i^2 + 1}}{i k_{\text{dop}} \psi_r z_1^2}},$$

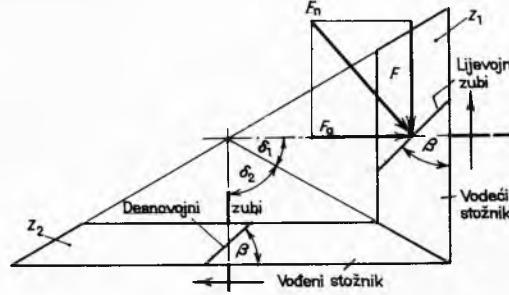
gdje je također  $i > 1$ , a zbog računske širine  $b_r$  zuba od  $0,5 b$  do  $b$  i računski faktor  $\psi_r$  širine zuba od  $0,5 \psi$  do  $\psi$ , dok je značenje ostalih simbola već opisano.

Ovdje se zatim iz  $m_n$  izračunava srednji modul po formuli

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_s},$$

a iz njega vanjski modul te zatim sve ostale dimenzije zupčanika.

I za kontrolu ovih stožnika na *ugrijavanje* vrijedi već rečeno za stožnik s ravnim zubima.



Sl. 320. Medusobni položaj kosih zuba spregnutih stožnika te sile koje djeluju u spregu

**Prednosti, nedostaci i upotreba stožnika s kosim i zakriviljenim zubima** u usporedbi sa stožnicima s ravnim zubima slični su kao i kod čelnika s kosim zubima u usporedbi s čelnicima s ravnim zubima. Zbog većeg stupnja sprezanja (ovde je  $\epsilon_{\min} = 2$ , a i više) i postepenog stupnja zuba ovih zupčanika u zahvat, ovde se opterećenja povoljnije rasporeduju (na veći broj zuba), a zbog dodira zuba na linijama koso položenima na bokove i krakovi momenata djelujućih sila također su manji, pa su i stožnici s kosim i zakriviljenim zubima manje izloženi trošenju izlizavanjem, imaju veće stupnjeve djelovanja, rade tiše i mirnije i mogu se više opteretiti, upotrijebiti za veće prijenosne omjere ( $i = 8 \dots 15$ ) i izraditi s manjim brojem zuba ( $z_{\min} = 5$ , pa i

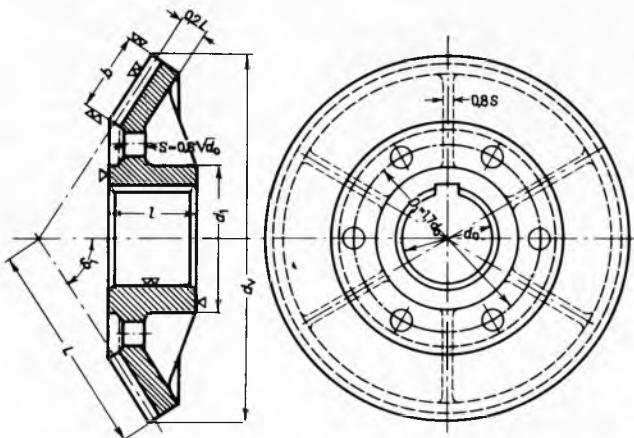
$z_{\min} = 4$ ) nego odgovarajući im stožnici s ravnim zubima. Ove prednosti jače su izražene kod stožnika sa zakriviljenim zubima.

Glavni je nedostatak ovih stožnika, naročito onih sa zakriviljenim zubima, skupa izrada. Osim toga, i u prijenosima s ovim zupčanicima pojavljuju se aksijalne sile, kako je već prikazano na sl. 319. I ovdje one rastu s povećanjem zakošenja zuba, pa je obično  $\beta \leq 30^\circ$ . Osim toga, taj se nagib bira tako da aksijalna sila na vodećem stožniku djeluje u smjeru prema većoj bazi njegovog temeljnog tijela.

Već spomenuta okolnost da stožnici sa strelastim zubima, shematski prikazanim na sl. 319 e, nemaju prednosti koje bi bile analogne prednostima čelnika sa strelastim zubima, posljedica je samo djelomičnog međusobnog poništavanja aksijalnih komponenata normalne sile u njima.

Zbog tih svojstava stožnici s kosim i zakriviljenim zubima često se upotrebljavaju, posebno u prijenosima motora s unutarnjim izgaranjem, hidrauličkih turbina, alatnih strojeva, motornih vozila i sl.

**Izvedbeni oblici stožnika** slični su kao i kod čelnika. Do promjera između 400 i 500 mm ovi zupčanici obično, namjesto ramena, također imaju puni kolut, koji može biti olakšan otvorenim kružnog ili ovalnog oblika. Ramena stožnika s promjerima iznad navedenih obično imaju presjek oblika slova T ili H ili križa. Proračunavaju se jednako kao i kod čelnika. Ponekad, pri većim opterećenjima, također se ukrućuju rebrima. Normalna

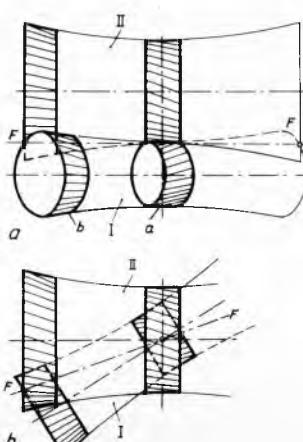


Sl. 321. Izvedba lijevanog stožnika za promjere veće od 450 mm

izvedba stožnika prikazana je na sl. 318. Izvedba jednog lijevanog stožnika s promjerom većim od 450 mm prikazana je na sl. 321.

#### Zupčanici za prijenose s vratilima koja se mimoilaze

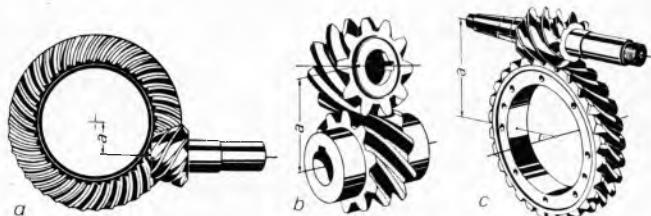
Da temeljna tijela zupčanika za ove prijenose budu dijelovi rotacijskih hiperboloida stereometrijski je zahtjev, jer, kako je prikazano na sl. 322, pri ovakovom međusobnom položaju osi te geometrijske tvorevine (I i II) omogućuju valjanje plašteva jednog po drugome uz dodir po zajedničkoj izvodnici FF. U ovim shemama predočeno je i nastajanje hiperboloidnih zupčanika kao pojaseva hiperboloida. Pri tome je očito moguće dobiti dvije vrste (a i b) parova zupčanika, koji se međusobno razlikuju oblikom linije presjeka bokova zuba i zahvatnog polja, a i time što za razliku od slučaja kod para zupčanika u području a, gdje nijihove osi sijeku središnju liniju su-



Sl. 322. Predodžba nastajanja hiperboloidnih zupčanika

stava, u slučaju b među osima postoji još i razmak u horizontalnoj ravnini.

Glavni i ujedno vrlo veliki nedostatak hiperboloidnih zupčanika jest u tome što im je izrada ozubljenja vrlo složena i skupa. Zbog toga se u praksi upotrebljavaju drugi zupčanici koji mogu zamijeniti hiperboloidne, a to su: hipoidni zupčanici (sa zavoјnim zubima) i zupčanici za pužni prijenos. Pri tome prvi služe za slučajeve iz hiperboloidnog područja b, a drugi za slučajeve iz područja a. Obične izvedbe prijenosa s ovim zupčanicima prikazane su na sl. 323 a i b (za najčešće slučajeve, kad je kut križanja vratila



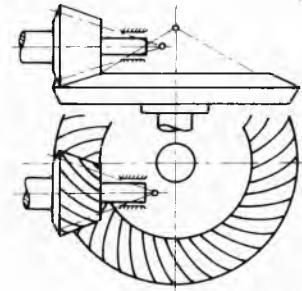
Sl. 323. Izvedba prijenosa: a hipoidnim zupčanicima, b zupčanicima sa zavoјnim zubima, c pužnim prijenosom

90°). Strogo uvezvi, pužni prijenos, kao npr. na sl. 323 c, treba također promatrati kao specijalni slučaj prijenosa zupčanicima sa zavoјnim zubima. Međutim, kako je taj slučaj ujedno i najčešći među zupčanim prijenosima za vratila koja se mimoilaze, a zupčanici sa zavoјnim zubima imaju brojne i krpne nedostatke koji im jako ograničavaju primjenu, pužni prijenos daleko je važniji (toliko važan da se često izdvaja kao posebno područje zupčanih prijenosa).

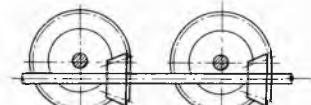
**Hipoidni zupčanici.** Kako je već navedeno, ovi zupčanici u stvari su stožnici. Ipak nijihova svojstva razlikuju se od svojstava opisanih stožnici, što je posljedica spomenutog razmaka osi u nijihovim prijenosima, zbog čega su nazvani još i razmakenutim prijenosima. Tako puni stošci koji se dobiju produženjem spregnutih temeljnih tijela nemaju zajednički vrh (sl. 324), pa je jedna od najvažnijih posljedica, i ujedno glavni nedostatak hipoidnih zupčanika, pojava dodatnog međusobnog kliznog gibanja i time trenja bokova zuba. Zbog toga se oni obično izrađuju sa zakriviljenim zubima poboljšanim otvrdnjavanjem, a i zahtijevaju dosta skupa podmazivanje specijalnim mazivima, tzv. *hipoidnim uljima*. Međutim, ni to ne može sasvim kompenzirati ne povoljni učinak spomenutog, pa je stupanj djelovanja ovih zupčanika manji nego kod normalnih stožnika (0,94–0,96).

Druge je važno svojstvo prijenosa hipoidnim zupčanicima, koje je ujedno i nijihova prednost, što im se vratila mogu produžiti (sl. 325), pa se mogu upotrijebiti za prijenose momenta vrtanje istovremeno na više vratila. Dalje prednosti ovih zupčanika jesu što rade mirno i tiho, i što omogućavaju prijenose znatnih opterećenja uz velike brojeve okretaja.

Hipoidni zupčanici proračunavaju se slično stožnicima, a izrađuju se na specijalnim strojevima tvrtki Klingelnberg i Gleason. Dosežni minimalni broj zuba manjeg zupčanika u nijihovim spregama jest 6. Mnogo se upotrebljavaju za pogone diferencijala automobilnih vozila (v. *Automobilna vozila*, TE 1, str. 516), u alatnim strojevima, u tekstilnim strojevima, gdje služe za prijenose s jednog vratila i na nekoliko desetaka vretena, itd.



Sl. 324. Schematski prikaz sprega hipoidnih zupčanika

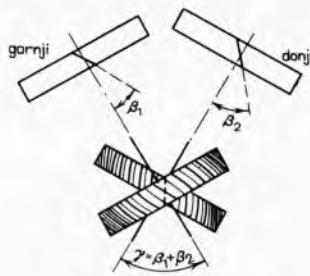


Sl. 325. Schematski prikaz prijenosa s jednog na dva vratila hipoidnim zupčanicima

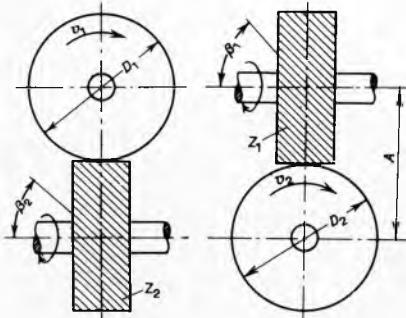
**Zupčanici sa zavojnim zubima.** Općeniti slučaj sprezanja ovih zupčanika, kad im se osi križaju pod nekim kosim kutom  $\gamma$ , shematski je prikazan na sl. 326. Vidi se da su to čelnici s kosim zubima. Međutim, za razliku od čelnika s kosim zubima u prijenosima s međusobno paralelnim vratilima, nagib zubâ prema osima ova zupčanika istog je smjera, a kutovi  $\beta_1$  i  $\beta_2$  njihovog zaklošenja prema osima, među kojima mora postojati odnos tako da je

$$\gamma = \beta_1 + \beta_2,$$

ne moraju biti jednaki, osim u graničnim slučajevima, kad je  $i = 1$  ili kad je  $\gamma = 0$  i time  $\beta_2 = -\beta_1$ , tj. kad su nagibi zubâ različitog smjera. Kako u posljednjem slučaju zupčanici postaju čelnici s kosim zubima za prijenose s paralelnim vratilima, ovi se mogu smatrati specijalnim slučajem zupčanika sa zavojnim zubima. Još jedan granični i ujedno već spomenuti najvažniji slučaj primjene zupčanika sa zavojnim zubima, kad je  $\gamma = 90^\circ$ , shematski je prikazan na sl. 327.

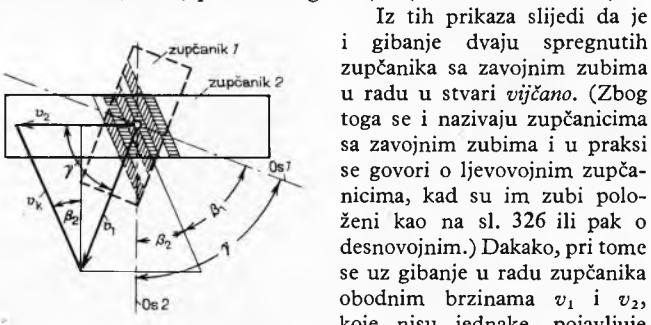


Sl. 326. Shema općenitog slučaja zupčanika sa zavojnim zubima



Sl. 327. Shema prijenosa zupčanicima sa zavojnim zubima s osima ukrštenim pod  $90^\circ$

Prijenosi ovim zupčanicima razlikuju se od čelnika s kosim zubima u prijenosima s paralelnim vratilima još i načinom dodira zubâ. Dok se u prvima zubi dodiruju na liniji u kojoj zahvatno polje sijeće bokove zubâ, dodir zupčanika sa zavojnim zubima stereometrijski je moguć samo u jednoj točki, jer je takav i dodir krutih valjaka s osima koje se križaju u prostoru. Ipak, budući da materijal zupčanika nije sasvim krut, ovaj se dodir ostvaruje na stanovitoj maloj površini odgovarajućoj elasticitetu materijala.



Sl. 328. Obodne brzine i brzina klijanja u prijenosu zupčanicima sa zavojnim zubima

(sl. 328) i zbog toga dodatno trenje. Zbog toga je i prijenose tim zupčanicima potrebno podmazivati specijalnim mazivima. (To su npr. otopine soli olova i masnih ili naftenskih kiselina u mineralnim uljima.)

**Temeljne veličine zupčanika sa zavojnim zubima.** Oba zupčanika sa zavojnim zubima spregnuta u prijenos očito moraju imati jednak normalni modul. Međutim, kako je taj, prema već

na str. 276 navedenoj formuli, za čelnike s kosim zubima određen izrazima

$$m_n = m_{a1} \cos \beta_1 = m_{a2} \cos \beta_2,$$

u općenitom slučaju, kad je  $\beta_1 \neq \beta_2$ , aksijalni moduli  $m_{a1}$  i  $m_{a2}$  ne mogu biti jednak te njihov omjer, što je ujedno i omjer aksijalnih koraka  $t_{a1}$  i  $t_{a2}$ , jest

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{t_{a1}}{t_{a2}} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

Prijenosni omjer para takvih zupčanika također je omjer njihovih brojeva okretaja, obodnih brzina i brojeva zubâ. Međutim, kako iz malo prije izvedenih formula slijedi

$$i = \frac{D_2 \cos \beta_2}{D_1 \cos \beta_1},$$

ovdje to nije i omjer promjera njihovih dodirnih kružnica, već namjesto toga složenija funkcija u kojoj se uz zavisnost od tih promjera pojavljuje još i zavisnost od kutova zakošenja zubâ. Odatle dalje slijedi da prijenosni omjer spregâ zupčanika sa zavojnim zubima može biti različit i kad je  $D_2 = D_1$ , već prema tome koliki su kutovi zakošenja zubâ. Nekoliko primjera za to, tamo gdje je  $\gamma = 90^\circ$ , prikazano je u slijedećoj tablici:

$i$	1	2	3	4	5
$\beta_1$	$45^\circ$	$63^\circ 26'$	$71^\circ 34'$	$75^\circ 58'$	$78^\circ 41'$
$\beta_2$	$45^\circ$	$26^\circ 26'$	$18^\circ 26'$	$14^\circ 02'$	$11^\circ 19'$

Iz ovih podataka može se zaključiti da veličine kutova zakošenja zubâ ograničavaju područje prijenosnih omjera zupčanika sa zavojnim zubima najviše na 5.

Iz već izvedenog izraza za prijenosni omjer slijedi još i

$$i = \frac{D_2}{D_1} \tan \beta_1 = \frac{D_2}{D_1} \cot \beta_2$$

tamo gdje je  $\gamma = 90^\circ$  i

$$i = \tan \beta_1 = \cot \beta_2,$$

gdje je uz to još i  $D_1 = D_2$ .

Za promjere dodirnih kružnica ovih zupčanika vrijedi sve što je rečeno o dodirnim kružnicama zupčanika s kosim zubima. Također se i proračunavaju po analognim formulama na str. 276.

Broj zubâ graničnog zupčanika sa evolventnim zubima jest 12. Korekturom ozubljenja i ovdje se može postići  $z_{\min} < 12$ .

Formula za izračunavanje stupnja djelovanja zupčanika sa zavojnim zubima može se izvesti analogno postupku prikazanom za određivanje stupnja djelovanja vijaka. Za općeniti se slučaj pri tome dobiva

$$\eta = \frac{1 - \mu \tan \beta_2}{1 + \mu \tan \beta_1},$$

gdje je  $\mu = \tan \varphi$  također koeficijent trenja određen već poznatim činocima, a  $\varphi$  također već poznati kut trenja. Za slučaj gdje je  $\gamma = 90^\circ$  može se izvesti

$$\eta = \frac{\tan(\beta_1 - \varphi)}{\tan \beta_1}.$$

Dakako, pri tome za razliku od slučaja kod vijaka za izračunavanje stupnja djelovanja prijenosa ovim zupčanicima treba uzeti u obzir još i gubitke u ležajima (v. str. 245). Iz ovih izraza i iz već navedenih podataka može se zaključiti da je stupanj djelovanja zupčanika sa zavojnim zubima razmjerno vrlo malen. Veličine su mu  $\eta = 0,7 \dots 0,8$ , najviše do  $\eta = 0,82$ .

**Proračun zupčanika sa zavojnim zubima.** Zbog točkastog dodira i međusobnog klijanja bokova, zubi ovih zupčanika više su izloženi izlizavanju nego naprezanju na savijanje. Kako je odnos među ovim činocima čvrstoće vrlo složen, u formulama za izračunavanje modula upotrebljava se tzv. zajednički faktor opterećenja  $c$ , općenito vezan s koeficijentom  $\gamma$  oblika zubâ i dopuštenim naprezanjem  $\sigma_{s,dop}$  izrazom

$$\frac{i}{c} = \frac{\varphi}{\sigma_{s,dop}},$$

a koji se može izračunati iz empirijskih formula za različite materijale i obradu zupčanika u zavisnosti od obodne brzine ili uzeti iz tablica u priručnicima koje su priređene s pomoću takvih računa. S time se onda, u skladu s formulama na str. 277 dobije izraz

$$m_n = \sqrt{\frac{F}{c \pi \psi_k}},$$

prikladan za upotrebu tamo gdje je poznata obodna sila, odnosno

$$m_n = \sqrt{\frac{2 M_1 \cos \beta_1}{c \pi \psi_k z_1}},$$

prikladan za upotrebu tamo gdje je poznat moment vrtnje na manjem zupčaniku, odnosno

$$m_n = \sqrt{\frac{N \cos \beta_1}{\pi^2 c \psi_k z_1 n_1}},$$

prikladan za upotrebu tamo gdje je poznata snaga koju treba prenosi i broj okretaja manjeg zupčanika.

Za razliku od koefficijenta  $\psi$  širine zubâ, u formulama na str. 277 jest

$$\psi_k = 7,5 \sin \beta_1$$

koefficijent korisne dužine zubâ za najprikladniju širinu zupčanika pri zahvatnom kutu  $\alpha_n = 15^\circ$ , koji se ovdje obično upotrebljava.

Iz modula se onda, kao i iz već navedenog, izračunavaju sve ostale glavne dimenzije zupčanika. Pri tome se za razmak medu osima dobije

$$a = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right),$$

što znači da ni ovdje to nije ni cijeli ni konačni broj.

**Prednosti, nedostaci i upotreba zupčanika sa zavojnim zubima.** Od prednosti ovih zupčanika treba spomenuti stanoviti mogućnost njihovog pomicanja u akcionalnom smjeru, kad su im vijenci dovoljno široki, jednostavnost montaže i njenu neosjetljivost na mala odstupanja od predviđenog kuta križanja osi i povećanja razmaka medu vratilima, mirni i tihi rad bez vibracija.

Uz već spomenuto brzo izlizavanje, koje se ne može sasvim spriječiti ni opisanim skupim podmazivanjem, i ograničenje stupnja djelovanja i prijenosnog omjera, nedostacima kao posljedicama negativnih svojstava ovih zupčanika pridružuje se još i ograničenje njihove upotrebe na prijenose malih snaga (do nekoliko kW), uz male obodne brzine, a konstrukcija mora biti od određenih materijala (SL po SL, Bz po Če, ili klijeni Če po klijenom Če).

Dakako, ovi nedostaci veoma ograničavaju upotrebu zupčanika sa zavojnim zubima. Ipak, zbog svojih prednosti ovi zupčanici prikladni su za stanovite svrhe, npr. za pogon razvodnih vratila plinskih i dizel-motora, a i drugih strojeva s ventilskim razvodom, jer je tu važan mirni rad bez vibracija.

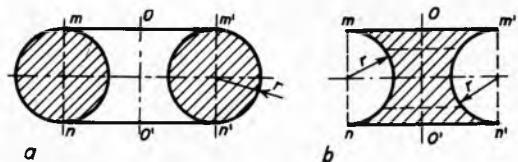
#### Pužni prijenos

Iako su pužni prijenosi bili poznati već davno, prema stanicim podacima već nekoliko stoljeća prije naše ere, u strojarstvu su se počeli upotrebljavati pred razmjerno kratko vrijeme (cilindrični pužni prijenos početkom sedamdesetih godina prošlog stoljeća u Velikoj Britaniji, a globoidni tek početkom tridesetih godina našeg stoljeća).

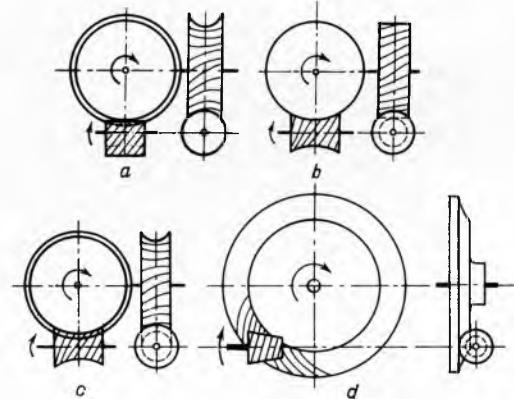
Pužni prijenos, načelo prikazan već na sl. 323, može se predočiti kao prijenos zupčanicima sa zavojnim zubima kojemu su nedostaci najvećim dijelom uklonjeni takvom izvedbom ozubljenja da se bokovi zubi u zahvatu ne dodiruju više oko jedne točke, već oko linije. Zato je potrebno da zubi jednog zupčanika obuhvaćaju zube drugog u obliku lukova, bez zračnosti medu bokovima. U tom slučaju dodirna površina plašta temeljnog tijela barem jednog od spregnutih zupčanika postaje dio plohe globoida.

Globoid, kao tijelo koje ispunja unutrašnji obujam torusa shematski je prikazan presjecima na sl. 329. Kad mu je  $L = 2r$ , on je potpun. Nepotpun je, kad mu je  $L < 2r$ . Temeljna tijela svih globoidnih zupčanika nepotpuni su globoidi.

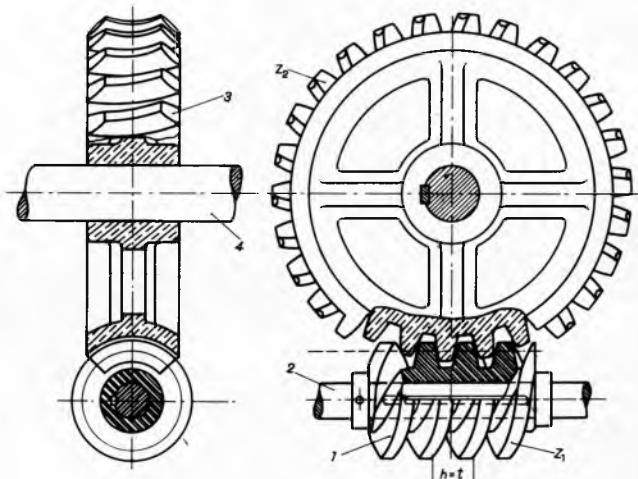
Među ovim su tijelima moguće kombinacije prikazane na sl. 330. Zajedničko je svim tim kombinacijama to što im, kako je to pobliže prikazano na sl. 331, manji zupčanik ima oblik *pužnog vijka*, često zvanog pužem (odate i naziv ovih prijenosa). U tom zupčaniku svaki zub ima oblik neprekinute spirale (navoja), pa analogno vijku puž može biti jednovojan ili viševojan. Veći zupčanik ovih prijenosa naziva se *pužnim kolom*, ponekad kolom.



Sl. 329. Odnos torusa i globoida. a Presjek torusa, b presek odgovarajućeg mu globoida



Sl. 330. Različiti oblici puževa i pužnih kola i mogućnost njihovih sprezanja. a Cilindrični pužni prijenos, b pužni prijenos globoidnim pužnjkom i čelnikom s kosim zubima, c globoidni pužni prijenos, d spiroidni pužni prijenos



Sl. 331. Primjer konstrukcije pužnog prijenosa s jednovojnim pužem. 1 Pužni vijak, 2 vratilo pužnog vijka, 3 pužno kolo, 4 vratilo pužnog kola

Iz sl. 330 vidi se da temeljna tijela puževa mogu biti *cilindri* (330 a), *globoidi* (sl. 330 b i c) i *stošci* (sl. 330 d). Također i temeljna tijela pužnih kola mogu biti *cilindri* (sl. 330 b) i *globoidi*, ali u sprezi sa stožastim puževima moraju biti *globoidni stošci* (sl. 330 d).

Sprezanjem cilindričnog puža i globoidnog pužnog kola nastaje tzv. *cilindrični pužni prijenos* (sl. 330 a), a globoidnog puža i globoidnog pužnog kola tzv. *globoidni pužni prijenos* (sl. 330 c). To su ujedno i najvažniji pužni prijenosi na koje se ograničava ovaj članak.

Prijenosi globoidnim pužem i čelnikom s kosim zubima, koji je zapravo zupčanik sa zavojnim zubima, skoro se više i ne upotrebljava za prijenos snage u pogonske svrhe. Još služe samo za

prijenose u upravljačkim uređajima automobila. Prijenosi stožastim puževima i globoidnim stožnicima kao pužnim kolima, tzv. *spiroidni* pužni prijenosi, nisu poznati dovoljno dugo vrijeme da bi mogli biti ispitani u pogonu i naći odgovarajuću primjenu.

Već iz tih prikaza je očito da se pužni prijenosi razlikuju od prije opisanih time što su im dimenzije manjez upravljanika i time čitavog uređaja manje. Osim toga male dimenzije puževa omogućuju da se oni izrade ne samo kao poseban dio, kako je prikazano na sl. 331, i zatim ugrade na vratilo, nego da se izrade u jednom komadu s vratilom.

Iz tih prikaza slijedi još i to da se u pužnim prijenosima puž smije promatrati kao vijak, a ozubljenje pužnog kola kao dio matice, koja taj vijak obuhvaća samo djelomično, pa je i gibanje elemenata prijenosa, kad je njihovo aksijalno pomicanje sprjećeno učvršćenjem vratila u ležajima, jednak međusobnom gibanju vijaka i matice. Pri tome kut uspona zavojnica puža mora biti jednak kutu zakošenja zuba pužnog kola. Naravno, u skladu s rečenim o tim veličinama kod vijaka, mora onda i hod puža pri jednom punom okretaju biti to veći što je veći kut uspona, a zavojnica puža to strmija što mu je veći broj zuba (navoja). Očito jednom punom okretaju jednovojnog puža odgovara put točke na dodirnoj kružnici pužnog kola jednak jednom koraku, jednom punom okretaju dvovojnog puža, put te točke od dva koraka itd., tj. općenito je

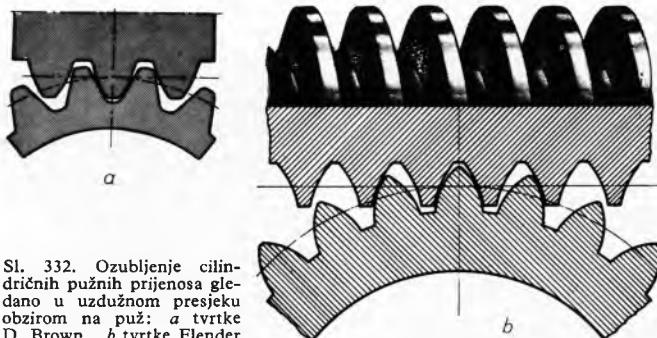
$$h = t; \quad h = 2t; \quad h = 3t; \dots; \quad h = nt$$

respektivno u prijenosima s jednovojnim, dvovojnim, trovojnim i *n*-vojnim puževima.

Broj zuba puževa pužnih prijenosa najčešće je ograničen na područje  $z_1 = 1 \dots 5$ . Samo u rijetkim slučajevima je  $z_1 > 5$ , jer je izrada zavojnica zbog potrebne točnosti teška, a veliki kut uspona nepovoljno djeluje na svojstva prijenosa.

**Cilindrični pužni prijenos.** S obzirom na linije bokova profila zuba puža razlikuju se dvije temeljne vrste ovog prijenosa.

Prva od tih, s tzv. *običnim pužem*, već je prikazana na sl. 331. Iz uzdužnog presjeka puža vidi se da je to zapravo vijak s trapeznim presjekom profila navoja. Zbog toga se puž naziva još i *trapeznim*. U normalnom presjeku bokovi profili trapezognog puža krivulje su ispušćene prema uzubini, a u poprečnom dijelovima Arhimedove spirale. Zbog toga se takav puž naziva još i *Arhimedovim*. Pužna kola cilindričnih pužnih prijenosa s trapeznim pužem imaju evolventno ozubljenje. Konstrukcija takvih prijenosa vrlo je slična konstrukciji prijenosa čelnicima i ozubljenim motkama. Zbog njene razmjerno jednostavnosti i jeftine izrade, ovi prijenosi upotrebljavaju se u praksi mnogo češće nego ostali pužni prijenosi.



Sl. 332. Ozubljenje cilindričnih pužnih prijenosa gledano u uzdužnom presjeku obzirom na puž: a) tvrtke D. Brown, b) tvrtke Flender

Bokovi profili zuba druge temeljne vrste puževa cilindričnih pužnih prijenosa imaju hiperbolični oblik u uzdužnom, a evolventni u poprečnom presjeku puža. Zbog toga se ovi puževi nazivaju *evolventnim*. Najpoznatiji prijenosi ove vrste proizvode se na strojevima britanske tvrtke D. Brown (sl. 332 a), kojima je profil zuba pužnog kola trapezni. Ova tvrtka postigla je znatna poboljšanja dodira površina ozubljenja.

Dalji napredak u pogledu međusobnog dodira zuba cilindričnih pužnih prijenosa postigla je njemačka tvrtka Flender uvođenjem još jedne vrste ozubljenja. Kako je prikazano na sl. 332 b linije bokova profila zuba puža u njegovom uzdužnom presjeku su konkavno udubljene, a linije bokova profila zuba

pužnog kola u njegovom poprečnom presjeku konkavno ispušćene prema uzubini, po čemu je prijenos dobio naziv *Cavex*. Uz bolji dodir bokova time je smanjen bočni tlak na zube i poboljšani su uvjeti podmazivanja, a time smanjeno ugrijavanje prijenosa i trošenje njegovih elemenata te povećan njegov stupanj djelovanja.

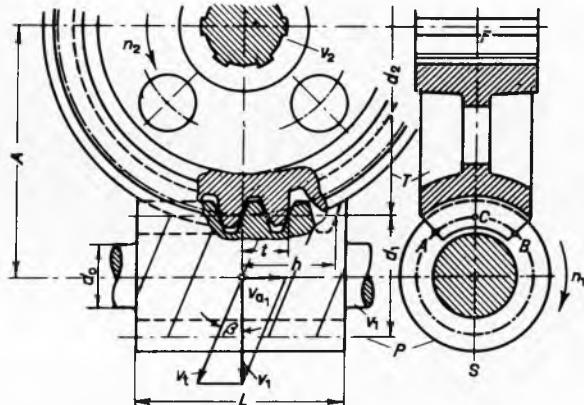
**Geometrijski i kinematski odnosi cilindričnih pužnih prijenosa.** Iz već rečenog o odnosima obodnog gibanja zupčanika pužnih prijenosa slijedi da u njima jednom punom okretaju pužnog kola s brojem zuba  $z_2$  odgovara  $z_2, \frac{z_2}{2}, \frac{z_2}{3}, \dots, \frac{z_2}{n}$  broja okretaju puževa respektivno tamo gdje su posljednji jednovojni, dvojni, trovojni i općenito *n*-vojni. Drugim riječima, odgovarajući izrazi za prijenosni omjer ovih prijenosa kao funkciju zuba nijihovih zupčanika jesu

$$i = z_2; \quad i = \frac{z_2}{2}; \quad i = \frac{z_2}{3}; \dots; \quad i = \frac{z_2}{n}.$$

Slično kao i kod zupčanika sa zavojnim zubima, ni ovdje prijenosni omjer nije jednostavna funkcija promjera zupčanika, već namjesto toga složenija funkcija u kojoj se također pojavljuje zavisnost od kutova zakošenja zuba, što je, kako je već opisano za manji zupčanik isto što i kut uspona zavojnica zuba. Izraz za to je izvediv, među ostalim, i iz odnosa među vektorima brzina pojedinih gibanja bokova zuba na dodirnoj liniji. Ovi odnosi prikazani su na sl. 333. Očito je

$$v_2 = v_{a1} = v_1 \tan \beta,$$

gdje su  $v_1$  i  $v_2$  obodne brzine puža, odnosno pužnog kola,  $\beta$  kut



Sl. 333. Gibanje elemenata pužnog prijenosa

uspona zavojnica puža, a  $v_{a1}$  aksijalna komponenta brzine  $v_1$ , kad je tangencijalna brzina, tj. brzina klizanja bokova pužnog vijka  $v_1 = \frac{v_1}{\cos \beta}$ . S pomoću poznatih izraza za  $v_1$  i  $v_2$  kao funkcija promjera dodirnih kružnica i brojeva okretaja zupčanika  $D_1$  i  $n_1$ , odnosno  $D_2$  i  $n_2$  dobije se izraz

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 \tan \beta} = \frac{D_2}{D_1} \cot \beta$$

sličan onome na str. 283.

Najčešće su vrijednosti prijenosnog omjera cilindričnih pužnih prijenosa  $i = 10 \dots 40$ . Šire granice ovog područja jesu  $i = 5$  i  $i = 80$ , a danas se mogu izraditi i jednostepeni cilindrični pužni prijenosi do  $i = 250$ .

Korak i modul cilindričnih pužnih prijenosa mijere se, razumljivo, s obzirom na puž u uzdužnom presjeku, pa je ovdje  $m = \frac{D_2}{z_2}$ .

**Stupanj djelovanja cilindričnih pužnih prijenosa.** Analogno izrazima kojima je određen stupanj djelovanja vijka, ta veličina je ovdje

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \varrho)},$$

za najčešći slučaj, kad se prijenosom smanjuje broj okretaja (pri-

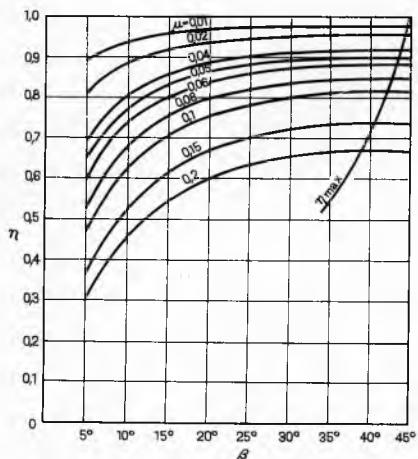
jenosom s puža na pužno kolo), odnosno

$$\eta = \frac{\tan(\beta - \varrho)}{\tan \beta}$$

u rijetkim slučajevima, kad se prijenosom povećava broj okretaja (prijenosom s pužnog kola na puž), gdje je  $\varrho$  već poznati kut trenja.

Strogo uzevši, i ovdje bi namjesto s  $\varrho$  također trebalo računati s  $\varrho'$  određenim prividnim koeficijentom trenja  $\mu'$  s pomoću izraza  $\tan \varrho' = \mu' = \frac{\tan \varrho}{\cos \alpha_n}$ , gdje je zahvatni kut u normalnoj ravnini. Međutim, zbog malog utjecaja  $\alpha_n$  na trenje, to se u praksi obično ne čini.

Zavisnost stupnja djelovanja ovih prijenosa od kuta uspona zavojnice njihovih puževa za spomenuti najčešći slučaj prikazana je na sl. 334. Odatle se vidi da je  $\eta$  ovih prijenosa to veći što je ta zavojnica strmija. Zbog toga je  $\eta$  pužnih prijenosa s viševojnima puževima općenito veći od stupnjeva djelovanja prijenosa s jednovojnim puževima, koji iz istog razloga ne mogu biti veliki. Maksimalna vrijednost stupnja djelovanja  $\eta_{max}$ , na sl. 334 prikazana kao geometrijsko mjesto krivulja  $\eta = f(\beta)$  za različite vrijednosti koeficijenta trenja, postiže se pri  $\beta = 45^\circ - \frac{\varrho}{2}$ . Ipak, zbog već poznatog nepovoljnog utjecaja odviše velikog zakošenja Zubâ, u praksi su kutovi uspona zavojnice puža obično  $\beta = 5^\circ \dots 30^\circ$ .



Sl. 334. Zavisnost stupnja djelovanja pužnog prijenosa od kuta uspona zavojnice puža i koeficijenta trenja

Osim toga iz sl. 334 vidi se da je i utjecaj koeficijenta trenja na stupanj djelovanja pužnih prijenosa velik. Dakako, pri pokretanju treba računati s najnižim vrijednostima tog činioča ( $\mu = 0,2$ ). Međutim, zbog poboljšavanja podmazivanja s povećavanjem broja okretaja, u pogonu su koeficijenti trenja manji i zbog toga stupanj djelovanja ovih prijenosa veći. Pri tome je, budući da su s brzohodnim prijenosima ove vrste dosežni vrlo veliki brojevi okretaja, čak moguće ostvariti dinamičke uvjete za tekuće trenje (str. 246) kao kod kliznih ležaja. Tako su, dakako, i vrijednosti koeficijenta trenja vrlo male i zbog toga stupnjevi djelovanja prijenosa vrlo veliki. Npr., tim su veličinama u spomenutim prijenosima tvrtke Flender vrijednosti  $\eta = 0,9 \dots 0,96$ , a i više od toga. U najboljim suvremenim konstrukcijama cilindričnih pužnih prijenosa postignuto je i  $\eta = 0,97$ .

Koefficijent trenja, potrebnii za izračunavanje stupnja djelovanja ovih prijenosa, mogu se naći u priručnicima u zavisnosti od konstrukcijskih materijala, obrade površine Zubâ i načina podmazivanja. U zavisnosti od tih činilaca koeficijenti mogu varirati u vrlo širokim granicama (npr. od  $\mu = 0,01 \dots 0,03$  kod vrlo dobro obrađenih zupčanika od posebnih materijala, uronjenih u ulje, do  $\mu = 0,15$  kod neobrađenih, ali ipak dobro podmazanih zupčanika od lijevanog željeza).

Ponekad je nužno da ovi prijenosi budu samokočni, tj. da analogno kao i samokočni vijci zadovoljavaju uvjet  $\beta \leq \varrho$  (npr. kod dizalica, jer se pužno kolo njihovih prijenosa ne smije okretati

pod utjecajem tereta kad se iskopča pogonski motor puža.) Stupanj djelovanja takvih prijenosa, dakako, vrlo je nizak ( $\eta = 0,4 \dots 0,5$ ), pa oni inače nisu prikladni.

Kao i kod prijenosa zupčanicima sa zavojnim Zubima, i ovdje po analogiji s vijcima, postavljeni izrazi za stupanj djelovanja vrijede samo za prijenos s jednoga zupčanika na drugi, a zbog gubitaka u ležajima u proračunima pužnih prijenosa treba operirati s ukupnim stupnjem djelovanja

$$\eta_u = \eta \cdot \eta_{11} \cdot \eta_{12},$$

gdje su  $\eta_{11}$  i  $\eta_{12}$  stupnjevi djelovanja kojima se obuhvaćaju gubici u ležajima puža i pužnog kola. Vrijednosti umnoška  $\eta_{11} \cdot \eta_{12}$  obično su  $0,92 \dots 0,95$  kad su ležaji klizni, odnosno  $0,96 \dots 0,98$  kad su oni valjni.

**Proračun cilindričnih pužnih prijenosa.** Usljed međusobnog klizanja Zubâ dolazi kod pužnog pogona do njihovog trošenja. Kako je pužno kolo obično izrađeno od mekšeg materijala nego zavojnica puža to se ova pojava jače očituje na Zubima kola. Međutim, osim kao i kod zupčanika sa zavojnim Zubima posredstvom faktora opterećenja  $c$ , s kojim se ovdje operira iz istih razloga, do danas još nema pouzdanog postupka za to, pa se i pužni prijenosi proračunavaju samo na savijanje i zagrijavanje.

Također i za proračun na savijanje ovih prijenosa postoji više različitih postupaka kojima se često dolazi do različitih rezultata i od kojih svaki ima stanovite prednosti, tako da je teško prosuditi koji je od njih najbolji. Zbog toga ni jedan od njih nije jedinstveno usvojen. Polazi se od već spomenute sličnosti ovih prijenosa s prijenosima čelnicima i ozubljenim motkama, kada se gledaju s obzirom na puž, u uzdužnom presjeku i zbog toga od formula za izračunavanje modula čelnika s obzirom na savijanje Zubâ, bazirajući račun na pužnom kolu. S faktorom opterećenja i sa  $m = m_a$ , gdje je  $m_a$  modul ozubljenja uzdužnog presjeka puža jednak čelnom modulu ozubljenja pužnog kola, dobije se onda izraz

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{2 M_2}{\pi c \psi z_2}},$$

prikidan za upotrebu tamo gdje je poznat moment vrtnje pužnog kola

$$M_2 = M_1 \eta_u i,$$

ili izraz

$$m_a = \sqrt{\frac{N_2}{\pi^2 c \psi z_2 n_2}},$$

prikidan za upotrebu tamo gdje je poznata snaga

$$N_2 = \eta_u N_1$$

na pužnom kolu (izlazna snaga), a značenje je svih ostalih simbola već spomenuto. Veličina faktora širine Zubâ obično je  $\psi = 6 \dots 8$ . Faktor opterećenja određuje se iz empirijskih formula u zavisnosti od brzine klizanja  $v_t$ , koje za različite konstrukcijske materijale imaju različit oblik, npr.

$$c = \frac{40}{1 + 0,5 v_t},$$

kad su zubi obaju elemenata od sivog lijeva ili

$$c = \frac{40}{1 + 0,6 v_t},$$

kad su zubi jednog zupčanika od čelika, a drugog od bronze.

Promjer dodirne kružnice pužnog kola izračunava se iz ovog modula po poznatoj formuli, a promjer dodirne kružnice pužnog vijka po formuli

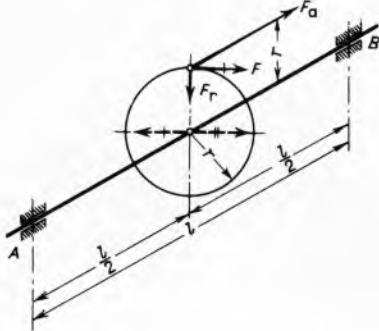
$$D_1 = 2 m_a (1,4 + \sqrt{z_1}).$$

S time je onda određen i razmak među vratilima prijenosa (također po poznatoj formuli, str. 276). Za određivanje dužine navoja puža služi formula

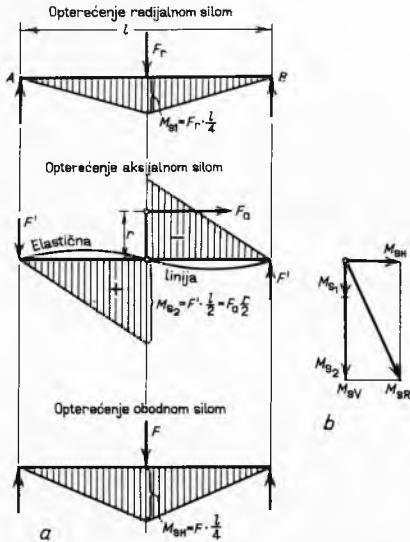
$$L = 2 m_a (1 + \sqrt{z_2}).$$

Vratilo se puža proračunava nezavisno od modula. Pri tome se ono promatra kao nosač s dva uporišta (sl. 335). Opasan presjek

tog nosača presjek je jezgre puža (prikazana na slici kružnicom), a nalazi se u sredini raspona  $l$  između oslonaca  $A$  i  $B$ . Vratilo se napreže na savijanje silama  $F_r$ ,  $F_a$  i  $F$ , od kojih prva i druga (radikalna i aksijalna sila, koja se i ovdje pojavljuje iz istih razloga kao i u svim prijenosima zupčanicima sa zakošenim zubima) djeluju u okomitoj, a posljednja (obodna sila) u horizontalnoj ravnini. Osim toga, aksijalna sila  $F_a$  napreže vratilo i na vlak ili tlak, već prema položaju ležaja, a obodna sila i na torziju, prema tome pojavljuje se kombinirano naprezanje.



Sl. 335. Predodžba pužnog prijenosa nosačem s dva oslonca



Sl. 336. Grafički (a) i analitički (b) prikaz momenata sila koje opterećuju na savijanje pužnog prijenosa

Momenti savijanja ovih sila grafički su prikazani na sl. 336 a, a analitički na sl. 336 b. Odatle je očito da je sumarni moment savijanja u okomitoj ravnini

$$M_{sv} = M_{s1} + M_{s2},$$

a ukupni, rezultirajući moment savijanja

$$M_{sr} = M_{sv}^2 + M_{sh}^2.$$

S posljednjim je određeno i naprezanje na savijanje  $\sigma_s$  vratila u opasnom presjeku, jer je s pomoću odgovarajućeg momenta otpora

$$s = \frac{M_{sr}}{0,1 d^3}.$$

Naprezanje na vlak, odnosno na tlak pod utjecajem aksijalne sile u opasnom presjeku određeno je izrazom

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}.$$

Zajedno s naprezanjem na savijanje ono čini maksimalno normalno naprezanje

$$\sigma_{max} = \sigma_s + \sigma.$$

I ovdje je naprezanje na torziju određeno kvocijentom momenta torzije ( $M_t = \frac{Fd}{2} = Fr$ ) i odgovarajućeg momenta otpora, pa se za to dobije izraz

$$\tau_{max} = \frac{Fr}{0,2 d^3}.$$

S time su onda određena sva naprezanja koja treba uzeti u obzir pri dimenzioniranju vratila puža. Kombinirano (imaginarno, fiktivno, reducirano) naprezanje koje ih obuhvaća i s kojim se operira u proračunu određuje se s pomoću formule

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3(a_0 \tau_{max})^2} \leq \sigma_{s \text{ dop}}$$

gdje su

$$a_0 = \frac{\sigma_{s \text{ dop}}}{1,3 \tau_{t \text{ dop}}}$$

korekcijski faktor, a  $\sigma_{s \text{ dop}}$  i  $\tau_{t \text{ dop}}$  odgovarajuća dopuštena naprezanja na savijanje, odnosno torziju.

Proračun vratila pužnog kola izvodi se na jednaki način. Dimenzije ramena, glavine i drugih dijelova pužnih kola proračunavaju se jednako kao i kod čelnika, odnosno remenica.

Proračun uređaja pužnih prijenosa na zagrijavanje ponekad se također izvodi s pomoću empirijskih formula kao i kod drugih zupčanika prijenosa. Međutim, ovdje je pouzdano da učiniti normalnim toplinskim računom. Takođe jednostavnom računu pristupa se tako da se odredi količina

$$Q_1 = (1 - \eta_u) N_1$$

toplina koja se razvija u uređaju prijenosa trenjem njegovih dijelova, i količina

$$Q_2 = k A (t_1 - t_2)$$

toplina koja za isto vrijeme prelazi s tog uređaja na okolinu bez prinudnog hlađenja, gdje su  $k$  koeficijent,  $A$  površina prijelaza topline za taj slučaj, a  $t_1$  i  $t_2$  temperatura maziva, odnosno okolnog zraka.

Obično je  $k = 10 \cdots 15 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ sat } ^\circ\text{C}}$ ,  $t_2 \approx 20^\circ\text{C}$ ,  $t_1 = 60 \cdots 70^\circ\text{C}$ , a maksimalno dopušteno  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ . Očito, da bi se neko toplinski stanje sustava održalo unutar tih granica njegovih činilaca, mora se uspostaviti ravnoteža pri kojoj je  $Q_1 = Q_2$ . Snaga  $N_T$  koja se pri tome prenosi naziva se termičkom. Iz već navedenih formula slijedi

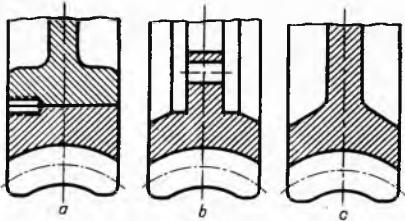
$$N_t = \frac{Q_2}{1 - \eta_u}$$

i lako se može zaključiti da uređaj prijenosa može raditi neprekidno bez prinudnog hlađenja samo onda, ako je ispunjen uvjet  $N_T \geq N_1$ , jer je samo tada  $Q_2 \geq Q_1$ . Ako taj uvjet nije ispunjen, pa je  $N_T < N_1$  i  $Q_2 < Q_1$ , pogon uređaja smije biti samo s prekidima, a ako je nužno da bude kontinuiran, uređaj mora imati sustav za prinudno hlađenje (npr. zračno s pomoću ventilatora i rebara na kućištu, vodeno s pomoću rashladne spirale uložene u mazivo) prikladan za odvođenje količine topline  $\Delta Q = Q_1 - Q_2$ .

**Izvedba cilindričnih pužnih prijenosa.** Izrada obaju zupčanika ovih prijenosa od lijevanog željeza dolazi u obzir samo u slučajevima kad se radi o malim brzinama okretaja, uglavnom kod ručnog pogona. Za veće brzine okretaja, veća opterećenja i trajnost puževi se ovih prijenosa izrađuju od ugljičnog, krom-mangan ili krom-nikal čelika, i kale (do tvrdoće  $HR_c = 45 \cdots 50$ ), ili cementiraju (do tvrdoće  $HR_c = 56 \cdots 62$ ), bruse, a u posebnim slučajevima, gdje još više treba povećati otpornost prema izlizavanju i pittingu, još i poliraju.

U pužnim prijenosima s oba zupčanika od čelika brzo nastupa izlizavanje, pa se takve kombinacije materijala nikad ne upotrebljavaju. Za trajan rad i veće brzine prikladni materijali pužnih kola ovih prijenosa jesu cinkove i aluminijumske legure, a u posljednje vrijeme i plastične mase s ulošcima za pojačanje, ali najviše se upotrebljavaju bronce (fosforna, kositrena i aluminijumska, koja naročito dobro služi pod velikim opterećenjima i udarcima). Nedostatak fosforne bronce jest u tome što je skupa, pa se pužna kola rijetko izrađuju lijevanjem u jednom komadu (sl. 337 c). Češće su dvodijelne izvedbe pri kojima se vijenac od bronce

lijeva odvojeno od središnjeg dijela, koji se lijeva u jednom komadu od željeza. Pri tome su moguće izvedbe bandažom učvršćenom na središte vijcima (sl. 337 a), ili s vijencem s prirubnicom za učvršćenje na središte sa 4-6 svornjaka (sl. 337 b). Poznata je i tzv. kombinirana lijevana izvedba lijevanjem bronce u kalupu u koji je postavljeno središte od lijevanog željeza.



Sl. 337. Izvedba kola cilindričnih pužnih prijenosa: a, b dvostrukna sa središtem od SL i vijencem od BZ učvršćenim vijcima, odnosno prirubnicom i svornjicima; c jednodijelna

Zbog djelovanja radikalnih i aksijalnih sila u njima, ovi prijenosi moraju se osloniti na radikalno-aksijalne ležaje. To je redoviti slučaj u novijim izvedbama. U starijima, upotrebljavale su se kombinacije radikalnih s dvostrano djelujućim samonamjestivim aksijalnim ležajima.

Da ne bi došlo do loma zuba, ovi prijenosi za manje važne svrhe i za ručni pogon zaštićuju se od upadanja stranih predmeta barem tankim limenim oklopom. Inače se ovi prijenosi redovno ugradjuju u obočja i kao takvi predstavljaju gotove ugradbene jedinice (v. Reduktori).

**Prednosti i nedostaci cilindričnih pužnih prijenosa.** Za razliku od zupčanika sa zavojskim zubima, linijski dodir zuba cilindričnih pužnih prijenosa omogućuje njihovu upotrebu i za prenošenje velikih snaga, uz velike prijenosne omjere i obodne brzine i razmjerno velike stupnjeve djelovanja.

Nedostaci su cilindričnih pužnih prijenosa u tome što i oni zahtijevaju točnu i finu obradu i, unatoč tome što podnose stanoviti mali aksijalni pomak, točnost montaže, besprijekorno podmazivanje i što su im, čak i pri tim uvjetima, zubi razmjerno mnogo izloženi izlizavanju.

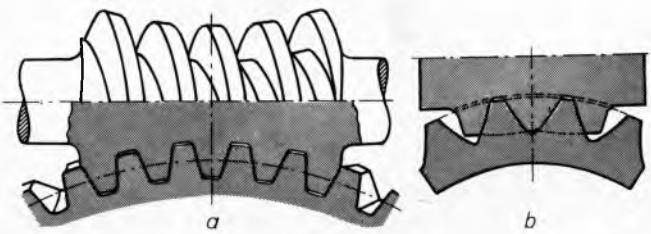
**Globoidni pužni prijenosi** nastali su daljim usavršavanjem pužnih prijenosa u američkoj tvrtki Michigan Tool Co. i njemačkoj tvrtki Bostock-Renk. Pobliže su prikazani u, s obzirom na puž, uzdužnim presjecima na sl. 338. Prva od slika prikazuje tzv. Cone, ili klasični prijenos, u kojemu su u tom presjeku bokovi profili zuba pravocrtni, a druga prijenos Bostock-Renk, kojemu su te te linije veoma zaobljene.

Konstrukcija globoidnih površina puža i pužnog kola ovih prijenosa prikazana je na sl. 339. Odatle se vidi da se prva dobije rotacijom luka ABC dodirne kružnice pužnog kola oko osi I-I puža, a druga rotacijom luka DCF kružnice s promjerom  $d_{\min}$  sa središtem u  $O_1$  oko osi II-II pužnog kola.

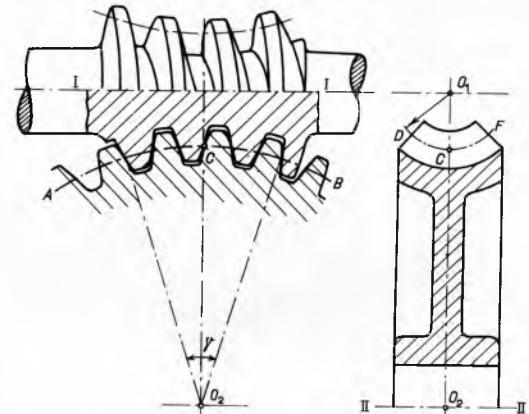
Geometrijski odnosi unutar globoidnog pužnog prijenosa koji su posljedica takvog oblika temeljnih tijela njegovih elemenata i, s druge strane, niza svojstava po kojima se on razlikuje od cilindričnog pužnog prijenosa prikazani su na sl. 340. Naime, da bi modul ozubljenja prijenosa u presjeku uzdužnom s obzirom na puž bio konstanta, mora uspon zavojnicy zuba puža biti jednak koraku zuba pužnog vijka, tj. mora biti  $h = t$  za jednovojne, odnosno  $h = z_1 t$  za viševojne puževe, te se kut uspona zavojnicy zuba puža mora mijenjati od stanovite maksimalne vrijednosti  $\beta_{\max}$  na najmanjem srednjem promjeru  $d_{\min}$  ove zavojnicy do minimalne  $\beta_{\min}$  na njenom najvećem promjeru  $d_{\max}$ . U skladu s već izvedenim formulama za prijenosni omjer cilindričnih pužnih prijenosa za određivanje tih kutova mogu se postaviti izrazi

$$\tan \beta_{\max} = \frac{i D}{d_{\min}} = \frac{i R}{r_{\min}} \quad i \quad \tan \beta_{\min} = \frac{i D}{d_{\max}} = \frac{i R}{r_{\max}},$$

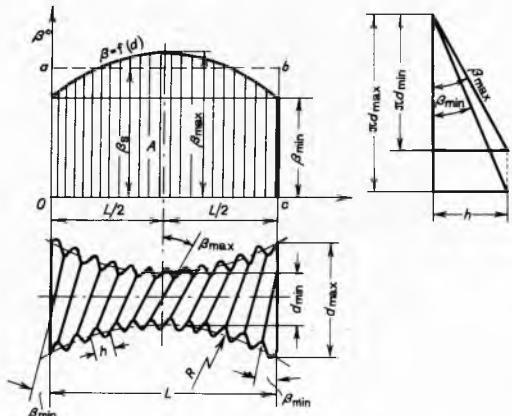
gdje je  $i < 1$  prijenosni omjer,  $D$  promjer,  $R$  polumjer dodirne kružnice pužnog kola, a  $r_{\min}$  i  $r_{\max}$  odgovarajući polumjeri puža.



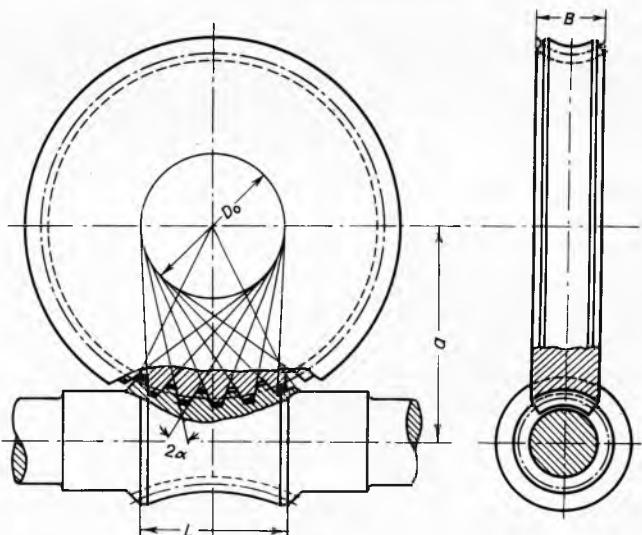
Sl. 338. Globoidni pužni prijenos: a s ozubljenjem Cone, b s ozubljenjem Bostock-Renk



Sl. 339. Konstrukcija globoidnih površina puža i pužnog kola



Sl. 340. Određivanje srednje vrijednosti kuta uspona zavojnicy globoidnog puža grafičkim postupkom



Sl. 341. Konstrukcija bokova profila zuba klasičnog globoidnog pužnog prijenosa

Budući da kut  $\beta$  uspona zavojnice puža globoidnih pužnih prijenosa nije konstanta, kao što je to kod cilindričnih pužnih prijenosa, mora se ovdje operirati sa srednjom vrijednošću  $\beta_s$  veličine. Za izračunavanje te vrijednosti analitičkim postupkom može se izvesti izraz

$$\beta_s = \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} \arctan \frac{C}{r} dr,$$

gdje je  $C = i R$  konstanta, a  $r$  promjenljivi srednji promjer zavojnice puža. Kako je prikazano na sl. 340, grafički se to može načiniti planimetrijem površine  $A$  pod krivuljom  $\beta = f(d)$  u pravokutnom koordinatnom sustavu s apscisom na koju su namjesto vrijednosti za promjenljivi promjer  $d$  puža naneseni odgovarajući dijelovi dužina  $L$  puža. Očito je onda

$$\beta_s = \frac{A}{L}.$$

Konstrukcija je profila zubâ klasičnog (tj. s ravnim bokovima zubâ) globoidnog pužnog prijenosa jednostavnija. Kako je prikazano na sl. 341, linije boka tog profila dijelovi su pravca koji se giblje u ravnini presjeka prijenosa tako da stalno tangira polomcu, tzv. profilnu kružnicu sa središtem na osi kola i s promjerom  $D_0 \approx L$ . Nagib boka profila zubâ prema polumjeru  $O_2 C$  (sl. 339) bira se ovdje od  $15^\circ \dots 30^\circ$ , tako da je vršni kut zubâ  $2\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$  (sl. 340). Izborom profila puža određen je i protuprofil zubâ pužnog kola i ne može se više proizvoljno odabirati. Jednostavnost ove konstrukcije jedan je od temeljnih razloga da se globoidni prijenosi s klasičnim profilom upotrebljavaju mnogo više od ostalih pužnih prijenosa.

**Temeljne odlike globoidnih pužnih prijenosa.** Funkcijom se ovi prijenosi ne razlikuju mnogo od cilindričnih pužnih prijenosa. Tako su vrijednosti njihovih prijenosnih omjera, koje se mogu izraziti omjerima broja zuba ili broja okretaja, jednako kao i kod cilindričnih pužnih prijenosa,  $i = 1 : 30 \dots 1 : 120$ , a kod prijenosa tipa Cone dosežu i do  $i = 1 : 250$ . Broj zuba puževa ovi prijenosa obično je  $z_1 = 1 \dots 6$ , a postoje i specijalne izvedbe (britanske tvrtke Daimler Co.) i sa do  $z_1 = 10$ .

Međutim, zahvat zupčanika globoidnih pužnih prijenosa daleko je bolji nego kod cilindričnih. Za razliku od cilindričnih, gdje u zahvatu obično sudjeluju samo 2...3 zuba, a ponekad obodnu silu preuzima samo jedan Zub pužnog kola, ovdje već prema zahvatnom kutu ( $\gamma$  na sl. 339) koji se bira na granicama od  $\gamma = 30^\circ \dots 60^\circ$ , u zahvatu sudjeluje  $z_2/12$  do  $z_2/6$  zuba. (Za srednji broj zuba u zahvatu ovih prijenosa uzima se  $z_2/9$ .) Taj broj zavisi i od veličine modula. (Što je modul prijenosa manji, to je veći broj zuba u zahvatu i obrnuto.) Zahvat je ovih prijenosa, dakle, vrlo postepen.

S druge strane, kako se obodna sila ovdje raspoređuje na veći broj zuba, nosivost globoidnih pužnih prijenosa ne zavisi mnogo od modula. Uz to velike dodirne površine njihovih zuba i njihov specijalan oblik imaju manje specifične dodirne pritiske i bolje dinamičke uvjete za postizanje stanja mokrog trenja.

**Stupanj djelovanja globoidnih pužnih prijenosa.** Zbog navedenih svojstava gubici su globoidnih pužnih prijenosa vrlo mali, pa je njihov stupanj djelovanja vrlo velik. Tako je npr. tvrtka Bostock-Renk puževima s kutom uspona od  $45^\circ$  postigla  $\eta = 0,973$ . Još veći stupanj djelovanja ( $\eta = 0,985 \dots 0,995$ ) postignut je različitim američkim i njemačkim patentiranim izvedbama ovih prijenosa, što je u usporedbi s cilindričnim pužnim prijenosima vrlo mnogo.

Stupanj djelovanja ovih prijenosa izračunava se analogno stupnju djelovanja cilindričnih pužnih prijenosa s time da se, u skladu s rečenim o kutu uspona zavojnice puža, ovdje namjesto  $\beta$  uzme njezina srednja vrijednost  $\beta_s$ .

**Principi proračuna globoidnih pužnih prijenosa** jednaki su kao i kod cilindričnih, pa i ovdje vrijede iste formule za proračunavanje zuba i vratila na savijanje, s time da se faktor opterećenja ovih prijenosa nalazi u granicama od  $c = 30 \dots 120 \text{ kp/cm}^2$ , a faktor šrine zuba od  $\psi = 5 \dots 7$ . Razmak među osima njihovih vratila izračunava se iz promjera  $D$  dodirne kružnice i minimalnog srednjeg promjera  $d_{\min}$  navoja puža.

Ponekad se proračun globoidnih prijenosa na savijanje kontrolira i na istrošenje s pomoću snage  $N'$  koja se još smije prenositi,

a da trošenje zuba ne nastupi u nedopustivoj mjeri. Snaga  $N'$  određuje se s pomoću niza empirijskih faktora, npr. po formuli

$$N' = \frac{H}{i} \frac{K_m K_t K_n}{I} N_1,$$

gdje su  $H$ ,  $K_m$ ,  $K_t$ ,  $K_n$  i  $I$  tzv. faktori snage, materijala, točnosti izrade, načina rada i prijenosnog omjera respektivno. Međutim, ova kontrola ne daje pouzdane rezultate, naročito ne onda kad se radi o osjetljivim slučajevima, pa se ne izvodi često.

Također i ovdje vrijedi rečeno o proračunu cilindričnih pužnih prijenosa na zagrijavanje, s time da su zbog zbijenijih dimenzija prijenosa dopustive više trajne temperature maziva (do  $t_1 = 90^\circ \text{C}$ ). Zbog toga za podmazivanje ovih prijenosa moraju se upotrijebiti maziva većeg viskoziteta (teška strojna i cilindarska ulja).

**Izvedba globoidnih pužnih prijenosa.** Kako se može zaključiti iz rečenog o ovim prijenosima, temeljna težnja u njihovom razvoju jest smanjivanje specifičnog opterećenja i izlizavanja radnih površina zuba. Osim konstrukcijskim mjerama povećanjem dodirne površine navoja puža i zuba pužnog kola i poboljšavanjem njihovog medusobnog priljubljivanja, to se postiže smanjivanjem trenja među tim površinama izborom prikladnog konstrukcijskog materijala i obradom.

Najboljim konstrukcijskim materijalima za puževe ovih prijenosa pokazali su se krom-nikal čelici i krom-molibden čelici, a za puževe kola centrifugalno lijevana fosforna bronca s tvrdoćom  $HB \approx 120$ , pa i kositreno-fosforna (za manja opterećenja i s manjim sadržajem kositra). I ovdje se, iz istih razloga kao i kod cilindričnih pužnih prijenosa, često pribjegava dvodijelnim izvedbama pužnih kola, a radne se površine zuba bruse, a poteknadi i poliraju.

Puževi globoidnih pužnih prijenosa klasičnog tipa proizvode se u vrlo širokim granicama veličine (s promjerom od  $25 \dots 1800 \text{ mm}$ ) i za brojne okretaje do  $30000 \text{ min}^{-1}$ .

**Prednosti i nedostaci globoidnih pužnih prijenosa.** Zbog opisanih svojstava globoidni pužni prijenosi mogu imati manji modul nego cilindrični pužni prijenosi za jednake uvjete pogona (jednaki broj okretaja, jednaki prijenosni omjer), što znači da im dimenzije mogu biti manje, a time i težina (za 20% ... 30%). Iz istog razloga globoidni pužni prijenos može prenosići veći moment vrtnje (za prosječno 1,4 puta) nego cilindrični jednakih dimenzija i služiti za rad pri većim prijenosnim omjerima.

Zbog bolje raspodjele opterećenja deformacije vratilâ globoidnih prijenosa manje su i time opterećenja njegovih ležaja povoljnija nego u odgovarajućim cilindričnim pužnim prijenosima.

Zbog manjih specifičnih dodirnih pritisaka i boljih uvjeta podmazivanja na radnim površinama zuba u globoidnim pužnim prijenosima, naročito pri dovoljno velikim prijenosnim omjerima, manje se troši maziva, manje se zagrijavaju i manje su izloženi izlizavanju zuba nego odgovarajući im cilindrični pužni prijenosi. Ovo je također jedan od činilaca što je stupanj djelovanja globoidnih pužnih prijenosa veći nego kod cilindričnih i što zbog toga prvi troše manje pogonske energije. Pri manjim prijenosnim omjerima ( $i < 10$ ), kad su obično uvjeti podmazivanja slabiji, ove prednosti globoidnih prijenosa u usporedbi s cilindričnim slabije su izražene.

U prednosti globoidnog pužnog prijenosa treba ubrojiti još i to da su ostvarive izvedbe njegovog klasičnog tipa s vrlo malim brojem zuba pužnog kola bez korekture ozubljenja (što nije postižljivo kod cilindričnih pužnih prijenosa s evolventnim ozubljenjem zuba), te što zbog vrlo postepenog stupanja u zahvat radi skoro bešumno.

Nedostaci su globoidnih pužnih prijenosa u usporedbi s cilindričnim u tome što im je izrada teža i skuplja, što su zbog nužnosti vrlo stručne i vrlo točne ugradnje više osjetljivi na greške montaže, što zahtijevaju još bolje podmazivanje s kvalitetnim mazivima i što im se radne površine zuba teško uhodavaju.

**Upotreba pužnih prijenosa.** Kako slijedi iz izraza za stupanj djelovanja ovih prijenosa, gubici snage trenjem pri njenom prenosu s pužnog kola na puž, pri čemu se broj okretaja povećava, mnogo su veći nego u suprotnom slučaju. Zbog toga se ovi prijenosi vrlo rijetko upotrebljavaju za prijenos snage uz multipli-

kaciju broja okretaja, a u takvim iznimnim slučajevima samo u području razmjerno malih prijenosnih omjera (do  $i = 15$ ).

Međutim, pri prenošenju snage s puža na kolo, uz smanjenje broja okretaja, njeni gubici trenjem u ovim prijenosima dovoljno su mali da njihove prednosti dodu do izražaja, iz već poznatih razloga, to više što su im brojevi okretaja i prijenosni omjeri veći. Zbog toga su ovi prijenosi prikladni za prenošenje snage uz redukciju broja okretaja pri vrijednostima prijenosnog omjera do  $i = 100$ , a i iznad toga. Kvalitetnim uredajima takvih prijenosa koji imaju sustave za hlađenje mogu se prenositi snage do 14000 KS uz broj okretaja puža do  $n_1 = 30\ 000 \text{ min}^{-1}$ , pa i do  $n_1 = 40\ 000 \text{ min}^{-1}$  i obodne brzine do  $70 \text{ m s}^{-1}$ .

Zbog tih mogućnosti pužnih prijenosa za prenošenje snage uz redukciju broja okretaja, oni se mogu upotrebljavati u skoro svim područjima strojarstva, naročito tamo gdje je raspoloživi ugradbeni prostor odviše malen, da bi se u njega mogao smjestiti neki drugi zupčani prijenos, pogotovo ako bi taj zbog velikog potrebnog prijenosnog omjera morao biti višestepen. Tako se ovi prijenosi mnogo upotrebljavaju u dizalicama, eskalatorima, pogonskim uredajima različitih mješalica (posebno u kemijskoj, prehrambenoj i farmaceutskoj industriji), gdje se, kad je broj tih strojeva velik, a pogonska energija skupa, traže veliki stupnjevi djelovanja, pa je naročito prikladna upotreba globoidnih prijenosa), rotirajućih bubenjeva, kotlovnih roštilja, crpki, uredaja za bušenje tla i za kormilarenje na brodovima, stražnjih osovina automobilnih (naročito teretnih) vozila, različitih lokomotiva, tekstilnih, alatnih i mnogih drugih pomoćnih strojeva. Pužni prijenosi za prenošenje snage uz multiplikaciju broja okretaja upotrebljavaju se npr. u pogonskim uredajima centrifuga.

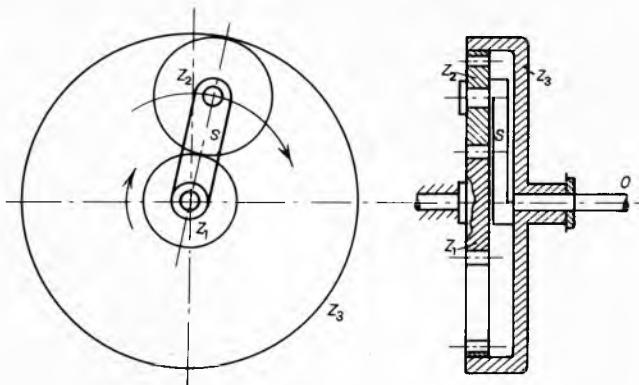
Kako je u praksi broj okretaja puža za koji su ovi prijenosi konstruirani važna karakteristika, uz već spomenutu podjelu oni se još dijele i na brzohodne i sporohodne. Osim toga oni se ponekad dijele i prema profilu zuba ili broju navoja puža, a često i s obzirom na međusobni položaj njihovih zupčanika.

#### Reduktori

Najjednostavniji su od ovih uredaja međusobno spregnuti parovi zupčanika uležišteni u nekom nosaču ili obočju. Oni nisu samostalne jedinice, već su najčešće dijelovi nekog stroja u koji se njihovi zupčanici ugrađuju. U skladu s već rečenim o funkciji zupčanih prijenosa s obzirom na promjenu broja okretaja, drugi se takvi uredaji i nazivaju reduktorma ili multiplikatorima (kad prenose snagu uz smanjenje, odnosno uz povećanje brzine vrtnje) i kao gotove, zatvorene jedinice najčešće ugrađuju između motora i radnog stroja. Kako se pri tome broj okretaja daleko češće smanjuje nego povećava, u praksi se, a zbog jednostavnosti i u nastavku teksta, pod reduktorma obično razumijevaju i multiplikatori.

Među tim uredajima razlikuju se oni koji prenose snagu uz stalni prijenosni omjer i oni koji to čine uz mogućnost varijacije te veličine, koja je zbog prirode zupčanog prijenosa, stepenasta. Posljednji su, naravno, složeniji uredaji i obično se, pa i iz ovoga članka, izdvajaju kao posebnu skupinu reduktora. Kako je najvažnije područje njihove primjene racionalno korišćenje snage motora automobilnih vozila, opisani su u članku *Automobilna vozila*, TE 1, str. 508...512.

Dalje se među uredajima zupčanih prijenosa razlikuju oni u kojima je međusobni položaj osi zupčanika fiksani i oni u kojima je os barem jednog od zupčanika pomični, kao npr. na sl. 342, gdje je pomični nosač  $S$ , zvan vodilom. Dok u prvom slučaju zupčanici mogu izvoditi samo rotacijsko gibanje oko vlastitih osi, u drugom, kad se radi o tzv. zupčanicima s pomičnim osima, jedan od njih ( $Z_2$ ) može još i rotirati oko osi drugoga ( $Z_1$ ), pa s vodilom spojeno vratilo rotira oko svoje osi pod utjecajem obaju rotacijskih gibanja zupčanika  $Z_2$ .



Sl. 342. Shema jednostepenog planetnog prijenosa.  $Z_1$  Zupčanik koji rotira samo oko vlastite osi,  $Z_2$  zupčanik koji rotira oko vlastite osi i osi zupčanika  $Z_1$ ,  $Z_3$  nepomični zupčanik s unutrašnjim ozubljenjem

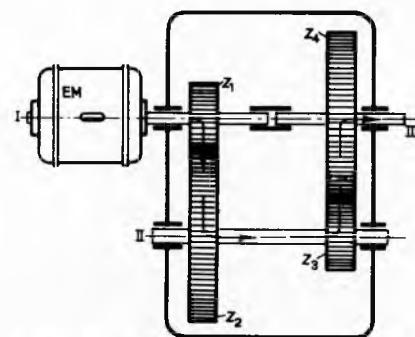
Zbog stanovite sličnosti s gibanjem planeta naziva se *planetnim prijenosom*. Planetni prijenos ostvariv je i s drugim rotacijskim elementima za mehanički prijenos snage. Ipak, najčešće su ti elementi zupčanici, pa se pod tim nazivom obično razumijeva zupčani planetni prijenos. Ovaj prijenos izdvaja se zbog svoje specijalne funkcije, pa se u nastavku dviju najvažnijih skupina zupčanih prijenosa zupčani i pužni reduktori s jedne i planetni prijenosi s druge strane opisuju odvojeno.

Zahtjevi koji se postavljaju na funkciju uredaja zupčanih prijenosa najčešće se ne mogu zadovoljiti opisanim, jednostepenim uredajima. Zapreka tome može biti, npr., razmak vratila među kojima treba prenositi snagu, koji je odviše velik da bi se dimenzije zupčanika održale ispod stanovite, još prihvatljive veličine, ili odviše veliki prijenosni omjer, ili jedno i drugo. Tada se pribjegava upotrebi višestepenih uredaja.

*Višestepeni zupčani prijenosi* sastoje se od većeg broja zupčanika međusobno spregnutih u parove, koji zajedno daju traženi prijenosni omjer, često zvan totalni ( $i_t$ ) ili ukupni ( $i_u$ ). Očito je

$$i_u = \frac{n_1}{n_x},$$

gdje je  $n_1$  broj okretaja vodećeg (ulaznog), a  $n_x$  vođenog (izlaznog) vratila. Tako je npr. prijenosni omjer uredaja na sl. 343 određen



Sl. 343. Shema dvostepenog zupčanog prijenosa

sa  $i_u = \frac{n_1}{n_3}$ . Odатle se lako može izvesti da je ukupni prijenosni omjer višestepenih zupčanih prijenosa

$$i_u = i_1 \cdot i_2 \cdots i_x,$$

gdje su  $i_1, i_2 \dots i_x$  prijenosni omjeri pojedinih parova njihovih zupčanika s indeksima rastućim u smjeru prenosa snage. Odatle je, npr. za slučaj na sl. 343, izvedivo i

$$i_u = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3},$$

što znači da je ukupni prijenosni omjer višestepenih zupčanih i pužnih prijenosa odrediv iz kvocijentata umnožaka brojeva zuba vođenih i vodećih zupčanika u njegovim parovima.

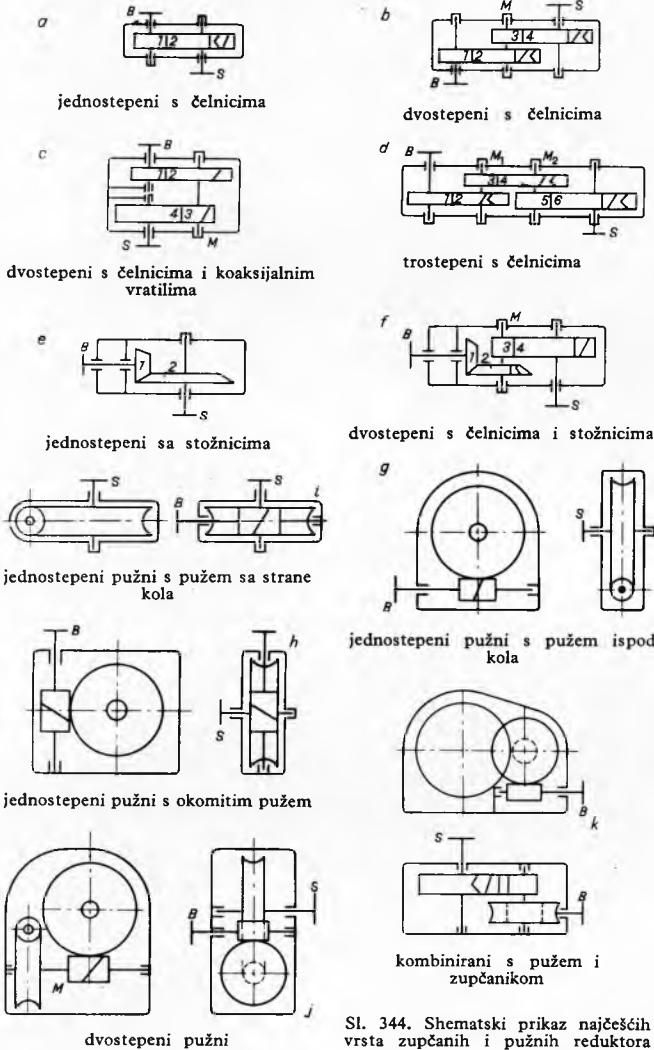
Zupčani i pužni reduktori vrlo su važni uredaji u širokom području strojarstva. Prvenstveno zbog toga što suvremena strojogradnja s jedne strane zahtijeva proizvodnju pogonskih strojeva u brzohodnoj izvedbi (npr. u proizvodnji električnih motora i motora s unutarnjim izgaranjem, turbina), a s druge strane velikog broja sporohodnih radnih strojeva (npr. za kemijsku, prehrambenu, farmaceutsku i tekstilnu industriju, mnogih crpki, kompresora, ventilatora, alatnih strojeva, dizala, prenosila, brodskih propeleri), pa su reduktori nužni za njihovo međusobno spajanje. Osim toga, važna je i upotreba reduktora kao multiplikatora.

Za te različite svrhe reduktori se danas grade za prenošenje snaga unutar vrlo širokih granica ( $0,1 \dots 50\ 000 \text{ KS}$ ) i unutar vrlo širokih granica prijenosnih omjera ( $i = 1,5 \dots$  iznad 8 000). Obodne brzine u njima dosežu i do  $100 \text{ m/s}$ . Za prenošenje vrlo velikih snaga moduli im dosežu do  $m_{\max} = 35$  i imaju vrlo velike koeficijente širine zuba. Inače su im moduli obično mali. Proračun prijenosa reduktora izvodi se po principima opisanim kod odgovarajućih zupčanika.

Da bi mogli zadovoljiti vrlo različite zahtjeve koji se postavljaju u pogledu njihove funkcije u vrlo različitim uvjetima upotrebe, ovi se reduktori proizvode u vrlo različitim oblicima, a to čini njihovu klasifikaciju vrlo složenom. Mogu se, npr., dijeliti prema tome da li su im vratila paralelna ili nisu, ili su koaksialna,

da li su im prijenosi čisto zupčani ili pužni, ili kombinirani zupčani i pužni. Iz istih razloga opisivanje reduktora u nastavku nužno je ograničeno na karakteristične primjere.

Nekoliko najvažnijih tipova ovih reduktora shematski je prikazano na sl. 344, gdje su sa *B*, *S* i *M* respektivno označene brzokretne i sporokretne strane te međustupnjevi.



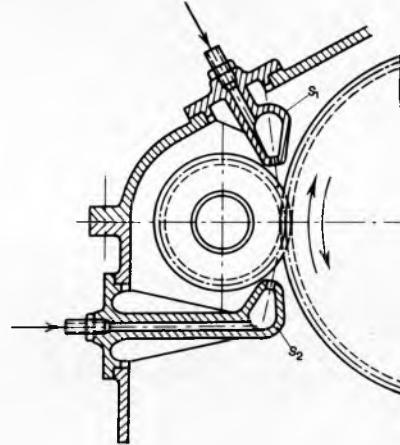
**Konstrukcija i podmazivanje reduktora.** Obočje reduktora obično je od lijevanog željeza (Sl 14 ili Sl 18). Obočje reduktora u zavarenoj izvedbi (obično od JUS ČE.0300) izrađuju se u pojedinačnoj proizvodnji. Da bi se omogućila montaža, obočje reduktora obično je dvodijelno, ponekad i višedijelno. Općenito ova obočja i njihovi spojevi moraju osiguravati krutost čitave konstrukcije u radu, pa se za lijevana obočja uzima debljina stijenke  $\delta \approx 0,03 a + 5$  mm, gdje je *a* najveći razmak među osima vratila reduktora. Debljina stijenke zavarenih obočja manja je za 30–40%. Za povećanje krutosti i bolje odvođenje topline iz reduktora vanjska strana njihova obočja najčešće ima rebra, a pokrov obočja reduktora ima otvor za nalijevanje maziva. Taj otvor ujedno služi i za nadzor zahvata i hlađenje unutrašnjosti prozračavanjem. Otvor za ispuštanje maziva nalazi se na dnu obočja. Osim toga, za nadzor i održavanje razine maziva na obočju reduktora nalazi se i uljokaz, i jedan ili dva posebna pipca.

Kako se danas za reduktore rijetko upotrebljavaju prijenosi s ozubljenjima koja ne uzrokuju nastajanje aksijalnih sila, ležaji ovih uređaja uglavnom su radialno-aksijalni, pretežno valjni, stožasti ili valjkasti.

U reduktorima moraju se podmazivati osnaci koji se okreću u ležajima, i, dakako, zupčanici. Prvo se osigurava u ležajima s time da im se privodi prikladna količina maziva (po mogućnosti pod pritiskom), a drugo uranjanjem zubâ u uljnu kupelj ili ubriz-

gavanjem ulja među zube pod tlakom. Podmazivanje uljnom kupelji dolazi u obzir, kad se radi o srednjim i malim obodnim brzinama zupčanika ( $4\cdots15 \text{ msek}^{-1}$ , pa i  $20 \text{ msek}^{-1}$ ). Kod zupčanih reduktora tada se veći zupčanik uranja u ulje do 0,7 od visine njegovih zuba. Pri malim obodnim brzinama ulje koje on zahvaća skida se s njegovih strana naročitim strugačima i razvada u ležaje kanalima na unutrašnjoj strani pokrova. Kod srednjih brzina vrtnje dostaje raspršavanje ulja po stijenci obočja, što ga uzrokuje okretanje zupčanika, odakle se preko posebnih kanala vodi u ležaje. Kad su obodne brzine zupčanika reduktora iznad navedenog područja, ulje se privodi zubima kroz sapnice ( $S_1$  i  $S_2$  na sl. 345), pod tlakom od  $2\cdots2,5$  atp, s pomoću crpke.

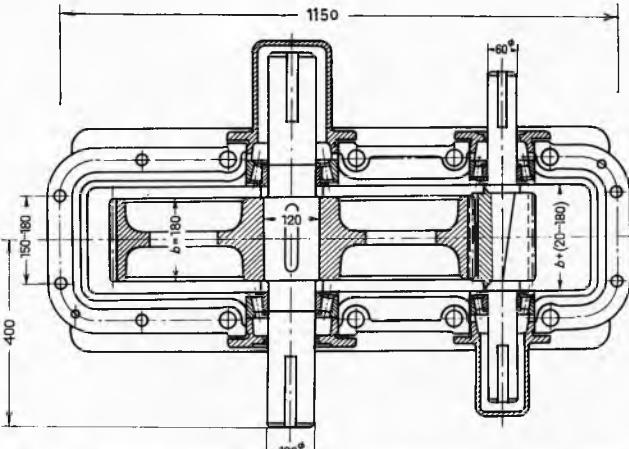
Zbog velikih brojeva okretaja puževa podmazivanje pužnih reduktora mora biti naročito dobro. Uz već rečeno, pri podmazivanju uranjanjem u ulje važan je položaj puža. Tako je izvedba pužnih reduktora s pužem ispod kola (sl. 344) očito povoljnija od izvedbe s pužem iznad kola. Pri jednakom načinu podmazivanja nedostatak izvedbi pužnih reduktora s okomitim pužem (sl. 344) i s pužem sa strane kola (sl. 344) jest u tome što je teže podmazivanje ležaja okomitih vratila. Pri podmazivanju ubrizgavanjem položaj puža ovih reduktora nema utjecaja.



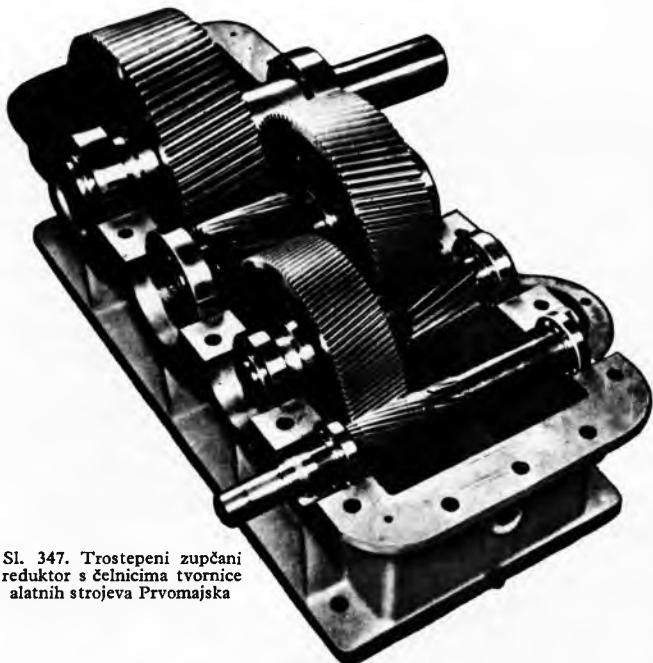
Sl. 345. Sapnice za ubrizgavanje maziva pod tlakom među zube zupčanika reduktora

Za maziva reduktora služe teška strojna i cilindarska ulja s viskozitetima od  $6\cdots40 \text{ }^{\circ}\text{E}_{50}$ . Izmjena maziva reduktora provodi se približno nakon svakih 10 000 sati efektivnog rada. Za ispravno podmazivanje reduktora nužna je i kontrola na zagrijavanje po već opisanom računu i, ako se pri tome prikaže potrebnom, primjena prinudnog hlađenja.

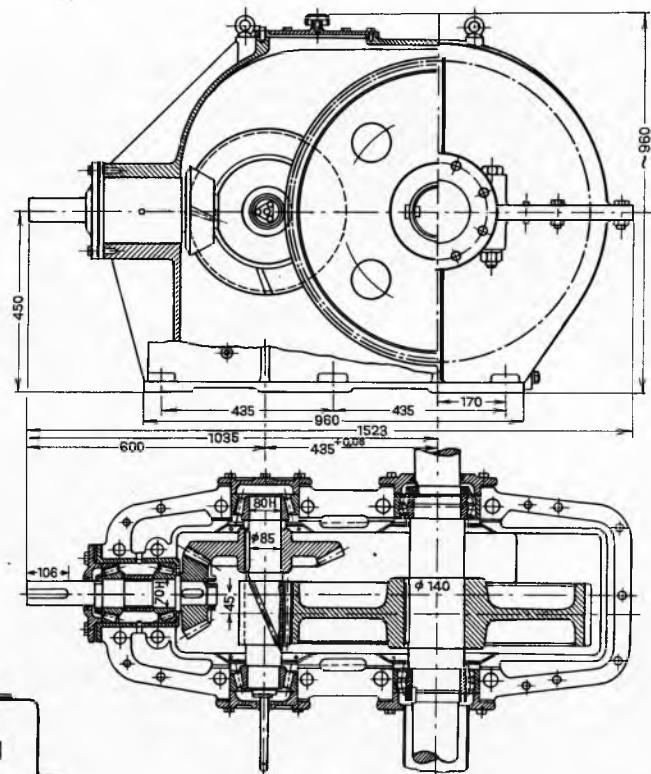
**Izvedba i upotreba reduktora.** Čelnici koji se danas upotrebljavaju u reduktorima skoro redovito imaju kose ili strelaste zube. Od zupčanih reduktora s čelnicima jednostepeni (sl. 344)



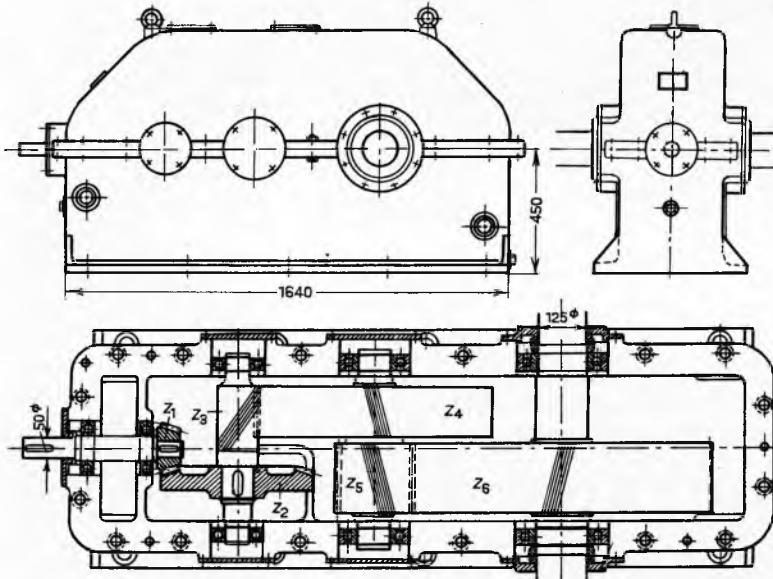
Sl. 346. Normalna izvedba jednostepenog zupčanog reduktora s čelnicima



Sl. 347. Trostepeni zupčani reduktor s čelnicima tvornice alatnih strojeva Prvomajska



Sl. 348. Dvostepeni zupčani reduktor Novo Kramotorske tvornice teških strojeva (SSSR) s prijenosom kombiniranim od stožnika i čelnika



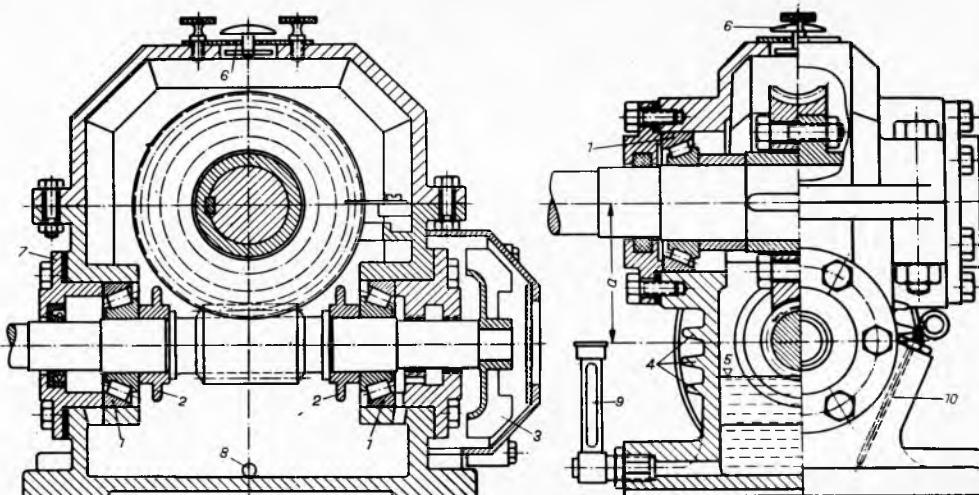
Sl. 349. Trostepeni zupčani reduktor tvrtke Demag (Zapadna Njemačka) s prijenosom kombiniranim od stožnika i čelnika

= 1 400  $\text{min}^{-1}$ , a izlaznih  $n_2 = 5,3 \text{ min}^{-1}$  do  $n_2 = 45 \text{ min}^{-1}$ .

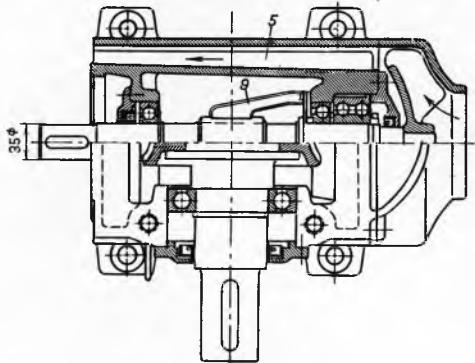
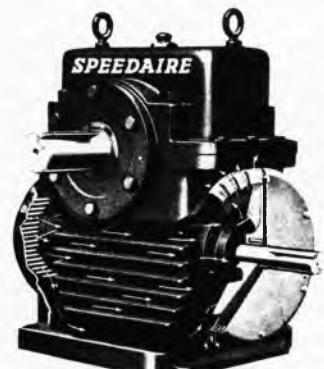
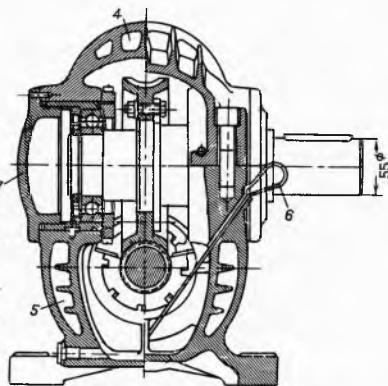
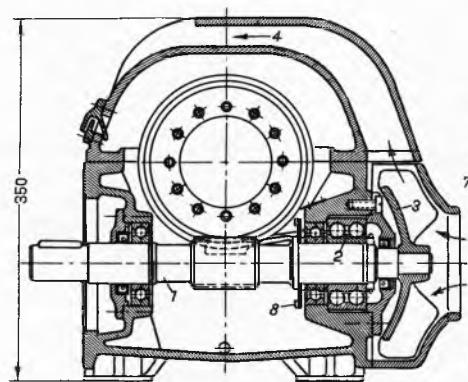
Jednostepeni zupčani reduktori sa stožnicima prema shemi na sl. 344 upotrebljavaju se za prijenos snage uz prijenosne omjere od  $i = 1,5 \dots 5$ .

Dvostepeni zupčani reduktori s prijenosima kombiniranim od stožnika i čelnika prema shemi na sl. 344 upotrebljavaju se za prenošenje snage uz prijenosni omjer  $i = 5 \dots 55$ . Jedan primjer odgovarajuće izvedbe prikazan je na sl. 348. Ovaj reduktor građen je za prenošenje snage od 50 KS uz broj okretaja ulaznog vratila od  $n_1 = 600 \dots 1200 \text{ min}^{-1}$  i prijenosni omjer od  $i = 12,7$ . Jedan trostepeni zupčani reduktor iz ove skupine prikazan je na sl. 349. Od tri stupnja njegovog prijenosa prvi je prijenos

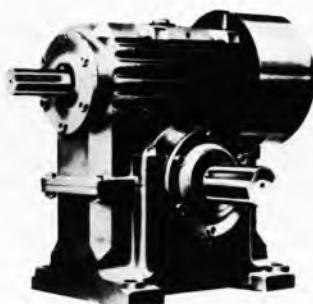
se upotrebljavaju obično za prijenose u području prijenosnih omjera od  $i = 1,5 \dots 12$ , dvo-stepeni (sl. 344) od  $i = 12 \dots 70$ , a trostepeni (sl. 344) od  $i = 75 \dots 300$ . Jednostavne izvedbe ovih reduktora prikazane su na sl. 346 i 347. Prva slika prikazuje normalnu izvedbu jednostepenog zupčanog reduktora s čelnicima, a druga trostepenog, proizvodnje tvornice alatnih strojeva Prvomajska iz Zagreba. Ovi drugi grade se za prijenos snaga od  $1,1 \dots 184 \text{ KS}$  uz prijenosne omjere od  $i = 31,5 \dots 140$  i brojove okretaja ulaznih vratila  $n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_1 = 950 \text{ min}^{-1}$  i  $n_1 =$



Sl. 350. Jednostepeni pužni reduktor s cilindričnim pužem ispod kola. 1 Radijalno-aksijalni valjni ležaj, 2 prsten za raspršivanje ulja, 3 ventilator, 4 rebara za hlađenje, 5 razina ulja, 6 otvor za nadzor i odzračivanje, 7 podloge za podešavanje ležaja, 8 ispust ulja, 9 pokazivač razine ulja, 10 štap za mjerjenje razine ulja



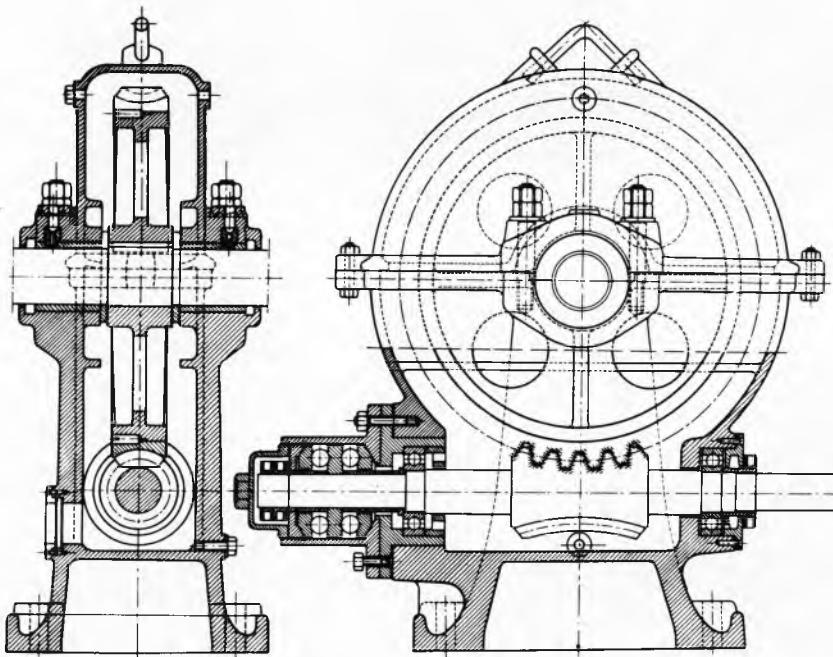
Sl. 351. Visokoučinski jednostepeni pužni reduktor Helicon tvrtke Rhein-Getriebe (Zap. Njemačka)



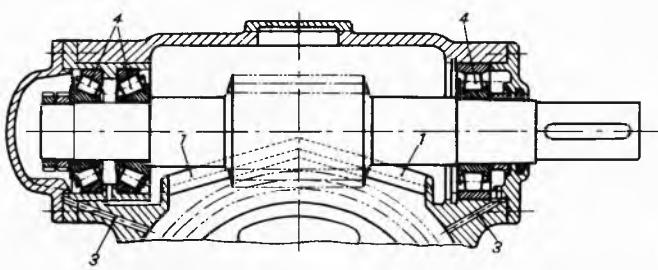
Sl. 355. Jednostepeni pužni reduktor s pužem iznad kola tvrtke Holroyd Co. Ltd. (V. Britanija)



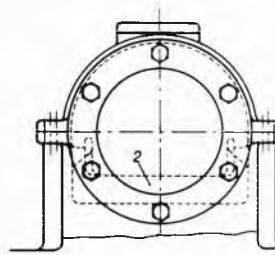
Sl. 356. Jednostepeni pužni reduktor, s pužem sa strane kola bez uređaja za prirudno hlađenje, tvrtke Cleveland Worm Gear Co. (USA)



Sl. 353. Jednostepeni globoidni pužni reduktor s dvovojnijm pužem



Sl. 354. Sustav kanala za podmazivanje ležaja pužnog reduktora s pužem iznad kola. 1 Dovodni kanali, 2 sabirni kanali pred ležajima, 3 odvodni kanali, 4 ležaji



stožnicima, a druga dva čelnicima. Građen je za prenošenje snaga srednje veličine uz broj okretaja ulaznog vratila od  $n_u = 1\ 500 \text{ min}^{-1}$  i izlaznog od  $n_{iz} = 19 \text{ min}^{-1}$ . Konstrukcijski materijal zupčanika je krom-vanadijum ili silicijum-mangan čelik.

*Jednostepeni pužni reduktori* prema shemama na sl. 344*h,i*, upotrebljavaju se za prenošenje snaga uz prijenosne omjere od  $i = 5\dots 80$ . Izvedba jednog takvog reduktora s cilindričnim pužem ispod kola prikazana je na sl. 350. Jedan drugi reduktor iz ove skupine prikazan je na sl. 351. To je reduktor za prenošenje velikih snaga uz broj okretaja ulaznog vratila od  $n_1 = 3\ 000 \text{ min}^{-1}$  i izlaznog od  $n_2 = 150 \text{ min}^{-1}$ . Dobro podmazivanje i hlađenje koje je ovde potrebno osigurano je prstenovima 8 i kanalima 9, odnosno ventilatorom 3 i sustavom kanala u donjem 5 i gornjem 4 dijelu obočja. Sličan sustav za hlađenje samo donjeg dijela reduktora također upotrebljivog za prenošenje većih snaga zorno je prikazan djelimičnim presjekom na sl. 352. Kako to pokazuju strelice, ventilator ovdje siše na njemu suprotnoj strani šupljeg obočja s glatkim vanjskim i rebrastim unutrašnjim stijenkama i usmjeruje time nastajuću struju zraka uzduž rebara. Jedan reduktor iz ove skupine koji ima globoidni pužni prijenos prikazan je na sl. 353.

Sustav kanala za dovod ulja ležajima pri podmazivanju uranjanjem kod pužnih reduktora s pužem iznad kola prikazan je na sl. 354. Vanjski izgled jednog

takvog suvremenog reduktora s ventilatorom i rebrima za hlađenje gornjeg dijela prikazan je na sl. 355.

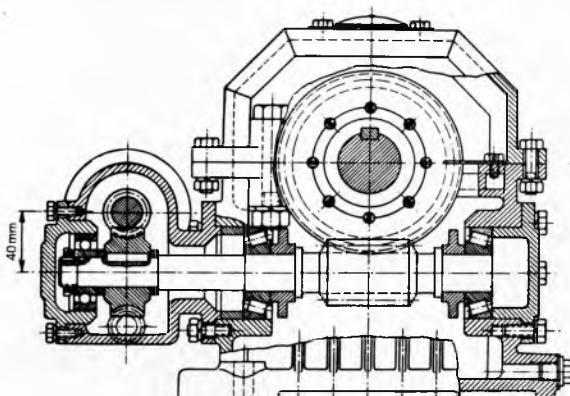
Vanjski izgled jednog jednostepenog pužnog reduktora s pužem sa strane kola, bez uređaja za prirudno hlađenje, prikazan je na sl. 356.

Dvostepenim pužnim reduktorima prema shemi na sl. 344 može se, dakako, prenositi snaga uz mnogo veće prijenosne omjere (od  $i = 50 \cdots 8000$ ). Jedan takav reduktor vrlo zbijene konstrukcije, za prenošenje vrlo malih snaga, prikazan je na sl. 357. Visi-

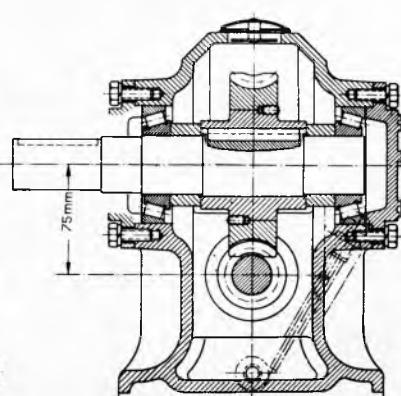
dulji vertikalni, odrivni ležaji. Treća slika prikazuje vanjski izgled dvestepegnog reduktora sa svim dijelovima obočja u rebrastoj izvedbi.

#### Planetni prijenos

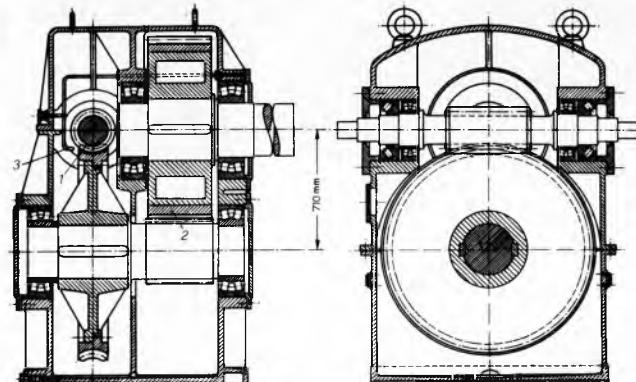
Kod običnih zupčanih prijenosa svi zupčanici izvode samo rotacijska gibanja oko svojih zamišljenih geometrijskih osi. U planetnim prijenosima pojedini dijelovi prijenosa, tzv. *planetni* ili *satelitni* zupčanici, izvode istodobno dva rotacijska gibanja:



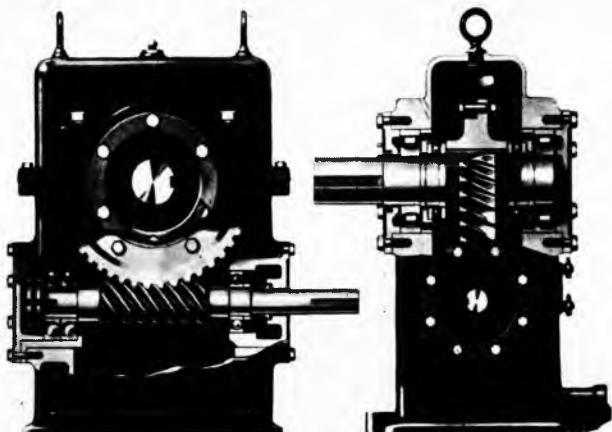
Sl. 357. Dvostepeni pužni reduktor tvrtke D. Brown za prijenos snage od 0,15 KS



Sl. 360. Jednostepeni pužni reduktor za pogon vertikalne mješalice proizvod tvrtke Holroyd Co. Ltd. (V. Britanija)



Sl. 358. Dvostepeni reduktor tvrtke Flender (Zap. Njemačka) s pužnim prijenosom i prijenosom čelnicima. 1 Pužni prijenos — prvi stupanj, 2 prijenos čelnicima — drugi stupanj, 3 dovod ulja među zube pomoću uređaja za ubrizgavanje



Sl. 359. Jednostepeni pužni reduktor s osmerovojskim pužem, proizvod tvrtke Cleveland Worm Gear Co. (USA)

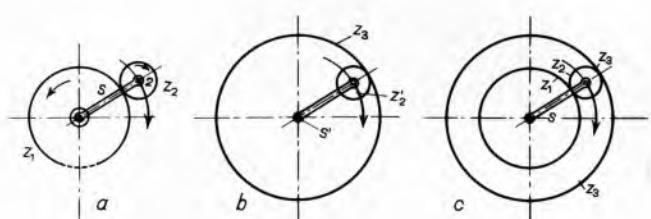
na mu je 270 mm, broj okretaja ulaznog vratila  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ , a prijenosni omjer  $i_u = 500$ , tako da mu je broj okretaja izlaznog vratila  $n_2 = 2$ .

Dvostepenim reduktorima s *kombiniranim pužnim prijenosom i prijenosom čelnicima* prema shemi na sl. 344 može se prenijeti snaga uz prijenosne omjere od  $i = 35 \cdots 350$ . Izvedba jednog takvog reduktora s uređajem za podmazivanje ubrizgavanjem, prikazana je na sl. 358. Ovaj reduktor može prenijeti snagu od 250 KS uz broj okretaja ulaznog vratila od  $n_1 = 600 \text{ min}^{-1}$ , prijenosni omjer  $i_u = 150$  i stupanj djelovanja  $\eta_u = 0,82$ .

Nekoliko reduktora koji se odlikuju stanovitim specifičnostima prikazano je na sl. 359, 360 i 361. Prva od tih slika prikazuje jedan jednostepeni pužni reduktor s osmerovojskim pužem. (Na toj slici vidi se kako je i vjenac pužnog kola spojen sa središtem od drugog materijala vijcima.) Na drugoj slici prikazan je vanjski izgled jednog pužnog reduktora za pogon vertikalnih mješalica. Obočeju mu je izduženo da bi se u njega mogli smjestiti



Sl. 361. Dvostepeni reduktor s pužnim prijenosom i prijenosom čelnicima s obočjem u rebrastoj izvedbi, proizvod tvrtke Holroyd Co. Ltd. (V. Britanija)



Sl. 362. Shematski prikaz jednostavnih planetnih prijenosa: a, b otvoreni s vanjskim, odnosno unutrašnjim ozubljenjem centralnog zupčanika, c normalni planetni prijenos s jednim vodilom

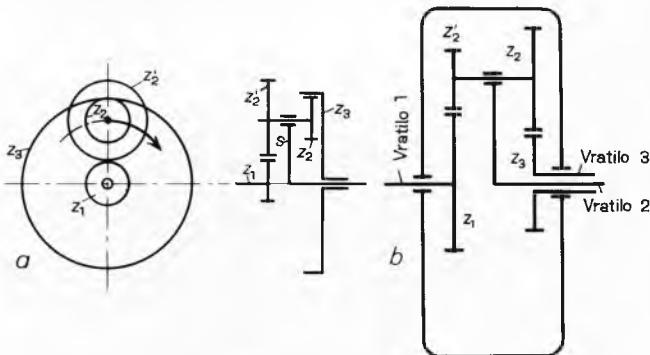
čanik na sl. 362 a ima vanjsko, a onaj na sl. 362 b unutarnje ozubljenje, te je prema tome u slučaju na sl. 362 a smjer rotiranja zupčanika međusobno suprotan, a prema tome suprotni su i smjerovi rotacije ulaznog i izlaznog vratila. U slučaju na sl. 362 b smjerovi rotiranja zupčanika te ulaznog i izlaznog vratila su isti.

Međutim, otvoreni planetni prijenosi upotrebljavaju samo u ograničenoj mjeri (npr. u mješalicama). Obično je potrebno na neki način zadržati zupčanik  $Z_2$  na zupčaniku  $Z_1$ , odnosno  $Z_3$ , pa se namjesto otvorenih najviše upotrebljavaju jednostavni planetni prijenosi prema shemi na sl. 362 c, kojoj odgovara već prikazani prijenos na sl. 342. Ta se konstrukcija može zamisliti kao sprega (superpozicija), konstrukcija prema shemama na sl. 362 a i b, u kojima se planetni zupčanici  $Z_2$  i  $Z_2'$  jednaki, te nastaje prijenos sa samo tri namjesto četiri zupčanika, budući da jedan zupčanik može biti eliminiran. U stvarnosti, da bi se obodne sile koje se u takvim izvedbama prenašaju uravnotežile, često se namjesto jednog upotrebljavaju tri planetna zupčanika međusobno razmaknuta lukovima od  $120^\circ$  (sl. 363).



Sl. 363. Zupčanici normalne izvedbe jednostavnog planetnog prijenosa

Nastajanje jednostavnih planetnih prijenosa s dva međusobno kruto spojena planetna zupčanika može se zamisliti na isti način, s time da planetni zupčanici  $Z_2$  i  $Z_2'$  nisu jednaki. Jedna općenita shema takvog prijenosa prikazana je na sl. 364 a. Tu su oba planetna zupčanika pokretljivo učvršćena na vodilo. Pri tome je  $Z_2$  spregnut sa zupčanicom  $Z_3$ , a  $Z_2'$  sa zupčanicom  $Z_1$ . Drugi primjer jednostavnog planetnog prijenosa s dva međusobno kruto spojena planetna zupčanika prikazan je shemom na sl. 364 b.



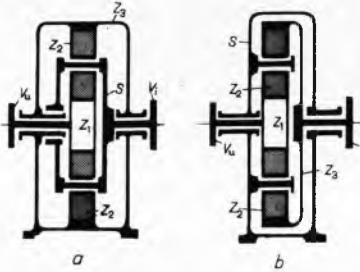
Sl. 364. Shema jednostavnog planetnog prijenosa: a) s dva međusobno kruto spojena planetna zupčanika i dva vratila, b) s dva međusobno kruto spojena planetna zupčanika i tri vratila

Očito su za vanjsko djelovanje nekog jednostavnog planetnog prijenosa bitna gibanja njegovih zupčanika  $Z_1$  i  $Z_3$  i vodila  $S$ . Zbog toga se o tim elementima planetnog prijenosa često govori kao o njegovim članovima. Već prema tome kavkima se učine ta gibanja, moguće je ostvariti različite vrste jednostavnih planetnih prijenosa. Tako se, učini li se jedna od članova nepomičnim, pa je njegov broj okretaja jednak nuli ( $n_1 = 0$ , ili  $n_3 = 0$ , ili  $n_S = 0$ ), dobivaju uređaji koji imaju samo jedno vodeće i jedno vođeno vratilo te stalni prijenosni omjer, pa djeluju kao obični reduktori.

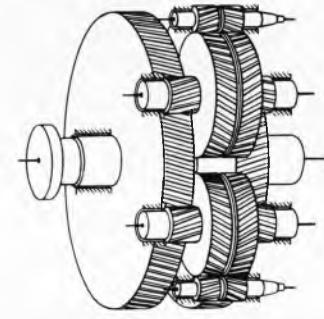
Dva od takvih jednostavnih planetnih reduktora shematski su prikazani na sl. 365 a i b. Prvi predstavlja izvedbu za jednakne smjerove okretanja ulaznog i izlaznog vratila ako je  $n_3 = 0$ , a drugi za suprotne ako je  $n_S = 0$ .

Jednostavni planetni prijenosi u kojima su svi članovi pomični, tako da im je  $n_1 \neq 0$ ,  $n_3 \neq 0$  i  $n_S \neq 0$ , mogu se izvesti s jednim ili s dva vodeća člana. U prvom od ta dva slučaja dobivaju se tzv. diferencijalni prijenosi, naročito važni za pogone osovina automobilnih vozila (diferencijali, v. *Automobilna vozila*, TE 1, str. 515). Gibanje vođenog člana u drugom od ta dva slučaja nastaje superponiranjem gibanja jednog i drugog vodećeg člana (sumarni planetni prijenosi).

Kombiniranjem ovih gibanja i načina vođenja moguće je ostvariti 12 vrsta jednostavnih planetnih prijenosa. Međutim, raznolikost jednostavnih planetnih prijenosa nije time ograničena, jer brojnost njihovih vrst povećavaju i drugi činioци, kao što su mogućnost izvedbe kako s čelnicima, tako i sa stožnicima, s unutrašnjim i vanjskim ozubljenjem zupčanika-članova ravnim, kosim i strelastim zubima i u kombinaciji s drugim uređajima za prijenos snage. Dakako, moguće vrste složenih planetnih prijenosa,



Sl. 365. Shematski prikaz jednostepenih planetnih reduktora za isti (a) i za suprotni smjer okretanja vodećeg i vođenog vratila (b), vu, vu. Vodeće, odnosno vođeno vratilo,  $Z_2$  dva od tri planetna zupčanika,  $Z_3$  zupčanik s unutarnjim ozubljenjem



Sl. 366. Shematski prikaz jednog složenog planetnog prijenosa

od kojih je jedan prikazan shemom na sl. 366, još su brojnije, pa su sve to razlozi zbog kojih je i ovdje nužno ograničenje opisivanja na nekoliko odabranih jednostavnih primjera.

**Brzine vrtnje, prijenosni omjer, momenti vrtnje i stupanj djelovanja jednostavnih planetnih prijenosa.** Za razliku od slučaja kod zupčanih i pužnih prijenosa kinematski odnosi i odnosi među momentima vrtnje, kao i stupanj djelovanja planetnih prijenosa ne mogu se obuhvatiti formulama koje vrijede općenito za sve slučajeve. Naprotiv, za svaku pojedinu shemu spezijalno potrebno je izvesti izraze koji određuju te veličine.

Medu ostalim, ovi izrazi mogu se izvesti po zakonu superpozicije gibanja elemenata prijenosa. Za tu svrhu može se npr. za slučaj jednostepenih planetnih reduktora prema shemi na sl. 364 a stvarno gibanje elemenata pri jednom punom okretaju vodećeg elementa zamijeniti s dva zamišljena gibanja. Pri prvom od tih uzima se da su vodilo i zupčanici međusobno blokirani, pa se čitav sustav jednom okreće u smjeru kazaljke na satu, koji se uzima kao pozitivan smjer. Pri drugom zamišljenom gibanju uzima se da su elementi prijenosa ponovo debllokirani, pa se stvarno nepomični element vrati natrag također za jedan puni okretaj, pri čemu je smjer gibanja negativan, jer je suprotan smjeru gibanja kazaljke na satu. Stvarno gibanje elemenata sustava očito je zbroj tih dvaju zamišljenih gibanja.

Ako je tada vodilo  $S$  vodeći element, a nepomičan je zupčanik  $Z_3$ , pri prvom od dva zamišljena gibanja zupčanik  $Z_1$  napravi također  $+1$  okretaj, ali pri drugom, posredstvom zupčanika  $Z_2'$  i

$$Z_2, \text{ još } +\frac{z'_2 z_3}{z_1 z_2}, \text{ tj. stvarno (ukupno) } 1 + \frac{z'_2 z_3}{z_1 z_2}.$$

Ovdje kao i u daljem razmatranju  $z$  označuje broj zuba na odgovarajućem zupčaniku. Budući da je omjer ovih gibanja vodila i zupčanika ujedno i omjer odgovarajućih brojeva okretaja u jedinici vremena  $n_1$  i  $n_2$ , to je prijenosni omjer uređaja u ovom slučaju

$$i_{S1} = \frac{n_S}{n_1} = \frac{1}{1 + \frac{z'_2 z_3}{z_1 z_2}}.$$

Za slučaj prema shemi na sl. 364 a, kad je također vodilo S vodeći član, a zupčanici  $Z_1$  nepomičan i  $Z_3$  pomican, na jednaki način može se izvesti

$$i_{S3} = \frac{n_S}{n_3} = \frac{1}{1 + \frac{z_1 z_2}{z'_2 z_3}}.$$

Odatle očito slijedi da su i odgovarajući izrazi za slučaj izvedbe prema shemi na sl. 362 c

$$i_{S1} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}; \quad i_{S3} = \frac{z_3}{z_1 + z_3}.$$

Također je očito da je i zbroj ovih izraza, koji bi trebao biti prijenosni omjer diferencijalnih i sumarnih planetnih prijenosa sa shemom sprezanja prema sl. 364, gdje je S vodeći element,

$$i_0 = i_{S1} + i_{S3} = 1.$$

Ovo je u skladu i sa zamišljenim gibanjima upotrijebljenim za izvođenje izraza za  $i_{S1}$  i  $i_{S3}$ , pri kojima su i  $Z_1$  i  $Z_3$  načinili jedan okretaj za vrijeme jednog okretaja vodila S, pa znači da u jednostavnim diferencijalnim i sumarnim planetnim prijenosima  $i_0 \neq 1$  samo onda ako im brojevi okretaja vodenih, odnosno vodećih članova nisu jednakci.

Budući da u diferencijalnim planetnim prijenosima nema primudrog gibanja vodenih članova (v. *Automobilna vozila*, TE 1, str. 515), ta gibanja nisu jednoznačna već zavise od vanjskih otpora koji im se suprotstavljaju. Zbog toga se navedeni uvjeti u ovim prijenosima uspostavljaju samo onda, kad su im vodenii elementi opterećeni različitim momentima vrtnje.

Broj okretaja vodenog člana jednostavnih sumarnih planetnih prijenosa s prijenosnim omjerom  $i_0 \neq 1$ , očito se dobije tako da se sumandi u izrazima za  $i_0$  pomnože s odgovarajućim brojevima okretaja. Pri tome se tamo gdje je vodilo S vodenii element dobiti općenito

$$n_S = n_1 i_{S1} = n_3 i_{S3}.$$

Odnosi između snaga koje prenaju, momenata vrtnje i brojeva okretaja dijelova planetnih prijenosa mogu se prikazati prijerom uredaja s tri vratila. Npr. onaj sa shemom sprezanja prema sl. 364 b, u kojem su smjerovi vrtnje sviju vratila jednakci s obzirom na smjer gibanja kazaljke na satu, ili neki drugi iz iste skupine, npr. jedan s unutrašnjim ozubljenjem zupčanika  $Z_3$ , u kojem su smjerovi okretanja vratila 1 i 3 međusobno suprotni. Pri tome je, dakako, bitno označavanje odgovarajućih momenata ( $M_1, M_2, M_3$ ) i brojeva okretaja ( $n_1, n_2, n_3$ ) predznacima (+ za smjer u smjeru gibanja kazaljke na satu, a - za suprotan smjer), a i snaga ( $N_1, N_2, N_3$ ) (+ za sustavu predanu snagu; - iz sustava dobivena snaga). Očito je prijenosni omjer s obzirom na vratila 1 i 3 ovdje

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{M_3}{M_1},$$

koji u skladu s rečenim o predznacima ima onda pozitivnu vrijednost kad su smjerovi okretanja vratila 1 i 3 jednakci, a inače negativnu, pa iz temeljne jednadžbe  $M_1 + M_2 + M_3 = 0$ , kao uvjeta za ravnotežu sustava, slijedi, npr., za slučaj kad su smjerovi vrtnje vratila 1 i 3 suprotni:

$$\frac{M_2}{M_1} = i_{13} - 1; \quad \frac{M_3}{M_2} = \frac{i_{13}}{1 - i_{13}}.$$

Zanemare li se gubici snage trenjem u ovim uredajima, smije se uzeti da je  $i$  zbroj privedenih im i iz njih izvedenih snaga također

$$N_1 + N_2 + N_3 = n_1 M_1 + n_2 M_2 + n_3 M_3,$$

i postaviti omjer

$$N_1 : N_2 : N_3 = n_1 M_1 : n_2 M_2 : n_3 M_3.$$

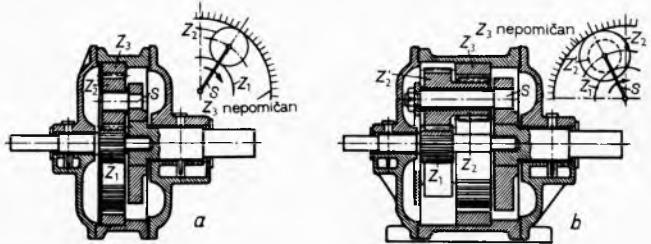
Odatle se s pomoću već izvedenih omjera između momenata vrtnje mogu postaviti i izrazi za omjere među snagama, kao što su, također za slučaj suprotnih smjerova vrtnje vratila 1 i 3, npr.

$$\frac{N_3}{N_1} = i_{13} \frac{n_3}{n_1}; \quad \frac{N_2}{N_1} = (i_{13} - 1) \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{N_3}{N_2} = \frac{i_{13}}{1 - i_{13}} \frac{n_3}{n_2}.$$

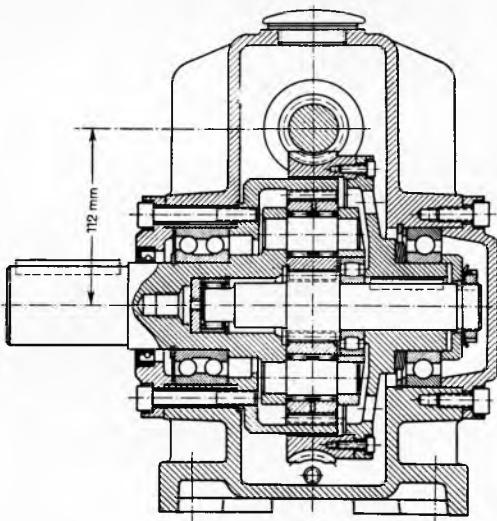
Supstituiru li se u tek navedenom izrazu za zbroj sustavu privedenih i iz njega izvedenih snaga  $M_2$  sa  $-(M_1 + M_3)$ , kako to slijedi iz uvjeta za ravnotežu, dobije se

$$i_{13} = \frac{n_1 - n_2}{n_3 - n_2}.$$

Odatle se može izračunati jedna od izrazom obuhvaćenih veličina, ako su ostale poznate. Obično se prijenosni omjer planetnih prijenosa nalazi u granicama 3-13, ali danas već postoje izvedbe i s  $i = 35$ , pa i  $i = 160$  (npr. proizvodi njemačke tvrtke Wülfel).



Sl. 367. Primjeri izvedbi jednostavnih planetnih reduktora s prijenosom cjevnica



Sl. 368. Primjer izvedbe reduktora s kombiniranim pužnim i planetnim prijenosom



Sl. 369. Izgled dijelova jednog planetnog reduktora

Stupanj djelovanja planetnih prijenosa izračunava se iz privedenih im i iz njih izvedenih snaga; npr. ako su u promatranom slučaju vratila 1 i 2 vodeća, a 3 vodeno onda je

$$\eta = \frac{N_3}{N_1 + N_2}.$$

Općenito se uzima da je u čelnim planetnim reduktorima  $\eta = 0,95$  po stupnju prijenosa. U najboljim izvedbama stupanj djelovanja planetnih prijenosa nalazi se od  $0,98 \dots 0,99$ . U dvo-stepenim planetnim prijenosima ne može se očekivati više od  $\eta = 0,6$ .

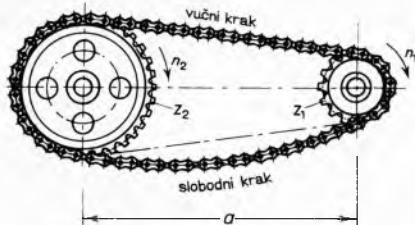
**Prednosti, upotreba i izvedba planetnih prijenosa.** Opisana svojstva planetnih prijenosa čine ih prikladnima za izradu reduktora s većim prijenosnim omjerima uz manje dimenzije i težine, nego što je to slučaj s reduktorima s drugim vrstama zupčanih prijenosa. Uz to prednosti planetnih prijenosa jesu njihova koaksijalnost, što omogućuju izradu uređaja za diferencijalne i sumarne prijenose, što im je u većini slučajeva iskoristljivost veća nego kod običnih zupčanih prijenosa i što omogućuju izvedbe u kojima se obodne sile prenose posredstvom velikog broja zuba (s više planetnih zupčanika) čime se postiže vrlo miran rad.

Osim u diferencijalima planetni prijenosi često se upotrebljavaju i u mjenjačima automobilnih vozila. Također se mnogo upotrebljavaju u pogonskim uređajima brodova, posebno za prijenos vrlo velikih snaga i za velike brojeve okretaja, u brojilima, dizalicama, alatnim strojevima i općenito tamo gdje je nužno dobiti veliki prijenosni omjer s pomoću jednostavnog mehanizma.

Izvedbeni oblici jednostavnih planetnih reduktora s prijenosom čelnicima sa shemama sprezanja prema sl. 362 c i 364 a prikazani su primjerima na sl. 367 a i b. Ovi reduktori imaju klizne ležaje, a oboće im je dvodijelno, spojeno vijcima. Izvedba jednog reduktora s kombiniranim pužnim i planetnim prijenosom prikazana je na sl. 368. To je reduktor za prijenos malih snaga. Konstrukcija mu je vrlo zbijena (visina mu je svega oko 300 mm); prijenosni omjer mu je  $i_u = 100$  i služi za redukciju broja okretaja od  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$  na  $n_2 = 10 \text{ min}^{-1}$ . Na sl. 369 prikazani su dijelovi jednog planetnog reduktora. (Poklopac je skinut, a centralni zupčanik izvučen). (v. *Planetni mehanizmi*).

### Lančani prijenos

Prema već rečenom, načelno je ovaj prijenos prijelazni oblik između zupčanog i remenskog prijenosa. Da bi se ostvario, mora, kao i remenski prijenos, imati najmanje tri bitna elementa: element koji predaje snagu, onaj koji ju prima i gibljivo vezu između elementa koji predaje i onog koji prima snagu (sl. 370). Međutim,



Sl. 370. Primjer jednostavnog lančanog prijenosa

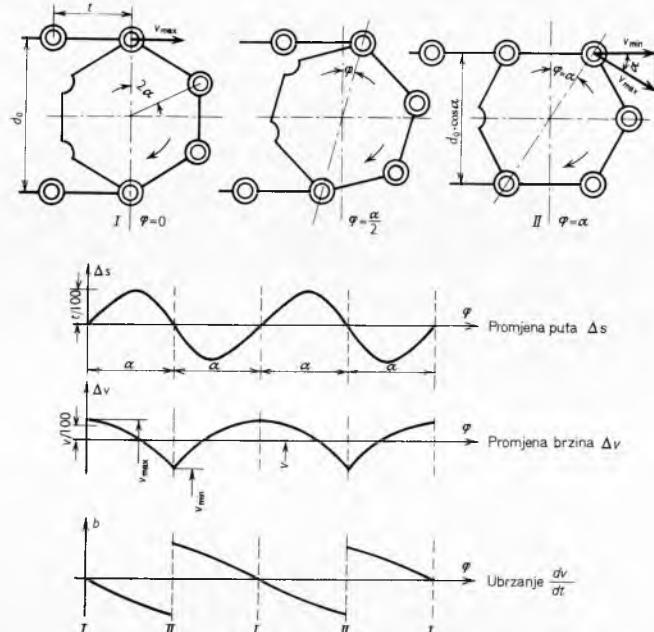
kako se za razliku od slučaja kod remenskog prijenosa ovde snaga predaje gibljivoj vezi i s nje prima oblikom (zahvatom), lančani se prijenos ostvaruje bez proklizavanja, kao kod zupčanika.

Ipak, pri tome prijenos nije sasvim krut, jer gibljiva veza osigurava stanovitu elastičnost sustava. Osim toga, lančani prijenos razlikuje se od zupčanog i brojem zuba koji prenose obodnu silu. Zbog razmjerno velikog obuhvatnog kuta ( $100 \dots 250^\circ$ ), koji ovdje ima jednako značenje kao i kod remenskog prijenosa, broj zuba je mnogo veći. Lančani je prijenos općenito upotrebljiv namjesto zupčanika s paralelnim osima tamo gdje je razmak vratila između kojih se snaga prenosi prevelik za prikidan prijenos neposrednim zahvatom. Očito su lako ostvarivi i lančani prijenosi između većeg broj vratila, npr. kao u shemi na sl. 371.

Sl. 371. Shema lančanog prijenosa snage između većeg broja vratila (lančanika)

Osim lančanih prijenosa s lančanicima sličnim čelnicima i s odgovarajućim lancima, postoje i lančani prijenosi sa specijalnim oblicima lančanika i lanaca, koji omogućuju njihovu upotrebu za bestepenu varijaciju prijenosnog omjera, slično kako je to moguće s prijenosima klinastim remenjem. Zbog specifičnosti tih prijenosa (v. dalje), pod lančanim se prijenosima općenito i dalje razumijevaju oni s normalnim lančanicima.

**Karakteristike lančanog prijenosa.** Budući da se lanac sastoji od krutih međusobno pokretljivo spojenih dijelova, njegova linija nalijeganja na lančanik odgovara višekutniku. Kako je prikazano na sl. 372, djelujući promjer na lančaniku mijenja se

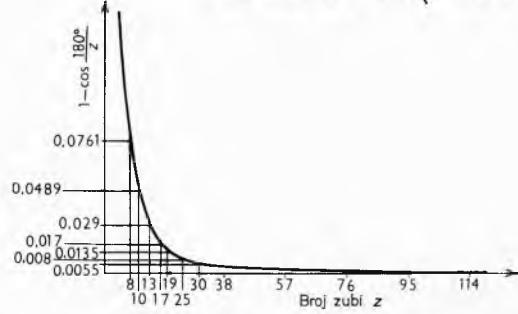


Sl. 372. Schematski prikaz utjecaja poligonskog efekta na gibanje lanca pristalnom broju okretaja lančanika sa šest zuba (shematski prikazanog) kod zakretanja za kut  $\varphi$

od neke maksimalne veličine  $d_{\max} = d_0$ , do neke minimalne za koju se iz geometrijskih odnosa na toj slici može izvesti izraz  $d_{\min} = d_0 \cos \alpha$ . Odатle slijedi da se, iako je kutna brzina vodećeg lančanika stalna, obodna brzina lanca periodički mijenja od neke maksimalne do neke minimalne veličine ( $v_{\max}$ , odn.  $v_{\min}$ ), pa se i kutna brzina vodenog lančanika mora isto tako mijenjati od nekog maksimuma do nekog minimuma. Kako se zbog toga rotacijsko gibanje vodenog lančanika odvija kao niz perioda usporenih gibanja, u njemu se, a time i u lancu, pojavljuje neka vlačnom opterećenju suprotna retardacijska sila  $F_p$ , pa kako lanac ne može preuzeti tlak, to on titra i udarno zahvaća lančanik (tzv. poligonski efekt). Ova titranja mogu biti kako uzdužna tako i poprečna.

Medu ostalim, za mjeru poligonskog efekta može poslužiti navedena razlika kutnih brzina, za koju se također iz geometrijskih odnosa na sl. 372 može izvesti izraz

$$\Delta\omega = \omega_{\max} - \omega_{\min} \left( 1 - \cos \frac{180^\circ}{z} \right),$$

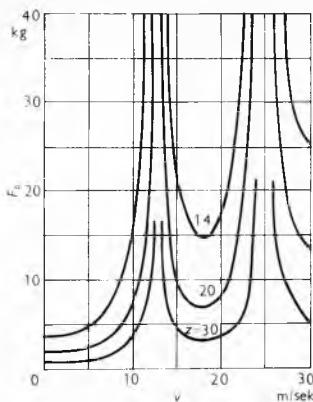


Sl. 373. Zavisnost faktora nejednoličnosti gibanja lanca na lančaniku od broja zuba

gdje je  $z$  broj zubâ lančanika. Zavisnost mjerodavnog faktora ove funkcije (tzv. faktora nejednoličnosti) od tog broja zubâ prikazana je dijagramom na sl. 373. Odatle se lako može zaključiti da poligonski efekt ostaje dovoljno neznatan da se može zanemariti sve dотle dok je broj zubâ lančanika dovoljno velik (npr. iznad 19). Tada, ako za to postoje i drugi uvjeti, prijenos radi mirno i tiho. Inače utjecaj poligonskog efekta može biti velik i opasan, posebno kad titranje slobodnog kraka lanca dospije u područje rezonancije. Tada sila  $F_p$  može postati većom od vlačnog opterećenja, pa kako lanac ne može preuzeti tlak, titranje se periodično prekida i ponovno uspostavlja. Prijenos tada radi vrlo nemirno i šumno.

Međutim, utjecaj poligonskog efekta nije zavisan samo od nejednoličnosti, već zavisi još i od veličine obodnih brzina. Dosta složene funkcije koje prikazuju ovu zavisnost izvedive su iz postavki nekih autora (W. Richter, N. W. Worobjew). Prikazane su dijagramima na sl. 374 kao krivulje koje predstavljaju funkcije  $F_p = f(v)$ , gdje je  $F_p$  sila uzrokovana poligonskim efektom, a  $v$  obodna brzina za nekoliko vrijednosti  $z$  u lančanom prijenosu uzetom za primjer. Odatle se vidi da utjecaj obodne brzine lanca na poligonski efekt ima minimum koji se nalazi negdje u području vrijednosti obodne brzine od  $15\cdots20$  m/s. Zbog toga granica upotrebljivosti jednostavnih lančanih prijenosa ne prelazi  $25$  m/s.

Osim nemirnog i šumnog rada, kad titranje nastupa u znatoj mjeri, pojavljuje se u lančanim prijenosima i preopterećenje i preveliko izlizavanje lanaca što dovodi do prijevremenog izduženja i time prevelikog provjesa lanaca.



Sl. 374. Ovisnost poligonske sile o obodnoj brzini lanca i broju zuba lančanika za lanac  $t = 12,7$  mm,  $a/t = 40$  i  $F_B = 1800$  kp

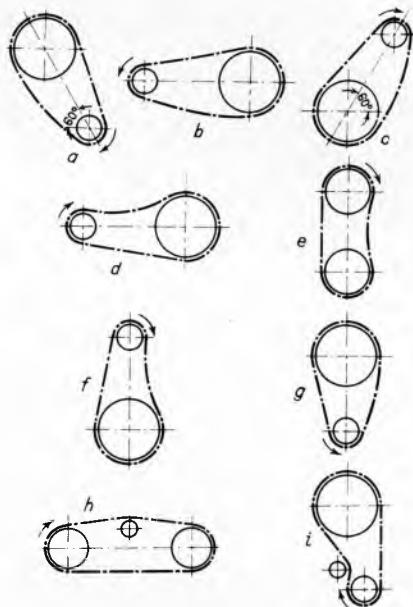
Za izlizavanje dijelova lanaca mjerodavno je još i njihovo gibanje u spojevima koje nastupa za vrijeme zahvata s lančanicima. Dalji činilac koji određuje provjes gibljive veze lančanih prijenosa jest vlastita težina lanaca. Zbog toga ona ovđe ograničava domet jednostavnih prijenosa. (U praksi se uzima da provjes slobodnog kraka lančanih prijenosa treba biti u granicama od  $1\cdots2\%$  od dužine kraka i da je maksimalno dopustivo izduženje lanca  $3\cdots5\%$ .)

Ovi nedostaci lančanih prijenosa mogu se ublažiti pomoćnim uređajima, kao što su prigušivači titranja, natezi, potporni. Time se područje primjene lančanih prijenosa može znatno proširiti. Za ograničavanje trošenja dijelova lančanih prijenosa važno je prikladno podmazivanje. Najdjelotvorniji sustavi za podmazivanje lančanih prijenosa ostvarivi su u zatvorenim uređajima koji imaju oboće.

**Položaj lančanih prijenosa.** Uz stanovite uvjete ostvarivi su i lančani prijenosi s okomitim vratilima. Međutim, opisana svojstva i savitljivost lanca samo u smjeru vrtnje ograničavaju upotrebu ovih prijenosa skoro isključivo na položaje prikazane na sl. 370 i 371, tj. na one u kojima su vratila vodoravna, a svi lančanici leže u jednoj okomitoj ravnini.

Opisana svojstva postavljaju zahtjeve i s obzirom na nagib krakova lanaca ovih prijenosa prema horizontali i vučni položaj prema slobodnom kraku. Tako je iskustvo pokazalo da je naj-

povoljniji položaj lančanih prijenosa onaj u kojem je lanac nagnut za  $30\cdots60^\circ$  prema horizontali, a vučni krak se nalazi iznad slobodnog (sl. 375 a i c). Tada se lanac dobro navodi na ozubljenje lančanika. Takoder je povoljan i položaj prikazan na sl. 375 b.

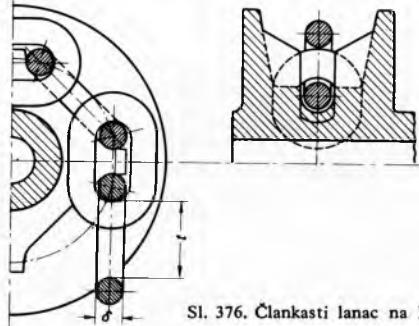


Sl. 375. Povoljni i nepovoljni položaj lanca za lančane pogone s dva lančanika. Vratila su horizontalna: a, b, c povoljno; d, e nepovoljno; f, g vrlo nepovoljno; h, i s nategom

Najnepovoljniji položaji lančanih prijenosa jesu oni u kojima je zajednička os lančanika okomita ili skoro okomita (sl. 375 e, posebno 375 f i g), jer je tada teško osigurati nesmetano navođenje lanca na donji lančanik. S obzirom na to, nepovoljan je i položaj lančanog prijenosa s vodoravnom zajedničkom osi lančanika, ali vučnim krakom lanca ispod slobodnog (sl. 375 d). U slučajevima kad su nužni nepovoljni položaji lančanih prijenosa mora se pribjeći upotrebi pomoćnih dijelova, kao, npr., na sl. 375 h i i.

**Lanci za lančane prijenose.** Svaki je lanac niz međusobno gibljivo spojenih dijelova — članaka. Postoji razmjerno veliki broj različitih članaka i zbog toga različite vrste lanaca. Za prijenos snage prikladni su samo tzv. pogonski lanci, koji se za razliku od ostalih, tzv. teretnih i vučnih izrađuju vrlo precizno.

**Teretni lanci** služe za zavješenje i dizanje, a **vučni** za transport tereta. Prvi su važni dijelovi prenosa i dizala, a drugi transportnih strojeva, kao što su elevatori, konvejeri, eskalatori. Među ovim lancima najvažniji su normalni, člankasti, *kalibrirani* (prikazani



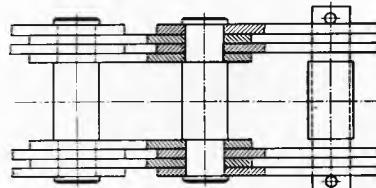
Sl. 376. Člankasti lanac na lančaniku

primjerom na sl. 376) i tzv. *Gallovi* zglobni lanci (prikazani primjerom na sl. 377). Dopustive brzine gibanja prvih dosežu do 1 m/s. Gallovi lanci mnogo se upotrebljavaju u praksi. Izrađuju se za nosivosti do 30 t i brzine gibanja do 0,3 m/s.

S *pogonskim* lancima mogu se prenositi velike snage (oko 5000 KS) uz razmjerno velike brzine gibanja (ponekad i do 40 m/s), brojeve okretaja (do  $n_1 = 5000$  o/min) i visoki stu-

panj djelovanja. Postoje dva temeljna oblika ovih lanaca, tzv. valjkasti, prikazan primjerom na sl. 378 a i tzv. zupčani, prikazan primjerom na sl. 378 b. Međutim, postoje i različite varijacije ovih temeljnih oblika, npr. valjkasti lanci s tuljcima. Osim ovih u pogonske lance mogu se još ubrojiti i tzv. lanci sa svornjacima i rastavljivi zglobni lanci.

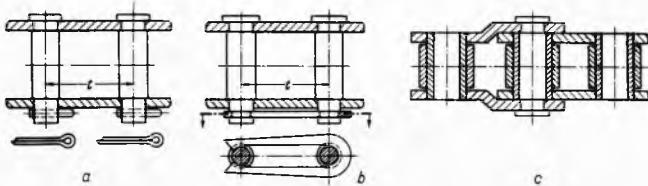
Tri članka jednog *jednostavnog valjkastog lanca* prikazana su na sl. 379 a. Od tih su lijevi i desni unutrašnji, a srednji je vanjski članak. Članke ovih lanaca čine naizmjenično unutrašnje i vanjske lamele (2) međusobno zglobno spojene svornjacima (1) i distacionim tuljcima (3) uprešanim u lamele. Slobodnookretljivi valjci (4) navučeni na tuljke omogućuju kotrljanje na bokovima rubova lančanika. Na ovoj slici prikazano je i kako se



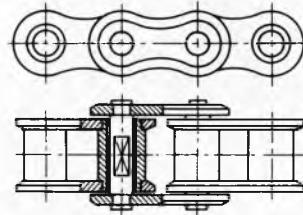
Sl. 377. Gallov lanac s četiri lamele po članku



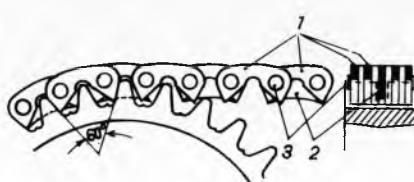
Sl. 378. Temeljni oblici pogonskih lanaca: a - valjkasti, b - zupčani



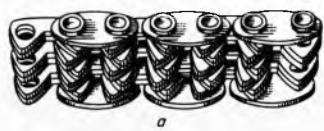
Sl. 380. Različite vrste završnih članaka valjkastih lanaca: a - sa zavljakom, b - s pruživim stremenom, c - savinuti članak za lance s neparnim brojem članaka



Sl. 381. Valjkasti lanac s tuljcima



Sl. 382. Shematski prikaz djelovanja zupčanog lanca s unutrašnjim vođenjem



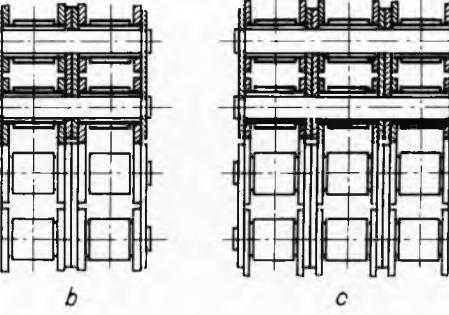
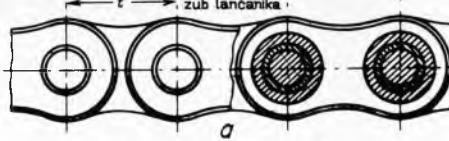
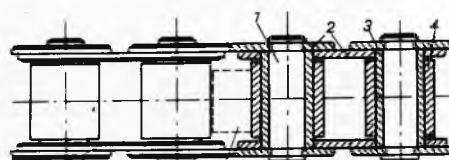
Sl. 383. Zupčani lanac sa: a - vanjskim, b - unutrašnjim vođenjem

mjeri korak  $t$  valjkastih lanaca. Dvostruki (sl. 379 b, s vanjskim izgledom već prikazanim na sl. 378 a) i trostruki (sl. 379 c) lanci iz ove skupine upotrebljavaju se za prenošenje većih snaga. Različite vrste završnih članaka kojim se spajaju krajevi ovih lanaca, da bi se dobio beskrajni lanac, prikazane su na sl. 380. Spojeve na sl. 380 c treba izbjegavati, jer su nepovoljni. Valjkasti lanci upotrebljavaju se za prenošenje snage uz brzine  $\sim 5 \text{ m/s}$  do najviše  $17 \text{ m/s}$ .

*Valjkasti lanci s tuljcima* (sl. 381) nemaju slobodnookretljivih valjaka, ali su im svornjaci i tulci nešto većeg promjera nego u odgovarajućim im valjkastim lancima. Zbog toga kod jednakog koraka valjci s tuljcima podnose veća opterećenja. Međutim, iz razumljivih razloga njihov je šum u radu veći, a njihovi članci brže se troše, pa se u većini slučajeva prakse prednost daje valjkastim lancima.

Princip djelovanja *zupčanih lanaca* prikazan je na sl. 382. Odatle se vidi da se ovi lanci sastoje od dviju vrstâ lamela međusobno zglobno spojenih svornjacima 3, jedne dvozubne 1 i jedne

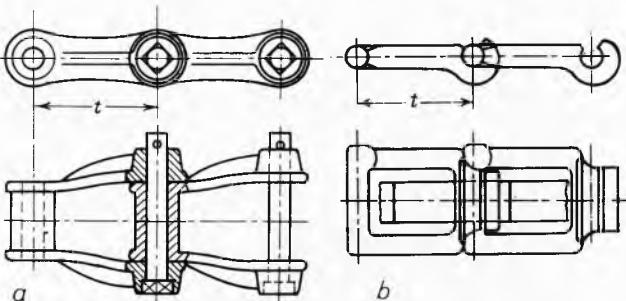
bez zuba 2. Prve, od kojih svaka druga na istom svornjaku pripada susjednom članku, služe za ostvarenje zahvata sa zubima lančanika, druge za održavanje gibanja lanca u okomitoj ravnini i sprečavanje isklizavanja s lančanika (za vođenje). Bokovi profila zuba 2 lamela preko kojih se ostvaruje zahvat ravne su linije koje se međusobno sijeku pod kutom od  $60^\circ$ . Odlika ovih lamela jest u tome što njihovo izlizavanje nema utjecaja na zahvat. Za prenošenje većih snaga upotrebljavaju se zupčani lanci s većim brojem redova takvih lamela, kao što je već prikazano na sl. 378 b, a pobliže na sl. 383, odatle se vidi da se i lamele za vođenje mogu nalaziti ne samo u sredini lanca (sl. 383 b, kad se govori o zupčanim lancima s unutrašnjim vođenjem) već i s njegovih obiju vanjskih, bočnih strana (sl. 383 a, kad se govori o zupčanim lancima s



Sl. 379. Valjkasti lanci: a - jednostruki, b - dvostruki, c - trostruki; 1 - svornjak, 2 - vanjske i unutrašnje lamele, 3 - distacioni tuljak, 4 - slobodnookretljivi valjak

vanjskim vođenjem). Zglobni spojevi ovih lanaca izvode se na različite načine. Već klizni zglobni spojevi ovih lanaca mogu biti dosta složeni. Osim toga, danas se izrađuju i zupčani lanci s valjnim zglobnim spojevima; takvi spojevi znatno ograničavaju izlizavanje.

Konstrukcijska dotjeranost zupčanih lanaca čini ih najkvalitetnijim lancima za prijenos snage, unatoč okolnosti što ima razmjerno veliku težinu. Ovi se lanci obično upotrebljavaju pri brzinama od  $5 \text{ m/s}$  do  $7 \text{ m/s}$ , ali su s njima dosežne i već spomenute ekstremne obodne brzine do kojih još dolazi u obzir lančani prijenos. Prednost zupčanih lanaca čine ih ekonomičnim unatoč njihove, zbog skupe izrade, visoke cijene.

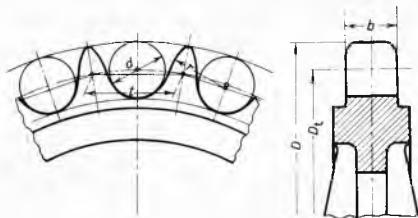


Sl. 384. Lanac s čeličnim svornjacima (a) i rastavljivi zglobni lanac (b)

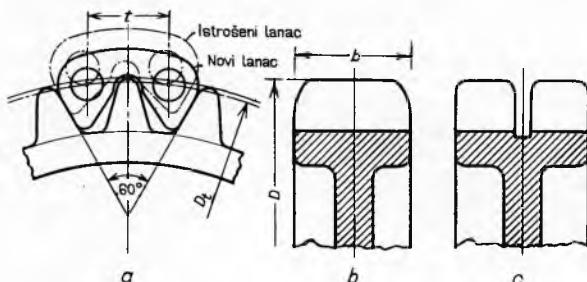
Svornjaci, valjci, tuljci i lamele opisanih pogonskih valjaka izrađuju se od legiranih čelika bolje kakvoće i zatim cementiraju, ili kale do tvrdoće od  $HR_c \approx 50\cdots65$ , već prema namjeni lanca.

Lanci sa svornjacima prikazani su na sl. 384 a. Članci su im od temper-ljeva, a svornjaci od čelika. Rastavljeni zglobovi lanci prikazani su na sl. 384 b. Obje ove vrste lancata dolaze u obzir za upotrebu kao pogonski lanci tamo gdje se radi o manje osjetljivim, grubim pogonima, ispod brzina od 2 m/s (npr. u poljoprivrednim strojevima).

**Lančanici.** Ozubljenja zupčanika za valjkaste (sl. 385) i zupčane (sl. 386) lance razlikuju se i od ozubljenja čelnika i međusobno.



Sl. 385. Lančanik za valjkaste lance



Sl. 386. Lančanici za zupčane lance. a Pogled s čela, b, c poprečni presjeci lančanika za lance s vanjskim, odnosno unutrašnjim vodenjem

Bok je profila zubâ lančanika za valjkaste lance linija koja je u gornjem dijelu luk kružnice s polujerom  $r$  prikazanim na slici, a u donjem ima oblik prilagođen promjeru valjka, odnosno tuljka lanca. Iz već poznatih razloga korak  $t$  ozubljenja mjeri se kao tetiva dodirne kružnice između presječista teteve s polujerima završne kružnice koji su istovremeno osi zubâ. Za izračunavanje promjera  $D_t$  dodirne kružnice može se iz geometrijskih odnosa na slici izvesti izraz

$$D_t = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}},$$

pri čemu se broj zubâ izračunava iz izraza za prijenosni omjer jednako kao kod čelnika. Obično se ovde prijenosni omjer nalazi unutar granica  $i = 6\cdots8$ , a doseže najviše do  $i_{\max} = 10$ . Preporučljivo je već tamo gdje se traži  $i > 7$  upotrijebiti dvostepeni lančani prijenos. Najmanji broj zubâ lančanika koji još dolazi u obzir jest  $z_{\min} = 7$ . Razmak vratila ovih lančanika obično je  $a = 4\cdots6$  m, a najmanji mora biti 1,5 puta veći od promjera većeg lančanika. Valjci, odnosno tuljci lanaca moraju pristajati uz korijen zubâ, a lamele ne smiju nalijegati na vijenac, da se ne bi savijale.

Kao i bokovi profila zubâ lamela i bokovi profila zubâ lančanika za zupčane lance moraju biti ravne linije zakošene tako, da se one na kojima se odvija sprezanje s jednim člankom lanca sijeku pod kutom od  $60^\circ$ . Osim toga, zubi lančanika za zupčane lance s unutrašnjim vodenjem (sl. 386 c) moraju imati utor u koji mogu nesmetano zalaziti lamele za vodenje. I ovde vrijedi već navedeni izraz za promjer dodirne kružnice. Također je i područje prijenosnih omjera kao i u prijenosima s valjkastim lančanicama, s time da je  $z_{\min} = 13$ , a međusobna udaljenost vratila zupčanika obično  $a = 4\cdots8$  m.

Za bolju kakvoću lančanih prijenosa sa zupčanim, u usporedbi s onima s valjkastim lancima, među ostalim bitne su i posljedice izlizavanja dodirnih površina zubâ lančanika i zubâ lamela u zupčanim lancima, odnosno dodirnih površina tuljaka

i valjaka (sa zubima i među njima samima) u valjkastim lancima. U oba slučaja to povećava korak, tj. produžuje lanac. Međutim, dok se pri tome u valjkastim lancima pojavljuju još i razlike između koraka susjednih članaka, u zupčanim lancima korak svih članaka i dalje ostaje međusobno jednak. Zbog toga se u zahvatu lančanika s valjkastim lancima pojavljuju sve veće smetnje što izlizavanje više napreduje, a zahvat lančanika sa zupčanim lancima nije time ometan.

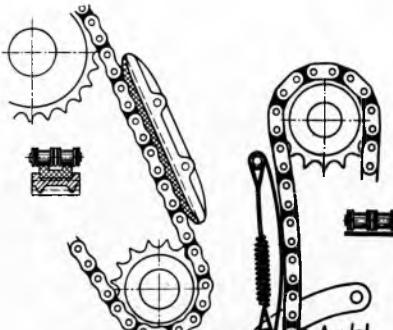
Položaj pod utjecajem izlizavanja istegnutog zupčanog lana na lančaniku u radu prijenosa prikazan je crtkanim linijama na sl. 386 a. Budući da je zahvat pri tome i dalje nesmetan, prijenos i dalje radi mirno i skoro potpuno tiho, uz neznatno međusobno klizanje dodirnih površina zubâ, čak i kad su obodne brzine lanca velike. (Obično su te brzine  $v = 7\cdots25$  m/s.)

Za izradu lančanika najviše se upotrebljava lijevano željezo, a za veća opterećenja ugljični ili legirani lijevani čelici. Za manja opterećenja (ispod 6 KS) izrađuju se lančanici i od tekstolita. Najnoviji materijal za izradu lančanika, koji sve više prodire u praksi, jest tzv. mihanit, ili modificirano bijelo željezo (specijalni kovasti lijev pronađen u USA).

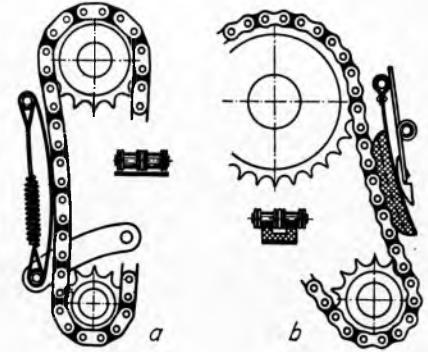
**Pomoći dijelovi lančanih prijenosa.** Prigušivači titranja lancata u lančanim prijenosima u kojima se u radu pojavljuju snažni periodički udarci i velike obodne brzine obično su od gume. Jedan takav prigušivač prikazan je na sl. 387.

Za postizanje prednapona u slobodnom kraku lančanog prijenosa, gdje su za to nužne posebne natege, mogu se također upotrijebiti lančanici. Za njih vrijedi rečeno o lančanicima za predaju i prijem snage. Tamo gdje je potrebno sprječiti pobudivanje njihovog vlastitog titranja, ovi lančanici moraju elastično tlačiti lanac. To se postiže spojevima s polugama s utezima, oprugama ili hidrauličkim uređajima.

Osim toga, za natege u lančanim prijenosima služe i jednostavniji uređaji s oprugama. Dva od tih uređaja prikazani su na sl. 388 a i b.



Sl. 387. Lančani prijenos s gumenim prigušivačem titranja. 1 Lančanik, 2 lanac, 3 gumeni prigušivač, 4 nosač



Sl. 388. Lančani prijenos s opruženim nategama

Za sprečavanje opterećenja lanaca vlastitom težinom i odgovarajućih naprezanja ležaja, krakovi lanaca lančanih prijenosa s razmjerno velikim međusobnim udaljenostima lančanika moraju se poduprijeti. Potporni za tu svrhu mogu također biti lančanici, ali i valjci bez ozubljenja i, naročito za velike udaljenosti, klizne tračnice od, već prema uvjetima pogona, različitih materijala (sivog lijeva, čelika, gume i različitih plastičnih masa).

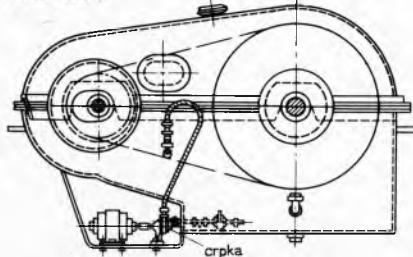
**Podmazivanje i kućišta lančanih prijenosa.** Već prema uvjetima rada u lančanim prijenosima, za ograničavanje trenja, udara i topline koja se pri tome razvija, dolaze u obzir različiti načini podmazivanja.

Tako npr., ručno podmazivanje uljem, odnosno konzistentnom mašču dolazi u obzir za manje važne pogone s brzinama  $v \leq 4$  m/s, odnosno (uglavnom u transportnim strojevima) pri brzinama s granicom od  $v \leq 6$  m/s. Za podmazivanje pri brzinama s granicom od  $v \leq 10$  m/s dolaze u obzir kapalice i mazalice.

Ipak, već za obodne brzine lančanih prijenosa s donjom granicom obodnih brzina  $v \approx 6$  m/s najprikladnije je neprekidno podmazivanje uranjanjem slobodnog kraka lanca u ulje, ili s

pomoću crpke, kao na sl. 389, ili s pomoću specijalnih koluta za raspršavanje; za ove sustave podmazivanja važno je da lančani prijenos bude zatvoren obočjem.

Običja lančanih prijenosa zaštićuju još i od prašine i sprečavaju ulazak krupnijih stranih tijela među dodirne površine dijelova te djelomično prigušuju šum. Ona su obično dvodijelna, bez rebara, a inače su slična obočjima jednostepenih reduktora s prijenosom čelnicima.



Sl. 389. Shematski prikaz lančanog prijenosa sa sustavom za podmazivanje crpkom

Svojstva maziva važna su također za ispravno podmazivanje lančanih prijenosa. Mazivo se bira prema veličini specifičnog tlaka u zglobovima, brzini lanca i sustavu podmazivanja.

**Gubici snage i stupanj djelovanja.** Najvećim dijelom gubici snage u lančanim prijenosima posljedica su utroška energije za svladavanje trenja u zglobovima lanca. Zajedno s razmjerno malim gubicima povezanim s utroškom energije za svladavanje trenja među bočnim stranama lamela oni čine tzv. *gubitke svladavanja krutosti lanca*, koji se obično uzimaju kao mjerodavni činilac stupnja djelovanja lančanih prijenosa.

Na veličinu gubitaka svladavanja krutosti lanca ima stanoviti utjecaj i titranje, jer je i ono povezano sa stanovitim gibanjem u zglobovima i među lamelama.

Očito su ovi gubici vrlo zavisni kako od kakvoće dodirnih površina u zglobovima i među lamelama, tako i od kakvoće podmazivanja.

Ostali gubici snage u lančanim prijenosima također su razmjerno mali i zbog toga manje važni. To su gubici povezani s utroškom energije za svladavanje trenja između članaka lanca i zubačupčanika i, pri podmazivanju uranjanjem, još i za svladavanje otpora gibanju lanca kroz mazivo.

To se ne odnosi na gubitke povezane s utroškom energije za svladavanje trenja u ležajima vratila lančanika, koji su kao i u ranije opisanim slučajevima veoma važni, pa ih, kad se radi o stupnju djelovanja uređaja lančanih prijenosa, treba uzeti u obzir.

*Stupanj djelovanja* lančanih prijenosa s pogonskim lancima razmjerno je velik; u kvalitetnim izvedbama  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ . Posebno su visoki stupnjevi djelovanja lančanih prijenosa sa zupčanim lancima.

**Opterećenja, naprezanja i proračun.** Proračun je lančanih prijenosa standardiziran, ali za njegovu bazu služe i katalozi proizvođača u kojima se, među ostalim, nalaze i detaljne izmjere lanaca i lančanika, i veličine garantiranih lomnih opterećenja  $Q$  lanaca. Temeljna formula za izbor lanaca pri tome jest

$$\frac{Q}{F_u} = k_s$$

gdje je  $F_u$  ukupno opterećenje lanca, a  $k_s$  koeficijent sigurnosti, koji za valjkaste lance mora biti  $k_s \geq 5$ , a za zupčane  $k_s \geq 20$ .

Općenito je ukupno opterećenje lanca

$$F_u = F_k + F_c + F_p,$$

gdje je  $F_k$  korisna obodna sila odredena snagom  $N$  koja se prenosi i obodnom brzinom  $v$  lanca izrazom  $F_k = N/v$ ,  $F_c$  opterećenje lanca koje uzrokuje centrifugalna sila, određivo iz težine  $q$  jedinice dužine lanca i ubrzanja  $g$  Zemljine teže s pomoću izraza  $F_c = q^2/g$ , a  $F_p$  opterećenje lanca uzrokovanog provjesom slobodnog kraka, određivo iz  $q$  i udaljenosti  $a$  osi vratila lančanika s pomoću formule  $F_p = k q a$ , u kojoj je  $k$  tzv. koeficijent provjesa zavisno od položaja prijenosa. (Npr. za vodoravne prijenose uzima

se  $k = 6$ , za nagnute pod kutom od  $45^\circ$  prema horizontali  $k = 3 \dots 4$ , a za okomite i vrlo strme  $k = 1 \dots 2$ .) Pri tome su opterećenja  $F_c$  uzrokovana centrifugalnom silom kod obodnih brzina  $v < 5 \text{ m/s}$  obično dovoljno mala da se smiju zanemariti; kako rastu s kvadratom obodne brzine, kod većih brzina ubrzo postaju sve veća i znatnije povećavaju ukupno opterećenje  $F_u$ .

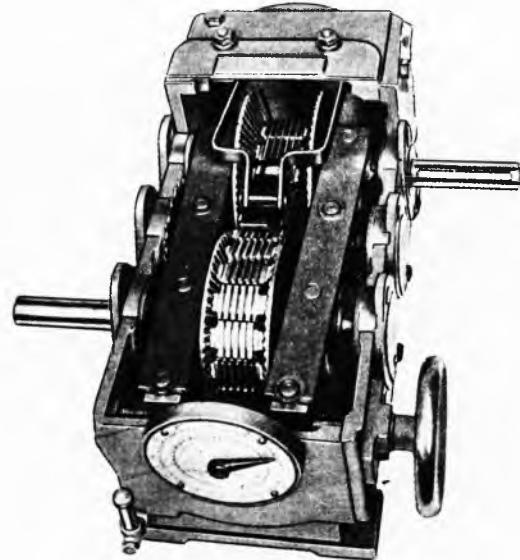
Kako je ovim formulama  $F_u$  određeno s pomoću veličina  $v$  i  $a$ , lako se može dovesti u vezu s ostalim kinematskim i geometrijskim uvjetima, a time i dimenzijama prijenosa. To pruža mogućnost proračunavanja metodom predizbora elemenata prijenosa prema katalozima proizvođača te naknadnom kontrolom.

Ovaj proračun vrijedi za povoljne uvjete pogona, kad je normalnim trošenjem dijelova uvjetovana trajnost  $\sim 10\,000$  sati, tj. kad je podmazivanje prikladno i kad brzine gibanja nisu odviše velike, jer je samo tada trajna čvrstoća ograničujući činilac prenosive snage. Inače je to brzina trošenja članaka.

**Prednosti, nedostaci i upotreba.** U prednosti lančanih prijenosa ubrajaju se odsutnost proklizavanja, razmjerno veliki stupanj djelovanja i miran hod u njihovom radu, te mogućnost njihove upotrebe za razmjerno jednostavno prenošenje snage na veći broj vratila. Nedostaci ovih prijenosa jesu nejednoličnost rada naročito kad nastupi istegnutost lanca u većoj mjeri kao posljedica udaraca kod prenošenja većih snaga, članci lanaca razmjerno se brzo izlizuju i izvedba im je razmjerno skupa.

Zbog svojih prednosti ovi se prijenosi mnogo upotrebljavaju u dosta širokom području strojarstva, npr. za pogon alatnih strojeva, crpki, kompresora, uredaja za paljenje i razvod motora s unutarnjim izgaranjem, bicikla, motorkotača, poljoprivrednih i transportnih strojeva i dizalica, posebno tamo gdje se radi o visokim temperaturama, kao npr. pri dizanju užarenih otkova, prijenosu u pećima. Osim toga lančani prijenos općenito se upotrebljava namjesto remenskog tamo gdje remenski prijenos ne može biti primijenjen zbog vlažnosti i temperature okoline.

**Lančani prijenosi za bestepeno variranje prijenosnog omjera.** Temeljni princip djelovanja ovih lančanih prijenosa jednak je kao i u remenskim bestepenim varijatorima. Naime, lančanici su ovdje također sastavljeni od dviju ploča stožastog oblika i uzdužno pokretljivim po vratilima, tako da je njihovo primicanje u jednom paru popraćeno istovremenim razmjernim razmicanjem u drugom paru ploča što razmjerno povećava djelujući promjer u prvom, odnosno smanjuje u drugom. Pri tome se i ovdje ovo gibanje dijelova lančanika može izvoditi ručno s pomoću nekog ručnog kola ili poluge, ili njime daljinski upravljati, ili ga automatski regulirati.



Sl. 390. PIV-varijator

Međutim, između takvih, prema njemačkom »positiv ideal veränderliches«, zvanih još i PIV-varijatorima i remenskih bestepenih varijatora, postoje i načelne razlike. One se, kao i kod

ostalih lančanin prijenosa, sastoje u tome što se ovdje ne radi o prijenosu silom, već o prijenosu oblikom (zahvatom). Naravno, za tu svrhu stožaste unutarnje površine lančanika moraju biti ozubljene, kako se vidi iz sl. 390, a i lanci moraju imati specijalni oblik. (Doduše, postoje i PIV-varijatori s lančanim prijenosom silom. Međutim, njihova primjena manje je važna, pa se ovdje ne opisuju, a pod PIV-varijatorima razumijevaju se samo oni s prijenosom oblikom.)

Medusobni položaj ploča lančanika u PIV-varijatorima mora biti takav da uvijek zubi jedne ploče stoje nasuprot uzubinama druge ploče. U članke lanaca ovih varijatora uloženi su paketi poprečnopokretnjivih lamela, tako da pri svakom slijedećem nalaženju lanca na lančanike nastaju novi paketi zuba, koji onda prenose snagu s lančanika na lanac i obrnuto.

Očito je prednost PIV-varijatora, u usporedbi s remenskim bestepenim varijatorima, što nema proklizavanja. Najviše se grade za prenošenje snaga do 30 KS, ali i za više; za brojeve okretaja  $n_1 < 10\ 000 \text{ o/min}$ ; brzine lanaca  $v = 4\cdots9 \text{ m/s}$  i prijenosne omjere  $i = 3\cdots10$ . Stupnjevi djelovanja su im  $\eta = 0,85\cdots0,95$ .

D. Taubkin

#### BRTVE I BRTVENJE

Općenito se u strojarstvu pod brtvenjem razumijevaju mјere koje se poduzimaju da bi se spojevi učinili nepropusnim ili barem da bi se njihova propusnost dovoljno smanjila. To može biti potrebno iz različitih razloga (npr. da bi se medusobno odvojili prostori u kojima trebaju vladati različiti tlakovi ili u kojima se nalaze različiti mediji, a koji ne smiju doći u medusobni dodir, da bi se spriječio gubitak nekog medija, ili da bi se zaštитio neki uredaj od onečišćavanja).

U užem smislu pojma brtvenja ograničava se na spojeve koji i nakon montaže ostaju rastavljlivi.

Spojevi se katkada mogu brtvti eliminacijom zračnosti među dosjednim površinama njihovih dijelova prikladno finom obradom i stezanjem dovoljno velikim silama. Međutim, u većini slučajeva takav je način brtvenja neekonomičan, a često i neizvediv. Zbog toga se brtvenje najčešće izvodi s pomoću različitih materijala (brtvila) ili od njih izrađenih elemenata (brtava) koji eliminiraju zračnost time što se lako prilagodavaju neravninama dosjednih površina svojim doformiranjem i/ili tzv. puzaњem. Osim osiguranja nepropusnosti, na te materijale postavlja se i niz drugih zahtjeva, već prema uvjetima u kojima oni moraju brtvti. Tako se od njih može tražiti da budu dovoljno sigurni u pogonu, da imaju dovoljnu trajnost, da ne utječu nepovoljno na medij s kojim su u dodiru i, s druge strane, da su otporni prema njegovom kemijskom djelovanju, da im koeficijent toplinskog istezanja ima prikladnu vrijednost, da su postojani na temperaturama pogona, da su otporni prema eroziji, a katkada da imaju prikladna antifriksionska svojstva. Od nekih se traži da budu i lako obradivi.

*Temelji teorije brtvenja.* Istjecanje medija kroz prostor između dviju ravnih površina spoja prestaje prije nego se zračnost među njima svede na nulu. Tu pojavu treba pripisati složenom djelovanju apsorpcije medija na tim površinama, međumolekularnih sila u mediju i napona površine kao njihove posljedice, te kapilarnih sila. Zračnost je, pri kojoj se to događa, to manja što je razlika tlakova medija odvojenih spojem veća. Kako je, s druge strane, zračnost medju dosjednim površinama spoja bez specijalne obrade zavisna od veličine elastičnih i plastičnih deformacija na njima kao posljedicama pritiska kojim su one medusobno stegnute, to znači da za svaki određeni slučaj postoji neki stezni, tzv. *prethodni* ili kritični pritisak koji osigurava brtvenje. Uz navedenu razliku tlakova, taj prethodni pritisak određuju i svojstva materijala i kakvoća obrade brtvenih površina. Taj pritisak treba biti dovoljno velik da uzrokuje puzaњe. Budući da su konstrukcijski materijali koji najviše služe u strojogradnjici (čelici) vrlo otporni prema toj pojavi, jer imaju razmjerno veliku čvrstoću oblika, prethodni pritisci općenito su vrlo veliki. Ti se pritisci dadu veoma smanjiti ulaganjem brtava od materijala s razmjerno malom čvrstoćom oblika između tih površina. Time se postižu očite prednosti. Ipak, čvrstoća oblika brtava ne smije biti odviše mala, jer inače puzaњe može uzrokovati deformacije koje odviše smanjuju trajanje prethodnog pritiska.

Djelotvornost brtvenja zavisi od dimenzija brtvene površine i brtve, od vrste opterećenja brtve i od medija. Općenito plinovi, naročito suhi, zahtijevaju bolje brtvenje nego tekućine.

**Materijali za izradu brtava.** Glavni izvorni materijali za izradu brtava jesu koža, biljna i sintetska vlakna i njihove preradevine, pluto, vulkanfiber, troskina vuna, azbest, kaučuk, guma, papir, karton i različite plastične mase, grafit i drugi materijali na bazi ugljika, metala itd. U izradi brtava ovi se materijali često kombiniraju medusobno i s drugim materijalima.

*Papiri i kartoni* općenito su odviše porozni, da bi se mogli upotrijebiti kao samostalna brtvia. Svojstva im se poboljšavaju impregnacijom uljima, smolama, kaučukovim lateksom. Manje prikladni impregnant za tu svrhu jest firnis, jer čini proizvode neelastičnim.

*Koža* uštavljena kako biljnim tako i kromnim štavilima takoder je razmjerno porozna. Da bi se učinila nepropusnom za brtvenje, impregnira se voskovima, smolama i tekućim sintetskim impregnantima. Prednosti su joj prilična otpornost prema trošenju, djelovanju masti, benzina, slabim kiselinama i tekućinama koje sadrže sumpor, a za neke svrhe i razmjerno mali koeficijent trenja. Nedostaci kože kao brtvia jesu slaba toplinska postojanost, zbog čega se ne smije upotrijebiti u dodiru s parom, i velika osjetljivost prema lužinama. Najviše se upotrebljava za izradu manžetnih brtava, i to za niske pogonske temperature.

*Biljna vlakna* (kudjelja, juta, pamuk, drvno vlakno) služe za proizvodnju jeftinih brtava za lakše pogonske uvjete. Pri tome se impregniraju različitim sredstvima (npr. neoprenom).

*Pluto* se za izradu brtava upotrebljava u prirodnom stanju ili se melje, pa se od dobivenog brašna izrađuju proizvodi vrućim prešanjem s različitim vezivima (npr. proteinским i sintetskim elastomerima). Glavne prednosti brtava od tih materijala jesu kompresibilnost bez puzaњa i otpornost prema djelovanju ulja (do 120 °C; međutim iznad 70 °C pluto postaje plastično), a za stanovite svrhe i razmjerno visoki koeficijent trenja. Nedostaci pluta kao brtvia jesu neotpornost na djelovanje kiselina i lužina, korodivni utjecaj na legure aluminijuma i magnezijuma i na nerđajuće čelike. Osim toga pluto ne podnosi visoku temperaturu. Plutene brtve upotrebljavaju se za brtvenje površina izloženih velikim deformacijama, te među površinama od stakla i keramike.

*Pusteni materijali* od prirodnih i sintetskih vlakana služe za dobivanje brtava impregnacijom s različitim vezivima koja ih čine nepropusnim. Kemijski i toplinski vrlo otporne brtve dobivaju se od poliesterskih pustenih materijala impregniranih teflonom.

*Vulkanfiber* služi za proizvodnju brtvila u obliku ploča impregniranih ili obloženih elastomerima. Prednosti brtvia od vulkanfiberna jesu razmjerna tvrdoća, savitljivost, žilavost i dobra obradivost. Nedostatak vulkanfibera kao brtvia jest njegova higroskopičnost i bubrenje upijanjem vode.

*Troskina vuna* može se u nekim slučajevima upotrijebiti kao toplinski vrlo otporno brtivo. Međutim, njena upotreba za te svrhe vrlo je ograničena njenom vrlo malom mehaničkom otpornosću.

*Stakleno predivo* impregnirano teflonom je brtvo koje uz visoku toplinsku ima i potrebnu mehaničku otpornost.

*Azbest* (v. TE 1, str. 633) nije prikladan za upotrebu kao samostalno brtivo, jer je porozan, a i mehanička svojstva su mu slaba. Da bi se učinio čvršćim, armira se npr. lanenim (za niže temperature) i bakrenim (za više temperature) nitima. Da bi se učinio nepropusnim impregnira se najčešće elastomerima dobivenim od prirodnih i sintetskih kaučuka. Usprkos navedenim nedostacima, azbest se vrlo mnogo upotrebljava za izradu brtava i brtvila, jer je toplinski vrlo otporan. Najpoznatija azbestna brtvia jesu »it-ploče« (v. TE 1, str. 634), trake, pletenice, a od brtava pleteni prstenovi. Već prema materijalima upotrijebljenim za armiranje i impregnaciju ti su proizvodi postojani do 270 °C.

Brtvo takve vrste poznato je pod nazivom *klingerit* (po prvom proizvođaču, austrijskoj tvornici R. Klinger). Klingerit u različnim svojim oblicima jest smjesa vlaknastog azbesta (60–90%), gume (8–12%) i nekih mineralnih dodataka, koji se prešaju u obliku ploča. Može podnijeti razmjerno vrlo visoke temperature, pa se upotrebljava za brtvenje spojeva u dodiru sa vlažnom i pregrijanom parom pod tlakom, s vrućom vodom, zatim za