UDK 621.224.6

Kritična analiza parametrov črpalke — turbine

FRANC SCHWEIGER — JANEZ GREGORI

1. UVOD

Poznavanje parametrov, ki določajo turbinski stroj, pomeni veliko prednost za projektanta, ki mora hitro in zanesljivo izbrati osnovne parametre za bodoči projekt. Zanesljivost parametrov je pomemben element, saj neposredno vpliva na oblikovanje turbinskega stroja. Sama oblika rotorja je povezana z dimenzijami in težo agregata kakor tudi z njegovim izkoristkom. Vse te veličine pa imajo pri končni ponudbi doma in na mednarodnem trgu odločilno vlogo. Prav zaradi mogočih razlik v vrednosti posameznih parametrov, ki so na voljo projektantom, želimo kritično obdelati nekatere podatke, ki jih ponujajo posamezni avtorji. V analizi se bomo omejili na parametre, ki določajo črpalko — turbino. Obravnavali bomo predvsem geometrijske in hidravlične parametre.

Ocena podatkov se bo nanašala na objavljena priporočila nekaterih avtorjev, in sicer:

— J. E. Graeser — W. Walther, Pompage — Turbinage, Characteristiques de machines hydrauliques,

— F. de Siervo — A. Lugaresi, Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump — turbines,

— F. Schweiger — J. Gregori, Developments in pump — turbines.

Vsi omenjeni avtorji so po podatkih o že delujočih reverzibilnih agregatih podali lastna priporočila. Rezultati optimiranja parametrov o že postavljenih agregatih so ugodna in zanesljiva rešitev tega problema. Nekateri podatki, ki so jih podali posamezni izdelovalci, se nekoliko spreminjajo, zato je nujno, da se pojavijo odstopki v končnih vrednostih. Treba je tudi poudariti, da se posamezne matematične metode, ki so bile uporabljene pri statističnem vrednotenju podatkov, med seboj razlikujejo, kar se tudi pokaže v končnih rezultatih. K navedenemu pa naj še dodamo, da ni nujno potrebno, da bi posamezni avtorji obravnavali popolnoma enake agregate, tako se nekateri agregati pojavljajo pri vseh avtorjih, drugi pa samo naključno. Tudi število zbranih podatkov o reverzibilnih agregatih je različno pri posameznih avtorjih. Vse te okoliščine neogibno pripeljejo do različnih končnih rezultatov, ki so projektantu na voljo. Namen tega članka je kritično ovrednotiti in prikazati območje razsipanj podanih parametrov. Uporabnik teh informacij bo lahko sam ocenil, v katerem območju in s kakšnim tveganjem naj izbere želeno informacijo.

2. DEFINICIJE PARAMETROV

Vsi avtorji podajajo statistično zbrane parametre o reverzibilnih agregatih v funkcijski odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti, ki se nanaša na veličine, pripadajoče črpalnemu obratovanju. V literaturi nahajamo različne definicije za specifično vrtilno hitrost in tudi obravnavani avtorji uporabljajo vsak svojo definicijo. Za lažje razumevanje in enoten prijem bomo tip turbinskega stroja določili s specifično hitrostjo, ki je podana z enačbo:

$$n_q = \frac{n\,Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{1}$$

kjer pomenijo: H (m) — višino, Q (m³/s) — pretok in n (vrt./min) — vrtilno hitrost.

V nekaterih primerih pa lahko uporabimo tudi brezdimenzijske vrednosti, ki enako določajo specifično vrtilno hitrost z izrazom:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{n_q}{157{,}8} \tag{2}$$

φ — pretočno število,
ψ — energijsko število.

V naši analizi bomo obravnavali parametre, ki jih lahko razdelimo v dve osnovni skupini, in sicer:

— hidravlične parametre,

— geometrijske parametre.

Obe skupini parametrov sta za projektanta izredno pomembni, saj v splošnih obrisih določata reverzibilni agregat, tako po geometrijski obliki kakor tudi po njegovih hidravličnih in energijskih karakteristikah.

Osnovni parameter, ki je odvisen od terenskih razmer, je višina H, ki jo ustvarja hidravlični stroj v črpalnem oziroma v turbinskem delovanju. Že osnovne primerjave med višino H in specifično vrtilno hitrostjo kažejo na tesno povezanost obeh parametrov. Ugotovljena je bila tudi določena smer razvoja agregatov pri enakem padcu.

V to kritično analizo parametrov je kot prva vključena funkcijska odvisnost

$$H = f(n_q) \tag{3}$$

Naj izrazimo padec tudi v brezdimenzijski obliki kot energijsko število, in sicer:

$$\psi = \frac{g\,H}{K_\psi\, n^2\, D^2} \tag{4}$$

kjer so D (m) — zunanji premer rotorja, n (vrt./min) — vrtilna hitrost in konstanta $K_\psi = \pi^2/2$.

V isto skupino uvrščamo tudi pretočno število, ki je podano z izrazom

$$\varphi = \frac{Q}{K_\varphi\, n\, D^3} \tag{5}$$

kjer pomenita Q (m³/s) — pretok in $K_\varphi = \pi^2/4$ — konstanto.

Pri analizi geometrijskih parametrov bomo obravnavali izbrana dimenzijska razmerja:

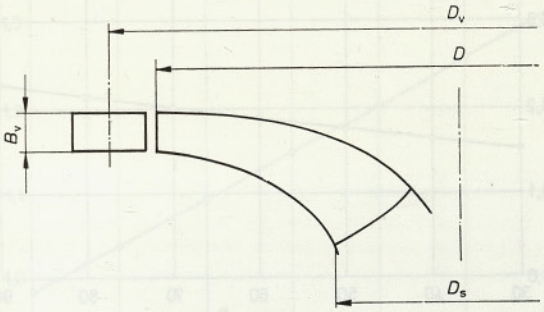
— razmerje premerov rotorja: D_s/D

— razmerje premerov vodilnika: D_v/D

— razmerje višine vodilnika: B_v/D

— razmerje obodne hitrosti: $K_u = \dfrac{u}{\sqrt{2g\,H}}$

Pomen posameznih veličin je razviden s slike 1.



Sl. 1. *Dimenzije rotorja in vodilnikov*

Osnovni podatki o črpalki — turbini, zbrani in statistično ovrednoteni, so podrobno obdelani v poročilu [1]. Naj tu navedemo samo glavne smernice. Za statistično obdelavo smo uporabili metodo najmanjših kvadratov. Krivuljo, ki se množici podatkov najbolj prilega, izberemo za usmerjanje. Stopnjo prilagojenosti izrazimo z vsoto kvadratov odklonov osnovne vrste od krivulje, kar izrazimo:

$$\sum_{i=1}^{n} (Y_i - T)^2 = \min \qquad (6)$$

Za usmeritev vzamemo tisto krivuljo, pri kateri je vsota kvadratov najmanjša.

V primeru premice imamo

$$T = a + b\,x \qquad (7)$$

kjer s parcialnim odvajanjem po a in b dobimo sistem enačb, ki omogočajo izračun teh koeficientov.

Za usmeritev prve stopnje je izračun koeficientov premice dokaj preprost, vendar se zaradi množice podatkov zatekamo k računalniškemu programu. Kakovost statistične analize določimo s korelacijskim koeficientom in standardnim odklonom.

3. PRIMERJAVA PODATKOV

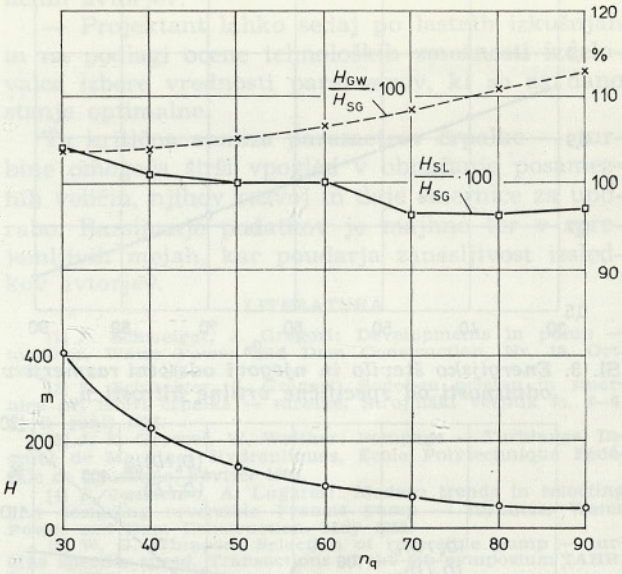
Rezultati kritične analize bodo podani v obliki razmerij posameznih parametrov. Da pa bo mogoče uporabiti vse rezultate v absolutnem pomenu, bodo predstavljene tudi vrednosti, ki smo jih dobili z domačimi raziskavami [2]. Tako bodo na voljo strokovnjakom osnovne informacije, ki jih potrebujejo pri projektiranju novih hidroagregatov z možnostjo ocene natančnosti oziroma razsipanja posameznih parametrov.

Vrednosti, ki so jih dobili posamezni avtorji, bodo primerjane z domačimi podatki [1, 2] in označene s SG. Rezultati, vzeti po [3], bodo označeni z GW in tisti, ki so vzeti po [4], s SL.

Višino H, ki jo ustvari hidravlični stroj v črpalnem delovanju, podajamo v odstotnem razmerju, torej

$$\frac{H_{GW}}{H_{SG}} \cdot 100\,\% \quad \text{in} \quad \frac{H_{SL}}{H_{SG}} \cdot 100\,\% \qquad (8)$$

Razsipanje in odstotno odstopanje po višini H je majhno (sl. 2), kar kaže na veliko skladnost dobljenih rezultatov. Pri znani višini H lahko sedaj odberemo pripadajoči n_q, od tu dalje pa tudi vrednosti oziroma odstotne odstopke tujih avtorjev. Tako dobimo širši vpogled v možnosti, ki naj jih ima projektant pri izbiri višine oziroma specifične vrtilne hitrosti.



Sl. 2. *Višina črpalke H in njeni odstotni razmerji v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q*

Podobno sliko dobimo pri analizi energijskega števila ψ (sl. 3). Tu imamo podano razmerje

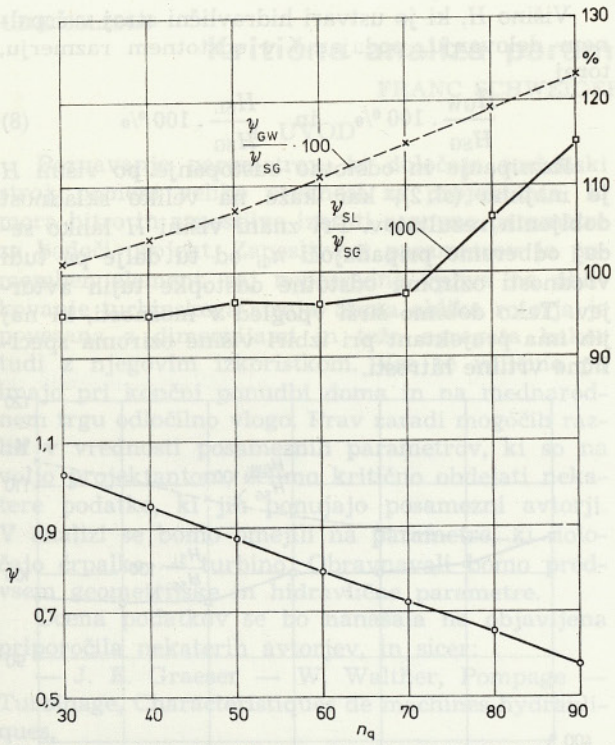
$$\frac{\psi_{GW}}{\psi_{SG}} \cdot 100\,\% \quad \text{in} \quad \frac{\psi_{SL}}{\psi_{SG}} \cdot 100\,\% \qquad (9)$$

ki kaže pri veliki specifični vrtilni hitrosti povečane odstopke. Vzrok tega odstopka je verjetno povezan z razlikami, ki so v zvezi s premerom rotorja.

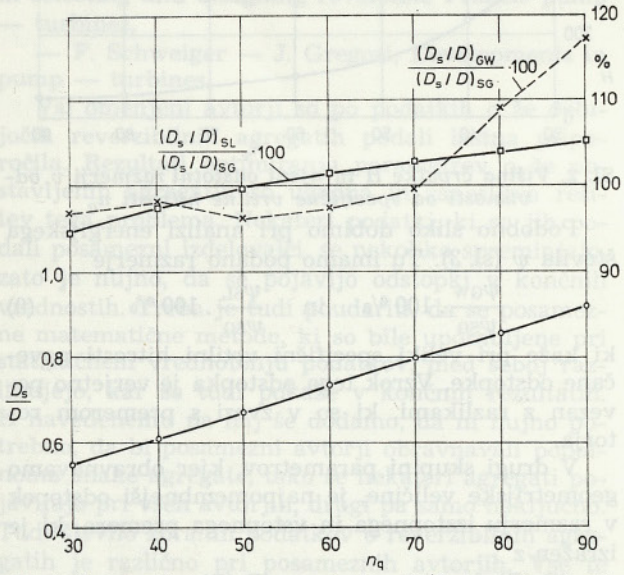
V drugi skupini parametrov, kjer obravnavamo geometrijske veličine, je najpomembnejši odstopek v razmerju izstopnega in vstopnega premera, ki je izražen z

$$\frac{(D_s/D)_{GW}}{(D_s/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \quad \text{in} \quad \frac{(D_s/D)_{SL}}{(D_s/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \qquad (10)$$

(sl. 4). Na isti sliki je podana tudi funkcija $D_s/D = f(n_q)$, ki daje vpogled v absolutne vrednosti tega razmerja. Tu so opazni večji odstopki v območjih velikih specifičnih vrtilnih hitrosti v primerjavi z deli avtorjev [3]. Pri velikih n_q je izstopni rob lopatice pomaknjen znatno proti pestu in v takih primerih se pojavljajo težave pri oceni lege robu lopatice. Dobra skladnost rezultatov z majhnimi, vendar razumljivimi odstopki, je opazna pri podatkih, predstavljenih po avtorjih [4].



Sl. 3. *Energijsko število in njegovi odstotni razmerji v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q*

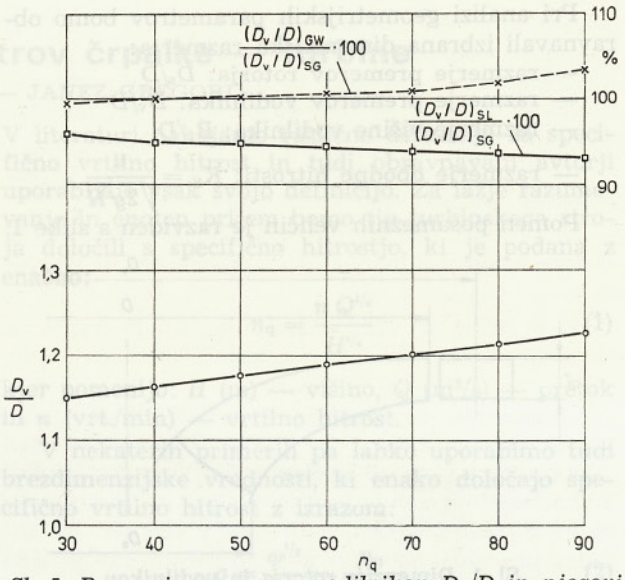


Sl. 4. *Razmerje premerov rotorjev D_s/D in njegovi odstotni razmerji v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q*

Velikost vodilnika je podana z razmerjem D_v/D (sl. 5). Odstopek tega razmerja glede na druge avtorje je podan z

$$\frac{(D_v/D)_{GW}}{(D_v/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \quad \text{in} \quad \frac{(D_v/D)_{SL}}{(D_v/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \qquad (11)$$

S slike 5 je razvidno, da so odstopki majhni za vse primerjave in konstantni v vsem področju uporabnosti črpalke in turbine. Informacije so izredno zanesljive in sprejemljive.

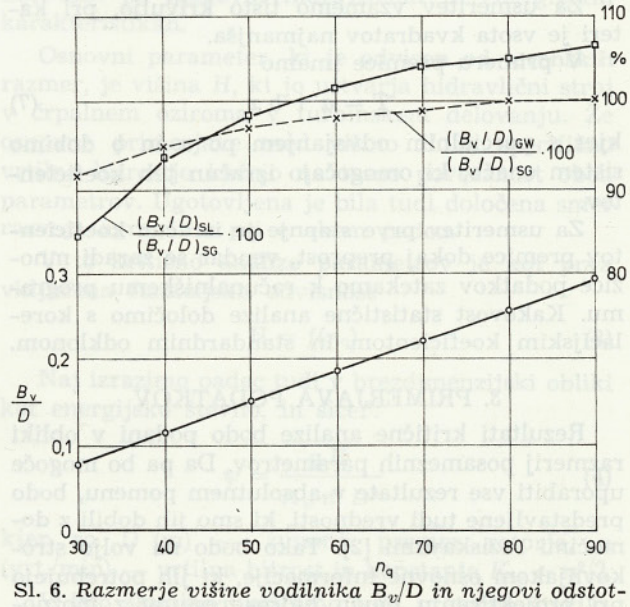


Sl. 5. Razmerje premerov vodilnikov D_v/D in njegovi odstotni razmerji v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q

Podatek, ki nadalje popiše geometrijsko obliko reverzibilnega agregata, je razmerje višine vodilnika B_v/D (sl. 6). Primerjava tega razmerja s podatki drugih avtorjev

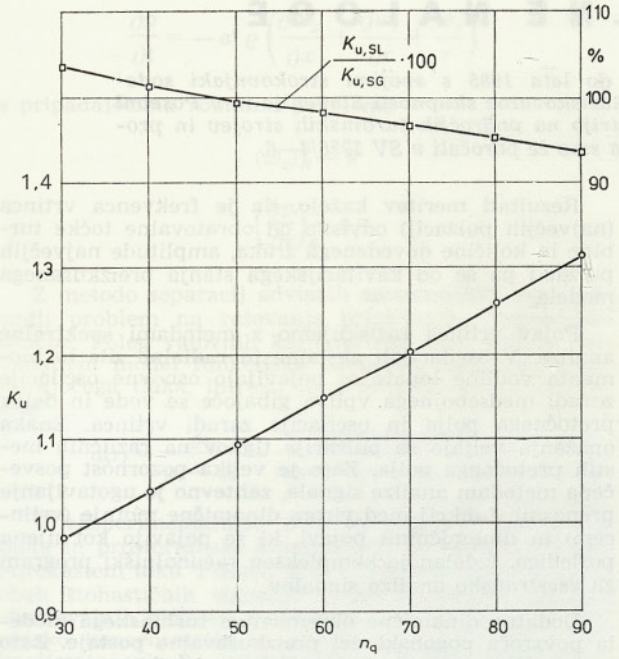
$$\frac{(B_v/D)_{GW}}{(B_v/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \quad \text{in} \quad \frac{(B_v/D)_{SL}}{(B_v/D)_{SG}} \cdot 100\,\% \qquad (12)$$

pokaže, da so odstopanja neznatna, tako da dobimo v nekaterih območjih popolno skladnost.



Sl. 6. *Razmerje višine vodilnika B_v/D in njegovi odstotni razmerji v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q*

Izhodišče za določitev premera rotorja črpalke — turbine je v parametru obodne hitrosti K_u (sl. 7). Ta parameter omogoča za izbrano specifično vrtilno hitrost tudi izbiro drugih geometrijskih veličin agregata ob uporabi predstavljenih diagramov.



Sl. 7. *Parameter obodne hitrosti K_u in njegovo odstotno razmerje v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q*

Analiza razmerij obodne hitrosti po avtorjih [4], (sl. 7), je podana z izrazom

$$\frac{K_{u\,SL}}{K_{u\,SG}} \cdot 100\,\% \qquad (13)$$

Odstopek relativnega razmerja je majhen, nekoliko večji pa je šele v območjih velikih specifičnih vrtilnih hitrosti. Tega območja ne uporabljamo pogosto za reverzibilne agregate, zato je dejanski odstopek pri majhnih vrtilnih hitrostih sprejemljiv.

4. Sklep

Kritična analiza parametrov, obdelanih v tem delu, je pokazala veliko zanesljivost uporabljene metode za vrednotenje osnovnih veličin črpalke — turbine. Vsi avtorji so ovrednotili zbrane podatke s podobno statistično metodo. Celotno delo lahko strnemo v naslednje sklepe:

— Odstopki večine relativnih parametrov so v območju velikih specifičnih vrtilnih hitrosti, razmeroma veliki. Ti odstopki so razumljivi, saj je število agregatov, zgrajenih za območje $n_q > 60$, izredno majhno. Tako na potek regresijske krivulje močno vplivajo podatki z območja majhnih specifičnih vrtilnih hitrosti.

— Odvisnost relativnega razmerja višin daje majhen odstopek glede na avtorja [4], nekoliko večji pa je odstopek podatkov po avtorju [3]. Težišče odstopkov je v območju velikih n_q.

— Podobno obnašanje vidimo pri energijskem številu, kjer je razsipanje pri velikih specifičnih vrtilnih hitrostih še izrazitejše. Tu se pojavi pri $n_q > 60$ še vpliv definicije izstopnega premera.

— Odvisnost relativnega razmerja geometrijskih veličin je za vse parametre manjša od 10 odstotkov, razen za razmerje vstopnega in izstopnega premera, kjer pri velikih n_q doseže povečanje do 18 odstotkov. To območje pa ni najugodnejše za uporabo reverzibilnih agregatov.

— Vrednosti korelacijskih koeficientov, ki jih navajajo imenovani avtorji za obravnavane veličine, so izredno velike, kar se tudi pokaže v dobrem ujemanju ustreznih razmerij.

— Dobljeni rezultati analize omogočajo projektantom hitro in zanesljivo vrednotenje velikosti razsipanja posameznih parametrov, zbranih od različnih avtorjev.

— Projektant lahko sedaj po lastnih izkušnjah in na podlagi ocene tehnoloških zmožnosti izdelovalca izbere vrednosti parametrov, ki so za dano stanje optimalne.

Ta kritična analiza parametrov črpalke — turbine omogoča širši vpogled v obnašanje posameznih veličin, njihov razvoj in daje smernice za uporabo. Razsipanje podatkov je majhno ter v sprejemljivih mejah, kar poudarja zanesljivost izsledkov avtorjev.

LITERATURA

[1] F. Schweiger, J. Gregori: Developments in pump — turbines, Water Power and Dam Construction, Nr. 10, Oct. 1982.

[2] F. Schweiger, J. Gregori: Sodoben pristop in smernice pri izbiri črpalke — turbine, Strojniški vestnik št. 4—6, april—junij 1983.

[3] J. E. Graeser, W. Walther: Pompage — Turbinage, Institut de Machines Hydrauliques, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Février 1980.

[4] F. de Siervo, A. Lugaresi: Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump — turbines, Water Power and Dam Construction, May 1980.

[5] W. G. Whippen: Selection of reversible pump — turbine specific speed, Transactions of the 6th symposium IAHR, Roma, 1972.

[6] D. Dzialas, A. Hofmann: Radiale, Umkehrbare Pumpenturbinen, Voith Nr. 12, 1964.

[7] J. P. Kaufmann: The dimensioning of pump — turbines, L'Energia eletrica No. 2, 1979.

[8] L. F. Henry: Selection of reversible pump — turbine specific speed, Allis Chalmers Co., York, Pennsylvania.

[9] M. Medici: Tendenze a direttive di progettazione per le macchine idrauliche a funzionamento reversibile: Le pompe — turbine, L'Energia electrica 2, 1979.

[10] Voith Forschung und Konstruktion, Heft 21, Aufsatz 5, 1973, Sonderdruck 2119.

[11] I. Vučković: Specifičnosti reverzibilnih agregata za velike padove i snage, Zajednica jugoslovenske elektroprivrede, Slatina Radenci, 1974.

[12] W. Meier, J. Müller, H. Grein, M. Jaquet: Pumpenturbinen und Speicherpumpen, Escher Wyss, Mitteilungen 2, 1971.

[13] M. Okala, J. Sato, N. Suzuki: High-head pumped storage plants in Japan, Water Power and Dam Construction Nr. 10, October 1979.

[14] W. G Whippen, H. A. Mayo: Trends in selection of pump/turbines, Allis Chalmers Hydro-Turbine Division, August 21, 1974.

[15] G. E. Pfafflin: Future trends in hydro pumped storage equipment, Hydro-Turbine Division Allis Chalmers Corporation, April 30, 1974.

[16] G. E. Pfafflin: U. S. Trends in pumped/storage technology, presented to the Power and energy systems, technical sales seminar, powertech 80, Allis Chalmers Co. July, 1973.

[17] T. Werner: Mögliche Grenzen der Umsetzung grosser Fall- und Förderhöhen in einer Laufradstufe von Pump-Speichermaschinen aus der Sicht der Strömungsvorgänge, Sonderdruck aus »Voith Forschung und Konstruktion«, Heft 21, Aufsatz 5, Mai 1979.

Naslov avtorjev: prof. dr. Franc Schweiger, dipl. inž.,
Fakulteta za strojništvo
in znanstveni svetnik pri Inštitutu
za turbinske stroje v Ljubljani
in
Janez Gregori, dipl. inž.,
Inštitut za turbinske stroje v Ljubljani