

STROJNIŠKI VESTNIK

LETNIK 21

JULIJ-AUGUST 1975

ŠTEVILKA 7-8

UDK 532.55:621.646.8

Teoretični izračun padca tlaka na loputi

FRANC SCHWEIGER

1. UVOD

Zaporni organi v hidromehanski opremi vodnih turbin niso namenjeni za regulacijo pretoka, temveč predvsem kot varnostni in zaporni elementi. Turbinski agregat moramo hitro zapreti v naslednjih primerih:

- a) pri pobegu turbine,
- b) pri mehanični okvari dotočnega cevovoda oziroma okrova turbine.

V obeh primerih uporabljamo hitro zaporno varnostno loputo, ki pripelje agregat do normalne vrtilne hitrosti oziroma zapre dotok vode.

Raziskave strujnih razmer okrog telesa lopute in razvojni naporji posameznih podjetij so privedli do raznolikih oblik in izvedb zapornih organov. Posebno široko uporabo je doživela loputa, katere telo ima lečasto obliko. To obliko lopute je z uspehom uporabil tudi Litostroj, Ljubljana, v mnogih hidrocentralah in to kot varnostno ali pa kot zaporno loputo.

Za varno projektiranje zapornih organov pri hidrocentralah potrebuje projektant celo vrsto specifičnih podatkov. Med temi podatki je tudi hidravlični padec na loputi oziroma izguba energije. Do tega podatka pridemo navadno samo z laboratorijskimi raziskavami. Te raziskave pa so obširne, drage in lahko tudi dolgotrajne. Za hitro in zelo dobro oceno teh izgub je avtor izdelal teorijo, ki lahko nadomešča dolgotrajne laboratorijske raziskave. Teorija zajema razmere, ko je loputa popolnoma odprta in se ne pojavlja kavitacija. Ta pogoj pa je skoraj vedno izpoljen pri varnostnih in zapornih loputah.

Z razčlenitvijo posameznih komponent izgub, ki se pojavljajo pri obtekanju fluida okrog lopute, je mogoče s teoretičnim postopkom določiti celotni padec tlaka na loputi. Za izbrano geometrijo telesa lopute lahko določimo hidravlični padec na loputi. Teoretične rezultate podamo v obliki brezdimenzijskih števil, ki označujejo geometrijo lopute in izgubo na loputi.

2. TEORIJA

Hidravlična izguba lopute ΔH pri obtoku fluida je odvisna od hitrosti obtekajočega fluida c , proste površine pretočnega prereza A , viskoznosti μ , gostote ρ , premere cevovoda D , hrapavosti stene in velikosti lopute. Da zmanjšamo število spremen-

ljivk, vpeljemo brezdimenzijska števila, ki opisujejo spremenjanje več parametrov z eno samo spremenljivko. Za določitev brezdimenzijskih števil uporabljamo Buckinghamovo teorijo. Po tej teoriji dobimo naslednja števila:

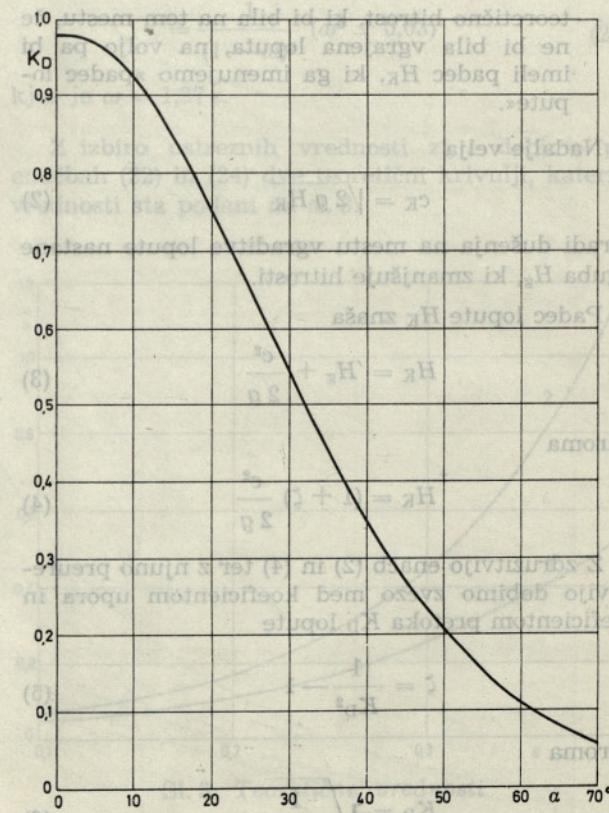
$$Re = \frac{c D}{\mu} \quad \text{— Reynoldsovo število,}$$

$$\frac{A_a}{D^2} \quad \text{— število, ki je funkcija odprtja lopute pri kotu } a,$$

$$\frac{s}{D} \quad \text{— število, ki upošteva velikost lopute,}$$

$$s \quad \text{— debelino lopute v osi,}$$

$$\frac{k}{D} \quad \text{— število, ki upošteva hrapavost.}$$



Sl. 1. Koeficient pretoka

Dimenzijs zapornih organov, ki se uporabljajo pri hidromehanski opremi vodnih turbin, so izredno velike. Da dobimo potrebne informacije o hidravličnih izgubah loput, se pri raziskovalnem delu zatemamo k modelnim preizkusom. V takih primerih moramo upoštevati zakon podobnosti, in sicer geometrične in hidravlične podobnosti. Geometrična podobnost je izpolnjena, kadar sta model in naravna velikost modela podobna po obliki. Pri tem navadno zanemarjamo podobnost glede površinske hrapavosti oziroma se ji približamo v mejah možnosti. Hidravlično podobnost tokovnih razmer v naravi in na preizkusni postaji dobimo tako, da ohranjamo v obeh primerih isto Reynoldsovo število.

Hidravlično izgubo lopute v odvisnosti od kota odprtja α podajamo navadno v odvisnosti od koeficienta pretoka K_D (sl. 1). Zveza med koeficientom pretoka K_D in koeficientom izgube ζ lopute je v literaturi [1] znana. Definicija koeficiente K_D je naslednja:

$$K_D = \frac{c}{c_K} \quad (1)$$

kjer pomenijo

$c = Q / \frac{\pi D^2}{4}$ — hitrost na mestu lopute,

Q — pretočno količino,

D — premer cevovoda,

c_K — teoretično hitrost, ki bi bila na tem mestu, če ne bi bila vgrajena loputa, na voljo pa bi imeli padec H_K , ki ga imenujemo »padec lopute«.

Nadalje velja

$$c_K = \sqrt{2 g H_K} \quad (2)$$

Zaradi dušenja na mestu vgraditve lopute nastane izguba H_g , ki zmanjšuje hitrosti.

Padec lopute H_K znaša

$$H_K = H_g + \frac{c^2}{2 g} \quad (3)$$

ozioroma

$$H_K = (1 + \zeta) \frac{c^2}{2 g} \quad (4)$$

Z združitvijo enačb (2) in (4) ter z njuno preureditvijo dobimo zvezo med koeficientom upora in koeficientom pretoka K_D lopute

$$\zeta = \frac{1}{K_D^2} - 1 \quad (5)$$

ozioroma

$$K_D = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}} \quad (6)$$

Podrobnejšo razlagi zgornjih enačb dobimo v literaturi [2].

Pri idealiziranih razmerah, kjer naj bo hidravlična izguba lopute $\zeta = 0$, dobimo vrednost $K_D = 1$. Celotni diagram za koeficient pretoka K_D je tako omejen po eni strani na območje blizu vrednosti 1, po drugi strani pri zaprti loputi pa je $K_D = 0$ (sl. 1). Iz diagrama vidimo, da je vrednost koeficiente pretoka K_D konstantna pri določeni legi lopute in pri pogoju, da se ne pojavlja kavitacija. Pri nizkih Reynoldsovih številah to čisto ne velja, vendar pa odstopanja niso posebno značilna. Razumljivo je, da različne oblike in konstrukcije loput dajejo ustrezne koeficiente upora ζ . Turbinske lopute ne rabijo kot regulacijski organi pretočne količine, zato nas predvsem zanima vrednost hidravličnega koeficiente upora ζ pri popolnoma odprti loputi. Vrednost hidravličnega koeficiente upora ζ pa lahko določimo samo z laboratorijskim modelnim preizkusom.

Namen naših nadaljnjih izvajanj je, da s teorijo brez laboratorijskih preizkusov določimo vrednost hidravličnega koeficiente izgube ζ za loputo pri popolnoma odprti legi. Analiza tokovnih razmer pri obtekanju fluida okrog telesa lopute pove, da debelina in oblika telesa lopute bistveno vplivata na hidravlični koeficient izgube ζ . Dodatni vplivi, ki se še pojavljajo, so: debelina zunanjega roba lopute — ta naj bi bila minimalna — hrapavost in tudi profil lopute. Celotno izgubo pri pretoku fluida skozi loputo razčlenimo v dva dela, (sl. 2):

a) Izguba zaradi trenja.

$$\Delta H_{tr} = \zeta_{tr} \cdot \frac{c_1^2}{2 g} \quad (7)$$

kjer je

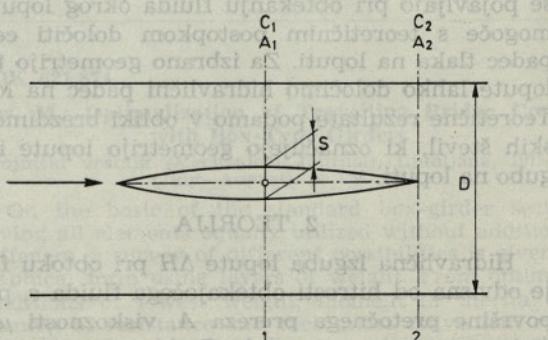
$$\zeta_{tr} = \frac{l}{D} \lambda \quad (8)$$

in sta

l — dolžina okrova lopute,

λ — koeficient hrapavosti.

Dolžino okrova lopute ocenimo na $l = 2D$, kot dobro orientacijo pa izberemo za $\lambda = 0,015$. Izgubo



Sl. 2. Telo lopute

ozziroma padec tlaka zaradi trenja sedaj lahko pišemo takole:

$$\Delta H_{\text{tr}} = 0,03 \frac{c_1^2}{2g} \quad (9)$$

b) Izguba zaradi spremembe prostega prereza.

Izgubo zaradi spremembe prostega prereza dobimo z uporabo impulznega zakona in z Bernoullijevo enačbo.

Po Newtonovem zakonu in z zanemaritvijo sile teže dobimo rezultirajočo silo:

$$F = \oint_p c (\rho c \cdot dA) = \\ = \bar{c}_2 (\rho_2 c_2 A_2) - \bar{c}_1 (\rho_1 c_1 A_1) \quad (10)$$

Sile, pravokotne na smer toka, se med seboj uničujejo, ker so enake in protismerne. Normalne komponente hitrosti na prerezhih 1 in 2 so enake c_1 in c_2 in se ujemajo s smerjo toka. Izraz v oklepaju enačbo (10) pomeni masni pretok, ki ga izražamo z veličinami, podanimi v prerezu 2 (sl. 2). Sile, izražene v enačbi (10), pomenijo akcijsko silo, s katero deluje okolje na pretočno polje. Po zakonu akcije in reakcije deluje fluid z nasprotno silo, ki nas zanima

$$R = -F = \rho A_2 c_2 (c_1 - c_2) \quad (11)$$

Sila zaradi razlike tlakov na prerezhih 1 in 2 znaša

$$(p_2 - p_1) A_2 \quad (12)$$

Obe sili izračunamo in dobimo

$$\rho A_2 c_2 (c_1 - c_2) = A_2 (p_2 - p_1) \quad (13)$$

Iz enačbe (13) dobimo iskan razliko tlakov

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho c_2 (c_1 - c_2) \quad (14)$$

Po Bernoullijevi enačbi dobimo za prereza 1 in 2 pri zanemaritvi izgub naslednje razmerje

$$\Delta p' = (p_2' - p_1) = \frac{\rho}{2} (c_1^2 - c_2^2) \quad (15)$$

Razlika obeh padcev tlaka je izguba tlaka.

$$\Delta p_{\text{pr.}} = \Delta p' - \Delta p \quad (16)$$

Z vstavitvijo enačb (14) in (15) v enačbo (16) dobimo

$$\Delta p_{\text{pr.}} = \frac{\rho}{2} (c_1 - c_2)^2 \quad (17)$$

Pri $\rho = \text{const}$ in s preuređitvijo enačbe (17) imamo

$$\Delta H_{\text{pr.}} = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2g} \quad (18)$$

Koeficient izgube ζ pri pretoku fluida skozi loputo dobimo s seštetjem padcev višin, izraženih v enačbah (7) in (18)

$$\zeta = \frac{H_{\text{pr.}} + H_{\text{tr.}}}{c_2^2 / 2g} \quad (19)$$

Z vstavitvijo obeh izrazov za posamezne izgube dobimo

$$\zeta = \left(\frac{c_1 - c_2}{c_2} \right)^2 + 0,03 \left(\frac{c_1}{c_2} \right)^2 \quad (20)$$

Enačba (20) pomeni koeficient izgube ζ na loputi.

Pri znani geometriji telesa lopute lahko enačbo (20) še dalje poenostavimo. Ena izmed običajnih oblik telesa lopute je lečasta oblika, kjer je prerez

$$A_{\text{pr.}} = \frac{\pi s D}{4} \quad (21)$$

s je debelina lopute v osi.

Za tako izbrano geometrijo lopute pri pogoju, da je $\varepsilon = s/D$, dobimo

$$\zeta = \frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} (\varepsilon^2 + 0,03) \quad (22)$$

Druga oblika prereza telesa lopute naj ima obliko

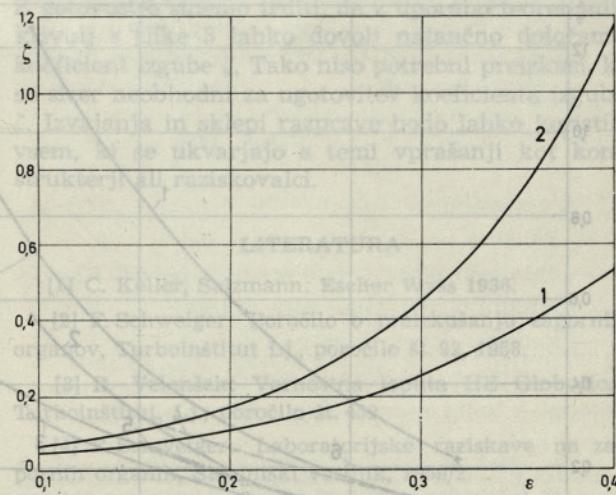
$$A_{\text{pr.}} = s D \quad (23)$$

V tem primeru dobimo za novo izbrano geometrijo lopute koeficient izgube

$$\zeta = \frac{1}{(1 - \omega)^2} (\omega^2 + 0,03) \quad (24)$$

kjer je $\omega = 1,27 \varepsilon$.

Z izbiro ustreznih vrednosti za ε dobimo po enačbah (22) in (24) dve teoretični krivulji, katerih vrednosti sta podani na sl. 3.



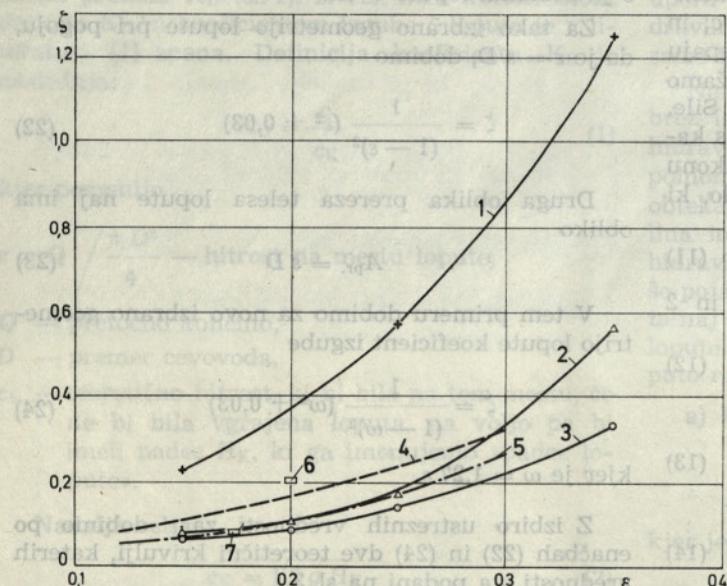
Sl. 3. Teoretične vrednosti

1 — po enačbi (22)
2 — po enačbi (24)

3. PREIZKUSI

Inštitut za turbinske stroje v Ljubljani je v svojem raziskovalnem programu opravil za T. Z. Litostroj vrsto preizkusov na zapornih organih, kjer je bil uporabljen kot pretočni fluid najprej zrak, pozneje pa tudi voda. Rezultati teh preizkusov so podrobno obdelani v poročilih in objavah [2], [3], [4] ter prikazani na slikah 4 in 5. V tej razpravi bomo primerjali dobljene eksperimentalne rezultate s podatki, ki jih dajeta obe teoretični karakteristiki za določeno razmerje s/D .

Hidravlične lastnosti smo eksperimentalno ugotovili za naslednje vrste zapornih organov:



3.1. Génissiat-loputa [2]

Geometrija lopute in koeficient izgube ζ za ustrezno geometrijo lopute:

$$\begin{array}{ll} s/D = 0,12 & \zeta = 0,045 \\ s/D = 0,23 & \zeta = 0,145 \\ s/D = 0,30 & \zeta = 0,265 \end{array}$$

Vse vrednosti ζ ustrezajo loputi v popolnoma odprt legi.

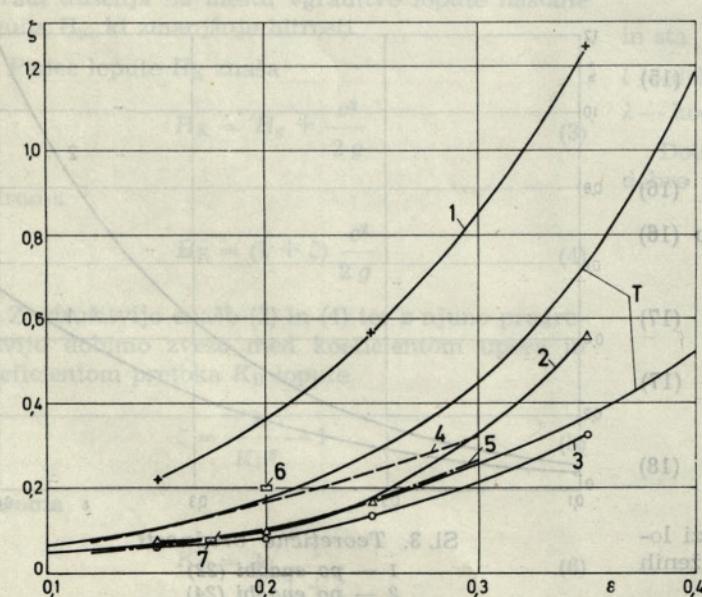
3.2. Lečasta loputa [2]

Geometrija lopute in ustrezni koeficient izgube ζ za odprto lego lopute:

$$\begin{array}{ll} s/D = 0,12 & \zeta = 0,075 \\ s/D = 0,23 & \zeta = 0,205 \\ s/D = 0,30 & \zeta = 0,325 \end{array}$$

Sl. 4. Eksperimentalni podatki

- | | |
|---|-------------------------|
| 1 — Janshin — plosko ravno,
neoblikovano telo lopute | JAN-
SHIN |
| 2 — lečasta oblika lopute | |
| 3 — optimalna oblika lopute | |
| 4 — Génissiat — loputa | TURBO-
INSTI-
TUT |
| 5 — lečasta loputa | |
| 6 — HE Globočica — model | LITO-
STROJ |
| 7 — HE Peruča — model | |



Sl. 5. Primerjava teoretičnih z eksperimentalnimi podatki

- | | |
|---|-------------------------|
| 1 — Janshin — plosko ravno,
neoblikovano telo lopute | JAN-
SHIN |
| 2 — lečasta oblika lopute | |
| 3 — optimalna oblika lopute | |
| 4 — Génissiat — loputa | TURBO-
INSTI-
TUT |
| 5 — lečasta loputa | |
| 6 — HE Globočica — model | LITO-
STROJ |
| 7 — HE Peruča — model | |
| T — teorija | |

3.3. Varnostna loputa za HE Globočica [3] — model Geometrija lopute in koeficient izgube ζ za odprt lego lopute:

$$s/D = 0,2 \quad \zeta = 0,21$$

3.4. Loputa za HE Peruča [7] — model

Geometrija lopute in koeficient izgube ζ za odprt lego lopute:

$$s/D = 0,1715 \quad \zeta = 0,08$$

3.5. Primerjava podatkov, ki jih navaja Janshin [5] za različne oblike teles zapornih organov

a) plosko ravno neoblikovano telo lopute

Geometrija lopute in koeficient izgube:

$$s/D = 0,15 \quad \zeta = 0,23$$

$$s/D = 0,25 \quad \zeta = 0,575$$

$$s/D = 0,35 \quad \zeta = 1,25$$

b) lečasta oblika lopute

Geometrija lopute in koeficient izgube:

$$s/D = 0,15 \quad \zeta = 0,08$$

$$s/D = 0,2 \quad \zeta = 0,105$$

$$s/D = 0,25 \quad \zeta = 0,175$$

$$s/D = 0,3 \quad \zeta = 0,32$$

$$s/D = 0,35 \quad \zeta = 0,57$$

c) optimalna oblika lopute

Geometrija lopute in koeficient izgube:

$$s/D = 0,15 \quad \zeta = 0,07$$

$$s/D = 0,2 \quad \zeta = 0,085$$

$$s/D = 0,25 \quad \zeta = 0,135$$

$$s/D = 0,35 \quad \zeta = 0,32$$

Vse podane vrednosti koeficienta izgube ζ na loputah so prikazane v diagramu (sl. 4 in 5), v odvisnosti od njene geometrije s/D .

4. RAZPRAVA

Theoretični karakteristiki (sl. 3) omejujeta področje, v katerem lahko pričakujemo koeficient izgube ζ na loputi. Vrednost koeficienta izgube ζ je odvisna od oblike telesa lopute ter od specifičnega razmerja s/D , ki karakterizira loputo. Sami theoretični karakteristiki pa pomenita vrednost koeficiente izgube ζ za dve ekstremni oblici prereza telesa lopute v odvisnosti od razmerja s/D . Telo lopute je pri izbranem razmerju s/D izoblikovano hidrodinamično, tako da so pretočne izgube minimalne. Eksperimentalne vrednosti primerjamo s theoretičnimi vrednostmi obeh karakteristik.

Podatki, ki smo jih dobili za lečasto loputo, se lepo ujemajo s theoretično karakteristiko. Lahko trdimo, da za ta tip lopute z izbranim specifičnim razmerjem s/D z veliko gotovostjo dobimo koeficient izgube ζ za loputo iz dijagrama (sl. 3). Tako so nepotrebni vsi preizkusi ter z njimi vezani veliki

stroški, ki jih povzročata material in raziskovalno delo. Pri tem pa ima pomembno vlogo tudi takojšnja dostopnost iskanih podatkov.

Koeficient izgube ζ za Génissiat-obliko telesa lopute se v območju specifičnega razmerja $s/D < 0,2$ lepo ujema s theoretično karakteristiko (sl. 5). Znatnejša odstopanja koeficiente izgube opažamo pri specifičnem razmerju $s/D > 0,2$.

Dobro ujemanje eksperimentalnih rezultatov s theoretičnimi vrednostmi vidimo pri modelu lopute za HE Peruča.

Zanimive so primerjave theoretičnih vrednosti za koeficient izgube ζ z vrednostmi, ki jih podaja Janshin. Razumljivo je, da za plosko, ravno in neoblikovano telo lopute dobimo izrazito večje vrednosti koeficiente izgube ζ , kakor pa jih daje theoretična karakteristika. Potek karakteristike ζ za Génissiat-obliko telesa lopute se v območju $s/D < 0,25$ dobro ujema s theoretično karakteristiko. Za vrednosti specifičnega razmerja $s/D > 0,25$ pa so odstopanja znatna.

Tretja oblika lopute z optimalno obliko telesa lopute daje na vsem področju nekoliko boljše vrednosti za koeficient izgube ζ . Avtor pa ne podaja podrobnosti o geometriji telesa lopute.

5. SKLEP

Lahko ugotovimo, da so vrednosti koeficiente izgube ζ , dobljene po enačbah (22) in (24) za različna specifična razmerja s/D pri odprtlegi loputi, primerne. Preizkus, opravljeni z vrsto loput z različnimi specifičnimi razmerji s/D , to ugotovitev dobro potrjujejo. Skladnost eksperimentalnih rezultatov s theoretičnimi je izredno dobra, posebno v območju specifičnih razmerij $s/D \leq 0,2$. To je pa tudi območje, v katerem navadno najdemo lopute, ki jih uporabljajo v hidromehanski opremi hidrocentral. Z gotovostjo smemo trditi, da z uporabo theoretičnih krivulj s slike 3 lahko dovolj natančno določamo koeficient izgube ζ . Tako niso potrebnii preizkusi, ki so sicer neobhodni za ugotovitev koeficiente izgube ζ . Izvajanja in sklepi razprave bodo lahko koristili vsem, ki se ukvarjajo s temi vprašanji kot konstrukterji ali raziskovalci.

LITERATURA

- [1] C. Keller, Salzmann: Escher Wyss 1936.
 - [2] F. Schweiger: Poročilo o preizkušanju zapornih organov, Turbinštítut Lj., poročilo št. 92, 1958.
 - [3] B. Velenšek: Varnostna loputa HE Globočica, Turbinštítut, Lj., poročilo št. 452.
 - [4] F. Schweiger: Laboratorijske raziskave na zapornih organih, Strojniški vestnik, 1959/2.
 - [5] B. Janshin: Energomašinostroenie, 1958.
- Avtorjev naslov: prof. dr. Franc Schweiger, Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani