

DK 621.852.13

Nov preračun domačih klinastih jermenov

DURO TAUBKIN

Osnova za večino dosedanjih preračunov klinastega jermenja so empirični podatki o moči, ki jo lahko prenaša posamezni profil klinastega jermenja. Te podatke dobimo v tabelah ali diagramih izdelovalcev. Pogosto so priključene tudi formule, po katerih se da določiti število jermenov, potrebnih za posamezen primer.

Podatki po različnih virih se med seboj razlikujejo, enako kakor jermeni, za katere veljajo. Vzroki so: različna kakovost gume, različen material za ojačenje, različen način ojačevanja, razlike v izdelavi in obdelavi jermenov, posebno pa še razlika v koeficientih enačb. Zato je razumljivo, da lahko dobimo za enake pogoje obratovanja in enake ali vsaj skoraj enake profile po različnih postopkih različna števila jermenov.

Razlika je lahko zlasti velika, če računamo po novih načinih, ki so bili v zadnjih letih objavljeni v ameriški in sovjetski literaturi. Ti novi načini so osnovani na podatkih znanstvenih raziskav in logičnih zaključkih nauka o trdnosti, oprti pa so predvsem na obremenitve v prečnem prerezu jermenja. Velika razlika v številu klinastih jermenov po novejših in starejših načinih računanja ne izvira samo od že zgoraj naštetih materialnih konstrukcijskih in tehnoloških razlik, temveč tudi od tega, če upoštevamo ali zanemarjamo vrsto pomembnih okoliščin pri obratovanju. Vpliv teh okoliščin se v enačbah zajema s faktorji, ki v precejšnji meri vplivajo na končni rezultat.

Razumljivo je, da je število kvalitetnih jermenov za posamezen primer manjše od števila slabših jermenov, kar pa nima nobene zveze z natančnostjo preračuna.

Namen tega članka je, podati kolikor mogoče natančen način za preračunavanje klinastega jermenja, ki bi se lahko pozneje, ko bi opravili dopolnilne raziskave, uporabil tudi za naše domače klinaste jermene.

Članek ne obravnava geometrije in kinematike prenosov s klinastimi jermeni, ker se oboje ne razlikuje dosti od onega pri navadnih ploskih jermenih. Teoretični zaključki o silah in napetosti v ploskih jermenih pa veljajo tudi za klinaste jermene.

Obodna sila F , ki jo mora prenašati z klinastih jermenov z dopustno delovno obremenitvijo σ_d , in pa prerezi posameznih jermenov A so med seboj v razmerju:

$$\sigma_d = F/z A \quad (1)$$

Upoštevajoč, da je

$$F = P/v \quad (2)$$

pa dobimo

$$\sigma_d = P/z v A, \quad (3a)$$

pri čemer je P moč, ki se prenaša pri srednji obodni hitrosti v , ki je obenem tudi hitrost jermenja.

Najlažje bi bilo, če bi mogli vnaprej izbrati potrebno število klinastih jermenov, potem pa bi določili potreben prerez posameznega jermenja iz:

$$A = P/v z \sigma_d, \quad (3b)$$

iz česar bi dobili direktno osnovo za izbiro potrebnega profila. Zgornja enačba ima štiri spremenljivke: v , z , σ_d , A .

To število lahko zmanjšamo na tri, če vzamemo za obodno hitrost optimalno vrednost, to je tisto, pri kateri je jermen najboljše izkoriščen, kar nam dá obenem tudi najmanjše število jermenov in dolgo trajanje.

Drugo spremenljivko, število jermenov, bi tudi morali izbrati glede na pogoje pogona.

Tretje spremenljivke pa nikakor ne moremo izločiti. Po razpoložljivih podatkih je namreč koristna dopustna obremenitev v jermenu (in s tem tudi dopustna delovna obremenitev) odvisna od premera manjše jermenice d_1 in od ploščine prereza jermenja, kar onemogoča rešitev enačbe po A .

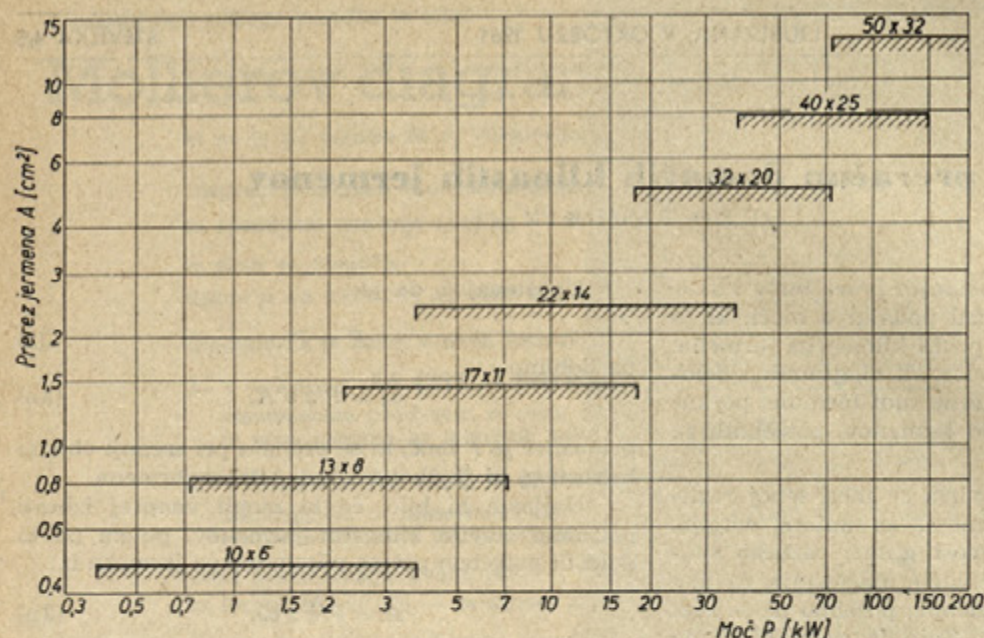
Dá se pa ta enačba rešiti po z :

$$z = P/v A \sigma_d \quad (3c)$$

Tako postavljena enačba velja v primeru, če so med obratovanjem vsi jermeni obremenjeni enako. V splošnem pa ni tako. Nenatančnosti v izdelavi imajo namreč tele posledice:

1. jermeni, ki delajo skupaj, niso enako dolgi;
2. prečni prerezi so na različnih točkah jermenov različni;
3. trdnost jermenov, ki delajo skupaj, je lahko različna;
4. utori na jermenih niso povsem enako izstruženi niti glede kota niti glede gladkosti površine.

Zato ne jemljemo za en prenos več kakor 8 do 10 jermenov. Samo pri posebno skrbni izbiri jermenov (zlasti glede dolžine) in izdelavi utorov na jermenih se lahko vzame tudi 12 do 16 jermenov; več za navadne prenose ni priporočljivo. Podjetje Flender pa vseeno izdelava včasih prenose, ki imajo do 30 jermenov »Blauri« in delajo brezhibno. Ven-



Sl. 1. Izbira profila
(priporočljivi profili
— analogno GOST)

dar so taki primeri v praksi le izjema. V nadaljevanju članka bomo predpostavljali, da so vsi jermeni med obratovanjem obremenjeni praktično enako.

Pri preračunu bomo najprej izbrali velikost jermena (to je profila) po diagramu 1 v odvisnosti od moči, ki jo je treba prenašati. S tem dobimo že velikost prečnega prereza.

Pri izbiri je treba upoštevati, da imajo jermeni z majhnim prerezom manjšo trajnost, omogočajo pa uporabo jermenov z majhnimi premeri. Zato pa je seveda treba več jermenov. Prenos z več jermeni je bolj zanesljiv; če se kak jermen utrga, bodo njegovo obremenitev prevzeli ostali, pri čemer se bodo nekoliko preobremenili. Zato se za pogone na važnih mestih ne smeta nikoli jemati samo dva jermena, temveč najmanj trije, še boljše pa je, če so štirje. Če namreč med tremi eden odpove, se bo obremenitev vsakega od ostalih dveh povečala za 50 %, kar bo jermen težje vzdržal ali pa vsaj ne

tako dolgo kakor 33 %-no povečanje obremenitve v primeru, če odpove en jermen v skupini štirih.

Če želimo prenos s čimmanjšim številom jermenov, moramo vzeti za obodno hitrost 18...24 m/s, ker prenašajo jermeni v tem intervalu največjo moč. Pri hitrosti nad 25 m/s se začne zmanjševati moč, ki se lahko prenaša s posameznim jermenom. Največja dopustna obodna hitrost za klinaste jermene pa je okrog 30 m/s. Večji premer jermenice v takem primeru ne prispeva k trajnosti jermena, ker se jermen v enoti časa večkrat upogne in začne tako utrujenost materiala hitreje uničevati tkivo in armaturo jermena.

Pogled na te okoliščine je pokazan pozneje.

Če želimo prenos s kar moči majhno medosno razdaljo, izberemo po tabeli II minimalni dopustni premer manjše jermenice d_{1min} in sicer v skladu s profilom, ki ustreza predvideni moči, ter s številom ur dela na dan (8, 16 ali 24 ur dnevno).

Minimalna medosna razdalja pri prenosu s klinastimi jermeni je:

$$l_{min} = (d_1 + d_2)/2 + 2h \quad (4a)$$

pri čemer je h višina profila jermena.

Primerna je medosna razdalja približno d_2 , medtem ko je največja priporočljiva

$$l_{maks} \leq 2(d_1 + d_2) \quad (4b)$$

kar seveda ne pomeni, da te maksimalne razdalje po potrebi ne bi smeli prekoračiti.

Če izberemo za malo jermenico minimalni premer, bo majhna tudi obodna hitrost:

$$v = \pi d_{1min} n \quad (5)$$

in z njo specifična moč. Zato bo imel prenos več jermenov in bo jermenica širša. Trajnost jermena pa bo večja zaradi manjšega števila upogibov v enoti časa, pri čemer se jermen manj greje in utruja.

TABELA 1a

Pregled standardnih računskih premerov klinastih jermenov d_m mm po JUS M.C1.250 (1956)

22	25	28	32	36	40	45	50	56	63
71	80	90	100	112	125	140	160	180	200
224	250	280	315	355	400	450	500	560	630
710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000
2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000	5600	

(Jugoslovanski standard se popolnoma ujema z DIN 2217.)

TABELA 1b

Pregled standardnih računskih premerov klinastih jermenov d_m mm po GOST 1655

50	63	80	90	100	112	125	140	160
180	200	225	250	280	320	360	400	450
500	550	630	710	800	900	1000	1120	1250
1400	1600	1800	2000	2250	2500	2800	3200	3600
4000								

TABELA II Najmanjši dopustni računski premer manjše jermenice $d_{I \min}$ mm
(po srednjih vrednostih iz podatkov sovjetske literature)

Profil	10 × 6	13 × 8	17 × 10,5	22 × 13,5	32 × 19	38 × 23,5	50 × 30
za 8 ur dela na dan	(63) 70	(90) 100	(125) 140	(180) 200	(320) 360	(450) 500	(710) 800
za 16 ur dela na dan	80	112	160	225	400	560	900
za neprekinjeno obratovanje	90	125	180	250	450	630	1000

Premeri v oklepajih se vzamejo samo v skrajni sili, če pa je le mogoče, se jih izogibamo.

Priključeni tabeli Ia in Ib vsebujeta računske premerne klinastih jermenic po JUS in GOST. Računski premer je pri klinasti jermenici premer, na katerem leži nevtralni pas jermena, to je tisti, na katerem je težišče jermenovega profila.

Tabela II, ki daje podatke iz sovjetske literature, je uporabna tudi za naše jermene, saj je razlika med našimi in sovjetskimi jermeni v merah profilov in kakovosti samo neznatna (tabela III*).

Pri preračunu, ki ga obravnavamo sedaj, je treba posebno pazljivo in premišljeno določiti dopustno delovno napetost σ_d . V ta namen je pa treba najprej pojasniti vse, kar je s tem v zvezi.

Poskusi so pokazali, da so sile, ki jih prenašajo klinasti jermeni različnih profilov, sorazmerne njihovim prerezom. Iz tega izhaja, da prenašajo pri enakih pogojih dela jermeni različnih prerezov enake koristne specifične obremenitve:

$$\sigma_k = F/A, \quad (6a)$$

seveda, če so tudi kvalitete jermenov enake.

Po preračunu, ki ga predlagam tukaj, vzamemo, da je dopustna koristna obremenitev σ_k odvisna predvsem od prednapetosti jermena F_0 oziroma od obremenitve zaradi prednapetosti:

$$\sigma_0 = F_0/A, \quad (6b)$$

in sicer pri mirovanju jermena ali praznem teku z majhno hitrostjo, ter od premera manjše jermenice d_I , tj.

$$\sigma_k = f(\sigma_0, d_I)$$

Ostale vplive na velikost dopustne delovne obremenitve σ_d upoštevamo z uvedbo šestih ustreznih faktorjev, ki jih določimo s poskusi, tako da je naposled:

$$\sigma_d = \sigma_k \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6. \quad (7)$$

Teh šest faktorjev je:

- k_1 ... faktor objemnega kota;
- k_2 ... hitrostni faktor;
- k_3 ... faktor obratovalnih pogojev;
- k_4 ... faktor nagiba prenosa;
- k_5 ... faktor lege prenosa;
- k_6 ... temperaturni faktor.

* Glej stran 94.

Kutzbach [4] je objavil rezultate poskusov, ki so pokazali, da s prednapetjem jermenov raste vlečna sila, da pa se trajnost močno zmanjšuje. Ta ugotovitev je zelo važna tudi za samo montiranje jermenov.

V praksi se klinasto jermenje montira s prednapetostmi σ_0 od 9 do 20 kp/cm², glede na vrsto obremenitve. Kot najprimernejše veljajo (v ZDA in SZ) prednapetosti 9...15 kp/cm², pri čemer se jemlje 12...15 kp/cm² za navadne prenose, 9 kp/cm² pa za močno obremenjene prenose pri veliki vrtilni hitrosti in majhnih premerih jermenic d_I , če naj prenos varno deluje in dolgo traja.

Napetost v klinastem jermenu se da izmeriti z napravo po zamisli ing. Krestnikova [3] ali drugimi, katerih opis bi presegal okvir tega članka.

Podatki o dopustnih koristnih obremenitvah σ_k , povzeti po sovjetskem standardu GOST 1284-45, so zbrani v tabeli III. Tabela velja za objemni kot $\alpha_I = 180^\circ$ in obodno hitrost $v = 10$ m/s, pri mirnem teku, s konstantno obremenitvijo, za odprt prenos, za primer, da so osi obeh jermenic v isti horizontalni ravnini in za temperaturo okolice $+40^\circ\text{C}$.

V standardu navedene vrednosti

$$\sigma_k = f(\sigma_0, A, d_I)$$

so verjetno minimalne ali kvečjemu povprečne, saj izdelujejo jermene v več tovarnah. Zato se te vrednosti lahko vzamejo tudi za naše jermene, ki se glede kakovosti gume in armature skoraj nič ne razlikujejo od sovjetskih izdelkov niti od italijanskih ne, o čemer se je avtor lahko prepričal v dveh zaporednih letih. V tabeli III navedenih podatkov pa le ni mogoče uporabljati z gotovostjo, ker doslej še ni bilo primerjalnih preizkusov, podatki iz naših tovarn pa so zelo pomanjkljivi. Upravičeno smemo računati, da so vrednosti za naše jermene glede kvalitete in dimenzije prečnih prerezov, če že ne enake, pa vsaj zelo blizu tistim za sovjetske izdelke. Naši preračuni pa ne bodo mogli biti natančni niti zanesljivi vse dotlej, dokler ne bodo tudi naše tovarne objavile dejanskih vrednosti za svoje jermene.

Vse razlike med dejanskimi okoliščinami, v katerih dela prenos, in med tistimi, ki veljajo za podatke, zbrane v tabeli III, je treba upoštevati z zgo-

TABELA III Dopustna koristna obremenitev $\sigma_k = f(\sigma_0, A, d_f)$

Označbe pro- fila po GOST 1284-45	Dimenzije prereza		Računski pre- mer manjše jermenice d_f mm	Obremenitev zaradi prednapetosti jermena			Najbližji ustrezni domači profil*	Dimenzije prereza		Razlika proti prerezu po GOST v %
	$b \times h$ mm	A cm ²		$\sigma_0 = 9 \text{ kp/cm}^2$	$\sigma_0 = 12 \text{ kp/cm}^2$	$\sigma_0 = 15 \text{ kp/cm}^2$		$b \times h$ mm	A^{***} cm ²	
				Dopustna koristna obremenitev σ_k v kp/cm ²						
O	10 × 6	0,47	(63)** 70 80 90 ali več	11,0 11,8 12,8 —	13,5 14,5 15,7 16,5	— 16,2 17,4 18,6	1 ind.	10 × 6	0,475	+ 1,06 %
A	13 × 8	0,81	(90) 100 112 125 ali več	11,0 12,3 13,1 —	13,5 15,1 16,1 17,0	— 16,7 18,0 19,1	2 ind.	13 × 8	0,819	+ 1,11 %
B	17 × 10,5	1,38	(125) 140 160 180 ali več	11,0 12,3 13,6 —	13,5 15,1 16,7 17,4	— 16,7 18,8 20,5	3 ind.	17 × 11	1,45	+ 4,8 %
B	22 × 13,5	2,30	(180) 200 225 250 280 ali več	11,0 12,3 13,8 — —	13,5 15,1 16,9 18,4 19,1	— 16,7 18,9 20,7 22,4	7 vent.	22 × 14	2,40	+ 4,35 %
Γ	32 × 19	4,76	(300) 320 360 400 450 ali več	11,4 12,3 14,0 — —	14,0 15,1 17,2 19,1 19,2	— 16,7 19,3 21,6 22,4	6 ind.	32 × 20	5,0	+ 5 %
A	38 × 23,5	6,92	(450) 500 560 630 710 ali več	10,7 12,3 14,0 — —	13,2 15,1 17,2 19,2 21,1	— 16,7 19,3 21,8 24,0	7 ind.	40 × 25	7,84	+ 13,3 %
E	50 × 30	11,70	(710) 800 900 1000 1120 ali več	10,5 12,3 — — —	13,0 15,1 17,3 19,2 21,1	— 16,7 19,5 22,4 24,0	Se še ne izdeluje	50 × 32	12,46	+ 6,5 %

* Označbe so posnete po popisu jermenja tovarne Borovo iz 1. 1960 in pomenijo: ind. = industrijski jermen, vent. = ventilatorski jermen.

** Mer v oklepajih se je treba ogibati, če je le mogoče.

*** Ploščine prerezov so izračunane po podatkih tovarne Borovo. Zaokrožine na vogalih prereza niso upoštevane, zato je dejanska razlika manjša od navedene. Podatkov, ki veljajo za zadnja dva sovjetska profila, ni mogoče uporabiti za naše jermene, ker je razlika v prerezih prevelika.

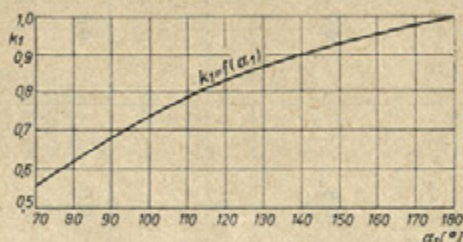
TABELA IV Faktor obratovalnih pogojev k_3

GNANI STROJ		POGONSKI STROJ					
a) Kratkotrajna preobremenitev v % b) Preobremenitev prevladuje	Vrsta ali ime stroja	Skupina I			Skupina II		
		Enosmerni elektromotorji Izmenični enofazni elektromotorji Kratkostični asinhronski elektromotorji Vodne in parne turbine			Sinhronski elektromotorji Asinhronski elektromotorji z drsnimi obroči Motorji z notranjim zgorevanjem in parni batni stroji. Transmisije		
		8h/dan	16h/dan	24h/dan	8h/dan	16h/dan	24h/dan
a) Do 20 % nad imensko b) Obremenitev skoraj konstantna	Majhni ventilatorji in pihala Centrifugalne črpalke Rotacijski kompresorji Stružnice, vrtalni in brusilni stroji Električni generatorji Tračni transporterji ipd.	1,0	0,9	0,8	0,9	0,8	0,7
a) Do 50 % nad imensko b) Majhne spremembe obremenitve	Lahki prenosi s transmisij Ventilatorji Frezalni stroji (navadni in za zobnike) Revolverske stružnice in avtomati Batne črpalke in kompresorji s težkimi vztrajniki Členasti transporterji ipd.	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0,6
a) Do 100 % nad imensko b) Znatne spremembe obremenitve	Reverzibilni prenosi Skobeljni in pehalni stroji Batne črpalke in kompresorji s sorazmerno lahkimi vztrajniki Elevatorji, transporterji na vijake in lopate Stiskalnice na vretena ali ekscentre s sorazmerno težkim vztrajnikom Tkalni, predilni in drugi podobni stroji tekstilne industrije	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6	0,5
a) Do 200 % nad imensko b) Obremenitev je zelo neenakomerna ali pa sunkovita	Dvigala, ekskavatorji, nakladalniki Stroji za gnetenje gline Žage za les Mlini na krogle in valje, stope Stiskalnice na vretena ali ekscentre s sorazmerno lahkim vztrajnikom Strojne škarje, kladiva, drobilniki ipd.	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4

raj naštetimi popravni faktorji, in sicer po naslednjem:

Vpliv objemnega kota. Dopustna delovna obremenitev σ_d se zmanjša, če se zmanjša objemni kot na manjši jermenici pod 180° . Če ne gre drugače, zmanjšamo pri izvedbi ta kot tudi do $\alpha_1 = 70^\circ$, čeprav tako majhen kot ni priporočljiv, saj imamo za najmanjši kot za zanesljivo delovanje kot $\alpha_1 = 90^\circ$. Pri $\alpha_1 < 90^\circ$ namreč jermen lahko drsi, zlasti pri preobremenitvi, kar povzroča sukanje in čezmerno segrevanje jermenov. Objemni kot izračunamo po enačbi (15).

Diagram 2 kaže popravni faktor k_1 , v odvisnosti od objemnega kota α_1 .



Sl. 2. Popravni faktor k_1 v odvisnosti od objemnega kota α_1

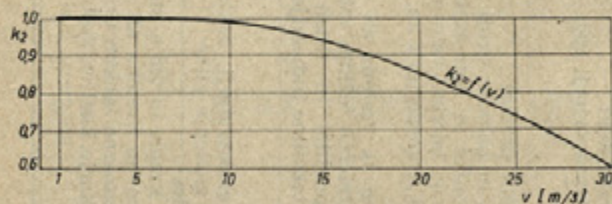
Vpliv obodne hitrosti. Pri prenosih z gumenimi klinastimi jermenimi ni mogoče ugotoviti nobenega vpliva hitrosti na trenje samo. Vpliv hitrosti na vlečno moč jermena se pokaže samo kot posledica centrifugalne sile, ki poskuša oddaljiti jermen od jermenice.

Faktor hitrosti se izračuna po empirični formuli:

$$k_2 = 1,05 - 0,0005 v^2, \quad (8)$$

veljavni za $v \leq 10$ m/s, sliko te enačbe, ki je del parabole, pa kaže diagram sl. 3.

Za prenose z avtomatičnim napenjanjem jermena se vzame $k_2 = 1$, ker je v tem primeru centrifugalna sila brez vpliva na vlečno sposobnost jermena.



Sl. 3. Faktor hitrosti k_2 v odvisnosti od hitrosti v

Vpliv okoliščin in trajanja obratovanja. Na velikost dopustne delovne obremenitve jermena vplivajo tudi okoliščine obratovanja in pa dnevno trajanje obratovanja, izraženo s številom ur na dan (24 ur). Vpliv obratovalnih okoliščin in dnevno trajanje obratovanja se zajameta s posebnim faktorjem k_3 , ki ga imenujemo faktor obratovalnih pogojev. Ti faktorji so plod dolgoletnih izkušenj in opazovanj, kar pa še ne pomeni, da so že natančno znani prav za vse primere. Faktor obratovalnih pogojev k_3 zajema torej vplive začasnih preobremenitev, neenakomernosti teka ter karakteristik po-

gonskega in delovnega stroja, ki ju veže. Dobimo ga v tabeli IV.*

Upoštevanje tega faktorja ima torej dvojni namen: 1. zavarovati prenos pri preobremenitvah, 2. ohraniti normalno trajanje jermena kljub različnim okoliščinam obratovanja.

Vpliv višinske razlike med osema. V primeru, da osi obeh jermen nista v isti vodoravni ravnini, temveč leži ena više od druge, je dopustna delovna obremenitev tem manjša, čim večji je kot med poševno ravnino, v kateri sta osi, in med poljubno horizontalno ravnino. Ta vpliv lege se upošteva s posebnimi faktorji nagiba prenosa k_4 , ki so zbrani v tabeli V.

TABELA V
Faktor nagiba prenosa k_4

Nagib proti horizontali β°	0 ... 60	60 ... 80	80 ... 90
Faktor k_4	1,0	0,9	0,8

Vpliv lege jermena na jermenicah. Če srednjici obeh utorov za isti jermen (to je na obeh jermenicah) nista v isti ravnini ali pa če se jermen še dodatno upogiba, se lahko dopustna delovna obremenitev toliko zmanjša, da tega ne smemo zanemariti. To zmanjšanje delovne obremenitve v odvisnosti od oblike (izkrivljenosti) vložnega jermena se upošteva s faktorjem lege k_5 . Povprečne vrednosti zanj vsebuje tabela VI.

TABELA VI
Faktor lege k_5

Vrsta prenosa	navaden	z napen. jermenico	na pol navzkriž
Faktor k_5	1,0	0,9	0,75

Vpliv temperature. Vpliv temperature okolice se v preračunih povsod zanemarija. Velika in znana ameriška in evropska podjetja kakor Gilmer (ZDA), Blauri-Flender (Zah. Nemčija), Semperit (Avstrija), Glavrezina (SZ) itd. v svojem tisku sploh ne omenjajo vpliva temperature okolice. Le podjetje Flender navaja v svojem katalogu, da so njeni jermeni pri normalni temperaturi neobčutljivi. Za normalno pa imajo temperaturo do $+60^\circ\text{C}$, iz česar izhaja, da se jermeni Blauri tudi za tropska področja preračunavajo enako kakor za zmerna. Tudi nemška in ruska literatura navajata enake meje, to je, da s klinastimi jermenimi v pogonu ni težav do temperature 60°C .

Mislím pa, da to ni prav. Guma, ki je osnova klinastega jermena, in njen zunanji plašč, ki je gumiran, sta iz organskih snovi, ki so občutljive za temperaturo, posebno pa še za direktne sončne žarke.

Prenos s klinastimi jermenimi se lahko zaščiti pred sončnimi žarki in žarom od vročih kotlov, strojev, aparatov, žarečih mas ali industrijskih peči z zaščitno pločevino ali azbestnim plaščem. Pred toploto okolišnega zraka in pred notranjo toploto pa ga ni mogoče zaščititi.

* Glej stran 95.

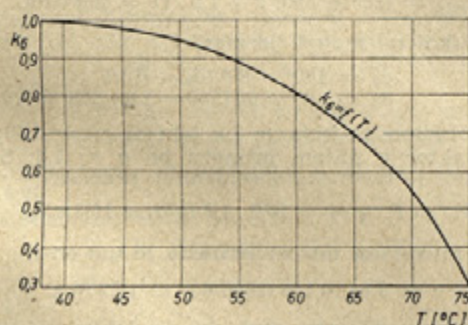
Znano je, da velja tudi za gumo Hookov zakon tj. da obremenitve okrog 12 kp/cm^2 , in sicer pri temperaturi, ki ne presega $+40^\circ\text{C}$. Zato pri višjih temperaturah deformacije niso več sorazmerne z napetostmi, kar bi pokvarilo stabilnost klinastega jermena, če ne bi imel armature v gumeni osnovi, guma pa se bo vseeno nekoliko zmeščala. Mehčanje gume bo imelo v določeni meri za posledico zmanjšanje koeficienta trenja jermena ob jermenico in zato zmanjšanje vlečne sile jermena. Močno segret jermen torej ne bo mogel prenašati enake obodne sile kakor hladen.

Jermen se ne greje samo od okolišnega zraka, temveč tudi zaradi trenja ob boke utorov, najbolj pa zaradi upogibanja čez jermenico, včasih pa še na napenjalni jermenici. Ti pogostni upogibi, posebno če gredo zdaj v eno zdaj v drugo smer, povzročajo spreminjajoče se natezne in tlačne obremenitve ter relativno premikanje molekul. Delo, porabljeno za premagovanje notranjega trenja, se pretvarja v toploto, ki ogreva elemente materiala in povzroča prezgodnjo utrujenost. Utrujenje materialov skrajšuje trajnost oz. spravlja v nevarnost pogon, česar na ključnih mestih strojnih naprav ne smemo dovoliti.

Temperatura klinastega jermena je torej med obratovanjem vedno višja od temperature zraka, zlasti pri večjih obodnih hitrostih in majhnih medosnih razdaljah, česar pri računanju ne bi smeli zanemarjati.

Težko bi bilo vnaprej izračunati temperaturo jermena ali pa jo izmeriti. Zato se bomo omejili na to, da bomo pri preračunu vedno upoštevali vsaj temperaturo zraka, če bo višja od 40°C , in sicer s posebnim temperaturnim faktorjem k_t , ki se da ugotoviti eksperimentalno.

Vpliva temperature ni računsko obravnaval nobeden izmed virov, ki so bili avtorju na razpolago, razen vira [12č]. Po avtorjevih izkušnjah domači jermeni ne zaostajajo po kakovosti za italijanskimi, zato se da brez verjetnosti večje napake njihove izkušnje uporabiti tudi za naše profile in vzeti za temperaturne faktorje k_t vrednosti po diagramu sl. 4 [12č].



Sl. 4. Temperaturni faktor k_t

Iz diagrama se vidi, da temperature nad 55°C močno zmanjšujejo vlečno moč jermena, žal pa se-gajo podatki le do temperature 75°C .

Meje za pogostnost upogibanja. Trajnost klinastega jermena je odvisna od dinamične trdnosti, ta pa ne samo od obremenitve med obratovanjem, temveč v veliki meri tudi od pogostnosti upogibanja, to je o tem, kako pogosto se spreminjajo obremenitve jermena zaradi upogibanja.

Torej lahko uporabimo kot karakteristiko za primerjanje trajnosti jermenov število turnusov od takrat, ko jermen prvič steče, do takrat, ko začne pokati oz. ko se utrga zaradi utrujenosti materiala.

Pri enem turnusu se jermen dvakrat ves prepogne, če gre čez dve jermenici oz. trikrat, če ima prenos tudi napenjalno jermenico.

Število turnusov T , ki jih jermen prenese, preden se utrga, izrazimo z:

$$T = h \cdot t, \quad (9)$$

pri čemer je $h \dots$ trajanje jermena v urah efektivnega dela, $t \dots$ pa število turnusov na uro, ki je prenosorazmerno s številom sprememb obremenitve v jermenu v enoti časa (zaradi upogiba čez jermenice).

Doslej še niso ugotovili matematične odvisnosti med trajnostjo jermena in ostalimi osnovnimi veličinami. Zato jermenov ni mogoče preračunati neposredno na trajnost. Zato jemljemo kot kriterij za njegovo relativno trajnost število turnusov oziroma število upogibov na sekundo, ki je:

$$s = 2v/L_s, \quad (10a)$$

če pomenijo: $v \dots$ obodno hitrost, $L_s \dots$ dolžino jermena (en. 16). To število pa je lahko kriterij za trajnost samo v primeru, če so vsi upogibi med seboj enaki, to je samo v primeru prenosnega razmerja 1:1.

Pri drugačnih prenosnih razmerjih prihaja v poštev za presojo trajnosti jermena samo upogibanje na manjši jermenici; v takem primeru je število upogibov:

$$s = v/L_s. \quad (10b)$$

Izkušnje kažejo, da za zadovoljivo trajanje jermena število turnusov w (po dva upogiba) ne sme presegati 10 s^{-1} ali — v skrajnem primeru — 15 s^{-1} :

$$w \leq 10 \dots 15 \text{ s}^{-1} \quad (11)$$

pri tem pa premer manjše jermenice ne sme biti manjši od minimalnega premera, kakor jih navaja tabela II.

Nemške, avstrijske in ameriške tovarne navajajo druge kriterije, medtem ko navaja že omenjeno italijansko podjetje [12č] mejo $w_{\max} = 12 \text{ s}^{-1}$, kar se še kar dobro ujema s prej navedenima mejama, povzetima po ruski literaturi, če vzamemo to število za povprečje obeh omenjenih mej.

Pri preračunih klinastih jermenskih prenosov je treba torej kontrolirati število turnusov v sekundi in ga primerjati z zgoraj navedenimi mejami. Če so te meje prekoračene, je treba ali povečati razdaljo med jermenicama ali pa zamenjati tiste osnovne podatke, od katerih je odvisna obodna hitrost.

Iz pogoja (11) in (10b) dobimo minimalno dolžino jermena glede na trajnost:

$$L_{s \min} \geq \frac{v}{10} = 0,1 v \quad [L_{s \min} \text{ m, } v \text{ m/s}] \quad (12a)$$

ali kvečjemu

$$L_{s \min} \geq \frac{v}{15} = 0,067 v. \quad (12b)$$

TABELA VIIa

Profili klinastih jermenov po DIN 2215 (profili nimajo posebnih označb)

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

TABELA VIIb

Profili klinastih jermenov italijanske tovarne Industria e commercio nastri e cinghie gomma S. p. A., Milano

profil	Z	A	B	C	D	E	F
b mm	10	13	17	22	32	38	51
h mm	6	8	11	14	19	25	30

TABELA VIIc

Profili klinastih jermenov Jugoslovanskega kombinata gume in obutve, Borovo

Uporaba	Industrijski pogoni							Ventilatorski za motorna vozila						
profil	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
b mm	10	13	17	20	25	32	40	8	10	13	17	18	20	22
h mm	6	8	11	12,5	16	20	25	6	7	9	11	13	14	14

Jermeni imajo kot 38° .

TABELA VIIc

Profili klinastih jermenov Tovarne gumijskih izdelkov »Sava«, Kranj. (Profili nimajo posebnih označb.)

b mm	9	10	13	17	20	22	25	32
h mm	6	7	9	11	14	16	18	24

Jermeni imajo kot 38° .

TABELA VIIc

Profili klinastih jermenov po jugoslovanskem standardu JUS G.E2.050 (izvleček)

b mm	5	6	8	10	13	17	20	22*	25	32	40	50
h mm	3	4	5	6	8	11	12,5	14*	16	20	25	32

* se ne sme uporabljati za nove konstrukcije; uporaba dovoljena samo kot rezervni del za obratujoča motorna vozila.

Jermeni imajo kot $38^\circ \pm 1^\circ$.

Po JUS se jermeni označujejo z osnovnico b in notranjo dolžino jermena, n. pr.: klinasti jermen 17×800 JUS G.E2.050.

Za nazornejše primerjanje sta dodana primera preračuna klinastega jermenskega prenosa po več načinih, seveda z enakim profilom jermena, da je vidna razlika v končnih rezultatih. Za račun je

izbran zelo razširjen primer, da je klinasti jermenski prenos za pogon ventilatorja postavljen v prostor s precej vročim zrakom. Podatki so zelo podrobni in konkretni, ker drugače ni mogoče dobro preračunati klinastega jermenskega prenosa, zlasti še po predloženi metodi.

RAČUNSKI PRIMER

Preračunati je treba prenos s klinastimi jermeni od asinhronskega elektromotorja na ventilator. Moč elektromotorja: $P = 14 \text{ KS} = 10,3 \text{ kW}$. Vrtilna hitrost elektromotorja: $n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$. Vrtilna hitrost ventilatorja: $n_2 = 620 \text{ min}^{-1}$. Med tekom ventilatorja se obremenitev le neznatno spreminja. Ventilator teče 16 ur dnevno. Pogon mora biti zanesljiv. Nagnjen je za 60° proti horizontali. Medosna razdalja med generatorjem in ventilatorjem mora biti čimmanjša. Prenos je v prostoru, kjer je temperatura zraka stalno okrog 60°C . Prednapetost jermena naj bo 12 kp/cm^2 .

A. Preračun po delu [6]:

Tochtermann, Maschinenelemente.

Delo ne navaja smernic za izbiro profila. Zaradi važnosti pogona pa bomo vzeli enega manjših, in sicer $17 \times 11 \text{ mm}$, da bo število jermenov večje.

Za ta profil je po DIN 2217 (in po JUS M.C1.250) minimalni računski premer manjše jermenice $d_{1 \min} = 125 \text{ mm}$.

Računski premer večje jermenice dobimo iz prenosnega razmerja

$$i = n_1/n_2 = 2800/620 = 4,5 \quad (13)$$

po enačbi

$$d_2 = d_1 \cdot i = 125 \cdot 4,5 = 562 \text{ mm.} \quad (14)$$

Temu premeru je po tabeli Ia najbližji $d_2 = 560 \text{ mm}$.

Minimalna medosna razdalja (enačba ustreza pomensko naši enačbi 4a):

$$l_{\min} = (125 + 560)/2 + 1,2 \cdot 11 = 356 \text{ mm.}$$

Objemni kot na manjši jermenici:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ (d_2 - d_1)/l \quad (15)$$

$$\alpha_1 = 180 - 60 (560 - 125)/356 = 107^\circ.$$

Faktor objemnega kota je (iz tabele) $c_1 = 0,76$; varnostni faktor v našem primeru pa $q \approx 1,2$. S temi vrednostmi je računski obremenitev prenosa:

$$P_r = P \cdot q/c_1 = 10,3 \cdot 1,2/0,76 = 16,3 \text{ kW.}$$

Obodna hitrost oz. hitrost jermena je (po en. 5):

$$v = 3,14 \cdot 0,125 (2800/60) = 18,3 \text{ m/s.}$$

Iz diagrama odčitamo moč, ki jo lahko en jermen izbranega profila prenaša pri objemnem kotu 180° in hitrosti $18,3 \text{ m/s}$: $P_1 = 3,53 \text{ kW}$. Potrebno število jermenov:

$$z = P \cdot q/P_1 \cdot c_1 = P_r/P_1 = 16,3/3,53 = 4,6;$$

torej pet.

Srednja računska dolžina jermenov je:

$$L_s = \sim \pi (d_2 + d_1)/2 + (d_2 - d_1)^2/4l + 2l \quad (16)$$

$$= \sim \pi (560 + 125)/2 + (560 - 125)^2/4 \cdot 356 + 2 \cdot 356 = 1920 \text{ mm.}$$

Tej dolžini je po DIN 2215 najbližja dolžina 1932 mm. Če se odločimo za standardno dolžino, moramo za malenkost, ki pri računanju sploh ne prihaja v poštev, povečati medosni razmak jermenic, ki se da tako regulirati s premikanjem motorja po nastavljalnih tirnicah.

Prof. Tochtermann ne omenja kontrole števila turnusov, pač pa jo priporočajo prof. Niemann [8] kakor tudi nemške tovarne v katalogih.

Po omenjenih virih število upogibov na sekundo ne sme biti večje od 40. Tako visoko število je znak dobre kakovosti jermenov v nemški izdelavi. Za naš primer je po enačbi, ki ustreza naši enačbi 10a, b:

$$s = 2.18,3/1,932 = 19 \text{ s}^{-1}.$$

Izračunani prenos ustreza tudi glede trajnosti jermenov. Dvojka v enačbi pomeni po [6] število jermenic, ne glede na premere.

B. Preračun po delu [7]: Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, Bd. I.

Preračun po tem delu je enak kakor prejšnji (ker upošteva navodila po DIN) razen v eni, toda bistveni točki: da namreč ne upošteva faktorja zanesljivosti ($q = 1$); zato bo število jermenov:

$$z = P/P_1 \cdot c_1 = 10,3/3,53 \cdot 0,76 = 3,84,$$

torej štiri. Tudi v Dubblu ni navodil glede kontrole števila upogibov v enoti časa. Če pa bi jo napravili, bi dobili enak rezultat kakor na koncu poglavja A, saj ni srednja dolžina jermena nič drugačna.

C. Preračun po smernicah avtorjevega članka.

Moči $P = 10,3 \text{ kW}$ ustrežata dva profila: 22×14 in 17×11 . Če želimo imeti zanesljiv prenos, se odločimo za manjši profil. Obenem je lažja primerjava z rezultatom iz preračunov po A in B.

Za profil 17×11 in 16-urno delo na dan dobimo po tabeli II minimalni računski premer manjše jermene: $d_{1 \text{ min}} = 160 \text{ mm}$.

Pri nespremenjenem prenosnem razmerju $i = 4,5$ dobimo računski premer večje jermene (en. 14):

$$d_2 = 160 \cdot 4,5 = 720 \text{ mm.}$$

Po tabeli I a (pa tudi po I b) je najbližji standardni premer 710 mm; tega bomo obdržali: $d_2 = 710 \text{ mm}$.

S tem se vrtilna hitrost ventilatorja poveča na: $2800 (710/160) = 632 \text{ min}^{-1}$, kar nima nobene večje posledice.

Minimalna medosna razdalja (en. 4a):

$$l_{\text{min}} = (160 + 710)/2 + 2 \cdot 11 = 457 \text{ mm.}$$

Dopustno koristno obremenitev v jermenu dobimo v tabeli III. Za $\sigma_0 = 12 \text{ kp/cm}^2$, industrijski profil 17×11 , $d_1 = 160 \text{ mm}$ in $A = 1,45 \text{ cm}^2$ je $\sigma_R = 16,7 \text{ kp/cm}^2$.

Objemni kot na manjši jermenici (po en. 15):

$$\alpha_1 = 180 - 60 (710 - 160)/457 = 108^\circ.$$

Korekcijski faktor objemnega kota iz diagrama sl. 2 je $k_1 = 0,78$.

Obodna hitrost (po en. 5):

$$v = 3,14 \cdot 0,16 (2800/60) = 23,4 \text{ m/s.}$$

Hitrostni faktor iz diagrama sl. 3 za to hitrost je $k_2 = 0,77$.

Faktor obratovalnih pogojev je po tabeli IV: $k_3 = 0,7$.

Glede na to, da mora biti prenos pod kotom 60° proti horizontali, dobimo po tabeli V faktor nagiba $k_4 = 0,9$.

Ker je prenos med vzporednimi osmi, vzamemo po tabeli VI faktor $k_5 = 1,0$.

Zaradi temperature okolišnega zraka je treba upoštevati tudi še temperaturni faktor po diagramu sl. 4, ki je $k_6 = 0,8$.

Z vsemi temi faktorji je dopustna delovna obremenitev (po en. 7):

$$\sigma_d = 16,7 \cdot 0,78 \cdot 0,77 \cdot 0,7 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 0,8 = 5,05 \text{ kp/cm}^2$$

Za dano nalogo je potrebno (en. 3c):

$$z = (102,10,3)/23,4 \cdot 1,45 \cdot 5,05 = 6,2,$$

torej sedem jermenov.

Srednja računska dolžina jermena je (en. 16):

$$L_s = \sim \pi (710 + 160)/2 + (710 - 160)^2/4 \cdot 457 + 2 \cdot 457 = 2445,4 \text{ mm.}$$

Po jugoslovanskem standardu je najbližja standardna dolžina 2532 mm. Razlika proti izračunani dolžini je 86,6 mm, zato je treba pregledati, za koliko se bo povečala medosna razdalja. Če označimo novo medosno razdaljo z l_n , je:

$$l_n = L/4 - \pi (d_2 + d_1)/8 +$$

$$+ \sqrt{[L/4 - \pi (d_2 + d_1)/8]^2 - [(d_2 - d_1)^2/3]} =$$

$$= 2532/4 - \pi (710 + 160)/8 +$$

$$+ \sqrt{[2532/4 - \pi (710 + 160)/8]^2 - [710 - 160]^2/8} =$$

$$= \sim 463 \text{ mm.}$$

Razlika nasproti prvotno izračunani razdalji je 6 mm, kar spreminja izračunani objemni kot komaj za $+1^\circ$; ta sprememba praktično ne vpliva na ostale veličine.

Nato kontroliramo še trajnost jermena s številom turnusov v sekundi (en. 10b):

$$w = 23,4/2,532 = 9,3 \text{ s}^{-1},$$

se pravi, da torej ustreza izračunani prenos tudi glede trajnosti, ker je $w < 10 \text{ s}^{-1}$.

ZAKLJUČEK

Iz analize rezultatov iz zgornjih treh preračunov izhajajo naslednji zaključki:

Razdalja med jermenicama je po nemškem načinu računanja nekoliko manjša (356 mm proti 463 mm), ker dopuščajo manjše premerne jermenice glede na večjo pregibljivost jermenov v nemški izdelavi.

Trajnost nemškega jermena je ugodnejša, ker lahko prenaša jermen večje število turnusov oz. upogibov v sekundi zaradi kvalitete, ki presega vse ostale.

Glede števila potrebnih jermenov lahko ugotovimo, da se niti ugledni nemški avtorji ne ujemajo v rezultatih. V preračunu po odstavku B iz nekaj vzrokov niso upoštevani vsi faktorji, ki vplivajo na določanje števila jermenov. Dubbel sploh ne upošteva važnega varnostnega faktorja q , zaradi česar dobimo po njegovem načinu računanja manjše število, kakor če bi računali po Tochtermannu.

Pri računanju po odstavkih A in C dobimo v rezultatu razliko dveh jermenov. Tudi to je razumljivo in razložljivo z boljšo kakovostjo nemških jermenov, ki se preračunavajo brez upoštevanja mnogih faktorjev, ki so vključeni v predlagani avtorjevi metodi.

Zaradi manj dobre kvalitete naših jermenov je treba v vsakem primeru upoštevati vse faktorje predvsem zaradi varnosti, pa tudi zaradi večje trajnosti; tako prenos z nekoliko več klinastimi jermeni iz domače izdelave popolnoma ustreza prenosu z manjšim številom jermenov iz nemške izdelave.

Ce primerjamo metode, lahko ugotovimo, da je metoda, ki jo predlaga avtor, bolj dovršena in zanesljiva, ker upošteva s faktorji mnoge okoliščine, ki jih ne smejo zanemarjati (n. pr. določeno prednapetost jermena, temperaturo okolice, kot nagiba), saj se zaradi njih zmanjšuje dopustna obremenitev jermena. Za manjše dopustno obremenitev pa je za zanesljivo in dolgotrajno obratovanje potrebno večje število jermenov.

H kraju je treba poudariti še nekaj. Vse doslej še nimamo navodil za preračunavanje klinastega jermenja domače izdelave. Ta bi bilo treba izdelati in objaviti v naših standardih. Tako pa se klinasti jermeni preračunavajo po nemških ali avstrijskih navodilih, medtem ko se vgrajujejo in uporabljajo naši domači. To privaja lahko do slabih posledic. Ali jermenje ne traja dolgo ali — še raje — hitro poka. Računati z vrednostmi in izkušnjami, ki ne veljajo za naše jermene, je velika napaka. Nikakor ne smemo zahtevati in pričakovati od njih lastnosti, kakršnih ta čas še nimajo.

Ker potemtakem nimamo podatkov za domače jermene, menimo, da ne bi smeli uporabljati nobenega drugega preračuna kakor predlaganega, kajti sicer lahko zagrešimo grobo napako. Objavljena metoda je izdelana namreč za jermenje ne najboljše kakovosti, kakršna je naši skoraj podobna ali skoraj enaka.

Razumljivo zgornja metoda, uporabljena na domače klinaste jermene, še zdaleč ni povsem dognana in ji je zato tudi mogoče kar koli ugovarjati. Ni pa nobenega dvoma, da je ta metoda v osnovi bolj dovršena in previdna, kakor vse tiste, ki so sedaj v rabi, ker se oslanja na temelje nauka o trdnosti in bolje upošteva okoliščine obratovanja. Temu ni mogoče z ničemer prigovarjati.

Za našo industrijo bi bilo zelo velikega pomena, da bi laboratoriji oz. preizkuševališča ugotovili predvsem dopustne koristne napetosti σ_k v odvisnosti od prednapetosti σ_0 , od premera jermenice

in od površine prereza jermena. Potrebno bi bilo ugotoviti tudi natančne vrednosti temperaturnih faktorjev. Tako bi mogli po predloženi metodi preračunati prenose z vsemi domačimi profili, medtem ko jih lahko po dosedanjih podatkih preračunamo samo pet.

Za zaključek želim poudariti, da lahko veljajo številke v nekaterih tabelah za predloženi način preračuna samo kot smernice, ki jih je treba še preizkusiti in pregledati, metoda sama pa se ne spremeni in lahko koristno uporablja za preračune prenosov z domačim klinastim jermenjem, zlasti v primerih, kadar gre za zanesljivost v obratovanju.

Viri:

- [1] Bondarovski, Kornejev: Detalji mašin. Mašgiz, Kijev 1958.
- [2] Dobrovoljski, Zablonski i dr.: Detalji mašin, Mašgiz, Moskva 1956.
- [3] Krestnikov: Izmerenije predvariteljnogo natjanženija stanočnih remnej. »Vestnik inženierov i tehnikov«, N. 9, 1932.
- [4] Kutzbach und Wiegand: Versuche zur Ermittlung des günstigsten Winkels für Keilriemen. Forschungsarbeiten für das Kraftfahrzeugwesen, 1934.
- [5] Prof. ten — Bosch: Berechnung der Maschinenelemente, Springer-Verlag, Berlin 1951.
- [6] Prof. Tochtermann: Maschinenelemente, Springer-Verlag, Berlin 1956.
- [7] Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, Bd. I, Springer-Verlag, 1956.
- [8] Prof. dr. Niemann: Maschinenelemente II, Springer-Verlag, 1960.
- [9] Nemški standardi DIN 2215 do 2218.
- [10] Sovjetski standardi GOST 1655 in GOST 1284-45.
- [11 a] JUS G.E2.050 Brezkončni klinasti jermeni,
- [11 b] JUS M.C1.250 Jermenice za klinaste jermene.
- [12] Prospekti, katalogi in navodila podjetij: a) Flender-Bocholt; b) Semperit, Avstrija; c) Gilmer, ZDA; d) Industria e commercio nastri e cinghie gomma, Milano.
- [13] Podatki tovarn »Borovo« in »Sava«.

Avtor: docent ing. Đuro Taubkin,
Tehnološki fakultet, Zagreb
(Iz hrvatske prevedel: prof. ing.
Boris Černigoj)

DK 621.822.8

Iglični ležaji — dandanes

FRANCI STARIHA

UVOD

Iglični ležaji po obliki in konstrukciji v strojni tehniki niso nič novega, vendar so bili in so še zmeraj pri nas v rabi v preskromni meri, medtem ko so v svetu, v bolj razvitih in industrijsko močnih državah kakor so Amerika, Nemčija, Francija, Švica in druge, že dolga leta predmet vsakdanje uporabe v strojegradnji, tako v precizni kakor v težki.

Posebno zadnja leta je mogoče opaziti, da se razni tipi igličnih ležajev čedalje bolj uporabljajo, ker jim njihove prednosti pred drugimi kotalnimi ležaji odpirajo pot k uvajanju tudi v pomembnejše konstrukcije strojne tehnike.

Tudi pri nas raste zanimanje za ta strojni element in celo do take mere, da vse tri jugoslovanske tovarne kotalnih ležajev IKL v Beogradu, PRETIS v Sarajevu in MOL v Ličkem Osiku proučujejo možnosti za njihovo domačo proizvodnjo, kajti dan za dnem naraščajoče potrebe naše industrije po ceneni in hkrati dobrih kotalnih ležajih čedalje bolj obremenjujejo naš uvoz.

Namen tega članka je, da bi se naši strokovnjaki, konstruktorji in praktiki v tovarnah in šolah seznanili z najvažnejšimi problemi glede uporabe, preračuna in izbire ter vzdrževanja igličnih ležajev.

IZDELAVA IGLIČNIH LEŽAJEV

Normalni iglični ležaj sestoji iz dveh prstanov (zunanjega in notranjega), iglic in kletke (sl. 1). Zunanji prstan se vgradi v okrov, notranji na os, iglice pa posredujejo vrtilno gibanje osi proti okrovu in obratno. Količnik trenja pri igličnih ležajih je 0,003 do 0,004.

Osnovni materiali za izdelavo sestavnih delov igličnih ležajev so legirana jekla, kakor n. pr.: domače OCR-4, Poldijevo KLZ, SKF-ovo Hofors, Bühlerjevo KK, FLW itd. Približna kemična sestava teh jekel je: 0,9...1 % C, 0,9...1,5 % Cr, 0,2...0,4 % Mn, 0,15...0,30 % Si, ostalo pa so majhni dodatki S, P, Ni in Cu.

Oba prstana se grobo obdelujeta na večvretenskih avtomatih na mere, ki vsebujejo 0,1...0,4 mm dodatka za brušenje in poliranje. Ostruženi prstani se dalje