

POREĐENJE SNAGE ZA JEDNU I DVE KONTRAROTIRAJUĆE HIDRO TURBINE U VENTURIJEVOJ CEVI (prvi deo)

Dr Mirko Kozić, dipl. inž.
Vojnotehnički institut

Rezime:

U radu su prikazani rezultati istraživanja koje je obuhvatilo poređenje snage koju daju jedna i dve kontrarotirajuće hidro turbine u Venturijevoj cevi, za zadati broj obrtaja i brzinu vode na ulazu u cev. Rezultati su dobijeni komercijalnim softverom za numeričku dinamiku fluida. Numeričke simulacije za dve turbine koje se obrću u suprotnim smerovima sa jednakim ugaonim brzinama pokazale su da se javlja znatan pad snage na prednjoj turbini, dok je ukupna snaga nešto veća nego za jednu turbinu.

Ključne reči: kontrarotirajuća hidro turbina, Venturijeva cev, numerička dinamika fluida.

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

Summary:

This paper presents the results of research into the comparison of power obtained with one and two contra-rotating hydro turbines in a Venturi tube for the given number of revolutions per minute and the given water velocity at the tube entry. The results were obtained with commercial software for numerical fluid dynamics. The numerical simulations for two turbines rotating in opposite directions with equal angular velocities showed that a considerable power drop occurred in the front turbine, whereas the total power is somewhat larger than that for one turbine.

Key words: contra-rotating hydro turbine, Venturi tube, numerical fluid dynamics.

Uvod

S obzirom na izuzetno ozbiljne ekološke probleme, kao što su globalno zagrevanje i zagađenje vazduha, a istovremeno sve veće potrebe za energijom, nastojanja su u većoj ili manjoj meri usmerena ka dobijanju energije iz obnovljivih, ekološki prihvatljivih izvora. Najčešće korišćeni obnovljivi izvori

energije su energija mora i okeana (energija talasa, energija plime i oseke, energija dobijena usled razlike temperature vode), energija kopnenih vodotokova, geotermalna energija, energija vetra i Sunčeva energija.

Energija mora, okeana i kopnenih vodotokova obuhvaćena je pod zajedničkim imenom: hidroenergija. Za razliku od energije kopnenih vodotokova koja se intenzivno koristi preko jedan vek, korišćenje energije plime i oseke pomoću podvodnih turbina postavljenih u priobalnim područjima tek je u samom začetku. Ovaj način za dobijanje energije ima veliki potencijal, zbog ogromnih površina mora i okeana na kojima se može iskoristiti. Jedna od prednosti u odnosu na energiju vetra i energiju Sunca sastoji se u tome što se energija od podvodnih turbina dobija neprekidno, pri čemu njihova ugradnja ne remeti izgled okoline.

U svetu je nedavno konstruisana nova vrsta turbine, koja ima zadatak da omogući efikasno korišćenje energije reka, morskih i okeanskih struja, a koja, u stvari, predstavlja „vetrenjaču“ postavljenu u Venturijevoj cevi. Prednosti korišćenja nove vrste turbine su mnogobrojne. Jedna od njih jeste u činjenici da voda ima preko 800 puta veću gustinu od vazduha, pa turbina u Venturijevoj cevi ima znatno manji prečnik za istu snagu. Takođe, brzina i smer kretanja vode se vrlo malo menjaju, za razliku od vetrenjače, pa turbina najveći deo vremena radi pri optimalnim uslovima.

Na osnovu navedenog rešenja, u našoj zemlji patentirano je rešenje sa dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi, u kojoj dve turbine rotiraju u suprotnim smerovima sa istim ugaonim brzinama, a smeštene su neposredno jedna iza druge. Prednosti ovakvog rešenja sastoje se u povećanoj snazi u odnosu na jednu turbinu i eliminisanju rotacije fluida iza zadnje turbine, kao i obrtnog momenta koji deluje na noseću strukturu. Nedostatak predstavlja znatno složenija konstrukcija rotora.

U radu je izvršeno poređenje dobijenih snaga za jednu i dve kontrarotirajuće turbine, numeričkom simulacijom strujanja na računaru softverom za rešavanje usrednjenih Navije–Stoksovih jednačina. Sam postupak sastojao se od nekoliko koraka.

Prvo se na osnovu zadatog broja obrtaja turbine i vrednosti brzine na ulazu u cilindrični deo Venturijeve cevi, u čijem središtu je postavljena turbina, određuje parametar koji predstavlja odnos brzine rotacije krajeva lopatica turbinskog kola i aksijalne brzine fluida u ravni ispred turbine. Maksimalna snaga turbine najviše zavisi od ovog parametra, a zatim od broja lopatica i maksimalne finese aeroprofila preseka lopatice.

Zatim je određen oblik lopatice optimalnog rotora, na osnovu analitičkih izraza datih u [1], kojima je obuhvaćena rotacija vrtložnog traga, a zanemareni otpor aeroprofila preseka lopatice i gubici na kraju lopatice. Takođe je, na osnovu vrednosti parametra brzine kraja lopatice, određen i opseg broja lopatica. Analitički izrazi daju vrednosti aerodinamičkog ugla nagiba i tetive aeroprofila preseka duž razmaha lopatice. Da bi se

dobila najveća snaga, aeroprofil preseka duž razmaha moraju da budu pod napadnim uglom za koji je finesa maksimalna, pa se iz ovog uslova određuje konstruktivni ugao nagiba aeroprofila preseka u korenu lopatice i ugao uvijanja lopatice duž razmaha.

Ovako definisanom geometrijom rotora izvršena je numerička simulacija i dobijen obrtni moment, odnosno snaga. Menjanjem konstruktivnog ugla nagiba aeroprofila preseka u korenu lopatice za $\pm 2^\circ$ izvršena je provera da li optimalni rotor daje najveću snagu. Pokazalo se da daje, pa je njegova geometrija predstavljala polaznu tačku za numeričko modeliranje strujanja u Venturijevoj cevi sa dve turbine koje se okreću u suprotnim smerovima istim ugaonim brzinama. Uzeto je da su broj lopatica i tetive duž razmaha za zadnju turbinu isti kao za prednju, a konstruktivni ugao nagiba u korenu i ugao uvijanja duž razmaha, za prvu simulaciju, određeni su na osnovu polja vektora brzine iza prednje turbine kada ona radi sama. To je bila prilično gruba aproksimacija, zbog međusobnog uticaja turbina. U nekoliko sledećih numeričkih simulacija, menjajući konstruktivni ugao nagiba u korenu i ugao uvijanja duž razmaha, a vodeći pri tome računa da ne dođe do kavitacije i otcepljenja struje, dobijena je najveća ukupna snaga.

Teorijske osnove numeričke dinamike fluida

Numerička simulacija strujanja u turbini izvršena je pomoću softvera za numeričku dinamiku fluida, poznatiju kao CFD (Computational Fluid Dynamics), gde se vrši simulacija na računaru, pojava koje uključuju jednofazna i višefazna strujanja fluida, prenos toplote i hemijske reakcije. Ovaj pristup daje pouzdane rezultate za širok spektar problema, kao što su aerodinamika letelica, hidrodinamika brodova, turbomašine, građevinarstvo, hemijsko inženjerstvo, meteorologija, okeanografija i biomedicina.

Stalno rastuće performanse računara i sve efikasniji algoritmi za generisanje numeričkih mreža i rešavanje jednačina, omogućili su široku upotrebu CFD kodova u zadacima istraživanja, razvoja i konstruisanja. CFD kodovi su moćan alat, ali njihova upotreba zahteva od korisnika visok nivo veštine, posebno pri modeliranju složenih pojava. Kritične tačke u numeričkom modeliranju su generisanje numeričke mreže i izbor modela turbulencije.

Osnovne jednačine koje opisuju strujanje fluida predstavljaju matematički oblik fizičkih zakona održanja mase, količine kretanja i energije. Ove jednačine napisane u konzervativnom obliku za Dekartove koordinate imaju oblik:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial R}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

gde je U vektor rešenja, a F, G i H su komponente tenzora fluksa u pravcima osa x, y i z .

Vektor rešenja ima oblik:

$$U = (\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e)^T \quad (2)$$

gde ρ označava gustinu, u , v i w su komponente brzine u pravcima osa x , y i z , dok je totalna energija po jedinici zapremine, koja predstavlja zbir unutrašnje i kinetičke energije, označena sa e . Izrazi za komponente tenzora fluksa dati su u [2].

Sistem parcijalnih diferencijalnih jednačina (1) zatvoren je jednačinom stanja idealnog gasa:

$$p = (\gamma - 1) \left[e - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2) \right] \quad (3)$$

gde je p pritisak, a γ predstavlja odnos specifičnih toplota pri konstantnom pritisku i konstantnoj zapremini.

Za numeričko rešavanje jednačina koje opisuju strujanje viskozno fluida koristi se metod konačnih zapremine u kojem se polazi od integralnog oblika zakona održanja mase, količine kretanja i energije. Numerički domen deli se na veliki broj zapreminskih elemenata na koje se primenjuje integralni oblik održanja mase, količine kretanja i energije. Na taj način dobija se sistem algebarskih jednačina, čijim rešavanjem se određuju veličine strujnog polja unutar svakog elementa.

Za simulaciju turbulentnog strujanja korišćene su Rejnoldsove jednačine, dobijene vremenskim usrednjavanjem Navije-Stoksovih jednačina. Vremensko usrednjavanje ovih jednačina daje šest dodatnih veličina, takozvanih Rejnoldsovih napona koji se javljaju usled razmene količine kretanja fluidnih delića makroskopske veličine. Zbog ovih dodatnih veličina sistem parcijalnih diferencijalnih jednačina nije zatvoren, pa se turbulentni naponi modelira u zavisnosti od poznatih karakteristika usrednjelog strujanja. Izbor turbulentnog modela najviše zavisi od njegove mogućnosti da obuhvati bitne karakteristike strujanja. Korišćeni CFD softver koristi različite turbulentne modele, od najprostijih (algebarske jednačine), pa do najsloženijih (sistem parcijalnih diferencijalnih jednačina koje opisuju Rejnoldsove napone).

Oblik lopatice za optimalan rotor

Turbine koje koriste energiju plime i oseke funkcionišu na istom principu kao vetrenjače, ali imaju znatno manje prečnike za dobijanje iste snage, zbog mnogo veće gustine vode u poređenju sa vazduhom. Maksimalna raspoloživa snaga turbine predstavlja snagu koju bi dala turbina kada bi uspela

da iskoristi svu kinetičku energiju vode, koja prolazi kroz njenu ravan obrtanja. Raspoloživa snaga izražena je preko gustine vode ρ , protočnog preseka u ravni obrtanja A , i brzine neporemećenog fluida ispred nje V_1 , u obliku:

$$P_{raspol.} = \frac{1}{2} \rho A V_1^3 \quad (4)$$

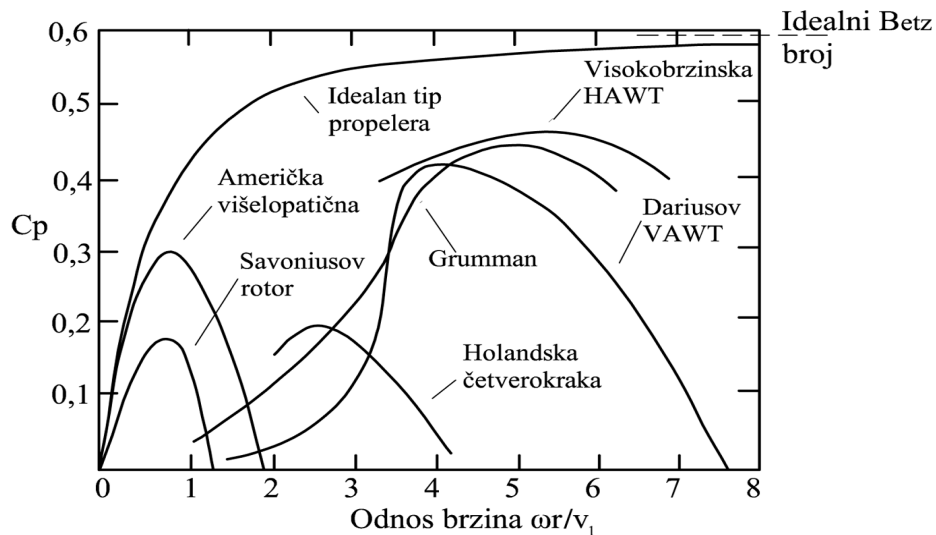
Međutim, turbina može da iskoristi samo deo maksimalne raspoložive snage vode, a ta stvarna snaga na vratilu turbine izražava se preko koeficijenta snage:

$$P_{stvarno} = C_P \cdot P_{raspol.} = C_P \cdot \frac{1}{2} \rho A V_1^3 \quad (5)$$

Koeficijent snage C_P zavisi od konstrukcije turbine (broja lopatica, njihovog konstruktivnog ugla nagiba i ugla uvijanja, kao i položaja ose obrtanja) i parametra pod nazivom odnos brzine vrha lopatice, koji predstavlja odnos obimne brzine vrha lopatice ωR i aksijalne brzine fluida ispred turbine V_1 , i koji je dat kao:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_1} \quad (6)$$

Zavisnost koeficijenta snage u funkciji odnosa brzine vrha lopatice, za različite konstrukcije [3], prikazana je na slici 1.



Slika 1 – Koeficijent snage vetrenjače u zavisnosti od odnosa brzina kraja lopatice za različite konstrukcije, Ref. [3]

Za analiziranu turbinu kao ulazni podaci dati su poluprečnik kola $R = 0,65$ m i brzina vode na ulazu u Venturijevu cev $V = 2$ m/s. Međutim, dijagram na slici 1 važi za turbinu u slobodnoj struji, gde V_1 označava neporemećenu brzinu ispred turbine. U našem slučaju vrednost odnosa brzine vrha lopatice dobija se kada se za brzinu V_1 uzme vrednost na ulazu u cilindrični deo Venturijeve cevi. Njena vrednost dobijena je iz jednačine kontinuiteta, i za date dimenzije Venturijeve cevi iznosi 6,14 m/s.

Za broj obrtaja usvojena je vrednost 50 o/min, s obzirom na to da sve do sada izvedene turbine, koje rade kao vetrenjače u vodi, imaju brojeve obrtaja između 20 i 70 o/min zbog zaštite životinjskog sveta i sprečavanja kavitacije. Takođe, usvojeni broj obrtaja omogućuje direktno sprezanje turbine sa generatorom električne struje. Za usvojeni broj obrtaja turbine, odnos brzine vrha lopatice ima vrednost:

$$\lambda = \frac{5,23 \cdot 0,65}{6,14} = 0,55$$

Sa slike 1 vidi se da ovoj maloj vrednosti odnosa brzine vrha lopatice odgovara mala vrednost koeficijenta snage, i da u toj oblasti najveću snagu daju turbine sa više lopatica.

Aeroprofil preseka lopatice je sledeći važan element od koga zavisi snaga koju turbina daje. Maksimalna snaga dobija se ako su aeroprofil preseka duž lopatice pod napadnim uglom koji daje najveći odnos koeficijenta uzgona i koeficijenta otpora, odnosno najveću finesu. Kako se usled rotacije lopatice menja obimna komponenta brzine duž lopatice, to je potrebno da lopatica ima uvijanje duž kraka da bi aeroprofil svih preseka bili pod uglom najveće fine. Pored vrednosti maksimalne fine, važna je i odgovarajuća vrednost koeficijenta uzgona, jer od njegove vrednosti zavise dužine tetiva aeroprofila lokalnih preseka. Takođe treba voditi računa da aeroprofil ima veliku relativnu debljinu, blizu korena lopatice da bi radni naponi bili što manji, a otpornost na zamor što veća. Zbog svega navedenog izabran je 17%-ni aeroprofil NASA LS (1)-0417 poznat i pod oznakom GA (W) –1, čija vrednost maksimalne fine iznosi 88,9.

Treći element, čiji se uticaj na snagu turbine mora uzeti u obzir, jeste broj lopatica. Koeficijent snage turbine, za fiksni odnos brzine vrha lopatice λ , i izabrani aeroprofil preseka duž lopatice, zavisi od broja lopatica. Snaga raste sa povećanjem broja lopatica, i taj uticaj je najizraženiji za male vrednosti λ .

U tabeli 1 iz [1] dat je preporučeni broj lopatica B , u zavisnosti od odnosa brzine vrha lopatice λ . Iz priložene tabele vidi se da za manje vrednosti odnosa brzine vrha lopatice λ treba uzeti veći broj lopatica. Za broj obrtaja, odnosno odnos brzine vrha lopatice za koji je vršena analiza odgovarao bi broj lopatica od 8 do 24, tako da je numerička simulacija rađena za turbinu sa 8, 16 i 24 lopatice.

Preporučeni broj lopatica turbine

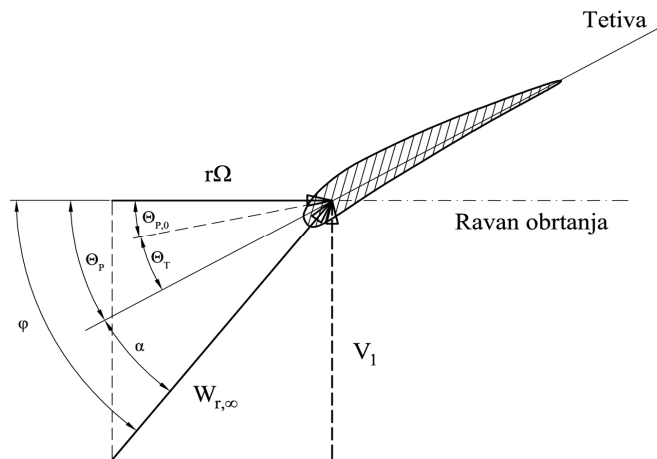
Tabela 1

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

Nakon što je definisan broj obrtaja turbine, izabran aeroprofil preseka duž lopatice i definisan opseg broja lopatica, na osnovu analitičkih izraza datih u [1], pristupilo se određivanju optimalnog oblika lopatice, odnosno određene su sledeće zavisnosti duž kraka lopatice:

$$\theta_T = f_1\left(\frac{r}{R}\right), \theta_P = f_2\left(\frac{r}{R}\right), c = f_3\left(\frac{r}{R}\right), \varphi = f_4\left(\frac{r}{R}\right) \quad (7)$$

Ove veličine prikazane su na slici 2, pri čemu je θ_T – ugao uvijanja lokalnog preseka, odnosno ugao između tetive aeroprofila lokalnog preseka i tetive hidropfila preseka na vrhu lopatice, θ_P – konstruktivni ugao nagiba lokalnog preseka, odnosno ugao između tetive aeroprofila lokalnog preseka i ravni obrtanja, $\theta_{P,0}$ – konstruktivni ugao nagiba preseka na vrhu lopatice, odnosno ugao između tetive aeroprofila preseka na vrhu lopatice i ravni obrtanja, c – tetiva lokalnog preseka, φ – aerodinamički ugao nagiba lokalnog preseka, tj. ugao između relativne brzine neporemećenog strujanja za razmatrani presek i ravni obrtanja, a α je napadni ugao lokalnog preseka, odnosno ugao između tetive aeroprofila lokalnog preseka i relativne brzine neporemećenog strujanja u razmatranom preseku.



Slika 2 – Vektor relativne brzine, aerodinamički ugao nagiba, konstruktivni ugao nagiba, ugao uvijanja i napadni ugao za aeroprofil lokalnog preseka

Korišćeni analitički izrazi za maksimalni koeficijent snage idealnog rotora uzimaju u obzir rotaciju vrtložnog traga iza turbine, dok je zanemaren koeficijent otpora aeroprofila lokalnih preseka i gubici na krajevima lopatica. Izrazi za lokalni odnos brzine vrha λ , aerodinamički ugao nagiba lokalnog preseka φ , i dužinu tetive lokalnog preseka c dati su sledećim izrazima:

$$\lambda_{r,i} = \lambda \frac{r_i}{R} \quad (8)$$

$$\varphi_i = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_{r,i}} \right) \quad (9)$$

$$c_i = \frac{8\pi r_i}{BC_z} (1 - \cos \varphi_i) \quad (10)$$

Parametri geometrije optimalne lopatice određeni su u 12 preseka, a rezultati su izloženi u tabeli 2.

Tabela 2

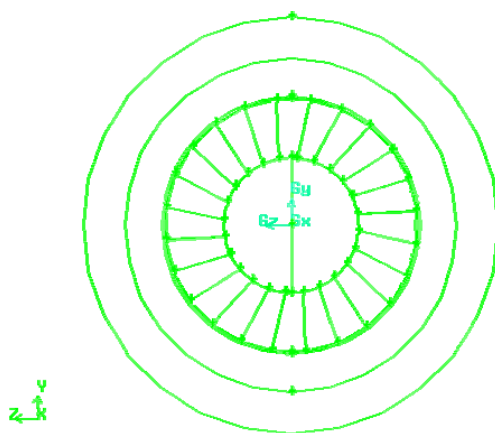
Geometrija optimalne lopatice

n = 50 o/min $\lambda = 0,55$ R = 0,65 m						
r/R	φ	θ_p	θ_T	c (m)		
				B = 24	B = 16	B = 8
1	40,78	36,00	-0,38	0,165	0,248	0,495
0,977	41,16	36,76	0	0,164	0,246	0,492
0,931	41,92	37,52	0,76	0,162	0,243	0,486
0,884	42,71	38,31	1,55	0,160	0,240	0,480
0,838	43,50	39,10	2,34	0,157	0,235	0,471
0,792	44,31	39,91	3,15	0,153	0,229	0,459
0,746	45,12	40,72	3,96	0,149	0,223	0,447
0,700	45,96	41,56	4,80	0,145	0,217	0,435
0,653	46,82	42,42	5,66	0,140	0,210	0,420
0,608	47,67	43,21	6,51	0,135	0,202	0,405
0,562	48,54	44,14	7,38	0,129	0,194	0,387
0,538	48,98	44,57	7,81	0,126	0,189	0,378

Za fiksni broj lopatica B vidi se da je promena dužine tetiva aeroprofila lokalnih preseka duž razmaha lopatice mala, pa je u numeričkoj simulaciji rađeno sa tetivom konstantne dužine, a uzeta je najveća vrednost iz tabele. Takođe, iz tabele se vidi da je promena ugla uvijanja duž razmaha lopatice skoro linearna, pa je u numeričkoj simulaciji rađeno sa linearnom promenom ugla uvijanja duž razmaha. Ovde može da se uoči da dužina tetive aeroprofila raste ka vrhu lopatice, a uzrok leži u maloj vrednosti odnosa brzine vrha λ .

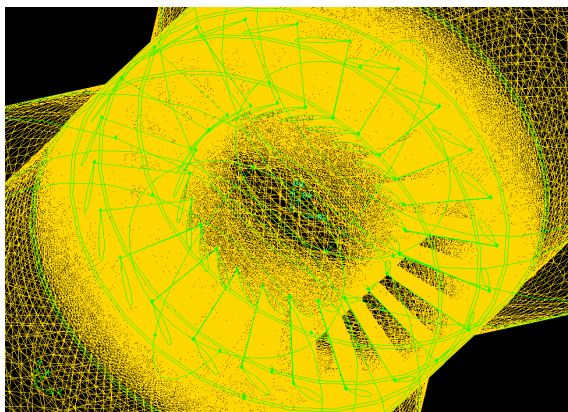
Numerička simulacija strujanja sa jednom turbinom

U numeričkoj simulaciji strujanja pošlo se od geometrije lopatice optimalnog rotora, sa malo modifikovanim vrednostima ugla uvijanja i tetiva aeroprofila lokalnih preseka duž kraka lopatice. Modifikovana geometrija lopatice poslužila je za generisanje geometrije cele turbine u Venturijevoj cevi. Na slici 3 dat je pogled prednje strane rotora sa 24 lopatice.



Slika 3 – Pogled spreda geometrije turbine sa 24 lopatice i Venturijeve cevi

Nakon generisanja geometrije napravljena je nestrukturisana zapreminska mreža sa približno 2,5 miliona tetradara. Vrlo veliki broj elemenata bio je potreban da bi se obuhvatila interakcija kako između samih lopatica, tako i između rotora i Venturijeve cevi. Na slici 4 vidi se zapreminska mreža u okolini rotora.



Slika 4 – Zapreminska mreža u okolini rotora

Nakon generisanja mreže urađena je neposredna priprema za numeričku simulaciju u softveru za rešavanje usrednjenih Navije–Stoksovih jednačina. Priprema je obuhvatila definisanje graničnih uslova koji obuhvataju brzinu strujanja na ulazu u Venturijevu cev, pritisak na izlazu iz cevi, vektor ugaone brzine rotora i uslov da nema klizanja na čvrstoj površini. Uključuje se i jedan od turbulentnih modela, bira tip solvera (eksplicitan ili implicitan) i postavljaju parametri za ubrzavanje konvergencije rešenja. Tokom numeričke simulacije prate se reziduali, odnosno greške na desnim stranama jednačina strujanja, kao i vrednost obrtnog momenta. Kada vrednosti reziduala padnu ispod neke vrednosti (oko 10^{-3}), ili je promena obrtnog momenta u dve uzastopne iteracije manja od 0,5%, numerička simulacija se završava.

Obrtni moment i snaga za 8, 16 i 24 lopatice dati su u tabeli 3. Vidi se da najveću snagu daje turbina sa 24 lopatice, i dalje numeričke simulacije vršene su samo sa ovim brojem lopatica.

Tabela 3

Snaga za različit broj lopatica

Konstruktivni ugao nagiba u korenu $\theta_p = 44,57^\circ$	Broj lopatica B		
	8	16	24
P (W)	78053	69147	113039

S obzirom na to da je numerička simulacija rađena za lopatice čiji oblik je određen iz analitičkih izraza izvedenih sa određenim uprošćenjima, izvršena je provera da li se sa promenom konstruktivnog ugla nagiba lopatice može dobiti veća snaga. Zbog toga je konstruktivni ugao nagiba lopatice u korenu u jednom slučaju povećan, a u drugom smanjen za 2° , pri čemu je ugao uvijanja duž lopatice ostao nepromenjen. Rezultati za ta dva slučaja prikazani su u tabeli 4, uz osnovni slučaj označen kao nominalni.

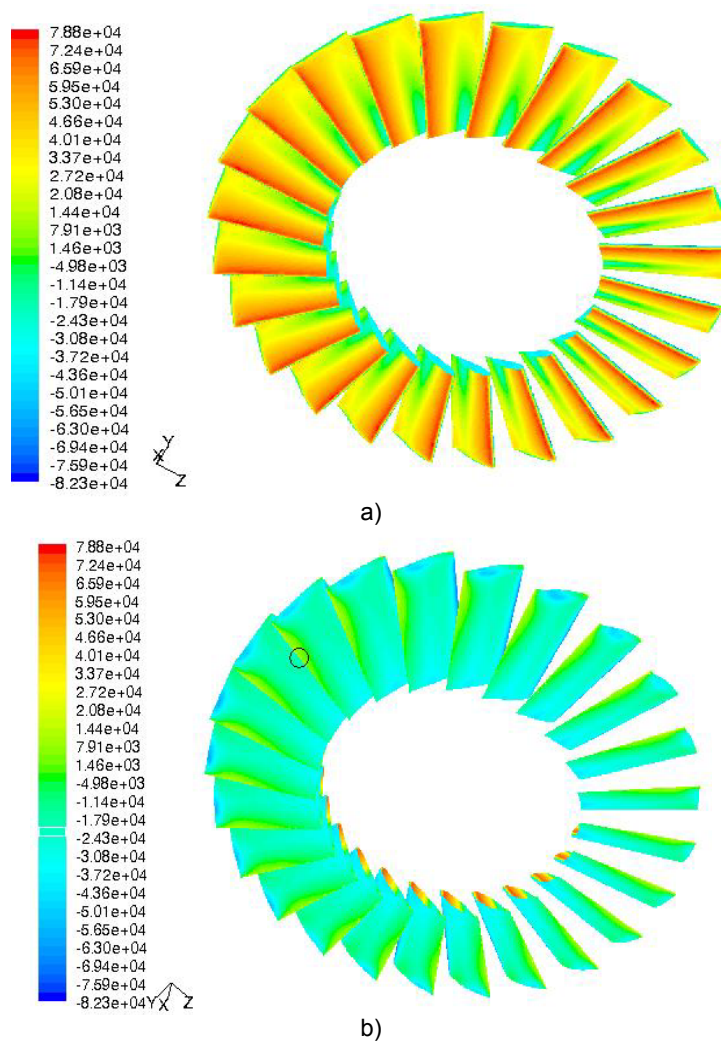
Tabela 4

Snaga za promenu konstruktivnog ugla nagiba oko nominalnog

Broj lopatica B = 24	Konstruktivni ugao nagiba u korenu θ_p	-2°	Nominalan	$+2^\circ$
			$42,57^\circ$	$44,57^\circ$
	Snaga P (W)	92048	113039	76315

Vidi se da najveću snagu daje turbina sa lopaticama pod nominalnim konstruktivnim uglom nagiba, što znači da uprošćenja uvedena pri određivanju lopatice optimalnog rotora imaju zanemarljiv uticaj.

Na slikama 5a i 5b prikazana je raspodela pritiska na lopaticama za nominalni konstruktivni ugao nagiba. Uočava se da je raspodela pritiska na donjaci praktično identična za sve lopatice, a isto važi i za gornjaku. Takođe, primećuje se izražen natpritisak (crvena boja) na donjaci, a na gornjaci potpritisak (plava boja), što znači da je njihova razlika velika, kao i sila uzgona čija obimna komponenta daje obrtni moment.

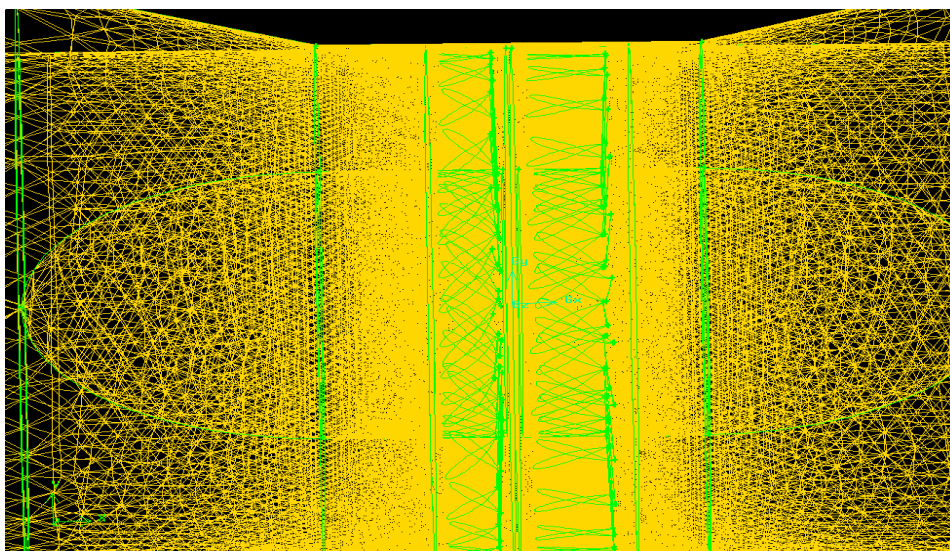


Slika 5 – Raspodela pritiska na lopaticama turbine za nominalni konstruktivni ugao nagiba u korenu lopatice: a) donjaka, b) gornjaka lopatica

Numerička simulacija sa dve kontrarotirajuće turbine

U sledećoj fazi istraživanja rađena je numerička simulacija strujanja za dve turbine u Venturijevoj cevi, koje se obrću u suprotnim smerovima sa istim brojem obrtaja $n = 50$ o/min, a nalaze se jedna neposredno iza druge. Pri tome je geometrija prve turbine ostala nepromenjena, dok je

za drugu turbinu uzet isti broj lopatica i ista dužina tetive kao i za prvu. Cilj ovog dela istraživanja bio je da se odrede konstruktivni ugao nagiba u korenu i ugao uvijanja lopatice druge turbine, tako da se dobije najveća zbirna snaga, uz uslov da ne dođe do otcepljenja struje na lopatici druge turbine. Postupak se sastojao u tome da se početne vrednosti konstruktivnog ugla nagiba u korenu i ugla uvijanja lopatice druge turbine, koje su bile potrebne za prvu numeričku simulaciju, procene na osnovu polja vektora brzine iza prve turbine kada ona radi sama. Na osnovu strujne slike oko lopatice druge turbine menjani su spomenuti uglovi, sve dok nije dobijena najveća snaga koju zajedno daju obe turbine, a da pri tome nigde na lopatici nije došlo do otcepljenja struje. Na slici 6 prikazana je numerička mreža za dve kontrarotirajuće turbine.



Slika 6 – Zapreminska mreža za dve kontrarotirajuće turbine

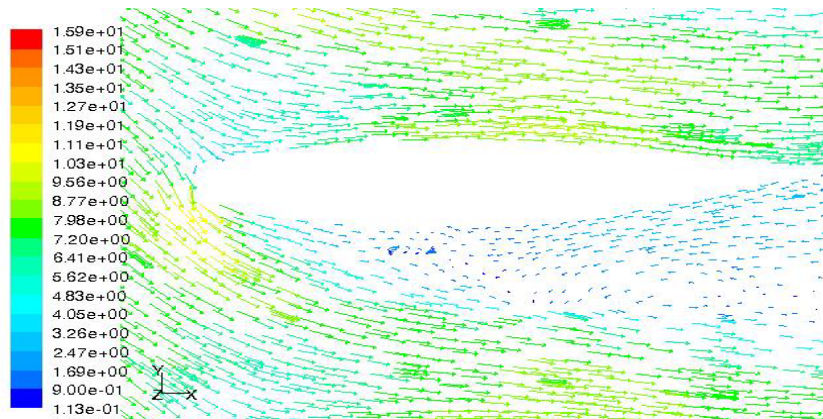
Bilo je potrebno uraditi 7 numeričkih simulacija da bi se dobila najveća zbirna snaga, uz zahtevane uslove, a rezultati su prikazani u tabeli 5.

Rezultati numeričke simulacije za dve kontrarotirajuće turbine

Tabela 5

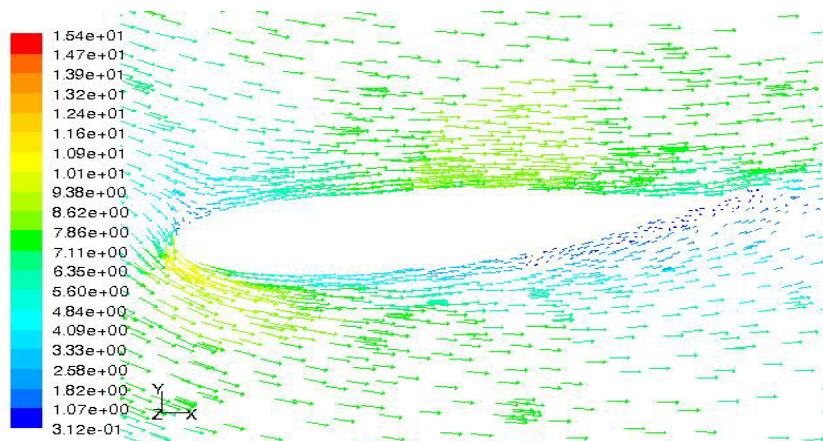
Slučaj	1	2	3	4	5	6	7
Konstruktivni ugao nagiba	49°	90°	78°	70°	62°	62°	58°
Ugao uvijanja	16°	8°	20°	28°	40°	44°	46°
Snaga prednje turbine (KW)	84,4	82,4	82,7	81,9	83,0	83,6	83,2
Snaga zadnje turbine (KW)	2,8	50,1	42,9	41,0	41,6	44,6	42,1
Ukupna snaga obe turbine	87,2	132,5	125,6	122,9	124,6	128,2	125,3

U svim simulacijama uočeno je da dolazi do znatnog pada snage na prednjoj turbini, što je posledica uticaja zadnje turbine, čak i kada se ona ne obrće. Slučajevi 1 i 2 su karakteristični, jer daju najmanju i najveću snagu. U slučaju 1 snaga je bila najmanja, jer je deo lopatice bio pod negativnim napadnim uglom, što je pokazala strujna slika. Slučaj 2 je karakterističan, jer je dao najveću ukupnu snagu, ali zbog otcepljenja struje od korenog preseka pa skoro do vrha lopatice, nije mogao biti prihvaćen kao rešenje. Na slici 7 prikazani su vektori relativne brzine oko aeroprofila preseka lopatice zadnje turbine u kornom preseku, gde se uočava veliko otcepljenje struje na gornjaci.



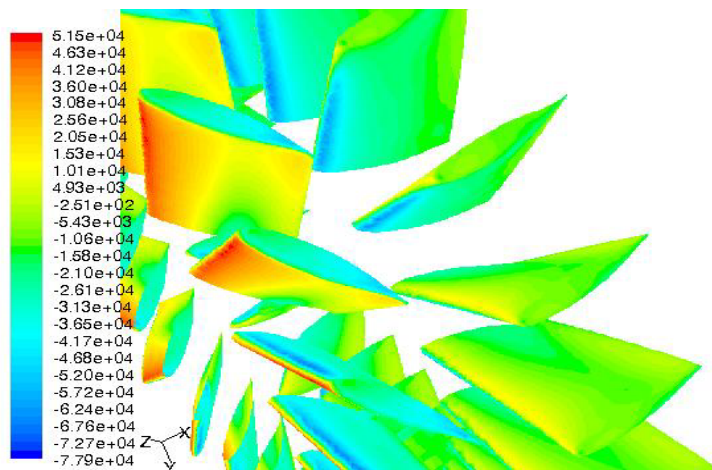
Slika 7 – Vektori relativne brzine u kornom preseku za slučaj 2

Na slici 8 prikazani su vektori relativne brzine oko aeroprofila preseka na 67% razmaha, i uočava se znatno manja zona otcepljenog strujanja u odnosu na korni presek.



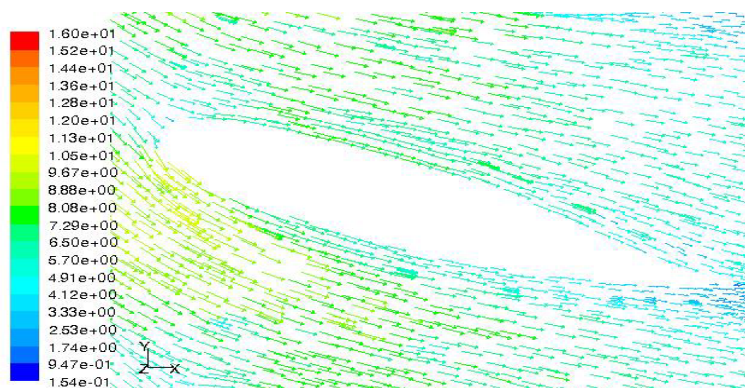
Slika 8 – Vektori relativne brzine u preseku na 67% razmaha za slučaj 2

U numeričkim simulacijama od 3 do 7 izvršeno je fino podešavanje konstruktivnog ugla nagiba u korenu lopatice i ugla uvijanja duž kraka lopatice. Na slici 9 prikazana je raspodela pritiska na lopaticama prednje i zadnje turbine za slučaj 4.



Slika 9 – Raspodela pritiska na lopaticama prednje i zadnje turbine za slučaj 4

Najveća ukupna snaga, a da se pri tome nije pojavilo otcepljenje struje ni u jednom preseku duž razmaha lopatice, dobijena je u slučaju 7. Na slici 10 prikazani su vektori relativne brzine u korenom preseku za slučaj 7. Uočava se da nema otcepljenja strujanja sve do izlazne ivice aeroprofila, a to važi i za ostale preseke duž kraka lopatice.



Slika 10 – Vektori relativne brzine u korenom preseku za slučaj 7

U tabeli 6 date su uporedo vrednosti za najveću snagu koja se dobija sa jednom turbinom i sa dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi, za broj obrtaja $n = 50$ o/min i brzinu od 2 m/s na ulazu u cev.

Snaga za jednu i dve kontrarotirajuće turbine u Venturijevoj cevi

Tabela 6

BROJ OBRTAJA n (o/min)	SNAGA P (W)	
	JEDNA TURBINA	DVE TURBINE
50	113 039	125 350

Upoređujući vrednosti snage dobijene numeričkom simulacijom strujanja vidi se da dve kontrarotirajuće turbine daju za oko 11% veću snagu u odnosu na jednu turbinu.

Zaključak

U radu su prikazani rezultati istraživanja numeričkom dinamikom fluida, koje je obuhvatilo poređenje snage koja se dobija sa jednom i sa dve kontrarotirajuće hidro turbine u Venturijevoj cevi, za broj obrtaja $n = 50$ o/min i brzinu od 2 m/s na ulazu u cev. Analiza je izvršena za tri različita broja lopatica u okviru preporučenog za zadata vrednost parametra brzine kraja lopatice, a rezultati su pokazali da se za jednu turbinu najveća snaga dobija sa najvećim brojem lopatica.

Numeričke simulacije za dve turbine koje su neposredno jedna iza druge, a obrću se u suprotnim smerovima sa istim ugaonim brzinama, pokazale su da snaga prednje turbine opada za oko 20% u odnosu na njenu snagu kada radi sama. To se dešava čak i kada se zadnja turbina ne obrće.

Snaga koju daju dve kontrarotirajuće turbine, u odnosu na snagu za jednu turbinu, veća je za oko 11%, tako da za $n = 50$ o/min i brzinu vode od 2 m/s na ulazu u Venturijevu cev, rešenje sa dve kontrarotirajuće turbine nema opravdanje, jer je prirast ukupne snage mali u odnosu na cenu i složenost izrade.

S obzirom na to da su ovo rezultati samo za jedan broj obrtaja, odgovor na pitanje da li je prirast ukupne snage dovoljno veliki da opravda postavljanje druge turbine u Venturijevu cev može se dobiti samo ako se uradi istraživanje i za druge brojeve obrtaja.

Literatura

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

[2] Anderson, D. A., Tannehill, J. C., Pletcher, R. H., *Computational fluid mechanics and heat transfer*, McGraw-Hill Book Company, 1984.

[3] White, F. M., *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill book company, 1986.