

## EKSPERIMENTALNA HIDRAULIČKA ISPITIVANJA KARAKTERISTIKA CEVNE TURBINE HE “ĐERDAP II”

Prof. dr Miroslav BENIŠEK, Ivan BOŽIĆ, Dejan ILIĆ, Đorđe ČANTRAK  
Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu

### REZIME

U okviru ovog rada se prikazuju neki rezultati garancijskih hidrauličkih ispitivanja cevne turbine agregata br.9 dopunske HE “Đerdap II”. Dati su uslovi pod kojim je merenje izvršeno, kao i analiza dobijenih rezultata. Merenja su obavljena na tri različita pada, srednjih vrednosti:  $H_r = 6,62$  m,  $H_r = 7,36$  m i  $H_r = 11,77$  m.

**Ključne reči:** HE, cevne turbine, hidraulika, ispitivanja

### 1 UVOD

Hidroelektrana “Đerdap II” nalazi se na reci Dunav 82 km nizvodno od HE “Đerdap I”. Srpski deo elektrane opremljen je sa deset cevni hidroagregata. Cevni agregat se sastoji iz hidrauličke cevne turbine prečnika obrtnog kola  $D = 7,5$  m sa obtinim kolom na konzoli, cevnog sinhronog generatora prečnika kućišta 9,0m sa vodenim hlađenjem rotora i statora i sa tiristorskim sistemom pobude i pomoćnih sistema agregata.

Pre više godina su obavljena kompleksna garancijska ispitivanja cevni agregata na HE “Đerdap II”, na agregatu br. 5 [2], [8], u kojima je, takođe učestvovao Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu. U toku nekoliko prethodnih godina su obavljena garancijska ispitivanja hidrauličke turbine na dodatnom agregatu br. 9 na tri različita pada, srednjih vrednosti:  $H_r = 6,62$  m,  $H_r = 7,36$  m and  $H_r = 11,77$  m [3].

Hidraulička ispitivanja cevne turbine br. 9 dodatnog agregata HE “Đerdap II” izvršila je ekipa Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu – Centra za hidraulične mašine i energetske sisteme u saradnji sa ekipama Instituta ”Lola” i Instituta “Nikola Tesla”.

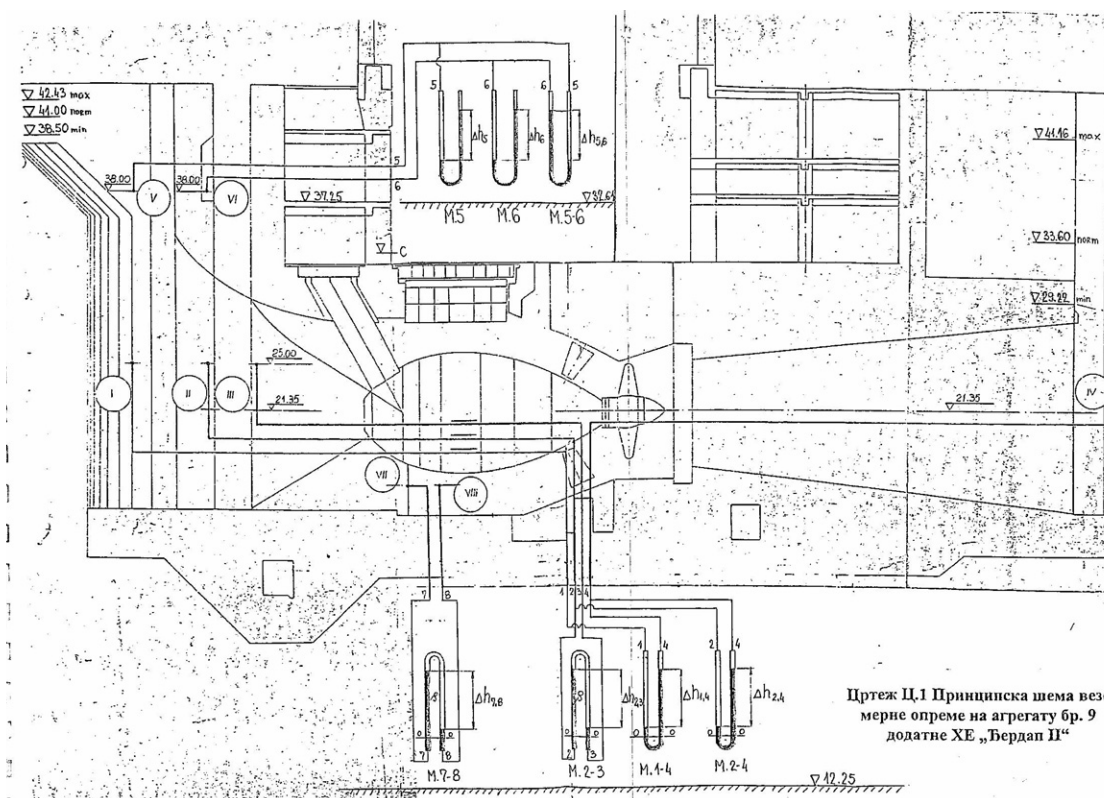
### 2 METODOLOGIJA ISPITIVANJA CEVNE TURBINE

Metodologija merenja veličina pri hidrauličkim i energetske ispitivanjima cevne turbine br. 9 u okviru garancijskih ispitivanja hidroagregata u dodatnoj hidroelektrani “Đerdap II” je zasnovana na normama IEC [9], na iskustvu stručnjaka Mašinskog fakulteta i istraživanja koja su sprovedena u Centru za hidraulične mašine i energetske sisteme Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu.

Na Slici 1. data je principska šema veze merne opreme na agregatu br. 9 dodatne HE “Đerdap II”, a u narednim potpoglavljima je opisano izračunavanje potrebnih fizičkih konstanti, metodologija i način merenja.

#### 2.1 Određivanje fizičkih konstanti

U okviru Tabele 1., dati su obrasci na osnovu kojih su određene neophodne fizičke konstante, dok su konstante korišćene u okviru izraza navedenih u ovoj tabeli, definisani u Tabeli 2. Vrednosti gustine, kinematske viskoznosti i specifičnog toplotnog kapaciteta za ulje M.30 (Tb – A.29) se očitavaju iz dijagrama koji su navedeni u [3].



Цртеж Ц.1 Принципска шема везе мерне опреме на агрегату бр. 9 додатне ХЕ „Ђердап II“

Slika 1. Principska šema veze merne opreme na agregatu br.9 dodatne HE “Đerdap II”

Tabela 1. Određivanje fizičkih konstanti

Naziv fizičke konstante:	Obrazac:	Izvor:
Ubrzanje Zemljine teže	$g = 9,80617 \cdot (1 - 2,64 \cdot 10^{-3} \cos 2\varphi_G + 7 \cdot 10^{-6} \cos^2 2\varphi_G) - 3,086 \cdot 10^{-6} z_G$	formula Helmerta [5]
Gustina vode	$\rho = 1000,1800014 + 0,0084284\theta - 0,0052857\theta^2$	[4]
Gustina žive	$\rho_z = 13595,08 - 2,47\theta + 0,9693410^{-3}\theta^3$	[7]
Viskoznost vode	$\nu = e^{(-16,921+396,13/(107,41+\theta))}$	[4]

Tabela 2. Konstante u izrazima za određivanje fizičkih konstanti

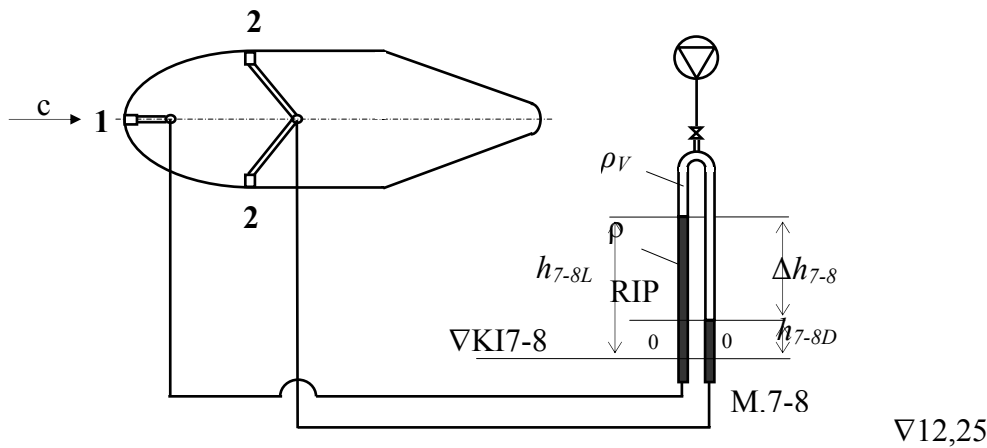
Naziv fizičke konstante:	Oznaka:	Vrednost
nadmorska visina poda hale mašinske zgrade	$z_G$	32,75 m
geografska širina HE “Đerdap II”	$\varphi_G$	44°20'0”
temperatura vode	$\theta$	[°C]
temperatura ulja M.30 (Tb – A.29)	$\theta_u$	[°C]

Vrednost ubrzanja zemljine teže izračunata prema izrazu i vrednostima konstanti navedenih u prethodnim tabelama iznosi:  $g = 9,8055 \text{ (m/s}^2\text{)}$ .

## 2.2 Merenje nivoa vode i padova pritiska

Merenje nivoa vode i padova pritiska je vršeno na više mernih mesta i to:

- nivo vode ispred rešetke,
- nivo vode iza rešetke,
- pad pritiska u rešetki i gubitak u rešetki,
- pad pritiska i gubitak u niši brzog preturbinskog zatvarača,
- razlika pritiska u presecima 1 i 4 (videti Sliku 1.),
- razlika pritiska u presecima 2 i 4 (videti Sliku 1.).



Slika 2. Horizontalni presek podagregatnog stuba - shema priključivanja manometra M.7-8.

## 2.4 Merenje pada

Pad turbine se određuje po preporukama IEC 60983-191 [9]. Referentni preseki su sledeći: ulaz A-A u turbinu je srednji presek niše brzog preturbinskog zatvarača (BPZ), a izlaz B-B iz turbine je presek koji prolazi kroz priključak IV (videti Sliku 1.). Neto pad turbine je:

$$H = \frac{P_A - P_B}{\rho g} + z_A - z_B + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2g}$$

Primenom svega prethodno rečenog i uzimajući u obzir osnovne jednačine mehanike fluida, dobija se definisanje neto pada na sledeći način:

## 2.3 Merenje protoka vode

Merenje protoka kroz turbinu se zasniva na metodi Winter-Kennedy merenjem razlike pritiska na podagregatnom stubu pomoću manometra M.7-8. Shema priključivanja manometra na podagregatni stub je data na Slici 2.

Protok prema metodi W.K. se određuje na osnovu formule:

$$Q = K' \sqrt{\Delta p_{7-8}} = K_p \sqrt{\left(1 - \frac{\rho_v}{\rho}\right) \Delta h_{7-8}} \quad (1)$$

Vrednost konstante  $K_p$  se određuje Indeks metodom, o kojoj će biti reči u poglavlju 2.12.

$$H = \left( z_2 - z_4 - \frac{z_2 - z_3}{2} \right) + \frac{Q^2}{2g} \left( \frac{1}{A_A^2} - \frac{1}{A_B^2} \right) \quad (2)$$

gde se površine  $A_A = 241,79 \text{ m}^2$  i  $A_B = 165,12 \text{ m}^2$  određuju na osnovu geodetskih premera.

## 2.5 Određivanje bruto pada

Bruto pad turbine se određuje kao razlika nivoa vode u preseku I i preseku IV.

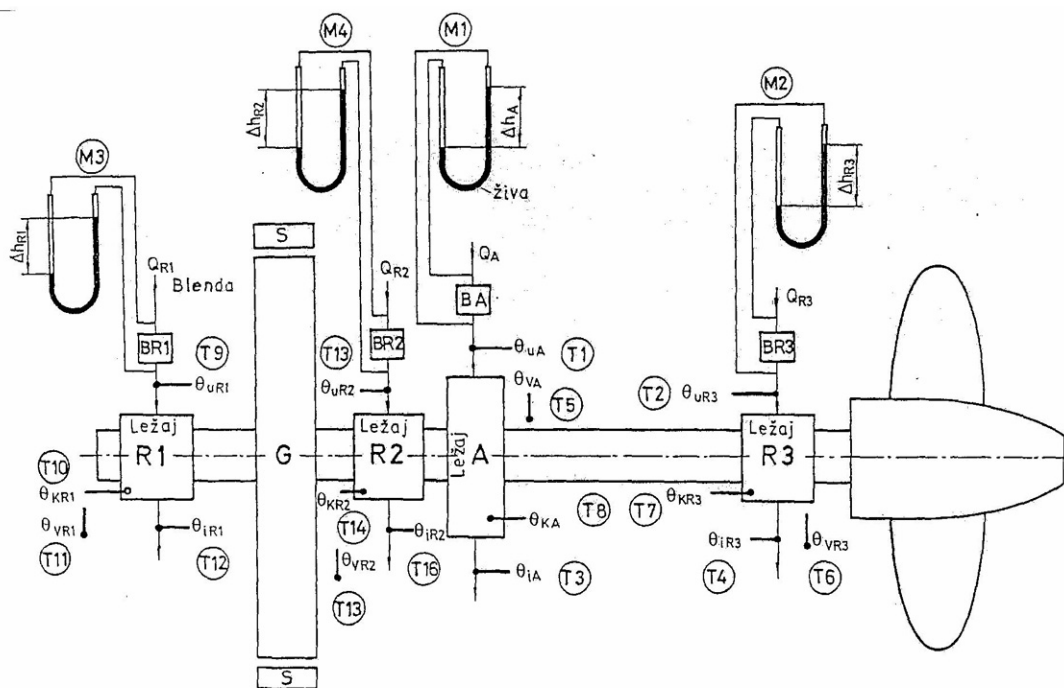
## 2.6 Određivanje gubitaka snage u ležajevima turbine

Mehanički gubici u ležajevima turbine: aksijalnom A i radijalnom R3, povećavaju unutrašnju energiju ulja i

kućišta tako da se gubitak snage  $\Delta P_g$  u ležaju može prikazati izrazom:  $\Delta P_{gi} = c_{pu} Q_u \rho_u (\theta_i - \theta_u) + q$ , gde su  $c_{pu}$  (J/kgK) - specifična toplota ulja pri  $p = const$ .

Vrednosti specifične toplote ulja date su u poglavlju 2.1. Vrednost  $c_{pu}$  se uzima za srednju temperaturu ulja  $\theta_{um} = 0,5(\theta_i + \theta_u)$ ;  $\theta_u$  i  $\theta_i$  ( $^{\circ}C$ ) - tempetaure ulja na ulazu i izlazu iz ležaja (videti Sliku 3.);  $\rho_u$  ( $kg/m^3$ ) -

gustina ulja za temperaturu  $\theta_{um}$ ;  $Q_u$  ( $m^3/s$ ) - protok ulja kroz ležaj. Protoci ulja  $Q_{ui}$  kroz ležajevе turbine: aksijalni ležaj A i radijalni ležaj R3, kao i protoci ulja kroz generatorske ležajevе mere se pomoću nestandardnih blendi. Protoci ulja se određuju na osnovu formule:  $Q_{ui} = \alpha_{Bi} A_{ai} \sqrt{2\Delta p_i / \rho_u}$ , gde su: indeks  $i$ - označava aksijalni A ili radijalni R3 turbinski ležaj;  $\alpha_{Bi}$  [-] - koeficijent protoka blende.



Slika 3. Principska šema vezivanja mernih instrumenata radi merenja gubitaka u ležajevima

Nestandardne blende, date geometrije u [3], su izbaždarene, i korišćene pri merenju na padovima  $H_r = 6,62m$  i  $H_r = 11,77m$ , dok su pri merenju na padu  $H_r = 7,36m$  promenjene blende za merenje protoka ulja na ležajevima R1, R2 i R3 ugrađene standardne blende date geometrije u [3].

Dalje, veličina  $q$  iz izraza za  $\Delta P_{gi}$ , koja predstavlja količinu toplote u jedinici vremena koja pređe sa kućišta ležaja na zid, se određuje prema formuli McAdamsa:  $q_i = \alpha'_i A_{ki} (\theta_{ki} - \theta_{vi})$ , gde se koeficijent prelaza toplote ( $\alpha'_i$ ) računa prema jednačinama McAdamsa, u okviru kojih figurišu odgovarajuće bezdimenzione veličine koje

karakterišu strujanje sa razmenom toplote. Izračunate vrednosti  $q_i$  obično su u odnosu na vrednosti  $\Delta P_{gi}$  male i mogu se zanemariti te se prilikom računa nisu uzimale u obzir.

## 2.7 Merenje snage turbine

Snaga na vratilu turbine između aksijalnog ležaja A i radijalnog generatorskog ležaja R2 naziva se snagom turbine  $P_T$ .

Snaga turbine  $P_T$  se određuje na osnovu izraza  $P_T = P_M + P_{gs} + P_{gmG}$ .

Snaga gubitaka u statoru  $P_{gS}$  je jednaka:  $P_{gS} = P_{Fe} + P_{Cu}$ , gde su:  $P_{Fe}$  (kW) - snaga gubitaka u gvožđu  $P_{Fe} = P_{FeN} (U/U_N)^2$ ,  $P_{FeN}$  (kW) - snaga gubitaka pri nominalnom naponu,  $U$  (V) – izmereni napon,  $U_N = 6300$  (V) – nominalni napon,  $P_{Cu} = P_{KS}$  (kW) – snaga gubitaka u bakru namotaja. Određuju se  $P_{KS} = P_{KSn} (I/I_n)^2$ , gde su:  $P_{KSn} = 344,17$  (kW) - gubici pri nominalnoj struji statora.

Mehanički gubici snage generatora  $P_{gmG}$  se mogu izraziti:  $P_{gmG} = P_{gv} + P_{gR}$ , gde su:  $P_{gv}$  (kW)- ventilatorski gubici snage i  $P_{gR} = P_{gR1} + P_{gR2}$  (kW)- gubici snage u ležajevima generatora R1 i R2.

## 2.8 Određivanje unutrašnje snage turbine

Unutrašnja snaga turbine  $P_i$  (snaga koju radno kolo preda vratilu turbine) se određuje na osnovu izraza:  $P_i = P_T + P_{gA} + P_{gR3} = P_T + P_{gmT}$ , gde su:  $P_T$  (kW) - snaga turbine na osnovu izraza u potpoglavlju 2.7;  $P_{gA}$  i  $P_{gR3}$  (kW) - gubici snage u aksijalnom (A) i radijalnom ležaju (R3), respektivno (određuju se iz izraza u potpoglavlju 2.6);  $P_{gmT}$  (kW) ukupna snaga mehaničkih gubitaka u aksijalnom (A) i radijalnom (R3) ležaju.

## 2.9 Određivanje hidrauličke snage turbine

Hidraulička snaga turbine se određuje na osnovu izraza:  $P_h = \rho g H Q$ , gde su:  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) gustina vode u protočnom traktu, koja se određuje u poglavlju 2.1 za temperaturu vode Dunava;  $g = 9,8055$  (m/s<sup>2</sup>);  $H$  (m) - neto pad turbine.

## 2.10 Određivanje hidrauličkog stepena korisnosti turbine

Hidraulički stepen korisnosti turbine se definiše kod cevni turbina kao odnos unutrašnje snage  $P_i$  i hidrauličke snage  $P_h$ :  $\eta_h = P_i/P_h$ . Trebalo bi napomenuti da je u okviru hidrauličkog stepena

korisnosti  $\eta_h$  uključen i volumetrijski stepen korisnosti, tj.:  $\eta_h = \eta'_h \eta_Q$ .

## 2.11. Merenje ugla otvora obrnog kola i ugla otvora sprovodnog aparata

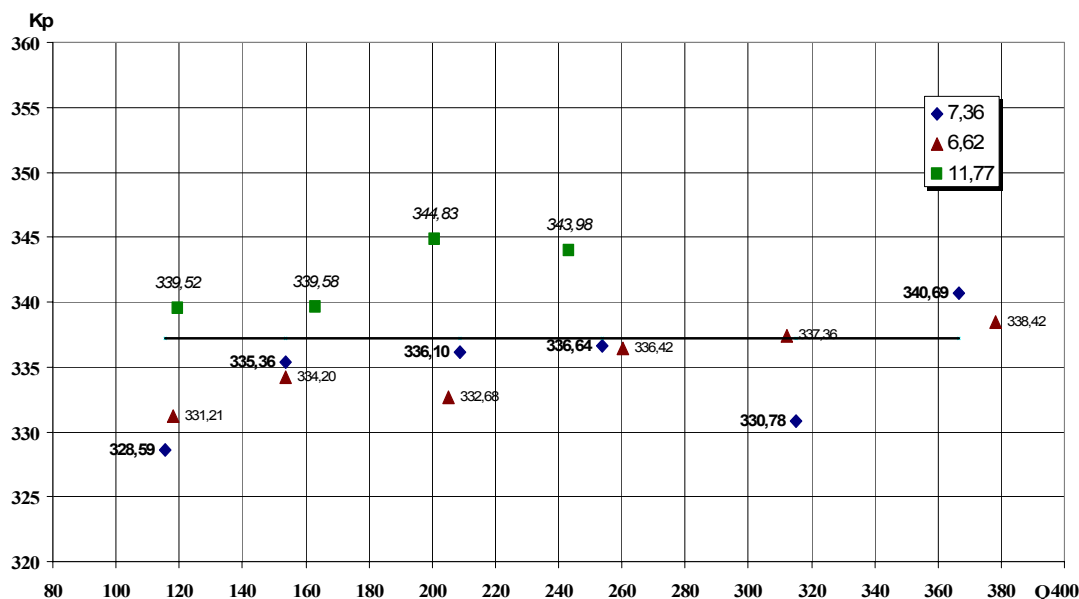
U okviru ovih garancijskih ispitivanja prvo je utvrđena postojeća veza  $\beta = f(Y_{OK})$  i  $\alpha_{SA} = f(Y_{SA})$ , koja je prikazana u [3], gde je ( $\beta$ (°)) - ugao otvora radnog kola,  $Y_{OK}$  (mm) - hod servomotora obrtnog kola,  $\alpha_{SA}$ (°) - ugao otvora sprovodnog aparata i  $Y_{SA}$  (mm) - hod servomotora sprovodnog aparata). Na osnovu nje su, potom, određivane odgovarajuće vrednosti ugla otvora radnog kola i sprovodnog aparata.

## 2.12. Baždarenja protokomera turbine - određivanje vrednosti koeficijenta protoka $K_p$ protokomera

Koeficijent protoka  $K_p$  protokomera-podagregatnog stuba (videti poglavlje 2.3) određuje se indeksnom metodom [9] na osnovu obrasca:

$$K_p = P_i / \rho_v g H \eta_{h\max} \sqrt{\Delta h_{7-8} \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho}\right)}$$

gde su:  $P_i$  (kW) - unutrašnja snaga turbine;  $H$  (m) - neto pad turbine;  $\Delta h_{7-8}$  (m) - pokazivanje manometra M7-8 i  $\eta_{h\max}$  - najviši stepen korisnosti za dati propeler i pad koji se uzima iz propelerne karakteristika dobijenih preračunavanjem stepena korisnosti modela na original turbini. Propelerne karakteristike su date u izveštaju o ispitivanju postojeće turbine HE "Đerdap II" Laboratorije za hidraulične mašine LMH – Lozana, Švajcarska [10]. Uzimajući najviše stepene korisnosti za izmerene propelere za padove  $H_r = 6,62m$ ,  $H_r = 7,36m$  i  $H_r = 11,77m$  određene su vrednosti koeficijenta  $K_p$ . Njihove vrednosti su date na Slici 4. Srednja vrednost koeficijenta protoka je  $K_{psr} = 337,24$ . Procentualna odstupanja  $f_{Kp}$  izmerenih vrednosti  $K_p$  od srednje vrednosti  $K_{psr}$  su sračunate na osnovu  $f_{Kp} = (K_p - K_{psr}) \cdot K_{psr} \cdot 100\%$ . Najveća procentualna greška je 2,57%.



Slika 4. Koeffcijenti protoka  $K_p$  određeni INDEX metodom

### 3 ODREĐIVANJE OPTIMALNE KOMBINATOR-SKE ZAVISNOSTI

Da bi se odredile optimalne kombinatorске zavisnosti ( $\alpha_{SA} = f(\beta)$  pri  $\eta_{hmax}$  za različite parametarske vrednosti  $H = const$ ) izvršena su merenja propelernih karakteristika turbine. Pri konstantnim vrednostima otvora radnog kola  $\beta$  menjani su otvori sprovodnog aparata  $\alpha_{SA}$  tako da bude obuhvaćena i tačka najvišeg stepena korisnosti. Zavisno od neto pada, vrednosti  $\beta$  uzimane su u intervalu garantovanih karakteristika turbine:  $\beta = -10^\circ; -5^\circ; 0^\circ; +5^\circ; +10^\circ; +15^\circ$ .

Za svaku vrednost  $\beta$  merene su sve potrebne veličine date programom. Na osnovu merenih veličina izračunate su potrebne veličine. Svaka merena veličina, nakon postizanja stacionarnog stanja, očitavana je najmanje pet puta za isti merni režim. Na osnovu računatih veličina izračunate su osrednjene merne vrednosti. Objektivno, neto pad prilikom merenja, nije se mogao održavati konstantnim, te je primenjen postupak svođenja rezultata merenja na isti referentni pad  $H_r$ . Za jednu seriju merenja (merenja obavljena pri približno istom padu) referentni pad je:

$$H_r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n H_i, \tag{3}$$

gde su:  $n$ -broj merenja u jednoj mernoj seriji i  $H_i$ -mereni padovi u mernoj seriji.

Sve izračunate veličine protoka  $Q$  i stepena korisnosti  $\eta_h$  za različite neto padove  $H_i$ , jedne merne serije, svedene su na referentni neto pad  $H_r = const$  za merene vrednosti otvora radnog kola  $\beta$  i otvora sprovodnog aparata  $\alpha_{SA}$ .

Svedene vrednosti  $Q_p$  i  $\eta_r$  se određuju na osnovu obrazaca:

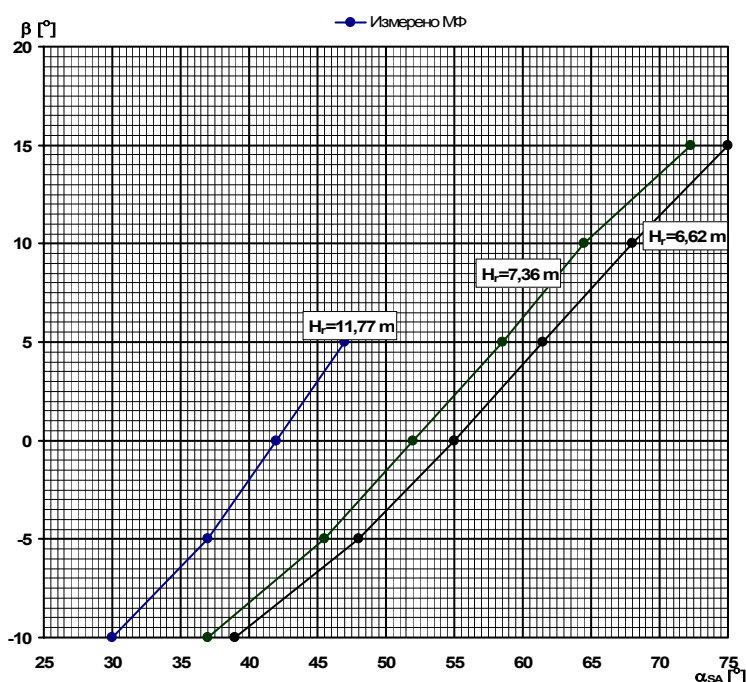
$$Q_r = Q + \Delta Q = Q + \left( \frac{\partial Q}{\partial H} \right)_{H_r} (H_r - H) \tag{4}$$

$$\eta_r = \eta + \Delta \eta = \eta + \left( \frac{\partial \eta}{\partial H} \right)_{H_r} (H_r - H) \tag{5}$$

gde su:  $\left( \frac{\partial Q}{\partial H} \right)_{H_r}$  i  $\left( \frac{\partial \eta}{\partial H} \right)_{H_r}$  - redom, gradijent protoka i gradijent stepena korisnosti za merenu vrednost  $\alpha_{SA} = const, \beta = const$  u tački  $H_r = const$ . Vrednosti gradijenata se izračunavaju iz propelernih karakteristika cevne turbine HE ĐERDAP II PRKT-750-01 koje su dobijene preračunavanjem sa modela na original turbinu [6].

Za vrednosti  $H_r = const$  (tri pada) nacrtani su propelerni dijagrami  $\eta_r = f_p(Q_r)$  za  $\beta = const$ . Urtavanjem obvojnice propelernih krivih  $\eta_r = f_p(Q_r)$  dobija se kombinatorna zavisnost  $\eta_r = f_k(Q_r)$ , za dati pad, a spajanjem tačaka na propelernim krivama  $\alpha_{SA} = f_p(Q_r)$ , koje odgovaraju tačkama dodira obvojnice sa propelerom  $\eta_r = f_p(Q_r)$ , dobija se kombinatorna zavisnost:  $\alpha_{SA} = f_k(Q_r)$ .

Iz dobijenih propelernih i kombinatorskih karakteristika za referentne padove i krivih  $\alpha_{SA} = f(Q)$  dobijaju se optimalni otvori sprovednog aparata [1]. Odavde slede kombinatorске zavisnosti, prikazane na Slici 5, za konstantne padove  $H_r = 6,62m$ ,  $H_r = 7,36m$  i  $H_r = 11,77m$ .



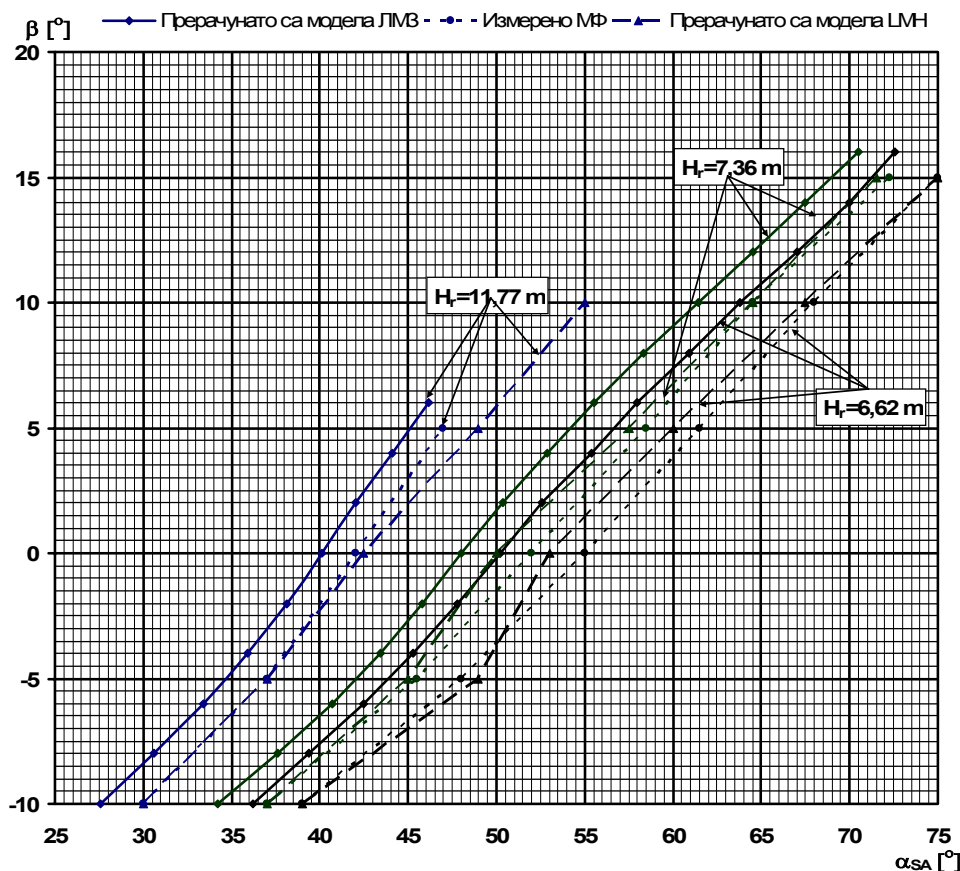
Slika 5. Optimalna kombinatorска zavisnost  $\beta=f(\alpha_{SA})$  za padove  $H_r=6,62m$ ,  $H_r=7,36m$  i  $H_r=11,77m$  za agregat br.9 HE "Đerdap II"

- Na Slici 6 prikazane su kombinatorске veze:
- dobijene merenjem prikazanim u ovom radu,
  - dobijene preračunavanjem modelskih ispitivanja u LMZ,
  - dobijene preračunavanjem modelskih ispitivanja u LMH.

U Tabeli 3 su date vrednosti kombinatorске zavisnosti  $\beta$  i  $\alpha_{SA}$  za merene padove  $H_r = 6,62m$ ,  $H_r = 7,36m$  i  $H_r = 11,77m$ .

Tabela 3. Kombinatorске zavisnosti agregata br. 9 za merene padove  $H_r$

$\beta$ [°]	$H_r=6,62m$	$H_r=7,36m$	$H_r=11,77m$
	$\alpha_{SA}$ [°]	$\alpha_{SA}$ [°]	$\alpha_{SA}$ [°]
-10	39,0	37,0	30,0
-5	48,0	45,5	37,0
0	55,0	52,0	42,0
5	61,5	58,5	47,0
10	68,0	64,5	
15	75	72,5	



Slika 6. Usporedne optimalne kombinatorске zavisnosti  $\beta=f(\alpha_{SA})$  za padove  $H_r=6,62\text{ m}$ ,  $H_r=7,36\text{ m}$  i  $H_r=11,77\text{ m}$

#### 4 ZAKLJUČAK

Na osnovu obavljenih merenja i izvršene analize dobijenih rezultata može se zaključiti sledeće:

Hidraulička ispitivanja turbine su obavljena na instrumentima koji obezbeđuju visoku tačnost ovih merenja.

Merenja su obavljena za tri neto srednja pada  $H_r = 6,62\text{ m}$ ,  $H_r = 7,36\text{ m}$  i  $H_r = 11,77\text{ m}$ .

Prilikom merenja nije bilo moguće održavati konstantan pad za duži vremenski period te su vrednosti dobijene merenjem preračunavane na srednju vrednost pada postupkom opisanim u poglavlju 3.

Svaka pogonska tačka u propelernom režimu merena je pet puta i uzimane su srednje vrednosti izmerenih veličina za dalji proračun.

Koeficijenti protoka  $K_p$  su određivani INDEX metodom pri čemu su za maksimalne vrednosti stepena korisnosti propelera uzimane preračunate vrednosti stepena korisnosti na prototip modelskih ispitivanja izvršenih u LMH [10]. Srednja vrednost koeficijenta protoka  $K_{psr}$  je određena osrednjavanjem dobijenih koeficijenata protoka  $K_p$  određenih za sve izmerene propelere i iznosi  $K_{psr} = 337,24$ . Maksimalna procentualna greška odstupanja izmerenog  $K_p$  od srednje vrednosti iznosi 2,57%.



Kombinatorske veze dobijene merenjem na agregatu br. 9 se dobro slažu sa izmerenim kombinatorskim vezama u laboratoriji LMH-Lozana [10]. Maksimalno odstupanje iznosi  $2^\circ$ .

Izmerene snage agregata br. 9 su manje od preračunatih rezultata modelskih ispitivanja za iste vrednosti otvora lopatica radnog kola i sprovodnog aparata i do 12,5% u odnosu na rezultate LMH. Ova činjenica postaje jasna kada se uporede izmerene vrednosti protoka u odnosu na preračunate rezultate na prototip modelskih ispitivanja; naime propusna moć (protok) turbine br. 9 je manji u odnosu na odgovarajuće vrednosti LMH i LMZ te se za iste padove  $H_r$  dobija i manja snaga. Agregat br. 9 treba da radi sa većim otvorim lopatica obrtnog kola i lopaticama sprovodnog aparata po merenjem utvrđenoj kombinatorskoj vezi da bi ostvario protoke i snage koje se dobijaju preračunavanjem modelskih ispitivanja u laboratoriji LMH.

#### LITERATURA

- [1] Benišek M., Ignjatović B., Vušković I. (1982), *Efficiency scale-up for tube turbines at the operating point of best efficiency and outside the point of best efficiency*, Symposium IAHR, 13-17. September, Amsterdam.
- [2] Benišek M., Nedeljković M. i dr. (1989), *Garancijska i kompleksna ispitivanja cevnog agregata br. 5 u HE "ĐERDAP II"*, Hidraulička ispitivanja cevne turbine, Mašinski fakultet Beograd
- [3] Benišek M., Božić I., Ilić D., Čantrak Đ. i dr. (2006) *Garancijska hidraulička ispitivanja cevne turbine agregata br. 9 HE "ĐERDAP II"*, *Hidraulička ispitivanja cevne turbine*, Mašinski fakultet, Beograd
- [4] Bowman A.H., Schoonover. M.R. (1967), *Procedure for high precision density determinations by hydrostatic weight*, Journal of Research of the National Bureau of Standards, Vol. 71.C, No.3, July 1967, 179-198
- [5] Brand L.F. (1984), *Die Messenrichtungen der Hydraulischen Versuchsanstalt "Brunnenmuhle"*, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 30, auf. 7.1
- [6] Vušković I., Benišek M., Nedeljković M. (1983), *Hidrauličke karakteristike cevnih agregata za HE ĐERDAP-II; 5. Protočne propelerne karakteristike i protočna kombinatorska karakteristika originala cevne turbine HE "ĐERDAP II" prečnika radnog kola  $D_1=7,5m$  za padove  $H=1.5-12,5m$  za radne uslove  $t_V=20^\circ C$  i  $n=62,5min^{-1}$* , Mašinski fakultet, Beograd
- [7] *Chemical Engineering Handbook* (1963), McGraw-Hill Book Co., New York
- [8] Ignjatović B., Bogdanović S., Benišek M., Albijanić R. (1988), *Kompleksna garancijska ispitivanja cevnih agregata HE "ĐERDAP II"*, LOLA saopštenja, UDK 621.224:627.84/.88., str. 4555-4578
- [9] IEC 60983-191 *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines*
- [10] LMH-EPFL *Porcile de Fier II, Bulb Turbines Comparative Model Tests*, Final Report No. 472/473

## BULB TURBINE HYDRAULIC TESTS AT THE HPP "ĐERDAP II"

by

Prof. dr Miroslav BENIŠEK, Ivan BOŽIĆ, Dejan ILIĆ, Đorđe ČANTRAK  
Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade

### Summary

The authors present some results of the bulb turbine complex commissioning tests of the unit No 9 at the additional HPP "Đerdap II". The conditions under which the tests were performed are described. A brief analysis of the results is also given. Tests were

performed at three different average heads:  $H_r = 6,62$  m,  $H_r = 7,36$  m and  $H_r = 11,77$  m.

Key words: HPS, bulb hydraulic turbine, hydraulics, measurements.

Redigovano 19.12.2006.