

UDK 62.224.7 TESLA

Torni turbo stroji Nikole Tesle

DUŠAN NENDL

I. Uvod

Leta 1910 je v Združenih državah Amerike Nikola Tesla izumil nov stroj, ki so ga pozneje prištevali k nenavadnim turbo strojem.

Nenavaden je pri tem stroju način prenosa energije med gonilnikom in fluidom. Zgrajen je po načelu notranjega trenja nekega fluida. Medtem ko pomeni trenje nasploh izgubo mehanične energije, rabi tukaj kot sredstvo za prenos mehanične energije z gonilnika na fluid (črpalka) ali pa s fluida na gonilno kolo (turbina).

Slika 1 kaže načelno shemo črpalke, zgrajene po načelu notranjega trenja (torna črpalka). Pod poklopom *a* je nameščen gonilnik, ki sestoji iz skupka trdnih, tankih plošč *c*. Te so nanizane vzporedno druga poleg druge in trdno spojene s tremi ali več spojnicami *e* na gonilno ploščo *b*. Vsaka plošča ima v sredini odprtino, skozi katero vstopa fluid.

Ko se gonilnik vrti, jemlje zaradi trenja med ploščami gonilnika in fluidom ter notranjega tre-

nja fluida samega le-tega s seboj ter ga izpostavlja sredobežnim in Coriolisovim silam. Zaradi tega teče fluid po spiralnih tokovnicah, in sicer s stalno povečujočo se absolutno hitrostjo. To spiralno, nepriljeno in nemoteno gibanje, brez vpliva lopatic, omogoča fluidu, da se sam bolje prilagaja svojim naravnim tokovnicam. Posamezni deli fluida opisujejo pri tem eno ali več ali pa samo delno kroženje.

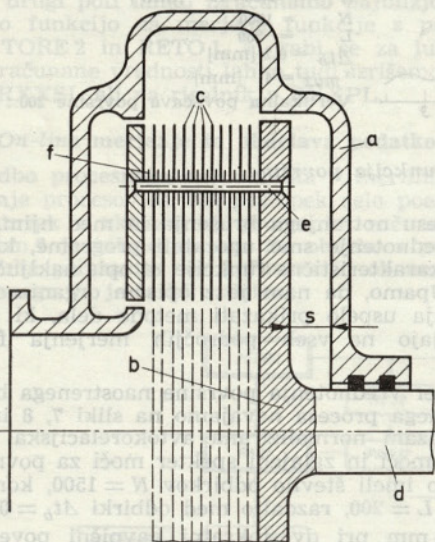
Opisani postopek se lahko tudi zaobrne. Če teče fluid pod velikim tlakom skozi šobo *A* (slika 2) obodno v gonilnik, povzroča njegovo vrtenje. Fluid napravi pri tem eno ali več ali pa samo delno spiralo; njegova absolutna hitrost se vedno manjša, dokler ne doseže odprtine v sredini plošč in izteče skozi šobo *B*. Stroj deluje v tem primeru kot turbina. Šoba *B* rabi za nasprotno vrtilno smer.

Nikola Tesla je gradil svoje turbo stroje v letih od 1906 do 1914. Njegove turbine so delovale na stisnjeni zrak, paro in plin. Značilne konstrukcijske lastnosti teh turbin so bile: preprosta gradnja, majhne razsežnosti in za takratni čas izredno ugodno razmerje med težo in močjo, in sicer 1/1 do 1/6 [kp/KS].

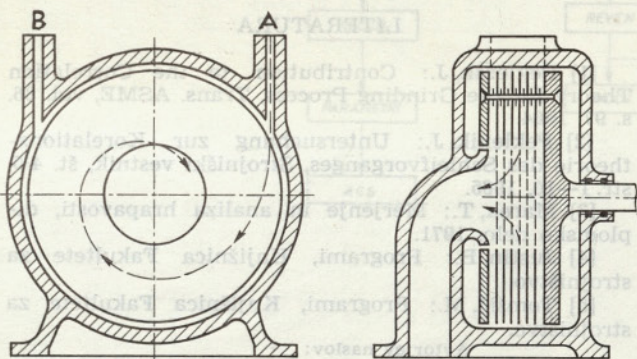
Ker se Tesla ni potrudil, da bi bil razvil svojo turbino do tehnične dozorelosti, ni vzbudila v strokovnem tisku kake posebne pozornosti. Zaradi pomanjkanja zadostnega teoretičnega znanja o poteku toka med gonilnimi ploščami Teslova turbina še vse doslej ni postala zrela za proizvodnjo.

V zadnjem desetletju pa se je pojavila vrsta poskusnih raziskovanj o Teslovi črpalki in turbini. Šele Warren Rice je bil tisti, ki je l. 1963 podal prvo sklenjeno analitično raziskavo o Teslovi črpalki in turbini. Njegova prva preračunavanja se nanašajo na turbulentni tok v gonilniku, dajejo pa samo omejeno praktično vrednost, ker je trenje ob ploščah določil s posebnim tornim faktorjem, ki ga je povezal z dinamičnim tlakom. Ta torni faktor pa je treba šele poskusno določiti. Pozneje je Rice skupno z Boydom razvil numerično preračunavanje torne turbine za laminarni tok nestisljivega fluida.

Warren Rice je izdelal tudi več poskusnih tornih turbo strojev, in sicer črpalko za vodo, puhalo ter turbino na stisnjeni zrak. Ta poskusna raziskovanja pa niso omogočila natančnih meritev o razporeditvi hitrosti med dvema sosednjima ploščama, tako imenovani gonilni celici, ker je bila razdalja med ploščama veliko premajhna. Šele Köhler (Karlsruhe 1969) je zgradil črpalko iz ene same gonilne celice in pri njej natančno izmeril tok s pomočjo vroče žice. Na izsledke njegovih poskusov se bom še povrnil.



Sl. 1. Shema Teslove torne črpalke



Sl. 2. Shema Teslove torne turbine

II. Osnovni pojmi o prenosu energije z notranjim trenjem fluida

Kakor sem omenil v začetku, je pri tornih turbo strojih nenavaden način prenosa energije med gonilnikom in fluidom, in sicer *po načelu notranjega trenja fluida*. Medtem ko pomeni trenje v splošnem izgubo mehanske energije, ga uporabljamo tukaj za prenos te energije.

Oglejmo si osnovne pojme prenašanja energije s trenjem nekoliko поблиže!

Opazujmo najprej dve vzporedni, neskončno veliki plošči, med katerima je nestisljiva tekočina z dinamično viskoznostjo μ (slika 3)! Razdalja b med ploščama naj bo zelo majhna. Če vlečemo zgornjo ploščo s silo K in ji podelimo hitrost u_1 , medtem ko spodnjo ploščo zadržimo, se izoblikuje med obema ploščama linearna porazdelitev hitrosti. Pogorska moč, ki jo potrebujemo za gibanje zgornje plošče, znaša:

$$P_A = K \cdot u_1$$

V stacionarnem primeru potrebujemo za zadrževanje spodnje plošče silo W , ki je enako velika sili K in nasprotno usmerjena. Pri tem sila W ne opravlja dela ($u_2 = 0$). Vsa pogonska moč se uporablja za premagovanje trenja v tekočini.

Dopustimo sedaj spodnji plošči, da se giblje s hitrostjo u_2 ! Porazdelitev hitrosti med obema ploščama naj bo tudi tukaj linearna. Tudi v tem primeru se prenaša sila K zaradi notranjega trenja tekočine na spodnjo ploščo. Zaradi ravnotežja sil v smeri gibanja je zaviralna sila K' , s katero učinkuje tekočina na zgornjo ploščo, enaka $K' = -K$; pogonska sila tekočine na spodnjo ploščo pa je $K'' = K$. Imamo tok z vzporednimi sloji, v katerem deluje notranja sila z zneskom

$$|K'_i| = |K''_i| = |K|.$$

Na zgornji plošči delujoča pogonska moč znaša

$$P_A = K \cdot u_1 \quad (1)$$

Na spodnjo ploščo oddana koristna moč znaša

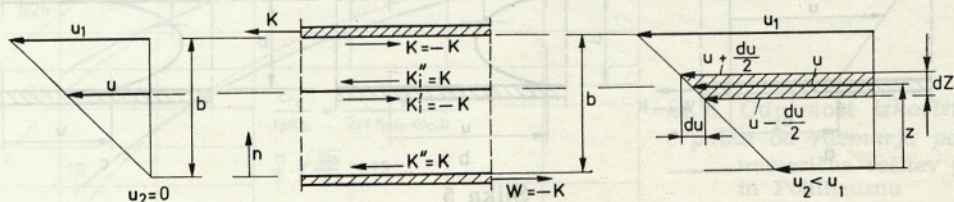
$$P_N = K \cdot u_2 \quad (2)$$

Izkoristek pri prenašanju energije je podan z

$$\eta = \frac{P_N}{P_A} = \frac{K \cdot u_2}{K \cdot u_1} = \frac{u_2}{u_1} \quad (3)$$

pri $u_2 = u_1$ je $\eta = 1$.

Sila K je odvisna od gradienta hitrosti ob plošči



Slika 3

$$K = \tau_o \cdot F$$

$$z: \tau_o = \text{torna sila na površinsko enoto}$$

$$F = \text{površina plošč}$$

pri tem je:

$$\tau_o = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0,b} = \mu \frac{u_2 - u_1}{b} \quad (4)$$

torej je

$$K = \frac{\mu}{b} \cdot F \cdot (u_2 - u_1) \quad (5)$$

Koristna moč postane tako:

$$P_N = K \cdot u_2 = \frac{\mu}{b} \cdot F (u_1 u_2 - u_2^2) \quad (6)$$

Pri $\eta = 1$ velja $u_2 = u_1$, takrat pa je sila $K = 0$, kakor izhaja iz (5); to pomeni, da pri največjem izkoristku ($\eta = 1$) ni mogoč prenos moči oz. energije. Maksimalni prenos moči je mogoč pri:

$$\frac{\partial P_N}{\partial u_2} = u_1 - 2u_2 = 0 \Rightarrow \frac{u_2}{u_1} = \frac{1}{2}; \Rightarrow \eta = 0,5;$$

to pomeni: maksimalni prenos energije je mogoč samo pri slabem izkoristku.

Razlika med pogonsko in koristno močjo je čista izguba. Mi bomo to izgubo energije kratko malo imenovali prenosna (transportna) izguba:

$$P_{Tr} = P_1 - P_N = K (u_1 - u_2)$$

$$P_{Tr} = \mu \cdot F \cdot \frac{(u_1 - u_2)^2}{b} \quad (7)$$

Do istega izsledka pridemo tudi z infinitezimalnim računom:

$$dP_{Tr} = K \left(u + \frac{du}{2} \right) - K \left(u - \frac{du}{2} \right) =$$

$$= K \cdot du = K \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \cdot dz = \mu \cdot F \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \cdot dz \quad (8)$$

Pri linearni porazdelitvi hitrosti je

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{u_1 - u_2}{b} = \text{const}$$

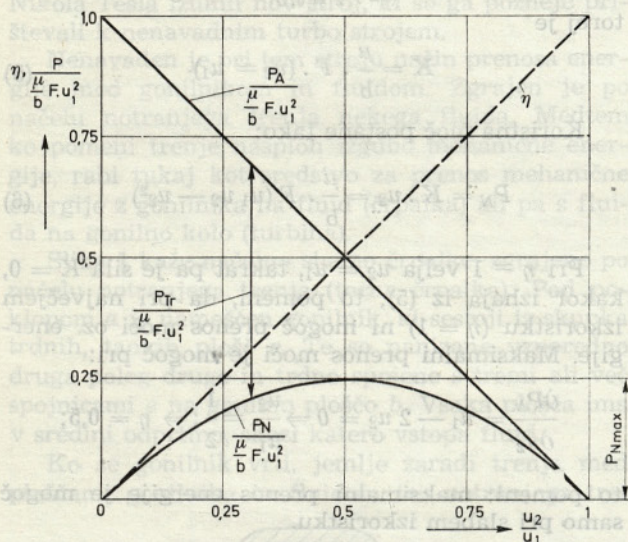
oziroma

$$P_{Tr} = \mu \cdot F \cdot \frac{(u_1 - u_2)^2}{b^2} \int_0^b dz = \mu \cdot F \cdot \frac{(u_1 - u_2)^2}{b} \quad (7)$$

Izkoristek lahko pišemo tudi v naslednji obliki:

$$\eta = \frac{P_N}{P_A} = \frac{P_A - P_{Tr}}{P_A} = 1 - \frac{P_{Tr}}{P_A} \quad (9)$$

Z besedami: izkoristek je toliko večji, kolikor manjša je prenosna izguba.

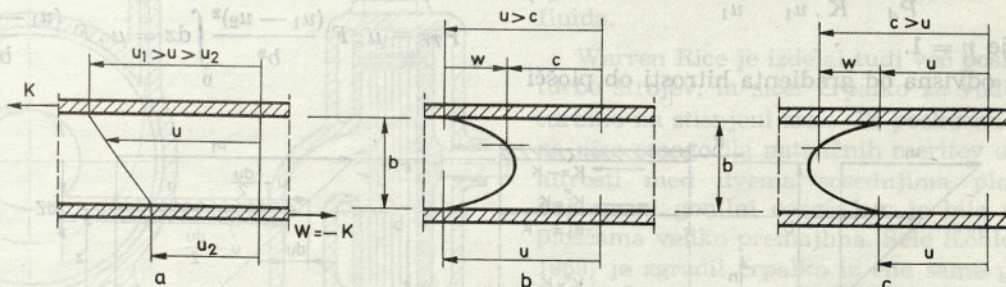


Slika 4

Slika 4 kaže posamezne brezdimenzijske deleže moči v odvisnosti od u_2/u_1 : linearni potek pogonske moči, parabolični potek koristne moči; prenosna izguba se pojavlja kot razlika obeh prej omenjenih deležev; potek izkoristka je linearen; največji prenos energije se dosega pri $\eta = 0,5$.

Takšne tehnične naprave, pri katerih se energija prenaša z enega mehanskega elementa (v našem primeru z zgornje plošče) na drug mehanski element (na spodnjo ploščo), imenujemo, kakor je znano, hidravlične sklopke (slika 5a).

Če se gibljeta obe plošči z enako hitrostjo u , in sicer tako, da je absolutna hitrost c fluida med ploščama manjša od hitrosti u obeh plošč ($c < u$), potem poteka prenos energije s plošč na fluid. Takšne tehnične naprave imenujemo, kakor je znano, črpalke oziroma zgoščevalnike in puhala (slika 5b).



Slika 5

a — hidravlična sklopka, b — črpalka, kompresor, c — turbina

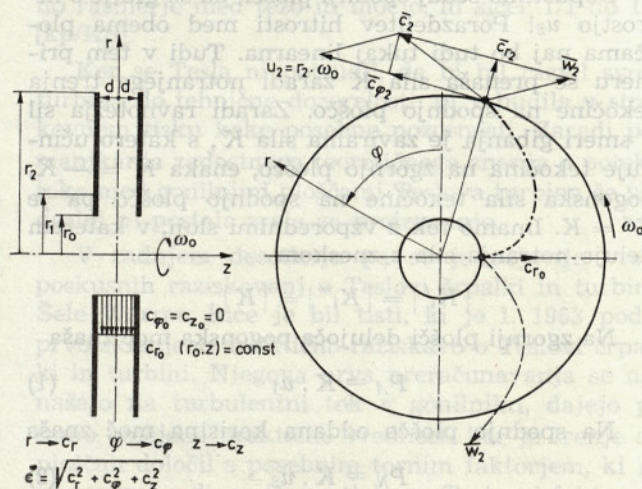
Če se giblje fluid z večjo absolutno hitrostjo c od hitrosti u obeh plošč ($c > u$), poteka prenos energije iz fluida na plošči. Takšne tehnične naprave imenujemo, kakor je znano, turbine (slika 5c).

Iz teh preudarkov je razvidno, da so po načelu notranjega trenja fluida mogoči vsi hidravlični načini prenosa mehanične energije. To pomeni, da lahko po tem načelu gradimo vse znane vrste turbo strojev: hidravlične sklopke, črpalke, zgoščevalnike, puhala, turbine in hidravlične menjalnike.

III. Preračunavanje toka v pogonski celici torne črpalke

Vsa preračunavanja toka v pogonski celici torne črpalke slonijo na naslednjih podmenah:

1. specifična masa medija je konstantna ($\rho = \text{const}$);
2. tok je stacionaren ($\partial/\partial t = 0$);
3. tok je osno simetričen;
4. razmik b med dvema sosednjima gonilnima ploščama je majhen v primeri z notranjim polmerom r_0 in poljubno osno razdaljo r ;
5. gonilne plošče so hidravlično gladke;
6. vpliv težnosti se zanemarija.



Sl. 6. Koordinate in hitrosti v gonilni celici

----- absolutna tokovnica
----- relativna tokovnica

Slika 6 kaže geometrijo gonilne celice. Absolutna tokovnica je označena s črto-piko, relativna tokovnica je črtkana. Hitrostni trikotnik pri r_2 velja za srednjo hitrost. Pri polmeru r_1 je vtok sklenjen in hitrostni profil zgrajen.

Najpomembnejši rešitvi na tem področju sta dve rešitvi po Breiterju in Pohlhausnu. Obe sta zgrajeni na tehle dodatnih podmenah:

7. tok je laminaren;

8. pri vstopnem polmeru r_0 ima hitrost naslednje komponente:

$$c_{r0}(r_0, z) = \text{const.}, c_{\varphi 0}(r_0, z) = c_z(r_0, z) = 0$$

S temi podmenami in če nadalje zanemarimo člene, kakor je to v navadi pri preračunavanju mejnih plasti, dobimo Navier-Stokesove enačbe v tej obliki:

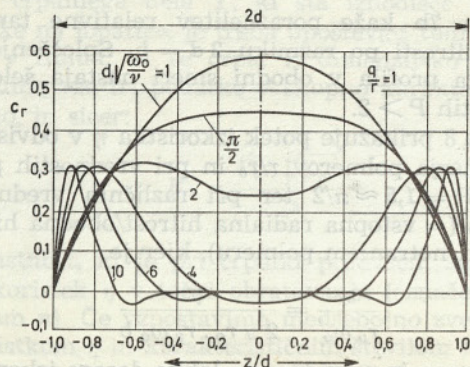
$$\begin{aligned} c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_\varphi^2}{r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \nu \frac{\partial^2 c_r}{\partial z^2} \\ c_r \frac{\partial c_\varphi}{\partial r} + \frac{c_r \cdot c_\varphi}{r} + c_z \frac{\partial c_\varphi}{\partial z} &= \nu \frac{\partial^2 c_\varphi}{\partial z^2} \\ \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_r}{r} + \frac{\partial c_z}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Da bi prišla do prvih sklepov o obliki toka, sta Breiter in Pohlhausen še nadalje poenostavljala ta sistem enačb, tako da sta ga lahko dokončno rešila.

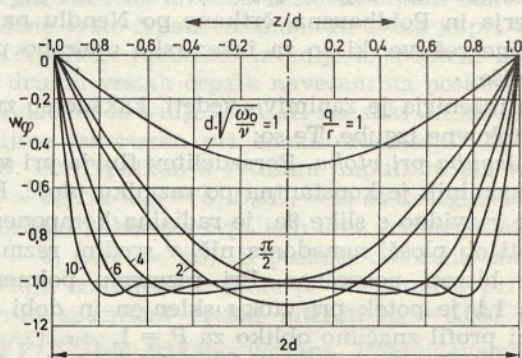
Pri dokončni rešitvi predpostavljamo, da so pri dovolj velikih polmerih vse relativne hitrosti ($w_\varphi = u - c_\varphi, c_r, c_z$) glede na gonilni plošči majhne v primeri z obodno hitrostjo u plošč samih. Potem lahko zanemarimo vse kvadratne člene.

Kot odločilni parameter se pojavlja pri tej rešitvi izraz $P = \frac{b}{2} \sqrt{\omega/\nu}$, v katerem so $2d = b$, $\omega =$ kotna hitrost plošč, $\nu =$ dinamična viskoznost fluida.

Na sliki 7a vidimo porazdelitev radialne hitrosti po razmiku obeh plošč. Pri majhnih vrednostih parametra P je porazdelitev hitrosti parabolična.



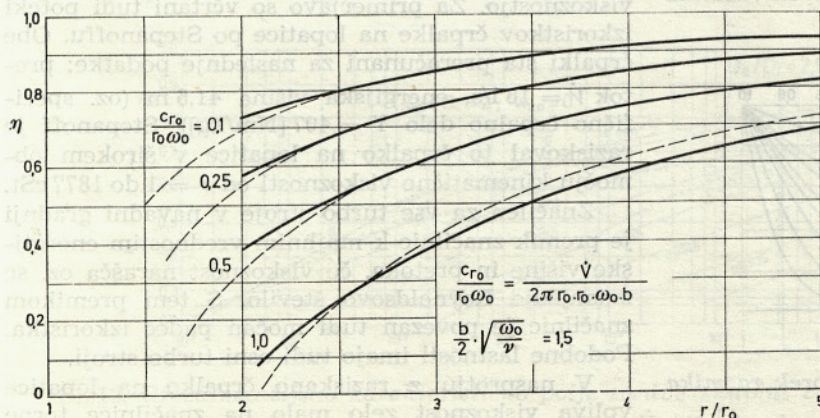
Sl. 7a. Radialna komponenta c_r prek razmika $2d = b$



Sl. 7b. Relativna tangencialna hitrost w_φ prek razmika $2d = b$

Pri večjih vrednostih (npr. $P = 10$) je fluid povzeta samo v območjih blizu plošč. Lahko se pojavljajo celo povratni tokovi.

Köhlerjevi poskusi ne potrjujejo povratnih tokov, ujemajo pa se zelo dobro s teorijo pri manjših vrednostih parametra P . Večje vrednosti parametra P so za tehnično izvedbo manj smiselne, ker se pri njih široka območja sredi razmika plošč ne sodelujejo pri črpanju. Optimalni črpalni pogoji nastajajo pri $P = \pi/2$, čeprav je tudi pri tej vrednosti že mogoče opaziti sploščenje hitrostnega profila v radialni smeri.



Sl. 8. Odvisnost izkoristka η torne črpalke od razmerja polmerov r/r_0
— numerična rešitev po Breiterju
in Pohlhausnu
--- približna rešitev po Nendlu

Slika 7b kaže porazdelitev relativne tangencialne hitrosti po razmiku $2d = b$. Sploščenje hitrostnega profila v obodni smeri nastaja šele pri vrednostih $P > 2$.

Slika 8 prikazuje potek izkoristka η v odvisnosti od razmerja polmerov r/r_o in pri vrednostih parametra $P = 1,5 \approx \pi/2$ ter pri različnih vrednostih $c_{ro}/r_o \omega_o$ (= vstopna radialna hitrost/obodna hitrost plošč pri notranjem polmeru), kjer je

$$\frac{c_{ro}}{r_o \omega_o} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_o \cdot r_o \omega_o b}$$

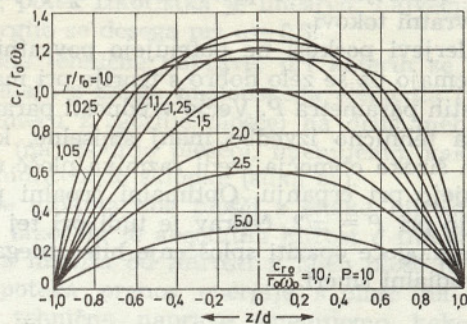
Iz diagrama je razvidno, da lahko dosega izkoristek pri majhnem pretoku zelo visoke vrednosti.

Izvelečene krivulje veljajo za numerično rešitev Breiterja in Pohlhausna, črtkane po Nendlu pa so približne rešitve, ki so za inženirsko uporabo primernejše.

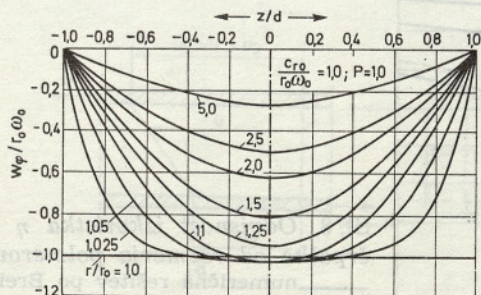
Za inženirja je zanimivo vedeti, kakšne so značilne tokovne izgube. Te so:

1. *Izguba pri vtoku.* Porazdelitev fluida pri vtoku v gonilnik je konstantna po razmiku plošč. Kakor je razvidno s slike 9a, je radialna komponenta hitrosti ob plošči nenadoma nič, v sredini razmika pa je hitrost pospešena. Pri razmerju polmerov $r/r_o = 1,1$ je potek pri vtoku sklenjen in dobi hitrostni profil značilno obliko za $P = 1$.

Pri obodni komponenti je podobno (slika 9b). Tok je ob ploščah nenadoma pospešen. Na ploščah samih je relativna hitrost enaka nič. Vtok je tudi tukaj sklenjen pri $r/r_o = 1,1$. Oblike hitrosti profilov ostanejo nato pri večjih polmerih podobne.



Sl. 9a. Radialna komponenta $c_r/r_o \cdot \omega_o$ prek razmika $2d = b$

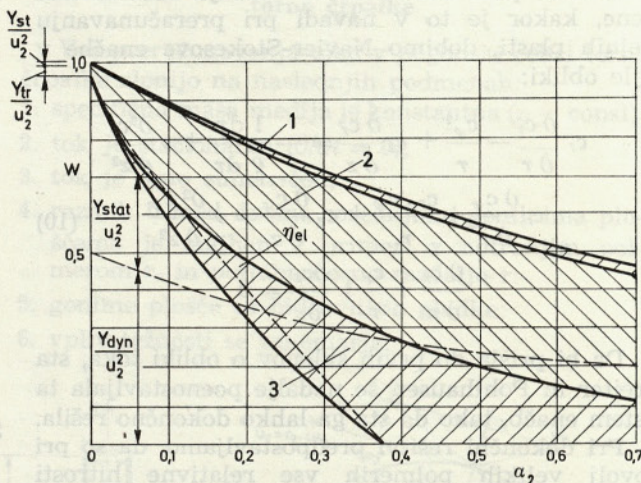


Sl. 9b. Relativna tangencialna hitrost prek razmika $2d = b$

Ta nenadna sprememba hitrostnega profila pri vtoku lahko nastaja samo z močnim notranjim trenjem fluida (veliki hitrostni gradienti). Tok utrpí vstopno izgubo energije.

2. *Prenosna izguba.* Ker se lahko energija prenaša z gonilnih plošč na tekočino samo z notranjim trenjem, nastaja med z različno obodno hitrostjo vrtečimi se sloji torņa izguba, ki smo jo že prej označili s prenosno izgubo.

3. *Radialna torņa izguba.* Zaradi toka fluida v radialni smeri se pojavlja tudi radialna torņa izguba, ki pa je zaradi laminarnega toka linearно sorazmerna hitrostni komponenti v radialni smeri.



Sl. 10. Značilnica torne črpalke
1 — vtočna izguba, 2 — prenosna izguba, 3 — radialna izguba, W — brezdimenzijsko specifično črpalno delo,

a_2 — viskogeometrično število; $c_{uo} = 0$; $\frac{b}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} = 1,5$;

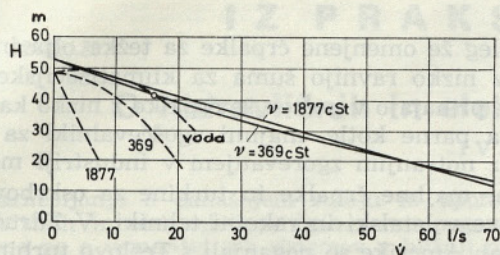
$$D_a/D_i = 5$$

Slika 10 kaže brezdimenzijsko značilnico gonilne celice pri vstopu medija brez vrtilnega impulza, preračunano za vrednosti parametra $P = 1,5$ (približno optimum). Črtkane površine kažejo tokovne izgube. Z določitvijo parametra P ter razmerjem premerov D_a/D_i je značilnica nedvoumno določena.

Slika 11 kaže značilnico in izkoristke za eno in isto torņa črpalco pri črpanju fluidov z različno viskoznostjo. Za primerjavo so vrtani tudi poteki izkoristkov črpalke na lopatice po Stepanoffu. Obe črpalci sta preračunani za naslednje podatke: pretok $\dot{V} = 16$ l/s, energijska višina 41,5 m (oz. specifično črpalno delo $Y = 407$ [Nm/kg]). Stepanoff je raziskoval to črpalco na lopatice v širokem območju kinematične viskoznosti od $\nu = 1$ do 1877 cSt.

Značilen za vse turbo stroje v navadni gradnji je premik značilnic k majhnim vrednostim energijske višine in pretoka, če viskoznost narašča oz. se zmanjšuje Reynoldsovo število. S tem premikom značilnic je povezan tudi močan padec izkoristka. Podobne lastnosti imajo tudi osni turbo stroji.

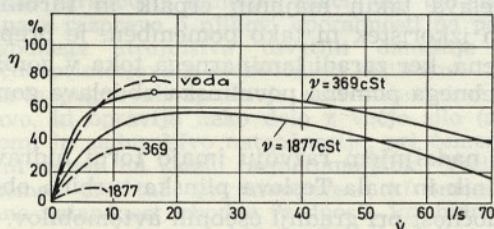
V nasprotju z raziskano črpalco na lopatice vpliva viskoznost zelo malo na značilnice torne



Sl. 11a. Značilnice torne črpalke in črpalke na lopatice pri črpanju fluidov različnih viskoznosti (po Nendlu)

— torna črpalka (račun), ---- lopatična črpalka (Stepanoff)

H — tlačna višina [m], $\dot{V}$ — pretok [l/s].



Sl. 11b. Izkoristki torne črpalke in črpalke na lopatice pri črpanju fluidov različnih viskoznosti (po Nendlu)

— torna črpalka (račun), ---- lopatična črpalka
 η — izkoristek, $\dot{V}$ — pretok [l/s]

črpalke. Izkoristki torne črpalke v območju velikih viskoznosti so mnogo boljši od črpalke na lopatice.

Teslova črpalka je s parametrom $P = \frac{b}{2} \sqrt{\omega/\nu}$,

razmerjem premerov D_a/D_i ter širinskim razmerjem D_i/B nedvoumno določena. Parameter P je tokovno tehnično pogojen in določen z vrednostjo $\pi/2$. Razmerji D_a/D_i in D_i/B sta deloma tokovno tehnično pogojeni, deloma jih lahko poljubno izbiramo. Zaradi tega je potrebno skupno merilo, ki naj omogoča medsebojno primerjavo različnih izvedb. Prav tako je treba orisati uporabna območja v primerjavi z drugimi vrstami črpalk.

Pri preračunih Teslovih črpalk morajo biti na voljo trije podatki. Poleg pretoka $\dot{V}$ in specifič-

nega črpalnega dela Y , ki sta izhodišče tudi za črpalke na lopatice, je treba upoštevati tudi viskoznost ν fluida, ki se črpa. Z dimenzijsko analizo združimo vse tri podatke v skupno karakteristično število, in sicer:

$$K_n = \frac{\dot{V}_n \cdot \sqrt{Y_n}}{\nu^2} \quad (11)$$

Lastnost, ki je pri črpalci predvsem zanimiva, je izkoristek η v točki obratovanja (označen z indeksom n). Če vzpostavimo medsebojno zvezo med izkoristkom η in karakterističnim številom K_n , kjer je ta zveza pogojena z različnimi izvedbami in izhodiščnimi podatki, tedaj je mogoče med seboj primerjati različne izvedbe Teslovih črpalk kakor tudi različne vrste črpalk nasploh. Ta zveza je pri Teslovih črpalakah računsko izvedljiva, medtem ko smo pri drugih vrstah črpalk navezani na poskuse.

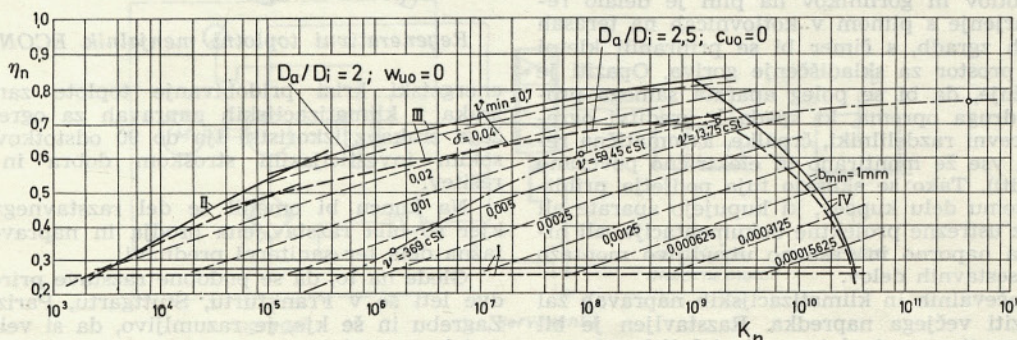
Značilni krivulji II in III na sliki 12 kažeta dosegljive izkoristke pri enakih razmerjih D_a/D_i in D_i/B . Pri črpalakah z vrtilnim impulzom pri vstopu ($c_{u0} = u_0$, oz. $w_{u0} = 0$; $D_a/D_i = 2$) so dosegljivi boljši izkoristki kakor pri črpalakah brez vrtilnega impulza ($c_{u0} = 0$; $D_a/D_i = 2,5$). S poskusi določena značilna krivulja omenjene črpalke po Stepanoffu pri konstantni specifični vrtilni hitrosti $n_q = 0,067$ ($n_q = n \cdot \sqrt{\dot{V}}/Y^{3/4}$) je črtkano včrtana. Predvidevamo lahko, da bi se značilna krivulja pri črpalakah z večjo specifično vrtilno hitrostjo premaknila navzgor, saj imajo takšne črpalke boljše izkoristke kakor črpalke z nižjimi vrednostmi n_q . Iz značilne krivulje je tudi razvidno, da so lopatične črpalke primernejše za velika karakteristična števila K_n , medtem ko so Teslove črpalke primerne za območje manjših karakterističnih števil.

IV. Prednosti tornih črpalk in območja uporabe

Torni turbo stroji Nikole Tesle imajo v nekaterih območjih v primerjavi z navadnimi turbo stroji določene prednosti. Teslove črpalke imajo tele:

1. preprosto gradnjo;

2. preprosto preračunavanje, ker se da tok v gonilniku v veliki meri naprej določati (laminarni tok);



Sl. 12. Brezdimenzijsko karakteristično polje za dve skupini vrednosti parametrov D_a/D_i in D_i/B

η_n — optimalni izkoristek, $K_n = \dot{V}_n \sqrt{Y_n}/\nu^2$ — karakteristično število

3. majhno nevarnost za kavitacijo, ker ni lopatic;

4. nizko raven šuma, ker se tok na lopaticah ne more odtrgovati;

5. majhen vpliv spremembe viskoznosti na potek značilnice;

6. visoke izkoristke pri majhnih Reynoldsovih številih.

Iz omenjenih prednosti izvirajo območja uporabe za Teslove črpalke. Posebno primerna je za črpanje fluidov z visoko viskoznostjo oz. majhno gostoto. Močna sprememba viskoznosti zelo malo vpliva na značilnico. V industriji za nafto, posebno za težka olja ali pa kjer morajo črpalke v naftovodih prečrpavati nafto različne viskoznosti, bi bile Teslove črpalke zelo primerne in priporočljive. V napravah za klimatiziranje bi bila puhala z nizko ravni šuma zelo prikladna. V Sovjetski zvezi so delali sistematične poskuse v ta namen.

Vrhu tega se zdi, da so torne črpalke primerne za določene posebne naloge. Tako je npr. v raziskavi uporabnost torne črpalke za prečrpavanje krvi v medicini.

V. Sklep

Torni turbo stroji Nikole Tesle seveda ne bodo izpodrinili navadnih turbo strojev. Ob sodobnih tehnoloških spoznanjih pa utegnejo izpolniti tista področja, za katera turbo stroji na lopatice niso najprimernejši.

POROČILO

UDK 061:628.81 + 628.883

Z 8. EVROPSKE RAZSTAVE OGREVALNIH IN KLIMATIZACIJSKIH NAPRAV TER ISOLACIJ — EUROCLIMA 74

Od 1. do 6. marca 1974 je bila v Bruslju 8. evropska razstava ogrevalnih in klimatizacijskih naprav. Razstavljalci, pretežno podjetja iz evropske gospodarske skupnosti, so s svojimi izdelki prikazali trenutno stanje tehnike v stroki.

Na sorazmerno velikem delu prostora so podjetja razstavljala različne vrste ogreval, radiatorske ventile in regulacijsko opremo za ogrevanje. Opazno se je povečala ponudba kotlov in aparatov za kurjenje s plinom. Ni pa bilo videti bistveno novih rešitev. Več proizvajalcev kotlov in gorilnikov na plin je delalo reklamo za kurjenje s plinom v kotlovnica na terasah stanovanjskih zgradb, s čimer bi se prihranili kletni prostori ter prostor za skladiščenje goriva. Opaziti je bilo tudi težnje, da bi se poleg aparata samega prodajala tudi druga oprema, ki spada k ureditvi ogrevanja npr.: cevni razdelilniki, črpalke, avtomatična regulacija itd., vse že montirano in električno povezano (compact unit). Tako se skušajo tuja podjetja približati tudi tistemu delu kupcev, ki kupujejo aparate ali naprave brez ustrezne projektne dokumentacije, ali nimajo časa za naporno in časovno utrudljivo montažo posameznih sestavnih delov.

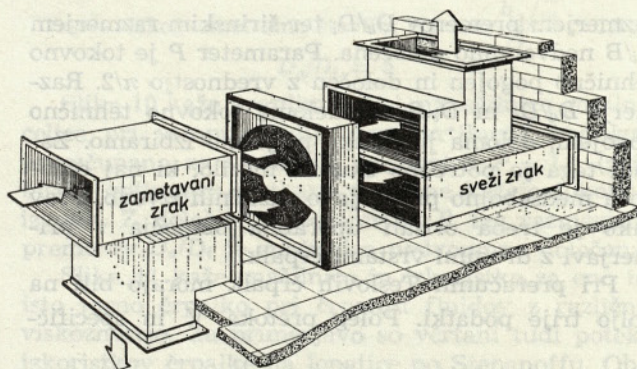
Pri prezračevalnih in klimatizacijskih napravah žal ni bilo opaziti večjega napredka. Razstavljen je bil vzorec regenerativnega toplotnega (entalpijskega) menjalnika za zrak sistema ECONOVENT (gl. sliko!), kar tudi že dalj časa ni novost. Seveda pa bo v prihodnji

Poleg že omenjene črpalke za težka olja in puhala z nizko ravni šuma za klimatizacijske naprave, prihajajo v poštev še črpalke z nizko kavitacijo za parne kotle, majhni zgoščevalniki za motorje z notranjim zgorevanjem v industriji motorjev ter majhne črpalke in turbine za oskrbovalne naprave v letalski in raketni tehniki. V Združenih državah Amerike so poganjali s Teslovo turbino na stisnjeni zrak celo zobozdravniški sveder. Kemična industrija odpira nadalje široke možnosti za uporabo črpalk za ne-Newtonske tekočine. Pri elementih za uravnavanje (avtomatizaciji, regulaciji) lahko uporabljamo majhne hidravlične menjalnike kot dušilnike vklopnih in izklopnih sunkov.

Izdelava takih majhnih črpalk in turbin, pri katerih izkoristek ni tako pomemben, je preprosta in cenena, ker zaradi laminarnega toka v gonilniku ni posebnega pomena površinska obdelava gonilnih plošč.

Pri nadaljnjem razvoju imajo torni hidravlični menjalnik in mala Teslova plinska turbina obetavno bodočnost pri gradnji osebnih avtomobilov. Prav tako lahko Teslove turbine rešijo probleme v zvezi z delno obremenitvijo pri turbinah na izpušne pline, kjer dosedanje turbine na lopatice tega ne morejo opraviti v zadovoljivi obliki.

Avtorjev naslov:
dr. ing. Dušan Nendl,
Aachen, Hohenstaufenallee 1



Regenerativni toplotni menjalnik ECONOVENT

energetski krizi pridobivanje toplote zametavanega zraka v klimatizacijskih napravah za ogrevanje svežega zraka z izkoristki tja do 90 odstotkov kljub visokim investicijskim stroškom dobra in primerna rešitev.

Na koncu bi omenil še del razstavnega prostora, kjer so bila razstavljena orodja in naprave za montažna dela ter sanitarni predmeti.

Glede na to, da se podobne razstave prirejajo vsaki dve leti še v Frankfurtu, Stuttgartu, Parizu, Milanu, Zagrebu in še kje, je razumljivo, da si velja ogledati podobne razstave samo v primernem časovnem razdobju.

Jože Zupančič, dipl. ing.