

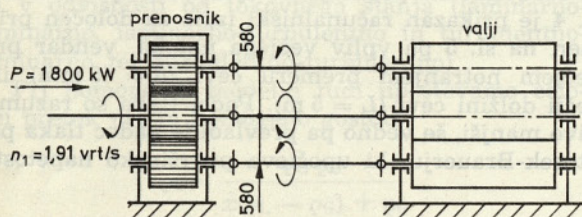
UDK 621.833.01

Izgube moči pri zobnikih s posebnim ozobjem

JOŽE HLEBANJA

1. UVOD

Zaradi trenja med zobnimi boki nastanejo pri prenašanju moči z zobniki mehanske izgube, ki se neposredno pretvarjajo v toploto. Del nastale toplote se odvaža z oljem, drugi del pa prek bokov prehaja na zobnike. Čim večje je trenje, tem večje bodo izgube moči, večje bo segrevanje in manjša bo zmogljivost zobniškega prenosnika. V sestavku bomo obravnavali izgube moči pri zobnikih s posebnim ozobjem, dobljene rezultate pa primerjali z evolventnimi zobniki. Študija se nanaša na konkreten primer valjarniškega prenosnika, ki ga poganjata dva elektromotorja s skupno močjo 1800 kW pri vrtilni hitrosti 1,91 vrt/s. Shema pogona je prikazana na sliki 1.



Slika 1

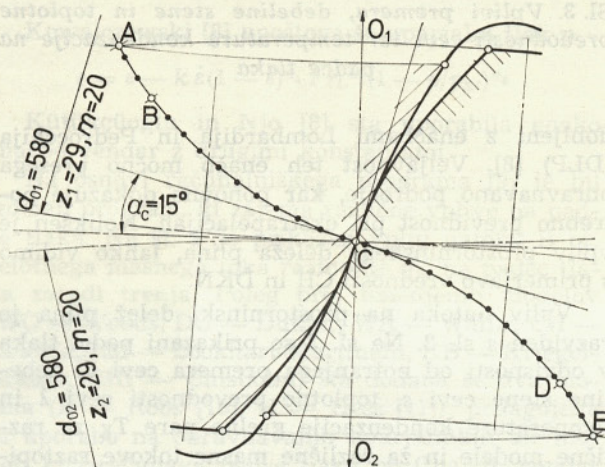
2. OBLIKA POSEBNEGA OZOBJA

Zobniki v prenosniku (sl. 1) imajo obliko bočnic, kakršni sta prikazani na sliki 2 a. Za ozobje je značilno, da ima ločna ubirnica v kinematičnem polu kot $\alpha_c = 15^\circ$, da je polmer ubirnice $\rho_u = 2m$ in da je dolžina ubirnice ACE določena s presečišči njenih temenskih krogov. Višina profila njenega zobnega vrha je enaka modulu. Za enake razmere

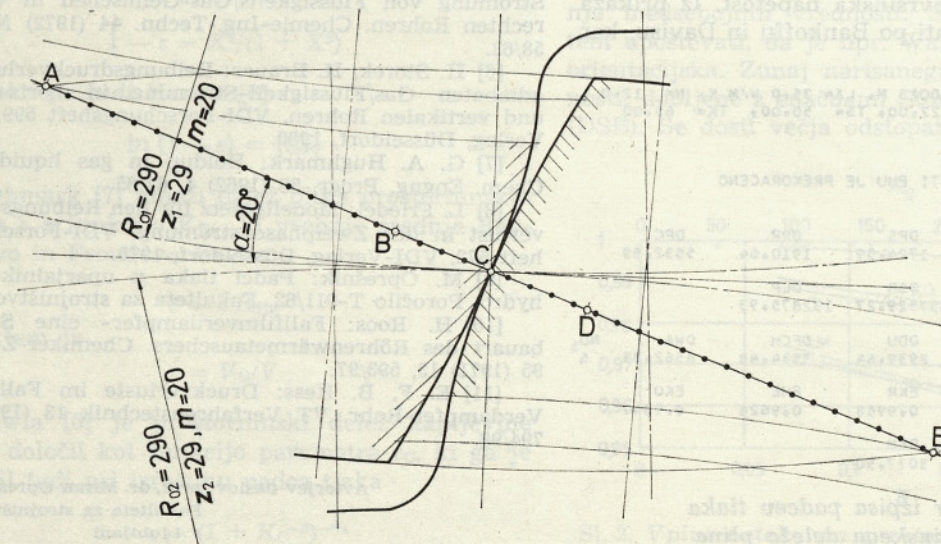
so na sliki 2 b prikazane evolventni bočnici in ubirnica pod kotom $\alpha = 20^\circ$. Na obeh slikah so za primerjavo na ubirnicah označene točke enojnega ubiranja (točka B) in koristna višina profila zobnih bokov. Poleg tega je zob posebnega ozobja v korenu močnejši od evolventnega zoba približno za 80 % (pri enakih razmerah).

3. HITROSTNE RAZMERE NA ZOBNIH BOKIH

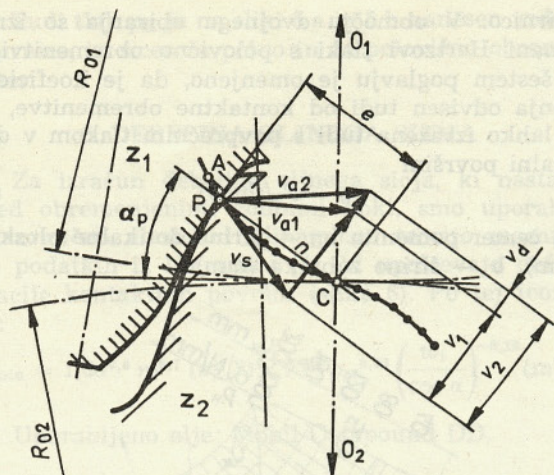
Na nastajanje oljnega sloja med zobnimi boki in na trenje vplivajo relativne hitrosti in kontaktne obremenitve. Na sliki 3 so prikazane hitrostne razmere v dotikalni točki P. Glede na to, da je ubirnica v dotikalni točki P ukrivljena, je smer hitrosti te točke v_s (tj. hitrost, s katero potuje točka P po ubirnici) različna od smeri normale na zobne boke.



Slika 2 a



Slika 2 b

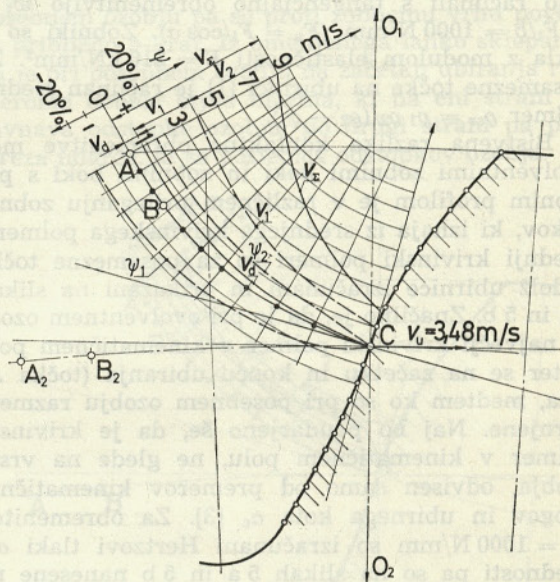


Slika 3

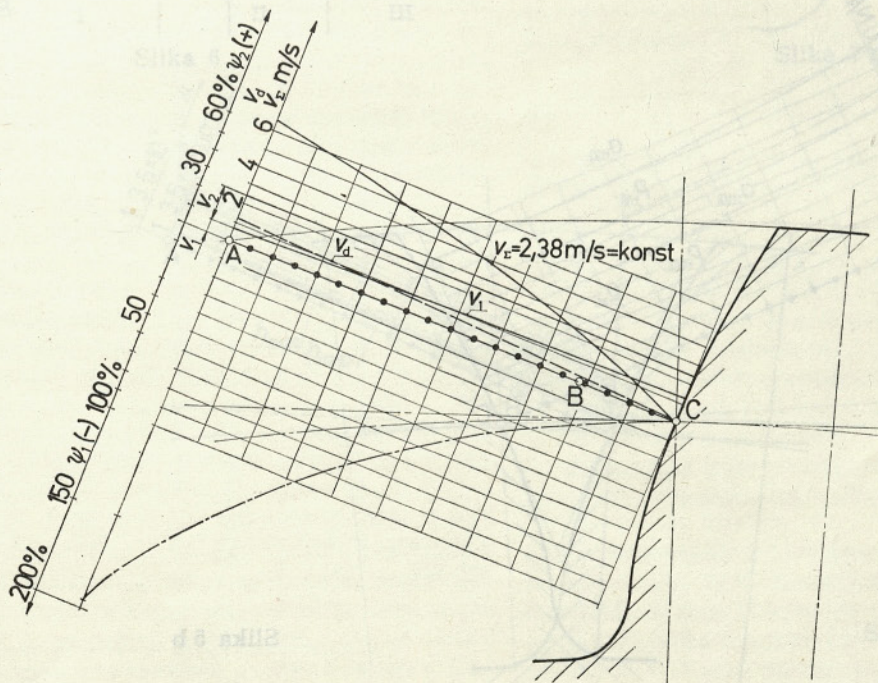
Hitrosti v_1 in v_2 sta relativni hitrosti zobnih bokov glede na dotikalni točki, v_{a1} in v_{a2} pa sta absolutni hitrosti zobnih bokov v trenutku dotika v točki P. Razlika relativnih hitrosti v_d je hitrost, s katero drsita zobna boka med seboj. Debelina oljnega sloja h_o (sl. 6) kakor tudi koeficient trenja pri elasto-hidrodinamičnem mazanju sta odvisna od vsote hitrosti $v_E = v_1 + v_2$, moč trenja P_{tr} pa je odvisna od drsne hitrosti v_d (enačba 7). Merilo za obrabo je pogosto tudi relatiiven zdrs: $\psi_1 = v_d/v_1$ in $\psi_2 = v_d/v_2$.

Za primer, ki je definiran v prvem poglavju, so posamezne točke vzdolž ubirnice za evolventno in za posebno ozobje izračunane hitrosti v_1 , v_2 , v_E in v_d . Grafično so prikazane na sliki 4 a za posebno, na sliki 4 b pa za evolventno ozobje. S slike 4 b

je razvidno, da je za evolventno ozobje $v_E = \text{const} = 2,38 \text{ m/s}$, medtem ko pri posebnem ozobju narašča v_E od $1,8 \text{ m/s}$ v kinematičnem polu C do $8,53 \text{ m/s}$ v začetku ubiranja v točki A. Drsne hitrosti naraščajo od kinematičnega pola C proti zobnemu vrhu, in sicer pri posebnem ozobju od 0 do $0,745 \text{ m/s}$, pri evolventnem ozobju pa od 0 do $1,16 \text{ m/s}$. Na slikah 4 a in 4 b sta vrisana diagrama za relatiivni zdrs, in sicer je pri posebnem ozobju največji zdrs na vznožju zoba gonilnega zobnika $19,1\%$, pri evolventnem ozobju pa 192% , torej desetkrat večji.



Slika 4 a



Slika 4 b

4. KONTAKTNE OBREMITIVTE ZOBNIH BOKOV

Merilo za kontaktno obremenitev je Hertzov tlak, ki je definiran z enačbo

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n E}{2b \pi (1 - \nu^2) \varrho_{sr}}} \quad (1)$$

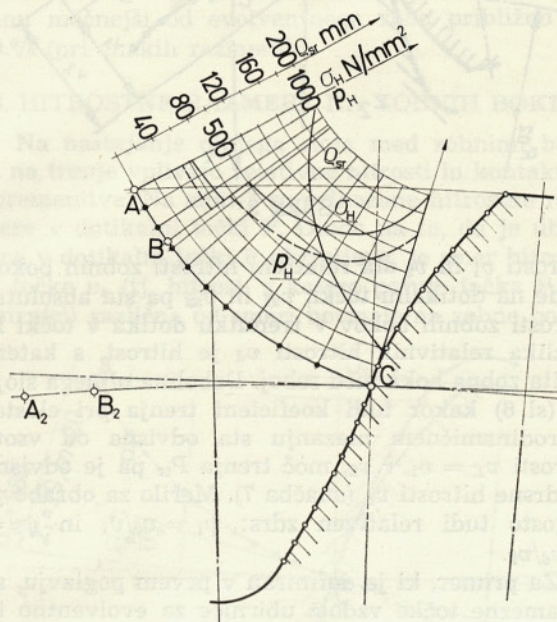
pri čemer pomenijo F_n normalno silo v kontaktni točki (N), b — širino zobnika (mm), ν — Poissonovo število, E — modul elastičnosti (N/mm²), ϱ_{sr} — srednji krivinski polmer (mm). V našem primeru smo računali s tangencialno obremenitvijo $w_t = F_t/b = 1000$ N/mm ($F_n = F_t/\cos \alpha$). Zobniki so iz jekla z modulom elastičnosti $E = 210$ kN/mm². Za posamezne točke na ubirnici [1] je računani srednji polmer $\varrho_{sr} = \varrho_1 \varrho_2 / (\varrho_2 - \varrho_1)$.

Bistvena razlika kontaktne obremenitve med evolventnimi zobnimi boki in zobnimi boki s posebnim profilom je v različnem prileganju zobnih bokov, ki izhajajo iz srednjega krivinskega polmera. Srednji krivinski polmeri so za posamezne točke vzdolž ubirnice izračunani in prikazani na slikah 5 a in 5 b. Značilno je, da je pri evolventnem ozobju največji krivinski polmer v kinematičnem polu C ter se na začetku in koncu ubiranja (točka A) niža, medtem ko so pri posebnem ozobju razmere obrnjene. Naj bo poudarjeno še, da je krivinski polmer v kinematičnem polu, ne glede na vrsto ozobja, odvisen samo od premerov kinematičnih krogov in ubirnega kota α_c [3]. Za obremenitev $w_t = 1000$ N/mm so izračunani Hertzovi tlaki σ_H , vrednosti pa so na slikah 5 a in 5 b nanese na

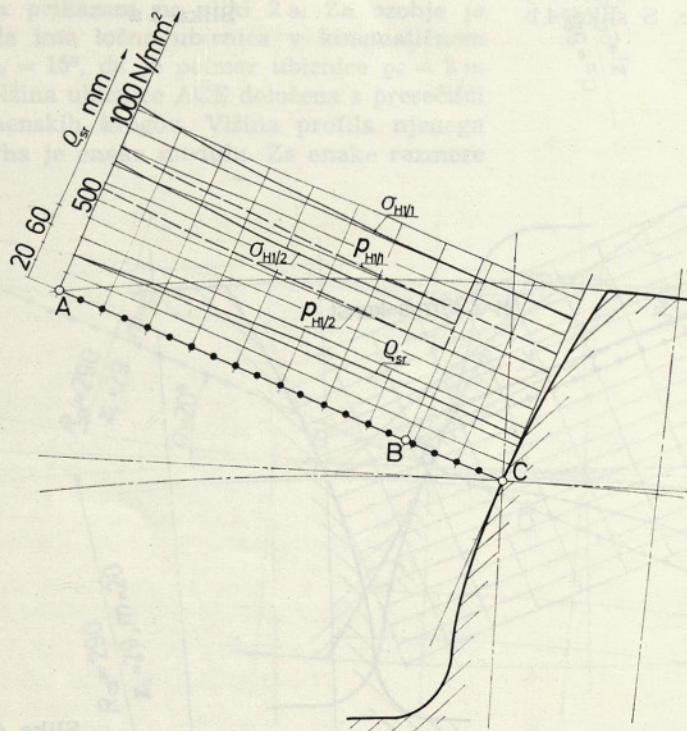
ubirnico. V območju dvojnega ubiranja so izračunani Hertzovi tlaki s polovično obremenitvijo. V šestem poglavju je omenjeno, da je koeficient trenja odvisen tudi od kontaktne obremenitve, ki je lahko izražena tudi s povprečnim tlakom v dotikalni površini

$$p_H = F_n / (b_H b) \quad (2)$$

pri čemer pomenita b_H — širino dotikalne ploskve (mm), b — širino zobnika (mm).



Slika 5 a



Slika 5 b

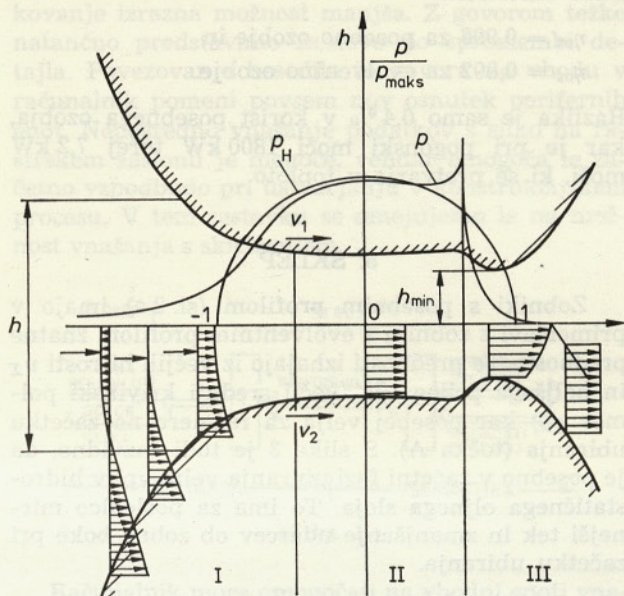
Tudi tlak p_H je na sliki 5 a in 5 b nanesen vzdolž ubirnice, in sicer za polno in za polovično obremenitev.

5. DEBELINA OLJNEGA SLOJA

Za izračun debeline oljnega sloja, ki nastane med obremenjenimi zobnimi boki, smo uporabili izotermično elastohidrodinamično teorijo mazanja po podatkih iz literature [4], ki upoštevajo deformacije kontaktnih površin (slika 6). Po tej teoriji je:

$$h_{\min} = 1,6\alpha^{0,6} \eta_0^{0,7} (v_{\Sigma}/2)^{0,7} E^{0,3} \rho_{sr}^{0,43} \left(\frac{w_t}{\cos \alpha} \right)^{-0,13} \text{ (m)}$$

Uporabljeno olje: Mobil Compound DD.



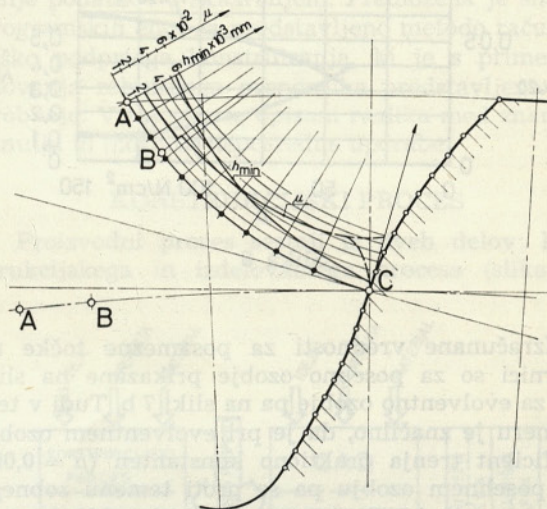
Slika 6

$$\alpha = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N} \text{ (koeficient tlaka)}$$

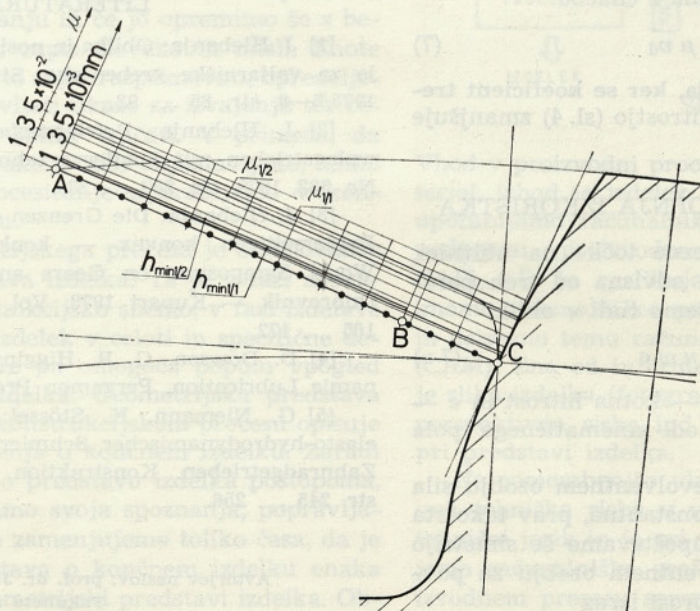
$$\eta_0 = 14,833 \cdot 10^{-2} \text{ Ns/m}^2 \text{ (pri } 50^\circ\text{C)}$$

v_{Σ} — po sliki 4, ρ_{sr} — po sliki 5.

Debelina oljnega sloja je za posamezne točke na ubirnici izračunana, dobljene vrednosti so prikazane na sliki 7. V območju dvojnega ubiranja (AB) so upoštevane polovične obremenitve. Če primerjamo debelino oljnega sloja med evolventnimi zobnimi boki in boki s posebnim profilom, vidimo, da je debelina v območju kinematičnih valjev v obeh primerih približno enaka ($1 \mu\text{m}$). Pri evolventnem ozobju je debelina skoraj konstantna, pri posebnem ozobju pa se proti zobnemu vrhu poveča za približno 5-krat. Iz omenjenega lahko sklepamo, da je pri posebnem ozobju na začetku ubiranja razmeroma debela oljna blazina, ki na eni strani izravnava odstopke ozobja, po drugi strani pa prestreza udarce, ki so posledica odstopkov ozobja.



Slika 7 a



Slika 7 b

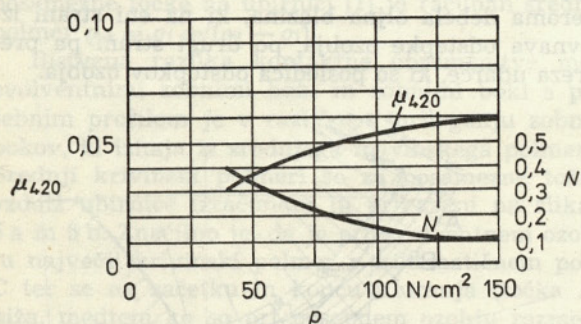
6. KOEFICIENT TRENJA

Za izračun koeficienta trenja so rabile izkušnje iz raziskav, ki sta jih opravila G. Niemann in K. Stossel [5]. Iz teh raziskav izhaja, da je

$$\mu = \mu_{420} \left[\frac{420}{v_{\Sigma}} \right]^N \quad (6)$$

pri čemer je μ_{420} — koeficient trenja pri skupni hitrosti $v_{\Sigma} = 4,2$ m/s in N — eksponent.

Tako v_{Σ} kakor tudi N sta odvisna od povprečnega kontaktnega tlaka, tako kakor je to prikazano na sliki 8. Iz tega izhaja, da na koeficient trenja bistveno vpliva hitrost v_{Σ} .



Slika 8

Izračunane vrednosti za posamezne točke na ubirnici so za posebno ozobje prikazane na sliki 7 a, za evolventno ozobje pa na sliki 7 b. Tudi v tem primeru je značilno, da je pri evolventnem ozobju koeficient trenja praktično konstanten ($\mu = 0,05$), pri posebnem ozobju pa se proti temenu zobnega vrha zmanjšuje. To pomeni, da je izgubljena moč zaradi trenja, ki je definirana z enačbo

$$P_{tr} = F_n \mu v_d \quad (7)$$

pri posebnem ozobju manjša, ker se koeficient trenja μ z naraščajočo drsno hitrostjo (sl. 4) zmanjšuje ($0,02 < \mu < 0,06$).

7. IZGUBE MOČI IN STOPNJA IZKORISTKA

Izguba moči za posamezne točke na ubirnici, izračunana po enačbi 7, je odvisna od treh parametrov. Enačbo 7 lahko pišemo tudi v obliki

$$P_{tr} = F_n \mu \omega e \quad (7a)$$

pri čemer sta $\omega = \omega_1 + \omega_2$ — kotna hitrost in e — oddaljenost ubirne točke od kinematičnega pola (glej sliko 3).

Glede na to, da je pri evolventnem ozobju sila F_n v posameznih odsekih konstantna, prav tako sta konstantna μ in ω , in če upoštevamo še simetrijo ubiranja, dobimo pri evolventnem ozobju za povprečno izgubo moči P_{iz} preprost izraz

$$P_{iz} = 2 \frac{F_n \mu \omega}{t_b} \left[\int_C^B e \, de + \int_B^A e \, de \right] \quad (8)$$

Pri zobnikih s posebnim ozobjem je v enačbi (7 a) konstantna samo skupna kotna hitrost ω . Glede na to izračunamo povprečne izgube pri posebnem ozobju tako, da posamezne parametre za vsako točko na ubirnici izračunamo in dobljene zmnožke grafično integriramo.

Izkoristek ozobja je določen z enačbo

$$\eta_{oz} = \frac{P - P_{iz}}{P} \quad (9)$$

Z izračunanimi vrednostmi za P_{iz} (enačba 8) dobimo izkoristek

$$\eta_{oz} = 0,996 \text{ za posebno ozobje in}$$

$$\eta_{oz} = 0,992 \text{ za evolventno ozobje.}$$

Razlika je samo 0,4 % v korist posebnega ozobja, kar je pri pogonski moči 1800 kW torej 7,2 kW moči, ki se pretvarja v toploto.

8. SKLEP

Zobniki s posebnim profilom (sl. 2 a) imajo v primerjavi z zobniki z evolventnim profilom znatne prednosti. Te prednosti izhajajo iz večjih hitrosti v_{Σ} in boljšega prilaganja (večji srednji krivinski polmer ρ_{st}) kar posebej velja za razmere na začetku ubiranja (točka A). S slike 3 je tudi razvidno, da je posebno v začetni fazi ubiranja velik vpliv hidrostatičnega oljnega sloja. To ima za posledico mirnejši tek in zmanjšanje udarcev ob zobne boke pri začetku ubiranja.

LITERATURA

- [1] J. Hlebanja: Oblika in nosilnost posebnega ozobja za valjarniške grebenjake, Strojniški vestnik XXI 1975/5—6, str. 85 ... 92.
- [2] J. Hlebanja: Betriebserfahrungen an Kammwalzgetrieben mit Sondervverzahnungen, VDI Berichte Nr. 332, 1979, str. 283 ... 288.
- [3] J. Hlebanja: Die Grenzen der Tragfähigkeit der Beiderseitigen konvex — konkaven Verzahnungen. World Symposium on Gears and Geartransmissions. Dubrovnik — Kupari 1978, Vol. A. Paper A-14., str. 165 ... 172.
- [4] D. Dowson, G. R. Higginson: Elasto-Hydrodynamic Lubrication, Pergamon Press 1977.
- [5] G. Niemann, K. Stössel: Reibungszahlen bei elasto-hydrodynamischer Schmierung in Reibrad- und Zahnradgetrieben. Konstruktion 1971. (23. Jahrgang), str. 245 ... 256.