

## POREĐENJE SNAGE ZA JEDNU I DVE KONTRAROTIRAJUĆE HIDRO TURBINE U VENTURIJEVOJ CEVI – DRUGI DEO

Kozić S. *Mirko*, Vojnotehnički institut – Sektor za vazduhoplove, Beograd

UDC: 621.438  
621.224-53

### Sažetak:

*U prvom delu rada izloženi su rezultati istraživanja koja daju priraštaj snage dobijen sa dve kontrarotirajuće hidroturbine u poređenju sa snagom jedne turbine, smeštene u Venturijevoj cevi, a koje se obrću sa  $n = 50$  o/min. Izvršena su istraživanja koja je trebalo da daju odgovor na pitanje da li se može dobiti veći priraštaj snage sa povećanjem broja obrtaja. U drugom delu rada prikazani su rezultati za jednu i dve kontrarotirajuće turbine pri najvećem broju obrtaja pri kojem se ne javlja kavitacija na lopaticama. Rezultati su dobijeni numeričkim simulacijama uz korišćenje softvera koji rešava usrednjene Navije-Stoksove jednačine.*

*Ključne reči: kontrarotirajuća hidroturbina, Venturijeva cev, kavitacija.*

### Uvod

U prvom delu rada prikazani su rezultati dobijeni na osnovu istraživanja koje je trebalo da pokaže koliki je priraštaj snage dve kontrarotirajuće turbine u poređenju sa snagom jedne turbine, postavljene u Venturijevoj cevi, koje se obrću sa  $n = 50$  o/min. S obzirom na to da je dobijen mali priraštaj snage koji bi opravdao postavljanje druge turbine, postavilo se pitanje da li se može povećati priraštaj snage sa povećanjem broja obrtaja. U drugom delu rada prikazani su rezultati istraživanja za jednu i dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi, pri najvećem broju obrtaja pri kojem ne dolazi do pojave kavitacije na lopaticama. Svi rezultati numeričkih simulacija dobijeni su softverom koji rešava usrednjene Navije-Stoksove jednačine.

U ovom delu prvo se približno određuje maksimalan broj obrtaja pri kojem neće doći do kavitacije, a zatim se analitičkim putem određuje optimalan rotor za tri različita broja lopatica u okviru preporučenog,

za odgovarajuću vrednost parametra brzine kraja lopatice. Numeričkim simulacijama određuje se sa kojim brojem lopatica jedna turbina daje najveću snagu, a zatim se ovaj broj lopatica koristi i za drugu turbinu. Numeričkim simulacijama u više iteracija određuje se konstruktivni ugao nagiba i ugao uvijanja duž kraka lopatice druge turbine, sve dok se ne dobije najveća snaga koju zajedno daju prednja i zadnja turbina, vodeći pri tome računa da nema uslova za pojavu kavitacije ili otcepljenja struje.

## Određivanje maksimalnog broja obrtaja turbine

Pri povećanju broja obrtaja turbine raste brzina kojom fluid struji oko lopatica, odnosno opada pritisak. Ako vrednost pritiska opadne ispod pritiska isparavanja na temperaturi vode, dolazi do takozvanog hladnog ključanja i stvaranja parnih mehurova, odnosno dolazi do pojave koja se naziva kavitacija. Kavitacija izaziva vibracije i oštećenje materijala, takozvanu kavitacijsku eroziju. Zbog toga se mora ograničiti maksimalan broj obrtaja turbine, koji se određuje iz uslova da ne dođe do pojave kavitacije.

Ako pritisak pri kojem se pojavljuje kavitacija na lopatici označimo sa  $p_k$ , atmosferski pritisak sa  $p_a$ , gustinu fluida sa  $\rho$ , ubrzanja Zemljine teže sa  $g$  i dubinu na kojoj se nalazi turbina sa  $H$ , brzina pri kojoj dolazi do kavitacije data je kao:

$$V_k \approx \sqrt{\frac{2(p_a - p_k)}{\rho} + 2gH} \quad (1)$$

Iz jed. (1) vidi se da će ova brzina biti veća što je niži pritisak pri kojem dolazi do kavitacije, a dubina veća. U tabeli 1 date su vrednosti pritiska pri kojem dolazi do ključanja vode u zavisnosti od temperature. Vidi se da pritisak kavitacije opada sa temperaturom vode, odnosno što je manja temperatura vode potreban je niži pritisak da bi došlo do ključanja, a to znači da će biti potrebna veća brzina fluida oko lopatice, a samim tim i veći broj obrtaja.

Tabela 1

Zavisnost pritiska ključanja vode od temperature

t (°C)	5	10	20	30
$p_k$ (Pa)	871,9	1227,7	2337	4241

Brzina kavitacije za razmatranu turbinu određena je pod uslovima da se ona nalazi na dubini  $H = 5$  m, i da je temperatura vode  $t = 15^{\circ}\text{C}$ . Za-  
menom u jed. (1) dobija se:

$$V_k \approx \sqrt{\frac{2 \cdot (101325 - 1782)}{998,2}} + 2 \cdot 9,81 \cdot 5 = 17,25 \text{ m/s}$$

Sa druge strane, u blizini površine lopatice turbine, najveća vrednost brzine fluida približno je dva puta veća od brzine usled rotacije lopatice.

Kako se najveća brzina usled rotacije javlja na vrhu lopatice, iz uslova da je brzina kavitacije jednaka dvostrukoj vrednosti obimne brzine vrha lopatice

$$V_k = 2 \cdot (\Omega R) \tag{2}$$

dobija se maksimalna ugaona brzina

$$\Omega_{\max} = \frac{V_k}{2 \cdot R} \tag{3}$$

čija vrednost je  $\Omega_{\max} = 13,27$  rad/s.

Maksimalni broj obrtaja turbine, dobija se iz:

$$n_{\max} = \frac{30\Omega}{\pi}, \tag{4}$$

a vrednost mu je  $126,8$  o/min.

Sa druge strane, uobičajeno je da se maksimalna vrednost obimne brzine na turbini ograničava na  $7$  m/s, što bi za razmatranu turbinu dalo broj obrtaja  $102,9$  o/min. Kako dubina vode i njena temperatura mogu da se promene, to je, zbog sigurnosti da ne dođe do kavitacije, za maksimalni broj obrtaja usvojeno  $n_{\max} = 100$  o/min.

Za usvojeni maksimalni broj obrtaja, odnos brzine vrha lopatice  $\lambda$  ima vrednost:

$$\lambda = \frac{10,47 \cdot 0,65}{6,14} = 1,11$$

## Oblik lopatice za optimalan rotor

U tabeli 2 u kojoj je data zavisnost preporučenog broja lopatice od odnosa brzine vrha lopatice, može se videti da za broj obrtaja  $100^\circ/\text{min}$ , optimalan rotor treba da ima između 6 i 12 lopatica, pa je sproveden sličan postupak kao u [1], da se odredi oblik lopatica optimalnog rotora sa 6, 9 i 12 lopatica.

Tabela 2

Preporučeni broj lopatica turbine

$\lambda$	B
$\lambda \leq 1$	$8 \div 24$
$1 < \lambda \leq 2$	$6 \div 12$
$2 < \lambda \leq 3$	$3 \div 6$
$3 < \lambda \leq 4$	$3 \div 4$
$\lambda > 4$	$1 \div 3$

Parametri geometrije lopatice optimalnog rotora određeni su u 12 preseka, a rezultati su izloženi u tabeli 3.

Tabela 3

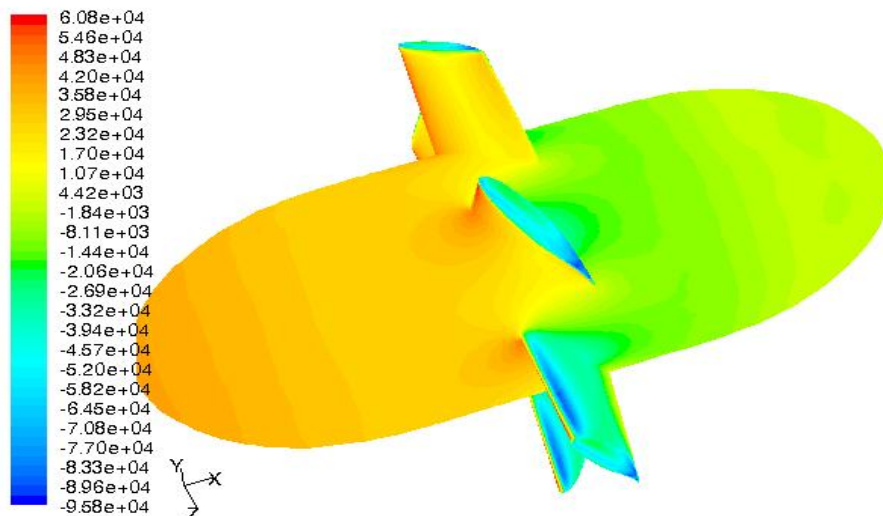
Geometrija lopatice optimalnog rotora

n=100 o/min $\lambda=1,11$ R=0,65 m						
R/R	$\varphi$	$\theta_P$	$\theta_T$	c (m)		
				B=12	B=9	B=6
1	28,01	23,61	0	0,159	0,213	0,319
0,977	28,45	24,05	0,44	0,161	0,214	0,321
0,931	29,37	24,97	1,36	0,163	0,217	0,326
0,884	30,36	25,96	2,35	0,165	0,220	0,330
0,838	31,38	26,98	3,37	0,167	0,227	0,334
0,792	32,45	28,05	4,44	0,168	0,225	0,337
0,746	33,58	29,18	5,57	0,169	0,226	0,339
0,700	34,76	30,36	6,75	0,170	0,227	0,340
0,653	36,04	31,64	8,03	0,170	0,227	0,340
0,608	37,32	32,92	9,31	0,169	0,226	0,339
0,562	38,69	34,29	10,68	0,168	0,224	0,336
0,538	39,43	35,03	11,42	0,167	0,222	0,333

Promena ugla uvijanja duž razmaha lopatice skoro je linearna, pa je u numeričkoj simulaciji rađeno sa linearnom promenom ugla uvijanja duž razmaha. Promena dužine tetiva aeroprofila lokalnih preseka duž razmaha lopatice još je manja u poređenju sa  $n = 50^\circ/\text{min}$ , pa je u numeričkoj simulaciji rađeno sa tetivom konstantne dužine.

## Numerička simulacija strujanja sa jednom turbinom

Vrednosti snage koju daje turbina sa optimalnim rotorom i različitim brojem lopatica predstavljene su u tabeli 4. Na slici 1 prikazana je raspodela pritiska na lopaticama i glavčini turbine sa 6 lopatica.



Slika 1 – Raspodela pritiska na donjakama, lopaticama i glavčini turbine sa 6 lopatica

Snaga za različit broj lopatica

Tabela 4

Konstruktivni ugao nagiba u korenu $\theta_P = 35,03^\circ$	Broj lopatica B		
	6	9	12
P (kW)	95,7	118,4	120,1

Najveću snagu dala je turbina sa 12 lopatica i sa tim brojem lopatica rađene su sve ostale numeričke simulacije.

Ponovo je proveravano da li maksimalna snaga dobija pri nominalnom konstruktivnom uglu nagiba. Provera je započeta simulacijom strujanja sa konstruktivnim uglom nagiba u korenu koji je bio za  $2^\circ$  manji od nominalnog. Kako je dobijena veća snaga od snage pri nominalnom uglu

nije bilo potrebe da se proveravaju uglovi veći od nominalnog, jer je bilo jasno da maksimalna snaga mora da se dobije za ugao koji je manji od nominalnog. Numerička simulacija izrađena je za dodatna četiri slučaja, a vrednosti dobijene snage prikazane su u tabeli T-5.

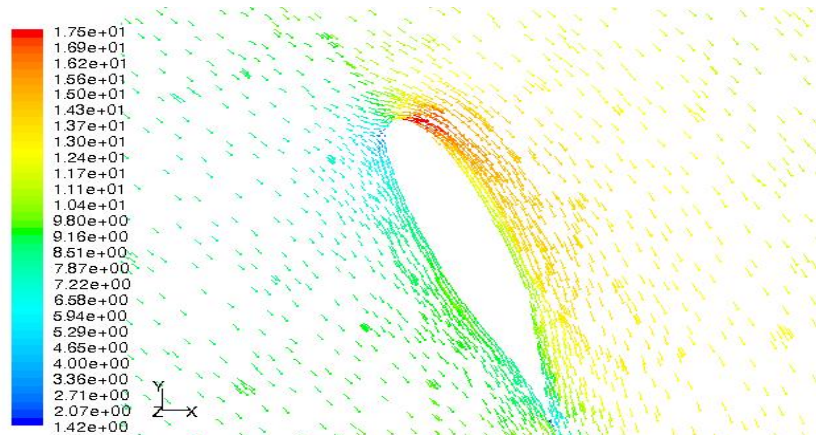
Iz tabele se vidi da snaga dostiže svoj maksimum pri konstruktivnom uglu nagiba koji je za  $5^{\circ}$  manji od nominalnog. Međutim, analiza polja brzina oko lopatica pokazuje da su ispunjeni uslovi za nastanak kavitacije već pri konstruktivnom uglu nagiba koji je za  $2^{\circ}$  manji od nominalnog (slika 2), pa je kao merodavna zadržana geometrija sa nominalnim konstruktivnim uglom nagiba, i sa njom je rađena turbina sa dva kontrarotirajuća rotora pri  $n = 100$  o/min.

Tabela 5

Snaga za promenu konstruktivnog ugla nagiba oko nominalnog

Broj lopatica B = 12	Konstruktivni ugao nagiba u korenu	nominalan	nomin. $-2^{\circ}$	nomin. $-3^{\circ}$	nomin. $-5^{\circ}$	nomin. $-10^{\circ}$
		P (kW)	120,1	125,6	129,3	<b>137,9</b>

Na slici 2 prikazana je raspodela pritiska na donjakama lopatica za konstruktivni ugao nagiba koji je za  $2^{\circ}$  manji od nominalnog.



Slika 2 – Vektori relativne brzine u preseku blizu vrha lopatice, čiji konstruktivni ugao nagiba je za  $2^{\circ}$  manji od nominalnog

Na slici 2 vidi se da brzina na napadnoj ivici prelazi graničnu vrednost pri kojoj dolazi do kavitacije.

## Numerička simulacija sa dve kontrarotirajuće turbine

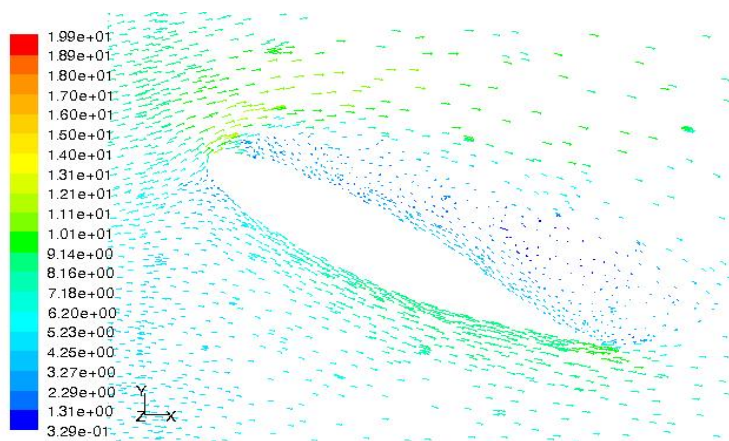
U sledećoj fazi istraživanja rađena je numerička simulacija strujanja za dve kontrarotirajuće turbine sa po 12 lopatica. Geometrija prve turbine ostala je nepromenjena, dok su za drugu u nekoliko iteracija (numeričkih simulacija) traženi konstruktivni ugao nagiba u korenu i ugao uvijanja lopatice, tako da se dobije najveća zbirna snaga, uz uslov da ne dođe do kavitacije ili otcepljenja struje. Ovde je bilo potrebno 6 numeričkih simulacija, da bi se dobila najveća zbirna snaga, uz zahtevane uslove, a rezultati su dati u tabeli T-6.

Tabela 6

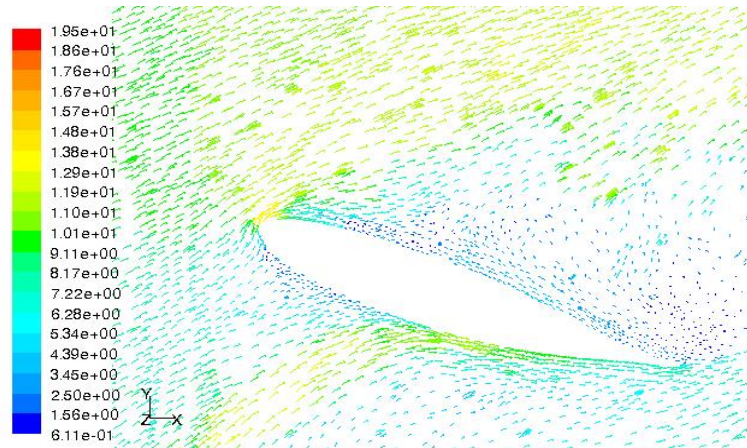
Rezultati numeričke simulacije za dve kontrarotirajuće turbine

Slučaj	1	2	3	4	5	6
Konstruktivni ugao nagiba	50°	90°	82°	80°	78°	74°
Ugao uvijanja	20°	50°	62°	60°	72°	72°
Snaga prednje turbine (kW)	102,8	108,9	108,7	110,3	109,2	111,0
Snaga zadnje turbine (kW)	-70,8	56,5	56,5	49,8	61,7	58,7
Ukupna snaga obe turbine	32,0	165,4	165,2	160,1	170,9	169,7

U prvom slučaju traženi uglovi bili su daleko od optimalnih, tako da je dobijena negativna vrednost za snagu, što znači da bi u ovom slučaju turbina predavala energiju fluidu, umesto da je dobija. Strujna slika je pokazala, slika 3a i 3b, da dolazi do velikog otcepljenja na donjakama aeroprofila preseka duž kraka lopatice.



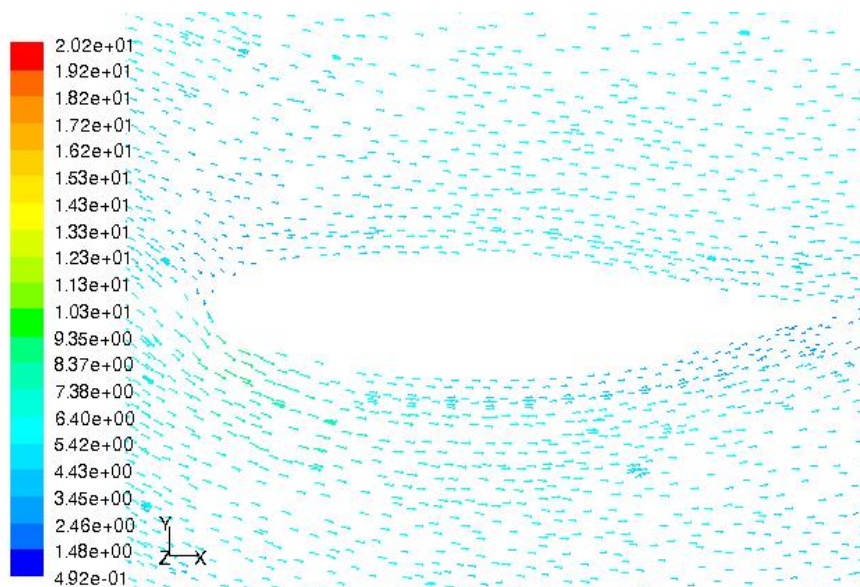
a)



b)

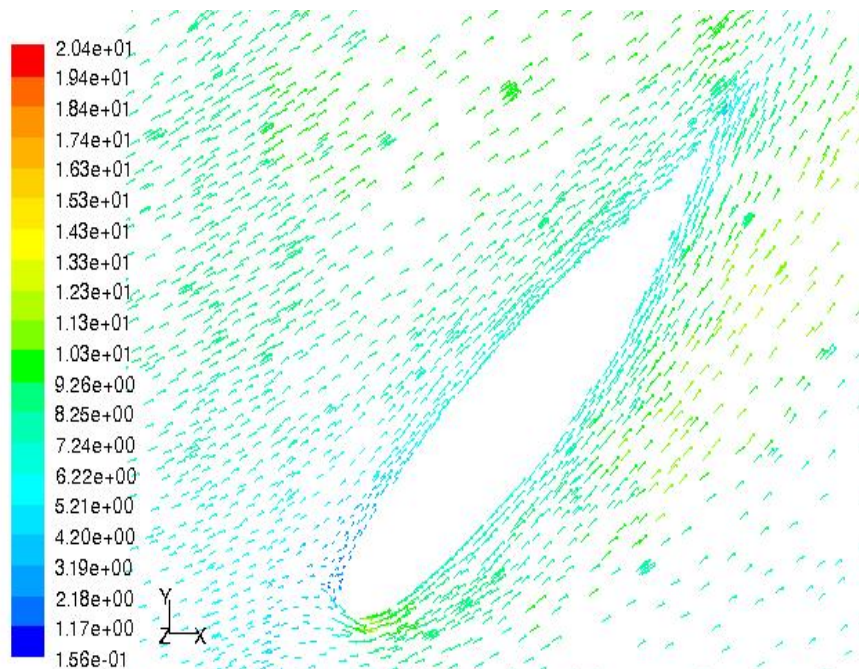
Slika 3 – Vektori relativne brzine: a) u preseku na sredini razmaha b) i u preseku blizu vrha lopatice za slučaj 1

Slučajevi 5 i 6 predstavljaju fino podešavanje konstruktivnog ugla nagiba u korenu lopatice i ugla uvijanja duž razmaha lopatice. Slučaj 6 je traženo rešenje jer daje najveću ukupnu snagu, a da se nigde na lopatici ne javlja kavitacija ili otcepljenje struje. Na slici 4a) i 4b) prikazani su vektori relativne brzine za dva preseka lopatice, u korenu i blizu vrha, za slučaj 6.



a)





b)

Slika 4 – Vektori relativne brzine u presecima: a) u korenu, b) i blizu vrha lopatice, za slučaj 6

U tabeli 7 data je uporedo snaga za jednu i dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi za broj obrtaja  $n = 100$  o/min.

Tabela 7

Snaga za jednu i dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi

BROJ OBRTAJA $n$ (o/min)	SNAGA $P$ (W)	
	JEDNA TURBINA	DVE TURBINE
100	120164	169665

Upoređujući vrednosti snage dobijene numeričkom simulacijom strujanja vidi se da dve kontrarotirajuće turbine daju za 41% veću snagu u odnosu na jednu turbinu.

## Zaključak

Ovde je određen priraštaj snage koji daju dve kontrarotirajuće turbine, u poređenju sa jednom turbinom, smeštene u Venturijevoj cevi, za maksimalni broj obrtaja pri kojem neće doći do kavitacije. Prvo je izračunat taj broj obrta-

ja i dobijena je vrednost  $n = 100$  o/min. Zatim je analitičkim putem određen optimalan rotor za tri različita broja lopatica u okviru preporučenog, za vrednost parametra brzine kraja lopatice  $\lambda = 1,11$ . Numeričkim simulacijama prvo se određuje za koji broj lopatica jedna turbina daje najveću snagu, a zatim se ovaj broj lopatica koristi za drugu turbinu. Numeričkim simulacijama u više iteracija određuje se postavni ugao i ugao uvijanja druge turbine, sve dok se ne dobije najveća snaga koju zajedno daju prednja i zadnja turbina, vodeći pri tome računa da ne dođe do kavitacije ili otcepljenja struje.

Pri maksimalnom broju obrtaja dve kontrarotirajuće turbine daju za 41% veću snagu u odnosu na jednu turbinu, tako da opet ostaje pitanje tehničke opravdanosti ovakve konstrukcije.

Ovaj rad jasno pokazuje veliku korist od primene CFD metoda, posebno u početnim fazama projektovanja, kada je od velikog broja varijanti potrebno izdvojiti one koje najbolje ispunjavaju zadate zahteve. Na taj način znatno se skraćuje vreme projektovanja i štedi novac, jer za eksperimentalnu proveru ostaju samo rešenja koja su blizu optimalnog.

### Literatura

[1] Kozić, M., Poređenje snage za jednu i dve kontrarotirajuće hidro turbine u Venturijevoj cevi I deo, Vojnotehnički glasnik, br. 2/2009.

[2] Manwell, J. F., McGowan, J. G., Rogers, A. L., Wind Energy Explained, John Wiley & Sons, 2002.

### COMPARISON OF POWER FOR ONE AND TWO CONTRA-ROTATING HYDRO TURBINES IN A VENTURI TUBE – PART TWO

#### Summary:

*In the first part of the paper, the results of the research are presented, giving the increment of the power obtained with two contra-rotating hydro turbines, compared to one turbine, placed in a Venturi tube and rotating at 50 rpm. Since a small increment of power is obtained, research was carried out in order to give an answer to the question whether a larger increment of power could be obtained by increasing a number of revolutions per minute. In the second part of the paper, the results are shown for one and two contra-rotating turbines at the highest revolution at which no cavitation appears on the blades. The results are obtained with numerical simulations using software for solving Navier-Stokes equations.*

Key words: *contra-rotating hydro turbine, Venturi tube, cavitation.*

Datum prijema članka: 09. 12. 2008.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa: 02. 03. 2009.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje: 09. 03. 2009.