

UDK 532.559.5:621.224.12

Skok izkoristka pri večšobni Peltonovi turbini (Falaise)

VLADIMIR KERCAN

1. UVOD

V zadnjem času se več avtorjev ukvarja z zelo aktualnim problemom zvečanja specifične vrtilne hitrosti Peltonovih turbin. To se da doseči s posebno geometrijo turbine [3], tangencialnim natom curka na lopate [1, 2] ali pa z večjim številom šob. Pri turbinah z vodoravno osjo je omejeno število šob na štiri; povečanje specifične vrtilne hitrosti terja spremenjeno zamisel turbine — navpično os. Z navpično osjo imajo turbine dandanes tudi do osem šob.

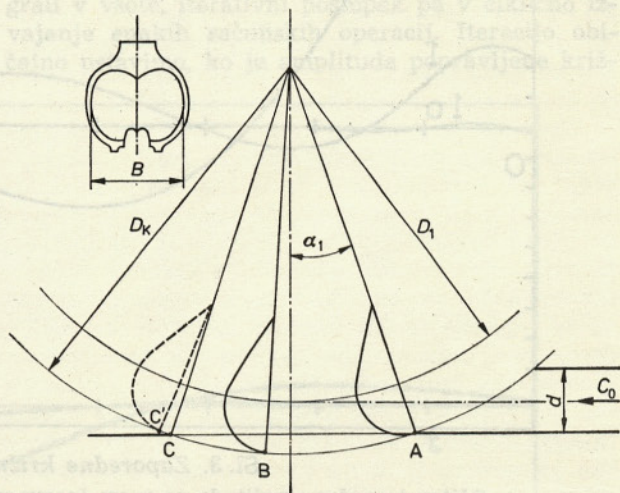
Večšobne Peltonove turbine imajo mnogo prednosti: njihovo inštaliranje je v primerjavi s Francisovimi cenejše in preprostejše, imajo pa tudi izjemne možnosti za regulacijo. Obratujejo lahko z eno samo ali z več šobami in zato z velikim izkoristkom v širokem razponu pretokov.

Z večjim številom šob Peltonove turbine so se pojavili novi problemi, ki si jih v enošobni turbini niti teoretično ne moremo zamisliti. Kinematično proučevanje turbine pokaže, da začne pri določenem tlačnem številu del curka nepredelani bežati mimo lopat in pri pobegu turbine zajame skoraj ves curek. Pri enošobni turbini »občutimo« ta tok nepredelanega curka v poslabšanju izkoristka ali drugače povedano: turbina dela z manjšim pretokom. Če je pri večšobnih turbinah kot med šobami tak, da nepredelani curek udarja v drugega, postane pobeg curka težji problem. Izkoristek se ne poslabša samo zaradi zmanjšane pretoka, ampak dobimo še dodatno — dosti močnejše — poslabšanje izkoristka zaradi vpliva nepredelanega dela curka na zdravi curek druge šobe. Zmanjšata se pretok in padec in izkoristek se naglo poslabša; ta pojav imenujemo skok izkoristka (ali po francoski literaturi *falaise* [4]). Medsebojno vplivanje curkov je tem večje, čim manjši je kot med šobami in čim večje je število šob dela.

Zaradi pomembnosti večšobnih turbin, je skoku izkoristka treba posvetiti največjo pozornost in zato smo nekatere njegove karakteristike raziskali na modelu šestšobne turbine.

2. TEORETIČNE OSNOVE

Skok izkoristka je bil prvič opažen pri obravnavanju eksperimentalnih raziskav večšobnih turbin [4] in teoretično pojasnjen samo s kakovostno oceno brez poskusov, da bi problem načeli količinsko. Možnost teoretičnega predvidevanja za pojav skoka izkoristka pri konkretni turbini bi bila izredno koristna celo takrat, če bi nas samo napotila na področje skoka izkoristka, saj bi s tem zožila vsaj obseg eksperimentalnih raziskav.



Sl. 1. Pogoji za pobeg curka

2.1. Pogoji za pobeg curka mimo lopate

Pogoj za pobeg dela curka je mogoče najti z različnimi načini kinematičnega proučevanja delovanja turbine [5, 6, 7]. Po sliki 1 pride do pobeга curka, če je izpolnjena neenačba

$$\widehat{AB} + \widehat{BC'} > \widehat{AC} \quad (1)$$

Lok med točkama A in B definira pravzaprav korak med lopatama in je določen z njihovim številom

$$\widehat{AB} = \frac{\pi D_K}{z} \quad (2)$$

kjer je D_K premer prek vrha lopate, z pa je število lopat.

Za lok $\widehat{BC'}$ lahko napišemo izraz

$$\widehat{BC'} = u_K t = u_1 \frac{D_K \overline{AC}}{D_1 c_0} = \frac{u_1 D_K}{c_0 D_1} D_K \sin \alpha_1 \quad (3)$$

kot α_1 pa je definiran z razmerjem

$$\cos \alpha_1 = \frac{D_1 + d}{D_K} \quad (4)$$

V napisanih enačbah pomenijo: u — obodno hitrost končne točke (k) ali na delilnem premeru (1), c_0 — hitrost curka in t — čas, potreben, da se rotor zasuče od točke A do C'.

Z izrazom za lok \widehat{AC}

$$\widehat{AC} = D_K \alpha_1 \quad (5)$$

ter s koeficientom pretoka

$$k_C = \frac{c_0}{\sqrt{2E}} \quad (6)$$

in energijskim številom

$$\psi = \frac{E}{k_\varphi N^2 B^2} \quad (7)$$

napišemo (1) bolj pregledno. Z E smo označili specifično energijo turbine, z B širino lopate po sliki 1, z N vrtilno hitrost, k_φ pa je konstanta, ki ima v sistemu SI vrednost $\pi^2/2$. Z enačbami (2), (3), (5), (6) in (7) dobimo vrednost najmanjšega energijskega števila, pri kateri še ni pobega curka

$$\psi_m \geq \left[\frac{D_K \sin \alpha_1}{B k_C \left(\alpha_1 - \frac{\pi}{z} \right)} \right]^2 \quad (8)$$

Čeprav v izrazu (8) na prvi pogled ne opazimo premera curka, se pojavlja ta implicitno v kotu α_1 po enačbi (4). Označimo z m razmerje premera curka in širine lopate

$$m = \frac{d}{B} \quad (9)$$

in z n razmerje končnega premera in širine lopate

$$n = \frac{D_K}{B} \quad (10)$$

ter z b razmerje delilnega premera in širine lopate

$$b = \frac{D_1}{B} \quad (11)$$

S temi brezdimenzijskimi veličinami transformiramo enačbo (8) v

$$\psi_m \geq \frac{n^2 - (b + m)^2}{k_C^2 \left[\arccos \left(\frac{b + m}{n} \right) - \frac{\pi}{z} \right]^2} \quad (12)$$

kar pomeni za vsako turbino in pri različnih odprtjih šobe najmanjše energijsko število, pri katerem se pojavlja pobeg curka. Koeficient pretoka za dobro izdelano šobo ima vrednost $k_C = 0,96 \dots 0,98$ in tako je ob izbrani vrednosti k_C število ψ_m odvisno samo od geometrije turbine in odprtja šobe.

Iz znane geometrije turbine najdemo vse veličine enačbe (12), razen vrednosti m , ki je odvisna od odprtja šobe. Z njo se bomo zato še podrobneje ukvarjali.

2.2. Premer curka pri različnih odprtjih šobe

Teoretična analiza delovanja Peltonove turbine da za izkoristek izraz

$$\eta = \frac{u_1(c_0 - u_1)}{E} [1 + (1 - \zeta) \cos \beta_2] \quad (13)$$

kjer so: u_1 — obodna hitrost na delilnem premeru rotorja, ζ — koeficient izgub v lopati, β_2 — pa izstopni kot iz lopate. Z energijskim številom (7) in z izrazom (6) dobimo drugačno obliko enačbe (13)

$$\eta = 2 \left(\frac{D_1}{B} \right)^2 \left[\frac{B}{D_1} \frac{k_C}{\sqrt{\psi}} - \frac{1}{\psi} \right] [1 + (1 - \zeta) \cos \beta_2] \quad (14)$$

Produkt $\eta \psi$ pomeni nekakšno »neto energijsko število«, pri katerem bi morala delati turbina, da bi ob porabi celotnega pretoka in z izkoristkom 1,0 dobili enako mehansko moč. Ta produkt dobimo iz (14)

$$\eta \psi = 2 \left(\frac{D_1}{B} \right)^2 \left[\frac{B}{D_1} k_C \sqrt{\psi} - 1 \right] [1 + (1 - \zeta) \cos \beta_2] \quad (15)$$

vendar je za analizo pripravnejša odvisnost od pretočnega števila in ne od energijskega števila. Z enačbami za pretok

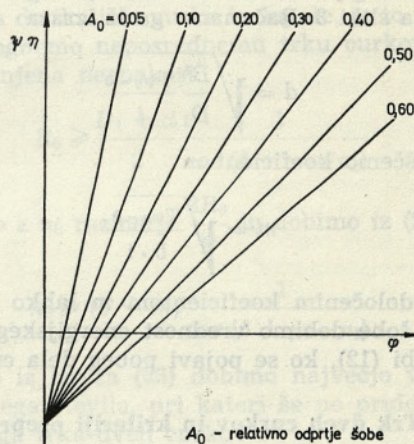
$$Q = i \cdot \frac{\pi}{4} d^2 k_C \cdot \sqrt{2E} \quad (16)$$

$$Q = \psi k_\varphi \cdot N B^3 \quad (17)$$

v katerih so i — število šob, d — premer curka in $k_\varphi = \pi^2/4$ — konstanta, dobimo drugačno obliko za (15)

$$\eta \psi = 2 \left(\frac{D_1}{B} \right)^2 \left[\frac{B}{D_1} \left(\frac{B}{d} \right)^2 \frac{\varphi}{i} - 1 \right] [1 + (1 - \zeta) \cos \beta_2] \quad (18)$$

ki kaže, da je »neto energijsko število« linearne funkcije pretoka po sliki 2.



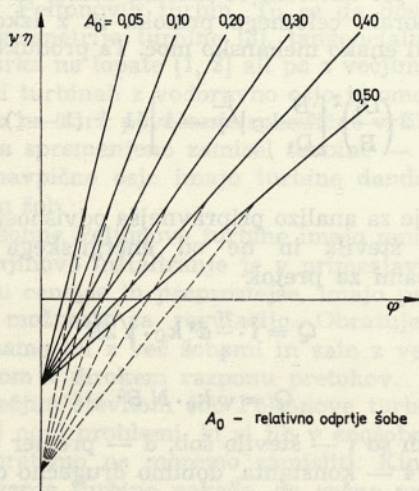
Sl. 2. Neto teoretično energijsko število v odvisnosti od pretoka

Kjer seka krivulja abscisno os, velja $\eta \psi = 0$. Ker izraz v drugem oklepaju pri realnih vrednostih kota β_2 nikoli ne more postati nič, ustrežemo zgornjemu pogoju samo z

$$\left(\frac{B}{D_1} \right) \left(\frac{B}{d} \right)^2 \frac{\varphi}{i} - 1 = 0 \quad (19)$$

kar omogoča določitev premera curka iz poznanih energijskih meritev turbine.

Rezultati preizkušanja prave turbine so v diagramu $\psi\eta = f(\varphi)$ na lomljeni krivulji, ki jo prikazuje slika 3. Pri določeni vrednosti $\psi\eta$ se linearna odvisnost od pretoka prelomi in točke se kopičijo ob premici z drugačno strmino. Zato se pomikajo presečišča premic z abscisno osjo k večjim vrednostim koeficienta φ .



Sl. 3. Neto realno energijsko število v odvisnosti od pretoka

Navedena teoretična razglabljanja omogočajo računanje premera curka za vsa potrebna odprtja šobe iz energijskih meritev in ustreznega diagrama kakor na sliki 3. Računamo ga iz izraza

$$d = \sqrt{\frac{B^3}{D_1} \frac{\varphi_{\psi\eta=0}}{i}} \quad (20)$$

ali, če iščemo koeficient m

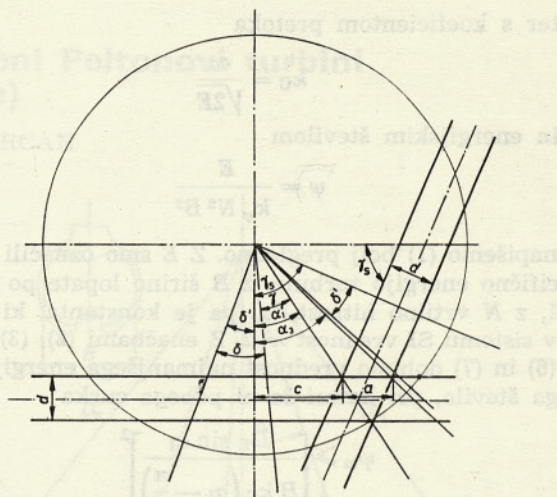
$$m = \sqrt{\frac{\varphi_{\psi\eta=0}}{b \cdot i}} \quad (21)$$

S tako določenim koeficientom m lahko za vsako odprtje šobe dobimo vrednost energijskega števila po enačbi (12), ko se pojavi pobeg dela curka.

2.3. Trk dveh curkov in kriteriji preprečitve

Dosedanje teoretične raziskave kinematike Peltonove turbine omogočajo preračun področja školjčnega diagrama turbine, v katerem pride do pobega dela curka. Od geometrije in obratovalnih pogojev večšobne turbine je odvisno, ali bo del pobeglega curka vplival na sosednji curek.

Na sliki 4 vidimo geometrijo curkov i -šobne (v splošnem) Peltonove turbine. Pogoju za medsebojni neposredni trk curkov je zadoščeno, če je izpolnjena neenakost



Sl. 4. Geometrija curkov večšobne Peltonove turbine

$$\gamma - \alpha_1' + \delta + \alpha_3 \leq \gamma_S \quad (22)$$

v kateri so: γ — kot med sosednjima lopatama

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} \quad (23)$$

δ — kot, ki je določen z obratovalno točko turbine, α_1' in α_3 — kota iz geometrije, γ_S — kot med šobama. Če so šobe simetrično postavljene, velja za kot γ_S razmerje

$$\gamma_S = \frac{2\pi}{i} \quad (24)$$

V neenačbi (22) ne poznamo kotov α_3 in δ . S sliko 4 poiščemo izraz, ki definira kot α_3 . Geometrijska razmerja s slike 4 dajo naslednje enakosti

$$a = \frac{d}{\sin \gamma_S} \quad (25)$$

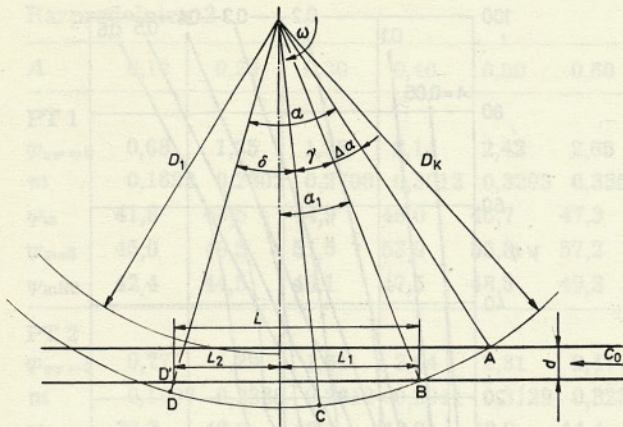
$$\frac{c+a}{D_1-d} = \tan \alpha_3 \quad (26)$$

$$\frac{c}{D_1-d} = \tan \alpha_1' \quad (27)$$

s katerimi določimo kot α_3 .

$$\tan \alpha_3 = \tan \alpha_1' + \frac{2}{b-1} \frac{1}{m \sin \gamma_S} \quad (28)$$

Za določitev kota δ pogledjmo sliko 5. Čas zavrtitve rotorja za kot δ , od točke C do D, je enak času, ki ga potrebuje vodni delec, da pride od točke B do D'. To daje enakost



Sl. 5. Geometrija curka in gonilnika

$$\frac{\delta}{\omega} = \frac{L}{c_0} \quad (29)$$

iz katere izhaja kot

$$\delta = \omega \frac{L}{c_0} \quad (30)$$

V tej enačbi ne poznamo dolžine L , ki jo določimo po sliki 5. Zveza med posameznimi veličinami na sliki vodi k naslednji enačbi za dolžino L

$$L = \sqrt{\left(\frac{D_K}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1 + d}{2}\right)^2} + \frac{D_1 + d}{2} \tan\left(\delta + \gamma - \arccos \frac{D_1 + d}{D_K}\right) \quad (31)$$

ki dobi z uvedbo brezdimenzijskih koeficientov obliko

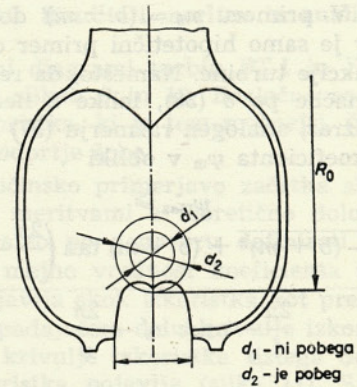
$$L = \frac{B}{2} \left[\sqrt{n^2 - (b + m)^2} + (b + m) \tan \cdot \left(\delta + \gamma - \arccos \frac{b + m}{n}\right) \right] \quad (32)$$

Postavimo (32) v (30) in z izrazoma (6) in (7) dobimo razmerje, ki določa kot

$$\delta = \frac{1}{k_C \sqrt{\psi}} \left[\sqrt{n^2 - (b + m)^2} + (b + m) \tan \cdot \left(\delta + \gamma - \arccos \frac{b + m}{n}\right) \right] \quad (33)$$

Enačba je implicitna glede na kot δ , njeno reševanje je mogoče samo z metodami numerične matematike.

Razmerje (33), ki določa kot δ je splošno in obenem definira še polmer skrajnega dotikališča lopate in curka. Kadar pa je izpolnjen pogoj, ki ga definira neenačba (22), ne glede na to, v kateri točki doseže curek lopato (in ji preda energijo), pride do neposrednega trka dveh curkov. Pa tudi če neenačba (22) ni izpolnjena, lahko pride do takega trka. Lopate Peltonove turbine so na koncu izrezane po sli-



Sl. 6. Geometrija lopate Peltonove turbine

ki 6. Če pa doseže curek lopato na polmeru, večjem od R_0 , gre skozi in trči v sosednji curek, pri čemer pride pri večjih vrednostih energijskega števila do skoka izkoristka. Polmer R_0 določata geometrija lopate in curka, kakor je za dva primera prikazano na sliki 6.

Izdelovalci turbin želijo, da se skok izkoristka pojavlja pri čim nižjih vrednostih koeficienta ψ . Uporabniki pa zanima, kakšna je največja vrednost koeficienta ψ , da se skok še zagotovo ne pojavi. Zato je treba raziskati, če se pojavlja skok tudi pri višjih vrednostih od tistih, ki jih nakazujejo neenačba (22) in enačbe (23), (33) in (34) z definicijo kota α_1

$$\alpha_1 = \arccos \frac{b + m}{n} \quad (34)$$

V primeru, da je polmer R_0 manjši od polmera skrajnega dotikališča curka in lopate, je to mogoče. Da se izognemo neposrednemu trku curkov, mora biti izpolnjena neenakost

$$R_0 \geq \frac{D_1 + d}{2} \frac{1}{\cos(\delta + \gamma - \alpha_1)} \quad (35)$$

Označimo z n_0 razmerje $\frac{2R_0}{B}$ in dobimo iz (25)

$$n_0 \geq (b + m) \frac{1}{\cos(\delta + \gamma - \alpha_1)} \quad (36)$$

Z enačbo iz izraza (23) dobimo največjo vrednost energijskega števila, pri kateri še ne pride do neposrednega trka dveh curkov

$$\psi_{mR_0} \geq \left[\frac{\sqrt{n^2 - (b + m)^2} + \sqrt{n_0^2 - (b + m)^2}}{\arccos\left(\frac{b + m}{n}\right) + \arccos\left(\frac{b + m}{n_0}\right) - \frac{2\pi}{z}} \right]^2 \frac{1}{k_C^2} \quad (37)$$

V primeru, da lopata ni izrezana, je $n_0 = n$ in enačba (37) postane enačba (12). Drugače povedano: enačba (12) je posebna oblika pravkar izpeljanega

razmerja. V primeru $n_0 = (b + m)$ dobimo $\psi_m \geq 145$, kar je samo hipotetični primer obratovanja in konstrukcije turbine. Namesto, da rešujemo implicitne enačbe po δ (33), lahko z neenačbo (22) poiščemo izraz, analogen razmerju (37) za največjo vrednost koeficienta ψ_m v obliki

$$\psi_{mas} \geq \frac{\left[\sqrt{n^2 - (b + m)^2} + (b + m) \tan \left(\frac{2\pi}{i} - \alpha_3 \right) \right]^2}{\frac{2\pi}{i} - \alpha_3 + \alpha_1' - \frac{2\pi}{z}} \frac{1}{kC^2} \quad (38)$$

3. MERITVE IN ANALIZA REZULTATOV

3.1. Opis meritev

Izmerjeni sta dve šestšobni Peltonovi turbini (PT 1 in PT 2), ki imata enaka delilna premera, vendar različno oblikovani lopati (L 1 in L 2) in tudi različno število lopat $z_1 = 21$ in $z_2 = 23$. Glavni geometrični parametri turbin PT 1 in PT 2 so navedeni v razpredelnici 1.

Razpredelnica 1

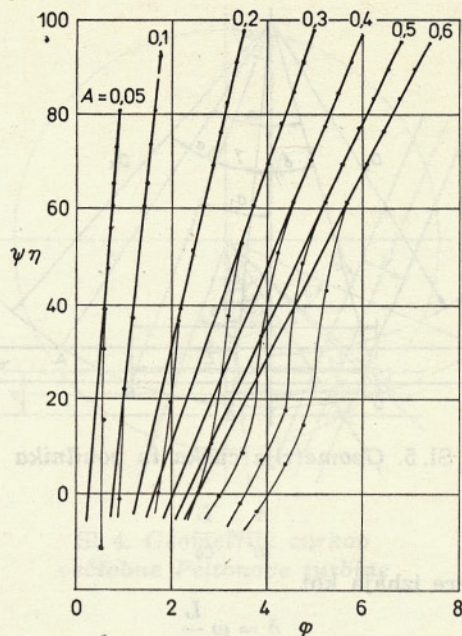
Turbina	n	b	n_0	z
PT 1	4,8542	3,9306	4,6850	21
PT 2	4,8096	3,9306	4,7100	23

Preračun merilnih rezultatov je natančno opisan v [9], kjer najdemo tudi opis preizkusne postaje in opis uporabljenih merilnih instrumentov.

3.2. Teoretični preračun pobega curka in medsebojnega vpliva dveh curkov

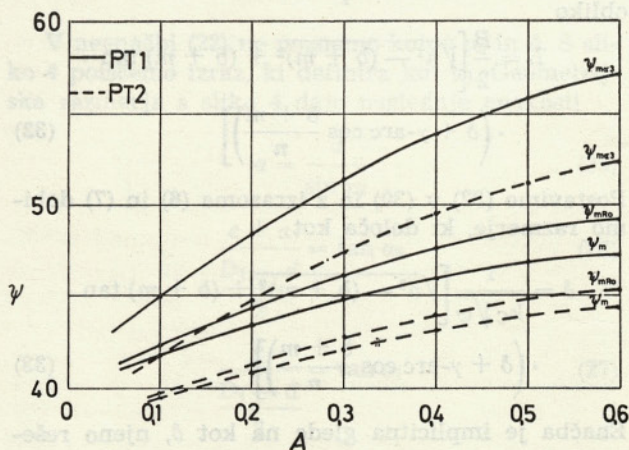
Z meritvami so preizkušene različne kombinacije obratovanja z več šobami, vendar je pojav skoka izkoristka najopaznejši, če dela vseh šest šob. Tedaj so tudi meritve najbolj natančne, zato napravimo tudi teoretično analizo za ta primer.

Z izmerjenimi in preračunskimi podatki lahko narišemo diagram po sliki 3; za turbino PT 2 je podan na sliki 7 in je podoben tudi za turbino PT 1. Z A je označeno relativno odprtje šobe. Vrednosti pretočnega števila φ v presečiščih premic konstantnih relativnih odprtij na abscisi so dobljene iz teh diagramov in vnesene v razpredelnico 2. Ko poznamo to vrednost, dobimo iz enačbe (21) razmerje curka in širine lopate (m). Pri računanju vzamemo $i = 6$, saj dela vseh šest šob. Iz tabele je razvidno, da je premer curka, določen z energijskim merjenjem dveh turbin z različnimi lopatami, a z isto šobo, praktično enak. Po neki drugi metodi določena vrednost koeficienta m [10] se izredno dobro ujema z vrednostjo iz razpredelnice 1, kar samo potrjuje pravilnost širše uporabe energijskih rezultatov meritev.



Sl. 7. Odvisnost $\psi\eta = f(\varphi)$ za turbino PT 2

Po enačbi (12) lahko, saj poznamo vse potrebne veličine, določimo vrednost energijskega števila ψ_m , pri kateri pride do pobega curka. Prav tako lahko določimo iz enačb (28), (37) in (38) vrednosti koeficientov ψ_{mR0} in ψ_{mas} , pri katerih se pojavi (teoretično) direktni trk dveh curkov. Rezultati teh preračunov za turbini PT 1 in PT 2 so podani na sliki 8 in obenem vneseni v razpredelnico 2.



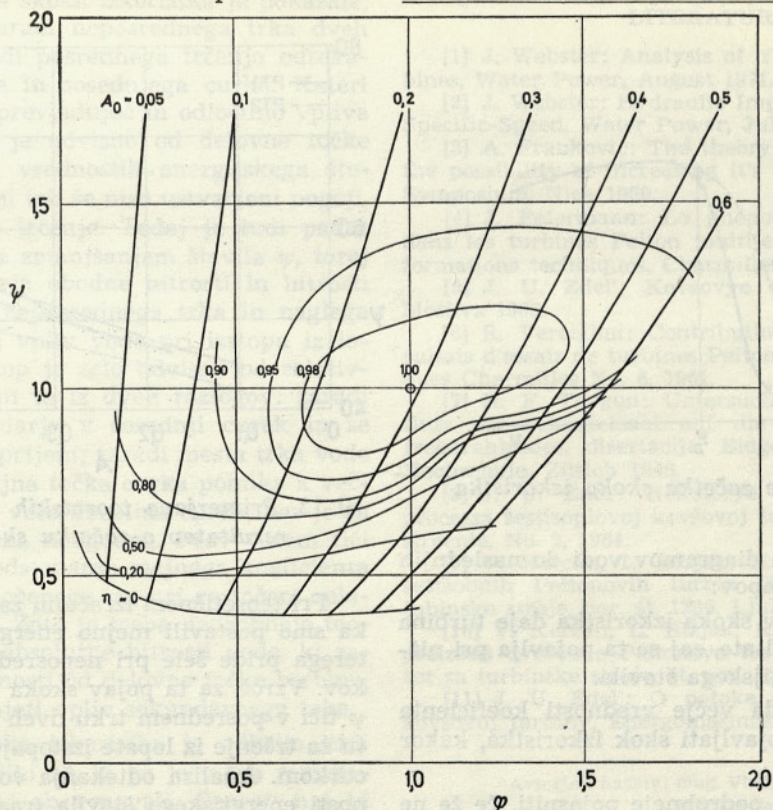
Sl. 8. Rezultati preračuna tlačnega števila, pri katerem se skok izkoristka začne za turbini PT 1 in PT 2

Iz izračunanih vrednosti za ψ_m vidimo, da je v obeh primerih kritični kriterij definiran z neenačbo (22), torej s konfiguracijo turbine oziroma kotom med curkoma. Sklepamo lahko tudi, da je izrez lopate dobro določen.

Razpredelnica 2

A	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
PT 1						
$\varphi_{\eta\psi=0}$	0,68	1,25	1,73	2,14	2,42	2,65
m	0,1698	0,2302	0,2708	0,3012	0,3203	0,3352
ψ_m	41,8	43,5	44,9	46,0	46,7	47,3
$\psi_{m\alpha 3}$	45,0	48,5	51,5	53,9	55,8	57,2
ψ_{mR0}	42,4	44,5	46,1	47,5	48,5	49,3
PT 2						
$\varphi_{\eta\psi=0}$	0,77	1,29	1,61	2,04	2,31	2,47
m	0,1807	0,2338	0,2612	0,2941	0,3129	0,3236
ψ_m	39,3	40,9	42,1	43,2	43,9	44,4
$\psi_{m\alpha 3}$	41,8	44,8	47,5	49,5	51,2	52,3
ψ_{mR0}	39,6	41,4	42,8	44,0	44,8	45,4

Iz diagramov razberemo, kako velik vpliv ima število lopat na pojav skoka izkoristka, kar je povsem razumljivo. Če bi turbina PT 1 namesto 21 imela 23 lopat, bi se skok izkoristka pri odprtju 0,6 pojavil namesto pri $\psi_{mR0} = 54,7$, pri $\psi_{mR0} = 49,6$ za $n_0 = 4,5$. Zelo dobro je opazen tudi vpliv izreza lopate. Če izločimo vpliv števila lopat in opazujemo samo vpliv njihove geometrije, pridemo s primerjavo teh diagramov do sklepa, da je za skok izkoristka ugodnejša visoka lopata. Iz narave samega skoka izkoristka se da to tudi predvideti.



Sl. 9. Školjčni diagram turbine PT 1

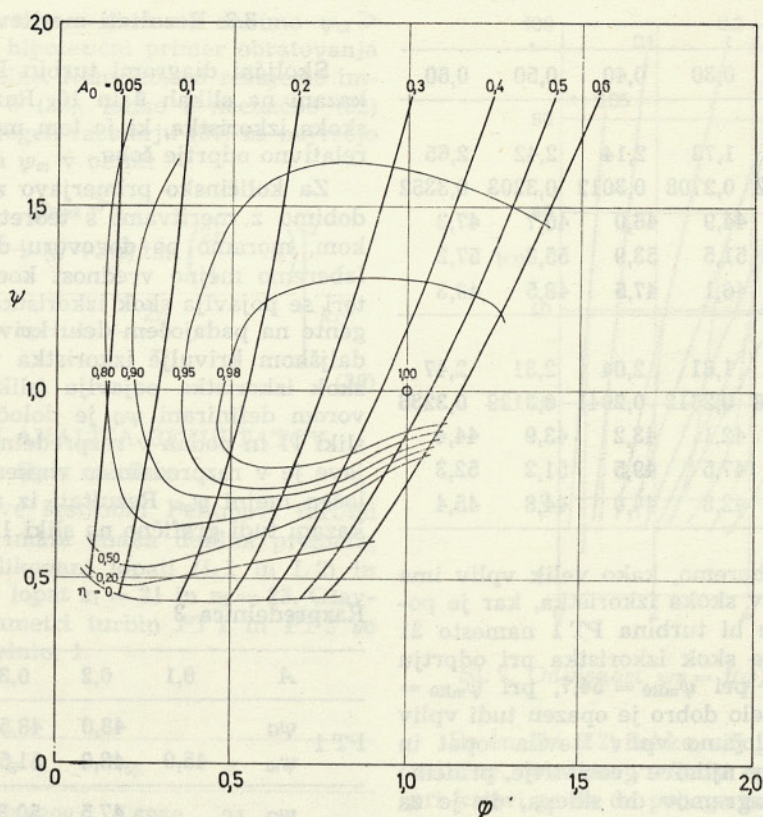
3.3. Rezultati meritev in analiza

Školjčni diagrami turbin PT 1 in PT 2 so prikazani na slikah 9 in 10. Razločno se vidi pojav skoka izkoristka, ki je tem močnejši, čim večje je relativno odprtje šobe.

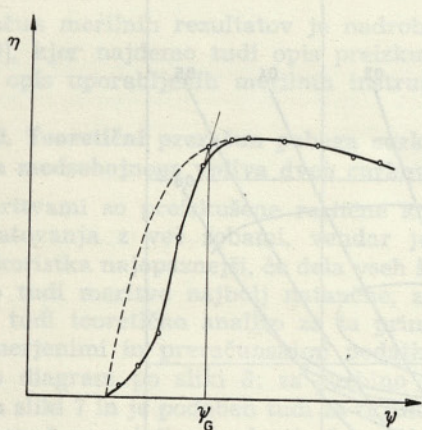
Za količinsko primerjavo začetka skoka, ki ga dobimo z meritvami s teoretično določenim skokom, moramo po dogovoru definirati ta začetek. Izberemo mejno vrednost koeficienta ψ_G , pri kateri se pojavlja skok izkoristka kot presečišče tangente na padajočem delu krivulje izkoristka s podaljškom krivulje izkoristka tistega dela, kjer se skok izkoristka pojavlja (slika 11). S tem dogovorom definirani ψ_G je določen iz diagramov po sliki 11 in podan v razpredelnici 3. Zaradi primerjave je v razpredelnico vnesen tudi teoretično določen mejni ψ_m . Rezultati iz razpredelnice so prikazani tudi grafično na sliki 12.

Razpredelnica 3

	A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
PT 1	ψ_G		48,0	48,5	63,5	64,5	73,8
	ψ_m	45,0	48,0	51,5	53,9	55,8	57,2
PT 2	ψ_G		47,5	50,3	51,9	59,0	60,8
	ψ_m	42,2	44,8	47,5	49,5	51,2	52,3



Sl. 10. Školjčni diagram turbine PT 2



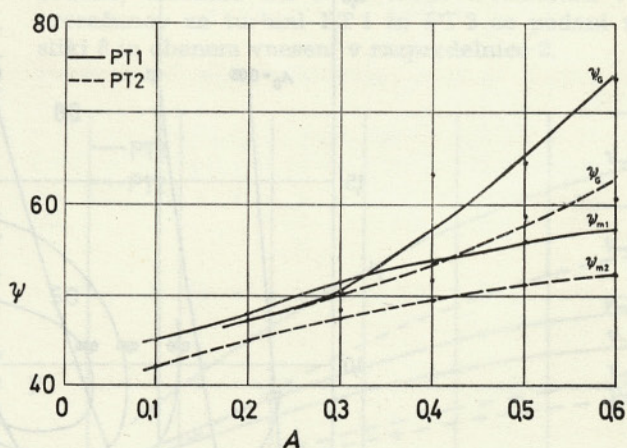
Sl. 11. Določanje začetka skoka izkoristka

Analiza tabele in diagramov vodi do naslednjih zelo pomembnih sklepov:

1. Glede na pojav skoka izkoristka daje turbina PT 2 ugodnejše rezultate, saj se ta pojavlja pri nižjih vrednostih energijskega števila.

2. Eksperiment da večje vrednosti koeficienta ψ_G , kjer se začne pojavljati skok izkoristka, kakor pa teorija.

Oba sklepa velja podrobneje pojasniti, če že ne količinsko pa vsaj kakovostno.



Sl. 12. Primerjava teoretskih in eksperimentalnih rezultatov o začetku skoka izkoristka

Pri teoretičnem izračunu začetka skoka izkoristka smo postavili mejno energijsko število, do katerega pride šele pri neposrednem trku dveh curkov. Vzrok za ta pojav skoka pri višjih vrednostih ψ tiči v posrednem trku dveh curkov, v bistvu gre tu za trčenje iz lopate izstopajoče vode s sosednjim curkom. Analiza odtekanja vode za različne vrednosti energijskega števila (razmerje obodne hitrosti in hitrosti v curku) omogoča sklep, da lahko

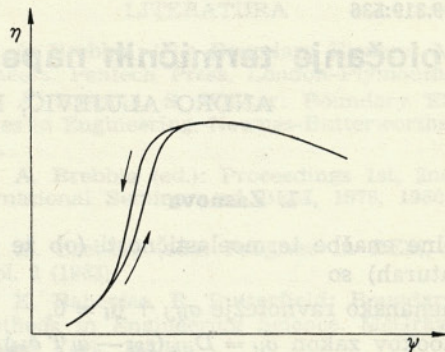
pride do posrednega trka tudi pri visokih vrednostih energijskega števila in da je to odvisno od števila šob. Razumljivo je, da tudi izstopni kot lopate vpliva na pojav tega trka. Iz povedanega razberemo tri dominantne parametre, ki vplivajo na pojav skoka izkoristka: geometrija turbine, ki je definirana s številom šob in številom lopat, geometrija lopate, ki določa izstopne kote in sam tok v lopati, ter obratovne točke turbine. Meritve turbin PT 1 in PT 2 kažejo, da je glede na pojav skoka izkoristka turbina PT 2 ugodnejša. Brez strahu pred skokom izkoristka jo je mogoče pri optimalnem energijskem številu uporabljati tudi pri velikih odprtjih šob. Boljše rezultate daje turbina PT 2 tudi zaradi večjega števila lopat (23 namesto 21); opaženega izboljšanja pa ta čas še ne moremo količinsko razčleniti v izboljšanje zaradi večjega števila lopat in izboljšanje zaradi spremembe oblike lopate. Prihodnje raziskave bi morale odgovoriti tudi na to vprašanje.

SKLEP

V strokovni literaturi je o pojavu skoka izkoristka objavljenih tako malo člankov, da nismo v stanju količinsko primerjati dobljenih rezultatov z objavljenimi. Raziskave so pokazale, da je pojav skoka izkoristka zelo pomemben pri šestšobnih Peltonovih turbinah, posebno če te obratujejo z vsemi šobami.

Teoretična analiza skoka izkoristka je pokazala, da se ta pojavlja zaradi neposrednega trka dveh curkov pa tudi zaradi posrednega trčenja odteka-joče vode z lopaticice in sosednjega curka. Kateri od obeh vzrokov je prevladujoč in odločilno vpliva na skok izkoristka, je odvisno od delovne točke turbine. Pri velikih vrednostih energijskega števila, ko za neposredni trk še niso ustvarjeni pogoji, prevladuje posredno trčenje. Tedaj je tudi padec izkoristka še šibek, z zmanjšanjem števila ψ , torej s spremembo razmerja obodne hitrosti in hitrosti curka, pa pride do neposrednega trka in naglega padca izkoristka. Ta vpliv vode pri izstopu iz lopate na sosednji vstop je zelo odvisen od relativnega odprtja šobe, in to iz dveh razlogov: zaradi količine vode, ki udarja v sosednji curek in se veča z relativnim odprtjem; zaradi mesta trka vode v lopate, ker se skrajna točka curka pomika k večjim polmerom, ko se veča debelina curka, kar je za pojav skoka izkoristka neugodno. Prav v tem tiči vzrok za vse večje odstopanje mejnega koeficienta ψ_G od teoretično določenega ψ_m pri rastočem relativnem odprtju šobe. Zato je treba nadrobneje teoretično preučiti kot absolutne hitrosti vode, ki zapušča lopato v odvisnosti od delovne točke turbine, in tako teoretično zajeti vpliv sekundarnega toka.

Raziskovanje skoka izkoristka je odkrilo tudi pojav histereze po sliki 13, ki pa je v teh raziskavah nismo količinsko obravnavali. Čeprav naj bi bila histereza na prvi pogled nebitvena, je lahko



Sl. 13. Histereza v krivulji pri pojavu skoka izkoristka

v nekaterih primerih uporabe turbin izredno pomembna. Naslednje raziskave naj bi ta pojav količinsko izmerile, da bi dobili boljšo sliko o skoku izkoristka, ki je zelo zapleten in od različnih faktorjev spremljan pojav.

ZAHVALA

Posebno zahvalo smo dolžni TZ LITOSTROJ — Inštitutu za raziskave, razvoj in projektiranje, ki je financiral raziskavo karakteristik večšobnih Peltonovih turbin in odobril objavo ugotovljenega in teoretično pojasnjenejava skoka izkoristka.

LITERATURA

- [1] J. Webster: Analysis of Yet-Type Impulse Turbines, Water Power, August 1971.
- [2] J. Webster: Hydraulic Impulse Turbines of high Specific-Speed, Water Power, July 1973.
- [3] A. Frankovic: The theory of Pelton Wheel and the possibility of increasing it's Specific Speed, IAHR Symposium, Nica 1960.
- [4] J. Petermann: Le phénomène de la »falaise« dans les turbines Pelton multijets à axe vertical, Informations techniques, Charmilles No. 12, 1968.
- [5] J. U. Edel': Kovšovye Gidroturbiny, Mašgiz, Moskva 1963.
- [6] R. Vercellini: Contribution a l'analyse des resultats d'essais de turbines Pelton, Informations techniques Charmilles No. 8, 1961.
- [7] H. F. Taygun: Untersuchungen über den einfluss der schaufelzahl auf die wirkungsweise eines freistrahrlades, disertacija, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich 1946.
- [8] J. U. Edel': Nekotorye osobennosti rabočego processa šestisoplovoj kovšovoj turbiny, Energomašinstroenie, No. 2, 1964.
- [9] V. Kercan, L. Bizjak: Raziskava karakteristik šestšobnih Peltonovih turbin TP 6-21/23, Inštitut za tubinske stroje, por. št. 1236, Ljubljana 1977.
- [10] V. Kercan, L. Bizjak, R. Kercan: Izdelava in preizkus dvošobne Peltonove turbine, PT 6-2-35, Inštitut za turbinske stroje, št. por. 1207, Ljubljana 1977.
- [11] J. U. Edel': O potoke, shodjaščem s lopasti kovšovoj turbiny, Energomašinstroenie, 1966/No. 6.

Avtorjev naslov: mag. Vladimir Kercan, dipl. ing.,
Inštitut za turbinske stroje
Ljubljana, Rovšnikova 7