

UDK 621.833.38

Raziskava topotne obremenitve polžastega gonila

JOŽE HLEBANJA - JOŽE VIŽINTIN

UVOD

Polžasta gonila zavzemajo v pogonski tehniki posebno mesto, imajo pa zaradi nekaterih specifičnih lastnosti širok krog uporabe.

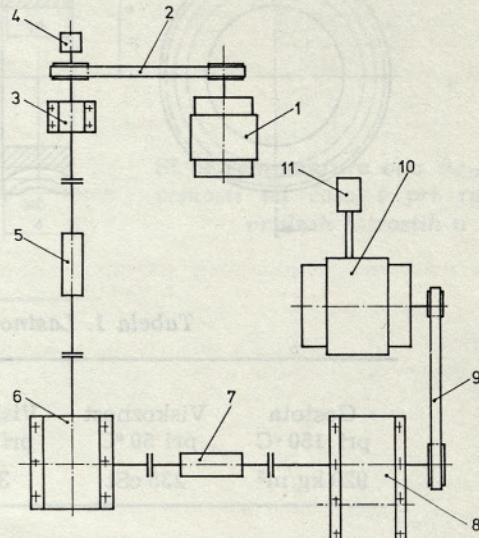
Polžasta dvojica je hiperboloidna zobniška dvojica, pri kateri se ubirajo zobje polža in polžastega zobjnika. Dotikalische njenih bokov je linijsko. Polžasta dvojica omogoča z eno samo prestavo veliko prestavno razmerje in lahko prenaša relativno veliko obremenitev. Njen tek je miren in tih. Polžasti reduktorji so primerni povsod tam, kjer je potrebna majhna prostornina na enoto imenske moči prenosnika.

Po oblikah temenskih in korenskih ploskev polža so polžaste dvojice lahko valjaste ali globoidne. Valjaste polžaste dvojice so preprostejše in imajo zato prednost pred globoidnimi. Še večjo uporabnost valjastih polžastih dvojic pa preprečujeja slab izkoristek in velika topotna obremenitev gonila. Topota, ki se pojavlja zaradi relativno velikega drsenja med zobjnimi boki polža in polžastega zobjnika ter zaradi trenja v ležajih in pljuskanja olja, se prek olja in zraka nad oljem v prenosniku, sten okrova in gredi odvaja v okolico. Od intenzivnosti odvajanja topote v okolico je odvisna višina temperature mazalnega olja, ki mora biti za uporabljeno olje v dopustnih mejah. Dopustna temperatura olja je bila določena z izbiro olja, dejansko temperaturo pa smo izmerili. Merili smo izgubo moči, temperaturo olja in temperaturo sten okrova prenosnika pri različnih obratovalnih razmerah. Določili smo tudi največjo dopustno trajno obremenitev preizkušane polžaste dvojice glede na standardno mazalno olje EPOL 310.

Eksperimentalna naprava in preizkušanje

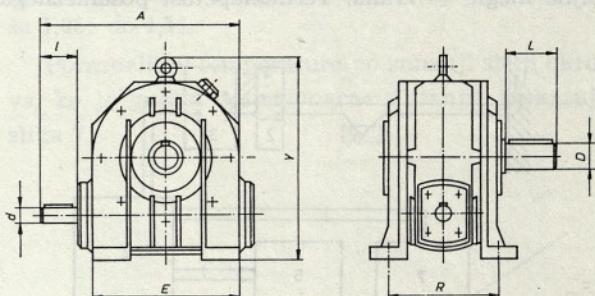
Za preizkušanje je rabila preiskuševalna naprava, ki jo prikazuje slika 1. Naprava je konstruirana tako, da je mogoče z elektromotorjem moči do 15 kW brezstopenjsko regulirati vrtilno hitrost do 3000 vrt./min.

Dimenziije preizkušanega prenosnika — reduktorja so razvidne s slike 2, polžaste dvojice pa s slike 3. Za preizkus smo izbrali domače olje EPOL 310, ki ga priporočata tako izdelovalec olja kakor tudi izdelovalec prenosnikov STROJNA — Maribor. Podatki uporabljenega olja so razvidni s tabele 1.



Sli. 1. Preizkuševalna naprava z energijskim krožnim tokom

1 — pogonski motor, 2 — jermenski pogon, 3 — ležaj, 4 — tahometer, 5 — torzijski dinamometer 100 Nm, 6 — preizkušni reduktor, 7 — torzijski dinamometer 2500 Nm, 8 — vmesni reduktor, 9 — jermenski pogon, 10 — generator enosmernega toka (zavora), 11 — upor

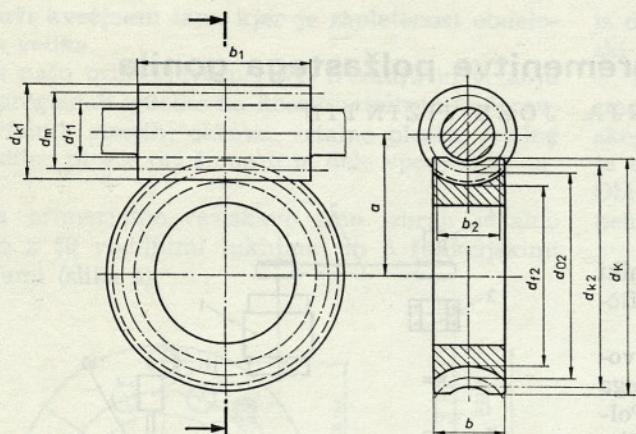


Tip	A	$\varnothing D$	E	I	L	R	$\varnothing d$
GPo 2.5.s.p.	413	60 m6	300	70	120	245	38 k6

Sli. 2. Glavne dimenzijske podatke preizkušenega reduktorja
 $P = 7,5 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ vrt./min}$, $a = 139 \text{ mm}$. Polž je montiran v ulitem okrovu pod polžastim zobjnikom in potopljen v olju do osi.

Za merjenje vrtilnih momentov smo uporabljali elastični dajalnik z nalepljenimi uporavnimi merilnimi trakovi. Dobljeni signal smo prenašali od vrtečih se delov na stacionarne dele sistema z drsnimi obročki. Merili smo moment na vstopni in izstopni gredi reduktorja, vsakega s posebno merilno dozo.

* Raziskavo sta finančirala Sklad Borisa Kidriča in tovarna STROJNA, Maribor. S tem delom je dipl. ing. J. Vižintin dosegel stopnjo magistra znanosti.



Sl. 3. Glavne dimenzije polžaste dvojice

Polž: $z_1 = 1$, $m = 8 \text{ mm}$, $\alpha_n = 20^\circ$, $d_m = 62 \text{ mm}$, $d_{k1} = 78 \text{ mm}$, $\gamma_m = 7^\circ 21' 8''$, $t_{a1} = 25,13272 \text{ mm}$, $b_1 = 99 \text{ mm}$.

Polžasti zobnik: $z_2 = 27$, $d_{02} = 216 \text{ mm}$, $d_{k2} = 232 \text{ mm}$, $d_k = 240 \text{ mm}$, $b_2 = 74 \text{ mm}$, $b = 55,33 \text{ milimetrov}$.

Material polža: Č.4732, zobni boki brušeni; material polžastega zobnika: C.Cu Al10 Fe3.

Tabela 1. Lastnosti mazalnega olja EPOL 310

Gostota pri 150°C	Viskoznost pri 50°C	Viskoznost pri 100°C	Indeks viskoznosti min	Vrelišče min	Strdišče max
920 kg/m ³	238 cSt	30 cSt	80	210 °C	-8 °C

Temperaturo mazalnega olja smo merili s termoelementi Cromel-Alumel po kompenzacijijski metodi. Osem termoelementov je bilo razporejenih znotraj okrova reduktorja, tako da smo s štirimi merili neposredno temperaturo olja, z enim temperaturo olja v ležaju izstopne gredi in s tremi temperaturo oljne megle — zraka. Termonapetost posameznega

termoelementa v milivoltih smo razbirali s kompenzatorja.

Temperaturo zunanje stene okrova smo merili s termoelementi CrNi-Cr prav tako po kompenzacijijski metodi. Štirideset merilnih mest je bilo razporejenih po zunanji steni okrova tako, da se je vsako merilno mesto ujemalo z oglišči kvadrata ortogonalne mreže. Merilni stavek za merjenje temperature zunanje stene okrova prikazuje slika 4.

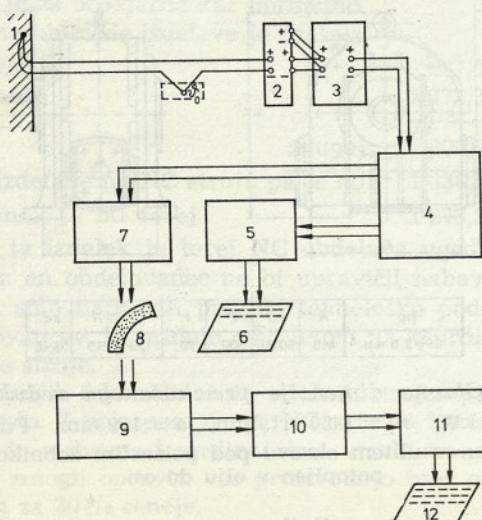
Spremembo temperature okolice smo merili z živosrebrnim termometrom. Termometer smo prispevali na vrvico 1 m od tal in 1 m od preizkusnega prenosnika. Temperaturo okolice smo razbirali v enakih časovnih presledkih kakor temperature na okrovu in v oljni kopeli.

Stacionarno stanje gonila

Menimo, da je stacionarno stanje gonila takrat, ko sta pri dani obremenitvi temperatura olja in temperatura okrova pri konstantni temperaturi okolice konstantni. Praktično se v daljšem časovnem presledku posamezne veličine spreminjajo v mejah $\pm 2\%$.

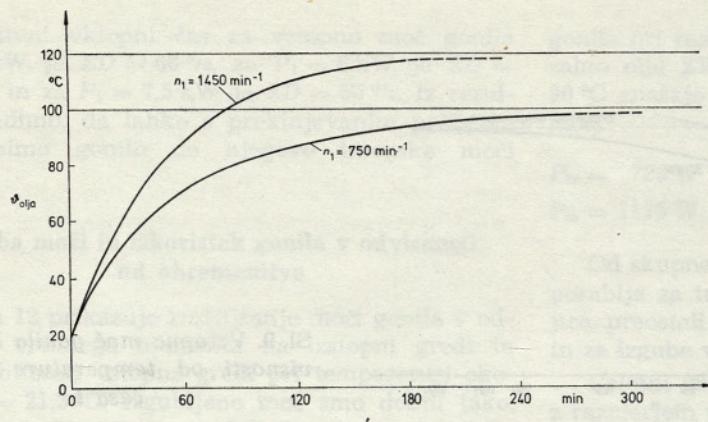
Slike 5 je razvidno povišanje temperature olja v odvisnosti od časa pri konstantnem torzijskem momentu izstopne gredi $M_{12} = 540 \text{ Nm}$ za dani vrtlne hitrosti. Iz dijagrama je tudi razvidno, da pri večji vrtlni hitrosti hitreje dosežemo stacionarno stanje. Vzrok za to pripisujemo intenzivnejšemu mešanju olja pri večjih hitrostih.

Slika 6 prikazuje povišanje temperature olja in temperature zunanje stene okrova v odvisnosti od

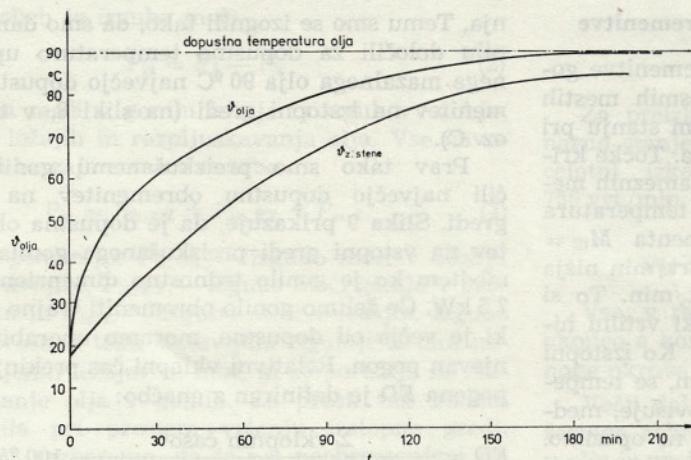


Sl. 4. Merilni stavek za merjenje temperature zunanje stene okrova

1 — termoelement CrNi — Cr, 2 in 3 — večpolno stikalo, 4 — digitalni voltmeter, 5 in 6 — pisalni stroj, 7 in 8 — luknjalnik, 9 — procesni računalnik System 7; 10, 11 in 12 — računalnik IBM 1130.



Sl. 5. Temperatura olja ϑ_{oil} v odvisnosti od časa t pri različnih vrtilnih hitrostih n

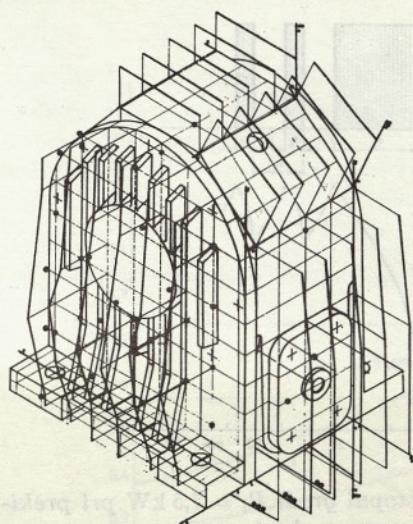


Sl. 6. Temperatura olja ϑ_{oil} in zunanje stene $\vartheta_{z, \text{stene}}$ v odvisnosti od časa t

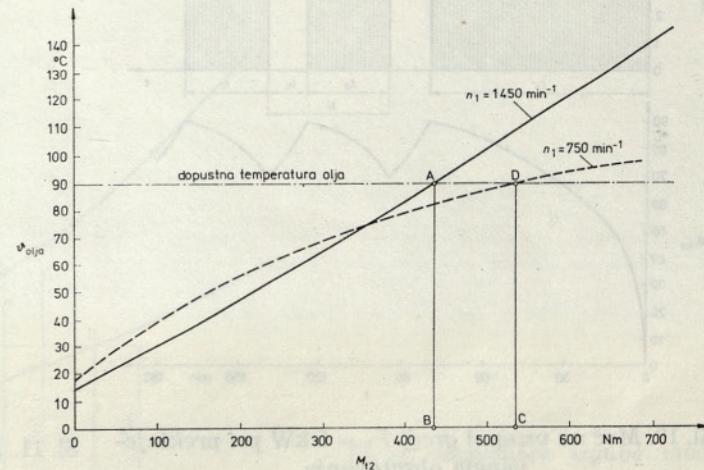
časa, kar smo ugotovili z meritvami pri enakih izgubah moči gonila, kakršne so v stacionarnem stanju pri temperaturi olja 90 °C. V področju nestacionarnega obratovanja gonila je temperatura olja znatno višja od temperature zunanje stene. Ko gonilo doseže stacionarno stanje, pa se razlika med

temperaturama zmanjša. Razmerje med njima znaša 1,065 do 1,11.

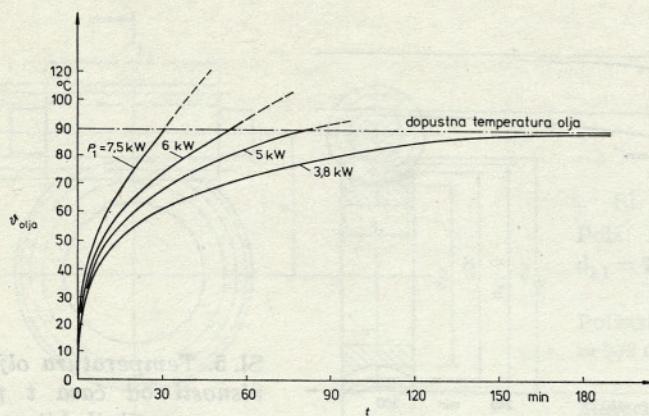
Porazdelitev temperature po zunani steni okrova, ko je gonilo v stacionarnem stanju, prikazuje slika 7.



Sl. 7. Porazdelitev temperature v stacionarnem stanju



Sl. 8. Temperatura olja ϑ_{oil} v odvisnosti od izstopnega momenta M_{t2} za dve vrtilni hitrosti n

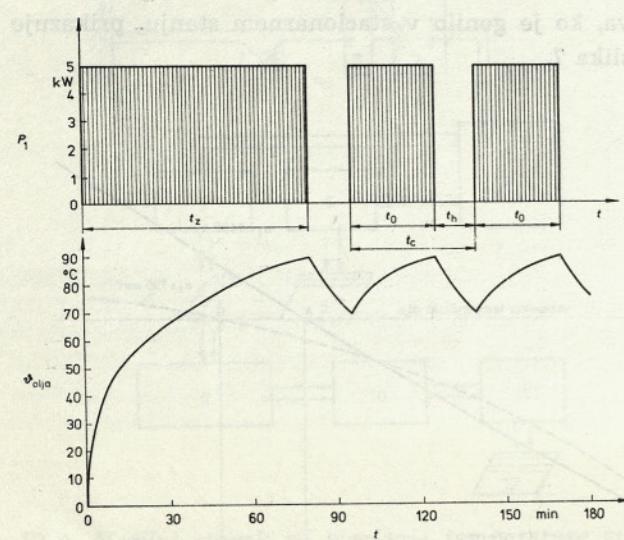


Sl. 9. Vstopna moč gonila P_1 v odvisnosti od temperature olja in časa t

Odvisnost temperature olja od obremenitve

Odvisnost temperature olja od obremenitve gonila smo določili tako, da smo na osmih mestih merili temperaturo olja v stacionarnem stanju pri različnih izstopnih obremenitvah gonila. Točke krvilj na sliki 8 so srednje vrednosti posameznih meritev. Slike 8 je še razvidno, da je temperatura olja do izstopnega torzjskega momenta $M_{t2} = 350 \text{ Nm}$ pri vrtilni hitrosti $n_1 = 1450 \text{ vrt./min}$ nižja kakor pri vrtilni hitrosti $n_1 = 750 \text{ vrt./min}$. To si razlagamo tako, da se toplota pri veliki vrtilni hitrosti hitreje odvaja kakor pri manjši. Ko izstopni moment preseže vrednost $M_{t2} = 350 \text{ Nm}$, se temperatura olja pri večji vrtilni hitrosti povišuje, medtem ko tega pri manjši vrtilni hitrosti ne opazimo.

Med nepretrganim obratovanjem gonila se pogosto dogaja, da temperatura olja preseže največjo dopustno vrednost, kar olju zmanjšuje sposobnost za mazanje, polžasti dvojici pa krajša dobo trajanja.



Sl. 10. Moč na vstopni gredi $P_1 = 5 \text{ kW}$ pri prekinjevanem obratovanju

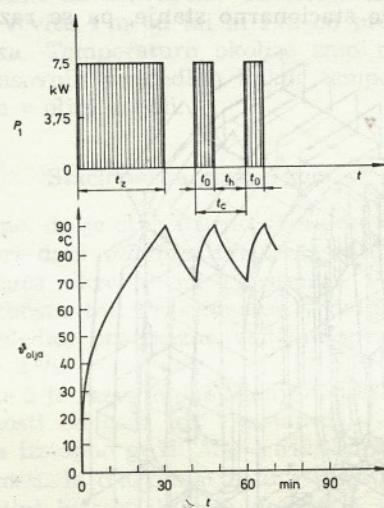
t_z — začetni čas, t_0 — čas obratovanja, t_n — čas hla-jenja, t_c — čas ciklusa.

nja. Temu smo se izognili tako, da smo danemu gonilu določili za dopustno temperaturo uporabljenega mazalnega olja $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ največjo dopustno obremenitev na izstopni gredi (na sliki 8, v točkah B oz. C).

Prav tako smo preizkušanemu gonilu določili največjo dopustno obremenitev na vstopni gredi. Slika 9 prikazuje, da je dopustna obremenitev na vstopni gredi preizkušanega gonila 3.8 kW , medtem ko je gonilo trdnostno dimenzionirano za 7.5 kW . Če želimo gonilo obremeniti trajno z močjo, ki je večja od dopustne, moramo uporabiti prekinjevan pogon. Relativni vklopni čas prekinjevanega pogona ED je definiran z enačbo:

$$ED = \frac{\Sigma \text{vklopnih časov}}{\Sigma \text{vklopnih časov} + \Sigma \text{odmorov}} \cdot 100\% \quad (1)$$

S preizkusi dobljen potek segrevanja in ohlajevanja gonila s prekinjevanim pogonom za moč na vstopni gredi $P_1 = 5 \text{ kW}$ oz. $P_1 = 7.5 \text{ kW}$ prikazuje sliki 10 in 11.



Sl. 11. Moč na vstopni gredi $P_1 = 7.5 \text{ kW}$ pri prekinjevanem obratovanju

t_z — začetni čas, t_0 — čas obratovanja, t_n — čas hla-jenja, t_c — čas ciklusa.

Relativni vklopni čas za vstopno moč gonila $P_1 = 5 \text{ kW}$ je $ED = 66 \%$, za $P_1 = 6 \text{ kW}$ je $ED = 60 \%$ in za $P_1 = 7,5 \text{ kW}$ je $ED = 50 \%$. Iz rezultatov vidimo, da lahko s prekinjevanim pogonom obremenimo gonilo do njegove imenske moči $7,5 \text{ kW}$.

Izguba moči in izkoristek gonila v odvisnosti od obremenitve

Slika 12 prikazuje zmanjšanje moči gonila v odvisnosti vrtilnega momenta na izstopni gredi in vrtilne hitrosti vstopne gredi pri temperaturi okolice $\vartheta_0 = 21,3^\circ\text{C}$. Izgubljeno moč smo dobili tako, da smo merili vstopno moč P_1 in izstopno moč P_2 . Razlika obeh je izguba moči

$$P_{iz} = P_1 - P_2 \quad (2)$$

Izguba moči v gonilu izhaja iz izgub v ozobju, trenja v ležajih in razpljuskavanja olja. Vse navedene izgube zajamemo z enačbo

$$P_{iz} = P_{iz, OZ} + P_{iz, PT} + P_{iz, L} \quad (3)$$

v kateri pomenijo: $P_{iz, OZ}$ — izgubo moči v ozobju polžaste dvojice, $P_{iz, PT}$ — izgubo moči gonila v prostem teku in $P_{iz, L}$ — izgubo moči v ležajih. Izgubo moči v prostem teku sestavlja izgubljena moč neobremenjenih ležajev in moč, ki se porablja za razpljuskavanje olja v gonilu. Za prosti tek imamo tek gonila pri prostem vrtenju izstopne gredi. S slike 12 razberemo, da je pri neobremenjeni izstopni gredi ($M_{t2} = 0,0 \text{ Nm}$) izgubljena moč

$$P_{iz} = 146 \text{ W} \quad \text{pri } n_1 = 750 \text{ vrt./min}$$

in

$$P_{iz} = 352,8 \text{ W} \quad \text{pri } n_1 = 1450 \text{ vrt./min}$$

Odvisnost izgubljene moči od obremenitve gonila smo dobili z meritvami v stacionarnem stanju

gonila pri različnih obratovalnih razmerah. Za mazalno olje EPOL 310 z dopustno temperaturo olja 90°C znašajo za stacionarno stanje skupne izgube moči

$$P_{iz} = 725 \text{ W} \quad \text{pri } n_1 = 750 \text{ vrt./min} \quad (\text{v točki B})$$

$$P_{iz} = 1125 \text{ W} \quad \text{pri } n_1 = 1450 \text{ vrt./min} \quad (\text{v točki C})$$

Od skupne izgubljene moči gonila se 62 oz. 72 % porablja za trenje med zobnimi boki polžaste dvojice, preostali del 28 oz. 38 % pa za trenje v ležajih in za izgube v prostem teku gonila.

Celotni izkoristek polžastega gonila je definiran z razmerjem med izstopno in vstopno močjo

$$\eta_{cel} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{iz}}{P_1} \quad (4)$$

Za preizkušano polžasto gonilo smo za stacionarno stanje gonila pri $n_1 = 1450 \text{ vrt./min}$ izmerili celotni izkoristek 67,86 %, pri vrtilni hitrosti 750 vrt./min pa 67, 41 %.

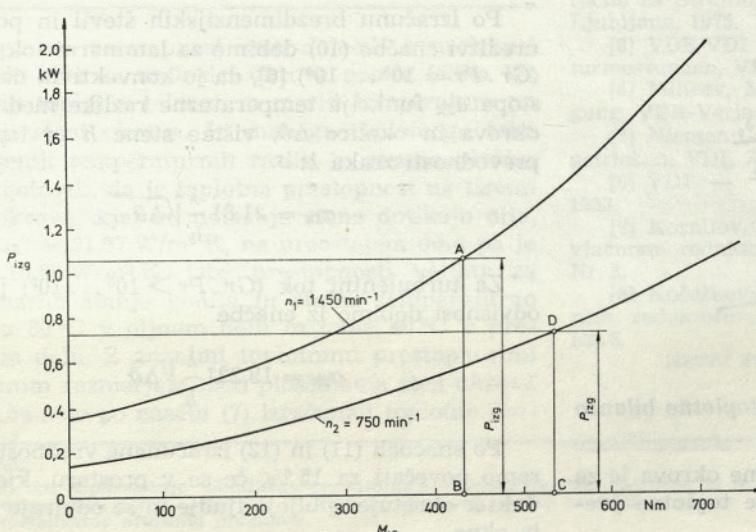
Vir toplotne v gonilu in njen odvod

Vsa, v reduktorju nastala toplota, se odvaja v okolico s konvekcijo, sevanjem in prevodom skozi noge okrova ter gredi.

Večji del toplotne, nastale na zobnih bokih polžastega zobjnika in polža ter v ležajih, se odvaja v olje in zrak nad oljem v reduktorju, preostali del pa se odvaja naravnost skozi okrov in gredi. Z olja in zraka prehaja toplota na stene okrova, del te toplotne prestopa s sten na zrak okolice, del pa se prevaja skozi noge okrova v temelje reduktorja.

Odveden toplotni tok je enak izgubljeni moči gonila

$$\Phi = P_{iz} \quad (5)$$



Sl. 12. Razdelitev izgube moči P_{iz} reduktorja v odvisnosti od izstopnega momenta M_{t2} za dve vrtilni hitrosti n

Toplotni tok skozi ravno enoplastno steno je

$$\Phi = k (\vartheta_{\text{olja}} - \vartheta_0) A \quad (6)$$

kjer pomenijo: k — topotno prehodnost, ϑ_{olja} — temperaturo segretega olja, ϑ_0 — temperaturo okolice, A — ploščino zunanje stene okrova.

Topotno prehodnost izračunamo po enačbi

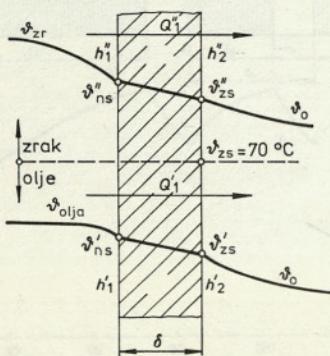
$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} \psi + \frac{\delta}{\lambda} \psi + \frac{1}{a_2}} \quad (7)$$

kjer pomenijo: a_1 — topotno prestopnost med oljem in notranjo steno okrova, δ — debelino stene, λ — topotno prevodnost stene okrova, a_2 — topotno prestopnost med zunanjim steno okrova in okolico ter ψ — razmerje med ploščinama zunanje in notranje stene okrova.

Meritve so pokazale, da se od celotnega topotnega toka 1125 W odvaja skozi noge okrova in po izstopnih gredah 527,34 W ali 46,6 %, s konvekcijo in sevanjem pa prek okrova 597,66 W ali 53,4 %. To velja za stacionarno stanje gonila, torej pri konstantni temperaturni razliki in konstantnih obratovalnih razmerah.

Za določanje topotnega toka smo uporabili temperaturo olja, merjeno na osmih mestih, temperaturo stene okrova pa na štiridesetih. Temperaturo stene in olja smo odbirali pri stalnih obratovalnih razmerah v časovnem razmiku ene ure. Temperatura je za različna merilna mesta v okrovu in na okrovu različna, prav tako so različne tudi topotne prestopnosti. Iz tega izhaja, da se topotni tok na posameznih mestih okrova razlikuje.

Za izračun topotnega toka in topotnih prestopnosti smo upoštevali poenostavitev tako, da smo okrov razdelili v dva dela. Prvi del je obsegal ploščino stene okrova, ki je bila na notranji strani v dotiku z oljem, drugi del pa ploščino stene, ki je bila na notranji strani v dotiku z zrakom (slika 13).



Sl. 13. Stena okrova z veličinami za topotno bilanco

Ploščina notranje in zunanje stene okrova je za dani reduktor znana, niso pa znane topotne prestopnosti. Te so odvisne od:

a) sestave olja, sestave zraka v reduktorju, temperature olja in temperature okolice,

b) gibanja olja in zraka.

S stopnjevanjem vrtline hitrosti se olje bolj vrtinci in topota hitreje prehaja z olja na notranje stene okrova gonila. K prehodu topote pripomore tudi gibanje zraka zunaj ob okrovu. Opazen vpliv ima polzasti zobnik na topotni tok pri začetni vrtlini hitrosti. Če je zobnik velik, se olje zadržuje na njem dalj časa in s tem poveča odvod topote. Menimo, da vrsta olja bistveno ne vpliva na prehod topote. Za dano gonilo smo določili topotne prestopnosti. Topotno prestopnost med oljem oziroma zrakom in notranjo steno okrova smo določili s preizkusi iz razlik izmerjenih temperatur, znane notranje ploščine okrova in znanega topotnega toka. Na tistem delu okrova, kjer se stene dotikajo olja, znaša topotna prestopnost $a_1' = 161,16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, na preostalem delu pa je $a_1'' = 41,668 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (a_1' in a_1'' sta notranji topotni prestopnosti).

Topotna prestopnost med zunanjim steno okrova in okolišnim zrakom smo določili računsko in s preizkusi. Zunanja topotna prestopnost je sestevek konvektivnega a_{2k} in sevalnega a_{2s} dela:

$$a_2 = a_{2k} + a_{2s} \quad (8)$$

Konvektivni del prestopa izračunamo po podobnostni teoriji, ki pravi, da je prestopnost pri naravnih konvekcijah za podobna telesa — ravne vertikalne stene, ki so definirane z dolžino l , dana z enačbo [6]

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (9)$$

kjer so: Nu — Nuseltovo število, Gr — Grasshofovo število, Pr — Prandtlovo število.

Če zanemarimo vztrajnostne sile toka zraka, se enačba (9) poenostavi v obliko [6]

$$Nu = f(Gr \cdot Pr) \quad (10)$$

Po izračunu brezdimenzijskih števil in po preureditvi enačbe (10) dobimo za laminarni tok zraka ($Gr \cdot Pr = 10^8 \dots 10^9$) [6], da je konvektivni del prestopa a_{2k} funkcija temperaturne razlike med steno okrova in okolico $\Delta\vartheta$, višine stene h in topotne prevodnosti zraka λ :

$$a_{2k} = 21,81 \frac{\lambda^4}{h} \sqrt[4]{\Delta\vartheta} \quad (11)$$

Za turbulentni tok ($Gr \cdot Pr > 10^8 \dots 10^9$) [6] pa odvisnost dobimo iz enačbe

$$a_{2k} = 19,221 \frac{\lambda^3}{h} \sqrt[3]{\Delta\vartheta} \quad (12)$$

Po enačbah (11) in (12) izračunane vrednosti moramo povečati za 15 %, če se v prostoru, kjer reduktor obratuje, gibljejo ljudje in se odpirajo vrata in okna.

Sevalni del prestopa smo izračunali po Stefan-Boltzmannovem zakonu:

$$\alpha_{2s} = \frac{\varepsilon_n \sigma}{\Delta \vartheta} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \quad (13)$$

kjer pomenijo: ε_n — emisijski koeficient stene okrova, σ — konstanto sevanja absolutno črnega telesa, T_2 — temperaturo zunanje stene, T_0 — temperaturo okolice in $\Delta \vartheta$ — temperaturno razliko med zunanjim steno okrova in okolico.

Celotna izračunana zunanja topotna prestopnost za različne temperaturne razlike je podana v tabelah 2 in 3.

Tabela 2. Laminarni tok in navpična stena reduktorja

$\Delta \vartheta$ °C	α_{2k} W/m ² K	α_{2s} W/m ² K	$\alpha_{2k} + \alpha_{2s}$ W/m ² K
40	4,875	5,068	9,943*
50	5,164	5,198	10,362
60	5,393	5,464	10,857*
70	5,623	5,715	11,338
80	5,796	6,044	11,840
90	5,969	6,384	12,353
100	6,1	6,702	12,82

Tabela 3. Turbulentni tok in navpična stena reduktorja

$\Delta \vartheta$ °C	α_{2k} W/m ² K	α_{2s} W/m ² K	$\alpha_{2k} + \alpha_{2s}$ W/m ² K
40	5,84	5,068	10,908*
50	6,28	5,198	11,478
60	6,693	5,464	12,157*
70	7,028	5,715	12,743
80	7,348	6,044	13,428
90	7,65	6,384	14,034
100	7,92	6,702	14,622

Topotno prestopnost smo določili s preizkusi tako, da smo za vsak del okrova gonila (slika 13) sestavili topotno bilanco in merili temperaturo na zunanji steni okrova. Iz znanega topotnega toka izmerjenih temperaturnih razlik in znanih ploščin smo ugotovili, da je topotna prestopnost na tistem delu okrova, kjer se notranje stene dotikajo olja, enak $\alpha''_2 = 21,57 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, na preostalem delu pa je $\alpha''_2 = 10,99 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Obe prestopnosti veljata za stacionarno stanje gonila in stalno temperaturno razliko 60°C v oljnem delu oziroma 40°C v preostalem delu. Z zanimimi topotnimi prestopnostmi in zanimi razmerjem med ploščinama sten okrova $\psi = 1,54$ smo po enačbi (7) izračunali topotno pre-

hodnost. Ta je na tistem delu okrova, kjer se dotikajo notranje stene olja, enaka $k' = 17,73 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, na preostalem delu pa je $k'' = 7,788 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Z izračunom smo ugotovili tudi, da imajo vse izboljšave za prevod topote znotraj gonila majhen vpliv na topotni tok in s tem na zmanjšanje izgube moči. Tudi je razvidno, da je notranja topotna prestopnost α_1 štirikrat večja od zunanje topotne prestopnosti α_2 . Zato je za povečanje prehoda topote treba najprej povečati zunano topotno prestopnost α_2 in nato notranjo topotno prestopnost α_1 .

Sklepi

V predloženem delu so obravnavane topotne obremenitve polžastih gonil, ki so omejene z najvišjo dopustno temperaturo olja. Pri predpisani temperaturi olja je dopustna obremenitev gonila (moč gonila) tem večja, čim bolje se odvaja topota. Zato je dimenzioniranje okrova glede prehoda topote bistvenega pomena. V delu samem je prikazano, kdaj nastane stacionarno stanje gonila, kakor tudi, da se gonilo lahko — glede na sicer zadostno trdnost — bolj obremeniti pri prekinjevanem obratovanju. Določene so topotne prehodnosti, ki so potrebne za dimenzioniranje okrova, prikazana pa je tudi odstotna udeležba topotnega toka po raznih delih reduktorja. Raziskava kaže predvsem, da je pri dimenzioniranju polžastih gonil topotna bilanca enako pomembna kakor trdnostni preračun. V našem primeru je bilo gonilo trdnostno znatno močnejše dimenzionirano, kakor pa glede na topotne obremenitve. S spremembami okrova, ki bistveno vpliva na prehod topotnega toka, se lahko spremeni tudi obremenitev.

LITERATURA

- [1] Vižintin, J.: Preračun procesa hlajenja polžastih reduktorjev s pomočjo teorije končnih elementov, FS (magistrsko delo), Ljubljana, 1975.
- [2] Hlebanja, J., Vižintin, J.: Vijačni polž, določitev nosilnosti pri prekinjevanem pogonu, FS (interni poročilo za Strojno, Maribor, diplomsko delo D. Mrkela), Ljubljana, 1975.
- [3] VDE/VDI — Richtlinien, Technische Temperaturmessungen, VDE/VDI 3511, 1967.
- [4] Miheev, M. A.: Grundlagen der Wärmeübertragung, VEB-Verlag Technik, Berlin, 1962.
- [5] Niemann, G.: Untersuchungen an Schneckengetrieben, VDI, Z. Bd. 95, 1962.
- [6] VDI — Wärmeatlas, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1953.
- [7] Kornilov, G. I.: Issledovanie teploobmena v črvočnom reduktore, Vestnik »Mašinostrojenija«, 1963, Nr. 2.
- [8] Kočežkov, S. M.: K rasčetu teplootdači črvočnih reduktorov, Vestnik »Mašinostrojenija« 47, 1967, Nr. 3.

Naslov avtorjev: prof. dr. Jože Hlebanja, dipl. ing., mgr. Jože Vižintin, dipl. ing., oba Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani

Popravek

V članku »Optimiranje zobniškega prenosnika z valjasto zobniško dvojico«, ki je bil objavljen v SV 1977/3—4, je na strani 74, v desnem stolpcu treba zamenjati 15. vrstico od zgoraj (»vsoto profilnih pomikov v normalnem rezu«) s pravilnim besedilom: »vsoto koeficientov profilnih premikov.«

J. Hlebanja—J. Duhošnik