

# Mogućnosti poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih turbina

---

**Barbarić, Marina**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2021**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:329578>

*Rights / Prava:* [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-03-23**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)





Sveučilište u Zagrebu  
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Marina Barbarić

# **MOGUĆNOSTI POBOLJŠANJA HIDRODINAMIČKIH KARAKTERISTIKA KINETIČKIH VODNIH TURBINA**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2021.



Sveučilište u Zagrebu  
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Marina Barbarić

# **MOGUĆNOSTI POBOLJŠANJA HIDRODINAMIČKIH KARAKTERISTIKA KINETIČKIH VODNIH TURBINA**

DOKTORSKI RAD

Mentor:  
prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Zagreb, 2021.



University of Zagreb

Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture

Marina Barbarić

**POSSIBILITIES FOR IMPROVING  
HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF  
HYDROKINETIC TURBINES**

DOCTORAL DISSERTATION

Supervisor:  
Prof. Zvonimir Guzović, PhD

Zagreb, 2021.

## **BIBLIOGRAFSKI PODACI**

UDK: 621.224

*Ključne riječi:* Turbostrojevi; kinetičke vodne turbine; poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika; optimizacija rotorske lopatice; lopatice s terminezonima; računalna mehanika fluida.

*Znanstveno područje:* TEHNIČKE ZNANOSTI

*Znanstveno polje:* Strojarsstvo

*Institucija:* Fakultet strojarstva i brodogradnje

*Mentor:* Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

*Broj stranica:* 140

*Broj slika:* 83

*Broj tablica:* 8

*Broj referenci:* 99

*Datum obrane:*

*Članovi povjerenstva za ocjenu i obranu doktorskog rada:*

Prof. dr. sc. – Željko Tuković – predsjednik

Prof. dr. sc. – Igor Sutlović – član

Prof. dr. sc. – Andrej Predin - član

*Arhiva:* Fakultet strojarstva i brodogradnje

## ZAHVALA

*Istraživanje prezentirano u ovom doktorskom radu je u cijelosti provedeno na Katedri za turbostrojeve Zavoda za energetska postrojenja, energetiku i okoliš Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu.*

*Prije svega, posebno se zahvaljujem svom mentoru, profesoru Zvonimiru Guzoviću na pruženoj prilici, razumijevanju, stručnoj pomoći i vrijednim savjetima. Zahvaljujem članovima povjerenstva za ocjenu i obranu doktorskog rada, profesoru Željku Tukoviću, profesoru Igoru Sutloviću i profesoru Andreju Predinu na uloženom vremenu i trudu. Hvala kolegi Ivanu Batistiću s Katedre za turbostrojeve na pomoći oko numeričkih simulacija. Zahvaljujem se i svim dragim kolegama sa Zavoda za energetska postrojenja, energetiku i okoliš, na vrijednim razgovorima, stručnoj pomoći i ugodnoj atmosferi.*

*Najveće hvala mojoj dragoj obitelji na bezuvjetnoj ljubavi i podršci.*

*Marina Barbarić, 25.02.2021.*

## SADRŽAJ

BIBLIOGRAFSKI PODACI.....	I
ZAHVALA.....	II
SADRŽAJ .....	III
POPIS SLIKA .....	VI
POPIS TABLICA.....	XI
NOMENKLATURA .....	XII
SAŽETAK.....	XVII
EXTENDED ABSTRACT.....	XIX
1. UVOD .....	1
1.1. Kontekst teme i razrada doktorskog rada .....	1
1.2. Cilj i hipoteza istraživanja .....	5
1.3. Metodologija i plan istraživanja .....	6
2. PREGLED LITERATURE .....	8
2.1. Betz-ov limit i maksimalni koeficijent snage .....	8
2.2. Kinetičke vodne turbine s vertikalnom osi vrtnje.....	14
2.3. Kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje.....	15
2.3.1. Kinetičke vodne turbine za primjenu u morima.....	15
2.3.2. Kinetičke vodne mikro turbine za primjenu u rijekama.....	19
2.4. Pojava kavitacije kod kinetičkih vodnih turbina .....	20
2.5. Računalna dinamika fluida u području kinetičkih vodnih turbina .....	23
3. MATEMATIČKI MODELI I METODE.....	26
3.1. Hidrodinamika kinetičkih vodnih turbina.....	26
3.2. Hidroprofili.....	28
3.3. Teorija elemenata lopatica ( <i>eng. Blade Element Theory</i> ).....	31

3.4.	Kombinacija teorije segmenata lopatica i teorije diska ( <i>eng. BEM – Blade Element Momentum Theory</i> ).....	34
3.4.1.	Korekcije BEM metode za visoke vrijednosti aksijalnog induksijskog faktora	37
3.4.1.1.	Glauert-ov model .....	38
3.4.1.2.	Spera model .....	38
3.4.1.3.	Vaz model .....	38
3.4.1.4.	Marshall-ov i Buhl-ov model.....	39
3.5.	Empirijski modeli za analizu hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih turbina sa statorom .....	40
3.6.	Računalna dinamika fluida .....	42
3.6.1.	Matematički model.....	43
3.6.2.	Modeliranje turbulencije .....	43
3.6.2.1.	Spalart-Allmaras model .....	45
3.6.2.2.	Relizable $k - \varepsilon$ model turbulencije .....	45
3.6.2.3.	$k - \omega$ SST (shear stress transport) model turbulencije .....	46
3.6.3.	Metoda pokretnog koordinatnog sustava ( <i>MRF- eng. Moving Reference Frame</i> ) 48	
3.6.4.	Opća skalarna transportna jednažba .....	50
3.6.5.	Rubni uvjeti .....	51
3.6.6.	Rješavanje sustava jednažbi .....	51
4.	PRIJEDLOG KONSTRUKCIJSKIH POBOLJŠANJA.....	53
4.1.	Integrirani pristup konstruiranju profila i lopatice .....	53
4.1.1.	Konstrukcija hidroprofila .....	56
4.1.2.	Usporedba hidrodinamičkih karakteristika različitih profila za lopatice kinetičke vodne turbine .....	61
4.1.3.	Određivanje duljine tetive i kuta uvijanja po visini lopatice.....	67
4.2.	Dodavanje terminezona ( <i>eng. winglets</i> ) na vrh lopatica kinetičke vodne turbine.....	68



---

4.3.	Konstrukcija statorskih elemenata .....	70
5.	NUMERIČKE SIMULACIJE STRUJANJA U TURBINAMA.....	73
5.1.	Generiranje mreže konačnih volumena .....	74
5.2.	Verifikacija numeričkih rezultata .....	76
5.1.	Validacija numeričkog modela .....	78
5.2.	Rezultati simulacija .....	80
5.2.1.	Kinetička vodna turbina bez statora .....	81
5.2.2.	Kinetička vodna turbina s terminezonima ( <i>eng. winglets</i> ).....	90
5.2.3.	Kinetičke vodne turbine sa statorima .....	96
5.2.3.1.	Turbine DF.....	96
5.2.3.2.	Turbine DFB .....	108
5.2.3.3.	Turbine DFN .....	117
6.	ZAKLJUČAK .....	126
6.1.	Preporuke za konstrukcijska poboljšanja kinetičkih vodnih turbina .....	127
6.2.	Ostvareni znanstveni doprinosi .....	128
6.3.	Smjernice za buduća istraživanja .....	129
7.	POPIS LITERATURE .....	130
9.	ŽIVOTOPIS .....	140

## POPIS SLIKA

Slika 1. Udio obnovljivih izvora energije u bruto finalnoj potrošnji energije u europskim državama, 2018. godina [3].....	2
Slika 2. Instalirani kapacitet elektrana na energiju mora u Europi 2018. godine [7].....	3
Slika 3. Prikaz riječnih kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje [11] .....	4
Slika 4. Model rotirajućeg diska .....	10
Slika 5. Prstenasta površina poprečnog presjeka strujne cijevi[61] .....	26
Slika 6. Geometrijske karakteristike hidroprofila [61].....	29
Slika 7. Sila uzgona i sila otpora na hidroprofil [61] .....	30
Slika 8. Shematski prikaz elementa lopatice [61] .....	32
Slika 9. Shematski prikaz sila i trokuta brzina na lopaticu hidrokinetičke turbine [61] .....	32
Slika 10. Koeficijent potiska u ovisnosti o aksijalnom indukcijskom faktoru (korekcija za $a > 0,4$ ) [61].....	37
Slika 11. Shematski prikaz primjene teorija diska na turbinu s difuzorom.....	40
Slika 12. Shematski prikaz mirujućeg i rotirajućeg koordinatnog sustava [71].....	49
Slika 13. Kontrolni volumen za ilustraciju diskretizacije opće skalarne transportne jednadžbe [71] .....	50
Slika 14. Dijagram toka konstrukcije lopatice rotora.....	54
Slika 15. Utjecaj omjera brzina na vrhu lopatice TSR na optimalnu duljinu tetive i kut uvijanja lopatice .....	55
Slika 16. Hidroprofili opisani NURBS krivuljama .....	58
Slika 17. Usporedba hidrodinamičkih karakteristika originalnog SG6043 profila i njegove NURBS aproksimacije .....	59
Slika 18. Kontrolne točke (varijable odlučivanja).....	60
Slika 19. Usporedba koeficijenta uzgona $C_l$ inicijalnog i optimiranog profila .....	61
Slika 20. Usporedba koeficijenta otpora $C_d$ preliminarnog i optimiranog profila.....	62
Slika 21. Usporedba omjera koeficijenata otpora i uzgona (inicijalnog) i optimiranog profila .....	63
Slika 22. Usporedba minimalnog koeficijenta tlaka (inicijalnog) i optimiranog profila .....	64
Slika 23. Usporedba koeficijenata uzgona za različite profile lopatica .....	65
Slika 24. Usporedba koeficijenata otpora za različite profile lopatica.....	66

Slika 25. Usporedba omjera koeficijentata otpora i uzgona za različite profile lopatica .....	66
Slika 26. Usporedba omjera minimalnog koeficijenta tlaka za različite profile lopatica.....	67
Slika 27. Duljine tetive i kut uvijanja po visini lopatice .....	67
Slika 28. Karakteristični geometrijski parametri terminezona [85] .....	68
Slika 29. Kinetička vodna turbina s terminezonima.....	69
Slika 30. Usporedba lopatice bez i s terminezonom (eng. winglet).....	70
Slika 31. Geometrijske konfiguracije razmatranih statora: a) difuzor DF; b) difuzor DFB; c) difuzor DFN [93].....	71
Slika 32. Proračunska domena i rubni uvjeti.....	73
Slika 33. Prikaz profinjenja mreže iza turbine .....	75
Slika 34. Detalji mreže oko difuzora turbine u ravnini paralelnoj sa smjerom strujanja.....	76
Slika 35. Detalji mreže oko difuzora turbine u ravnini okomitoj na smjer strujanja .....	76
Slika 36. Lopatice za validaciju numeričkog modela: a) lopatica tipa OPT vjetroturbine iz [98]; b) lopatica kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje iz [59].....	79
Slika 37. Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnog istraživanja iz [98]	80
Slika 38. Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnog istraživanja iz [59]	80
Slika 39. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini za projektni režim rada turbine bez statora uz $TSR=4$ : a) u vrtložnom tragu iza turbine; b) po duljini računalne domene .....	82
Slika 40. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine za projektni režim rada turbine bez statora uz $TSR = 4$ u poprečnom presjeku: a) u ravnini rotora; b) na udaljenosti 1D nizvodno; c) na udaljenosti 3D nizvodno.....	84
Slika 41. Promjena brzine toka vode u aksijalnom smjeru za projektni režimu rada turbine bez statora $TSR = 4$ : a) u središtu rotora; b) na visini lopatice $r=0,5$ m; c) na visini lopatice $r=1$ m .....	86
Slika 42. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine oko turbine bez statora uz $TSR = 4$ .....	86
Slika 43. Polje statičkog tlaka oko rotora turbine u longitudinalnoj ravnini za projektni režim rada ( $TSR = 4$ ) turbine bez statora .....	87
Slika 44. Polje statičkog tlaka na podtlačnoj i pretlačnoj strani lopatice rotora turbine bez statora.....	87

Slika 45. Polje statičkog tlaka oko poprečnog presjeka lopatice turbine statora na visini $R = 0,9 \text{ m}$ .....	bez 88
Slika 46. Modul vektora vrtložnosti u blizini izlaznog brida lopatice turbine bez statora.....	88
Slika 47. Intenzitet turbulencije u longitudinalnoj ravnini turbine bez statora .....	89
Slika 48. Intenzitet turbulencije na vrhu lopatice turbine bez statora .....	89
Slika 49. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u ravnini za projektni režim rada turbine s terminezonima $TSR=4$ : a) u vrtložnom tragu iza turbine; b) po duljini računalne domene .....	longitudinalnoj 91
Slika 50. Modul vektora vrtložnosti na vrhu lopatice s terminezonom.....	92
Slika 51. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine turbine s terminezonima .....	oko 92
Slika 52. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine za projektni režim rada turbine s terminezonima $TSR = 4$ u poprečnom presjeku: u ravnini rotora; b) na udaljenosti 1D nizvodno; c) na udaljenosti 3D nizvodno.....	a) 93
Slika 53. Promjena brzine toka vode u aksijalnom smjeru za režimu rada turbine s terminezonima $TSR = 4$ : rotora; b) na visini lopatice $r=0,5 \text{ m}$ ; c) na visini lopatice $r=1 \text{ m}$ .....	projektni a) u središtu 94
Slika 54. Polje statičkog tlaka na podtlačnoj i pretlačnoj strani rotora turbine s terminezonima uz $TSR = 4$ .....	lopatice 95
Slika 55. Intenzitet turbulencije u longitudinalnoj ravnini $TSR = 4$ turbine s terminezonima.....	uz 95
Slika 56. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5 .....	u a) 99
Slika 57. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ : DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5 .....	u a) 101
Slika 58. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-1 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 101
Slika 59. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-2 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 102

Slika 60. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-3 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 103
Slika 61. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-4 za $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 103
Slika 62. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-5 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 104
Slika 63. Intenzitet turbulencije za $TSR = 4$ : a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5	106
Slika 64. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DF-5 za $TSR = 4$ .....	106
Slika 65. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene na visini $z = 0,5R$ uz $TSR = 4$ : a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5 .....	108
Slika 66. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3 .....	110
Slika 67. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3 .....	111
Slika 68. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-1 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) D nizvodno; c) 3 D nizvodno; d) 6 D nizvodno.....	a) 112
Slika 69. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-2 za $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 113
Slika 70. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-3 za $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 113
Slika 71. Intenzitet turbulencije za $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3 .....	115
Slika 72. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DFB-3 za $TSR = 4$ .....	115
Slika 73. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene na visini $z = 0,5R$ uz $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3 .....	116
Slika 74. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ : a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3.....	119
Slika 75. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz $TSR = 4$ ; turbina: a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3 .....	120
Slika 76. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-1 uz $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 121

Slika 77. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-2 za $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 122
Slika 78. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-3 za $TSR = 4$ : u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno .....	a) 122
Slika 79. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine primjeru turbine DFN-3 uz $TSR = 4$ .....	na 123
Slika 80. Intenzitet turbulencije uz $TSR = 4$ : a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3.....	124
Slika 81. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene visini $z = 0,5R$ uz $TSR = 4$ a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3 .....	na 125
Slika 82. Usporedba koeficijenata snage u radnom području .....	127
Slika 83. Utjecaj konstrukcijskih poboljšanja na porast maksimalnog koeficijenta snage ....	128

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Geometrijski parametri terminezona .....	69
Tablica 2. Tipovi turbina sa statorom i konstrukcijski parametri .....	72
Tablica 3. Procjena numeričke nesigurnosti i izračun indeksa konvergencije mreže .....	78
Tablica 4. Vrijednosti koeficijenata snage za različite omjere brzine na vrhu lopatice rotora	81
Tablica 5. Vrijednosti koeficijenata snage kinetičke vodne turbine s terminezonima i porast koeficijenta snage u odnosu na rotor bez terminezona.....	90
Tablica 6. Koeficijenti snage za DF turbine.....	97
Tablica 7. Koeficijenti snage turbina DFB.....	109
Tablica 8. Koeficijenti snage turbina DFN .....	117

## NOMENKLATURA

Simbol	Jedinica	Opis
$A$	$m^2$	Površina strujanja
$A_p$	$m^2$	Projicirana površina hidroprofila
$A_1$	$m^2$	Površina na ulazu u difuzor
$A_2$	$m^2$	Površina u grlu difuzora, ispred rotora
$A_3$	$m^2$	Površina u grlu difuzora, iza rotora
$A_4$	$m^2$	Površina na izlazu iz difuzora
$a$	-	Aksijalni induksijski faktor
$a_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$a_2$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$a_d$	-	Aksijalni induksijski faktor statora
$a_i$	-	Aksijalni induksijski faktor interakcije rotora i statora
$a_p$	-	Linearizirani koeficijent za skalarnu veličinu $\phi$
$a_{nb}$	-	Linearizirani koeficijent za skalarnu veličinu u susjednom volumenu $\phi_{nb}$
$a_t$	-	Aksijalni induksijski faktor rotora turbine (bez statora)
$a'$	-	Tangencijalni induksijski faktor
$b_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$b_2$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$C_{b_2}$	-	Konstanta Spalart-Allmaras modela turbulencije
$C_d$	-	Koeficijent otpora
$C_l$	-	Koeficijent uzgona
$C_M$	-	Koeficijent momenta
$C_P$	-	Koeficijent snage



$C_T$	-	Koeficijent potiska
$C_{p,b}$	-	Koeficijent tlaka u modelu za turbine sa statorom
$C_2$	-	Konstanta $k - \varepsilon$ modela turbulencije
$C_{1\varepsilon}$	-	Konstanta $k - \varepsilon$ modela turbulencije
$CD_{k\omega}$	$J/m^3s$	Difuzijski član za transformaciju iz $k - \varepsilon$ modela u $k - \omega$ model turbulencije u blizini zida
$c$	m	Duljina tetive
$c^{co}$	m	Korigirana duljina tetive
$c^{uc}$	m	Nekorigirana duljina tetive
$c_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$c_2$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$d_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$d_2$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$e_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom
$F$	-	Korekcijski faktor za gubitke
$F_D$	N	Sila otpora
$F_L$	N	Sila uzgona
$F_N$	N	Aksijalna sila
$F_T$	N	Tangencijalna sila
$F_{hub}$	-	Faktor korekcije za gubitke oko glavine rotora
$F_{tip}$	-	Faktor korekcije za gubitke na vrhu lopatice
$F_1$	-	Funkcija miješanja u $k - \omega$ SST modelu turbulencije
$f_s$	-	Faktor sigurnosti od pojave kavitacije
$f_1$	-	Koeficijent u empirijskom modelu za turbinu sa statorom

$GCI$	-	Indeks konvergencije mreže
$G_v$	$J/m^3s$	Produkcija turbulentne viskoznosti
$G_k$	$J/m^3s$	Produkcijski član turbulencije uslijed gradijenta srednje brzine
$G_b$	$J/m^3s$	Produkcijski član turbulencije uslijed uzgona
$g$	$m/s^2$	Gravitacijsko ubrzanje
$H$	m	Udaljenost između slobodne površine i radijalne pozicije turbine
$h$	m	Reprezentativna veličina kontrolnog volumena
$I_f$	$kg/s$	Maseni protok kroz površinu $f$
$K_p$	-	Koeficijent tlaka
$K_{pmin}$	-	Minimalni koeficijenta tlaka
$k$	$J/kg$	Kinetička energija turbulencije
$L$	m	Karakteristična duljina
$l$	m	Raspon hidroprofila
$\dot{m}$	$kg/s$	Maseni protok
$M$	Nm	Moment
$N$	-	Broj elemenata lopatice
$N_f$	-	Broj površina koje zatvaraju kontrolni volumen
$N_k$	-	Broj kontrolnih volumena mreže
$N_{i,p}(y)$	-	Osnovna funkcija NURBS krivulje
$n$	-	Broj kontrolnih točaka NURBS krivulje
$p$	-	Stupanj NURBS krivulje
$p$	-	Prividni red točnosti metode prostorne diskretizacije
$p$	Pa	Tlak
$p_0$	Pa	Tlak daleko ispred rotirajućeg diska
$p_1$	Pa	Tlak na prednjem dijelu rotirajućeg diska
$p_2$	Pa	Tlak na stražnjem dijelu rotirajućeg diska
$p_3$	Pa	Tlak daleko iza rotirajućeg diska
$p_4$	Pa	Tlak na izlazu iz difuzora

$p_{\text{atm}}$	Pa	Atmosferski tlak
$p_v$	Pa	Tlak isparavanja
$P_i$	-	Kontrolne točke NURBS krivulje
$P_{\text{teor}}$	W	Teorijska snaga vode
$P_{\text{turbina}}$	W	Snaga turbine
$R$	m	Polumjer rotora
$Re$	-	Reynoldsov broj
$r_{ij}$	-	Faktor usitnjenja mreže
$r_h$	m	Polumjer u korijenu lopatice
$S_{ij}$	1/s	Tenzor brzine deformacije
$S_{vt}$	J/m <sup>3</sup> s	Izvorski član
$S_k$	J/m <sup>3</sup> s	Izvorski član
$S_\varepsilon$	J/m <sup>3</sup> s	Izvorski član
$T$	N	Sila potiska
$TSR$	-	Omjer brzina na vrhu lopatice
$u_i$	m/s	Vektor brzine
$\bar{u}_i$	m/s	Vektor osrednjene brzine
$u_i'$	m/s	Vektor pulsirajuće brzine
$v_0$	m/s	Brzina strujanja vode
$v_1$	m/s	Brzina ispred rotirajućeg diska
$v_2$	m/s	Brzina iza rotirajućeg diska
$v_3$	m/s	Brzina nizvodno od diska
$\vec{v}$	m/s	Vektor apsolutne brzine
$\vec{v}_r$	m/s	Vektor relativne brzine u odnosu na pokretni koordinatni sustav
$V_{\text{cav}}$	m/s	Kritična brzina
$\Delta V_i$	m <sup>3</sup>	Volumen i-tog kontrolnog volumena
$w$	m/s	Relativna brzina
$w_i$	-	Težinski faktori
$y^+$	-	Bezdimenzijska udaljenost od zida

$Y_v$	$J/m^3s$	Destrukcija turbulentne viskoznosti
$Y_M$	$J/m^3s$	Doprinos fluktuirajućih dilatacija u ukupnoj stopi disipacije
$\alpha$	°	Napadni kut
$\eta_{02}$	-	Unutarnja iskoristivost
$\eta_{34}$	-	Iskoristivost difuzora
$\theta_p$	°	Kut uvijanja elementa lopatice
$\theta_{p,0}$	°	Kut uvijanja na vrhu lopatice
$\theta_T$	°	Relativni kut uvijanja
$\theta_{4,u}$	°	Unutarnji kut izlaznog dijela difuzora
$\theta_{4,v}$	°	Vanjski kut izlaznog dijela difuzora
$\lambda_r$	-	Lokalni omjer brzina na lopatici
$\mu$	$Pa \cdot s$	Dinamička viskoznost
$\nu$	$m^2/s$	Kinematička viskoznost
$\nu_t$	$m^2/s$	Kinematička turbulentna viskoznost
$\rho$	$kg/m^3$	Gustoća vode
$\sigma$	-	Kavitacijski broj
$\sigma_b$	-	Koeficijent čvrstoće rotora
$\sigma_k$	-	Turbulentni Prandtlov broj za $k$ u $k - \varepsilon$ modelu turbulencije
$\sigma_\varepsilon$	-	Turbulentni Prandtlov broj za $\varepsilon$ u $k - \varepsilon$ modelu turbulencije
$\sigma_{\nu_t}$	-	Konstanta Spallart-Almaras modela turbulencije
$\tau_{ij}$	$Pa$	Tenzor viskoznih naprezanja
$\varphi$	°	Relativni kut toka
$\phi$	-	Skalarna veličina
$\psi$	-	Konstanta za $k - \omega$ SST model turbulencije
$\psi_1$	-	Konstanta za $k - \omega$ model turbulencije
$\psi_2$	-	Konstanta za $k - \varepsilon$ model turbulencije
$\Omega$	$1/s$	Kutna brzina rotora
$\omega$	$1/s$	Kutna brzina u vrtlogu

## SAŽETAK

Razvoj tehnologija obnovljivih izvora energije važan je za postizanje ambicioznog cilja Europske unije do 2050. godine, koji podrazumijeva postizanje gospodarstva s nultom neto stopom emisija stakleničkih plinova. Dosadašnji je razvoj uglavnom bio usmjeren na razvoj tehnologija koje koriste intermitentne obnovljive izvore kao što su vjetar i Sunce, dok je kinetička energija sadržana u morima, oceanima i rijekama još uvijek uglavnom neiskorišten potencijal. U literaturi su predloženi različiti koncepti za pretvorbu kinetičke energije vode, a turbine su najčešće korištena tehnologija. Iako je ova tehnologija nadišla početnu fazu testiranja, te su započeti demonstracijski projekti, glavna prepreka za komercijalni uspjeh je relativno niska iskoristivost. Cilj ovog rada je modifikacijom geometrije protočnog dijela kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje ostvariti povećanje hidrauličke iskoristivosti, odnosno koeficijenta snage. Poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika se nastoje ostvariti uz istovremeno održavanje jednostavnosti konstrukcije, koja predstavlja jednu od primarnih prednosti ovog načina iskorištavanje hidroenergije. Modifikacijom rotora, u prvom redu oblika lopatica, ostvarena su poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika i povećanje koeficijenata snage. Za postizanje visokih koeficijenata snage u širokom radnom području turbine predložen je integrirani pristup konstruiranju lopatica, koji koristi genetske algoritme za optimizaciju hidroprofila i drugih konstrukcijskih parametara rotora, kao što su duljina tetive i kut uvijanja po visini lopatice. Razmotrene su i konstrukcijske izvede rotora s terminezonima, koji se nalaze na vrhovima lopatica i okrenuti su prema podtlačnoj strani lopatica. Njihova je uloga sprečavanje prestrujavanja fluida na vrhu lopatice, koje predstavlja sekundarno strujanje i uzrokuje gubitke na vrhu lopatice. Konstrukcijski parametri terminezona odabrani su na temelju saznanja iz dosadašnjih istraživanja, najviše u području vjetroturbina, a predloženom konstrukcijom ostvareno je povećanje koeficijenta snage za projektni režim rada od 7,2%. Za dodatno povećanje koeficijenta snage, iznad teorijske vrijednosti poznate pod nazivom Betzo-ov limit, koja iznosi 59,3% i vrijedi za rotor u slobodnom toku fluida, razmatraju se različiti statorski elementi. Ideja je da se povećanjem brzine u ravnini rotora i uslijed stvaranja područja niskog tlaka iza turbine poveća i izlazna snaga turbine. Provedene su numeričke simulacije različitih izvedbi turbine u svrhu detaljnije analize strujnih karakteristika pomoću računalne mehanike fluida, te je ustanovljeno maksimalno povećanje koeficijenta snage od 81%. Najviši koeficijenti snage dobiveni su korištenjem statora u obliku difuzora s

prirubnicom na izlaznom dijelu. Ustanovljeno je da se korištenjem duljih difuzora općenito postižu viši koeficijenti snage, ali taj je utjecaj značajniji za izvedbe statora bez prirubnice. Za statore s prirubnicom utjecaj povećanja duljine difuzora na povećanje koeficijenta snage postaje zanemariv za duljine veće od promjera rotora. Poboljšane konstrukcijske izvedbe kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje predstavljaju učinkovito, pouzdano ali i ekološki prihvatljivo rješenje za distribuiranu proizvodnju električne energije.

**Ključne riječi:**

Turbostrojevi; kinetičke vodne turbine; poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika; optimizacija rotorske lopatice; lopatice s terminezonima; računalna mehanika fluida.

## EXTENDED ABSTRACT

Technological advances in renewable energy play an important role in meeting the ambitious goal of carbon neutrality by 2050. Hydrokinetic energy, contained in marine, ocean, and river currents, is still mostly untapped renewable resource that can contribute to the global clean energy transition. Unlike many other renewable energy resources, like solar or wind, energy generation from hydrokinetic energy is quite predictable. Hydrokinetic turbines are particularly applicable to sites where the construction of dams is not technically or economically feasible as well as in isolated areas that are not connected to the main power grid (islanded micro-grids). However, the main barrier to wider commercialization is relatively low efficiency, limited by so-called Betz limit. According to Betz-limit, no turbine can capture more than 59,3 % of energy in open flow, regardless of the turbine design. Most of the available literature deal with large-scaled turbines for tidal applications while the technology for river applications have rarely been reported so far. Different concepts of hydrokinetic turbines presented in the literature are mainly based on the well-developed field of wind turbine design. Depending on the direction of the rotational axis, relative to water flow, hydrokinetic turbines can be classified as vertical axis turbines or horizontal axis turbines. To encourage the expansion of electricity generation using hydrokinetic turbines, especially small and micro-scaled, this work is focused on the investigation of possibilities for improving horizontal axis turbine design.

### Methods

The integrated, optimization-based, design method is proposed to improve rotor performances. The method is based on the Blade Element Momentum Theory (BEM) that combines the blade element theory and the momentum theory to relate blade shape and rotor ability to generate power. The required input parameters are parameters that primarily depend on the chosen location for the turbine installation, such as rotor and hub diameter and tip to speed ratio (*TSR*). In the proposed design approach BEM method is reformulated in the form of the objective function and nonlinear constraint. The original BEM theory is extended with correction factor to take into account the effect of tip and hub losses. The decision variables in the first objective function are axial and tangential induction factors. Genetic algorithm is firstly used to determine initial chord length and blade twist required as input for hydrofoil shape

optimization. Instead of using large number of coordinate points to represent hydrofoil, non-uniform rational B-splines (NURBS) representation is selected to reduce computation cost of hydrofoil shape optimization. The second objective function is formulated to find hydrofoil with high lift coefficient, low drag coefficient and delayed cavitation inception. To formulate single objective function with multiple optimization objectives, weighting factors are used. Data on lift and drag coefficients of optimized hydrofoil are further used to determine optimal chord and blade twist distribution. Rotor design with small attachment at the tip of the blades with the same cross-section shape as blade hydrofoil is also proposed. This addition, called winglet, is designed to reduce the effect of vortices generated due to the pressure difference between the upper and lower blade surfaces and thus increase output power. The potential of overcoming the theoretical efficiency limit for bare turbine rotors in open flow, known as the Betz limit, is also investigated. The idea is to increase the velocity at the rotor plane using diffusers and thus increase power which is proportional to the cube of the water velocity. Numerical simulations were performed using ANSYS Fluent 2020 R2 Academic software to get insight into the hydrodynamics of turbines with different geometries and types of diffusers.

## Results

Numerical simulations results show high power coefficients of bare turbine rotor, designed according to proposed integrated design method. Relatively high values of power coefficients, above 40%, are obtained in wide operation range. The highest power coefficient of bare turbine is 45.4% and it is obtained at tip to speed ratio of 4. With winglet addition at blade tip increase in energy conversion efficiency is more than 7%, which means that power coefficient reaches the value of almost 49 % at design tip to speed ratio. The results indicate that power coefficient increase can be obtained even with very simple stator cross-section design, over a wide operation range. In general, the higher values of diffuser open angle and length increase the energy conversion efficiency. However, it is observed that the impact of length increase becomes weaker when diffuser length reaches the value of rotor diameter, which indicates that optimal diffuser length is around the value of rotor diameter. More considerable power augmentation is obtained with brimmed diffuser. The highest percentage rise of 81% in energy conversion efficiency is obtained with  $1.25D$  length brimmed diffuser with open angle of  $15^\circ$ . However, significant increase in power coefficient was not achieved by using more sophisticated diffuser shapes, like diffusers with foil-shaped cross-sections.



## Conclusion

The simulation results show energy conversion efficiency increase with all the proposed design improvement. The use of optimization algorithms in blade design contribute to the rotor design improvements. The addition of winglets has increased values of power coefficient by reducing the negative effect of vortices at blade tip. However, more considerable power augmentation is obtained with brimmed diffusers. This is due to velocity increase at rotor plane which enable turbine to overcome bare rotor efficiency limitation of 59.3%,

## Scientific contribution

- 1) Integrated, optimization based, turbine blade design method is proposed. The method is based on the Blade Element Momentum Theory (BEM) that combines the blade element theory and the momentum theory. The method utilizes genetic algorithm to optimize hydrofoil shape and determine optimal chord length and twist angle distribution along the blade span;
- 2) numerical simulations results give insight into the influence of different geometries and types of stator elements on the hydrodynamics of horizontal axis hydrokinetic turbines;
- 3) based on the numerical simulation results, recommendations for design improvements of rotor and stator elements are given;
- 4) the simulation results can be used in pre-design phase, allowing the designer to select the most effective stator design for specific application;
- 5) the proposed concepts of micro-turbines can produce electricity by using kinetic energy contained in river streams which make them suitable for distributed energy system;
- 6) proposed turbine design concepts contribute to more efficient hydropower utilization at locations where conventional hydropower technology cannot provide feasible solutions.

## Key words:

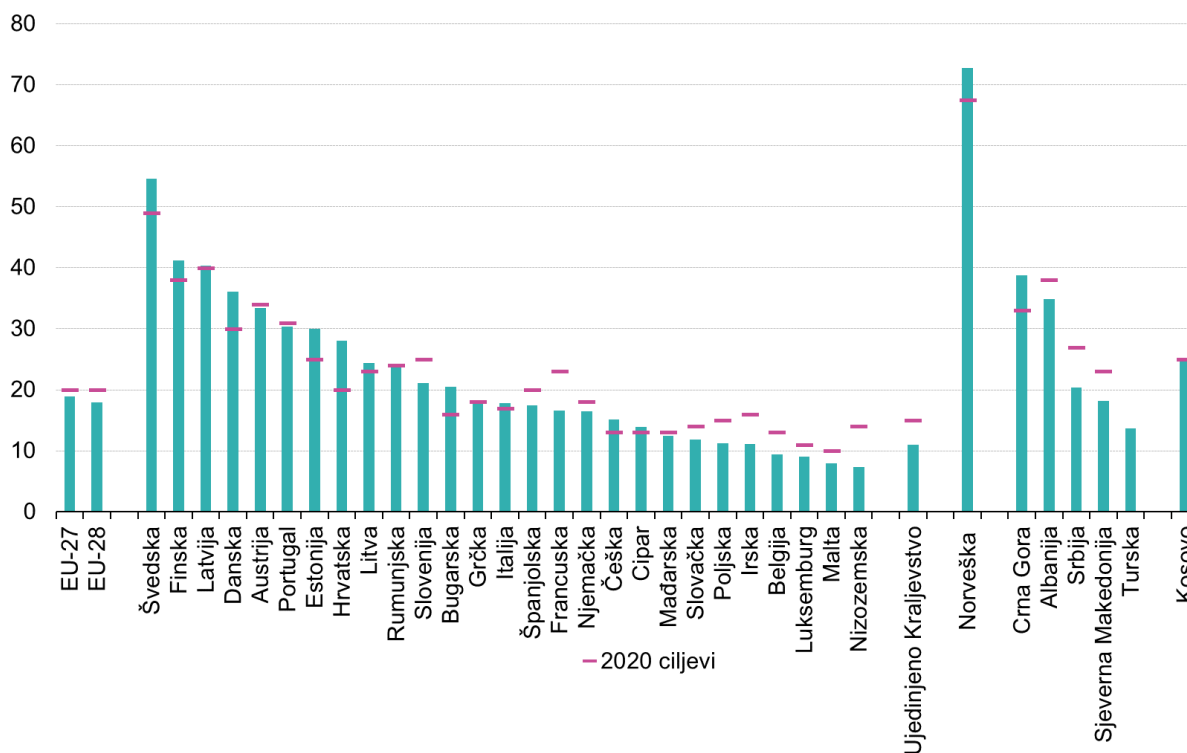
Turbomachinery; hydrokinetic turbines; hydrodynamic performances improvements; rotor blade optimization; blade tip winglet; CFD.

## 1. UVOD

### 1.1. Kontekst teme i razrada doktorskog rada

U proteklom desetljeću Europska unija (EU) donijela je niz reformi čija je zadaća bila omogućiti sigurnost opskrbe energijom, dekarbonizaciju energetske sektora i osiguravanje pristupačne cijene električne energije potrošačima. Glavni pokretač u tom smjeru bio je Energetsko-klimatski paket za 2020. godinu, usvojen 2009. godine, koji je navodio tri ključna cilja. Osim smanjenja stakleničkih plinova za 20% i povećanja energetske učinkovitosti za 20%, direktiva nalaže da se 20% energije pridobiva iz obnovljivih izvora energije (OIE) [1]. U siječnju 2014. godine, predstavljen je i utvrđen okvir klimatske i energetske politike EU u razdoblju od 2020. do 2030. godine. Ovim okvirom se predlaže daljnja posvećenost smanjenju emisije stakleničkih plinova do 40% u odnosu na 1990. godinu te postizanje potrošnje energije iz OIE od najmanje 27% zajedno sa strogim mjerama za uštedu energije [2]. Prema zadnjim dostupnim podacima [3], udio OIE u bruto finalnoj potrošnji energije država članica EU u 2018. godini iznosi je 18,9%, a smanjenje emisija stakleničkih plinova u odnosu na referentnu godinu iznosilo je više od 23% [4]. Udio obnovljivih izvora u bruto finalnoj potrošnji Švedske iznosi 54,6% što ju čini vodećom državom članicom EU. Slijede ju Finska s 41,2%, Latvija s 40,2%, Danska s 36,1% i Austrija s 33,4%. Najmanji udio obnovljivih izvora u bruto finalnoj potrošnji energije imaju: Nizozemska (7,4 %); Malta (8,0 %); Luksemburg (9,1 %) i Belgija (9,4 %). Kao što se može uočiti na slici 1, dvanaest država članica EU već je dostiglo ciljeve do 2020. godine. Dugoročni ciljevi EU do 2050. godine su postizanje gospodarstva s nultom neto stopom emisija stakleničkih plinova, što predstavlja srž europskog zelenog plana i prelaska na klimatski neutralno društvo. Republika Hrvatska je u 2018. godini ostvarila 28% udjela obnovljivih izvora energije u bruto neposrednoj (finalnoj) potrošnji energije, čime je premašila cilj postavljen do 2020. godine, koji iznosi 20% OIE u bruto neposrednoj potrošnji. Na putu prema niskougljičnom razvoju Republike Hrvatske, donesena je Strategija energetske razvoja Republike Hrvatske do 2030. s pogledom na 2050. godinu, čime se nastoji osigurati prijelaz na novo razdoblje energetske politike [5]. Jedna od glavnih odrednica promjena u energetske sektoru prema Strategiji je razvoj temeljen na komercijalno dostupnim tehnologijama te se posebno ističe iskorištavanje energije vode, Sunca, vjetra, ali i ostalih OIE. U kontekstu povećanja udjela OIE, važno je utvrditi glavne pokretače, ali i prepreke za razvoj pojedine tehnologije OIE [6].

### Udio obnovljivih izvora energije, 2018 (% bruto finalne potrošnje energije)

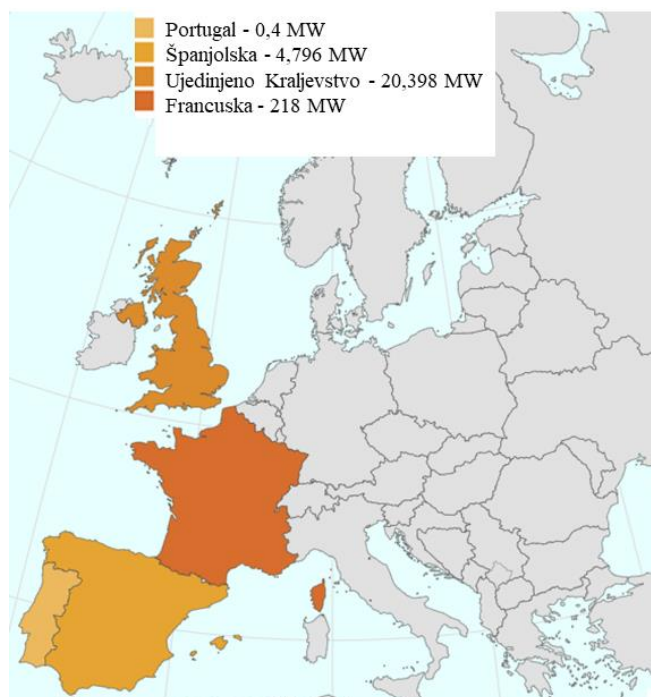


Slika 1. Udio obnovljivih izvora energije u bruto finalnoj potrošnji energije u europskim državama, 2018. godina [3]

Instalirani kapacitet hidroelektrana u Republici Hrvatskoj, u 2018. godini, prema podacima s Eurostata [7], je 2200 MW, što čini čak 73% ukupno instaliranog kapaciteta OIE za proizvodnju električne energije [8]. Preostali dio instaliranog kapaciteta čine: 606 MW – vjetroelektrane; 69- MW solarne elektrane; 80 MW- elektrane na biomasu; 50 MW - bioplinska postrojenja i 10 MW - geotermalna elektrana. Broj malih hidroelektrana, jedinične snage manje od 10 MW, je oko 25 i ukupna instalirana snaga postrojenja malih hidroelektrana iznosi oko 35 MW. Od toga je nešto više od 4 MW malih hidroelektrana u privatnom vlasništvu. Glavna prepreka za izgradnju malih hidroelektrana je kompleksna i dugotrajna administrativna procedura za ishođenje različitih dozvola te strogi uvjeti zaštite okoliša.

Tehnologija korištenja kinetičke energije vode (hidrokinetičke energije) posebnu je pozornost dobila u zadnjem desetljeću kada su energetske politike, između ostalog, sve više usmjerene na razvoj raznih tehnologija temeljenih na OIE. Ipak, naglasak je pretežno stavljen na tehnologije koje koriste intermitentne obnovljive izvore energije kao što su Sunce i vjetar, dok je kinetička energija sadržana u morima, oceanima i rijekama još uvijek uglavnom

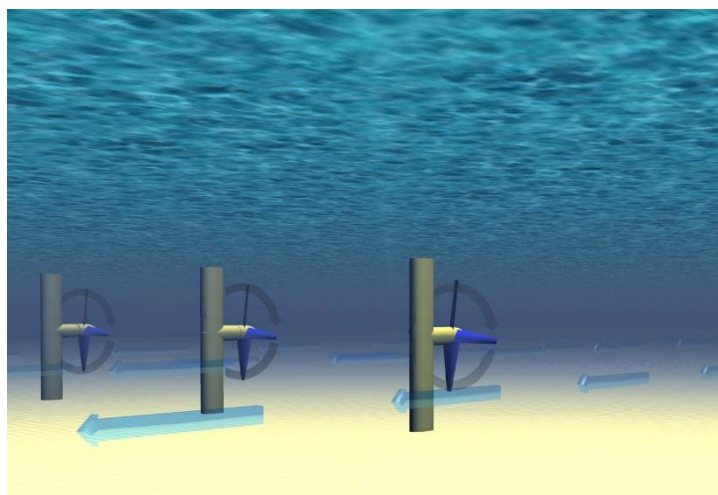
neiskorišten potencijal. Jasno je da ne postoji jedna tehnologija koja bi zadovoljila sve buduće zahtjeve, pa je stoga za energetska tranziciju prema niskougljičnom društvu važno razmatrati raznovrsne tehnologije obnovljivih izvora energija. Procijenjeni globalni potencijal za proizvodnju električne energije iz kinetičke energije vode je 450 TWh godišnje, a instalirani kapacitet može preći i 120 GW, bez uzimanja u obzir riječnog potencijala [9]. Ukupno instalirani kapacitet elektrana koje koriste energiju mora (energija morskih valova, plime i oseke) u 2009. godini iznosio je 250 MW. Već u 2010. godini, u skladu s povećanim interesom za ovim oblikom energije, udvostručio se instalirani kapacitet. Instalirani kapacitet u 2019. godini iznosio je 531 MW a godišnja proizvodnja električne energije više od 1000 GWh [10]. Najveća svjetska elektrana na plimu i oseku „Sihwa Lake Tidal Power Station“, snage 254 MW, instalirana je u Južnoj Koreji, a u pogon je puštena 2012. godine. Ukupni instalirani kapacitet elektrana na energiju moru u Europi iznosi 248 MW, od čega je najveći dio, 218 MW u Francuskoj. Na slici 2 su označene europske države u kojima su instalirane elektrane na energiju mora, u Španjolskoj je instalirano nešto manje od 5 MW, u Portugalu 0,4 MW, a Ujedinjenom Kraljevstvu 20,398 MW.



Slika 2. Instalirani kapacitet elektrana na energiju mora u Europi 2018. godine [7]

Potencijalna energija vode tradicionalno se koristila za proizvodnju električne energije, pretežno u elektranama većih snaga, koje često zahtijevaju izgradnju brana i akumulacijskih

jezera. Mnogo prihvatljiviji način proizvodnje sa stajališta utjecaja na okoliš su hidroelektrane malih snaga, koje koriste kinetičku energiju vode, sadržanu u morima, oceanima i rijekama. Jednostavnost izvedbe i manji negativan utjecaj na okoliš čine ovu tehnologiju prihvatljivom na brojnim lokacijama gdje konvencionalna tehnologija hidroelektrana ne može pružiti zadovoljavajuća tehnička, ekonomska i ekološka rješenja. Mogućnost relativno predvidljive proizvodnje energije dodatna je prednost ove tehnologije jer ne uzrokuje probleme uravnoteženja proizvodnje i potrošnje, kao što je često slučaj s intermitentnim izvorima energije. Druga značajna prednost je veća gustoća energije u usporedbi s vjetrom i Suncem. Tehnologija kinetičkih vodnih turbina koristi slobodni protok rijeke, ne utječu na prirodni tok rijeka te ne zahtijeva značajnije građevinske zahvate. Često se razmatra u ruralnim područjima, bez pristupa električnoj mreži za rad u otočnom pogonu ili kao dio mikro-mreže za distribuiranu proizvodnju energije. Ilustrativni prikaz kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje dan je na slici 3. Često se u literaturi navode kao jedna od izvedbi protočnih hidroelektrana [11].



Slika 3. Prikaz riječnih kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje [11]

Osim turbina s horizontalnom osi vrtnje, koriste se i druga tehnološka rješenja kao što su turbine s vertikalnom osi vrtnje, reciprocirajući hidroprofili ili se rotori turbina smještaju u Venturijeve cijevi.

Kinetičke vodne turbine sličnih konstrukcijskih izvedbi, ali nešto većih snaga i dimenzija, uglavnom su prikladne za iskorištavanje energije morskih mijena, plime i oseke. (*eng. tidal turbines*). Istraživanja tehnologije za direktno iskorištavanje struje morskih mijena, najaktivnija su u Ujedinjenom Kraljevstvu, Francuskoj, Španjolskoj, Irskoj, Kini, Japanu, Južnoj Koreji, Kanadi i SAD-u [12]. Europa je vodeća u istraživanjima i razvoju, a najveći interes prisutan je

u Ujedinjenom Kraljevstvu gdje je potencijal za iskorištavanje energije valova te plime i oseke značajan. Tehnologija turbina za pretvorbu energije plime i oseke dijeli mnogo sličnosti s vjetroturbinama u načinu rada, ali je voda ipak 850 puta gušća od zraka, a brzina strujanja morske vode iznosi petinu brzine strujanja zraka. U pravilu promjer rotora turbine za primjenu u morima iznosi jednu polovinu rotora vjetroturbine iste snage [11]. Minimalna brzina strujanja vode na potencijalnoj lokaciji treba biti iznad 1 m/s, a za zadovoljavajuću gustoću energije često te brzine trebaju iznositi i od 2 do 2,5 m/s. Također je važna batimetrija te vrsta morskog dna, kako bi se turbina mogla instalirati. Poželjno je da turbina bude instalirana što bliže potrošačima i priključenju na elektroenergetsku mrežu.

Stoga se često u literaturi razlikuju dvije skupine tehnologija za iskorištavanje kinetičke energije vode: hidrokinetička tehnologija za primjenu u morima i hidrokinetička tehnologija za rijeke i estuarije [9]. Hidrokinetička tehnologija za primjenu u estuarijima je neka vrsta hibridne tehnologije riječnih hidroelektrana i elektrana na plimu i oseku, jer uključuje pretvorbu energije uslijed morskih mijena koje se pojavljuju periodično i kontinuiranog protoka koji daje slobodni tok rijeke.

Dosadašnji razvoj tehnologije usmjeren je na turbine za iskorištavanje energije plime i oseke, dok su jedinice manjih snaga pogodne za primjenu u riječnim tokovima uglavnom zapostavljene. U sklopu ovog rada je stoga provedeno istraživanje mogućnosti poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih mikro turbina s horizontalnom osi vrtnje, kako bi se povećala konkurentnost tehnologije i omogućilo šire korištenje.

## 1.2. Cilj i hipoteza istraživanja

Cilj rada je poboljšanjem geometrije protočnog dijela kinetičkih vodnih mikro turbina utjecati na povećanje hidrauličke iskoristivosti, odnosno koeficijenta izlazne snage. Specifični istraživački cilj je poboljšanje hidrodinamičkih karakteristika ostvariti uz istovremeno osiguravanje jednostavnosti konstrukcije, koja predstavlja jednu od primarnih prednosti ovog načina iskorištavanje hidroenergije. Modifikacijom dijelova rotora, u prvog redu oblika lopatica nastojat će se poboljšati hidrodinamičke karakteristike. Za dodatno povećanje koeficijenta snage razmatra se korištenje statorskih elemenata u svrhu povećanja brzine strujanja vode na ulazu u rotor. Očekuje se da će nova poboljšana konstrukcijska izvedba kinetičke vodne turbine

za iskorištavanje kinetičke energije u rijekama predstavljati efikasno, ekonomično, pouzdano ali i ekološki prihvatljivo rješenje za distribuiranu proizvodnju električne energije.

### 1.3. Metodologija i plan istraživanja

U sklopu istraživanja nastoji se raznim modifikacijama na protočnom dijelu turbine povećati izlazna snaga i hidraulička iskoristivost kinetičke vodne turbine.

U drugom poglavlju rada dan je detaljan pregled literature i postojećih konstrukcijskih izvedbi kinetičkih vodnih turbina, uz razmatranje karakteristika pojedinih izvedbi.

U trećem poglavlju rada prikazane su metode i matematički modeli koji su korišteni za konstrukciju turbina i analizu strujnih karakteristika. Razmatrana je metoda koja se temelji na kombinaciji modela rotirajućeg diska i teoriji elementa lopatice (*eng. BEM-Blade Element Momentum Theory*). Korištenjem ove metode moguće je odrediti silu uzgona, moment i snagu, a prikladna je i za optimizaciju geometrije lopatica. Razmatrat će se utjecaj duljine tetive, raspodjele kuta ugradnje profila po visini lopatice i omjera brzina na vrhu lopatica na koeficijent izlazne snage turbine, odnosno hidrauličku iskoristivost.

U četvrtom poglavlju, na osnovu pregleda dosadašnjih istraživanja predložene su određene konstrukcijske izvedbe s najvećim potencijalom za postizanje povećanja hidrauličke iskoristivosti. Povećanje iskoristivosti nastoji se ostvariti korištenjem hidraulički optimalnih profila lopatica rotora te dodavanjem terminezona (*eng. winglets*) na vrhove lopatica. Osim utjecaja na geometriju rotora, razmatra se i utjecaj dodavanja statorskih elemenata kao što su strukture za ubrzavanje toka fluida, odnosno difuzori raznih oblika. Povećanje izlazne snage očekuje se uslijed povećanja brzine u ravnini rotora i uslijed stvaranja područja niskog tlaka iza turbine. Osim toga predložene su i određene smjernice za konstruiranje kinetičkih vodnih turbina, koje bi osigurale optimalnu izvedbu konstrukcije za različite režime rada i uvjete strujanja.

U petom poglavlju rada, za detaljniju analizu strujnih karakteristika korištena je računalna dinamika fluida. Računalna dinamika fluida koristi numeričke metode kako bi se riješile jednačbe koje opisuju fiziku strujanja fluida. Računalna dinamika fluida široko se primjenjuje za rješavanje viskoznih i neviskoznih jednačbi količine gibanja i kontinuiteta kao i dodatnih jednačbi turbulencije. Njena primjenjivost u području hidrokinečkih turbina dokazana je u

brojnim istraživanjima. Rezultati dobiveni korištenjem numeričkih simulacija validirani su usporedbom s dostupnim eksperimentalnim podacima.

Na temelju analize dobivenih rezultata, u šestom poglavlju rada međusobno su uspoređene različite konstrukcijske izvedbe, pri čemu se u obzir uzimaju hidrauličke iskoristivosti u širokom području rada turbina. Predložene su i smjernice za konstruiranje kinetičkih vodnih turbina manjih snaga, koje se odlikuju visokom hidrauličkom iskoristivošću.



## 2. PREGLED LITERATURE

U posljednje vrijeme raste interes za razvojem tehnologija za pretvorbu kinetičke energije mora i rijeka. Pritom su istraživanja primarno usmjerena na kinetičku energiju koja nastaje kao posljedica izmjena plime i oseke, dok su jedinice manjih snaga za primjenu u rijekama uglavnom zapostavljene. Industrija kinetičkih vodnih turbina nadišla je fazu testiranja te su započeli demonstracijski projekti. Brojna saznanja preuzeta su iz istraživanja u području vjetroturbina, koje imaju sličan mehanizam pretvorbe energije. Dodatno ipak treba uzeti u obzir da je voda oko 850 puta gušća od zraka te da postoji mogućnost pojave kavitacije. U literaturi je prepoznato nekoliko ključnih faktora koji su nužni kako bi tehnologija doživjela komercijalni uspjeh [12]: smanjenje troškova proizvodnje energije, optimiranje turbine za rad uzevši u obzir batimetriju i međusobni utjecaj turbina u slučaju ugradnje u niz, utjecaj na okoliš i rješavanje socio-ekonomskih problema.

Voda sadrži dva oblika energije koji se mogu koristiti za proizvodnju električne energije. Prvi oblik je potencijalna energija koju voda ima na određenoj visini u odnosu na referentni položaj. Konvencionalne hidroelektrane uglavnom pohranjuju vodu koja sadrži velike količine potencijalne energije koristeći brane i akumulacijska jezera. Kinetička energija je drugi oblik energije koja nastaje prilikom strujanja vode. Turbine koje su prikladne za iskorištavanje kinetičke energije vode konstrukcijski se razlikuju od turbina koje se koriste u konvencionalnim hidroelektranama.

### 2.1. Betz-ov limit i maksimalni koeficijent snage

Teorijska kinetička snaga vode sadržana u segmentu rijeke koja ima brzinu strujanja  $v_0$  a prolazi kroz površinu strujanja  $A$  može se izračunati prema sljedećoj jednadžbi:

$$P_{\text{teor}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v_0^3 \quad (2.1)$$

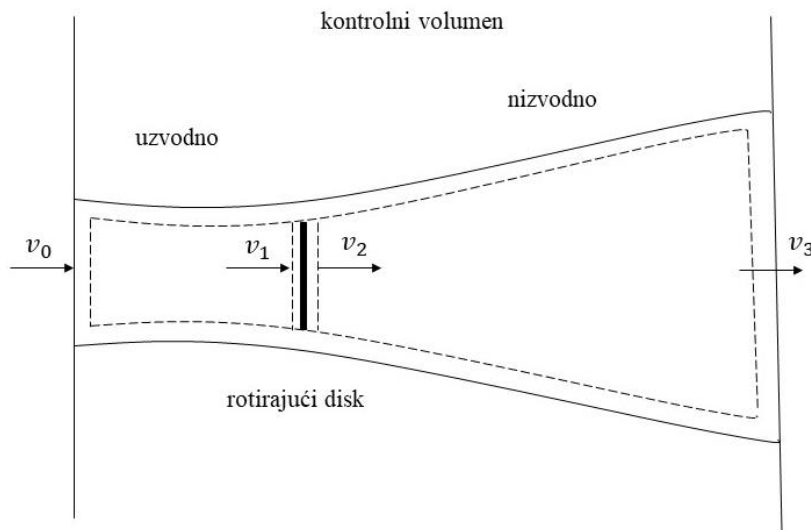
Uloga kinetičke vodne turbine je pretvorba kinetičke energije vode u mehanički rad koji se dalje predaje električnom generatoru. Korisna snaga koju turbina može proizvesti znatno je manja od teorijski raspoložive snage vode. Udio korisne snage koja se može proizvesti u turbini određuje koeficijent snage  $C_p$ , a snaga koju proizvodi turbina računa se prema jednadžbi (2.2):

$$P_{\text{turbina}} = C_P \cdot P_{\text{teor}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_P \cdot A \cdot v_0^3 \text{ [W]} \quad (2.2)$$

Slično kao i kod vjetroturbina, koeficijent snage ovisi o omjeru brzina na vrhu lopatica *TSR* (eng. *Tip-Speed Ratio*). Prema definiciji omjer brzina na vrhu lopatica je zapravo omjer obodne brzine na vrhu lopatice i brzine slobodnog toka vode:

$$TSR = \frac{\Omega R}{v_0} \quad (2.3)$$

Omjer brzina na vrhu lopatice značajno utječe na koeficijent snage  $C_P$ . Ako je omjer brzina na vrhu lopatica pretjerano nizak tada je brzina vrtnje turbine niska te lopatice rotora ne uspijevaju pretvoriti energiju vode u korisni mehanički rad. U suprotnom, ako je brzina vrtnje pretjerano visoka a shodno tome i omjer brzina na vrhu lopatica, lopatice rotora prolaze kroz turbulentno područje strujanja. Nužno je da prođe dovoljno vremena između dolaska druge lopatice u područje prve, kako bi se izbjegao prolazak lopatica kroz turbulentno područje strujanja. Moguće je pokazati da postoji optimalni omjer brzina na vrhu lopatica koji ovisi o konstrukciji turbine ali ne ovisi o brzini strujanja vode. Maksimalni teorijski iznos koeficijenta snage za slobodni rotor u toku vode iznosi 59,3%, a u industriji vjetroturbina poznat je pod nazivom Betz-ov teorijski limit. Betz-ovo ograničenje proizlazi iz analize koja se provodi na kontrolnom volumenu čije su granice površine strujne cijevi te njena dva poprečna presjeka [13]. Rotor turbine je predstavljen rotirajućim diskom koji uzrokuje diskontinuitet tlaka fluida koji struji kroz cijev, kao što je prikazano na slici 4.



Slika 4. Model rotirajućeg diska

Analiza podrazumijeva beskonačan broj lopatica, homogeno, nestlačivo i stacionarno strujanje fluida. Pretpostavlja se da nema gubitaka uslijed trenja te da je potisak na rotor jednoliko raspodijeljen, odnosno uniforman. Zanemaruje se i postojanje vrtložnog traga, a statički tlak uzvodno i nizvodno od rotora jednak je atmosferskom statičkom tlaku. Ako se na kontrolni volumen primijeni zakon očuvanja momenta količine gibanja, sila kojom fluid djeluje na disk je jednaka brzini promjene količine gibanja, što se može izraziti na sljedeći način:

$$T = v_0(\rho Av)_0 - v_3(\rho Av)_3 \quad (2.4)$$

Za stacionarno strujanje vrijedi:  $\dot{m} = (\rho Av)_0 = (\rho Av)_3$ , pa je jednadžbu (2.4) moguće napisati u sljedećem obliku:

$$T = \dot{m}(v_0 - v_3) \quad (2.5)$$

Drugi izraz za silu na disk moguće je dobiti iz razlike sila koje djeluju po obje strane rotirajućeg diska:

$$T = A_1(p_1 - p_2) \quad (2.6)$$

Bernoullijeva jednadžba može se napisati uzvodno i nizvodno od rotirajućeg diska kao:

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho v_0^2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 \quad (2.7)$$

$$p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 = p_3 + \frac{1}{2}\rho v_3^2 \quad (2.8)$$

Ako se pretpostavi jednakost tlakova daleko ispred i iza rotirajućeg diska ( $p_0 = p_3$ ) te ako brzina ostane nepromijenjena na obje strane diska ( $v_1 = v_2$ ), razlika tlakova  $p_1 - p_2$  u jednadžbi (2.6) može se supstituirati koristeći jednadžbe (2.7) i (2.8), kako slijedi:

$$T = \frac{1}{2}\rho A_1(v_0^2 - v_3^2) \quad (2.9)$$

Izjednačavanjem dva različita izraza za silu potiska na disk, (2.5) i (2.9) te izražavanjem masenog protoka prema jednadžbi (2.10), dobiva se ovisnost brzine u ravnini rotora  $v_1$  i brzina uzvodno i nizvodno od rotora  $v_0$  i  $v_3$ :

$$\dot{m} = \rho A_1 v_1 \quad (2.10)$$

$$v_1 = \frac{v_0 + v_3}{2} \quad (2.11)$$

Iz ove analize proizlazi da je brzina vode u ravnini rotora aritmetička sredina brzina uzvodno i nizvodno od rotora. Uvodi se aksijalni indukcijski faktor  $a$ , koji predstavlja udio smanjenja brzine vode prilikom prolaska kroz rotor:

$$a = \frac{v_0 - v_1}{v_0} \quad (2.12)$$

Brzine  $v_1$  i  $v_3$  se koristeći jednadžbu (2.12) za aksijalni indukcijsku faktor mogu zapisati na sljedeći način:

$$v_1 = (1 - a)v_0 \quad (2.13)$$

$$v_3 = (1 - 2a)v_0 \quad (2.14)$$

Snaga se može izraziti kao umnožak sile potiska i brzine strujanja u ravnini rotora:

$$P = \frac{1}{2}\rho A_1(v_0^2 - v_3^2)v_1 \quad (2.15)$$

Ako se brzine  $v_3$  i  $v_1$  u jednadžbi (2.12) supstituiraju izrazima (2.13) i (2.14) slijedi jednadžba za snagu diska (turbine):

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 v_0^3 4a(1 - a^2) \quad (2.16)$$

Koeficijent snage  $C_p$  je omjer snage turbine i snage vode:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A_1 v_0^3} = 4a(1 - a^2) \quad (2.17)$$

Ako se prva derivacija jednadžbe za koeficijent snage po indukcijskom faktoru  $a$  izjednači s nulom kako bi se pronašao maksimum funkcije, dobiva se maksimalna teorijska vrijednost koeficijenta snage. Maksimalni teorijski koeficijent snage koji može postići rotor u struji fluida iznosi 59,3% i poznat je pod nazivom Betz-ov limit. Kod turbina manjih snaga iskoristivost je u praksi i dosta niža zbog značajnih gubitaka. Upravo je ovo teorijsko ograničenje, odnosno relativno niska hidraulička iskoristivost, jedno od glavnih prepreka za širu primjenu tehnologije kinetičkih vodnih turbina.

U jednadžbi za snagu turbine (2.16) jasno se može uočiti da je snaga proporcionalna trećoj potenciji brzine u ravnini rotora. Stoga je opravdano očekivati da konstrukcijska poboljšanja koja mogu dovesti do povećanja brzine u ravnini rotora imaju veliki potencijal za povećanje snage. Dodavanje statorskih elemenata u obliku difuzora omogućuje veće volumne protoke kroz turbinu, što povećava brzinu fluida u ravnini rotora a time dolazi i do povećanja koeficijenta snage  $C_p$ . Razvoj kinetičkih vodnih turbina je stoga usmjeren na mogućnosti povećanja hidrauličke iskoristivosti i to primarno na korištenje dodatnih statorskih elemenata koji omogućuje povećanje hidrauličke iskoristivosti iznad Betz-ovog ograničenja. Dosadašnja istraživanja ipak su ukazala da neke izvedbe statora ne dovode nužno do povećanja iskoristivosti, pa je stoga vrlo važno odabrati odgovarajuću geometriju protočnog dijela turbine. Maksimalna iskoristivost vjetroturbina je također ograničena spomenutim teorijskim ograničenjem, pa su određena istraživanja razmatrala korištenje statorskih elemenata na povećanje koeficijenta snage. Računalna dinamika fluida je korištena u [14] za 2D analizu utjecaja kuta prirubnice na izlazu difuzora na povećanje brzine na ulazu u difuzor vjetroturbine. Dobivena dvodimenzionalna slika strujanja pokazuje nastajanje vrtloga u području iza prirubnice, koji uzrokuju pad tlaka što posljedično povećava i maseni protok kroz difuzor. Rezultati simulacija pokazali su da difuzori s pozitivnim kutom prirubnice od  $15^\circ$  povećavaju snagu za 5% u odnosu na izvedbu difuzora s kutom prirubnice od  $0^\circ$ . Simulacije strujanja oko vjetroturbine za primjenu u urbanim sredinama pokazuju da se problem niske iskoristivosti

konstrukcijskih izvedbi s vertikalnom osi vrtnje također može riješiti dodavanjem statora [15]. Sličan zaključak dan je i u [16], gdje se eksperimentalnim ispitivanjem horizontalne vjetroturbine sa statorom, osim povećanja snage, ustanovilo i značajnije opterećenje na rotor turbine. Kako bi se opterećenje ravnomjernije raspodijelilo predlaže se korištenje dva rotora koji rotiraju u suprotnom smjeru a smješteni su na maloj međusobnoj udaljenosti. Parametarska studija utjecaja različitih geometrijskih izvedbi statora na strujanje i brzinu strujanja zraka u ravnini rotora vjetroturbine provedena je u [17], te je opet potvrđeno značajno povećanje snage korištenjem statora. Određena istraživanja bila su usmjerena i na formuliranje matematičkih modela, većinom onih koji se temelje na proširenjima metode koja kombinira teoriju rotirajućeg diska i elementa lopatica. Za određivanje koeficijenta snage i povećanja brzine u slučaju konstrukcija sa statorom u [18] je predložen matematički model. Isto tako doneseni su određeni opći zaključci o mogućoj vrijednosti koeficijenta snage koji vrijede za vjetroturbine s horizontalnom osi vrtnje sa statorom. Za usporedbu izvedbi sa i bez statora u [19] se koristi računalna dinamika fluida te Reynoldsovo osrednjavanje Navier-Stokesovih jednažbi. Na osnovu izračunatih profila brzina, određeni su indukcijski faktori te su pomoću njih izračunati koeficijenti snage. Mala vjetroturbina snage 370 W razvijena je u sklopu rada prezentiranog u [20], a dodan je i stator koji se sastoji od fiksnog prstena i dvodijelnog difuzora koji može rotirati te mijenjati kut otvora od  $0^\circ$  do  $180^\circ$ . Za konstruiranje rotora korištena je BEM metoda, ispitivanja su provedena u zračnom tunelu, a dobiveno je prosječno povećanje snage od 39,75%. Optimizacijski algoritam za određivanje duljine tetive i kuta uvijanja lopatica rotora vjetroturbina sa statorom razvijen je u sklopu rada [21]. Ovaj pristup za optimizaciju konstrukcijskih parametara temeljen je na proširenju dobro poznate teorije elemenata lopaticice i jednostavnom modelu za iskoristivost difuzora (statorskog dijela turbine). Za određivanje brzine unutar tri različita stožasta difuzora, koji se primjenjuju kao statori vjetroturbina, u radu [22] predložen je matematički model koji se temelji na Biot-Savartovom zakonu. Rezultati dobiveni modelom pokazuju vrlo dobra poklapanja s rezultatima eksperimentalnih istraživanja. Analiza sedam različitih modela difuzora s prirubnicom korištenjem računalne dinamike fluida, prikazana u [23], provedena je s ciljem optimiranja geometrijskih parametara statora vjetroturbine (difuzora s prirubnicom).

Iako brojna istraživanja u području vjetroturbina razmatraju korištenje statorskih dijelova, ovo konstrukcijsko poboljšanje iskoristivosti još je značajnije za primjenu kod kinetičkih vodnih turbina. Jedinice za primjenu u morima i rijekama obično su manjih dimenzija zbog

ograničenja uvjetovanih dubinom mora i širinom i dubinom riječnog korita na mjestu ugradnje. U takvim uvjetima proizvedenu snagu nije moguće povećati na račun povećanja promjera rotora turbine kao što je to slučaj kod vjetroturbina, pa je stoga povećanje snage uslijed veće hidrauličke iskoristivosti još od veće važnosti.

## 2.2. Kinetičke vodne turbine s vertikalnom osi vrtnje

U literaturi se najčešće predstavljaju konstrukcijske izvedbe turbina s horizontalnom osi vrtnje, kod kojih je smjer toka vode paralelan s osi vrtnje, ali razmatraju se i turbine s vertikalnom osi vrtnje, koje su u pravilu temelje na Darrieus-ovom ili Savonius-ovom konceptu vjetroturbina [24]. Kinetičke vodne turbine s vertikalnom osi vrtnje su uglavnom cilindričnog oblika, što ih čini prikladnima za ugradnju u rijekama manjih dubina zbog toga što promjer rotora nije ograničen dubinom rijeke, ali karakterizira ih niska iskoristivost. Prethodno prikazani model rotirajućeg diska i Betz-ov limit ne mogu se direktno primijeniti na turbine s vertikalnom osi vrtnje. U [25] su prikazani rezultati eksperimentalnog istraživanja nekoliko različitih izvedbi vertikalnih kinetičkih vodnih turbina temeljenih na Darrieus-ovom konceptu. Zakrivljene, odnosno spiralne lopatice, osiguravaju nešto veću iskoristivost i veći početni okretni moment nego je to slučaj kod ravnih lopatica. Analizirane su i izvedbe kod kojih se turbina smješta unutar cijevi različitih oblika kako bi se povećala brzina strujanja vode. Istraživanja su pokazala da se izlazna snaga u slučaju korištenja mlaznica može povećati i do 3 puta, međutim to se povećanje nije postiglo u svim ispitivanjima a upitna je i ekonomska opravdanost korištenja mlaznica, Venturijevih cijevi i difuzora. Utjecaj smještanja Darrieus-ove turbine s ravnim lopaticama unutar cijevi (difuzora) na izlaznu snagu razmatrana je i u [26], a za analizu je korištena računalna dinamika fluida. Provedena je i optimizacija oblika cijevi i pozicije rotora unutar cijevi koja bi osigurala eliminiranje pojave valovitosti okretnog momenta, što je jedan od glavnih nedostataka ove izvedbe rotora. U [27] je također predložen sustav za ubrzavanje toka fluida i povećanje izlazne snage vertikalne turbine. Sustav se sastoji od četiri statorska elementa u obliku aeroprofila, koji ubrzavaju tok fluida koji nastrojava na lopatice. Rezultati numeričke simulacije korištenjem računalne dinamike fluida pokazali su značajno povećanje izlazne snage.

U literaturi su prikazani i različiti pristupi konstruiranju vertikalnih turbina pa se tako u [28] predlaže hibridni pristup korištenjem numeričkih metoda, koji kombinira strukturnu analizu i

analizu hidrodinamičkih karakteristika jednostavne konstrukcije vertikalne kinetičke turbine s tri lopatice. Ovaj pristup pokazao je da veće vrijednosti visine rotora osiguravaju veću izlaznu snagu međutim i mogućnost kvara turbine što uvjetuje potrebnu za optimiranje konstrukcije. U [29] su predstavljene različite mogućnosti poboljšanja iskoristivosti vertikalne Savonius-ove turbine određenim zahvatima na rotoru (modifikacijom omjera preklapanja ili kuta lopatice) ili dodavanjem konstrukcija izvan samog rotora kao što su ploče za blokadu, odnosno stvaranje asimetrije i skretanja toka fluida koji struji na lopaticu u povratku i dovodi do pojave negativnog momenta. Za validaciju i analizu predložene konstrukcije korištena je računalna dinamika fluida. Pokazano je da korištenjem dviju ploča za skretanje toka, može doći do povećanja iskoristivosti ove izvedbe turbina i do 26%. Iako su istraživanja pokazala da je korištenjem raznih oblika cijevi te drugih statorskih elementa moguće ostvariti određena povećanja iskoristivosti turbina s vertikalnom osi vrtnje, turbine s horizontalnom osi vrtnje ipak se u pravilu odlikuju većom iskoristivošću. Iako se Betz-ov teorijski koncept maksimalne iskoristivosti od 59,3% ne može direktno primijeniti na turbine s vertikalnom osi vrtnje, istraživanja pokazuju da vertikalne turbine ne mogu ostvariti koeficijent snage veći od 0,45 [30].

## 2.3. Kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje

### 2.3.1. Kinetičke vodne turbine za primjenu u morima

Najveći broj dosadašnjih istraživanja u području kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje odnosio se na jedinice za primjenu u morima, za iskorištavanje energije morskih mijena. Dio znanja prenesen je iz relativno dobro razvijenog područja konstrukcije vjetroturbina ali su istraživanja dodatno proširena uslijed postojećih fundamentalnih razlika. Navedene razlike se konkretno odnose na razlike u Reynoldsovom broju i mogućnost pojave kavitacije. Temelj za istraživanje pojave kavitacije predstavljala su saznanja iz područja konstrukcije brodskih vijaka (propelera). Metoda koja kombinira teoriju rotirajućeg diska i teoriju elemenata lopatice, poznata pod nazivom BEM metoda (*eng. Blade Element Momentum Theory*), općeprihvaćena je metoda za konstruiranje lopatica vjetroturbina. Ista teorija koristi se i prilikom konstruiranja kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje. Profil poprečnog presjeka važan je za poboljšanje hidrodinamičkih karakteristika ali i zahtjeva čvrstoće. Sa stajališta iskoristivosti zahtjeva se visok koeficijent uzgona a nizak koeficijent



otpora, s odgođenim odvajanjem toka. Konstrukcijski zahtjevi traže nešto deblje poprečne presjeke, posebno u korijenu lopatice, koji posljedično dovode do većih otpora strujanju. Do pojave kavitacije može doći kada lokalni tlak postane jednak ili niži tlaku isparavanja fluida i može se predvidjeti uz pomoć raspodjele tlaka oko profila. U tu svrhu uvodi se kavitacijski broj i uspoređuje s koeficijentom tlaka. Ukoliko je negativna vrijednost minimalnog koeficijenta tlaka jednaka kavitacijskom broju može se očekivati pojava kavitacije. Potrebno je razjasniti do koje se razine može tolerirati pojava kavitacije. Naime, kod brodskih vijaka (propelera) se često tolerira kavitacija bez značajnijih gubitaka u karakteristikama, ali je potrebno koristiti materijale otpornije na kavitacijsku eroziju [31]. Iako su razmatrani različiti konstrukcijski koncepti za pretvorbu energije mora, čini se da je industrija konvergirala k dvije konfiguracije koje su do danas postigle najveći napredak u komercijalnim razmjerima. Prvi koncept je klasična turbina s horizontalnom osi vrtnje s tri lopatice, vrlo slična vjetroturbini. Drugi koncept je turbina sa statorom (rotor u cijevi), koji je primarno razvijen za povećanje masenog protoka kroz rotor turbine, ali odlikuje se i dodatnim prednostima. Stator predstavlja kućište generatora ali omogućuje i izjednačavanje struje fluida. U sklopu istraživanja prikazanog u [32] detaljno je analizirano korištenje BEM metode za analizu izlazne snage i potiska rotora s 3 lopatice bez statora te su rezultati pokazali dobro slaganje s rezultatima mjerenja na eksperimentalnom modelu. Navedena metoda je dalje proširena za korištenje u slučaju konstrukcija sa statorom pomoću empirijskih izraza formuliranih na temelju rezultata simulacija strujanja kroz statore različitih geometrija korištenjem računalne dinamike fluida. Ipak, navodi se da je nužna opsežnija validacija predložene metode zbog nedovoljnog broja podataka za usporedbu rezultata. Planira se i proširenje modela za računanje raspodjele naprezanja duž lopatice. Nadogradnja BEM teorije predložena je i u [33], gdje se nastoje integrirati korekcije za gubitke na vrhu lopatice i u blizini glavine rotora te korekcije za visoke vrijednosti indukcijskih faktora. Kada indukcijski faktor poprimi vrijednost 0,5, dolazi do natražnog strujanja i narušavanja temeljne pretpostavke BEM metode, koja podrazumijeva strujanje unutar strujne cijevi. Kako bi se izbjegla navedena nekompatibilnost, predlaže se uvođenje korekcije koja je slična nešto poznatijoj Glauert-ovoj korekciji, ali je to ipak parabolična krivulja temeljena na Buhl-ovom pristupu. Utjecaj faktora koji utječu na hidrodinamičke karakteristike u slučaju korištenja statora kao što su viskozni gubici, odvajanje toka i tlak razmatran je u [34]. Zaključeno je da su viskozni gubici na ulazu za svih 7 statorskih oblika zanemarivi. Svi statorski oblici imali su poprečni presjek u obliku aeroprofila (hidroprofila), a međusobno su se razlikovali u debljini

profila, omjeru površina na izlazu i u ravnini rotora, omjeru površina na ulazu i u ravnini rotora i kutovima na izlazu iz statora (difuzora). Odvajanje toka u graničnom sloju je uzrokovalo značajno narušavanje hidrodinamičkih karakteristika, koje se očitovalo kroz gubitak iskoristivosti difuzora. To zapažanje pokazuje da kontrola graničnog sloja može imati veliki značaj prilikom konstruiranja. Ustanovljeno je da učinkovitost difuzora opada sa povećanjem omjera širenja difuzora (omjera površine na izlazu iz difuzora i površine u ravnini rotora), povećanjem omjera površina na ulazu i u ravnini rotora i povećanjem unutarnjeg kuta na izlazu iz difuzora. Nije ustanovljeno da se učinkovitost značajnije mijenja s promjenom koeficijenta potiska, osim u slučaju kada je postojala mala udaljenost između rotirajućeg diska i površine statora. U tim je slučajevima učinkovitost rasla s povećanjem koeficijenta potiska. Efekt tlaka je imao velik utjecaj na poboljšanje karakteristika, a zabilježen je rast s većim omjerom širenja difuzora i većim vanjskim kutom na izlazu iz statora. Zaključeno je da bi nastavak istraživanja trebao ići u smjeru korištenja statora (difuzora) s prirubnicama za dobivanje većih koeficijenata snage. Na osnovu ovih saznanja dobivenih numeričkim eksperimentima, tj. simulacijama korištenjem računalne dinamike fluida, razvijen je empirijski regresijski model za izračun iskoristivosti. Ipak potrebno je naglasiti da on vrijedi isključivo za opisane geometrije statora i nije validiran na drugim geometrijama difuzora.

Za validaciju metode koja koristi BEM teoriju proveden je eksperiment za turbine s različitim kutovima uvijanja lopatica [35]. Mjeren je moment i aksijalna komponenta sile na rotor u kavitacijskom tunelu dimenzija  $2,4 \times 1,2$  m s maksimalnom brzinom toka od 8 m/s. Kako bi se osigurao dovoljno visok Reynoldsov broj, a ujedno da ne dođe do prekomjerne potrebe za korekcijom tzv. blokade tunela (*eng. blockage correction*) izabran je promjer rotora 800 mm. Za poprečni presjek lopatica rotora koristili su se aeroprofilu NACA 63-8xx s promjenjivom duljinom tetive i kutom uvijanja po visini lopatice. Rezultati usporedbe pokazuju vrlo dobro poklapanje rezultata za koeficijent snage i koeficijent potiska. Ipak, može se uočiti određeno odstupanje za omjere brzina na vrhu lopatice TSR (*eng. tip to speed ratio*) iznad 7, kada model temeljen na BEM teoriji daje 5-15% više vrijednosti koeficijenta snage. Još jedno eksperimentalno istraživanje, usmjereno na vrtložni trag koji nastaje iza turbine te na uvjete rada u slučaju skretanja toka fluida prikazano je u [36]. Konstruiran je rotor s tri lopatice, polumjera 174 mm, a za poprečni presjek lopatica korišteni su NACA 63818 profili s zaobljenim izlaznim rubom u svrhu jednostavnije proizvodnje. Geometrija difuzora je generička, dobivena je korištenjem optimizacijskih metoda temeljenih na Kriging metodi i

genetskom algoritmu. Rezultati ispitivanja pokazuju da u slučaju promjene smjera toka dolazi do značajnih narušavanja karakteristika turbine bez difuzora. Turbina s difuzorom može održati zadovoljavajuće performanse čak i kod kutova skretanja toka  $\pm 30^\circ$ . Što se tiče brzine toka u vrtložnom tragu, ona je čak 50% manja na udaljenosti 9 polumjera, u slučaju turbine s difuzorom. To implicira veću potrebnu udaljenost između turbina, u slučaju izvedbi s difuzorom. Kriging metoda je primijenjena i u [37] zajedno s računalnom dinamikom fluida za optimizaciju hidrokinetičke turbine na energiju mora. Optimirana konstrukcija odlikuje se 18 % većim koeficijentom snage od referentne konstrukcije, čiji koeficijent snage iznosi 26%.

U istraživanju prezentiranom u [38] uspoređene su hidrodinamičke karakteristike tri različite konstrukcijske izvedbe kinetičkih vodnih turbina za morske mijene. Razmatrani su i koncepti usmjeravajućih statorskih lopatica, pa je tako u [39] predložen statorski element koji formira predvrtlog. Korištena je računalna dinamika fluida kako bi se usporedio koeficijent snage rotora s tri lopatice i turbine koja dodatno ima usmjeravajuće lopatice (statorski element). Rezultati pokazuju da se dobiva određeno povećanje koeficijenta snage pri svim omjerima brzina na vrhu lopatice. Najveće povećanje iznosilo je 13% i dobiveno je pri omjeru brzina na vrhu lopatice jednakom 5. Određivanje optimalnog kuta usmjeravajućih lopatica prikazano je u [40]. Ideja je da se pomoću stacionarnih usmjeravajućih lopatica, koje se smještaju ispred propelera (rotora), preusmjeri tok koji dolazi na rotor. Lopatice statora usmjeravaju tok u smjeru suprotnom od vrtnje rotora. Time dolazi do povećanja opterećenja ali i do povećanja sile potiska. Ideja je da se neutralizira sekundarno rotirajuće strujanje tako što se pomoću usmjeravajućih lopatica formira vrtlog koji je po iznosu približno jednak ali suprotno usmjeren od vrtloga koji nastaju vrtnjom rotora. Ovaj koncept je dobro poznat u tehnologiji brodskih vijaka (propelera), ali je tek nedavno razmotren u području kinetičkih vodnih turbina. Ulazni tok se preusmjeri tako da se maksimizira uzgon u tangencijalnom smjeru što posljedično povećava moment i snagu, dok se ujedno smanjuje otpor u aksijalnom smjeru. Konstrukcijska izvedba turbine koja se razmatra u [41] je nekonvencionalni tip turbine za morske mijene koja umjesto glavine rotora ima otvoreno središte a predlaže se i uklanjanje složenih i skupih konstrukcija i temelja. Umjesto toga u preliminarnoj studiji koristi se uže koje spaja rotor s obalom. Uže je izloženo vlačnom naprezanju i održava stroj u ravnotežnom položaju, koji se tijekom rada ne mijenja. Kako bi se rad turbine učinio jednostavnijim, uže se zamijenilo nizom laganih i teških čvorova, koji su povezani cjevastim elementima. Rezultati simulacije i usporedba sa standardnom izvedbom turbine pokazuje da iako dolazi do povećanja omjera

snage i težine konstrukcije, proizvedena snaga je ipak manja zbog smanjene površine strujanja (posebice u slučaju kada je promjer rupe, odnosno otvorenog središta veći). Ipak, zaključak upućuje na značaj ekonomskog aspekta te nužnost dodatnog provođenja tehno-ekonomske analize kako bi se ustanovilo dolazi li do smanjenja perioda povrata investicije zbog smanjenja troška materijala.

### 2.3.2. Kinetičke vodne mikro turbine za primjenu u rijekama

Istraživanja mikro-turbina koje su prikladne za iskorištavanje kinetičke energije riječnih tokova manje su intenzivna od istraživanja turbina za primjenu u morima. Numerička metoda spregnuta s analitičkim modelom za konstrukciju turbina sa statorom, predstavljena u [42], primjenjiva je na riječne kinetičke vodne turbine kao i na turbine za primjenu u morima. Eksperimentalno istraživanje i numerička simulacija utjecaja kuta uvijanja lopatice na karakteristike kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje za primjenu u rijeci, prikazano u [43], pokazuje da povećanje kuta uvijanja ima pozitivan utjecaj na povećanje koeficijenta snage, ali samo do određene vrijednosti. Postupak konstruiranja kinetičke vodne turbine za primjenu u rijekama, snage 200 W, prikazan je u [44]. Kako bi se ispitale hidrodinamičke karakteristike za razne brzine strujanja vode korištena je računalna dinamika fluida. Maksimalna iskoristivost od 25,2% postignuta je za brzinu strujanja 0,8 m/s i omjer brzina na vrhu lopatica  $TSR$  jednak 6. Za analizu hidrodinamičkih karakteristika aksijalne kinetičke vodne turbine sa statorom u [45] se predlaže numerički algoritam koji koristi metodu vrtložne rešetke (*eng. Vortex lattice method*). Za validaciju numeričke metode, provedeno je eksperimentalno istraživanje modela hidrokinetičke turbine s 5 lopatica i statorom u obliku difuzora u kavitacijskom tunelu. Sljedeći koraci u razvoju ovog računalnog programa su uzimanje u obzir mogućnosti pojave kavitacije i zagušenja toka na izlazu iz statora zbog smanjenja strujne površine. Međusobni utjecaj difuzora i rotora mikro-turbina za primjenu u rijekama ali i morima razmatrao se u [46]. Za konstrukciju lopatica rotora turbine korišteni su novi hidropofili, nazvani DT08XX, a promjer rotora turbine iznosio je 0,5 m. Difuzor turbine imao je poprečni presjek u obliku aeroprofila NACA0012. Razmatrano je više geometrija difuzora (ukupno 12), pri čemu je mijenjan napadni kut poprečnog presjeka difuzora u obliku profila  $\alpha$  i omjer relativne središnje linija profila i maksimalne debljine profila  $f$ . Provedena su numerička i eksperimentalna istraživanja te je ustanovljen značajan utjecaj napadnog kuta  $\alpha$  i parametra  $f$  na hidrodinamičke karakteristike. Kako bi se razlučio utjecaj pojedine komponente

turbine na hidrodinamičke karakteristike, aksijalni induksijski faktor je raščlanjen na tri komponente, kako je predloženo i u [47]:

$$a = a_t + a_d + a_i \quad (2.18)$$

U jednadžbi (2.18)  $a_t$  predstavlja induksijski faktor rotora turbine bez statora,  $a_d$  predstavlja induksijski faktor samog statora, odnosno difuzora, a  $a_i$  je interakcijski utjecaj ustanovljen između rotora i statora turbine. Ovaj posljednji interakcijski faktor jednak je nuli u slučaju kada se analizira sam rotor ili sam difuzor. Ustanovljeno je da interakcijski aksijalni induksijski faktor  $a_i$  raste s porastom parametra  $f$ . Rezultati su pokazali i značajan utjecaj parametra  $f$  i napadnog kuta poprečnog presjeka profila  $\alpha$  na zbroj induksijskog faktora difuzora i interakcijskog induksijskog faktora,  $a_d + a_i$ . Definiran je i kritični aksijalni induksijski faktor  $a_c$ , koji predstavlja vrijednost aksijalnog induksijskog faktora pri kojoj sam rotor i sam difuzor imaju jednak koeficijent snage pri određenom omjeru brzina na vrhu lopatica  $TSR$ . Zaključeno je da za povećanje koeficijenta snage korištenjem difuzora mora biti zadovoljen uvjet:  $a_d + a_i < a_c$ . Evaluacija konstrukcije kinetičke vodne mikro-turbine snage 500 W, promjera rotora 0,5334 m provedena je u [48] pomoću računalne dinamike fluida. Na osnovu rezultata simulacije zaključeno je da je potrebna optimizacija lopatice, posebno ulaznog brida rotora. Provedena je i numerička simulacija višefaznog strujanja koja je pokazala da se pojava kavitacije može očekivati tek kod brzina strujanja vode iznosi 5 m/s. Te brzine su nerealne za očekivane uvjete rada turbine pa je time zadovoljen zahtjev za sigurnošću od pojave kavitacije. Analitički model za analizu koeficijenta snage turbine sa statorom za primjenu u rijekama prikazan je u [49]. Provedena je i numerička simulacija turbine s četiri lopatice i difuzorom, vanjskog promjera 0,6 m i promjera glavine 0,3 m. U radu nisu navedeni detalji numeričkog proračuna, a prikazani rezultati pokazuju maksimalne vrijednosti koeficijenta snage malo iznad 0,5.

#### 2.4. Pojava kavitacije kod kinetičkih vodnih turbina

Jedan od glavnih zahtjeva prilikom konstruiranja kinetičkih vodnih turbina je sigurnost od pojave kavitacije. Upravo je mogućnost ove pojave jedna od glavnih razlika u uvjetima rada između kinetičkih vodnih turbina i vjetroturbina. Kavitacija uzrokuje vibracije, oštećenja površine lopatice, ali smanjuje i omjer koeficijenta uzgona i otpora a time dolazi i do smanjenja

koeficijenta snage turbine [50]. Do pojave kavitacije dolazi kada lokalni tlak na lopatici poprimi vrijednost nižu od tlaka isparavanja vode, pri čemu dolazi do isparavanja kapljevine i pojave mjehurića pare. Kada ti mjehurići pare u struji kapljevine dođu u područje višeg tlaka dolazi do njihove kondenzacije (implozije) te nastaju lokalno vrlo visoki tlakovi uslijed ustrujavanja velikom brzinom lokalne kapljevine u prostor oslobođen kondenzacijom mjehurića pare i njenog sudara s površinom lopatice. Kavitacija se može predvidjeti usporedbom minimalnog koeficijenta tlaka na lopatici  $K_{pmin}$  i kavitacijskog broja  $\sigma$ :

$$K_{pmin} + \sigma \geq 0 \quad (2.19)$$

Minimalni koeficijent tlaka je minimalna vrijednost koeficijenta tlaka koji se definira kao:

$$K_p = \frac{p - p_{atm}}{\frac{1}{2}\rho w^2} \quad (2.20)$$

Kavitacijski broj se definira na sljedeći način:

$$\sigma = \frac{p_{atm} + \rho g H - p_v}{\frac{1}{2}\rho w^2} \quad (2.21)$$

U jednadžbi (2.21)  $p_{atm}$  je atmosferski tlak,  $g$  je gravitacijsko ubrzanje,  $H$  je udaljenost između slobodne površine i radijalne pozicije turbine,  $p_v$  je tlak isparavanja vode, a  $w$  lokalna relativna brzina. Do pojave kavitacije na lopatici turbine dolazi onda kada je minimalni koeficijent tlaka niži od kavitacijskog broja, pa stoga da bi se izbjegla kavitacija mora biti zadovoljena nejednakost dana jednadžbom (2.19). Koristeći ovako definiran koeficijent tlaka i izraz za kavitacijski broj, moguće je definirati i kritičnu vrijednost brzine pri kojoj je lokalni tlak na lopatici jednak tlaku isparavanja:

$$V_{cav} = \sqrt{\frac{p_{atm} + \rho g H - p_v}{\frac{1}{2}\rho K_{pmin}}} \quad (2.22)$$

Ako je relativna brzina na svakom elementu lopatice po visini lopatice manja od  $V_{cav}$ , neće doći do pojave kavitacije. Drugim riječima ako je lokalna relativna brzina  $w \geq V_{cav}$  potrebno je korigirati brzinu  $w$ . U kontekstu BEM metode lokalna relativna brzina  $w$  može se zamijeniti s  $w_{cav} = (1 - f_s)V_{cav}$  prilikom određivanja duljine tetive. Uvodi se proizvoljni faktor sigurnosti

od pojave kavitacije  $f_s$  koji se nalazi u intervalu  $[0,1]$ . Omjer korigirane i nekorigirane duljine tetive može se izraziti na sljedeći način prema [50]:

$$\frac{c^{co}}{c^{uc}} = \left[ \frac{w}{(1 - f_s)V_{cav}} \right]^2 \quad (2.23)$$

Troškovi održavanja, posebice turbina koje se primjenjuju u morima, su vrlo visoki pa je stoga važno izbjeći potrebu za sanacijom štete uzrokovane kavitacijom, izbjegavanjem mogućnosti ove pojave već prilikom same konstrukcije turbine [51]. Mogućnost pojave kavitacije kod turbina sa statorom još je veća zbog povećanja brzine strujanja u ravnini rotora. Korekcija duljine tetive za osiguranje od pojave kavitacije koristi se na isti način i u [52], ali se kombinira s modelom za optimizaciju lopatica vjetroturbine sa statorom predloženom u [53].

Istraživanje mogućnosti pojave kavitacije pomoću računalne dinamike fluida je predstavljeno u [54]. Razmatrano je nekoliko različitih lopatica kinetičkih turbina koje se primjenjuju u morima, s različitim profilima poprečnog presjeka: simetrični aeroprofil NACA 0024 te tri nesimetrična profila Göttingen 770, NACA 4418 i NACA 4424. Ustanovljeno je da dubina ugradnje turbine ima značajan utjecaj na pojavu kavitacije, pri čemu se kavitacija pojavila na manjim dubinama. Drugi važni utjecajni parametri su visina lopatice i omjer brzina na vrhu lopatice  $TSR$ . Kavitacija ima tendenciju pojavljivanja na višim lopatica i na višim vrijednostima omjera brzina na vrhu lopatice  $TSR$ . Kavitacija se najprije pojavi na vrhu lopatice a s povećanjem vrijednosti  $TSR$  povećava se i površina zahvaćena ovom pojavom. Najintenzivnija kavitacija pojavila se kod turbine s profilom NACA 4424 dok je najmanje intenzivna bila kod turbine s NACA 0024 profilima.

Istraživanje pojave kavitacije u tunelu na nekoliko turbina za primjenu u morima s horizontalnom osi vrtnje s različitim oblicima ulaznog brida lopatica prikazano je u [55]. Ulazni bridovi razmatranih turbina inspirirani su prsnim perajama grbavih kitova. Prilikom istraživanja ustanovljena su dva različita tipa kavitacije prema mjestu na kojem nastaje; prvi je kavitacija na vrhu lopatice a drugi tip je kavitacija na prednjoj ili stražnjoj strani lopatice ovisno o omjeru brzina na vrhu lopatice  $TSR$ . Prvo se razvija kavitacija na vrhu lopatice koja je postupno praćena pojavom kavitacije na stranama lopatice, i koja ima značajniji utjecaj na smanjenje hidrauličke iskoristivosti turbine. Uočeno je da se kavitacija na vrhu lopatice pojavljuje ranije kod turbina s ulaznim bridovima u obliku peraju. Ipak tzv. „magličasta“ kavitacija na prednjoj

strani lopatice je manje intenzivna i nije kontinuirana kao što je to slučaj kod referentne turbine (bez posebno oblikovanog prednjeg brida lopatice).

## 2.5. Računalna dinamika fluida u području kinetičkih vodnih turbina

Glavni izazov za korištenje tehnologije kinetičkih vodnih turbina je odabir odgovarajuće konstrukcijske izvedbe koja će omogućiti visoku učinkovitost pretvorbe kinetičke energije. Kako bi se moglo zaključivati o optimalnoj konstrukcijskoj izvedbi, potrebno je detaljno istražiti hidrodinamičke karakteristike. Jedan od načina je korištenje fizikalnog eksperimentalnog istraživanja u kavitacijskim tunelima, koje je poprilično skupo ali i dugotrajno u pripremi i izvođenju. Alternativa je korištenje numeričkih metoda, odnosno provođenje numeričkih eksperimenata, koje je ipak preporučljivo provjeriti na sličnim dostupnim rezultatima fizikalnih eksperimentalnih istraživanja. U području obnovljivih izvora energije računalna dinamika fluida koristi se za konstruiranje, razvoj i optimizaciju. Prvi korak prilikom korištenja računalne dinamike fluida je kreiranje geometrijskog modela ili barem razumne reprezentacije stvarne geometrije. Često se geometrijski model prilagođava modelu koji se koristi u ekperimentalnom istraživanju za validaciju rezultata računalne dinamike fluida s mjerenjima.

Nakon modeliranja geometrije potrebno je diskretizirati domenu u konačan broj kontrolnih volumena u kojima se rješavaju osnovne jednadžbe. Točnost rezultata simulacije ovisi o rezoluciji mreže, ali i o distribuciji kontrolnih volumena. Manji kontrolni volumeni, ili drugim riječima gušća mreža, potrebna je na mjestima gdje je strujanje kompleksnije (granični sloj) ili gdje se brže mijenja. U tom kontekstu, važan je parametar bezdimenzijska udaljenost  $y^+$ , koja predstavlja bezdimenzijsku udaljenost središta prvog kontrolnog volumena od susjednog zida. Veći broj kontrolnih volumena osigurava veću točnost rezultata ali i povećava zahtjeve za računalnom memorijom i vremenom, pa je stoga potrebno pronaći kompromis između zadovoljavajuće točnosti i računalne složenosti.

Sljedeći važan korak je zadavanje rubnih uvjeta, koji trebaju biti postavljeni na način da što bolje predstavljaju realne uvjete ili uvjete eksperimenta. Izborom rubnih uvjeta određuje se distribucija toka, sile i moment koji djeluje na turbinu, a konačno i dobivena snaga. Ako se izbor rubnih uvjeta napravi na neadekvatan način rezultati mogu biti nefizikalni ili pogrešni. U dostupnoj literaturi koja se bavi područjem numeričkih simulacija kinetičkih vodnih turbina za



ulaz u domenu („eng. inlet“) obično se zadaje brzina vode a ne maseni protok, jer se pokazalo da se ostvaruje bolja konvergencija i eliminira pojava strujanja u suprotnom smjeru [56] i [57]. Kako bi se zanemario utjecaj slobodne površine, rubni uvjet koji se postavlja na plašt domene obično je uvjet simetrije („eng. symmetry“). Također, često se koriste i periodički rubni uvjeti. Navodi se da je vrlo važan parametar i intenzitet turbulencije, pa tako ako se specificira intenzitet turbulencije od 20% na ulazu i izlazu, dobiva se povećanje karakteristika za 12,8 % odnosno povećanje potiska za 4% [58]. Upitna je fizikalnost intenziteta turbulencije od 20% s obzirom na to da se gotovo nikad ne koristi. Važno pitanje je i izbor modela turbulencije, od kojih se najčešće koristi  $k - \omega$  SST model.

Analiza hidrodinamičkih karakteristika turbine konstruirane za primjenu u rijekama, prikazana u [44], provedena je pomoću softverskog paketa ANSYS Fluent za računalnu dinamiku fluida. Za konvekcijski član korištena je uzvodna shema diskretizacije drugog reda točnosti (eng. *second order upwind*), dok je za modeliranje difuzijskog toka korištena centralna shema diskretizacije drugog reda točnosti (eng. *second order central scheme*). SIMPLE algoritam (eng. *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) korišten je za rješavanje problema strujanja stacionarnog tipa. Modelirana je računalna domena cilindričnog oblika promjera  $4D$ , duljine  $2D$  uzvodno te  $5D$  nizvodno. Rotirajuća domena oko turbine diskretizirana je pomoću guste nestrukturirane mreže, dok je za preostali dio domene korištena manje gusta strukturirana mreža. Usporedbom rezultata simulacije i vrijednosti koeficijenta snage realnog modela ustanovljeno je odstupanje od samo 1,25%, što dovodi do zaključka da je računalna dinamika fluida vrlo pouzdana za daljnju analizu hidrodinamičkih karakteristika.

Za numeričku analizu utjecaja konstrukcijskih parametara difuzora kinetičke vodne mikro-turbine na hidrodinamičke karakteristike u [46] je također korišten programski paket ANSYS Fluent. Računalna domena je cilindričnog oblika, podijeljena je na rotirajuću zonu u kojoj se nalazi rotor i veću stacionarnu zonu u kojoj se nalazi difuzor. Za opisivanje rotacije koristi se metoda pokretnog koordinatnog sustava (*MRF-eng. Multiple Reference Frame*), odnosno modificirani matematički model pa rotirajuća zona kao i stacionarna zapravo miruju. Promjer računalne domene je  $6D$ , duljina nizvodno  $6D$ , a duljina uzvodno  $3D$ . Korišten je  $k - \omega$  SST model turbulencije. Provedena je i analiza utjecaja broja volumena mreže na rješenje.

Prostorna diskretizacija u [42] je izvedena na način da generirana mreža ima 9 zona s različitim gustoćom gledano od površine turbine. Isto tako iza turbine postoji 5 zona u kojima

se nizvodno od turbine gustoća mreže smanjuje. Korištena su dva pristupa numeričkog rješavanja strujanja u turbinama: rotirajući koordinatni sustav (*MRF-eng. Multiple Reference Frame*) i rotirajuća mreža kontrolnih volumena (*SM- eng. Sliding Mesh*). Za modeliranje turbulencije također je odabran  $k - \omega$  SST model. Dimenzije rotirajuće zone u oba pristupa su jednake, a provedena je i analiza utjecaja veličine rotirajuće zone na rezultate. Udaljenost između stijenke difuzora i rotora turbine je 20% polumjera rotora u svrhu lakšeg održavanja turbine s dovoljnom udaljenošću između statora i rotora.

Za numeričku simulaciju strujanja oko mikro-turbine za primjenu u rijekama prikazanu u [48] korištena je računalna domena u obliku polukružnog kanala s promjerom  $11,4D$ . Ulaz je udaljen  $5,4D$  uzvodno od turbine, dok je izlaz udaljen  $7,6D$  od rotora.

Istraživanje utjecaja pojedinih komponenti turbine (rotora, statora i njihove interakcije) na ukupni aksijalni induksijski faktor provedeno je u [47] na osnovu rezultata tranzijentnih numeričkih simulacija primjenom STAR-CCM računalnog programa. Proračunska domena je prostorno diskretizirana poliedarskom mrežom. Utjecaj broja kontrolnih volumena mreže analiziran je usporedbom koeficijenata potiska i snage dobivenih korištenjem grube, srednje i fine mreže. Na kraju je odabrani broj volumena iznosio 2,1 milijun za simulaciju samog rotora dok je za simulaciju rotora s difuzorom korišteno 6,5 milijuna kontrolnih volumena.

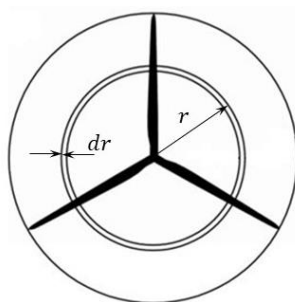
Analiza strujanja oko kinetičke vodne turbine snage 1 kW, prikazana u [43], provedena je u ANSYS CFX računalnom programu. Korišten je rotirajući koordinatni sustav, poznat kao pristup smrznutog rotora (*eng. frozen rotor approach*), kako bi se u obzir uzeli efekti rotirajućeg gibanja rotora. Računalna domena je podijeljena na dvije zone, unutarnju rotirajuću zonu te vanjsku stacionarnu zonu. Vanjska stacionarna zona ima manju gustoću mreže. Primijenjeni su i periodički rubni uvjeti, pa je prostorna domena  $1/3$  cilindra promjera  $1,5R$ . Duljina domene nizvodno od rotora iznosi  $7R$ , dok je duljina uzvodno jednaka. Analiza tri turbine za primjenu u morima snage 100 kW, prikazana u [59], provedena je u ANSYS Fluent računalnom programu. I u ovom radu primijenjeni su periodički rubni uvjeti, pa računalna domena ima oblik  $1/3$  cilindra promjera  $3D$ . Duljina domene nizvodno od turbina iznosi  $6D$  a uzvodno od turbine  $3D$ . Veća računalna domena dimenzija  $5D \times 5D \times 25D$  korištena je u [60] što je povoljno za analizu utjecaja turbine na polje tlaka i brzine daleko iza turbine. Na taj je način moguće zaključivati i o potrebnoj udaljenosti između turbina u slučaju ugradnje više turbina u niz.

### 3. MATEMATIČKI MODELI I METODE

#### 3.1. Hidrodinamika kinetičkih vodnih turbina

U prethodnom poglavlju opisana je teorija diska kako bi se obrazložio Betzov zakon koji predstavlja ograničenje na maksimalni koeficijent snage koji je moguće ostvariti slobodnim rotorom s horizontalnom osi vrtnje u toku fluida. Upravo je to relativno nisko teorijsko ograničenje na maksimalni koeficijent snage rotora potaknulo opisana istraživanja čiji je cilj uglavnom bio usmjeren na modifikacije protočnog dijela kinetičkih vodnih turbina i povećanje koeficijenta snage preko navedenog teorijskog ograničenja.

Model opisan u prethodnom poglavlju zanemaruje kutni moment koji nastaje kao posljedica vrtnje rotora turbine. Kod vrtnje rotora u toku fluida, tok iza rotora se okreće u smjeru suprotnom od vrtnje rotora. Uslijed vrtložnog strujanja koje nastaje iza turbine dio kinetičke energije se gubi na sekundarno rotirajuće gibanje, pa stoga rotor ima na raspolaganju manje kinetičke energije za pretvorbu u korisni mehanički rad. Uslijed toga se kod sporohodnih rotora koji rotiraju malim brzinama vrtnje a imaju velike okretno momente, pojavljuju veći gubici uslijed vrtloga nego je to slučaj kod brzohodnih turbina. Pretpostavlja se da je kutna brzina vrtloga  $\omega$  mala u usporedbi s kutnom brzinom vrtnje rotora  $\Omega$  te da je tlak daleko u vrtložnom tragu jednak tlaku slobodnog toka. Analiza strujanja koja u obzir uzima i vrtložno strujanje je zapravo proširenje teorije diska, a bazira se na prstenastoj strujnoj cijevi polumjera  $r$ , debljine  $dr$ , površine poprečnog presjeka koja iznosi  $2\pi r dr$ , kako je prikazano na slici 5. Tlak, vrtložno strujanje i indukcijски faktori izražavaju se kao funkcija polumjera  $r$ .



Slika 5. Prstenasta površina poprečnog presjeka strujne cijevi[61]

Ako se promatra kontrolni volumen koji se vrti kutnom brzinom lopatica, može se postaviti energetska jednačina ispred i iza lopaticе, kako bi se dobio izraz za razliku tlaka na lopaticama.

Kutna brzina fluida na rotoru poraste relativno u odnosu na lopaticu s  $\Omega$  na  $\Omega + \omega$ , dok aksijalna komponenta brzine ostaje konstantna. To se može zapisati na sljedeći način:

$$p_2 - p_3 = \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (3.1)$$

Rezultirajući potisak na element prstena  $dT$  se može izraziti kao:

$$dT = (p_2 - p_3)dA = \left[ \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (3.2)$$

Tangencijalni induksijski faktor  $a'$  izražava promjenu tangencijalne brzine, a definira se kao:

$$a' = \omega / 2\Omega \quad (3.3)$$

Kada se jednačba (3.3) uvrsti u jednačbu (3.2) dobiva se:

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (3.4)$$

Sila potiska na prstenasti poprečni presjek može se izraziti i korištenjem jednačbi (2.9), (2.13) i (2.14) pomoću aksijalnog induksijskog faktora kao:

$$dT = 4a(1 - a)\rho v_0^2 \pi r dr \quad (3.5)$$

Izjednačavanjem jednačbi (3.4) i (3.5) dobiva se:

$$\frac{a(1 - a)}{a'(1 + a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{v_0^2} = \lambda_r^2 \quad (3.6)$$

gdje je  $\lambda_r$  lokalni omjer brzina lopatice. Često se ovaj omjer brzina na nekom polumjeru  $r$  izražava u funkciji omjera brzina na vrhu lopatice  $TSR$ :

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{v_0} = \frac{TSR \times r}{R} \quad (3.7)$$

Izraz za moment se može izvesti ako se primjeni zakon očuvanja momenta količine gibanja na infinitezimalni element prstenaste površine. U tom slučaju moment kojim fluid djeluje na rotor turbine,  $M$ , mora biti jednak promjeni kutnog momenta iza rotora turbine:

$$dM = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho v_1 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (3.8)$$

Ako se  $v_1$  izrazi iz jednadžbe (2.13), kao  $v_1 = (1 - a)v_0$ , i uvrsti izraz za  $\omega$  iz jednadžbe (3.3), dobiva se:

$$dM = 4a'(1 - a)\rho v_0 r^3 \pi \Omega dr \quad (3.9)$$

Snaga na svakom elementu se može izraziti kao:

$$dP = \Omega dM \quad (3.10)$$

U literaturi se  $dP$  često izražava u funkciji omjera brzina  $\lambda_r$ , pa tako jednadžba (3.10) poprima oblik:

$$dP = \frac{1}{2} \rho A v_0^3 \left[ \frac{8}{\lambda^2} a'(1 - a) \lambda_r^3 d\lambda_r \right] \quad (3.11)$$

Infinitesimalna promjena koeficijenta snage  $dC_p$  može se izraziti:

$$dC_p = \frac{dP}{\frac{1}{2} \rho A v_0^3} \quad (3.12)$$

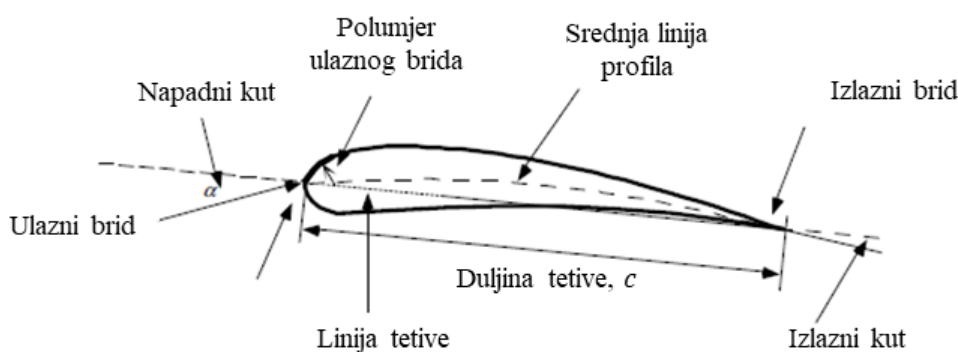
Iz jednadžbe (3.11) slijedi zaključak da je snaga na nekoj prstenastoj površini funkcija aksijalnog i tangencijalnog indukcijskog faktora i omjera brzina na vrhu lopatice. U integralnom obliku koeficijent snage je moguće izraziti kao:

$$C_p = \frac{8}{TSR^2} \int_0^{TSR} a'(1 - a) \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (3.13)$$

### 3.2. Hidroprofili

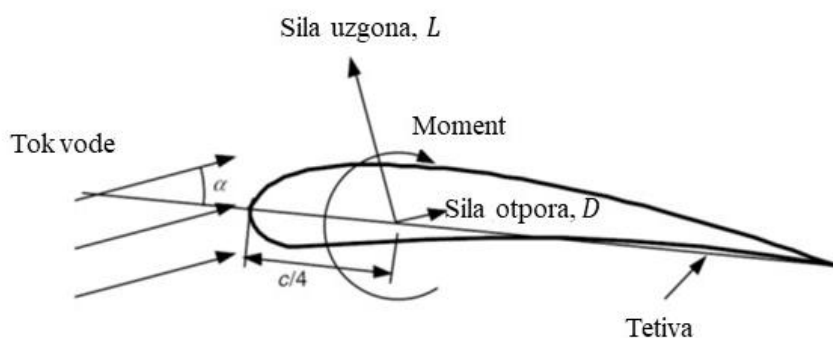
Snaga koju proizvodi kinetička vodna turbina ovisi o interakciji između rotora turbine i vode. Hidroprofili su elementi lopatica pomoću kojih dolazi do pretvorbe kinetičke energije vode u korisni mehanički rad. Oblik hidroprofila utječe na hidrodinamičke karakteristike, maksimalnu snagu te čvrstoću lopatice. Da bi se opisao hidroprofil koristi se više parametara kako je prikazano na slici 6. Srednja linija profila je linija koja prolazi središtem profila, a početna i krajnja točka na toj liniji su ulazni i izlazni brid profila. Ravna linija koja povezuje

ulazni i izlazni kraj profila je tetiva. Debljina profila definira se kao udaljenost gornje i donje linije profila, mjereno okomito na tetivu profila. Napadni kut  $\alpha$  je kut između tetive i vektora relativne brzine vode. Geometrijski parametri profila koji imaju dominantan utjecaj na hidrodinamičke karakteristike profila uključuju polumjer ulaznog brida, srednju liniju profila, maksimalnu debljinu profila, raspodjelu debljine profila te kut izlaznog brida. Postoje brojni profili koji su primarno razvijeni i konstruirani za primjenu kod vjetroturbina. Iako postoje određena istraživanja koja su usmjerena na razvoj i konstrukciji profila za primjenu kod kinetičkih vodnih turbina, još uvijek se radi o relativno malom broju studija. Strujanje oko hidroprofila rezultira nastankom sila koje su raspodjeljene po površini hidroprofila. Brzina toka vode raste na konveksnom dijelu profila što rezultira smanjenjem tlaka na podtlačnoj strani profila u odnosu na tlak koji vlada na pretlačnoj, odnosno konkavnoj strani profila. U međuvremenu, viskozno trenje između vode i površine hidroprofila usporava tok vode do određene mjere.



Slika 6. Geometrijske karakteristike hidroprofila [61]

Rezultantna sila koja djeluje na hidroprofil se obično rastavlja na dvije komponente i moment koji djeluje na udaljenosti od  $1/4$  duljine tetive od ulaznog brida (Slika 7). Prva komponenta resultantne sile na hidroprofil je sila uzgona (*eng. lift force*), koja nastaje kao posljedice različite raspodjele tlaka na gornjoj, konveksnoj (podtlačnoj) i donjoj, konkavnoj (pretlačnoj) strani hidroprofila, a usmjerena je okomito na smjer toka vode. Druga komponenta je sila otpora (*eng. drag force*), koja je paralelna toku vode. Ona nastaje uslijed sila viskoznog trenja ali i sila koje su posljedica raspodjele tlakova na konkavnoj i konveksnoj strani hidroprofila, a koje su usmjerene u smjeru ili suprotno od smjera nadolazećeg toka vode. Zakretni moment se definira oko osi koja je okomita na poprečni presjek hidroprofila.



Slika 7. Sila uzgona i sila otpora na hidropofil [61]

Teorija i istraživanja u području aeroprofila za vjetroturbine pokazala su da se upotrebom bezdimenzijskih značajki može na zadovoljavajući način opisati strujanje. To saznanje može se prenijeti i na strujanje oko hidropfila kinetičkih vodnih turbina. Najvažnija bezdimenzijska značajka, koja definira karakteristike i uvjete strujanja kod profila je Reynoldsov broj koji se definira kao:

$$Re = \frac{vL}{\nu} = \frac{\rho vL}{\mu} \quad (3.14)$$

gdje je  $\rho$  gustoća vode,  $\mu$  je dinamička viskoznost vode,  $\nu$  kinematička viskoznost vode,  $v$  brzina kojom je karakterizirano strujanje a  $L$  karakteristična duljina. To primjerice mogu biti brzina slobodnog toka  $v_0$  ako se razmatra stacionarni hidropofil, ili relativna brzina toka u slučaju rotora. Karakteristična duljina najčešće je tetiva hidropfila. Koeficijenti sila i momenta, koji su funkcija Reynoldsovog broja, mogu biti definirani za dvodimenzionalno 2D ili trodimenzionalno 3D strujanje. Koeficijenti sila i momenta dobiveni 2D analizom strujanja oko hidropfila obično imaju indeks označen malim slovom, primjerice koeficijent otpora se označava  $C_d$ . Koeficijenti uzgona i otpora koji su dobiveni analizom 3D strujanja imaju indekse označene velikim slovom, pa se u tom slučaju koeficijent otpora označava  $C_D$ . Za konstrukciju rotora obično se uzimaju u obzir dvodimenzionalni koeficijenti uzgona i otpora, koji se eksperimentalno određuju u kavitacijskim tunelima ili bazenima u širokom području promjene napadnih kutova i Reynoldsovih brojeva. Za analizu hidrodinamičkih karakteristika hidropfila se često koriste numeričke metode, kao što je računalna dinamika fluida. Alternativno, može se koristiti i računalni program Xfoil koji koristi 2D panelnu metodu za rješavanje neviskoznog strujanja oko aeroprofila ili hidropfila.

Koeficijent uzgona se definira:

$$C_l = \frac{L/l}{\frac{1}{2}\rho v^2 c} \quad (3.15)$$

Koeficijent otpora se definira:

$$C_d = \frac{D/l}{\frac{1}{2}\rho v^2 c}, \quad (3.16)$$

dok se koeficijent momenta određuje prema:

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho v^2 A_p c} \quad (3.17)$$

U jednadžbama (3.15), (3.16) i (3.17)  $v$  je brzina toka vode koja nastrojava na hidroprofil,  $A_p$  je projicirana površina hidroprofila (tetiva  $\times$  raspon),  $c$  je duljina tetive a  $l$  je raspon hidroprofila. Još jedan veoma važan zahtjev prilikom konstruiranja hidroprofila je osiguranje od pojave kavitacije. U tu svrhu važna je usporedba minimalnog koeficijenta tlaka i kavitacijskog broja.

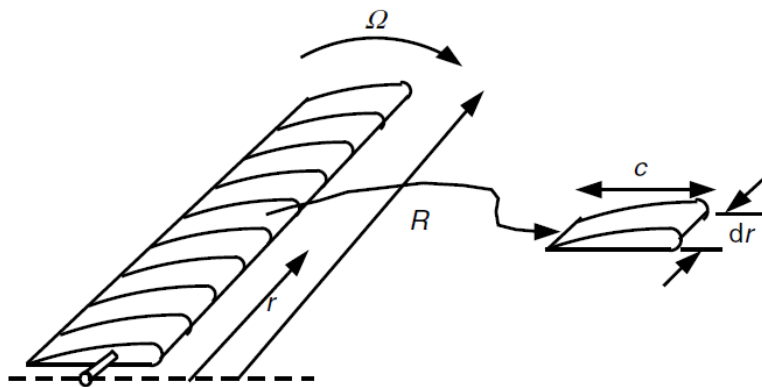
### 3.3. Teorija elemenata lopatica (*eng. Blade Element Theory*)

Sile koje djeluju na lopaticu kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje mogu se izraziti i kao funkcija koeficijenta uzgona i otpora te napadnog kuta. Kao što je prikazano na slici 8, pretpostavlja se da je lopatica podijeljena na  $N$  elemenata. Uvode se i sljedeće pretpostavke:

- nema interakcije između pojedinih elemenata lopatice;
- sile na lopaticu se određuju isključivo na temelju karakteristika uzgona i otpora hidroprofila lopatice.

Važno je napomenuti da je sila uzgona okomita a sila otpora paralelna s vektorom relativne brzine vode.



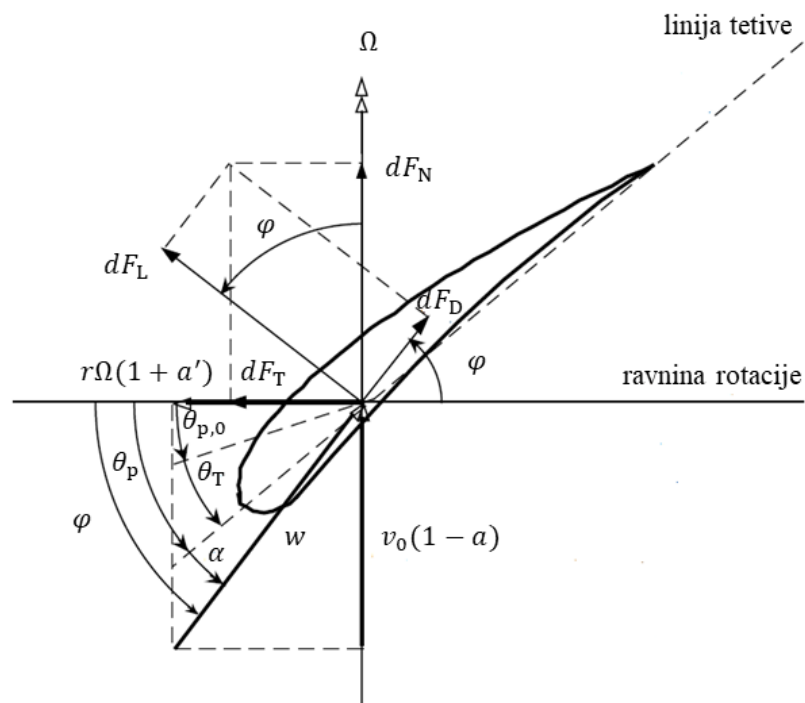


Slika 8. Shematski prikaz elementa lopatice [61]

Obodna komponenta brzine je vektorski zbroj obodne brzine elementa lopatice  $\Omega r$  i indicirane kutne brzine koja slijedi iz zakona očuvanja kutnog momenta  $\omega r/2$ :

$$\Omega r + \omega r/2 = \Omega r + \Omega a' r = \Omega r(1 + a') \quad (3.18)$$

Slika 9 shematski prikazuje odnos sila, kutova i vektora brzina na lopaticu, gledano od vrha lopatice.



Slika 9. Shematski prikaz sila i trokuta brzina na lopaticu hidrokinetičke turbine [61]

Kut uvijanja elementa lopatice,  $\theta_p$  je kut između tetive hidroprofila i osi vrtnje. Često se kut uvijanja na vrhu lopatice označava s  $\theta_{p,0}$  te se uvodi pojam relativnog kuta uvijanja  $\theta_T$  koji se definira kao razlika kuta uvijanja elementa lopatice na nekoj visini lopatice i kuta uvijanja na vrhu lopatice:

$$\theta_T = \theta_p - \theta_{p,0} \quad (3.19)$$

Suma kuta uvijanja  $N$ -tog elementa lopatice i napadnog kuta  $\alpha$  je relativni kut toka,  $\varphi$ :

$$\varphi = \theta_p + \alpha \quad (3.20)$$

Iz trokuta brzina na slici 9, moguće je izraziti odnos relativnog kuta toka, indukcijskih faktora i omjera brzina:

$$\tan \varphi = \frac{v_0(1-a)}{(1+a')\lambda_r} \quad (3.21)$$

Relativna brzina toka vode prema trokutu brzina je:

$$w = v_0(1-a)/\sin \varphi \quad (3.22)$$

Infinitezimalna sila uzgona i sila otpora dane su jednadžbama (3.23) i (3.24):

$$dF_L = C_l \frac{1}{2} \rho w^2 c dr \quad (3.23)$$

$$dF_D = C_d \frac{1}{2} \rho w^2 c dr \quad (3.24)$$

Infinitezimalna sila u smjeru normale na ravninu vrtnje, koja doprinosi potisku  $dF_N$ , može se izraziti kako slijedi:

$$dF_N = dF_L \cos \varphi + dF_D \sin \varphi \quad (3.25)$$

Infinitezimalna tangencijalna sila  $dF_T$ , koja djeluje u smjeru obodne brzine, generira koristan moment koji je proporcionalan snazi:

$$dF_T = dF_L \sin \varphi + dF_D \cos \varphi \quad (3.26)$$

Za rotor koji ima  $B$  lopatica, ukupna aksijalna sila na polumjeru  $r$  iznosi:

$$dF_N = B \frac{1}{2} \rho w^2 (C_1 \cos \varphi + C_d \sin \varphi) c dr \quad (3.27)$$

Infinitezimalni moment koji nastaje uslijed tangencijalne sile na polumjeru  $r$ :

$$dM = BrdF_T \quad (3.28)$$

$$dM = B \frac{1}{2} \rho w^2 (C_1 \sin \varphi - C_d \cos \varphi) cr dr \quad (3.29)$$

Iz jednadžbe (3.29) može se jasno uočiti da otpor smanjuje tangencijalnu silu a time i moment te proizvedenu snagu. Koristeći opisanu teoriju elemenata lopatica moguće je izvesti jednadžbe za aksijalnu (3.27) i tangencijalnu silu i moment (3.28) kao funkcije relativnog kuta toka te karakteristika hidroprofila.

#### 3.4. Kombinacija teorije segmenata lopatica i teorije diska (*eng. BEM – Blade Element Momentum Theory*)

U prethodnim poglavljima više je puta spomenuta metoda koja kombinira teoriju diska i teoriju elemenata lopaticе. BEM metoda spaja ove dvije teorije koje na dva različita načina analiziraju turbinu. Teorija diska analizira turbinu kao rotirajući disk koji uzrokuje gubitke kinetičke energije. Sa stajališta jednadžbe očuvanja količine gibanja, brzina promjene količine gibanja jednaka je pogonskoj sili diska. Teorija elemenata lopatica promatra rotor kao određeni broj dvodimenzionalnih elemenata koji aproksimiraju lopaticu rotora turbine. U obje teorije uvode se indukcijski faktori kojima se opisuje utjecaj turbine na strujanje, odnosno brzinu strujanja. Izjednačavanjem jednadžbi za aksijalnu i tangencijalnu silu (moment) koje su dobivene iz teorije diska i teorije elemenata lopatica, dobivaju se sljedeće relacije:

$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma_b (C_1 \cos \varphi + C_d \sin \varphi)}{4 \sin^2 \varphi} \quad (3.30)$$

$$\frac{a'}{(1+a')} = \frac{\sigma_b (C_1 \sin \varphi - C_d \cos \varphi)}{4 \sin \varphi \cos \varphi} \quad (3.31)$$

U jednadžbama (3.30) i (3.31)  $\sigma_b$  predstavlja koeficijent čvrstoće rotora koji se definira prema jednadžbi:

$$\sigma_b = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (3.32)$$

Koeficijenti uzgona i otpora mijenjaju se nelinearno s promjenom napadnog kuta te je stoga za rješavanje jednadžbi (3.30) i (3.31) potrebno korištenje iterativnog postupka. BEM metoda ne uzima u obzir radijalnu komponentnu sile pa je stoga njena primjena ograničena. Kako bi se u obzir uzele određene pojave kao što je vrtloženje i miješanje sa slobodnom strujom fluida uvode se određene korekcije, najčešće u obliku faktora korekcije u jednadžbama (3.30) i (3.31). U realnom se strujanju uslijed razlike tlaka na konkavnoj i konveksnoj strani lopatice javlja vrtložno strujanje na vrhu lopatice, koje predstavlja sekundarno strujanje i povezuje se s određenim gubicima kinetičke energije. Na taj način dolazi do smanjenja sile uzgona, a posljedično i momenta te proizvedene snage. Usporedba rezultata BEM metode s rezultatima dobivenim korištenjem računalne dinamike fluida dovela je do spoznaje da se najveća odstupanja javljaju upravu na vrhu i u korijenu lopatice. U usporedbi s lopaticama vjetroturbine, lopatice kinetičkih vodnih turbina su manje uslijed znatno veće gustoće vode i većeg opterećenja. Na osnovu toga može se zaključiti da će i utjecaj gubitaka na vrhu lopatice biti značajniji kod kinetičkih vodnih turbina [33]. Iako postoje egzaktna rješenja za gubitke na vrhu lopatice, koja su predložili Bio-Savart i Bessel, problem je njihova primjena u okviru BEM metode. Pristup koji je predložio Prandtl je aproksimacija rješenja pomoću relativno jednostavne analitičke funkcije, korekcijskog faktora  $F$ , koji utječe na aerodinamičke (hidrodinamičke) sile. Glauert je pokazao da se navedeni korekcijski faktor može upotrijebiti u momentnoj jednadžbi BEM modela kako bi se dobile korigirane vrijednosti aksijalnih i tangencijalnih indukcijskih faktora. Prilikom konstrukcije lopatice pomoću BEM metode važno je u obzir uzeti i ovaj korekcijski faktor [64].

Faktor gubitka aproksimira smanjenje hidrodinamičke iskoristivosti na vrhu lopatice i može se izraziti kao:

$$F_{\text{tip}} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} e^{-f_{\text{tip}}} \quad (3.33)$$

Eksponent  $f_{\text{tip}}$  u jednadžbi (3.33) je:

$$f_{\text{tip}} = \frac{B}{2} \frac{R - r}{r \sin \varphi} \quad (3.34)$$

Xu i Sankar [63] su predložili korekciju Prandtlovog modela na način:

$$F_{\text{new}} = \frac{F_{\text{Prandtl}}^{0,85} + 0,5}{2}, \quad 0,7 < \frac{r}{R} < 1; \quad (3.35)$$

$$F_{\text{new}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right) \frac{1 - F_{\text{Prandtl}}\left(\frac{r}{R}=0,7\right)}{0,7}, \quad \frac{r}{R} < 0,7 \quad (3.36)$$

Izraz u obliku korekcijskog faktora koji uzima u obzir gubitke u korijenu lopatice, predlažu Moriarity i Hansen u [65]. Izraz je vrlo sličan onom za gubitke na vrhu lopatice, a koristi se za korekciju indicirane brzine koja nastaje kao posljedica vrtloga u blizini glavine rotora:

$$F_{\text{hub}} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} e^{-g} \quad (3.37)$$

EkspONENT jednadžbe (3.37) je:

$$g = \frac{B}{2} \frac{r - r_h}{r \sin \varphi} \quad (3.38)$$

Oba korekcijska faktora mogu se zamijeniti jednim faktorom koji obuhvaća gubitke na vrhu lopatice i gubitke u korijenu lopatice kako slijedi:

$$F = F_{\text{tip}} F_{\text{hub}} \quad (3.39)$$

Korekcijski faktor se direktno uvodi u jednadžbe za aksijalnu silu (potisak) i moment:

$$dT = 4a(1-a)\rho v_0^2 \pi r dr F; \quad (3.40)$$

$$dM = 4a'(1-a)\rho v_0 r^3 \pi \Omega dr F \quad (3.41)$$

Uvođenjem korekcijskog faktora, jednadžbe (3.30) i (3.31), koje proizlaze iz BEM modela, prelaze u:

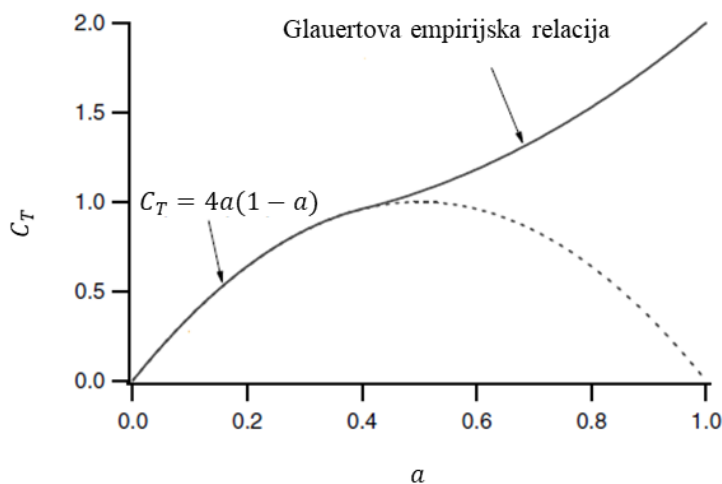
$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma_b(C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi)}{4 F \sin^2 \varphi} \quad (3.42)$$

$$\frac{a'}{(1+a')} = \frac{\sigma_b(C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi)}{4 F \sin \varphi \cos \varphi} \quad (3.43)$$

BEM metoda se u prethodno opisanom obliku ne može primijeniti na kinetičke vodne turbine sa statorom. Za proširenje i prilagodbu metode nužno je korištenje rezultata eksperimentalnih mjerenja ili rezultata numeričkih simulacija.

### 3.4.1. Korekcije BEM metode za visoke vrijednosti aksijalnog induksijskog faktora

Za visoke vrijednosti aksijalnih induksijskih faktora,  $a > 0,5$  pretpostavke na kojima se temelji BEM metoda prestaju vrijediti. To se događa kada turbina radi u području visokih vrijednosti omjera na vrhu lopatica (velika brzina vrtnje, male brzine strujanja vode). Ove visoke vrijednosti aksijalnih induksijskih faktora odgovaraju uvjetima strujanja u kojima dolazi do pojave povratnog (uzvodnog) toka iza turbine, koje je potpuno nekompatibilno s teorijom diska, koja pretpostavlja strujanje kroz strujnu cijev. Takvo strujanje je nefizikalno a ono što se u realnosti događa je zapravo turbulentno strujanje i recirkulacija iza rotora (*eng. turbulent wake state*). Tok iza turbine se usporava, ali aksijalna sila nastavlja rasti, pa stoga BEM metoda daje nerealno niske vrijednosti koeficijenta potiska u slučaju visokih vrijednosti aksijalnih induksijskih faktora, kao što je prikazano na slici 10.



Slika 10. Koeficijent potiska u ovisnosti o aksijalnom induksijskom faktoru (korekcija za  $a > 0,4$ ) [61]

Može se zaključiti da, iako je ova metoda vrlo učinkovita za konstrukciju lopatice i analizu karakteristika u projektnim uvjetima rada, njena primjenjivost u vanprojektnim uvjetima je još uvijek otvoreno pitanje. Isto tako, podaci o koeficijentima uzgona i otpora  $C_l$  i  $C_d$  u BEM metodi se dobivaju pomoću 2D analize strujanja oko stacionarnih profila, koje se prilično

razlikuje od realnog 3D strujanja oko rotirajuće lopatice. Glauert je proveo eksperiment s ravnom pločom kojim je pokazao da je koeficijent potiska za  $a > 0,4$  znatno viši od onog koji se dobije BEM modelom. Kako bi se poboljšala BEM metoda i učinila primjenjivom i u vanprojektnim uvjetima rada predloženo je nekoliko empirijskih modela koji su opisani u nastavku.

#### 3.4.1.1. Glauert-ov model

Glauert je razvio empirijski model za korekciju uslijed turbulentnog strujanja iza turbine na osnovu eksperimentalnih podataka. Ovaj model se kombinira s već spomenutim Prandtlvim modelom za korekciju gubitaka koji nastaju uslijed razlike tlaka između konkavne i konveksne površine lopatice te sekundarnog strujanja na vrhu lopatice koje dovodi do smanjenja sile uzgona. Glauertov model u kombinaciji s Prandtlvim modelom se zapisuje kao:

$$a = (1/F)[0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_T)}], a > 0,4 \quad (3.44)$$

Ovaj model je u kombinaciji s Prandtlvim modelom široko rasprostranjen u analizi aerodinamike vjetroturbina.

#### 3.4.1.2. Spera model

Spera model daje linearnu ovisnost između koeficijenta potiska  $C_T$  i aksijalnog induksijskog faktora iznad kritične vrijednosti aksijalnog induksijskog faktora  $a_c = 0,2$ .

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a)F, & a \leq a_c \\ 4(a_c^2 + (1-2a_c)a)F, & a > a_c = 0,2 \end{cases} \quad (3.45)$$

Glavni nedostatak ovog modela je relativno niska vrijednost kritičnog induksijskog faktora, što znači da će veći dio elemenata lopatica biti u području gdje je nužna korekcija.

#### 3.4.1.3. Vaz model

Novije istraživanje, predstavljeno u [66], pokazuje da Glauertov model ne može dati pouzdane rezultate za niske vrijednosti omjera brzina na vrhu lopatice ( $< 2$ ), pa stoga predlaže modifikaciju Glauertove korekcije. Ovaj model daje ovisnost koeficijenta potiska  $C_T$  o

aksijalnom induksijskom faktoru  $a$ , i aksijalnom induksijskom faktoru iza turbine  $b$ , kako slijedi:

$$a = \frac{b}{2} \left[ 1 - \frac{b^2(1-a)}{4 \cdot TSR^2 \cdot (b-a)} \right] \quad (3.46)$$

$$C_T = 2b \left[ 1 - \frac{a}{2}(5-3a) \right] F, \quad a > 1/3 \quad (3.47)$$

#### 3.4.1.4. Marshall-ov i Buhl-ov model

Kada se Glauert-ov model kombinira s Prandtl-ovim korekcijskim faktorom dolazi do numeričke nestabilnosti zbog postojanja raskoraka između krivulje dobivene BEM metodom i Glauertove krivulje za vrijednost korekcijskog faktora  $F = 0,9$ . Navedeni problem je detaljno analiziran u [67]. Kao rješenje predlaže se krivulja koja omogućuje glatki prijelaz s momentne krivulje na Glauertovu krivulju, a opet ima zadovoljavajuće poklapanje s eksperimentalnim rezultatima:

$$C_T = \frac{8}{9} + \left( 4F - \frac{40}{9} \right) a + \left( \frac{50}{9} - 4F \right) a^2, \quad a > 0,4 \quad (3.48)$$

U području kinetičkih vodnih turbina uglavnom se koriste prethodno opisani modeli, iako su oni primarno razvijeni za vjetroturbine. Model koji je formuliran konkretno za kinetičke turbine koje se primjenjuju u morima, opisan je u [33], baziran je na Buhlo-ovom modelu uz određene modifikacije:

$$C_T = \frac{4C_{T,a=1}}{9} + \left( 4F - \frac{20C_{T,a=1}}{9} \right) a + \left( \frac{25C_{T,a=1}}{9} - 4F \right) a^2, \quad a > 0,4 \quad (3.49)$$

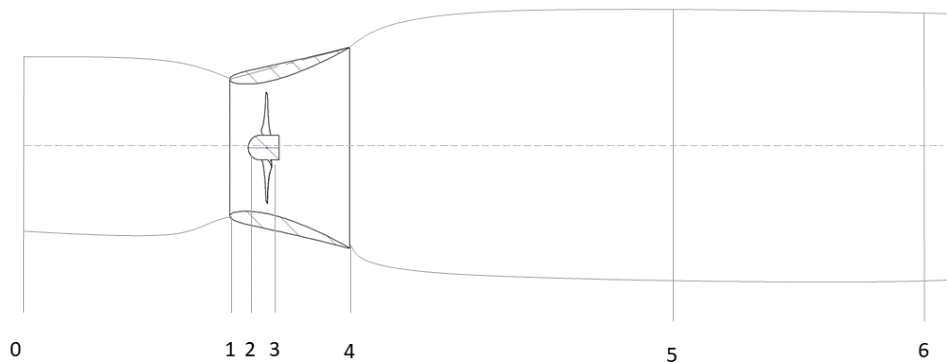
U jednadžbi (3.49) se koristi vrijednost koeficijenta potiska za aksijalni induksijski faktor jednak 1, dobiven korištenjem jednadžbe (3.48). Ovaj model je uspoređen repliciranjem eksperimenta koristeći modela kinetičke vodne turbine za primjenu i moru u vanprojektnim uvjetima rada na vrlo visokim vrijednostima omjera brzina na vrhu lopatica  $TSR$ . Rezultati dobiveni modelom uspoređeni su s eksperimentalnim podacima te je zaključeno da se za niže vrijednosti  $C_{T,a=1}$  ostvaruju bolja slaganja s eksperimentom.



### 3.5. Empirijski modeli za analizu hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih turbina sa statorom

Za analizu konstrukcijskih izvedbi s difuzorom u novije vrijeme predloženo je nekoliko modela koji su ipak ograničeni na točno određene geometrijske oblike difuzora. U nastavku je opisan jedan takav model predstavljen u [32].

Utjecaj difuzora može se kategorizirati prema četiri glavna kriterija: omjeru ulazne površine difuzora i grla difuzora; odvajanju toka unutar difuzora; smanjenju tlaka na izlazu iz difuzora i povezanih viskoznih gubitaka. Analitički model predložen u [61] dovodi u relaciju promjenu brzine pomoću Bernullijeve jednadžbe s promjenom tlaka na raznim lokacijama unutar strujne cijevi koja je prikazana na slici 11.



Slika 11. Shematski prikaz primjene teorija diska na turbinu s difuzorom

To se može izraziti preko unutarnje iskoristivosti  $\eta_{02}$ , iskoristivosti difuzora  $\eta_{34}$  i koeficijenta tlaka  $C_{p,b}$ , kako slijedi:

$$\eta_{02} = \frac{p_2 - p_0}{\frac{1}{2}\rho(v_0^2 - v_2^2)} \quad (3.50)$$

$$\eta_{34} = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2}\rho v_3^2 \left(1 - \frac{A_3^2}{A_4^2}\right)} \quad (3.51)$$

$$C_{p,b} = \frac{p_0 - p_4}{\frac{1}{2}\rho v_0^2} \quad (3.52)$$

Za rješavanje ovih jednadžbi nužno je provođenje eksperimentalnih mjerenja ili numeričkih simulacija. Ovaj analitički okvir je preuzet i u istraživanju predstavljenom u [34] gdje su provedene numeričke simulacije korištenjem stacionarne Reynoldsove osrednjene Navier–Stokesove jednadžbe. Razmatrano je deset geometrija difuzora, a svi difuzori su imali poprečni presjek u obliku aeroprofila NACA 0015. Iskoristivost difuzora, dana jednadžbom (3.53) i koeficijent tlaka su parametrizirani u funkciji geometrije difuzora i koeficijenta potiska. Iskoristivost difuzora  $\eta_{34}$  ovisi o unutarnjem kutu izlaznog dijela difuzora  $\theta_{4,u}$ , ekspanzijskom omjeru  $A_3/A_4$  i omjeru kontrakcije ulazne površine  $A_1/A_2$ . Fizikalno gledano, to je dovoljan broj parametara da bi se definirala iskoristivost difuzora, koja karakterizira odvajanje toka unutar difuzora. Na temelju rezultata prethodno provedenih numeričkih simulacija, zanemaren je utjecaj koeficijenta potiska na iskoristivost difuzora. Koeficijent tlaka dan jednadžbom (3.54) ovisi o ekspanzijskom omjeru  $A_3/A_4$ , vanjskom kutu izlaznog dijela difuzora  $\theta_{4,v}$  i koeficijentu potiska  $C_T$ :

$$\eta_{34} = a_1 + b_1 \frac{A_3}{A_4} + c_1 \theta_{4,u} + d_1 \frac{A_1}{A_2} \quad (3.53)$$

$$C_{p,b} = a_2 + b_2 \frac{A_3}{A_4} + c_2 \theta_{4,v} + (d_2 + e_1 \theta_{4,v}) C_T + f_1 C_T \quad (3.54)$$

Za sve geometrije koeficijenti u jednadžbama se određuju metodom najmanjih kvadrata korištenjem rezultata računalne dinamike fluida. Izraz za promjenu tlaka prolaskom kroz difuzor moguće je definirati pomoću jednadžbe kontinuiteta kao:

$$C_{p,34} = \frac{p_4 - p_3}{\frac{1}{2} \rho v_3^2} = \eta_{34} \left( 1 - \frac{A_3^2}{A_4^2} \right) \quad (3.55)$$

Ako se zanemari sekundarno rotirajuće strujanje, aksijalni induksijski faktor može se izraziti na sljedeći način:

$$1 - a = \sqrt{\frac{\eta_{02} - C_T + C_{p,b}}{\eta_{02} - C_{p,34}}} \quad (3.56)$$

Ovaj empirijsko-analitički model je validiran usporedbom s koeficijentima potiska i koeficijentima snage koji su dobiveni CFD simulacijama, a slaganje rezultata je zadovoljavajuće. Primjenjivost izračunatih koeficijenata na modele difuzora drugih

geometrijskih oblika ipak je ograničena i upućuje na potrebu za daljnjim numeričkim i eksperimentalnim istraživanjima turbina s drugačijim izvedbama statora.

### 3.6. Računalna dinamika fluida

Računalna dinamika fluida je grana mehanike fluida koja koristi numeričke metode i algoritme za rješavanje matematičkih modela koji opisuju strujanje fluida. Razvojem računala posljednjih desetljeća stvoreni su uvjeti za korištenje računalne dinamike fluida za rješavanje sustava nelinearnih parcijalnih diferencijalnih jednačbi. Ove jednačbe nemaju opće analitičko rješenje, a to posebno vrijedi za turbulentno strujanje. U tom slučaju koriste se osrednjene Navier-Stokesove jednačbe i modeli turbulencije.

U usporedbi s eksperimentalnim istraživanjima, računalna dinamika fluida zahtjeva manje vremena i troškova za pripremu i provedbu. Prednost je i mogućnost provođenja simulacije u realnoj veličini i originalnim uvjetima, dok se za potrebe eksperimenta često koriste umanjeni modeli. Važno je napomenuti da se eksperimentalni i numerički pristup često međusobno nadopunjuju i kombiniraju.

U ovom se radu koristi računalna dinamika fluida za numeričko modeliranje različitih konstrukcijskih izvedbi kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje. U tu svrhu koristi se komercijalni CFD programski paket ANSYS Fluent koji ima velik broj ugrađenih fizikalnih modela, pa se odabire varijanta modela koji odgovara opisanom problemu. Cijeli postupak se u organizacijskom smislu može podijeliti u tri faze (kao i većina drugih problema strujanja fluida): faza pripreme geometrije i diskretizacije prostorne domene (predprocesor), faza odabira matematičkog modela, postavljanja rubnih uvjeta i rješavanja sustava jednačbi i faza analize rezultata (postprocesor). Započinje se definiranjem problema te izborom odgovarajućeg modela. Zatim je potrebno definirati računalnu domenu (područje proračuna) i provesti prostornu diskretizaciju koja podrazumijeva podjelu područja proračuna na određeni broj manjih volumena. Rezultat diskretizacije proračunskog prostora je geometrijska mreža. U pravilu veći broj kontrolnih volumena, odnosno gušća mreža, daje veću točnost rezultata ali i zahtjeva veće računalne resurse, pa je odabir broja kontrolnih volumena kompromis između ova dva zahtjeva. Nakon toga se postavljaju svojstva fluida te se zadaju rubni uvjeti. Numeričko rješavanje uključuje odabir numeričkih shema diskretizacije pomoću kojih se vrši diskretizacija parcijalnih diferencijalnih jednačbi na geometrijskoj mreži. Rezultat ove diskretizacije je

sustav algebarskih jednadžbi koje se rješavaju iterativnim postupkom. Postprocesiranje se provodi kao završna faza i podrazumijeva vizualizaciju rješenja koja su povezana s čvorovima, odnosno volumenima mreže, a služi i za izračunavanje pojedinih integralnih veličina [68].

### 3.6.1. Matematički model

U ovom radu koristi se matematički model koji opisuje turbulentno, nestlačivo, izotermno strujanje fluida bez utjecaja gravitacije. Za opisivanje strujanja koriste se fundamentalni fizikalni zakoni i to jednadžba očuvanja mase i jednadžba očuvanja momenta količine gibanja. Razmatra se izotermno strujanje, pa stoga energetska jednadžbu nije potrebno rješavati. Zakon očuvanja mase odnosno jednadžba kontinuiteta može se zapisati na sljedeći način:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.57)$$

Jednadžba očuvanja količine gibanja za nestlačivo strujanje zapisuje se na sljedeći način:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}; \quad (3.58)$$

gdje je  $u$  vektor brzine,  $p$  iznos tlaka, a  $\tau_{ij}$  je tenzor viskoznih napreznja:

$$\partial \tau_{ij} = 2\mu S_{ij}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.59)$$

gdje je  $\mu$  dinamička viskoznost, a  $S_{ij}$  tenzor brzine deformacije. Ove jednadžbe su poznate kao Navier-Stokesove jednadžbe.

### 3.6.2. Modeliranje turbulencije

Problemi povezani s modeliranjem turbulentnog strujanja u računalnoj dinamici fluida proizlaze iz prirode ovog strujanja koje je nepravilno i karakterizirano širokim rasponom vremenskih i prostornih skala. Turbulentno strujanje je najčešći oblik strujanja i pojavljuje se pri visokim vrijednostima Reynoldsovog broja [69]. Polja fizikalnih veličina se u slučaju turbulentnog strujanja mijenjaju stohastično u vremenskim i prostornim koordinatama, pa je za provođenje direktne numeričke simulacije potreban vrlo mali korak prostorne i vremenske diskretizacije. Kako bi se smanjili potrebni računalni resursi i povećala vremenska učinkovitost

proračuna, turbulencija se modelira osrednjavanjem svih fizikalnih veličina. Reynoldsovo osrednjavanje Navier-Stokesovih jednadžbi podrazumijeva rastavljanje fizikalne veličine na vremenski osrednjenu vrijednost i fluktuirajući (pulsirajući) dio:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.60)$$

gdje je  $\bar{u}_i$  vremenski osrednjena vrijednost brzine a  $u_i'$  trenutna fluktuacija. Osim brzine rastavljaju se i druge fizikalne veličine, kao primjerice tlak:

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.61)$$

Osrednjavanjem jednadžbi (3.57) i (3.58) dobivaju se Reynoldsove osrednjene Navier-Stokes jednadžbe (RANS jednadžbe):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.62)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \quad (3.63)$$

Jednadžbe (3.62) i (3.63) odnose se na osrednjeno strujanje ali se fluktuirajuće (pulsirajuće) strujanje pojavljuje u zadnjem članu jednadžbe (3.63),  $\overline{\rho u_i' u_j'}$ . Taj član predstavlja turbulentnu difuziju količine gibanja, odnosno proces prijenosa količine gibanja putem turbulentnog miješanja skupine čestica fluida. Turbulentna difuzija količine gibanja se naziva Reynoldsovo naprezanje, koje je simetrični tenzor sa šest nepoznanica, a koji je potrebno modelirati da bi se zatvorio sustav jednadžbi. Za modeliranje šest komponenti tenzora Reynoldsovih naprezanja jednim nepoznatim poljem turbulentne viskoznosti koristi se hipoteza Boussinesqa:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.64)$$

Turbulentna viskoznost  $\mu_t$  je posljedica turbulentne difuzije količine gibanja a ne fizikalno svojstva fluida. Član  $k$  je kinetička energija turbulencije, a nepoznato polje  $\mu_t$  se modelira s pomoću jedne ili više transportnih jednadžbi, ovisno o modelu turbulencije. U nastavku su opisana tri modela turbulencije koji se u dostupnoj literaturi najčešće koriste za računanje polja brzine i tlaka kod kinetičkih vodnih turbina [68].

### 3.6.2.1. Spalart-Allmaras model

Spalart-Allmaras model turbulencije ima jednu dodatnu transportnu jednadžbu, a razvijen je primarno za strujanja u aerodinamici. Od 1992. godine, kada je objavljen ovaj model, pojedini dijelovi jednadžbe su modificirani [70]. Model daje dobre rezultate u slučaju pojave negativnog (padajućeg) gradijenta tlaka. Transportna jednadžba za kinematičku turbulentnu viskoznost  $\nu_t$  je dana sljedećim izrazom:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\nu_t) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\nu_t u_j) \\ = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\nu_t}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\nu_t) \frac{\partial \nu_t}{\partial x_j} \right\} + C_{b_2} \rho \left( \frac{\partial \nu_t}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_{\nu_t} \end{aligned} \quad (3.65)$$

gdje je  $G_\nu$  produkcija turbulentne viskoznosti,  $Y_\nu$  je destrukcija turbulentne viskoznosti koja se pojavljuje u blizini stijenke,  $\sigma_{\nu_t}$  i  $C_{b_2}$  su konstante,  $\nu$  je molekularna viskoznost, a  $S_{\nu_t}$  izvorski član. Iako je ovaj model najviše korišten u zrakoplovstvu, u posljednje vrijeme postao je popularan i za numeričko modeliranje strujanja u turbostrojevima.

### 3.6.2.2. Relizable $k - \varepsilon$ model turbulencije

$k - \varepsilon$  model turbulencije ima dvije transportne jednadžbe i jedan je od najraširenijih modela turbulencije. Jedna jednadžba je za turbulentnu energiju  $k$ , a druga za turbulentnu disipaciju  $\varepsilon$ . Osnovne pretpostavke modela su potpuno turbulentno strujanje i zanemaruje se utjecaj molekularne viskoznosti. Za razliku od standardnog  $k - \varepsilon$  modela, relizable  $k - \varepsilon$  model ima novu formulaciju za turbulentnu viskoznost. Druga razlika je nova transportna jednadžba za turbulentnu disipaciju. Transportne jednadžbe za  $k$  i  $\varepsilon$  u relizable  $k - \varepsilon$  modelu turbulencije su:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{1\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.67)$$

$$C_1 = \max\left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right]; \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}; \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

U jednadžbama (3.66) i (3.67)  $G_k$  predstavlja generiranu turbulentnu kinetičku energiju uslijed gradijenata srednje brzine,  $G_b$  je generirana turbulentna kinetička energija uslijed uzgona,  $Y_M$  je doprinos fluktuirajućih dilatacija u ukupnoj stopi disipacije,  $C_2$  i  $C_{1\varepsilon}$  su konstante,  $\sigma_k$  i  $\sigma_\varepsilon$  su turbulentni Prandtlovi brojevi za  $k$  i  $\varepsilon$ , dok su  $S_k$  i  $S_\varepsilon$  izvorski članovi. Detaljniji opis modela može se pronaći u [71] i [72]. U usporedbi sa standardnim  $k - \varepsilon$  modelom, ovaj model pokazuje bolje karakteristike kod strujanja koja uključuju rotaciju, negativan gradijent tlaka, odvajanje toka i recirkulaciju nego je to slučaj sa standardnim modelom.

### 3.6.2.3. $k - \omega$ SST (shear stress transport) model turbulencije

Problemi prilikom korištenja  $k - \varepsilon$  modela najviše se očituju kod negativnog gradijenta tlaka i prilikom pojave povratnog (natražnog) strujanja. Za razliku od ovih modela,  $k - \omega$  modeli daju bolje rezultate u slučaju negativnih gradijenata tlaka te se bolje slažu s eksperimentalnim podacima za dvodimenzionalna strujanja u u graničnom sloju [74]. U  $k - \omega$  modelu turbulencije transportna jednadžba za turbulentnu kinetičku energiju se rješava zajedno s jednadžbom za brzinu disipacije turbulentne kinetičke energije  $\omega = \varepsilon/k$ .

Kombinacijom ova dva modela nastao je  $k - \omega$  SST model koji za područje u graničnom sloju i u blizini zida koristi  $k - \omega$  model, dok se za strujanje daleko od zida koristi  $k - \varepsilon$  model [75]. Time se eliminira i problem osjetljivosti mnogih  $k - \omega$  modela o rubnim uvjetima daleko od zida. Za strujanja koja su karakterizirana pojavom negativnog gradijenta tlaka, razina vrtložne viskoznosti određuju točnost turbulentnog modela u predviđanju pojave odvajanja toka. Kako standardni  $k - \omega$  model ne daje dobre rezultate u slučaju tlakom iniciranog odcjepljenja toka, modelu je dodano Bradshaw-ovo zapažanje da je turbulentno smično naprezanje proporcionalno turbulentnoj kinetičkoj energiji u tragu iza graničnog sloja. Model je opisan sljedećim jednadžbama:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{U}) = \tau_{ij} \nabla \vec{U} - \beta^* \rho \omega k + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k]; \quad (3.68)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \nabla \cdot (\rho\omega\vec{U}) \\
& = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \nabla \vec{U} - \beta^* \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] \\
& + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega;
\end{aligned} \tag{3.69}$$

gdje  $F_1$  označava funkciju miješanja koja se formulira na način da se pretpostavi jedinična vrijednost unutar viskoznog podsloja gdje se aktivira originalni  $k - \omega$  model, a zatim postepeno prelazi na nulu daleko od zida gdje se aktivira  $k - \varepsilon$  model.

$$\psi = F_1 \psi_1 + (1 - F_1) \psi_2 \tag{3.70}$$

gdje je  $\psi$  konstanta za  $k - \omega$  SST model,  $\psi_1$  konstanta za  $k - \omega$  model a  $\psi_2$  odgovara konstanti  $k - \varepsilon$  modela.

Konstante modela  $k - \omega$  definirane su kako slijedi:

$$\sigma_{k1} = 0,85, \sigma_{\omega 1} = 0,5, \beta_1 = 0,075, a_1 = 0,31, \beta^* = 0,09, \kappa = 0,41$$

$$\gamma_1 = \beta_1 / \beta^* - \sigma_{\omega 1} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}$$

Vrtložna viskoznost definirana je na sljedeći način:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Phi F_2)} \tag{3.80}$$

gdje je  $\Phi$  apsolutna vrijednost vrtloga a  $F_2$  je dan kao:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2), \arg_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}; \frac{500 \nu}{y^2 \omega}\right) \tag{3.81}$$

gdje je  $y$  udaljenost između površina dviju ćelija. Konstante modela  $k - \varepsilon$  su:

$$\sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0,856, \beta_2 = 0,0828, \beta^* = 0,09, \kappa = 0,41, \gamma_2 = \beta_2 / \beta^* - \sigma_{\omega 2} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}, \text{ uz:}$$

$$\nu_t = \frac{k}{\omega}; \tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij};$$



$$\arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}; \frac{500\nu}{y^2\omega}; \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right) \right],$$

gdje je  $\delta_{ij}$  Kroneckerova delta a  $CD_{k\omega}$  je pozitivni dio difuzijskog člana koji se pojavljuje prilikom transformacije iz  $k - \varepsilon$  modela u  $k - \omega$  model u područjima u blizini zida:

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right)$$

Ova svojstva  $k - \omega$  SST modela čine ga točnijim i pouzdanijim za korištenje kod strujanja s negativnim gradijentom tlaka, kao što je to slučaj kod kinetičkih vodnih turbina. Ovaj model je stoga izabran u sklopu ovog rada u svim numeričkim simulacijama strujanja u turbinama različitih izvedbi.

### 3.6.3. Metoda pokretnog koordinatnog sustava (*MRF- eng. Moving Reference Frame*)

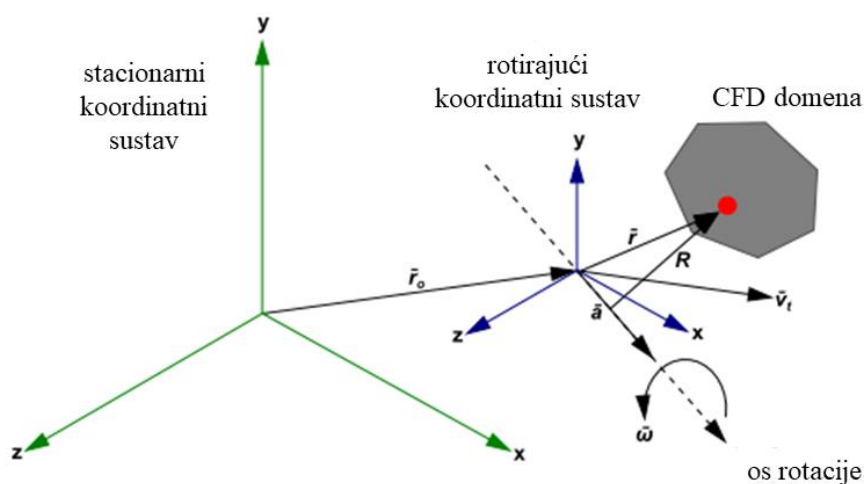
U ovom radu koristi se komercijalni programski paket ANSYS Fluent koji konvencionalno rješava jednadžbe strujanja fluida u stacionarnom koordinatnom sustavu. Za numeričko modeliranje kinetičkih vodnih turbina potrebno je u obzir uzeti rotaciju lopatica rotora turbine. U tu svrhu moguće je koristiti dva pristupa: metodu rotirajuće mreže (*SM eng. Sliding Mesh*) i metodu pokretnog koordinatnog sustava (*MRF- eng. Moving Reference Frame*). Metoda rotirajuće mreže računalno je vrlo zahtjevna pa je stoga odabrana robusnija i vremenski manje zahtjevna metoda pokretnog koordinatnog sustava. Pomoću metode pokretnog koordinatnog sustava nestacionarni tok u stacionarnom koordinatnom sustavu transformira se u stacionarni tok u pokretnom (rotirajućem) koordinatnom sustavu. Aktivacijom modela pokretnog koordinatnog sustava, jednadžba količine gibanja se modificira kako bi se ugradio dodatni član kojim se omogućuje prijelaz sa stacionarnog (mirujućeg) koordinatnog sustava na pokretni (rotirajući) koordinatni sustav. Shematski prikaz transformacije stacionarnog (inercijskog) koordinatnog sustava u rotirajući (neinercijski) koordinatni sustav dan je na slici 12. Kao što se može uočiti na slici 12,  $\vec{v}_t$  je brzina translacije, a  $\vec{\omega}$  je kutna brzina rotirajućeg koordinatnog sustava u odnosu na stacionarni koordinatni sustav. Ishodište rotirajućeg koordinatnog sustava definirano je pomoću vektora položaja  $\vec{r}_0$ . Os rotacije definirana je pomoću jediničnog vektora  $\hat{a}$  na način da vrijedi:  $\vec{\omega} = \omega\hat{a}$ . Domena proračuna definira se tako da se proizvoljna točka u domeni može opisati preko vektora  $\vec{r}$  koji je definiran u odnosu

na rotirajući koordinatni sustav. Brzina fluida koja prelazi iz stacionarnog koordinatnog sustava se transformira tako da za rotirajući koordinatni sustav iznosi:

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad (3.82)$$

gdje je  $\vec{v}_r$  relativna brzina u odnosu na pokretni koordinatni sustav,  $\vec{v}$  apsolutna brzina u odnosu na mirujući koordinatni sustav, a  $\vec{u}_r$  je definiran prema jednadžbi:

$$\vec{u}_r = \vec{v}_t + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.83)$$



Slika 12. Shematski prikaz mirujućeg i rotirajućeg koordinatnog sustava [71]

Kada se riješe jednadžbe u rotirajućem koordinatnom sustavu, ubrzanje fluida se dodaje kao dodatni član u jednadžbi količine gibanja. Za formulaciju transportnih jednadžbi mogu se koristiti relativne brzine kao ovisne varijable (relativna formulacija). Osim relativne formulacije postoji i apsolutna formulacija koja je izabrana u ovom radu zbog jednostavnosti modela.

Jednadžba očuvanja mase dana je jednadžbom:

$$\nabla \cdot \vec{v}_r = 0 \quad (3.84)$$

Jednadžba količine gibanja:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \vec{v} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho \cdot [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\nabla p + \nabla \vec{\tau} + \vec{F} \quad (3.85)$$

Kod rotirajućeg koordinatnog sustava između rotirajućih i stacionarnih zona računalne domene potrebno je definirati sučelje (*eng. interface*).

### 3.6.4. Opća skalarna transportna jednačnja

ANSYS Fluent koristi metodu kontrolnih volumena da bi se opća skalarna transportna jednačnja prevela u sustav algebarskih jednačnji koje se onda mogu riješiti numerički. Metoda kontrolnog volumena sastoji se od integracije transportnih jednačnji po svakom kontrolnom volumenu pri čemu se dobivaju diskretizirane jednačnje koje izražavaju zakone očuvanja za kontrolni volumen.

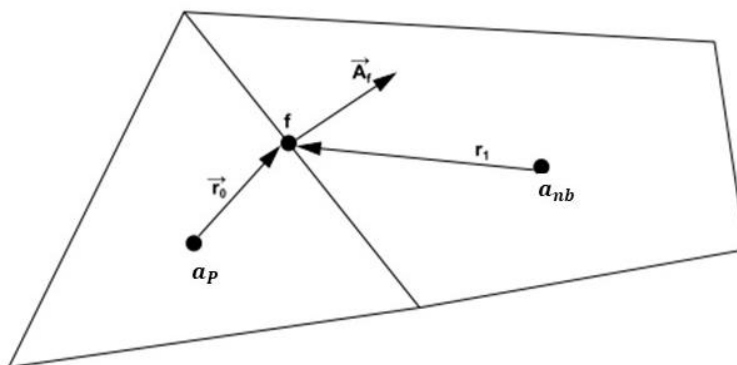
Diskretizacija općih transportnih jednačnji može se prikazati pomoću jednačnji očuvanja za transport skalarnu veličine  $\phi$ . Sljedeća jednačnja je napisana u integralnom obliku za proizvoljan kontrolni volumen:

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint_A \rho \phi \vec{v} \cdot \vec{dA} = \oint_A \Gamma_\phi \cdot \nabla \phi \cdot \vec{dA} + \int_V S_\phi dV \quad (3.86)$$

Ova jednačnja primjenjuje se za svaki kontrolni volumen unutar računalne domene. Diskretizacijom jednačnje (3.86) dobiva se:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_f} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.87)$$

gdje je  $N_f$  broj stranica koje zatvaraju kontrolni volumen. Primjer jednog dvodimenzionalnog kontrolnog volumena je dan na slici 13 u svrhu ilustracije diskretizacije skalarnu transportne jednačnje.



Slika 13. Kontrolni volumen za ilustraciju diskretizacije opće skalarnu transportne jednačnje [71]

### 3.6.5. Rubni uvjeti

U sustav diskretiziranih jednadžbi potrebno je ugraditi i rubne uvjete, koje se s matematičkog stajališta mogu podijeliti na Dirichletove rubne uvjete, Von Neumannove rubne uvjete i Robinove (mješovite) rubne uvjete. Za pravilno zadavanje rubnih uvjeta potrebno je poznavati problem koji se rješava. S fizikalnog stajališta razlikuju se sljedeći rubni uvjeti: ulazna granica, kroz koju fluid ulazi u domenu (za koju se koristi Dirichlet-ov rubni uvjet); izlazna granica; nepropusna stjenka, ravnina simetrije te periodička granica. Periodička granica je korištena u sklopu ovog rada za reduciranje područja proračuna pa je tako domena u obliku valjka, zamijenjena manjom domenom, koja iznosi 1/3 volumena valjka (s obzirom na to da se analizira rotor s tri lopatice) [73].

### 3.6.6. Rješavanje sustava jednadžbi

Diskretizirana opća skalarna transportna jednadžba (3.87) sadrži nepoznatu varijablu  $\phi$  u središtu promatranog kontrolnog volumena i nepoznate varijable u susjednim kontrolnim volumenima (ćelijama). Takva jednadžba će u pravilu biti nelinearna, a u linearnom obliku može se zapisati na sljedeći način:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.88)$$

gdje indeks  $nb$  označava susjedni kontrolni volumen, dok su  $a_p$  i  $a_{nb}$  linearizirani koeficijenti za  $\phi_p$  i  $\phi_{nb}$ . Ova se jednadžba može zapisati za svaki kontrolni volumen, pa se konačno za cijelu računalnu domenu dobiva sustav linearnih algebarskih jednadžbi.

Diskretizacija opće skalarne transportne jednadžbe može se primijeniti i za diskretizaciju jednadžbe količine gibanja:

$$a_p v_p = \sum_{nb} a_{nb} v_{nb} + \sum p_f A \cdot \vec{A}_f + S \quad (3.89)$$

Kada bi polje tlaka i maseni protok bili *a priori* poznati, jednadžba (3.89) bi se mogla riješiti na opisani način i pri tome bi se dobilo polje brzine. Međutim, to nije slučaj pa se polje tlaka i maseni protok dobivaju kao dio rješenja. U tu svrhu odabrana je PRESTO (eng. *PREssure STaggering Option*) za rekonstrukciju vrijednosti tlaka na stranicama konačnih volumena. Diskretizirana jednadžba kontinuiteta dana je jednadžbom (3.90):

$$\sum_f^{N_f} I_f = 0, \quad (3.90)$$

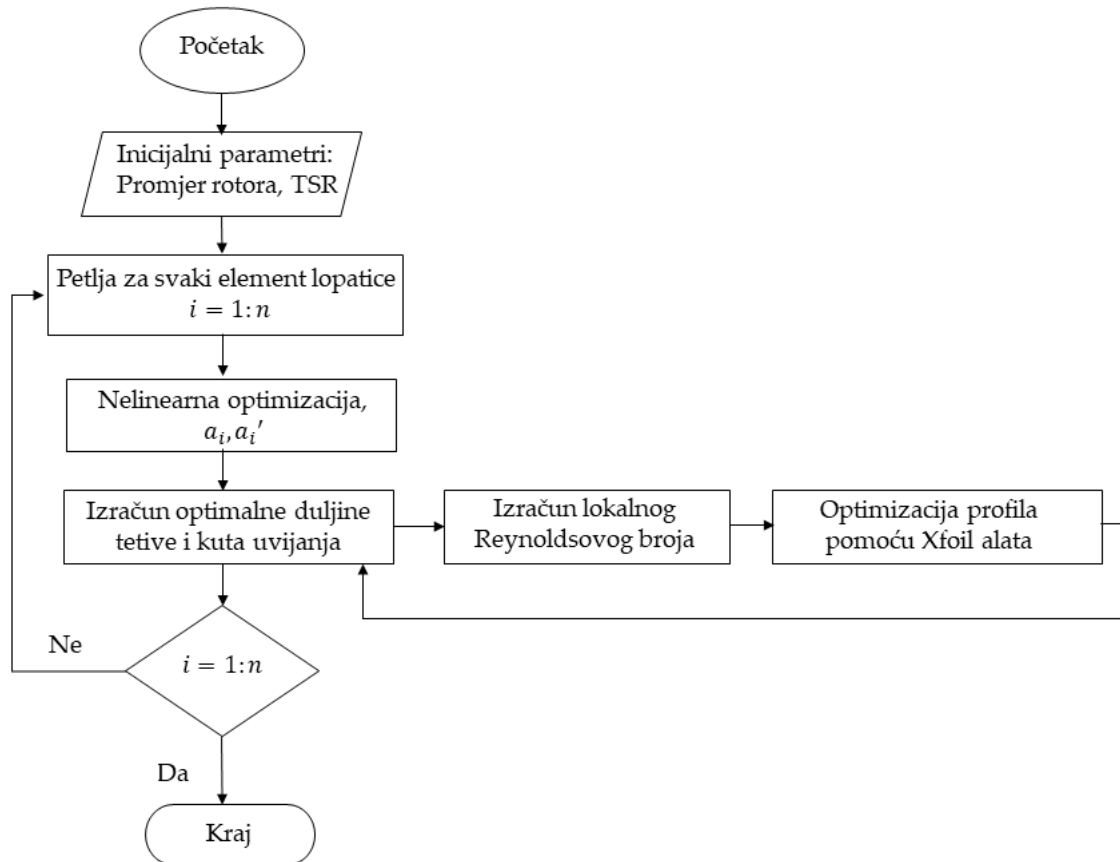
gdje je  $I_f$  maseni protok kroz površinu (stranicu)  $f$ ,  $\rho A_f v_{fn}$ . Za rješavanje sustava jednadžbi koristi se povezivanje brzine i tlaka pomoću SIMPLE (eng. *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*) algoritma. Da bi se ostvarila konvergencija rješenja stacionarnih simulacija, koje u pravilu imaju malu dijagonalnu dominantnost, potrebno je koristiti podrelaksacijske faktore.

## 4. PRIJEDLOG KONSTRUKCIJSKIH POBOLJŠANJA

### 4.1. Integrirani pristup konstruiranju profila i lopatice

Konstrukcija rotora turbine s horizontalnom osi vrtnje se obično temelji na BEM teoriji (*eng. Blade Element Momentum Theory*), koja je zapravo kombinacija teorije diska i teorije elemenata lopatica. Ova je metoda najčešće korištena za konstrukciju lopatica vjetroturbina s horizontalnom osi vrtnje, a kada se kombinira s naprednim optimizacijskim algoritmima, konstrukcija lopatica može biti značajnije poboljšana a sam postupak konstrukcije ubrzan[79]. Prilikom konstrukcije kinetičkih vodnih turbina potrebno je razmotriti dodatni konstrukcijski zahtjev, a to je sigurnost od pojave kavitacije. Kada je taj uvjet zadovoljen, BEM metoda se može koristiti za određivanje karakteristika i optimalne duljine tetive profila lopatice po visini, kao i kutova uvijanja lopatice rotora.

U ovom radu predlaže se integrirani pristup konstruiranju hidroprofila i lopatice rotora kinetičkih vodnih turbina temeljen na opće prihvaćenoj BEM metodi, detaljnije opisanoj u prethodnom poglavlju rada. Kako bi se omogućilo korištenje optimizacijskih algoritama, matematički model prikazan u prethodnom poglavlju zapisan je kao optimizacijski problem, u formi funkcije cilja i pripadajućih ograničenja. Slika 14 prikazuje dijagram toka za integrirani pristup konstruiranju lopatice rotora, temeljen na genetskom algoritmu. Rezultat koji se dobije korištenjem ovakvog pristupa je hidrodinamički oblikovana lopatica koja se može zapisati u obliku splajnova. Takav je zapis prikladan za daljnju analizu korištenjem računalne dinamike fluida ali i za proizvodnju podržanu računalom. Prije konstruiranja profila i određivanja geometrije lopatice nužno je definirati parametre kao što su promjer rotora i omjer brzina na vrhu lopatice. Promjer rotora se osim prema potrebnoj snazi, određuje i prema uvjetima na lokaciji, kao što je oblik korita rijeke ili batimetrija mora. Nakon toga moguće je optimirati geometrijski oblik profila u skladu s lokalnim uvjetima strujanja. Za ispitivanje predloženog integriranog pristupa u sklopu ovog rada razmatra se ugradnja kinetičke vodne turbine na rijeci Dravi. Na osnovu podataka o morfologiji riječnog korita, njenoj dubini i širini odabran je promjer rotora jednak 2 m. Prema preporukama dostupnim u literaturi [80], glavina rotora kinetičke vodne turbine iznosi 20% promjera turbine. Drugi vrlo važan konstrukcijski parametar, koji je nužno definirati u početnoj fazi konstruiranja je omjer brzina na vrhu lopatice *TSR*.



Slika 14. Dijagram toka konstrukcije lopatice rotora

Koristeći BEM teoriju moguće je za odabrani omjer brzina na vrhu lopatice izračunati optimalnu duljinu tetive i optimalni kut uvijanja lopatice po visini. U tu je svrhu BEM teorija zapisna u obliku optimizacijskog problema koji se sastoji od funkcije cilja prikazane jednačbom (4.1) i nelinearnog ograničenja prikazanog jednačbom (4.2).

$$\min f = -C_p = -\frac{8}{\lambda^2} \cdot \int_{\lambda_h}^{TSR} F \lambda_r^3 a' (1-a) [1 - (C_D/C_L) \cot \varphi d\lambda_r] \quad (4.1)$$

$$a'(a' + 1)\lambda_r^3 = a(1-a)F \quad (4.2)$$

Kako bi se u obzir uzeli gubici na vrhu lopatice i oko glavine rotora, originalna Betzova i Glauertova BEM teorija je proširena s dodatnim korekcijskim faktorom  $F$ . Uslijed višeg tlaka na konkavnoj strani profila, tzv. trbuhu profila, dolazi do prestrujavanja s konkavne na konveksnu stranu, tj. do pojave sekundarnog strujanja na vrhu lopatice. To sekundarno strujanje

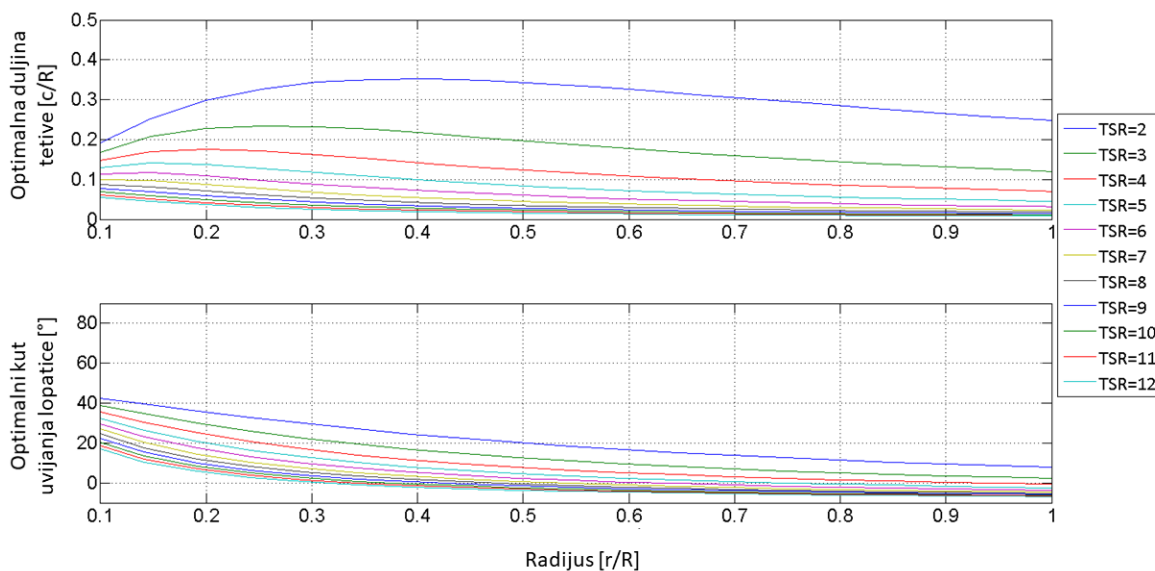
ima za posljedicu smanjenje uzgona, a time se smanjuje i proizvedena snaga na vrhu lopatice. Ova pojava se opisuje Prandtl-ovim korekcijskim faktorom koji utječe na sile koje se određuju iz teorije diska, kako je opisano u 3. poglavlju rada. U obzir se uzimaju i gubici uzrokovani sekundarnim strujanjem oko glavine rotora preko odgovarajućeg korekcijskog faktora  $F_h$ . Ulazni podaci za početni proračun po BEM metodi (koeficijenti uzgona i otpora  $C_l$  i  $C_d$ ) dobivaju se pomoću Xfoil kod koji se pokreće u svakoj iteraciji unutar optimizacijskog algoritma za dobivanje koeficijenata uzgona i otpora. Kao rezultat optimizacije dobiju se tangencijalni i aksijalni indukcijski faktori  $a'$  i  $a$  koji se koriste za proračun relativnog kuta, duljine tetive i kuta uvijanja:

$$\varphi(r) = \tan^{-1} \left[ \frac{1 - a}{(1 + a')\lambda_r} \right] \quad (4.3)$$

$$\theta_p(r) = \varphi(r) - \alpha \quad (4.4)$$

$$c(r) = \frac{8\pi Fr(1 - aF) \sin^2 \varphi(r)}{B(1 - a)^2(C_l \cos \varphi(r) + C_d \sin \varphi(r))} \quad (4.5)$$

Vrijednost projektnog ili proračunskog omjera brzina na vrhu lopatica  $TSR$  određen je na temelju parametarske analize utjecaja povećanja vrijednosti  $TSR$  na duljinu tetive i kut uvijanja lopatice, koja je prikazana na slici 15.



Slika 15. Utjecaj omjera brzina na vrhu lopatice  $TSR$  na optimalnu duljinu tetive i kut uvijanja lopatice



Kao što se može zaključiti na osnovu rezultata parametarske analize, prikazane na slici 15, niže vrijednosti omjera brzina  $TSR$  zahtijevaju veće duljine tetiva a time i više materijala, što je povoljno za mehanički integritet konstrukcije. S druge strane, za niske vrijednosti  $TSR$ , optimalna duljina tetive je vrlo promjenjiva po visini što komplicira izradu. Kako bi se našao kompromis između ova dva međusobno kontradiktorna zahtjeva odabrana je vrijednost 4. Razmatrat će se isključivo konstrukcije rotora s tri lopatice jer su takvi rotori stabilni u smislu vibracija. Nakon izračuna optimalnih vrijednosti duljina tetive i kutova uvijanja po visini lopatice za inicijalni profil, provodi se i konstrukcija odnosno optimizacija novih hidroprofila. Nakon dobivanja optimalnog hidroprofila, ponovno se računa konačna vrijednost konstrukcijskih parametara (duljine tetive i kutovi uvijanja po visini lopatice).

#### 4.1.1. Konstrukcija hidroprofila

Geometrija hidroprofila koji se koriste kao poprečni presjeci lopatica kinetičke vodne turbine ima značajan utjecaj na njene hidrodinamičke karakteristike. Trenutno postoje baze profila koji se odlikuju visokim koeficijentima snage i niskim koeficijentima otpora. To su većinom aeroprofil razvijeni za krila zrakoplova i lopatice vjetroturbina. Dodatni zahtjev prilikom konstruiranja lopatica kinetičkih vodnih turbina je sigurnost od pojave kavitacije. Iako postoje profili za kinetičke vodne turbine koji se odlikuju visokim hidrodinamičkim karakteristikama, lopatice konstruirane pomoću navedenih profila ne rade nužno u optimalnom području rada u slučaju da je konstrukcija lopatice odvojena od konstrukcije profila. Upravo se iz toga razloga u sklopu ovog rada predlaže integrirani postupak konstruiranja lopatice i hidroprofila koji koristi genetski algoritam za optimiranje konstrukcijskih parametara lopatice i oblika hidroprofila.

Dosadašnja istraživanja u području optimizacije aeroprofila, koji se koriste kao poprečni presjeci lopatica vjetroturbine, pokazuju da korištenje optimizacijskih algoritma prilikom konstruiranja može značajno povisiti omjer sile uzgona i otpora. Preliminarna studija dana u [78] pokazuje da se može ostvariti porast ovog omjera za 30%. Za hidrodinamičku optimizaciju profila potrebno je matematički opisati geometrijski oblik profila. Uobičajeno, profili lopatice se prikazuju pomoću velikog broja koordinatnih točaka. Prednost korištenja takvog opisa u optimizaciji profila je mogućnost dobivanja raznolikih geometrijskih oblika, ali problem je računalna složenost takvih optimizacijskih problema. Računalna učinkovitost se može povećati ako se umjesto koordinatnih točaka koje zahtijevaju veliki broj kontrolnih varijabli (strukturnih

varijabli ili varijabli odlučivanja), koriste metode parametrizacije pomoću polinoma ili B-splajn krivulja. Metode parametrizacije omogućuje istovremeno smanjenje broja kontrolnih varijabli i jednostavnu promjenu oblika hidroprofila u procesu optimizacije. Za parametrizaciju se mogu koristiti polinomi ili se oni mogu proširiti u Bezierove krivulje. Bezierove krivulje se također mogu proširiti u B-splajn krivulje, koje mogu biti ujednačene ili neujednačene ovisno o parametrizaciji. Za parametrizaciju hidroprofila u sklopu ovog rada korištene su neujednačene racionalne B-splajn krivulje (eng. *Non Uniform Rational B-Spline, NURBS*) kako bi se na učinkovit način omogućilo postizanje različitih geometrijskih oblika uz relativno nizak broj varijabli odlučivanja.

Neujednačena racionalna B-splajn krivulja, NURBS krivulja  $p$  stupnja definirana je sljedećom formulom:

$$C(y) = \frac{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(y)w_iP_i}{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(y)w_iP_i} \quad (4.6)$$

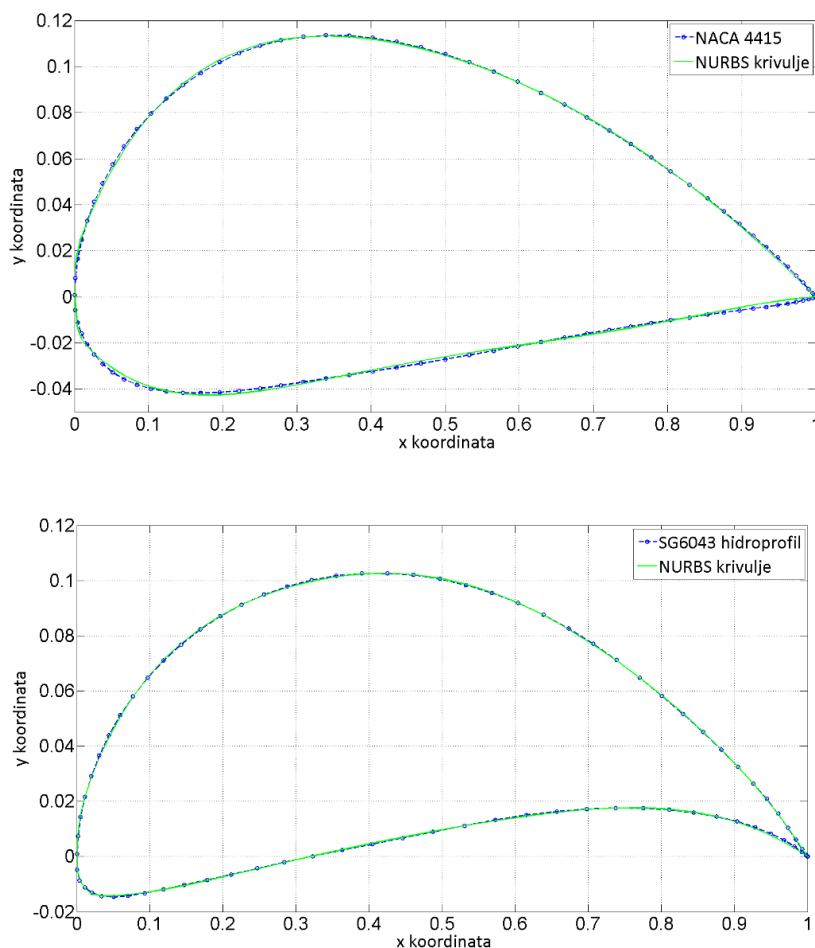
pri čemu je  $n$  broj kontrolnih točaka  $P_i$  koje oblikuju kontrolni mnogokut, a  $w_i$  pripadajući težinski faktori. Osnovna funkcija  $N_{i,p}(y)$  se definira sljedećim izrazima:

$$N_{i,p} = \begin{cases} 1, & \text{if } y_i \leq y \leq y_{i+1} \\ 0 & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (4.7)$$

$$N_{i,p} = \frac{y - y_i}{y_{i+p} - y_i} \cdot N_{i,p-1}(y) + \frac{y_{i+p+1} - y}{y_{i+p+1} - y_{i+1}} \cdot N_{i+1,p-1}(y) \quad (4.8)$$

U gornjim formulama  $y_i$  predstavljaju takozvane tzv. čvorove koji se mogu definirati koristeći različite sheme. Za generiranje vektora čvorova (eng. *knot vectors*) korištena je tzv. metoda duljine tetive (eng. *The Chord Length Method*) kako bi se izbjegli oštri vrhovi i petlje koji se često pojavljuju kada se koriste jednostavnije sheme kao što je tzv. uniformna metoda (eng. *The Uniformly Spaced Method*). Broj čvorova je za jedan veći od zbroja stupnja krivulje i broja kontrolnih varijabli. Hidroprofil je opisan koristeći dvije različite NURBS krivulje. Jedna krivulja korištena je za konveksnu stranu profila, odnosno podtlačnu stranu a druga za konkavnu stranu profila, odnosno pretlačnu stranu profila. Na taj način postiže se direktna kontrola nad napadnim kutom profila i duljinom tetive profila jer su rubne točke na početku i kraju profila iste i nepromjenjive. Izbor broja kontrolnih točaka, njihova distribucija i stupanj slobode imaju velik utjecaj na raznolikost oblika koje je moguće reproducirati. Navedene

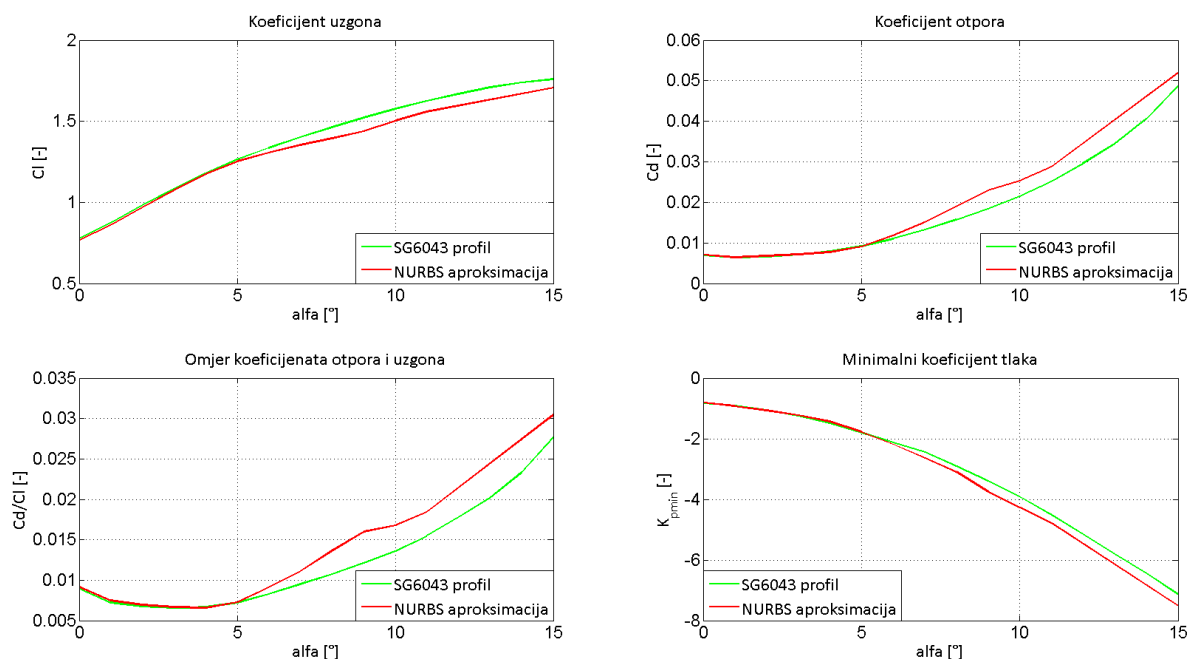
parametre potrebno je odrediti na način da je moguće pronaći optimalan oblik u procesu optimizacije, ali opet da se izbjegne prevelika računalna složenost [79]. Općenito, povoljnija (glađa) krivulja se dobiva ako se koristi viši stupanj krivulje. Nakon ispitivanja utjecaja stupnja krivulje i broja kontrolnih točaka, odabran je peti stupanj krivulje i ukupno 12 kontrolnih točaka. Sve kontrolne točke fiksne su u smjeru  $x$  –osi ali se mogu gibati u smjeru  $y$  –osi. Kako bi se ispitala sposobnost NURBS-krivulja definiranih na takav način da opišu različite geometrije, rješavao se tzv. problem nelinearnog uklapanja podataka (*eng. nonlinear data-fitting problem*), a na slici 16 su prikazani rezultati za različite profile. Jasno se može uočiti da NURBS krivulje prikazane zelenom bojom, definirane s ukupno 12 kontrolnih točaka, vrlo točno reproduciraju različite oblike profila sa zanemarivim odstupanjima.



Slika 16. Hidroprofili opisani NURBS krivuljama

Provedena je i usporedba hidrodinamičkih karakteristika stvarnog profila SG6043 i profila opisanog NURBS krivuljama korištenjem Xfoil koda. Rezultati usporedbe koeficijenata uzgona, koeficijenta otpora, njihovog omjera i minimalnog koeficijenta tlaka za različite

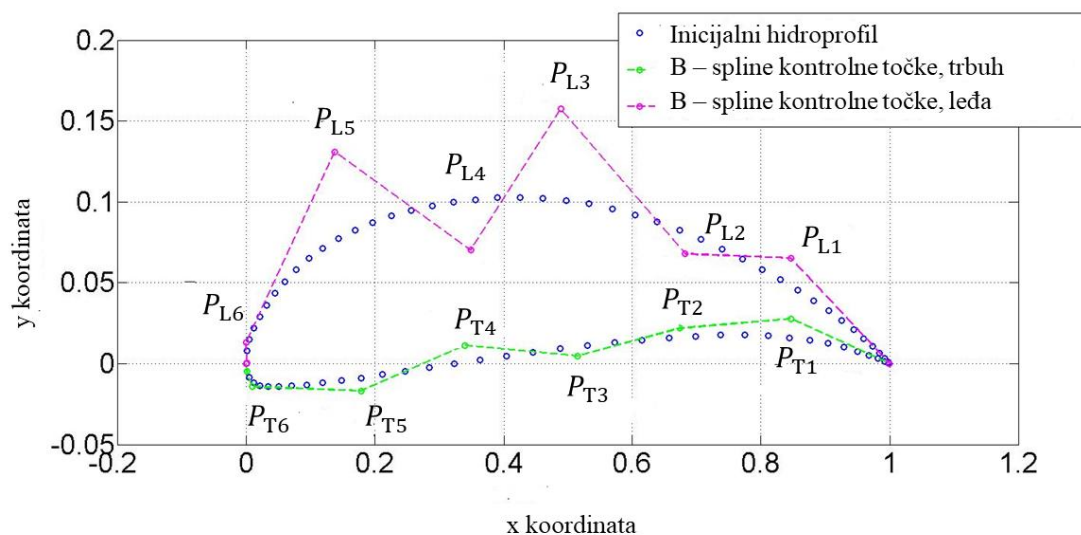
napadne kutove prikazani su na slici 17. Za niže napadne kutove, ispod  $7^\circ$ , hidroprofil opisan dvjema NURBS krivuljama ima vrlo slične hidrodinamičke karakteristike kao i realni profil. Za veće napadne kutove odstupanja između hidrodinamičkih karakteristika su nešto veća. Iako postoje određena odstupanja sa stajališta optimizacije ona su u potpunosti prihvatljiva uzevši u obzir da krivulje karakteristika prate isti trend.



Slika 17. Usporedba hidrodinamičkih karakteristika originalnog SG6043 profila i njegove NURBS aproksimacije

U postupku konstruiranja, odnosno optimizacije profila koristi se Xfoil alat, odnosno panelni kod, primarno razvijen za 2D analizu aeroprofila, koji spreže modeliranje graničnog sloja uz stijenku te potencijalno strujanje u okolini profila. U postupku optimizacije korištenjem genetskog algoritma, koja zahtjeva velik broj izračuna hidrodinamičkih karakteristika, koristi se Xfoil alat umjesto računalne dinamike fluida kako bi se ubrzao proces optimizacije a osigurali zadovoljavajući rezultati. Ovaj alat je dokazan i široko korišten za 2D analizu aeroprofila u avio industriji i konstruiranju lopatice vjetroturbine. Za početak optimizacije koristio se inicijalni oblik hidroprofila sa visokim omjerom uzgona i otpora u razmatranom rasponu Reynoldsovih brojeva kako bi se dodatno poboljšale hidrodinamičke karakteristike. Kontrolne točke NURBS krivulja korištene su u procesu optimizacije kao varijable odlučivanja (često se koristi i izraz strukturne varijable). Za ukupno 12 varijabli odlučivanja dodane su

gornje i donje granice. Izbor granica strukturalnih varijabli rezultat je kompromisa između zadovoljavajućeg broja geometrijskih profila koje je moguće opisati i računalne učinkovitosti. Sve kontrolne točke, prikazane na slici 18, su slobodne za pomicanje u smjeru y-osi ali su fiksne u smjeru x-osi.



Slika 18. Kontrolne točke (varijable odlučivanja)

Moguće je dopustiti pomicanje i u smjeru x-osi ali se tada prilikom procesa optimizacije često dobivaju geometrijski oblici sa zatvorenim petljama koji ne nalikuju oblicima profila, pa se stoga i sam proces optimizacije značajno komplicira bez pozitivnog utjecaja na kvalitetu konačnog rezultata. Funkcija cilja formulirana je na način da se udovolji višestrukim konstrukcijskim zahtjevima koji podrazumijevaju visok koeficijent uzgona, nizak koeficijent otpora te sigurnost od pojave kavitacije. Kako bi se zaobišao višekriterijski optimizacijski problem, predložena je jedinstvena funkcija cilja koja sadrži težinske faktore i time obuhvaća međusobno suprotstavljene ciljeve. Na taj način problem postaje jednokriterijski kako je prikazano jednadžbom:

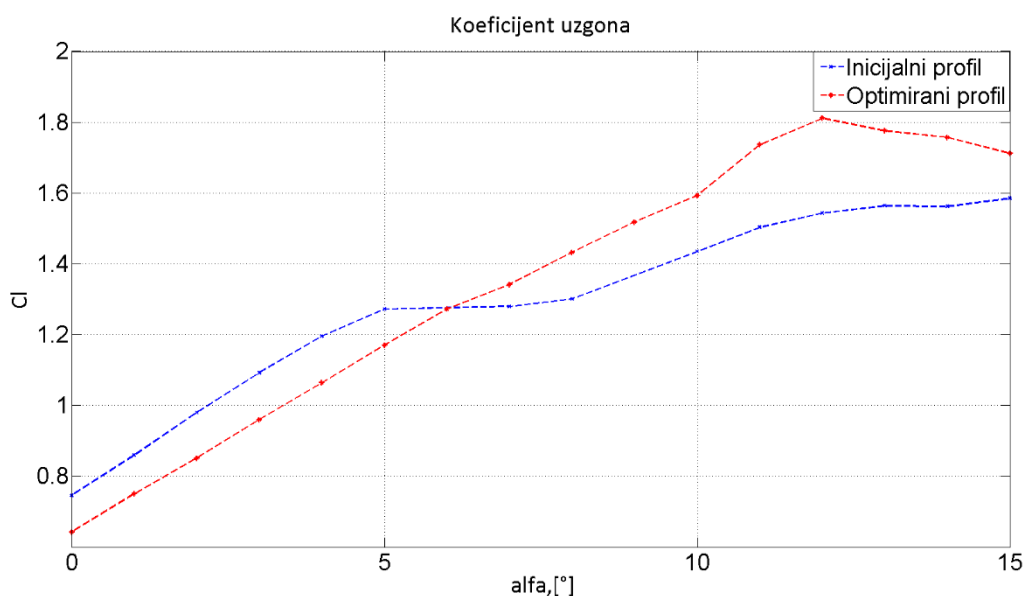
$$\min f = \sum_{i=7}^{12} w_{1,\alpha=i} \cdot \frac{1}{C_{l,\alpha=i}} + \sum_{i=7}^{12} w_{2,\alpha=i} \cdot C_{d,\alpha=i} + \sum_{i=7}^{12} w_{3,\alpha=i} \cdot |K_{p,min,\alpha=i}| \quad (4.9)$$

U jednadžbi (4.9)  $w_{1,\alpha=i}$ ,  $w_{2,\alpha=i}$  i  $w_{3,\alpha=i}$  su težinski faktori koji množe kriterije (u ovom slučaju tri različita kriterija), te se tako dobiveni skalari međusobno sumiraju. Prvi konstrukcijski zahtjev je što viša sila uzgona koja je uvedena u funkciju cilja preko koeficijenta uzgona koji se nalazi u nazivniku. Drugi konstrukcijski zahtjev je smanjenje otpora, za što se

koristi koeficijent otpora, dok je treći zahtjev niski minimalni koeficijent tlaka kako bi se zadovoljio nužan uvjet da ne bi došlo do pojave kavitacije. Iznosi težinskih faktora mogu se definirati ovisno o procijenjenoj važnosti pojedinog zahtjeva. U ovom radu izabrani su sljedeći težinski faktori:  $w_{1,\alpha=i} = 20$ ,  $w_{2,\alpha=i} = 5$  i  $w_{3,\alpha=i} = 2$ .

#### 4.1.2. Usporedba hidrodinamičkih karakteristika različitih profila za lopatice kinetičke vodne turbine

Koristeći dostupne optimizacijske algoritme, provedena je optimizacija profila u programskom paketu MATLAB. U svrhu dobivanja vrijednosti hidrodinamičkih karakteristika korišten XFOil kod, koji je automatski pokretan u svakoj iteraciji. Na slici 19 može se uočiti značajnije povećanje koeficijenta uzgona u području napadnih kutova koji su specificirani u funkciji cilja.

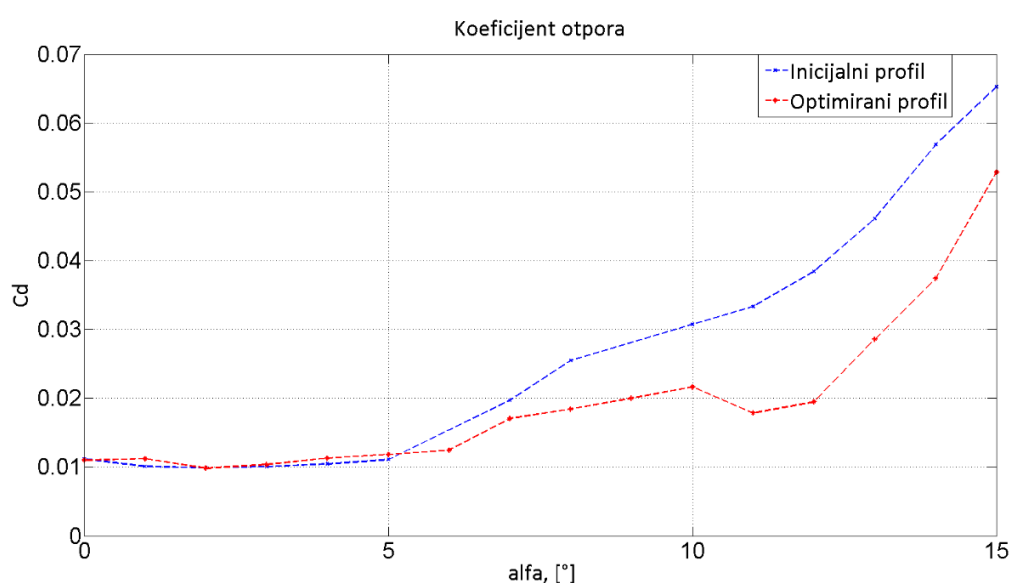


Slika 19. Usporedba koeficijenta uzgona  $C_l$  inicijalnog i optimiranog profila

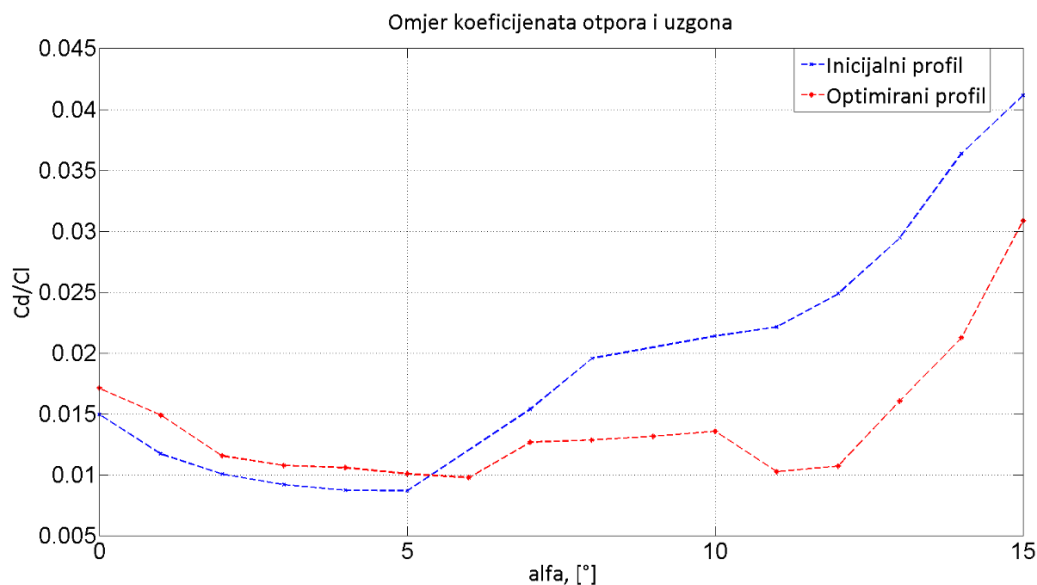
Specificirani raspon napadnih kutova odabran je na način da pokriva uvjete rada turbine, pa stoga u području niskih napadnih kutova visok koeficijent uzgona nije značajan. Raspon napadnih kutova ali i težinske faktore u funkciji cilja moguće je prilagođavati ovisno o uvjetima rada konkretne turbine.

Moguće je u funkciju cilja uključiti i veći broj napadnih kutova, što u konačnici daje više koeficijente uzgona u širem rasponu napadnih kutova. U tom slučaju maksimalno povećanje

koeficijenta uzgona će biti znatno manje, kao i povećanje koeficijenta uzgona za projektni napadni kut. Ukoliko se predviđa da će turbina raditi uglavnom u projektnim uvjetima rada i da se uvjeti rada neće značajnije mijenjati, odabir funkcije cilja s manjim područjem napadnih kutova daje više koeficijente uzgona i značajnije poboljšanje karakteristika. Za odabrani projektni napadni kut postignuto je povećanje koeficijenta uzgona za više od 17%. Optimizacijom se postiže i značajnije smanjenje koeficijenta otpora  $C_d$  u području napadnih kutova uključenih u funkciju cilja (Slika 20). Usporedbom omjera koeficijenta otpora i uzgona (Slika 21) moguće je uočiti da se optimizacijom profila dobiva pozitivan utjecaj na dva važna konstrukcijska zahtjeva a to su povećanje koeficijenta uzgona i smanjenje koeficijenta otpora.



Slika 20. Usporedba koeficijenta otpora  $C_d$  preliminarnog i optimiranog profila

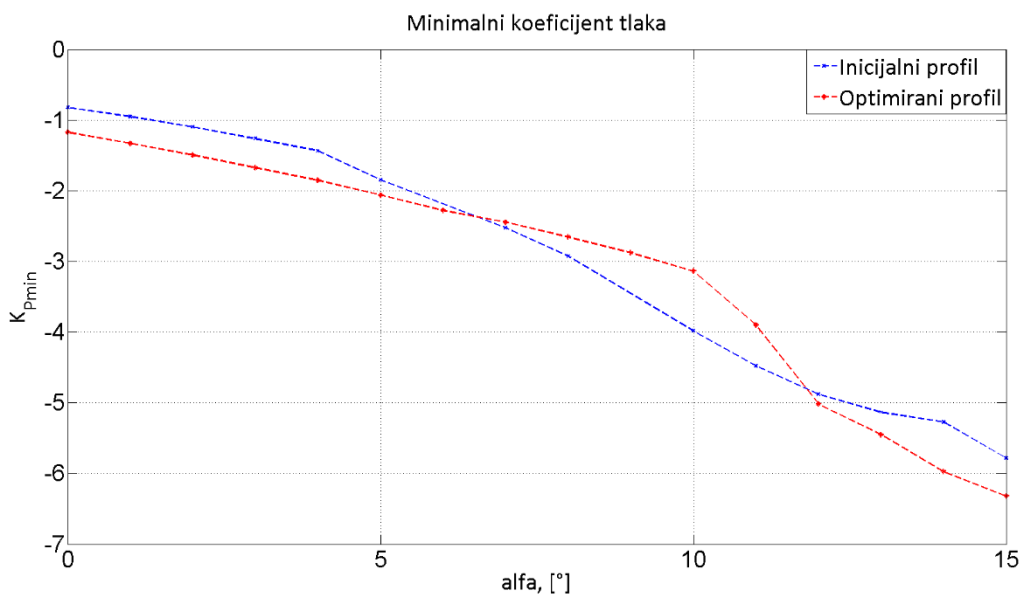


Slika 21. Usporedba omjera koeficijenata otpora i uzgona (inicijalnog) i optimiranog profila

Važno je napomenuti da se koeficijent otpora gotovo ne povećava ni za niže napadne kutove koji se ne nalaze u funkciji cilja. Odabran je napadni kut  $11^\circ$  jer se za navedeni kut ostvaruje relativno visok koeficijent uzgona uz vrlo nizak omjer otpora i uzgona (koji u slučaju optimiranog profila 0,01). Vrijednost minimalnog koeficijenta tlaka je razmatrana zbog zaključivanja o mogućnosti pojave kavitacije. Kako bi se zadovoljio uvjet dan jednadžbom (2.19) u poglavlju 2.4. rada, poželjno je da minimalni koeficijent tlaka koji je u pravilu negativan bude što viši. Na slici 22 uočava se određeno povećanje minimalnog koeficijenta tlaka dobiveno u području projektnog napadnog kuta što povoljno djeluje na ispunjenje uvjeta danog jednadžbom (2.19).

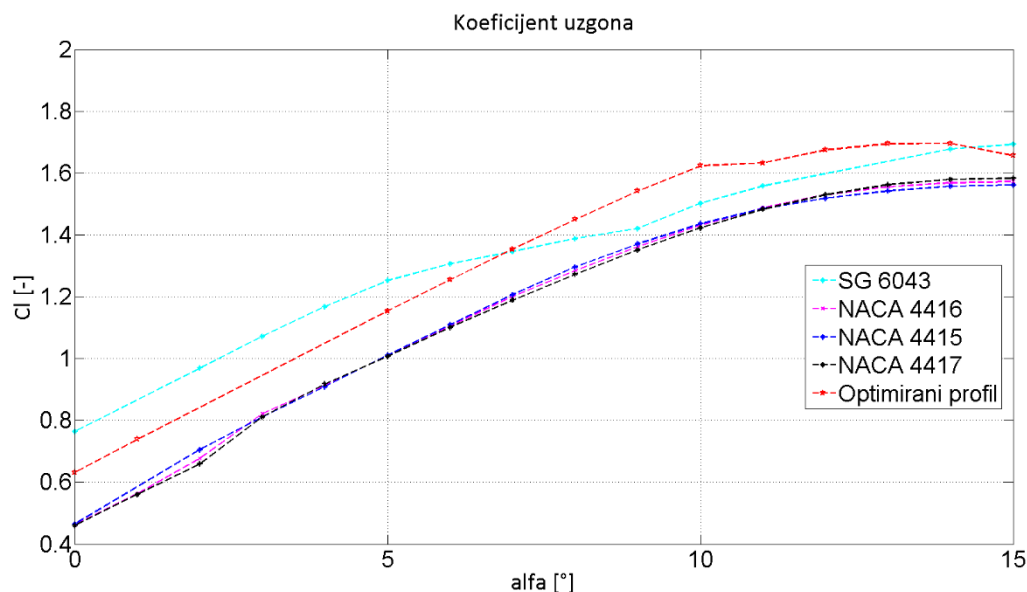
Rezultati analize hidrodinamičkih karakteristika optimiranog profila potvrđuju da su sva tri važna konstrukcijska zahtjeva postignuta i poboljšana koristeći optimizacijski pristup konstrukciji hidroprofila, koji se predlaže u sklopu rada.





Slika 22. Usporedba minimalnog koeficijenta tlaka (inicijalnog) i optimiranog profila

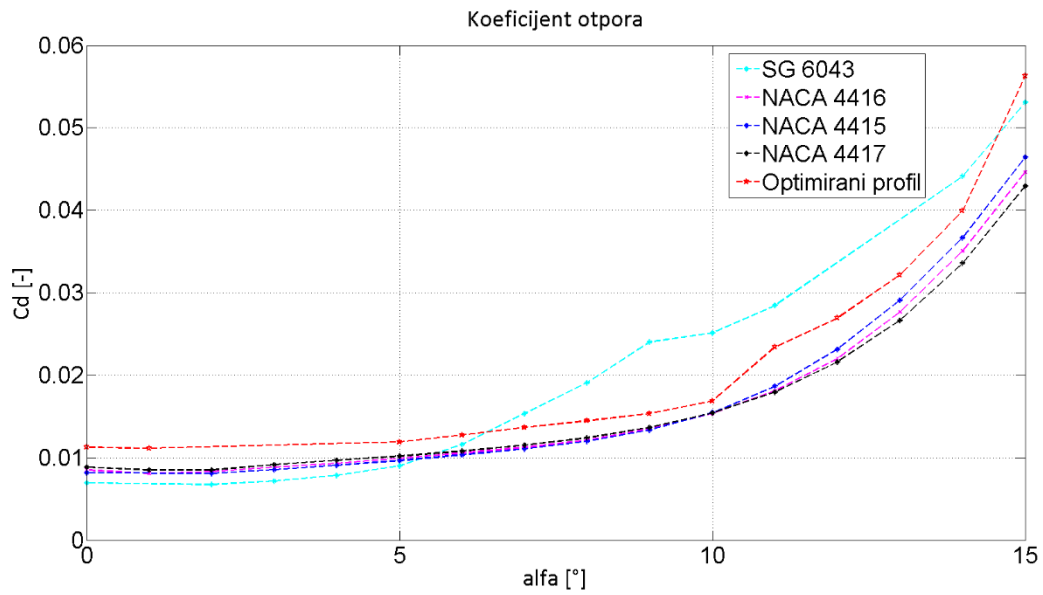
Hidrodinamičke karakteristike optimiranog profila uspoređenu su i s karakteristikama drugih profila koji se često koriste za konstrukciju kinetičkih vodnih turbina. Na slici 23 prikazani su koeficijenti uzgona različitih NACA profila i profila SG6043, koji se često koriste za kinetičke vodne turbine te optimiranog hidroprofila. Optimirani hidroprofil ostvaruje najviše vrijednosti koeficijenta uzgona za napadne kutove iznad  $7^\circ$ , dok su te vrijednosti nešto više u slučaju profila SG6043 za niže napadne kutove. Usporedbi s NACA profilima, optimirani hidroprofil ostvaruje više koeficijente uzgona za sve napadne kutove. U području projektnog napadnog kuta vrijednost koeficijenta uzgona optimiranog profila je za oko 7% viša od vrijednosti koeficijenta uzgona NACA profila koji se prema literaturi koriste za profile kinetičkih vodnih turbina.



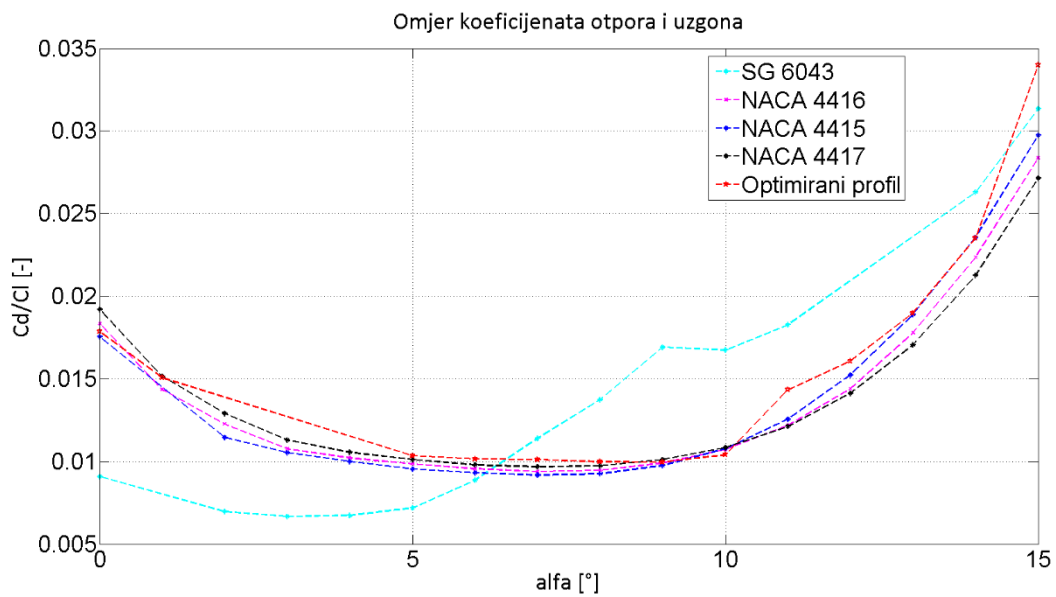
Slika 23. Usporedba koeficijenata uzgona za različite profile lopatica

Usporedbom koeficijenata otpora, prikazanom na slici 24 može se uočiti da NACA profili daju nešto niže vrijednosti koeficijenata otpora od SG6043 profila i optimiranog hidropofila, koji se pak odlikuju višim koeficijentima uzgona. Optimirani profil ipak ima niže vrijednosti koeficijenta otpora nego je to slučaj s profilom SG6043, pa je ta vrijednost gotovo jednaka onima koje daju NACA profili za većinu napadnih kutova. Na slici 25 može se nešto jasnije uočiti prednost optimiranog hidropofila, koji se odlikuje visokim koeficijentima uzgona (kao profil SG6043), a isto tako i relativno niskim vrijednostima koeficijenata otpora (slično NACA profilima).

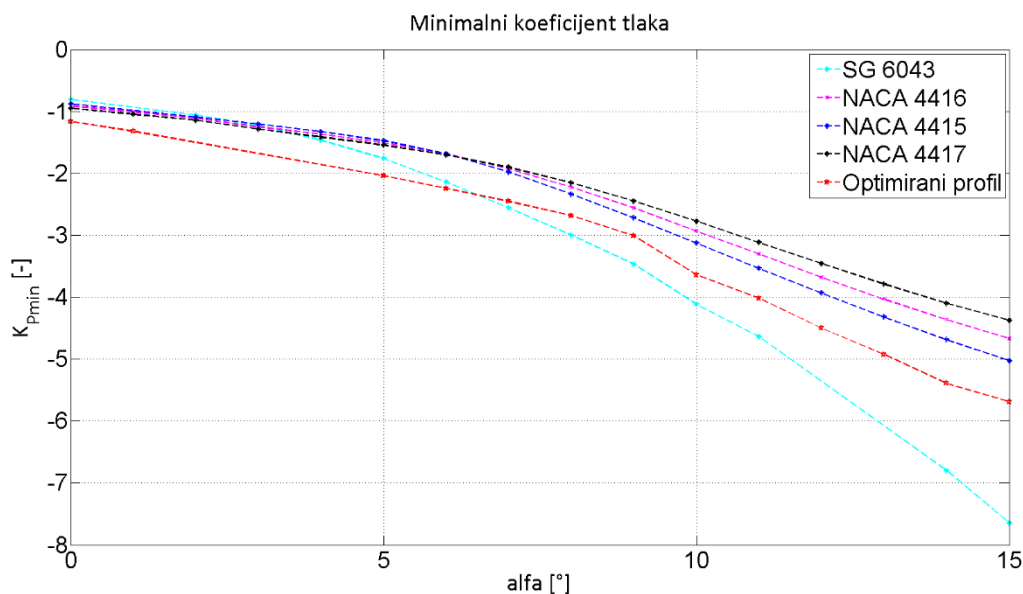
Na slici 26 se može uočiti da NACA profili ipak najbolje udovoljavaju zahtjevu koji mora biti nužno zadovoljen da ne bi došlo do kavitacije. Taj zahtjev je dan jednadžbom (2.19), a podrazumijeva da do kavitacije neće doći ako je suma minimalnog koeficijenta uzgona i kavitacijskog broja veća ili jednaka nuli. S obzirom na to da je minimalni koeficijent tlaka negativan broj, važno je da on bude što veći, kako bi zbrojen s kavitacijskim brojem dao što veći pozitivan broj. Drugim riječima važno je da u apsolutnom iznosu bude manji ili jednak kavitacijskom broju. Ako se razmotre svi važni konstrukcijski zahtjevi, može se zaključiti da je optimirani profil na neki način kompromis između SG6043 profila, koji se odlikuje visokim koeficijentom uzgona i NACA profila koji se odlikuju nižim koeficijentima otpora i boljim svojstvima sa stajališta sigurnosti od pojave kavitacije.



Slika 24. Usporedba koeficijenta otpora za različite profile lopatica



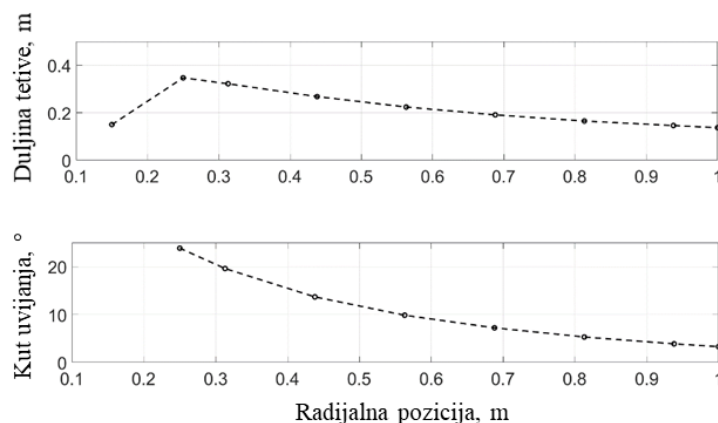
Slika 25. Usporedba omjera koeficijenata otpora i uzgona za različite profile lopatica



Slika 26. Usporedba omjera minimalnog koeficijenta tlaka za različite profile lopatica

#### 4.1.3. Određivanje duljine tetive i kuta uvijanja po visini lopatice

Nakon što se optimizacijom dobije konačni oblik hidroprofila moguće je izračunati duljinu tetive i kut uvijanja po visini lopatice pomoću jednadžbi 4.5. i 4.4. Ove vrijednosti računaju korištenjem novih podataka o koeficijentima uzgona i otpora optimiranog hidroprofila, dobivenih hidrodinamičkim proračunom u XFOIL kodu. Izračunate geometrijske karakteristike za turbinu polumjera 1 m prikazane su na slici 27.

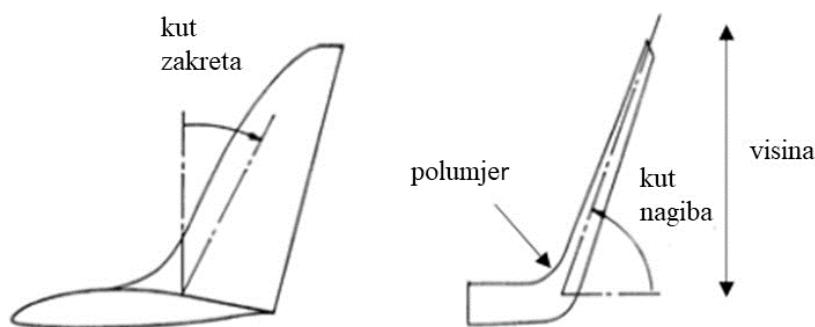


Slika 27. Duljine tetive i kut uvijanja po visini lopatice

#### 4.2. Dodavanje terminezona (*eng. winglets*) na vrh lopatica kinetičke vodne turbine

Istraživanja u području vjetroturbina su pokazala da se modifikacijom vrhova lopatica tj. dodavanjem terminezona (*eng. winglets*), slično kao što se to izvodi kod krila aviona, može postići povećanje učinkovitosti pretvorbe kinetičke energije, odnosno koeficijenta snage [82]. Ideja je da se smanje gubici na vrhu lopatice, koji nastaju zbog sekundarnog strujanja koje je posljedica razlike tlaka s konkavne i konveksne strane lopatice. Još povoljniji utjecaj na povećanje koeficijenta snage moguće je očekivati kod kinetičkih vodnih turbina, uzevši u obzir da one obično imaju kraće lopatice a time je i utjecaj gubitaka na vrhu lopatice značajniji. U sklopu rada, razmatra se i korištenje terminezona u svrhu poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje.

Općenito, dodavanjem terminezona sprječava se prestrujavanje s pretlačne na podtlačnu stranu lopatice, te stoga dolazi do smanjenja vrtloženja i sekundarnih gubitaka strujanja a time i do povećanja koeficijenta snage [83]. Postoje različiti geometrijski oblici terminezona. U pravilu se razlikuju u visini te kutu zakrivljenosti. Trokutasti i trapezoidni oblici terminezona razmatrani su u [84], pri čemu je najveći koeficijent snage dobiven pomoću trokutastog terminezona. Terminezoni mogu biti okrenuti ili prema pretlačnoj strani, ili prema podtlačnoj strani, ali postoje i izvedbe gdje su terminezoni okrenuti na obje strane. Geometrija terminezona definirana je s nekoliko najznačajnijih geometrijskih parametara, kako je prikazano na slici 28.



Slika 28. Karakteristični geometrijski parametri terminezona [85]

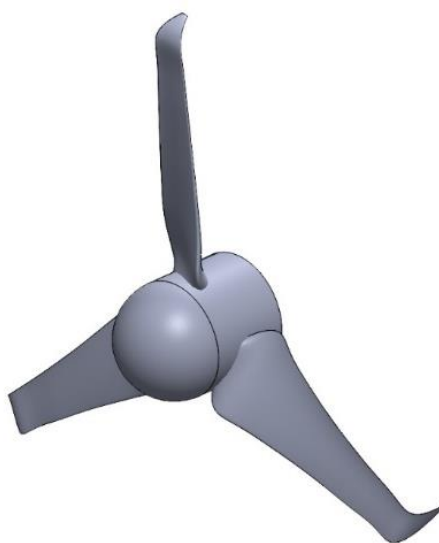
Kako bi se istražio utjecaj terminezona na hidrodinamičke karakteristike, konstruirana je turbina prikazana na slici 29. U radu se razmatra terminezon koji je okrenut prema podtlačnoj strani jer su rezultati istraživanja prezentirani u [86] pokazali da se okretanjem terminezona na pretlačnu stranu ne dobiva povećanja koeficijenta snage vjetroturbine. Ipak, određena

povećanja koeficijenta snage vjetroturbina pomoću terminezona okrenutih na pretlačnu stranu dobivena su u [87], ali samo za određene geometrije (za kutove nagiba 20-40°). Kod turbina s terminezonima s većim kutovima nagiba (60°) došlo je čak i do smanjenja koeficijenta snage za do 2%. Istraživanja utjecaja visine i kuta nagiba terminezona vjetroturbine na koeficijent snage pokazala su da se veći koeficijenti snage dobivaju uz više terminezone za iste vrijednosti kuta nagiba [89]. Taj zaključak se ipak ne može prenijeti na sve oblike terminezona, uzevši u obzir da određena istraživanja pokazuju veće koeficijente snage za niže visine [90]. To se događa zbog stvaranja dodatnog negativnog momenta u slučaju većih visina terminezona što dovodi do smanjenja koeficijenta snage. Eksperimentalna i numerička istraživanja vertikalnih vjetroturbina s terminezonima, predstavljena u [91] i [92], također potvrđuju povećanje koeficijenta za čak 10% za određene omjere brzina na vrhu lopatice.

Na temelju saznanja iz prethodno opisanih istraživanja, najviše u području vjetroturbina, konstruirana je kinetička vodna turbina s terminezonima, a dimenzije terminezona dane su tablici 1:

*Tablica 1. Geometrijski parametri terminezona*

Kut zakreta (°)	Kut nagiba (°)	Polumjer (m)	Visina (m)
38	75	0,110	0,127



*Slika 29. Kinetička vodna turbina s terminezonima*

Usporedba lopatice s i bez terminezona prikazana je na slici 30. Vrh terminezona ima oblik hidroprofila koji se koristio kao poprečni presjek lopatice a duljina tetive hidroprofila na vrhu terminezona iznosi 21% duljine tetive hidroprofila na vrhu lopatice, odnosno 27 mm.

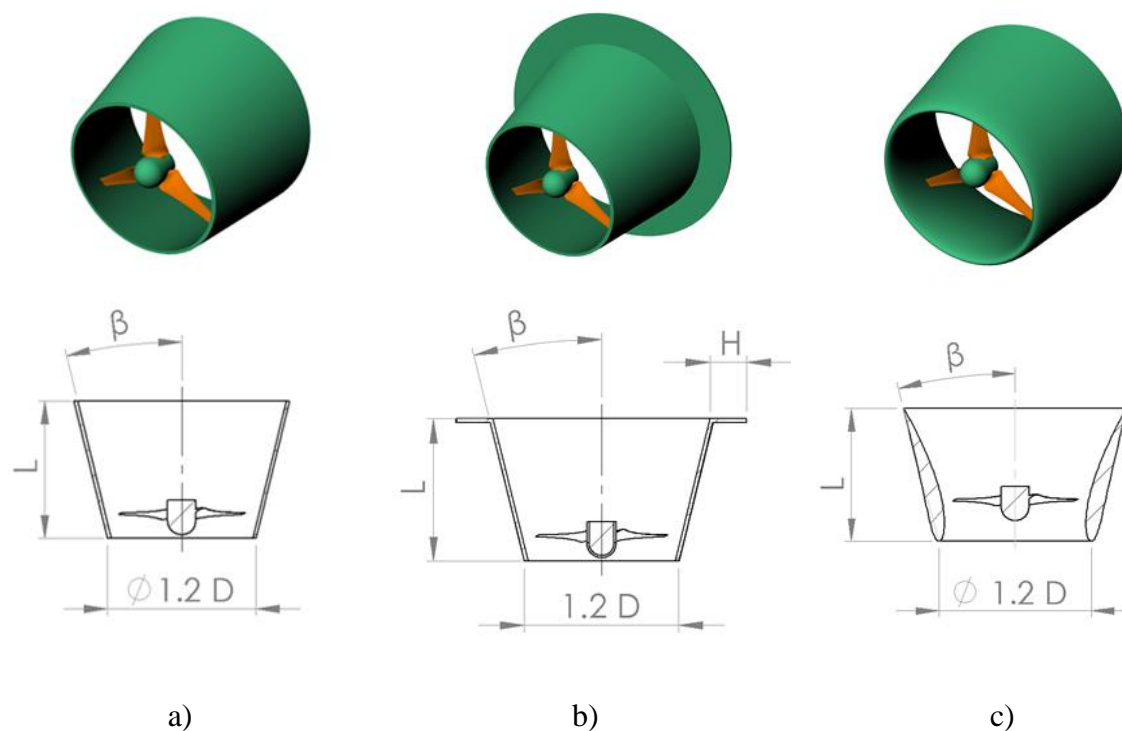


Slika 30. Usporedba lopatice bez i s terminezonom (eng. winglet)

### 4.3. Konstrukcija statorskih elemenata

Iako se očekuju određena poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika optimizacijom lopatice rotora ili dodavanjem terminezona, za povećanje hidrauličke iskoristivosti iznad Betz-ovog teorijskog ograničenja nužno je razmotriti korištenje dodatnih statorskih elemenata. Teorijsko ograničenje od 59,3% vrijedi za slobodan rotor u toku vode a dodavanjem difuzora ili drugog statorskog elementa nastoji se povećati volumni protok kroz turbinu. Povećanjem volumnog protoka ostvaruje se i povećanje brzine u ravnini rotora a time i dobivene snage koja je proporcionalna trećoj potenciji brzine. Dosadašnja istraživanja u području vjetroturbina ali i kinetičkih vodnih turbina najviše ističu statore u obliku difuzora s obzirom na to da su se pomoću njih dobila značajnija povećanja koeficijenta snage a time i hidrauličke iskoristivosti. Upućuje se na važnost daljnjeg istraživanja optimalnog oblika difuzora, koji bi se uz jednostavnost konstrukcije odlikovao i visokim koeficijentom snage. Ideja ovog istraživanja je usporedba slika strujanja na turbinama s različitim geometrijama protočnog dijela te ispitivanje utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara na hidrauličku iskoristivost turbine. Razmatrana su tri različita oblika difuzora koji su prikazani na slici 31. Sva tri tipa turbine imaju rotor smješten u blizini ulaza u difuzor kako bi se spriječio rad rotora u području u kojem može doći do odvajanja toka. Prvi oblik difuzora (oznaka DF) je najjednostavniji s osnovnim poprečnim presjekom. Drugi tip difuzora (oznaka DFB) dodatno ima i prirubnicu na izlaznom dijelu, dok je poprečni presjek trećeg difuzora (oznaka DFN) oblikovan kao obrnuti aeroprofil NACA 4412. Osim različitih geometrijskih oblika difuzora, razmatran je i utjecaj pojedinih konstrukcijskih parametara na sliku strujanja i hidrauličku iskoristivost turbine. Glavni

konstrukcijski parametri koji su varirani u slučaju prvog tipa turbine s difuzorom DF su duljina difuzora  $L$  i kut širenja (divergencije) difuzora  $\beta$ . Kod turbine s prirubnicom DFB varirana je samo duljina difuzora dok kut širenja difuzora u svim razmatranim slučajevima je  $15^\circ$ . Visina prirubnice također je konstantna a određena je na temelju prethodnih dostupnih istraživanja o utjecaju visine prirubnice na proizvedenu snagu vjetroturbine.



Slika 31. Geometrijske konfiguracije razmatranih statora: a) difuzor DF; b) difuzor DFB; c) difuzor DFN [93]

Posljednji tip difuzora DFN je specifičan po poprečnom presjeku u obliku aeroprofila. U posljednje vrijeme ovaj tip difuzora često se favorizira u literaturi ali nisu dostupne komparativne studije koje potvrđuju prednost ovog tipa difuzora nad jednostavnim tipom kao što je DF. Ideja ovog istraživanja je prikaz slike strujanja u različitim tipovima turbina s difuzorima i međusobna usporedba hidrodinamičkih karakteristika. Također, nastoji se ispitati utjecaj dimenzija pojedinih konstrukcijskih parametara na proizvedenu snagu turbine. U tu svrhu proveden je niz numeričkih simulacija za različite tipove i dimenzije turbina sa statorom (Tablica 2) te su dobiveni rezultati detaljno prikazani i komentirani u sljedećem poglavlju rada.

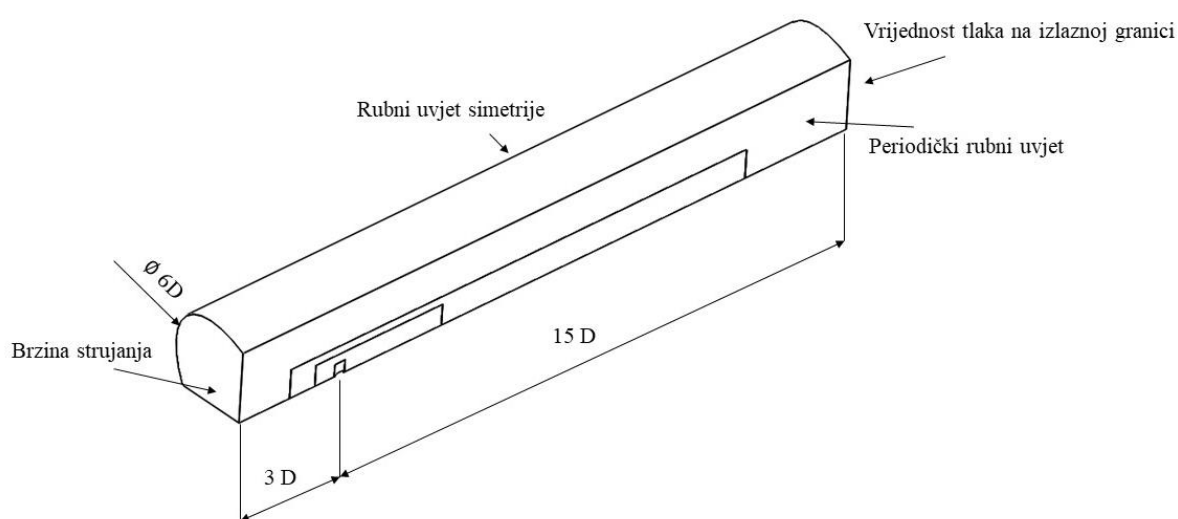


Tablica 2. Tipovi turbina sa statorom i konstrukcijski parametri

Naziv turbine	$L$ (m)	$\beta$ (°)	H/D
DF-1	0.75 D	5	-
DF-2	0.75 D	10	-
DF-3	0.75 D	15	-
DF-4	1 D	15	-
DF-5	1.25 D	15	-
DFB-1	0.75 D	15	0.25
DFB-2	1 D	15	0.25
DFB-3	1.25 D	15	0.25
DFN-1	1D	7	-
DFN-2	1D	10	-
DFN-3	1D	13	-

## 5. NUMERIČKE SIMULACIJE STRUJANJA U TURBINAMA

Numerički proračun je proveden u programskom paketu ANSYS Fluent 2020 R2 Academic. Dimenzije proračunske domene trebaju biti dovoljno velike kako njezine granice ne bi imale utjecaj na rezultate u području turbine. Proračunska domena unutar koje se nalazi turbina ima oblik 1/3 valjka. Konačne dimenzije proračunske domene određene su nakon analize utjecaja veličine domene na rezultate simulacije. Ulazna granica smještena je 3 promjera ( $3D$ ) uzvodno od turbine, dok je izlazna granica smještena 15 promjera ( $15D$ ) nizvodno od turbine. Odabrana duljina prostorne domene nizvodno od turbine nešto je veća kako bi se dobila slika strujanja daleko iza turbine te duljina traga koju ostavlja turbina. Na osnovu toga je moguće zaključivati o potrebnom razmaku između turbina za slučaj ugradnje turbina u niz. Promjer domene je 6 promjera ( $6D$ ) turbine. Svi provedeni proračuni su stacionarni pa je za korištenje metode pokretnog koordinatnog sustava model podijeljen na dvije zone, jednu rotirajuću i drugu stacionarnu. Rotirajuća zona nalazi se oko rotora turbine, a promjer rotirajuće zone je za 5% veći od promjera rotora. Duljina rotirajuće zone iznosi 25% promjera rotora turbine. Dimenzije rotirajuće zone također su određene nakon analize kojom je ustanovljeno da daljnje povećanje dimenzija rotirajuće zone ima zanemariv utjecaj na rezultate simulacije. Stacionarna zona je podijeljena na tri dijela (*eng. refinement zones*) kako bi se prilikom generiranja mreže gustoća mreže mogla smanjivati udaljavanjem od turbine. Slika 32 prikazuje proračunsku domenu zajedno s definiranim rubnim uvjetima.



Slika 32. Proračunska domena i rubni uvjeti

Rubni uvjeti su definirani kako bi se fizikalno odredio zadatak. Rubni uvjeti definirani su na granicama proračunske domene kako je prikazano na slici 32, ali i na granici fluida i turbine. Na ulazu fluida (vode) u domenu postavljen je rubni uvjet „velocity inlet“ te se zadaje brzina toka vode u granicama od 1,15 m/s do 4 m/s ( $TSR = 2 - 7$ ), ovisno o simulaciji. Provedene su simulacije strujanja za svaku turbinu u širokom području brzina strujanja, a projektna (nazivna) iznosi 2 m/s što daje omjer brzina na vrhu lopatice  $TSR$  jednak 4. Na izlazu iz domene postavljen je rubni uvjet „pressure outlet“, dok je na vanjske granice proračunske domene postavljen uvjet „symmetry“ kako bi se zanemario utjecaj slobodne površine. Dodavanjem periodičkog rubnog uvjeta („periodic boundary condition“) omogućuje se modeliranje 1/3 ukupne domene te se na taj način smanjuje konačan broj kontrolnih volumena.

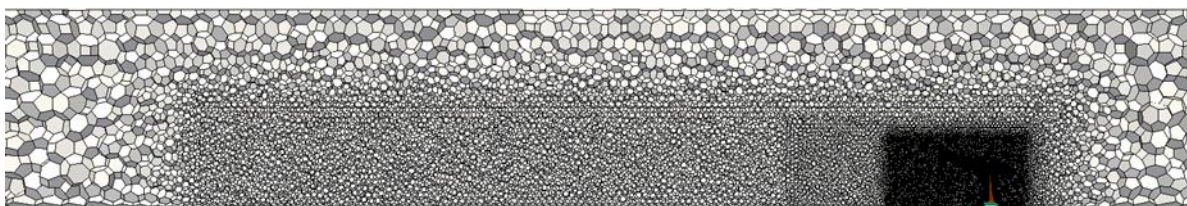
### 5.1. Generiranje mreže konačnih volumena

Prostorna domena je diskretizirana u programima ANSYS Meshing i ANSYS Fluent nestrukturiranom poliedarskom mrežom. U primjeni računalne dinamike fluida najpoželjnije je diskretizirati računalnu domenu pomoću heksaedarskih kontrolnih volumena koji daju mrežu karakteriziranu manjim unosom numeričke difuzije, posebno u slučajevima kada je tok okomit na površine kontrolnog volumena. Za kompliciranije geometrije generiranje takve mreže često nije moguće i zahtjeva mnogo vremena, pa se stoga često koriste poluautomatski i automatski algoritmi za generiranje tetraedarske mreže, dostupni u komercijalnim računalnim programima. Neupitna prednost tetraedarske mreže upravo je mogućnost generiranja mreže za kompleksne geometrije, ali se pritom zahtjeva znatno veći broj kontrolnih volumena kako bi se dobila zadovoljavajuća točnost. Tetraedarski kontrolni volumeni imaju samo četiri susjedna volumena, pa je stoga računanje gradijenata često problematično uslijed prostornog rasporeda susjednih čvorova. Posljedica toga je problem numeričke difuzije koji je mnogo značajniji kod tetraedarske mreže što nepovoljno utječe na točnost rješenja.

Poliedarska mreža odlikuje se nižom numeričkom difuzijom a moguće je generirati mrežu automatski ili poluautomatski, pa stoga ova mreža kombinira prednosti heksaedarske i tetraedarske mreže. Prednost poliedarske mreže je znatno veći broj susjednih kontrolnih volumena, pa se gradijenti fizikalnih veličina mogu točnije aproksimirati. Isto tako omogućuje veću numeričku stabilnost nego tetraedarska mreža, a uz manji broj kontrolnih volumena dobivaju se točniji rezultati. Generiranje poliedarske mreže u ANSYS Fluentu sastoji se od

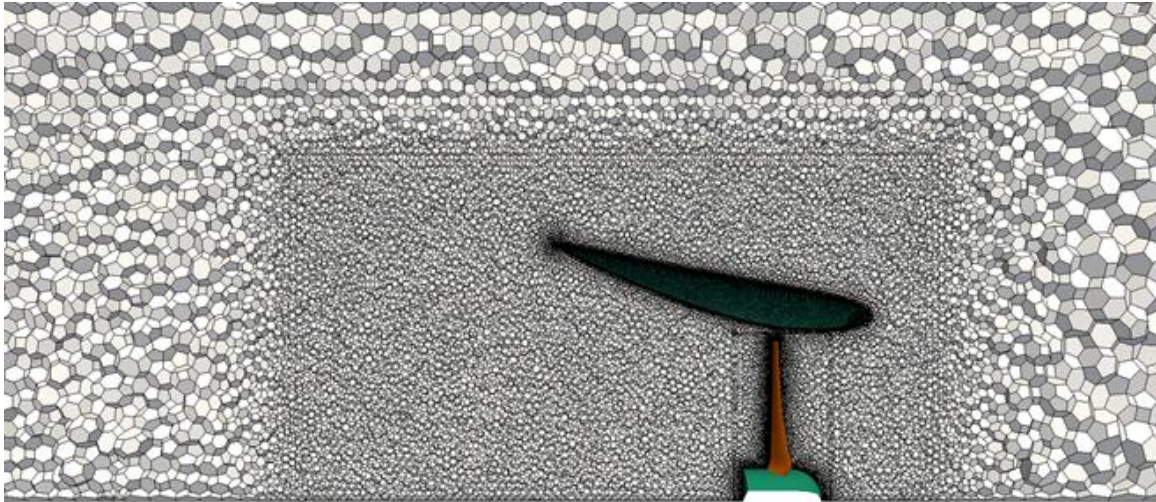
konverzije tetraedarske mreže generirane u ANSYS Meshnigu, dekompozicijom kontrolnog volumena u više podvolumena. Kako bi se to omogućilo kreiraju se novi rubovi na svakoj površini između težišta površine i težišta rubova iste te površine. Uslijed toga kreiraju se nove površine unutar ćelije povezivanjem težišta ćelije s novim rubovima na svakoj površini. Nove kreirane površine mogu se prilagoditi i spojiti sa susjednim površinama tijekom procesa aglomeracije kako bi se smanjio broj površina rezultirajućeg poliedarskog kontrolnog volumena [94].

Korištena je finija, odnosno gušća mreža u područjima vrtložnog traga iza turbine kako je prikazano na slici 33. Prva zona profinjene mreže s najvećom rezolucijom nalazi se u samoj blizini turbine do duljine  $2D$  i promjera  $1,5D$ . Ova zona nalazi se unutar tzv. „near wake zone“, koja ima duljinu  $3D$  i unutar koje se očekuje da će relativni tlak poprimiti vrijednost nula. Zadnja zona s profinjenom mrežom ima duljinu  $12D$  i to je duljina na kojoj se očekuje potpuni „oporavak“ brzine toka vode (*eng. wake recovery*), odnosno vrijednost jednaka brzini slobodnog toka ispred turbine.

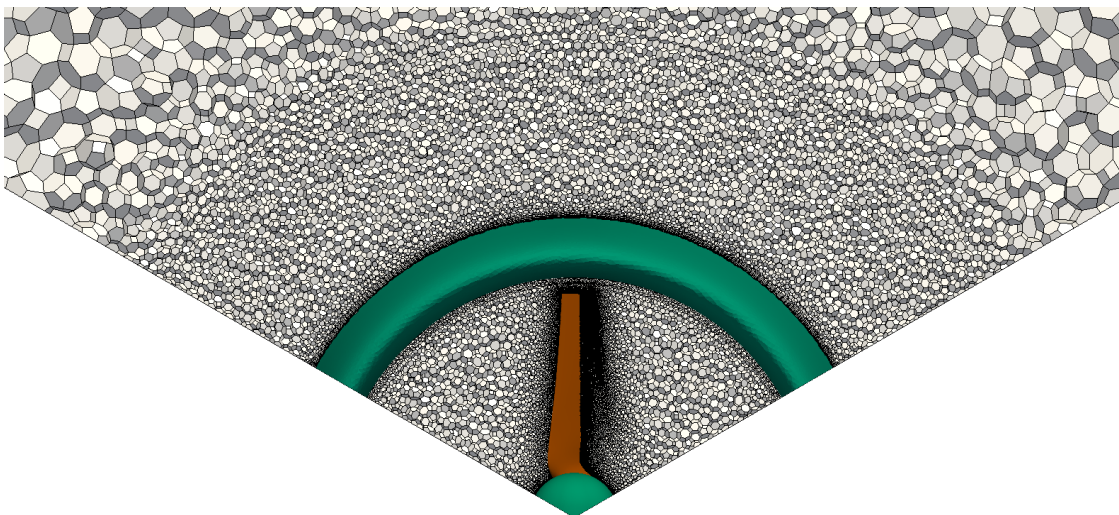


Slika 33. Prikaz profinjenja mreže iza turbine

Veća rezolucija mreže korištena je i oko nepropusnih stijenki koje imaju velik utjecaj na rezultate, kao što su lopatica, glavina rotora i stijenka difuzora. Diskretizacija graničnog sloja provedena je korištenjem zidnih funkcija a vrijednost bezdimenzijske udaljenosti od zida za sve mreže  $y^+ > 30$ . Na slici 34 prikazana je prostorna diskretizacija na primjeru turbine DFN-3 na kojoj se može uočiti veća gustoća mreže u blizini stijenki rotora i difuzora. U slučaju modeliranja turbina sa statorom korištena je udaljenost između lopatice i difuzora u iznosu 10% polumjera rotora turbine. Na slici 35 moguće je uočiti kako se gustoća mreže smanjuje i udaljavanjem od stijenki turbine u radijalnom smjeru. Na taj način nastoji se smanjiti broj kontrolnih volumena u dijelovima prostorne domene koji nemaju velik utjecaj na rezultate numeričkog proračuna.



Slika 34. Detalji mreže oko difuzora turbine u ravnini paralelnoj sa smjerom strujanja



Slika 35. Detalji mreže oko difuzora turbine u ravnini okomitoj na smjer strujanja

## 5.2. Verifikacija numeričkih rezultata

Za procjenu greške prostorne diskretizacije koristi se indeks konvergencije mreže *GCI* (eng. *Grid Convergence Indeks*). U nastavku je opisana procedura za izračun indeksa konvergencije mreže predložena u [95] i [96].

Potrebno je definirati reprezentativnu veličinu kontrolnog volumena  $h$ . Za trodimenzionalnu mrežu reprezentativna veličina se određuje prema sljedećoj jednažbi:

$$h = \left[ \left[ \frac{1}{N_k} \sum_{i=1}^{N_k} (\Delta V_i) \right]^{1/3} \right] \quad (5.1)$$

gdje je  $\Delta V_i$  volumen  $i$ -tog kontrolnog volumena, a  $N_k$  ukupan broj kontrolnih volumena mreže. U sljedećem koraku potrebno je provesti simulaciju koristeći tri mreže različite gustoće te izračunati ključne veličine koje su najznačajnije za konkretno istraživanje. Predlaže se korištenje vrijednosti faktora usitnjavanja mreže  $r$  (eng. *grid refinement factor*) veće od 1,3. Ova preporučena vrijednost faktora usitnjavanja mreže, koji je definiran  $r = h_c/h_f$ , temelji se na iskustvu te za nju ne postoji formalni izvod. Usitnjavanje mreže treba biti provedeno sustavno i za nestrukturirane mreže te je poželjno korištenje geometrijski sličnih ćelija. Uz uvjet  $h_1 < h_2 < h_3$ , faktori usitnjavanja mreže  $r_{ij}$  određeni su prema sljedećim izrazima, uvrštavajući reprezentativne veličine tri odabrane mreže različite gustoće:

$$r_{21} = h_2/h_1; r_{32} = h_3/h_2 \quad (5.2)$$

Prividni red točnosti metode  $p$  određuje se pomoću sljedećih izraza:

$$p = \frac{1}{\ln r_{21}} |\ln |\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p)| \quad (5.3)$$

$$q(p) = \ln \left( \frac{r_{21}^p - 1}{r_{32}^p - 1} \right) \quad (5.4)$$

$$s = 1 \cdot \text{sgn}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (5.5)$$

U jednadžbama (5.3) i (5.5)  $\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$  i  $\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$ , a  $\phi_1, \phi_2$  i  $\phi_3$  su izračunate vrijednosti koeficijenta snage  $C_p$ . Ako je  $q(p) = 0, r = konst.$  Jednadžbe (5.2), (5.3) i (5.4) moguće je riješiti korištenjem iteracije s fiksnom točkom, pri čemu se u prvij iteraciji može uzeti vrijednost jednaka prvom članu. Apsolutna vrijednost u jednadžbi (5.3) je nužna kako bi se osigurala asimptota ekstrapolacija prema  $h = 0$ . Negativne vrijednosti  $\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}$  su indikacija oscilatorne konvergencije. Ako je moguće, potrebno je prikazati postotak oscilatorne konvergencije. Poklapanje dobivenog prividnog reda točnosti i formalnog reda točnosti također može biti dobar indikator da se mreža nalazi u asimptotskom području. Ipak, ako to nije slučaj to se ne mora nužno uzeti kao znak nezadovoljavajućeg proračuna. Važno je napomenuti da u slučaju kada su vrijednosti  $\varepsilon_{32}$  ili  $\varepsilon_{21}$  vrlo blizu nule, opisani postupak ne funkcionira. To može biti indikator oscilatorne konvergencije, ili u rijetkim slučajevima, može upućivati na to da je

dosegnuto „točno“ rješenje. U takvim slučajevima, ako je moguće, treba provesti proračune s dodatnim usitnjavanjem mreže. U suprotnom, rezultati se mogu uzeti kao takvi. Potrebno je odrediti i ekstrapoliranu vrijednost iz:

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2) / (r_{21}^p - 1) \quad (5.6)$$

Na sličan način računa se  $\phi_{ext}^{32}$ . Procijenjena pogreška računa se prema:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (5.7)$$

Ekstrapolirana relativna pogreška računa se prema sljedećem izrazu:

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (5.8)$$

Indeks konvergencije mreže  $GCI$ , računa se prema [96]:

$$GCI_{21} = \left| \frac{1.25 e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \right| \quad (5.9)$$

Indeks konvergencije mreže zapravo pokazuje područje ili „pojas“ pogreške, odnosno koliko je daleko rješenje od asimptotske vrijednosti. Također ukazuje na to koliko bi se rješenje promijenilo daljnjim usitnjavanjem mreže [97]. U tablici 3 dani su rezultati proračuna za tri različite mreže napravljene za simulaciju strujanja u turbini s difuzorom. Rješenje pokazuje jednoliku konvergenciju uz indeks konvergencije mreže jednak 0,63%.

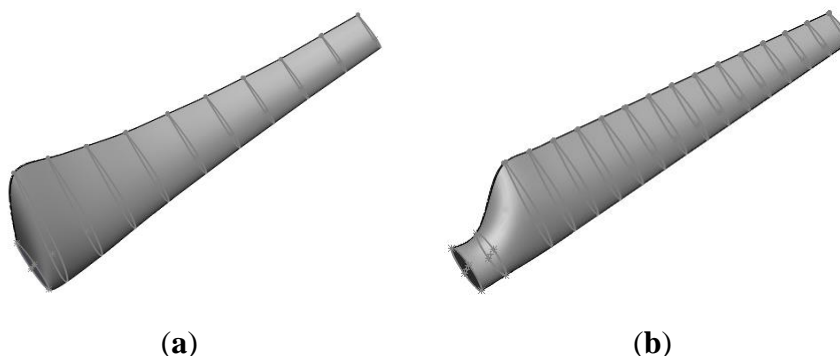
Tablica 3. Procjena numeričke nesigurnosti i izračun indeksa konvergencije mreže

Mreža	$N$	$\phi$	$r_{ij}$	$\varepsilon$	$\varepsilon_{21}/\varepsilon_{32}$	$p$	$e_a^{21}$	$GCI_{21}$
1	2,5 M	0,8024	1,56	-0,034	0,2764			
2	1,6 M	0,8147	2,03	-0,0123	Jednolika konvergencija	1,48	0,4%	0,63%
3	0,8 M	0,8181	-	-				

### 5.1. Validacija numeričkog modela

Kako bi se potvrdila pouzdanost rezultata simulacije dobivenih opisanim modelom i postupkom proračuna, provedena je usporedba s eksperimentalnim podacima dostupnim u literaturi. Pregledom literature ustanovljeno je samo nekoliko studija koje daju detaljniju geometriju

turbine koja je korištena u eksperimentu, stoga su izabrane dvije studije. Prva studija prikazuje rezultate eksperimentalnog istraživanja vjetroturbine promjera 720 mm, koja ima tri uvijene lopatice i aeroprofile NACA 4418 [98]. Eksperimentalno istraživanje provedeno je u 1440 mm dugom zračnom tunelu, visine 920 mm i širine 1200 mm. Detaljni podaci geometrije lopatice prikazani u [98] korišteni su za izradu CAD modela, prikazanog na slici 36 a. Druga studija daje rezultate eksperimentalnog istraživanja horizontalne turbine za morske mijene, snage 100 kW [59]. Istraživanje je provedeno u spremniku duljine 100 m, širine 8 m i dubine 3,5 m. Promjer turbine iznosi 700 mm a svaka se lopatica sastoji od 17 sekcija s NACA 63-418 profilima po visini lopatice (slika 36 b).

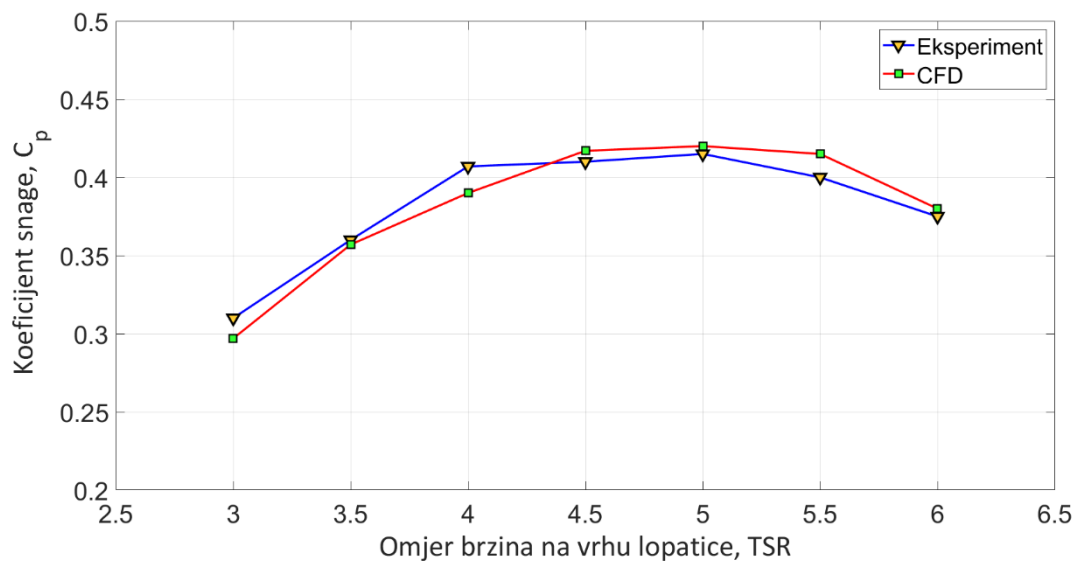


Slika 36. Lopatice za validaciju numeričkog modela: a) lopatica tipa OPT vjetroturbine iz [98]; b) lopatica kinetičke vodne turbine s horizontalnom osi vrtnje iz [59]

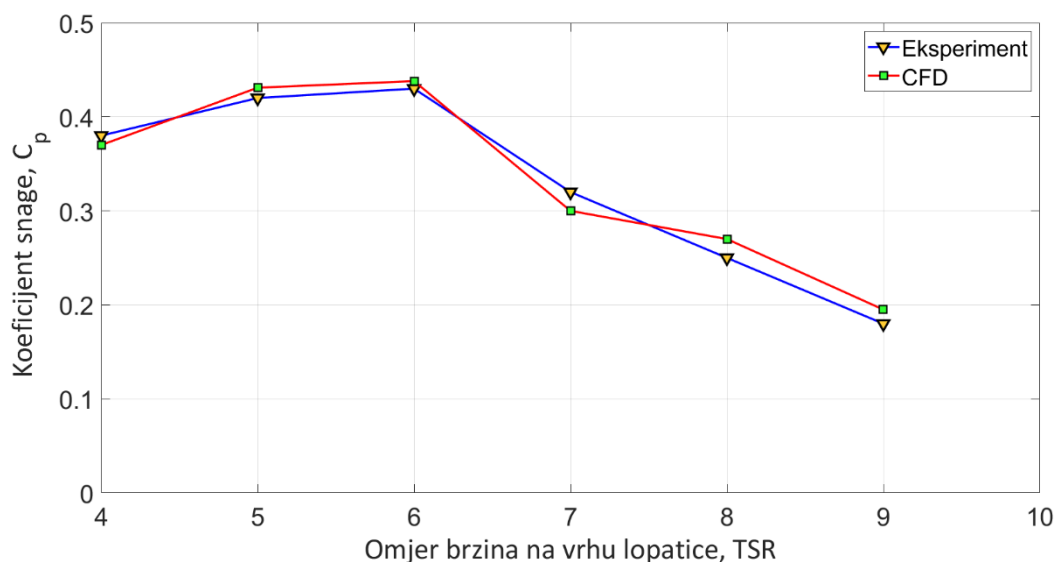
Ova detaljna geometrija lopatica korištena je prilikom izrade računalne domene. Područje proračuna diskretizirano je na prethodno opisani način a korišteni su i rubni uvjeti prema slici 32. Koeficijenti snage dobiveni numeričkim simulacijama uspoređeni su s koeficijentima snage koji su dobiveni eksperimentalnim istraživanjima, a usporedba je prikazana grafički na slici 37 za vjetroturbinu i na slici 38 za kinetičku turbinu za primjenu u moru.

Iako postoje određena odstupanja, rezultati dobiveni numeričkim simulacijama dobro se slažu s eksperimentalnim podacima. Usporedba rezultata za kinetičku turbinu za primjenu u moru daje maksimalnu relativnu grešku od 8,33%, dok je maksimalna relativna greška u slučaju usporedbe podataka za vjetroturbinu jednaka 4,13%.





Slika 37. Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnog istraživanja iz [98]



Slika 38. Usporedba rezultata numeričkih simulacija i eksperimentalnog istraživanja iz [59]

## 5.2. Rezultati simulacija

Provedene su numeričke simulacije strujanja za sve konstrukcijske izvedbe kinetičkih vodnih turbina koje su predložene u 4.3 poglavlju rada. Rezultati simulacija u širokom radnom području prikazani su i diskutirani u nastavku i korišteni su kao osnova za kvantificiranje poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika koje je moguće ostvariti pojedinom konstrukcijskom izvedbom. Za međusobnu usporedbu korišten je koeficijent snage, kao

općeprihvaćena bezdimenzijska veličina za usporedbu hidrauličke iskoristivosti kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje.

### 5.2.1. Kinetička vodna turbina bez statora

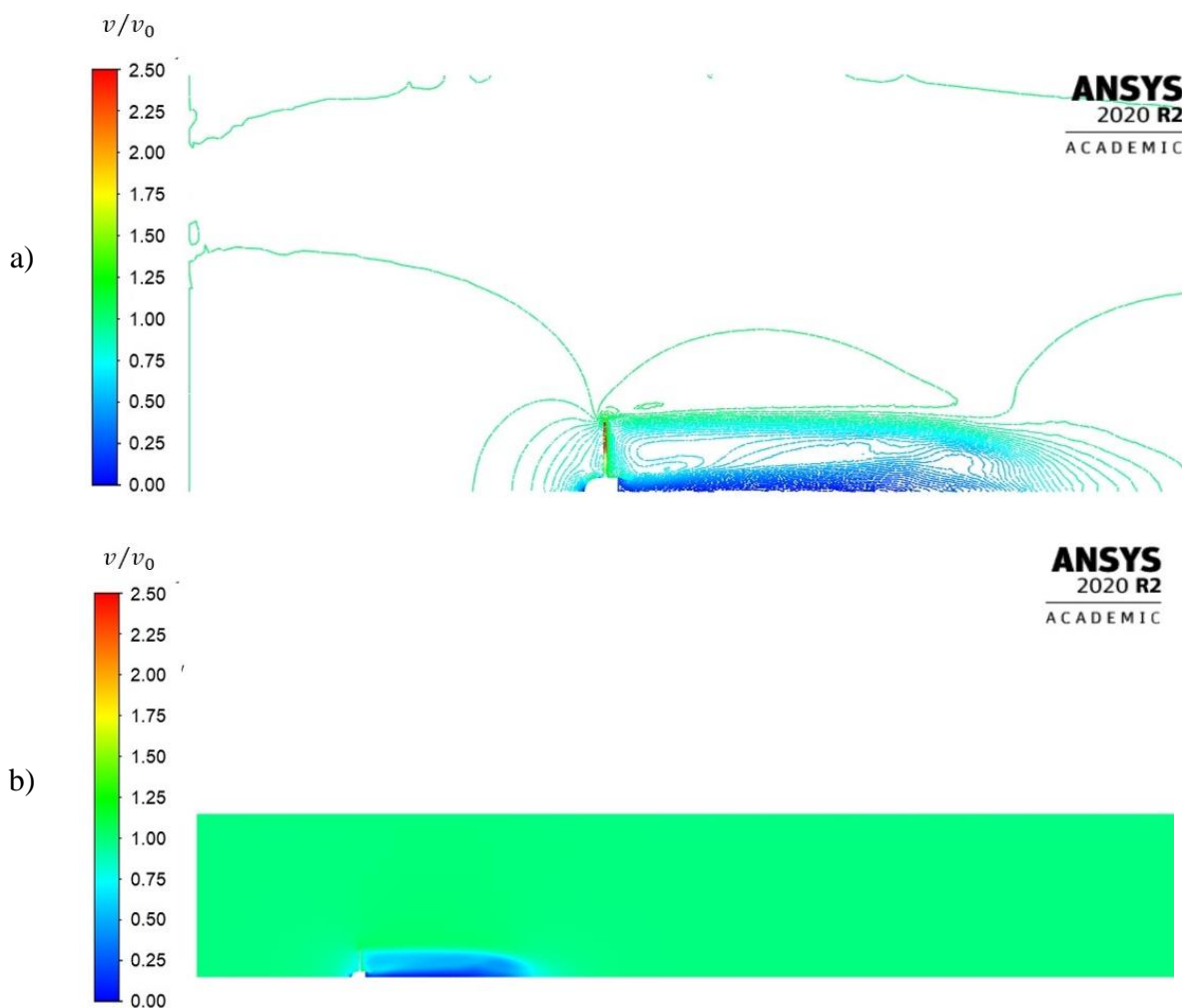
Varirana je brzina fluida na ulazu u domenu u širokom području brzina toka vode, dok je brzina vrtnje rotora konstantna i iznosi  $77 \text{ min}^{-1}$ . Promjenom ulazne brzine fluida omogućena je analiza rada turbine u rasponu omjera brzina na vrhu lopatice  $TSR$  od 2 do 7, što odgovara brzinama slobodnog toka vode od približno 1 m/s do maksimalno 4 m/s. Najveća snaga dobivena je za omjer brzina na vrhu lopatice jednakom 4, što odgovara brzini strujanja vode od 2 m/s. Snaga je za navedenu brzinu iznosila 5616 W, a koeficijent snage  $C_p$  45,4%. U tablici 4 su prikazani rezultati (koeficijenti snage  $C_p$ ) provedenih numeričkih simulacija za različite vrijednosti omjera brzina na vrhu lopatice  $TSR$ . Većina izvedbi kinetičkih vodnih turbina je razvijena za primjenu u morima i oceanima pa su stoga promjeri rotora tih turbina značajno veći od promjera rotora razmatranog u sklopu ovog rada. U sklopu istraživanja prikazanog u [99], optimirana je turbina bez statora za primjenu u rijekama, promjera 3 m te je uspoređena s dvije najpoznatije kinetičke vodne turbine u radu („*SeaGen*“ kinetičkom vodnom turbinom u Sjevernoj Irskoj, promjera 18 m i „*Verdant Power*“ riječnom turbinom, promjera 5 m). Turbina „*SeaGen*“ ima najviši koeficijent snage (0,45-0,48), dok izvedba riječne turbine „*Verdant Power*“ ima koeficijent snage od 0,38 do 0,4. Optimirana turbina, konstruirana u [99] odlikuje se koeficijentima snage u području od 0,4 do 0,45. Maksimalna vrijednost koeficijenta snage turbine konstruirane pomoću integriranog pristupa predloženog u sklopu ovog rada, u iznosu od 45,4%, je vrlo visoka ako se uspoređi s vrijednostima predstavljenim u literaturi, posebno ako se uzme u obzir da su općenito koeficijenti snage turbina manjih promjera nešto niži. Time se potvrđuje prednost predloženog integriranog pristupa konstruiranju lopatica turbine, koji uključuje optimizaciju hidroprofila ali i duljine tetive i kuta uvijanja profila po visini lopatice.

Tablica 4. Vrijednosti koeficijenta snage za različite omjere brzine na vrhu lopatice rotora

$TSR$	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$C_p$ , [%]	23,9	36,7	42,1	45,0	45,4	44,3	41,2	36,6	29,1	22,1	13,6

Visoke vrijednosti koeficijenta snage (oko 45%) dobivene se i za omjere brzina na vrhu lopatice 3,5 i 4,5 što dovodi do zaključka da se visoka iskoristivost postiže u prilično širokom području

brzina strujanja 1,8 m/s do 2,3 m/s. Koeficijenti snage iznad 40%, ostvaraju se u rasponu od 1,5 m/s do 2,9 m/s. Nešto niža iskoristivost turbine karakteristična je isključivo za uvjete rada koji su daleko od projektnih, odnosno vrlo visoke brzine strujanja vode (iznad 3 m/s) ili vrlo niske brzine strujanja (ispod 1,5 m/s). Normirano polje brzine za projektni režim rada turbine u longitudinalnoj ravnini prikazano je na slici 39.

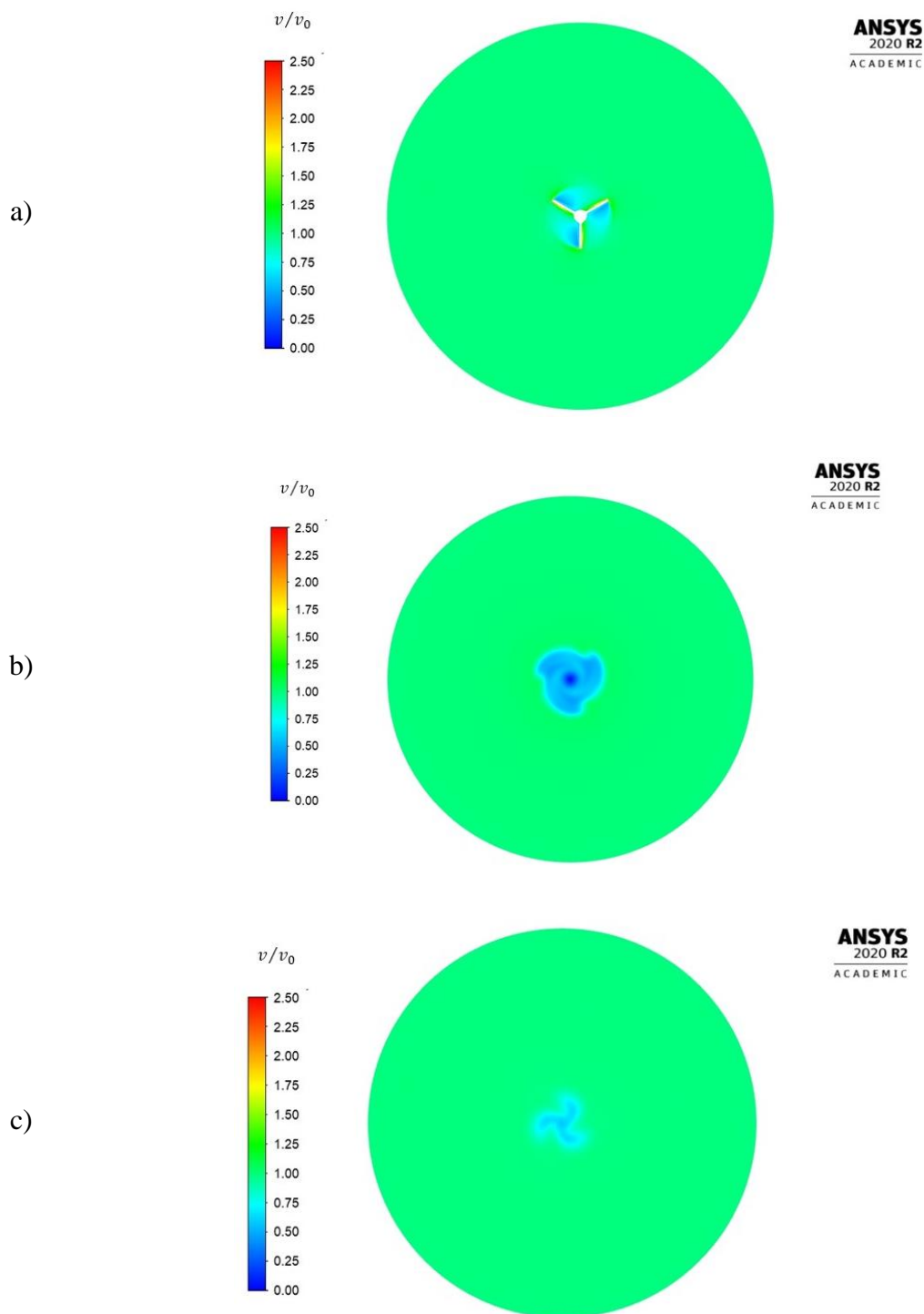


Slika 39. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini za projektni režim rada turbine bez statora uz  $TSR=4$ :  
a) u vrtložnom tragu iza turbine; b) po duljini računalne domene

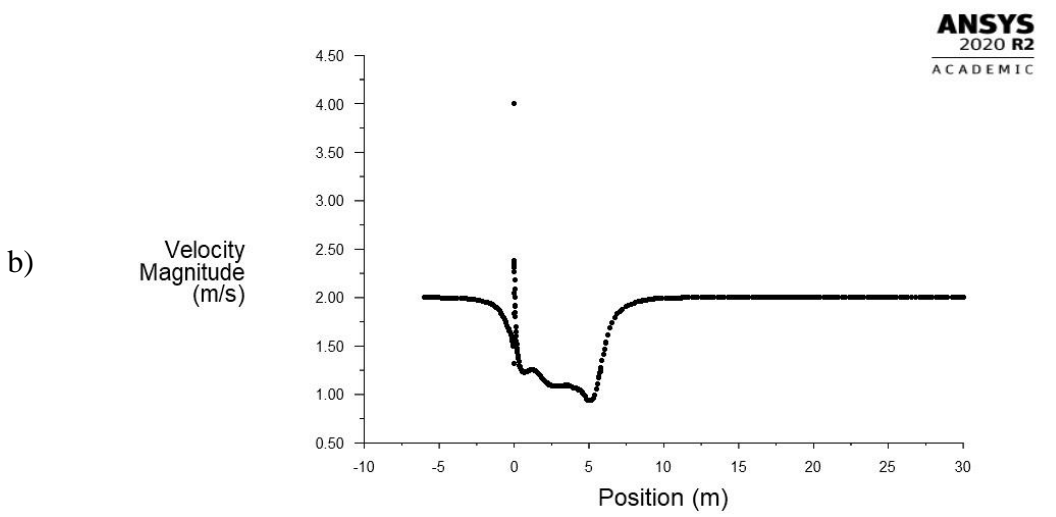
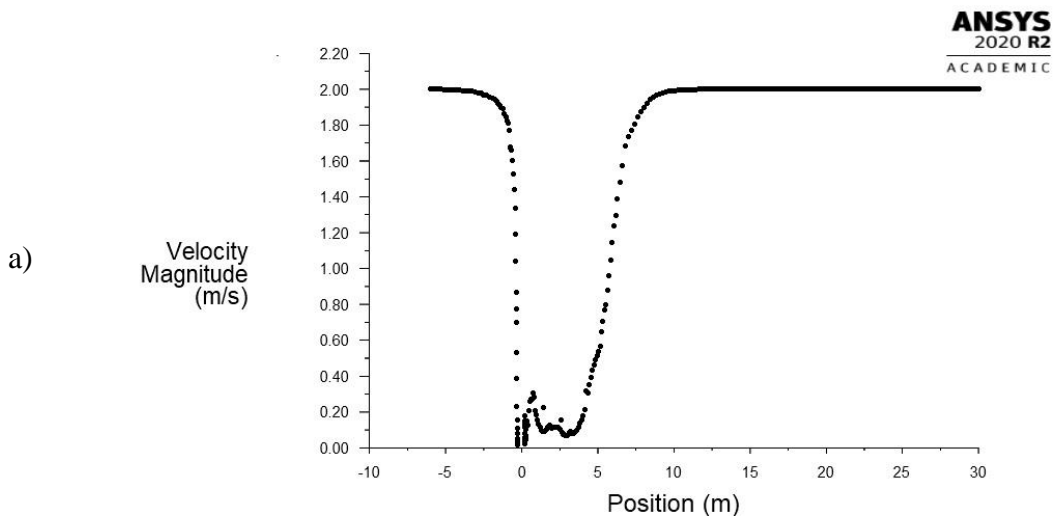
Na slici 40 prikazano je normirano polje modula vektora brzine za projektni režim rada ( $TSR = 4$ ) u poprečnom presjeku u ravnini rotora, dok je na slici 40 b) i c) prikazano normirano polje modula vektora brzine na udaljenosti  $1D$ , odnosno  $3D$  od rotora. Do pretvorbe dijela kinetičke energije dolazi pri interakciji lopatice turbine s nadolazećim tokom. Iza turbine dolazi do smanjenja brzine koje je posljedica formiranja recirkulacijske zone u vrtložnom tragu nizvodno

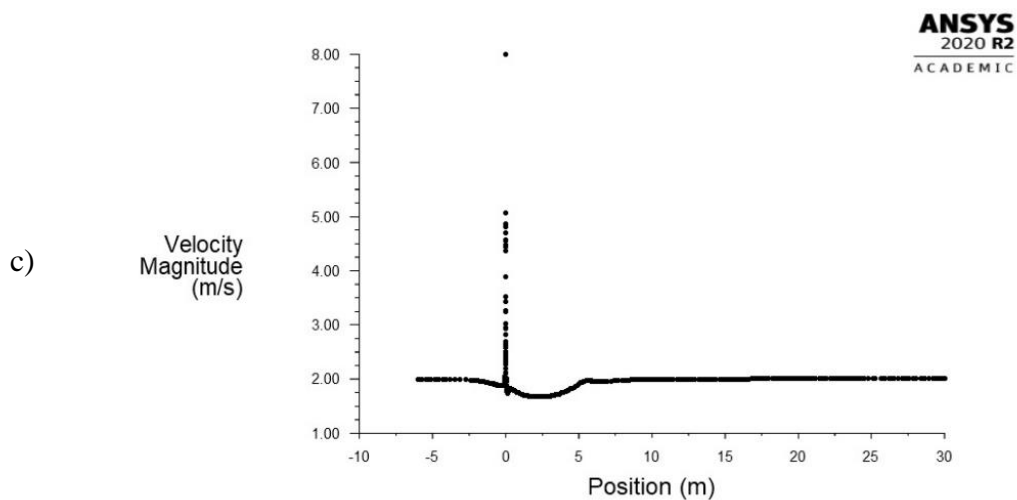
od turbine. Formirani vrtložni trag vidljiv je i na udaljenosti  $3D$  nizvodno od turbine. Ugradnja turbine u niz moguća je tek na dovoljnoj udaljenosti od prve turbine. U svrhu zaključivanja o potrebnom razmaku među turbinama analizirana je promjena brzine toka vode duž računalne domene na tri različite visine a rezultati su grafički prikazani na slici 41. U dijagram na slici 41 a može se uočiti da se brzina toka vode počinje približavati svojoj početnoj vrijednosti tek 5 m iza rotora. Oporavak brzine toka vode potpuno se postiže po cijeloj visini lopatice 10 m nizvodno, što dovodi do zaključka da bi minimalni razmak između turbina trebao iznositi  $6D$  kako bi se izbjegao negativan utjecaj smanjenja brzine u vrtložnom tragu. Stvaranje recirkulacijske zone iza turbine i vrtložni trag još se jasnije mogu uočiti ako se razmotre strujnice normirane brzine oko turbine bez statora na slici 42. Može se jasno uočiti vrtložno strujanje iza turbine gdje ujedno dolazi i do smanjenja brzine, dok je modul vektora brzine najveći na vrhovima lopatica.

Polje statičkog tlaka u longitudinalnoj ravnini je prikazano na slici 43. Može se uočiti značajna razlika tlaka između konkavne i konveksne strane lopatice. Na podtlačnoj strani lopatice tlak je niži a ta razlika se povećava prema vrhu lopatice, kako se može vidjeti na slici 44. Uslijed te razlike tlaka dolazi do prestrujavanja s pretlačne na podtlačnu strane lopatice te vrtloženja na vrhu lopatice. Sa spomenutim sekundarnim strujanjem povezani su gubici koji smanjuju izlaznu snagu. Polje statičkog tlaka oko lopatice, odnosno poprečnog dijela lopatice na visini od  $0,9R$  prikazano je na slici 45. Može se uočiti kako tlak raste na donjoj strani poprečnog presjeka lopatice, dok s gornje strane tlak pada. Modul vektora vrtložnosti iza izlaznog brida turbine prikazan je na slici 46, na kojoj je moguće uočiti područja u kojima su veći moduli vrtložnosti. Veći moduli vrtložnosti na vrhu lopatice posljedica su prethodno spomenutog sekundarnog strujanja uslijed razlike tlaka s konveksne i konkavne strane lopatice. Rezultati prikazani na slici 47 i slici 48 pokazuju da je intenzitet turbulencije najviši u vrtložnom tragu iza turbine i oko lopatica turbine, posebice na samom vrhu.

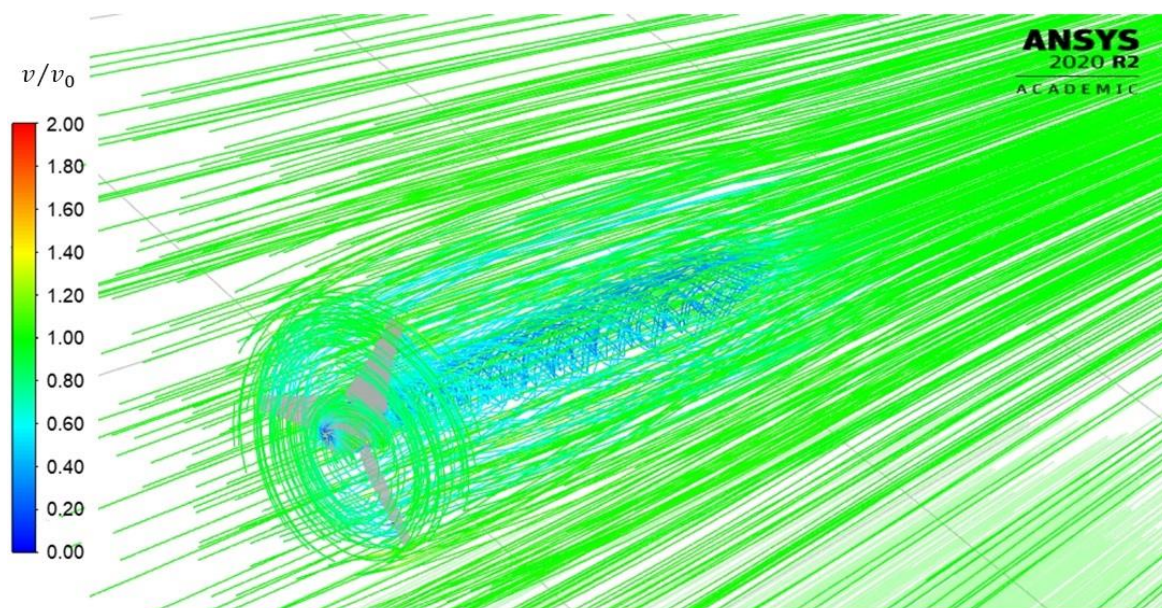


Slika 40. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine za projektni režim rada turbine bez statora uz  $TSR = 4$  u poprečnom presjeku:  
a) u ravnini rotora; b) na udaljenosti 1D nizvodno; c) na udaljenosti 3D nizvodno





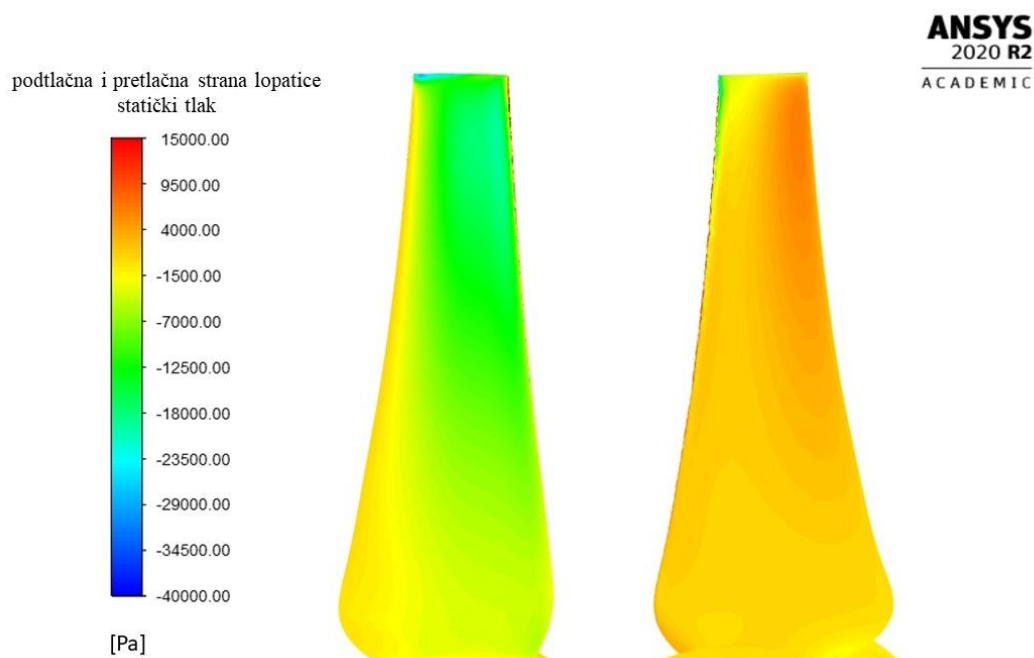
Slika 41. Promjena brzine toka vode u aksijalnom smjeru za projektni režimu rada turbine bez statora  $TSR = 4$ :  
a) u središtu rotora; b) na visini lopatice  $r=0,5$  m; c) na visini lopatice  $r=1$  m



Slika 42. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine oko turbine bez statora uz  $TSR = 4$

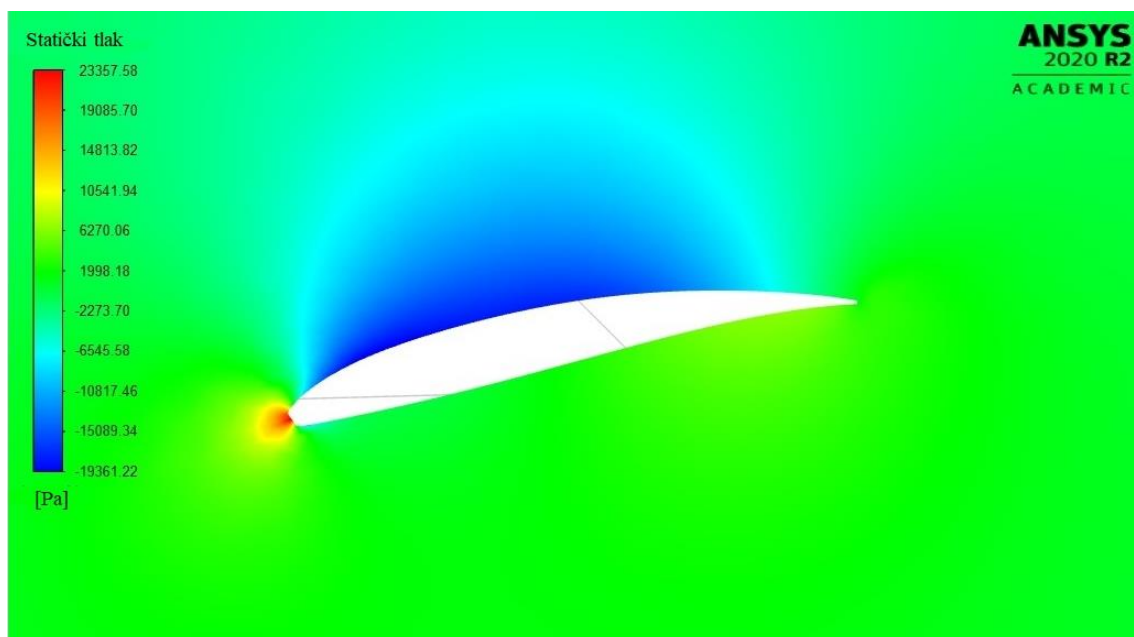


Slika 43. Polje statičkog tlaka oko rotora turbine u longitudinalnoj ravnini za projektni režim rada ( $TSR = 4$ ) turbine bez statora

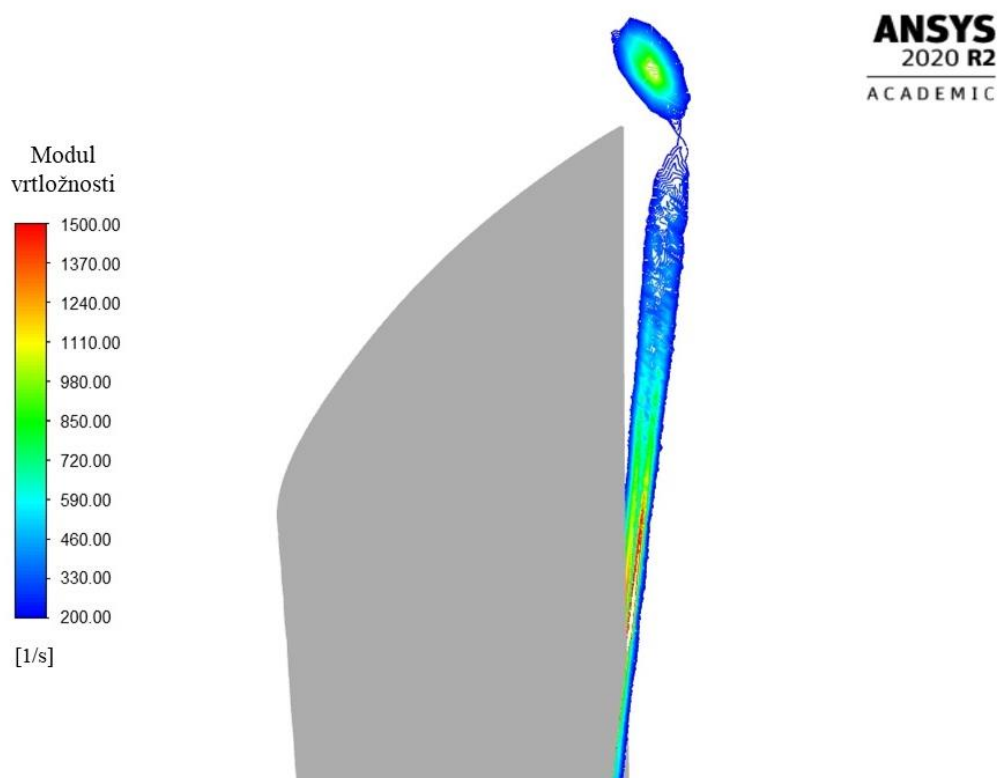


Slika 44. Polje statičkog tlaka na podtlačnoj i pretlačnoj strani lopatice rotora turbine bez statora

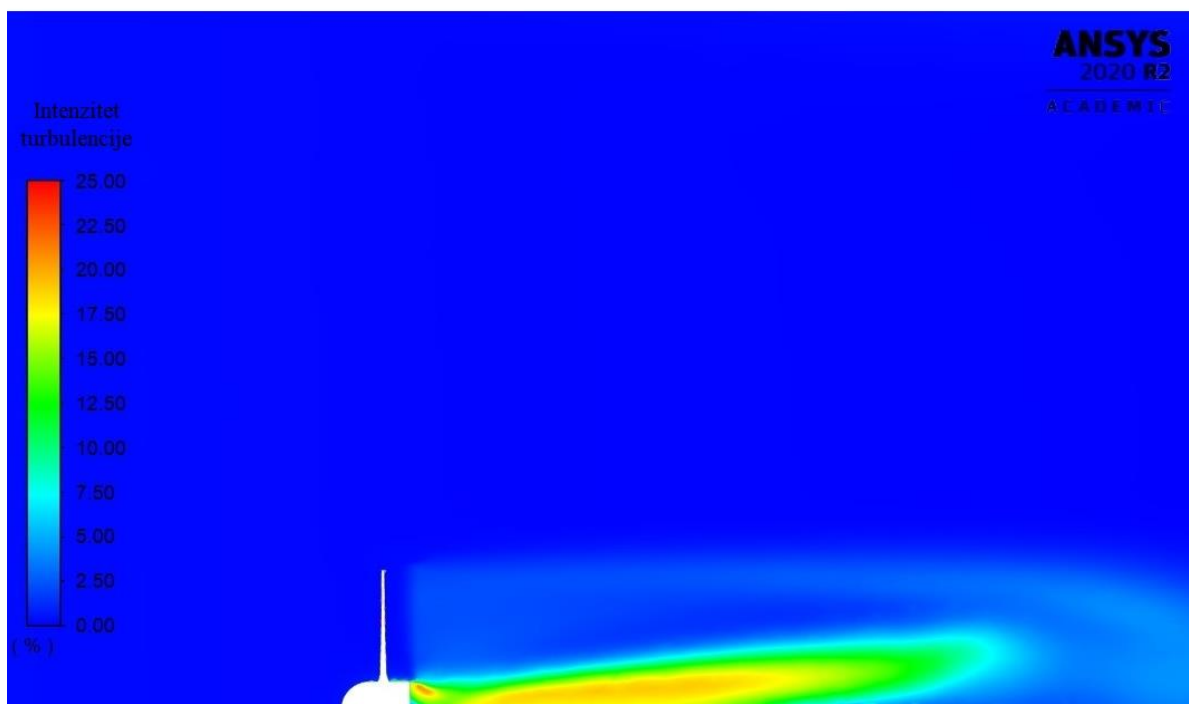




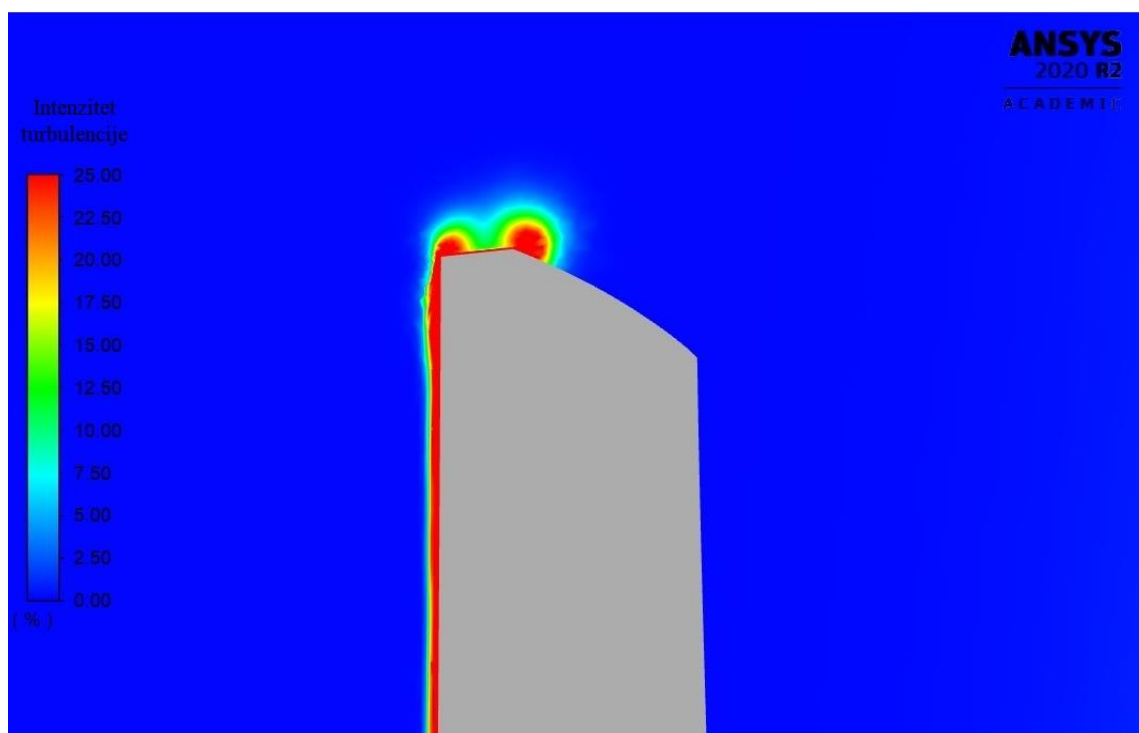
Slika 45. Polje statičkog tlaka oko poprečnog presjeka lopatice turbine bez statora na visini  $R = 0,9$  m



Slika 46. Modul vektora vrtložnosti u blizini izlaznog brida lopatice turbine bez statora



Slika 47. Intenzitet turbulencije u longitudinalnoj ravnini turbine bez statora



Slika 48. Intenzitet turbulencije na vrhu lopatice turbine bez statora

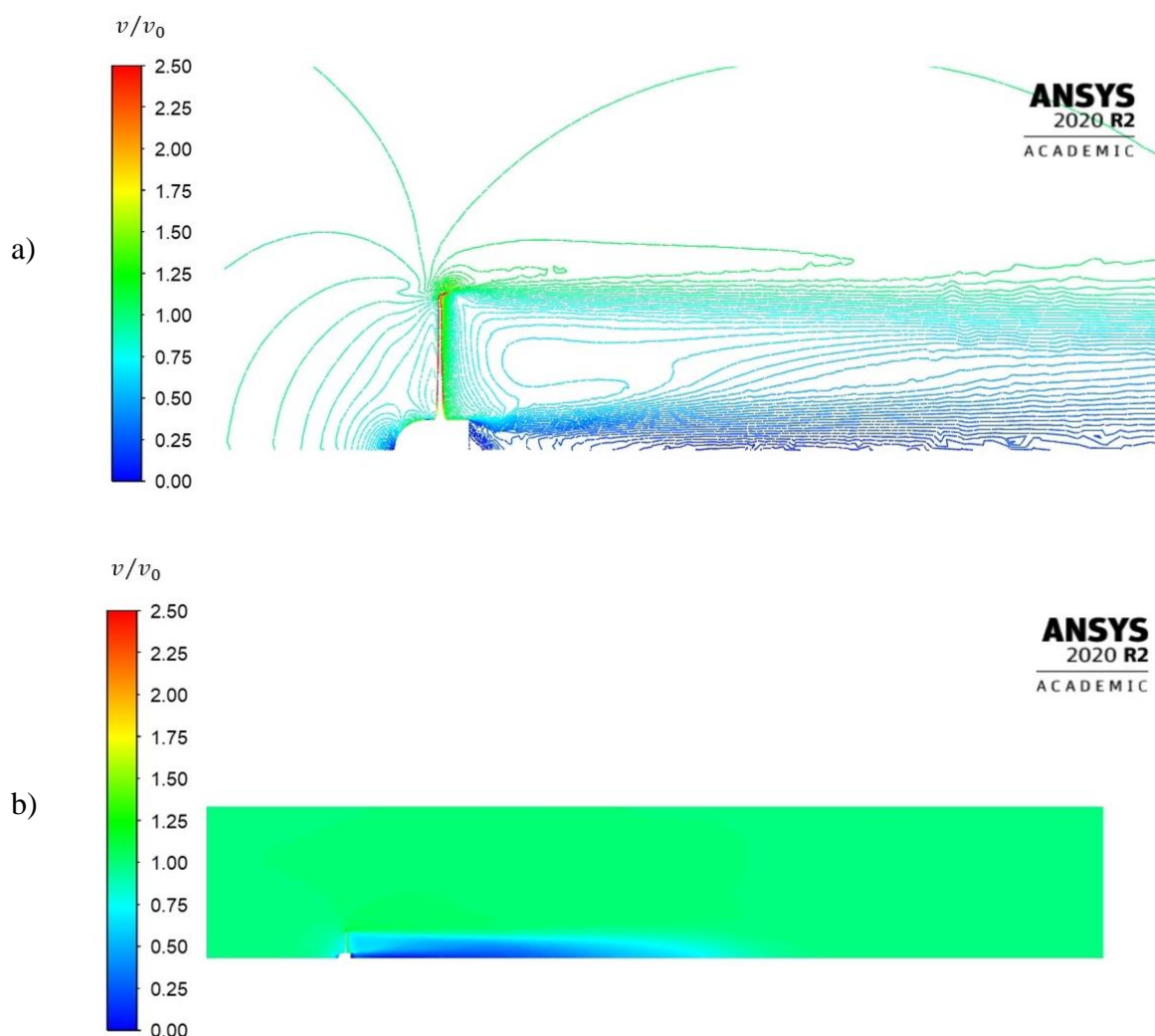
### 5.2.2. Kinetička vodna turbina s terminezonima (eng. *winglets*)

Kako bi se reducirali gubici na vrhu lopatice, koji su posljedica sekundarnog strujanja uslijed razlike tlaka na konkavnoj i konveksnoj strani lopatice, konstruiran je rotor s terminezonima na vrhu lopatica. U nastavku su prikazani rezultati numeričkih simulacija turbine s terminezonima za omjere brzina na vrhu lopatice  $TSR$  od 2 do 7. Dobiveni koeficijenti snage za različite režime rada uspoređeni su s koeficijentima snage turbine bez terminezona, a usporedba je prikazana u tablici 5. Izvedba s terminezonima postiže maksimalni koeficijent snage za istu vrijednost omjera brzina na vrhu lopatice kao i rotor bez terminezona. Maksimalna vrijednost koeficijenta snage iznosi 48,9% a postiže se za brzinu vode od 2 m/s koja odgovara omjeru brzina na vrhu lopatica  $TSR = 4$ . U cijelom razmatranom području rada turbine dolazi do povećanja koeficijenta snage uslijed smanjenja gubitaka na vrhu lopatica. Povećanje koeficijenta snage iznosi od 3,5% do 8,9%, ovisno o brzini vode, odnosno omjeru brzina na vrhu lopatice. Relativni porast koeficijenta snage ipak nije najviši u slučaju projektnog režima rada. Maksimalno povećanje koeficijenta snage ostvareno je za omjer brzina na vrhu lopatice  $TSR = 4,5$  i iznosilo je gotovo 9%.

Tablica 5. Vrijednosti koeficijenta snage kinetičke vodne turbine s terminezonima i porast koeficijenta snage u odnosu na rotor bez terminezona

$TSR$	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$C_p$ , [%]	24,7	39,6	46,6	48,1	48,9	48,2	44,6	38,4	29,4	25,2	17,0
$\Delta C_p$ , [%]	3,5	8,0	8,7	7,2	7,2	8,9	7,6	4,9	3,9	6,7	7,0

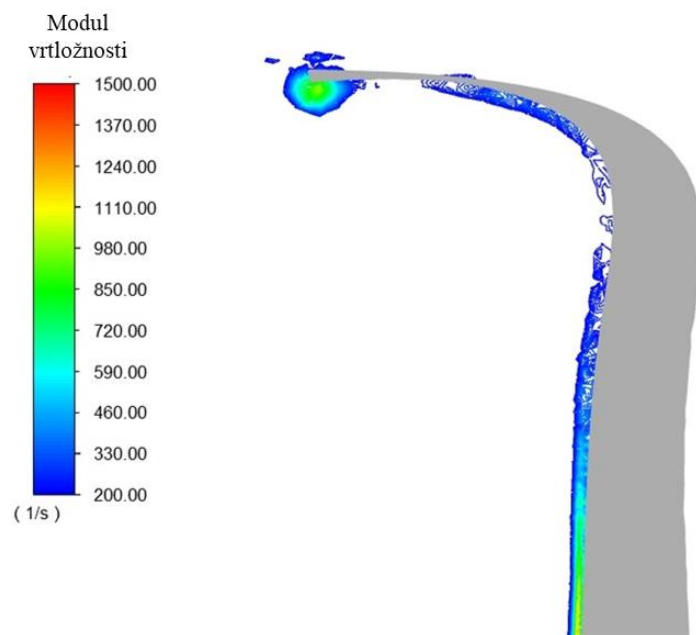
Na slici 49 a prikazana je kontura normiranog polje modula vektora brzina oko turbine i u vrtložnom tragu dok je na slici 49 b prikazano normirano polje modula vektora brzina po duljini cijele domene u longitudinalnoj ravnini. Slika 50 prikazuje modul vektora vrtložnosti na vrhu lopatice i u blizini terminezona, dok su na slici 51 prikazane strujnice normiranog polja modula vektora brzine oko turbine s terminezonima i u vrtložnom tragu. Na slici 52 može se uočiti da je vrtložni trag u slučaju turbine s terminezonima nešto dulji nego je to u slučaju osnovne izvedbe rotora. To dovodi do zaključka da je u slučaju ugradnje ovakvih turbina u niz potrebno razmotriti na kojoj udaljenosti od turbine nizvodno dolazi do potpunog oporavka brzine. Na slici 52 vidi se da do potpunog oporavka brzine dolazi tek na 15 m nizvodno od turbine što je za  $5R$  duže nego što je to u slučaju izvedbe bez terminezona.



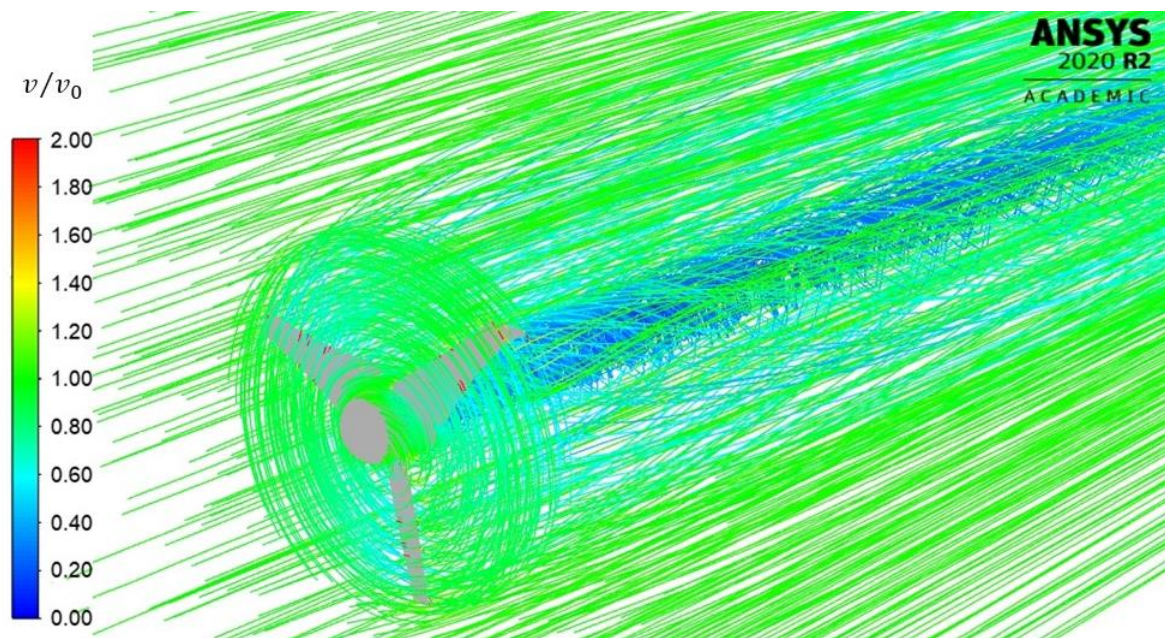
Slika 49. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini za projektni režim rada turbine s terminezonima  $TSR=4$ : a) u vrtložnom tragu iza turbine; b) po duljini računalne domene

Polje statičkog tlaka s pretlačne i podtlačne strane lopatice, prikazano na slici 54, pokazuje postojanje razlika tlaka s konkavne i konveksne strane lopatice. Ipak, na temelju većeg dobivenog koeficijenta snage može se zaključiti da terminezon okrenut prema podtlačnoj strani lopatice sprječava prestrujavanje s pretlačne na podtlačnu stranu lopatice, čime se smanjuju gubici.

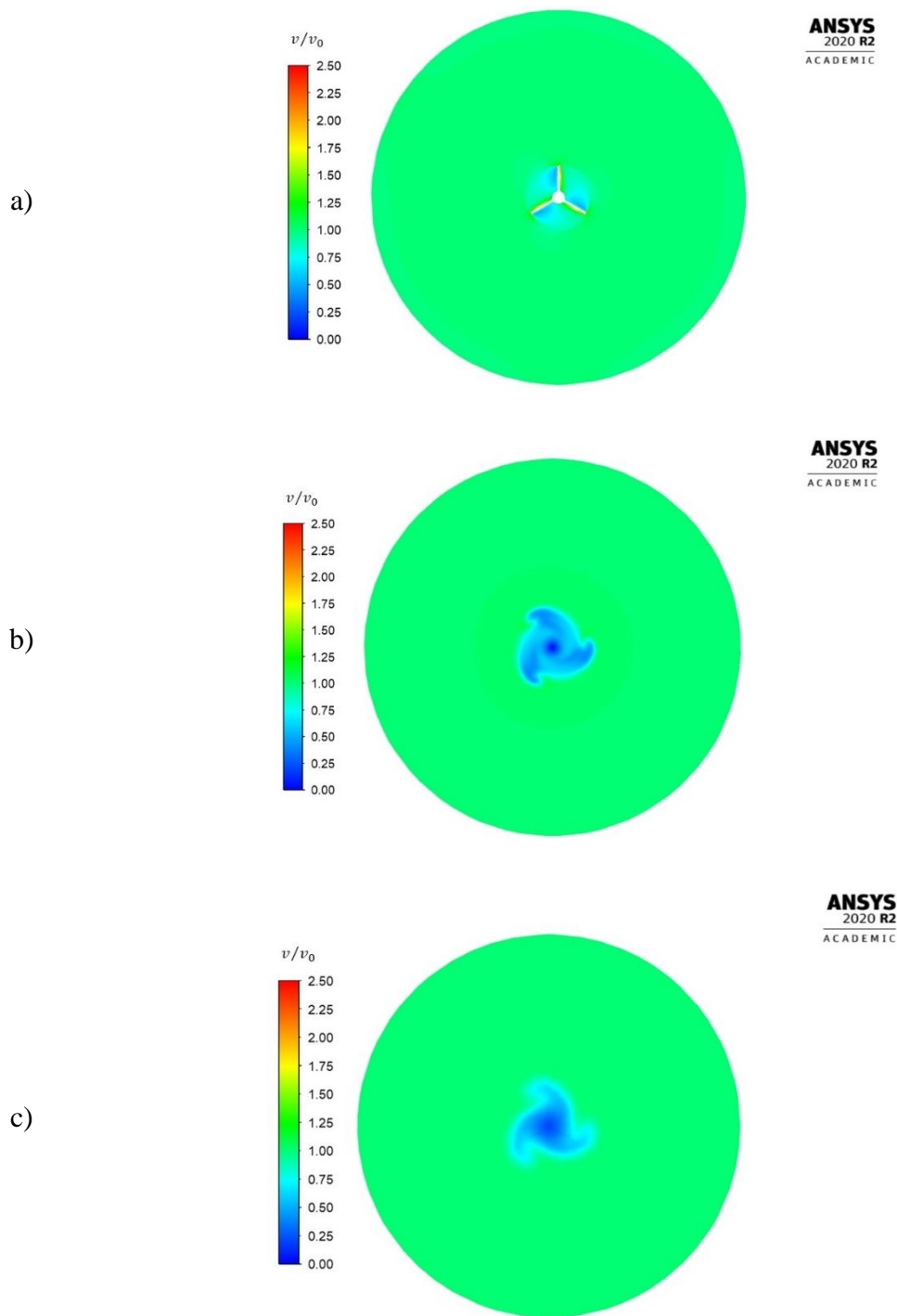
Rezultati na slici 55, prikazuju da je intenzitet turbulencije, slično kao i kod prethodne izvedbe rotora bez terminezona, najviši u vrtložnom tragu iza turbine i na vrhovima lopatica. U slučaju izvedbe s terminezonima intenzitet turbulencije je na vrhu lopatica ipak nešto niži, ali je u vrtložnom tragu nešto viši.



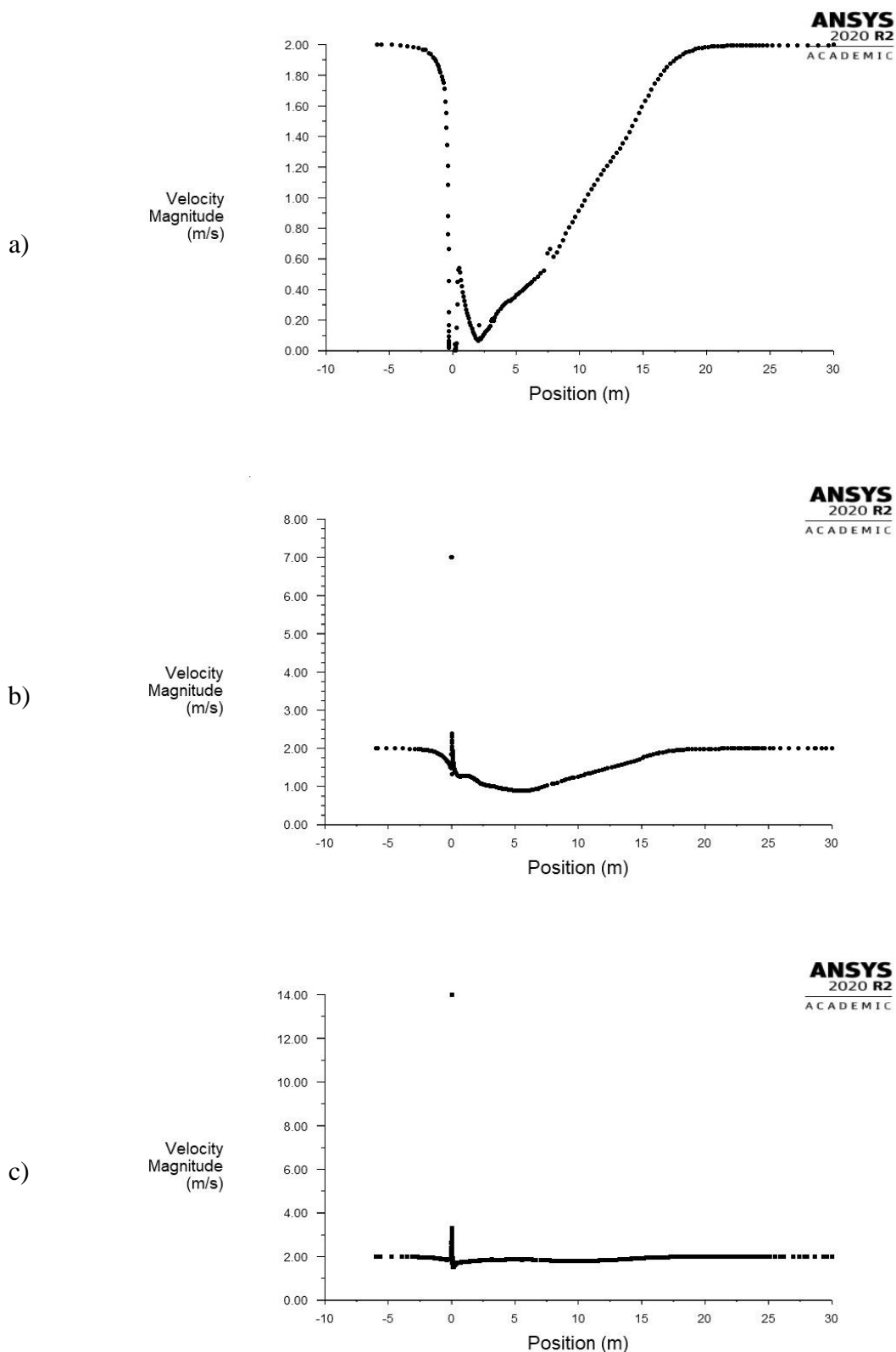
Slika 50. Modul vektora vrtložnosti na vrhu lopatice s terminezonom



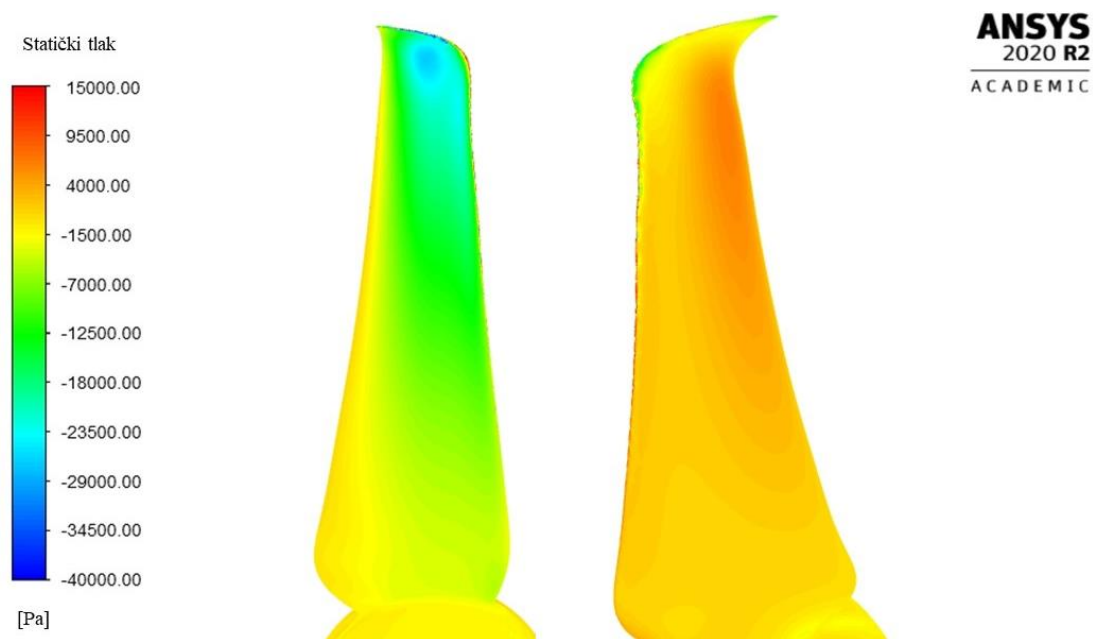
Slika 51. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine oko turbine s terminezonima



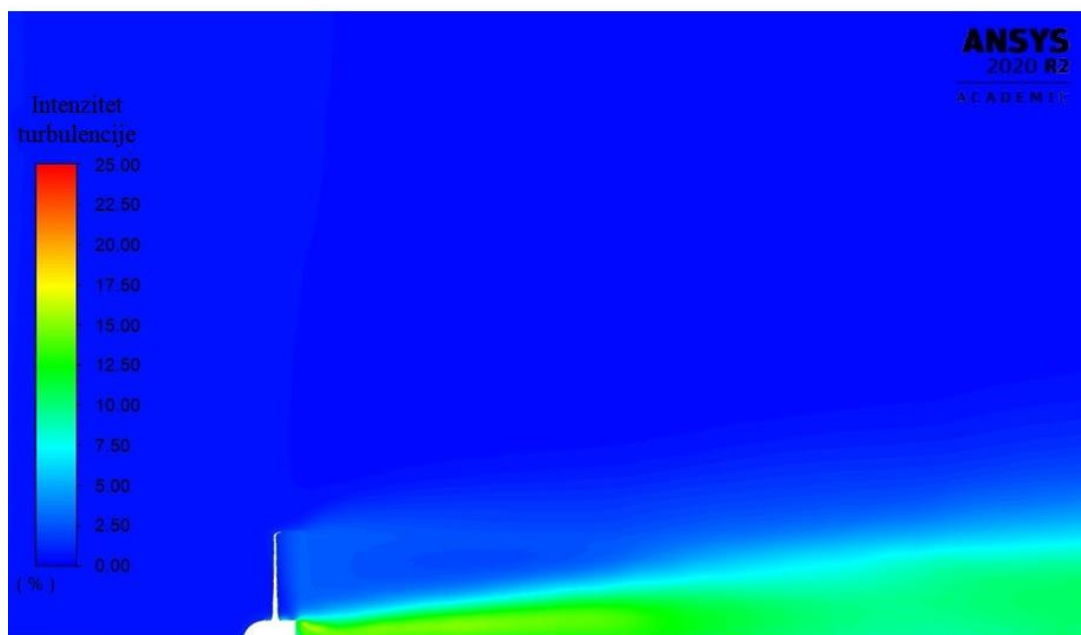
Slika 52. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine za projektni režim rada turbine s terminizonima  $TSR = 4$  u poprečnom presjeku:  
a) u ravnini rotora; b) na udaljenosti 1D nizvodno; c) na udaljenosti 3D nizvodno



Slika 53. Promjena brzine toka vode u aksijalnom smjeru za projektni režimu rada turbine s terminozonima  $TSR = 4$ :  
a) u središtu rotora; b) na visini lopatice  $r=0,5$  m; c) na visini lopatice  $r=1$  m



Slika 54. Polje statičkog tlaka na podtlačnoj i pretlačnoj strani lopatice rotora turbine s terminezonima uz  $TSR = 4$



Slika 55. Intenzitet turbulencije u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$  turbine s terminezonima



### 5.2.3. Kinetičke vodne turbine sa statorima

Kako bi se razmotrila mogućnost povećanja koeficijenta snage iznad Betz-ovog teorijskog ograničenja, koje vrijedi za slobodan rotor u struji fluida, analizirani su rezultati dobiveni numeričkim simulacijama strujanja za različite izvedbe turbina sa statorima. Analizirane izvedbe statora kao i varirani konstrukcijski parametri opisani su u poglavlju 4.3 rada.

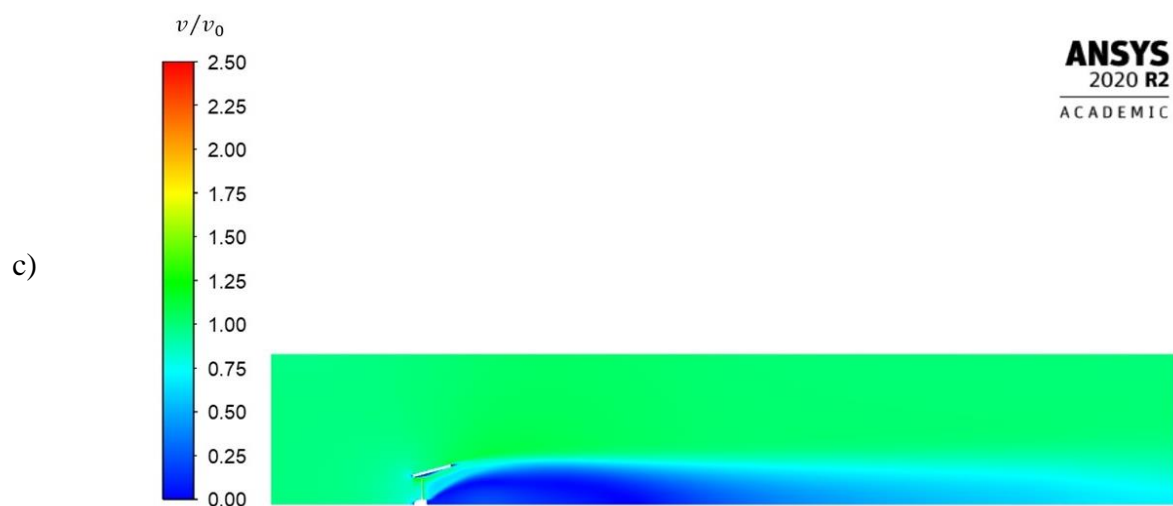
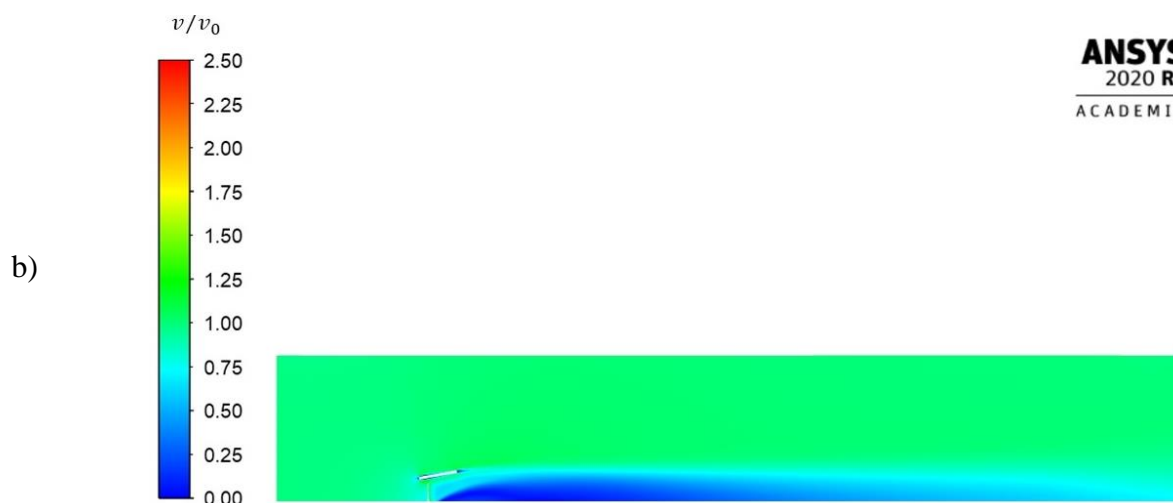
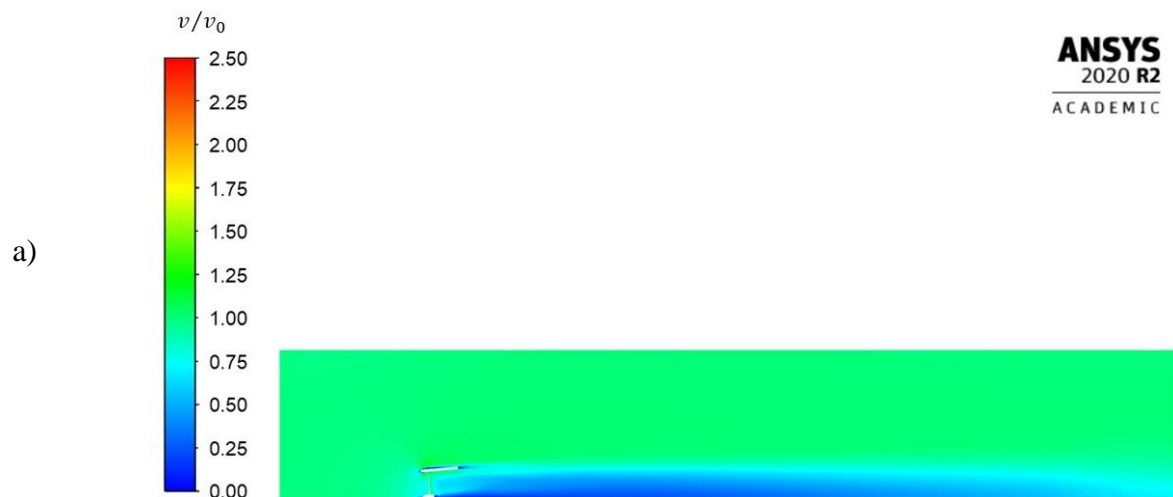
#### 5.2.3.1. Turbine DF

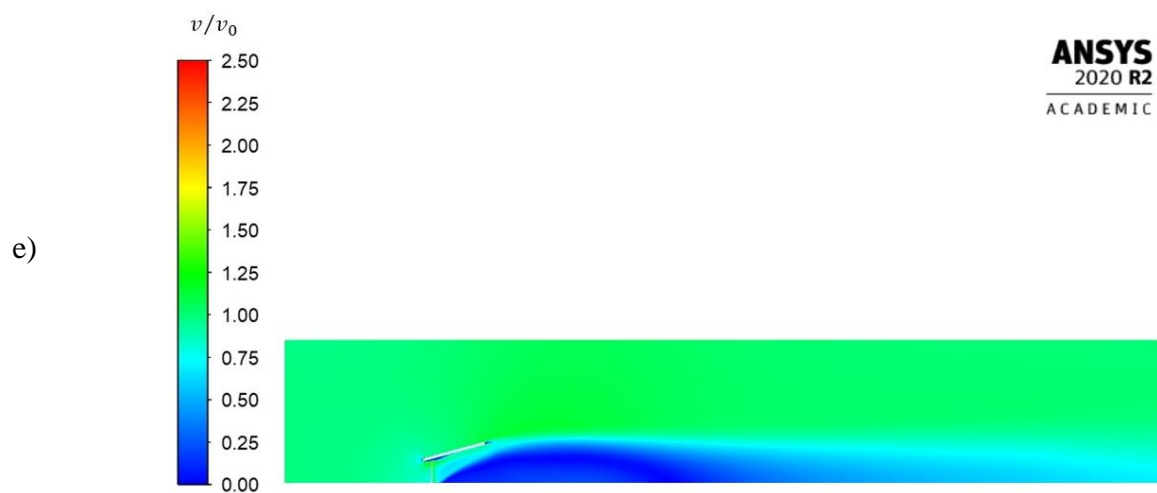
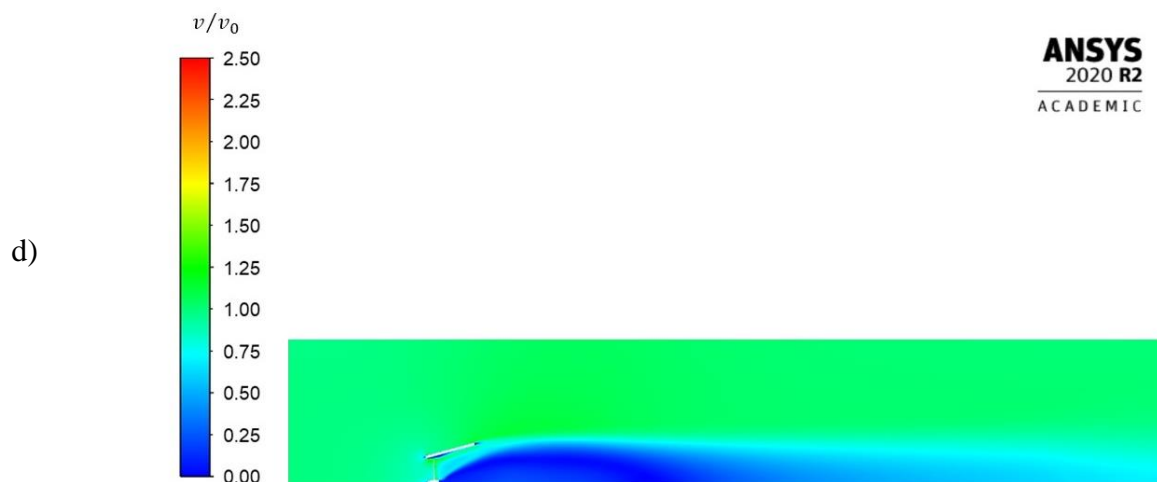
Turbine DF imaju statore u obliku difuzora, jednostavnog (pravilnog) poprečnog presjeka. Promjenom kuta širenja difuzora i duljine difuzora, koji su glavni konstrukcijski parametri statora, nastoji se ispitati njihov utjecaj na ostvarenu hidrauličku iskoristivost turbine. Prve tri izvedbe difuzora DF-1, DF-2 i DF-3 imaju istu duljinu difuzora, koja iznosi  $0,75 D$  dok je kut širenja difuzora  $5^\circ$ ,  $10^\circ$  i  $15^\circ$ . Rezultati numeričkih simulacija jasno ukazuju na značajnu ovisnost koeficijenta snage turbine o kutu širenja difuzora. Povećanje kuta širenja difuzora utjecalo je na porast koeficijenta snage koji je u odnosu na izvedbu bez statora porastao za gotovo 41% u slučaju turbine DF-3. Važno je napomenuti da se maksimalna vrijednost koeficijenta snage u slučaju turbina DF-2 i DF-3 nije ostvarila u istim radnim uvjetima kao u slučaju turbine bez statora i turbine DF-1, nego je to ostvareno pri omjeru brzina na vrhu lopatice jednakom 5, što odgovara brzini slobodnog toka vode od 1,6 m/s. Na osnovu saznanja iz prethodnih istraživanja koja sugeriraju kutove difuzora manje od  $15^\circ$  zbog pojave odvajanja toka, izvedbe s većim kutovima širenja difuzora nisu razmatrane. Kada je kut širenja difuzora veći od  $15^\circ$  dolazi do smanjivanja brzine u ravnini rotora kao posljedica pojave recirkulacijske zone na izlazu iz difuzora što zapravo smanjuje izlaznu površinu difuzora. Istraživanja u području vjetroturbina s difuzorom pokazuju da do ove pojave dolazi i pri nižim kutovima širenja difuzora (oko  $12^\circ$ ). Izvedbe difuzora DF-4 i DF-5 imaju kutove širenja difuzora  $15^\circ$  ali se razlikuju u duljinama difuzora. Time se nastojao ispitati utjecaj povećanja duljine difuzora na koeficijent snage turbine, odnosno hidrauličku iskoristivost. Rezultati numeričkih simulaciju potvrđuju da povećanje duljine difuzora utječe na porast koeficijenta snage i iznad 69%, u slučaju izvedbe DF-5. Za posljednje dvije izvedbe DF-4 i DF-5, maksimalne vrijednosti koeficijenta snage također su postignute za brzine slobodnog toka vode u iznosu 1,6 m/s što odgovara omjeru brzina na vrhu lopatica jednakom 5. Detaljniji prikaz vrijednosti koeficijenata snage za različite uvjete rada turbina DF dan je u tablici 6.

Tablica 6. Koeficijenti snage za DF turbine

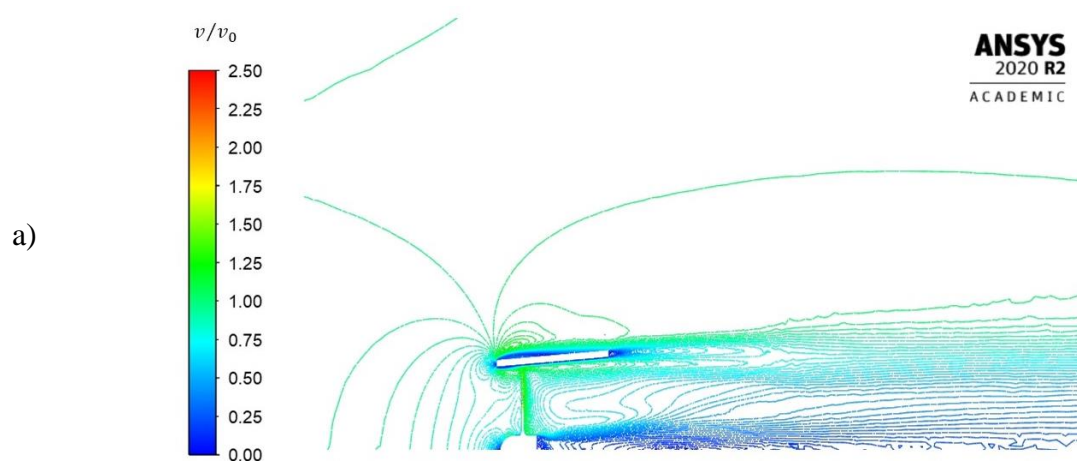
Turbina:	DF-1	DF-2	DF-3	DF-4	DF-5
$TSR$	$C_p$	$C_p$	$C_p$	$C_p$	$C_p$
[-]	[% ]	[% ]	[% ]	[% ]	[% ]
2	27,2	28,1	29,6	29,7	30,5
2,5	42,6	45,4	47,8	47,9	48,3
3	46,6	49,9	56,0	59,2	58,9
3,5	48,1	52,6	57,7	61,5	64,5
4	<b>48,9</b>	53,7	61,7	63,8	66,1
4,5	48,1	55,2	62,9	65,5	68,1
5	46,7	<b>55,8</b>	<b>64,0</b>	<b>66,2</b>	<b>69,1</b>
5,5	44,6	56,0	63,5	66,1	69,1
6	40,2	55,9	62,9	64,0	67,8
6,5	33,7	53,9	58,7	61,5	65,3
7	24,5	49,6	54,7	58,1	61,1

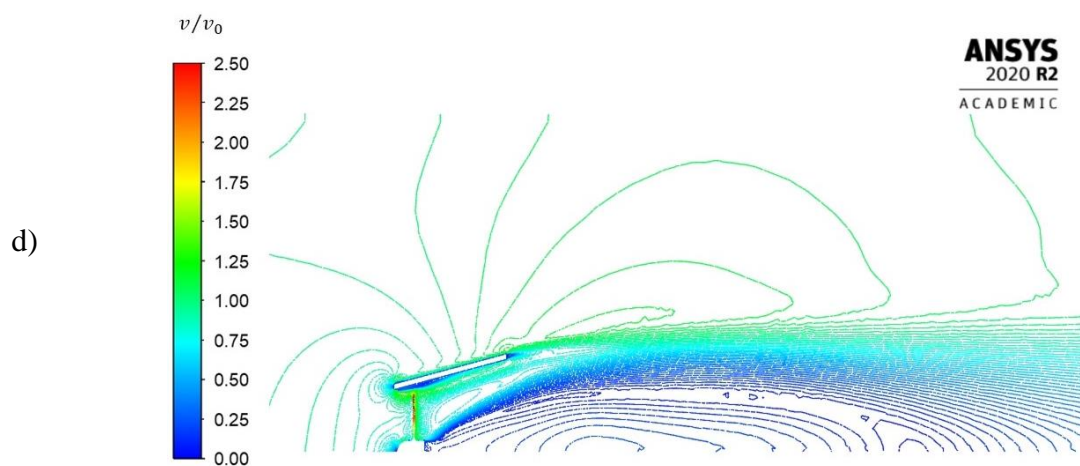
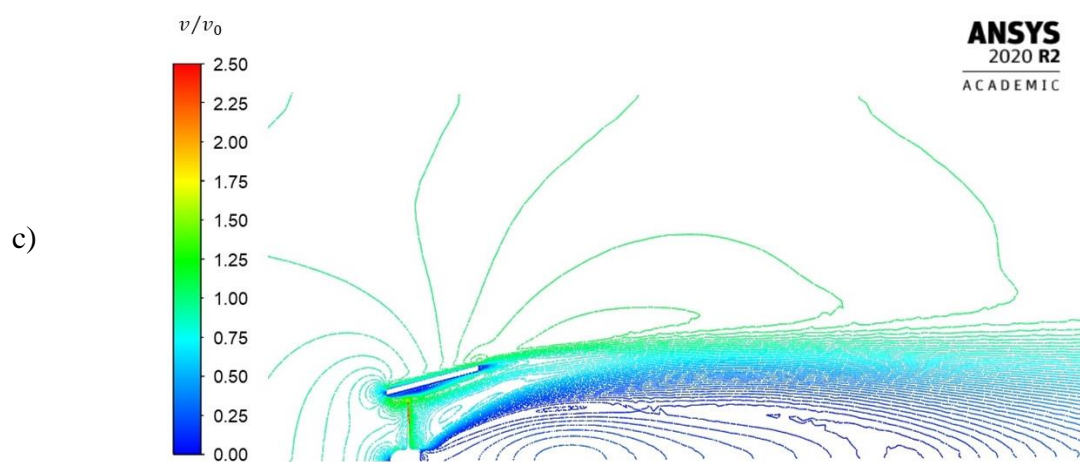
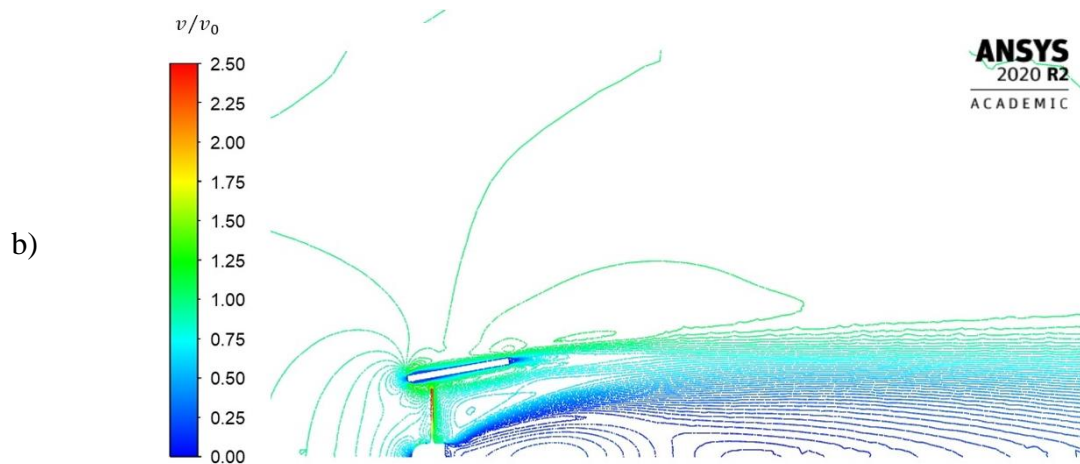
Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini za sve izvedbe turbina DF dan je na slici 56, gdje se jasno može uočiti da je recirkulirajuća zona najdulja u slučaju turbine DF-5, kojom se ostvaruje i najveći koeficijent snage. Vrtložni tragovi iza turbina mogu se uočiti na slici 57. Navedeno se može potvrditi i ako se analiziraju poprečni presjeci računalne domene na različitim udaljenostima nizvodno od rotora dani na slici 58 za DF-1 turbinu, slici 59 za DF-2 turbinu, slici 60 za DF-3 turbinu, slici 61 za DF-4 turbinu i slici 62 za DF-5 turbinu.

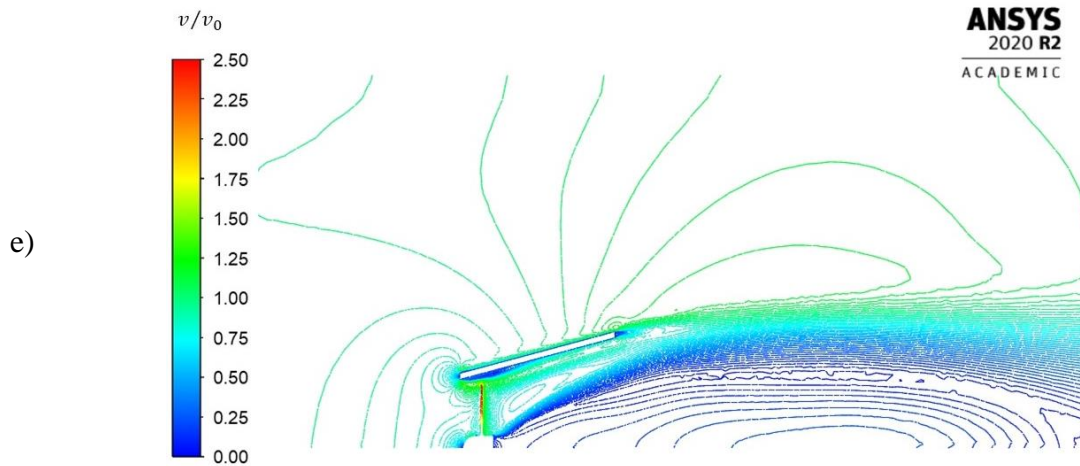




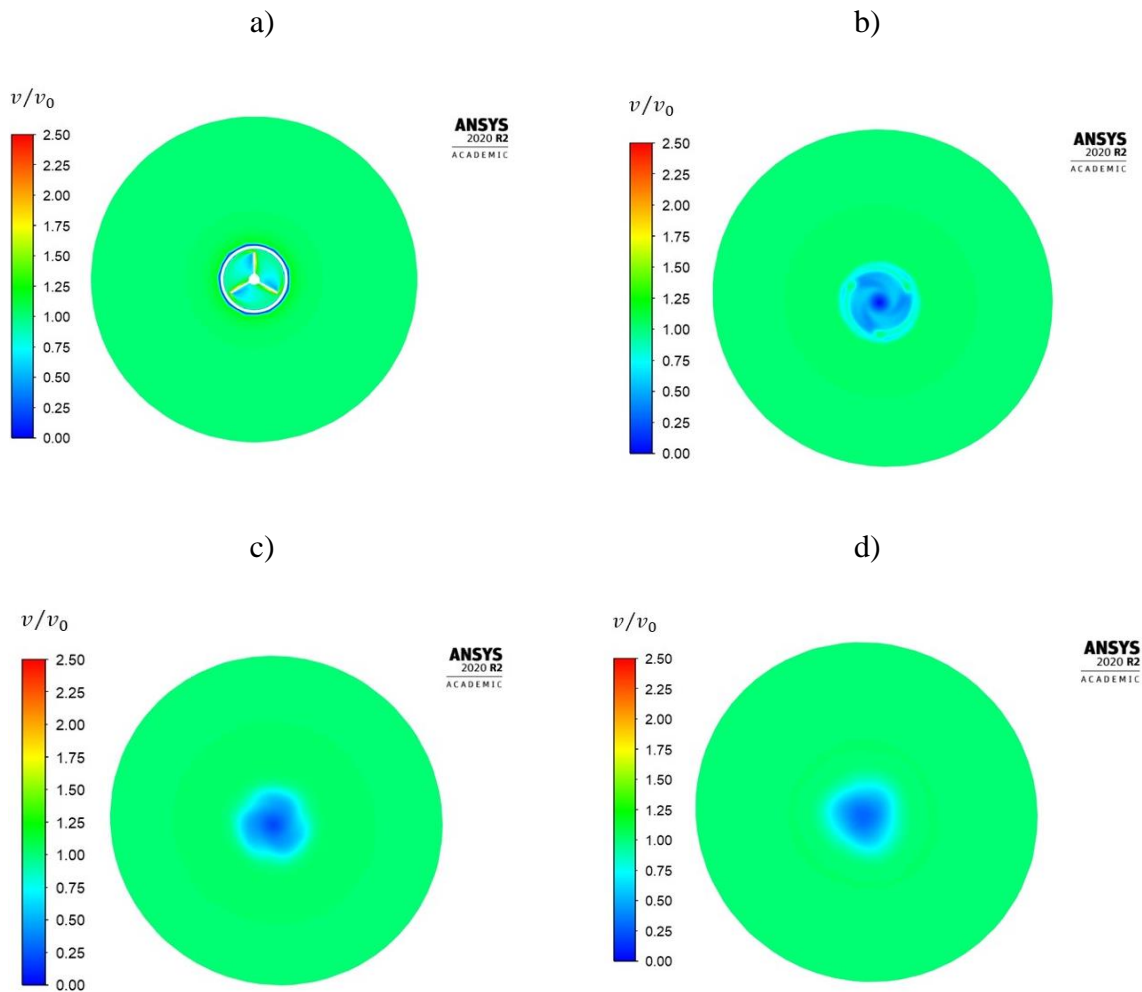
Slika 56. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine  
u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$   
a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5



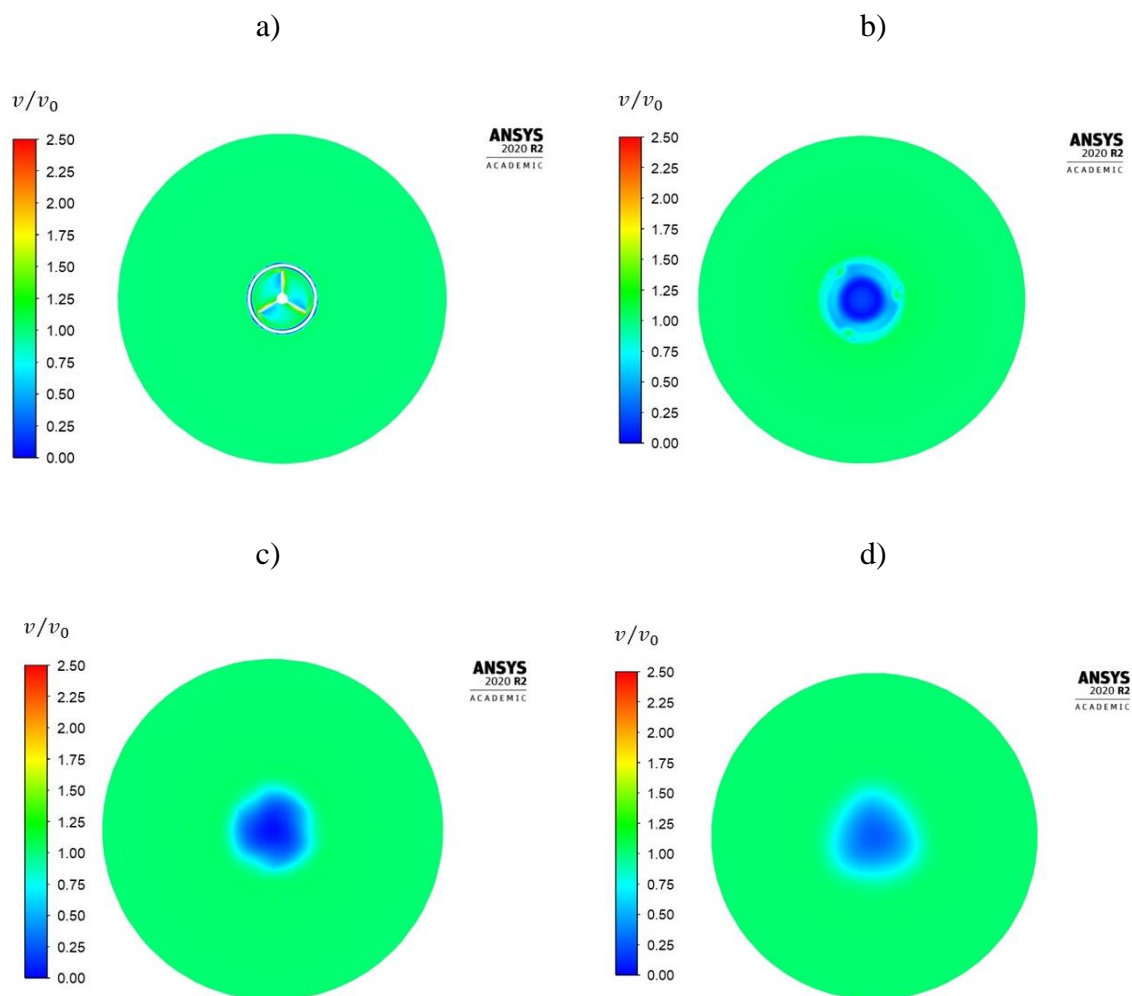




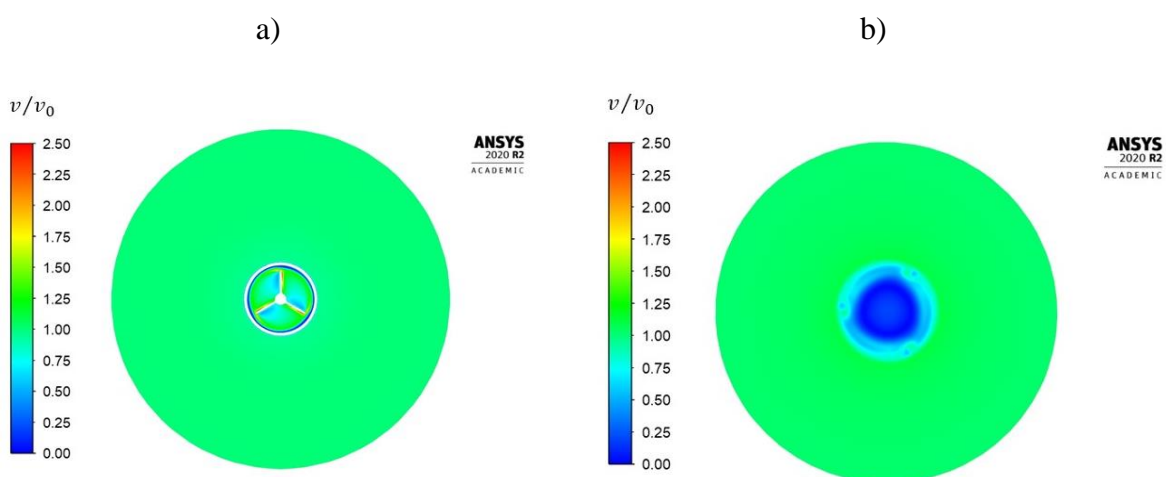
Slika 57. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$ :  
a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5

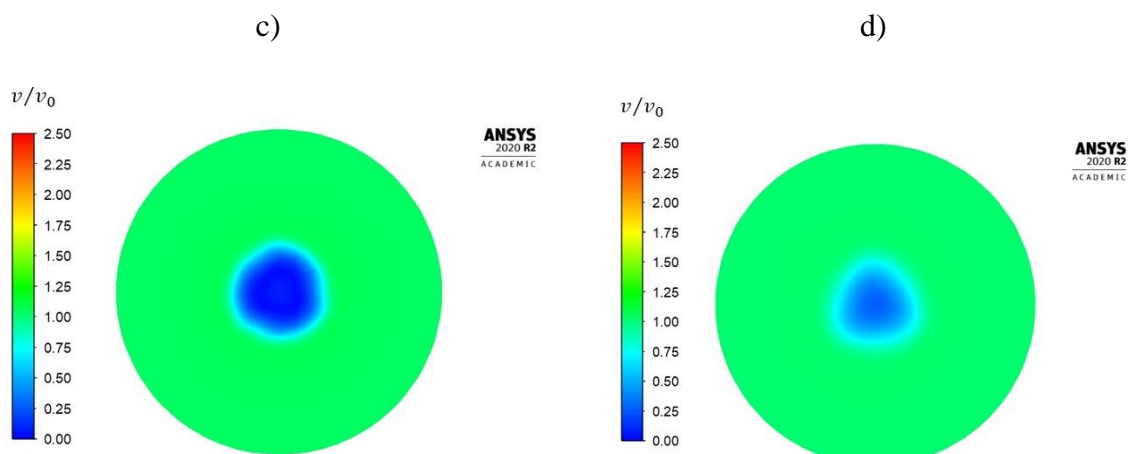


Slika 58. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-1 uz  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

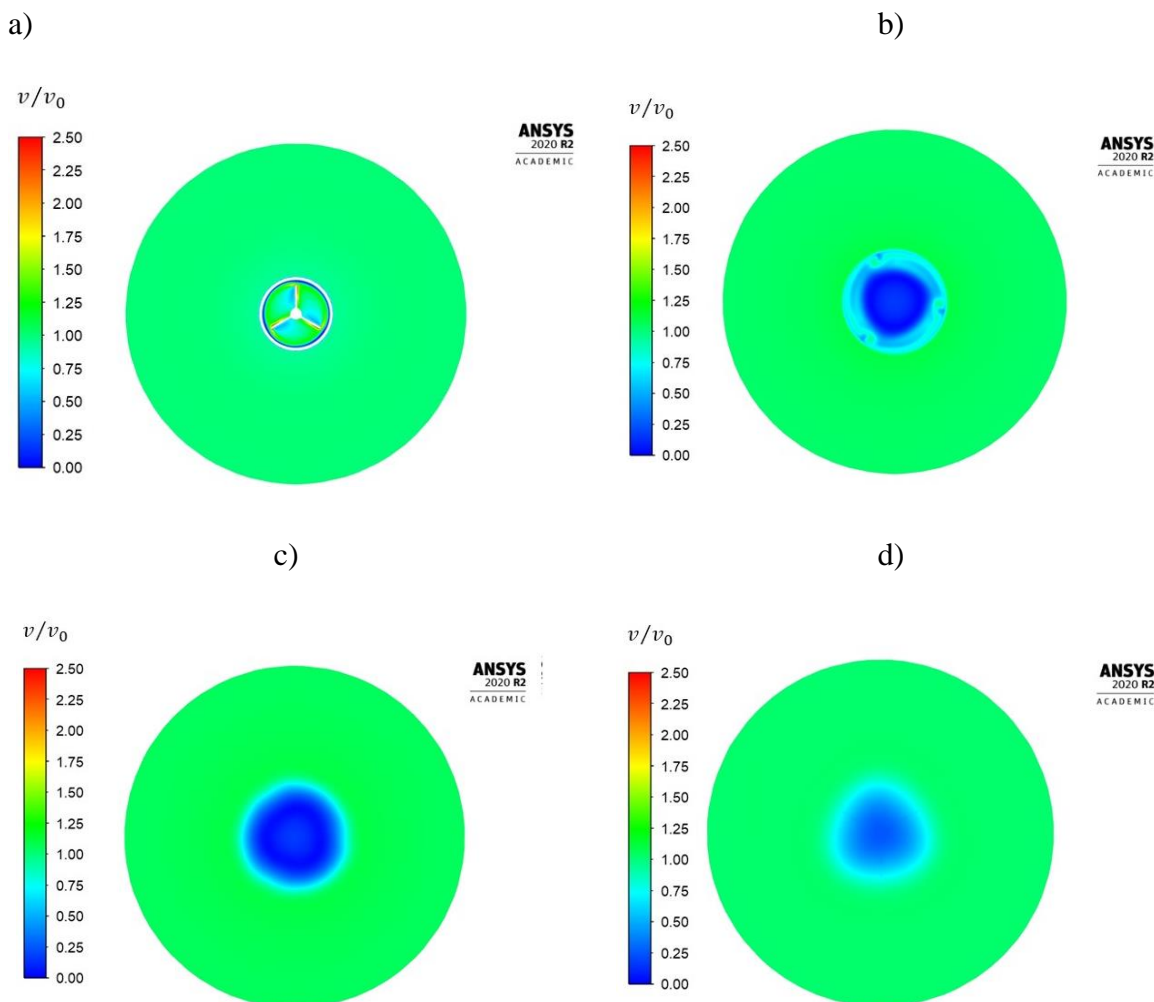


Slika 59. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-2 uz  $TSR = 4$ :  
a) u ravni rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno



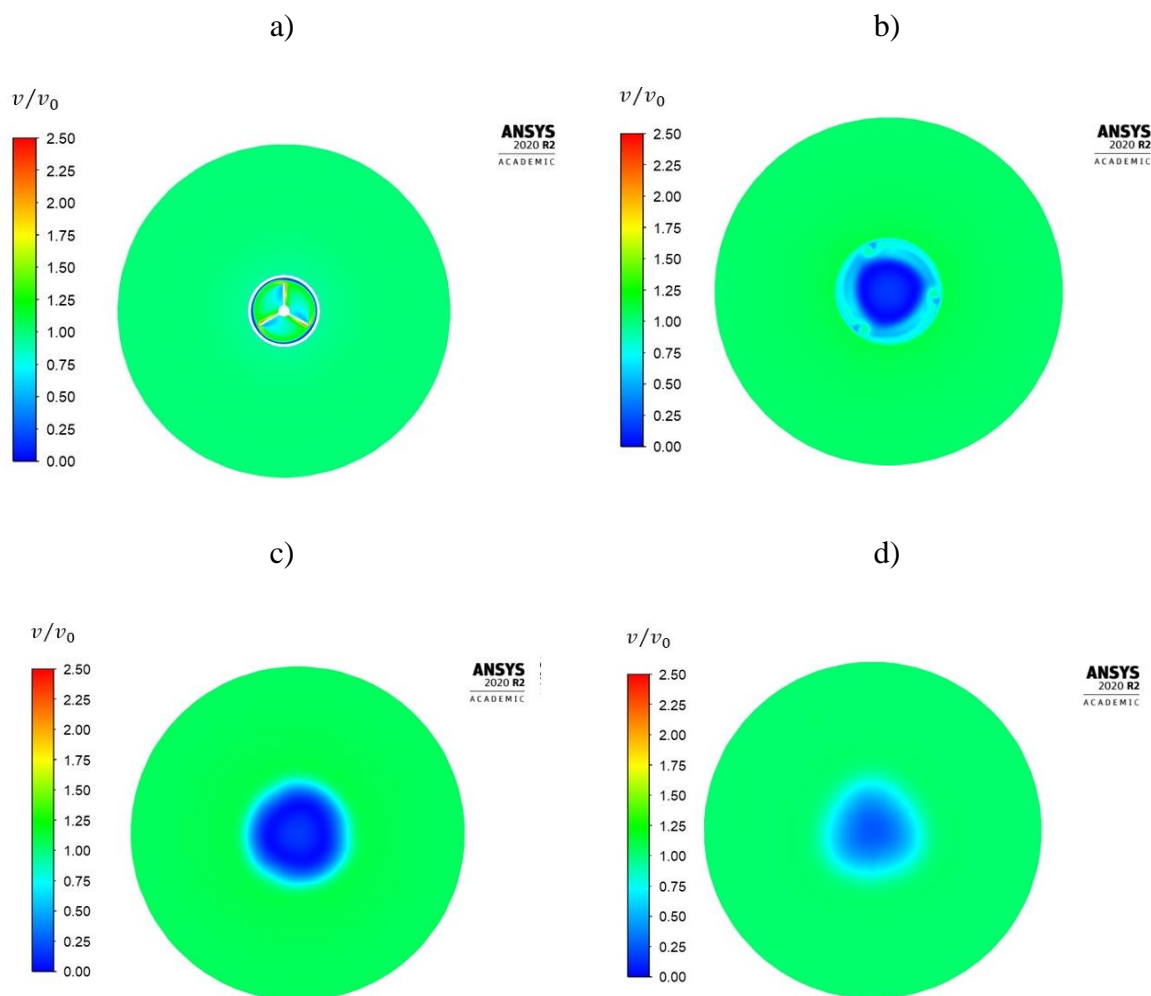


Slika 60. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-3 uz  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno



Slika 61. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-4 za  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

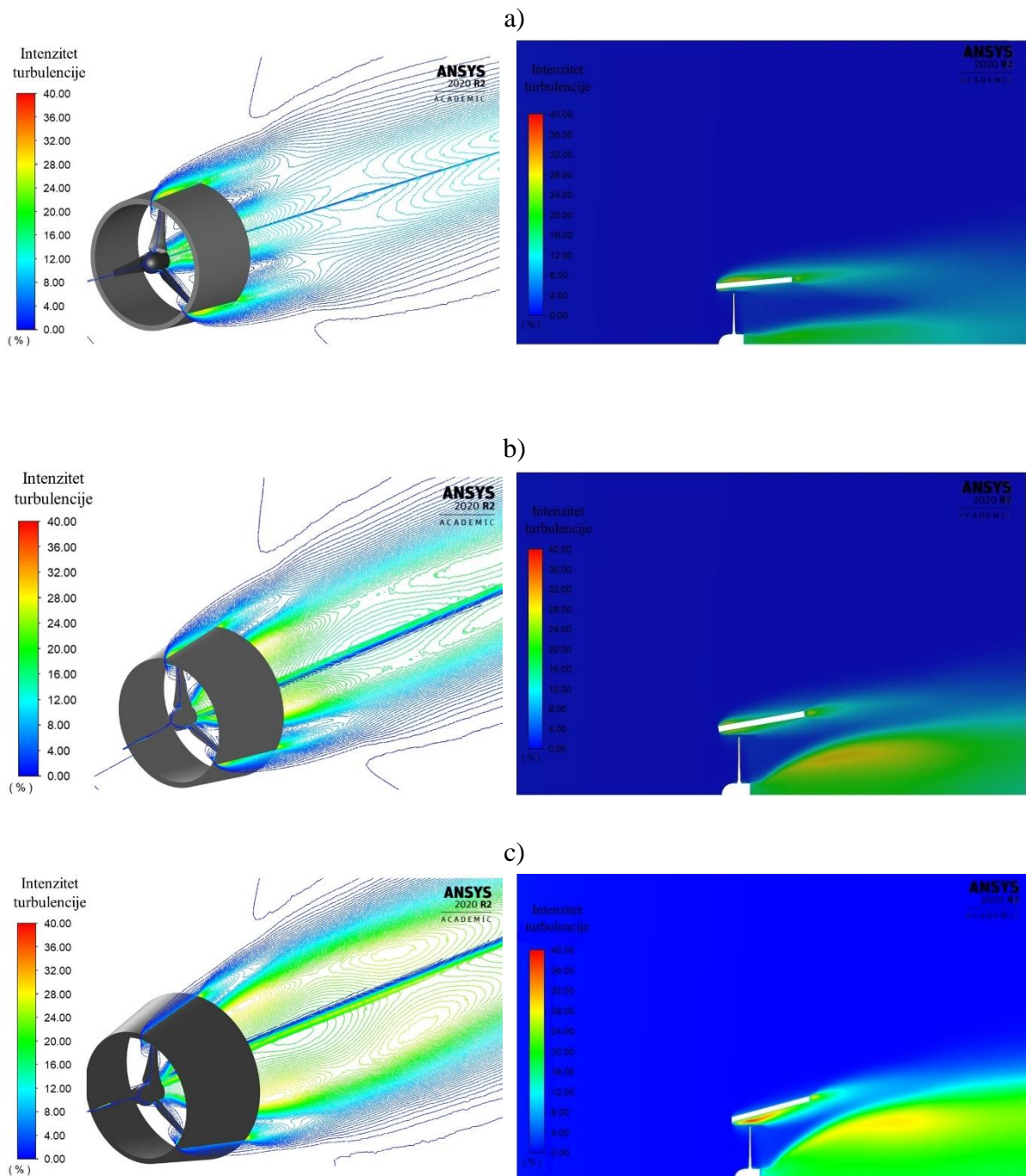


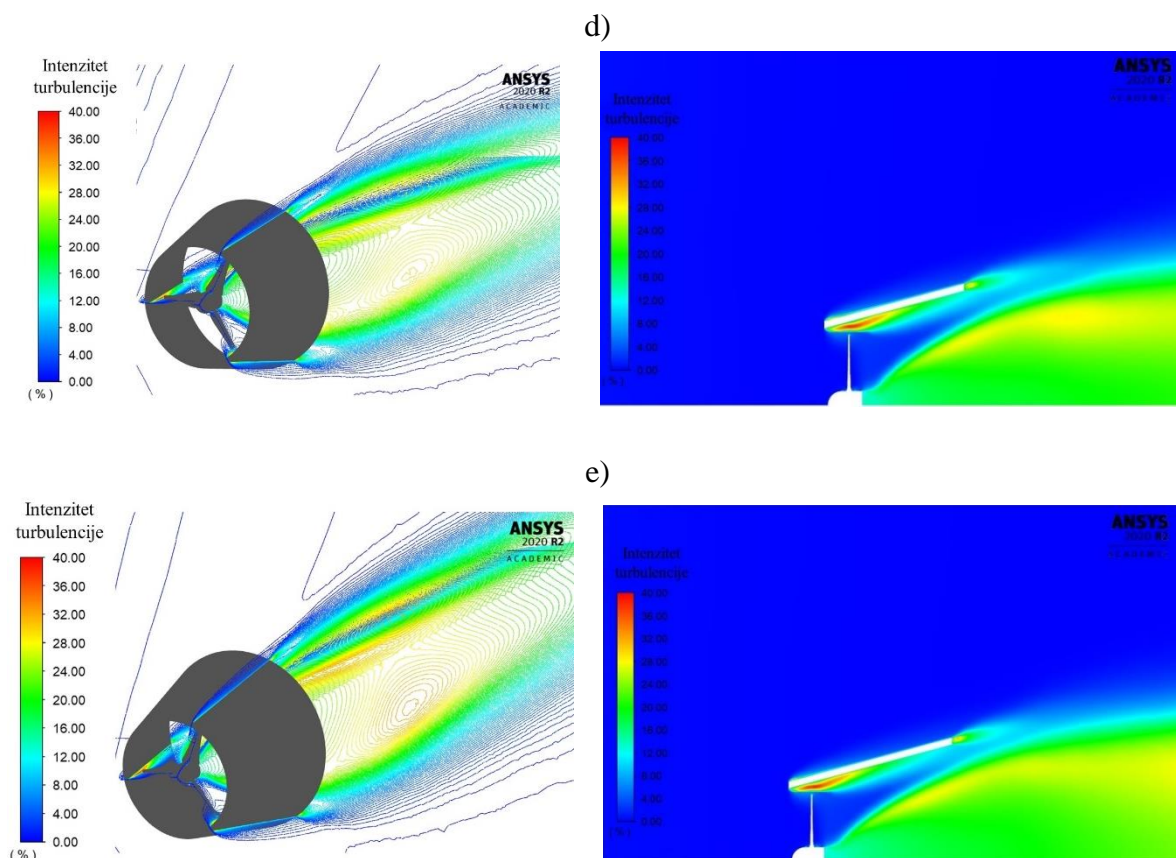


Slika 62. Normirano polje modula vektora brzine turbine DF-5 uz  $TSR = 4$ :  
 a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

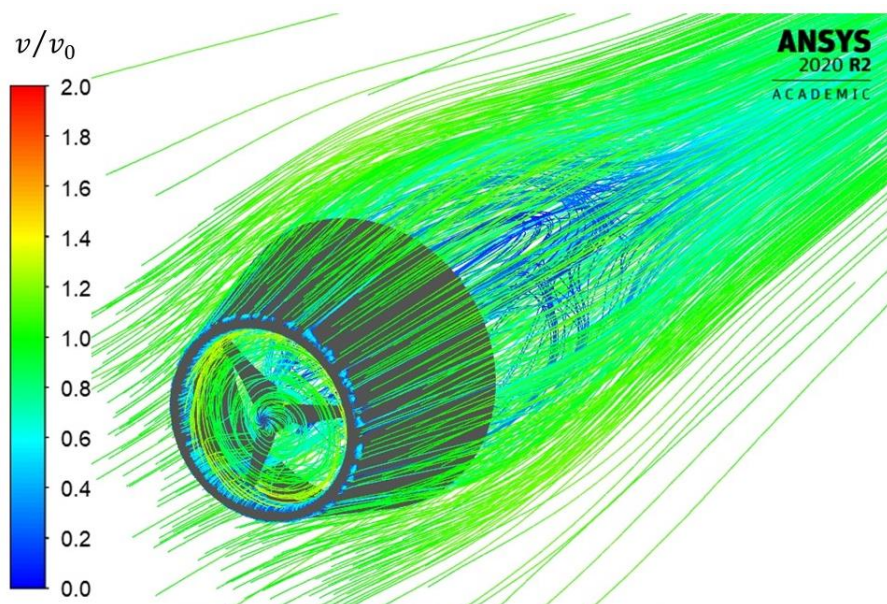
Analizom rezultata na slici 63, koji prikazuju intenzitet turbulencije, može se zaključiti da intenzitet turbulencije raste porastom duljine difuzora i kuta širenja difuzora. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DF-5, dan na slici 64, pokazuje vrtložno strujanje iza difuzora ali i pojavu vrtložnog strujanja na ulaznom dijelu difuzora. Za zaključivanje o potrebnom razmaku među turbinama DF sa statorom razmotrena je promjena brzine po duljini računalne domene na slici 65. Jasno se može uočiti da potpuni oporavak brzine nije postignut ni  $15D$  nizvodno od turbine što upućuje na potrebu za značajno većim razmakom među turbinama za izvedbe sa statorom (i do  $20D$ ). Nakon prolaska kroz rotor dolazi do smanjenja brzine, koja opet počinje rasti na udaljenosti oko 5 m nizvodno za turbine DF-1 i DF-2, dok za turbine DF-3 i DF-4 oporavak brzine počinje na približno 7,5 m, nizvodno. U

slučaju turbine koja ima najvišu hidrauličku iskoristivost, DF-5, brzina počinje rasti 10 m nizvodno. Na udaljenosti  $15D$  nizvodno od turbina brzina toka vode iznosi 1,75 m/s za izvedbe DF-1 i DF-2, dok za preostale izvedbe iznosi tek 1,5 m/s.

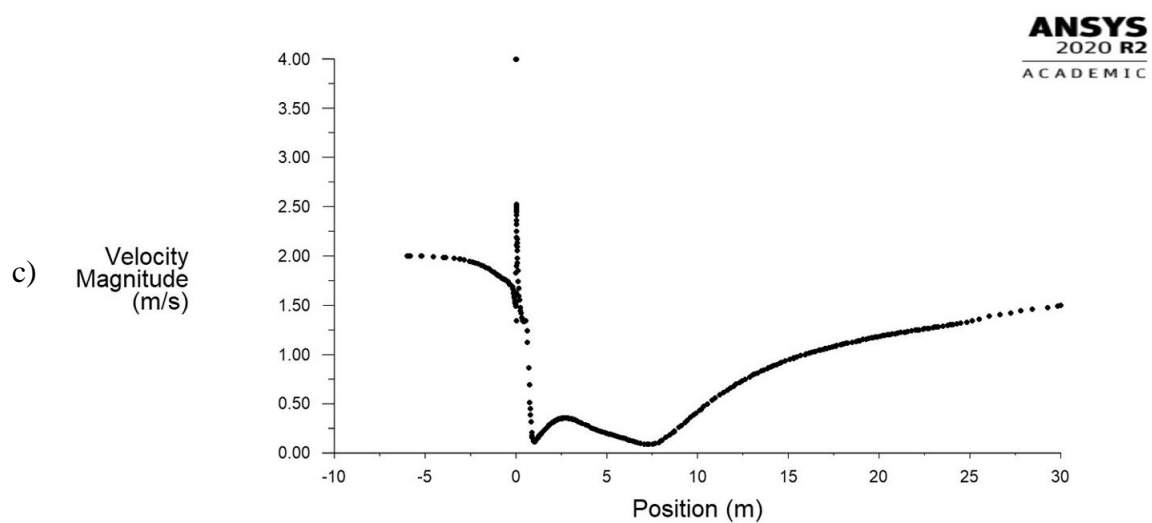
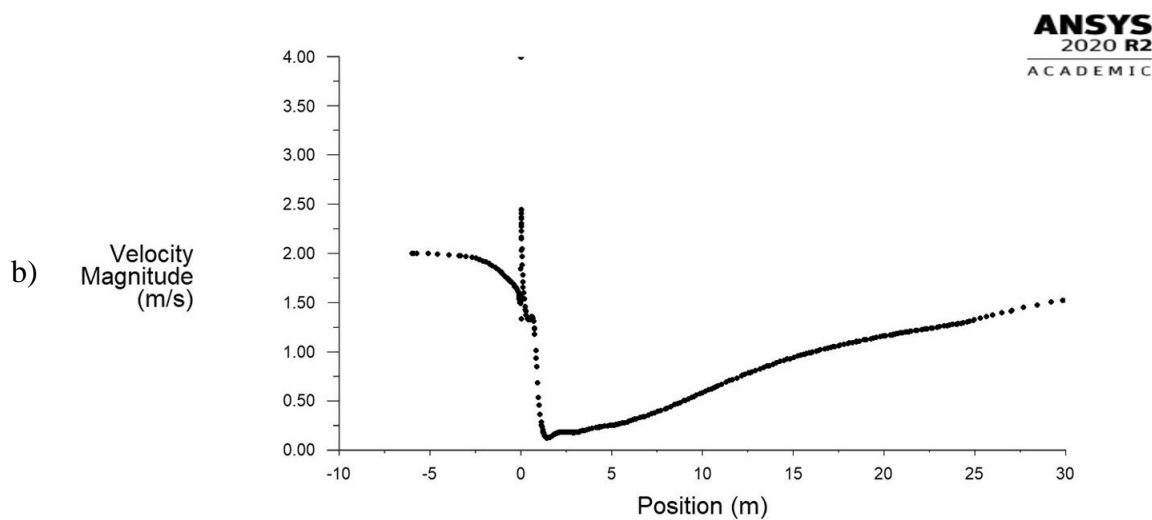
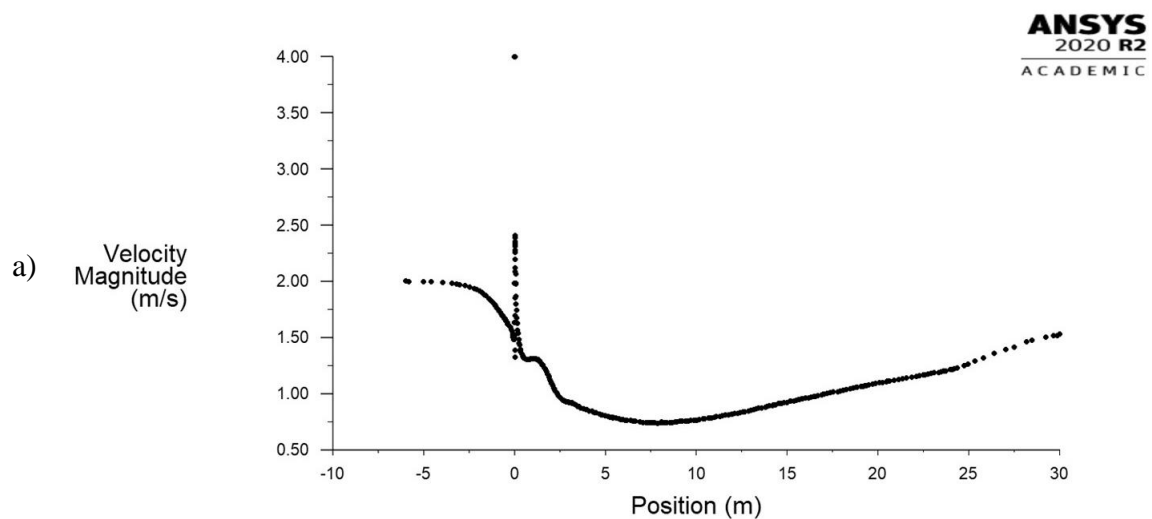


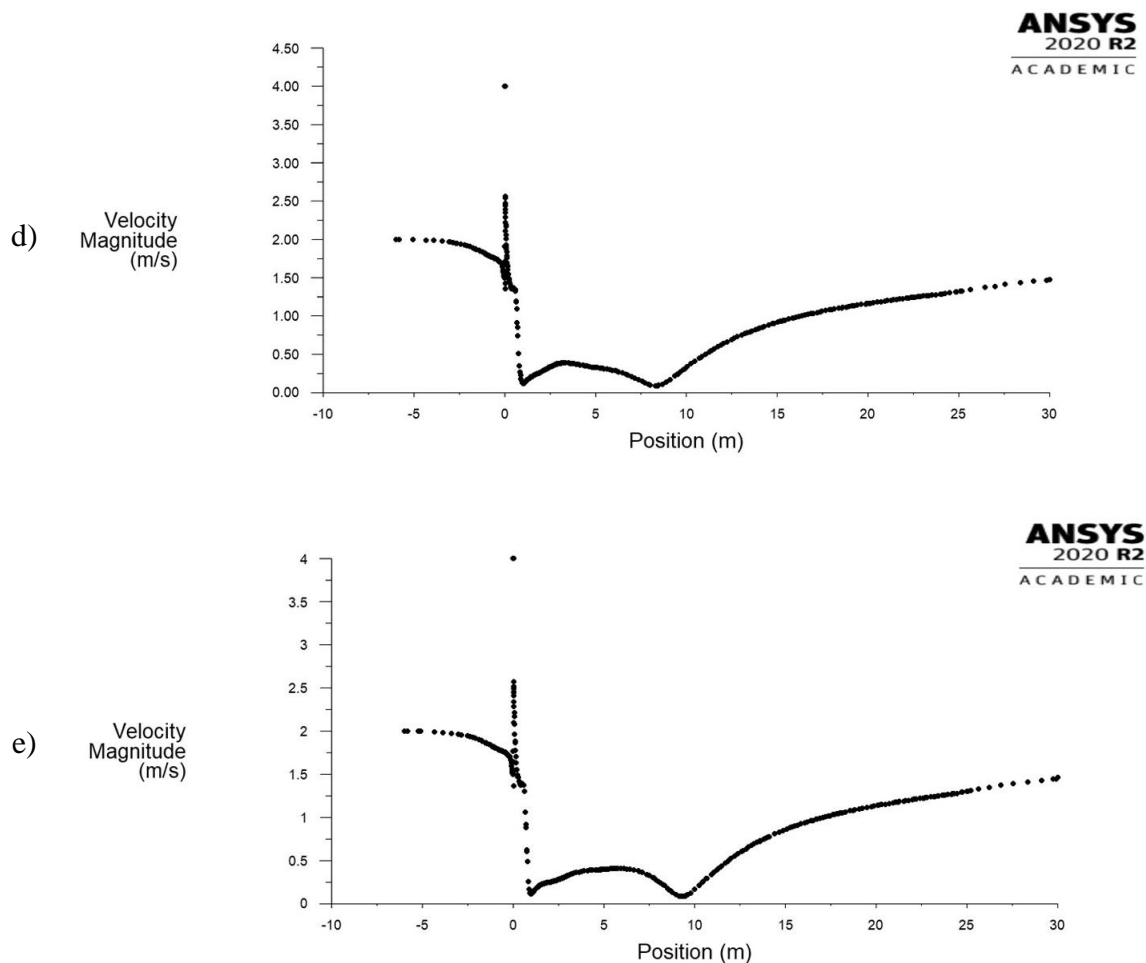


Slika 63. Intenzitet turbulencije za  $TSR = 4$ : a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5



Slika 64. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DF-5 za  $TSR = 4$





Slika 65. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene na visini  $z = 0,5R$  uz  $TSR = 4$ : a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3; d) DF-4; e) DF-5

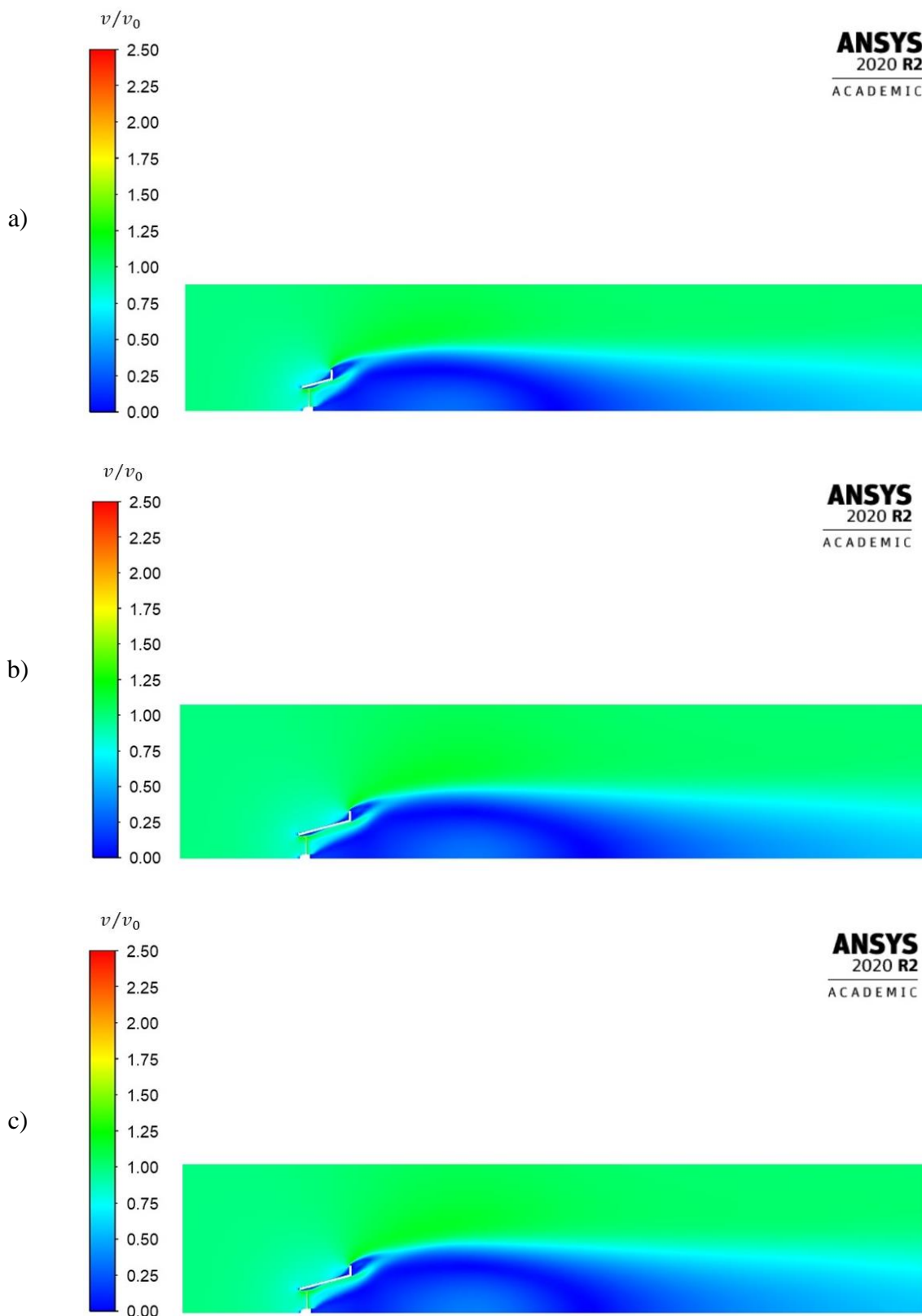
### 5.2.3.2. Turbine DFB

Analizom utjecaja širenja kuta difuzora i njegove duljine na koeficijente snage ustanovljeno je da povećanjem ovih konstrukcijskih parametara dolazi do porasta koeficijenta snage. Turbine DFB su izvedbe sa statorom, koji također ima oblik difuzora jednostavnog poprečnog presjeka, ali se na izlaznom dijelu difuzora nalazi i prirubnica visine  $0,25D$ . Razmatrane su tri izvedbe s različitim duljinama difuzora dok je kut širenja difuzora u sva tri slučaja  $15^\circ$ . Rezultati numeričkih simulacija pokazuju povoljan utjecaj korištenja prirubnice na porast koeficijenta snage. Ostvarena su značajna povećanja koeficijenta snage u sva tri razmatrana slučaju pri čemu je maksimalna vrijednost postignuta s izvedbom DFB-3 koja ima najveću duljinu difuzora. Ipak, važno je napomenuti da u slučaju izvedbi s prirubnicom, utjecaj povećanja duljine difuzora na koeficijent snage nije toliko značajan kao što je to u slučaju izvedbi DF.

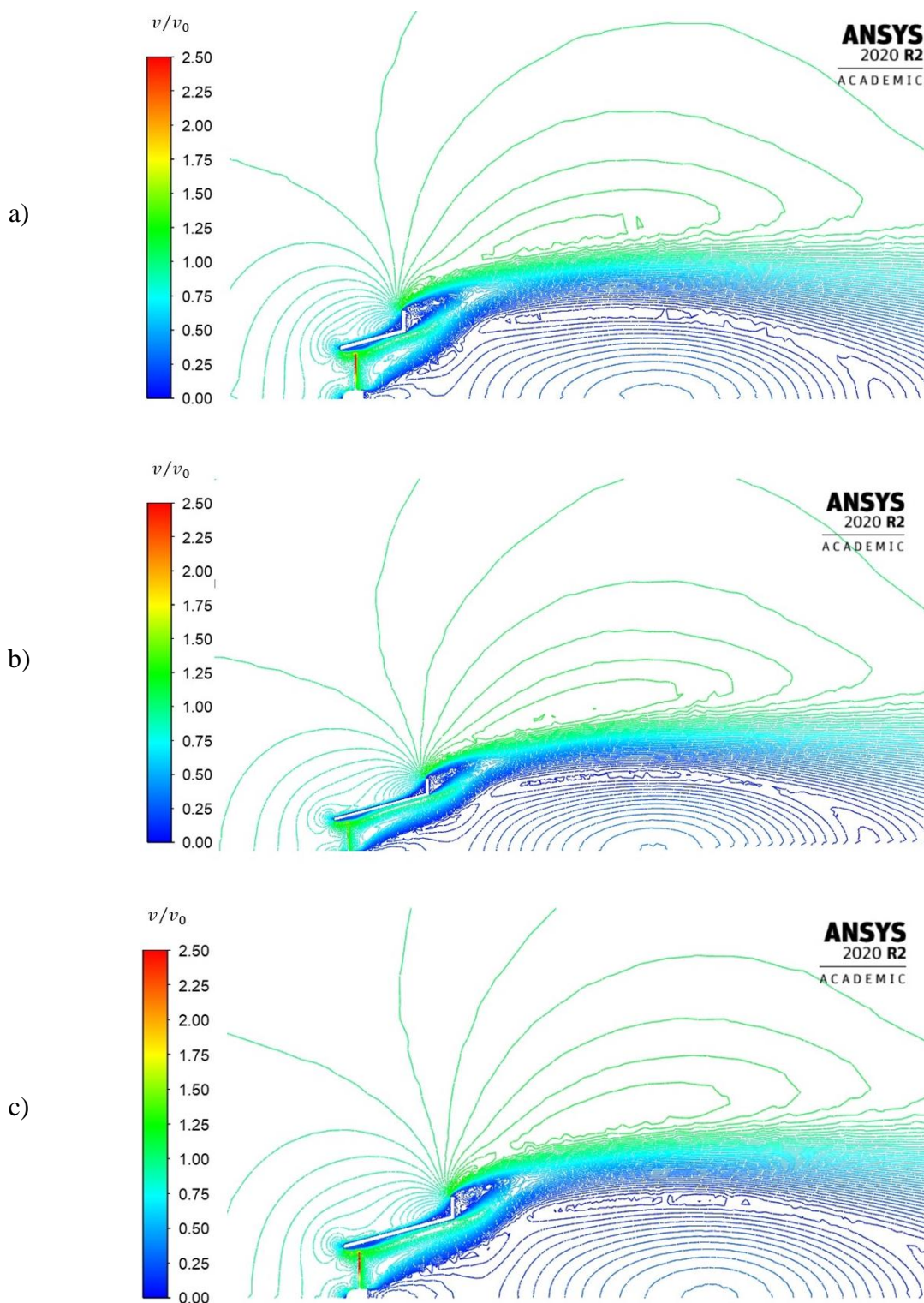
Maksimalne vrijednosti koeficijenta snage dobivene su za različite uvjete rada, pa je tako za turbinu DFB-1 to ostvareno za omjere brzina na vrhu lopatice jednakom 5, dok je maksimalna vrijednost za izvedbe DF-2 i DF-B postignuta za omjere brzina na vrhu lopatice 5,5, odnosno 6 (Tablica 7). Povećanje duljine difuzora iznad duljine  $1D$ , ima sve manji utjecaj na povećanje koeficijenta snage. Iz toga slijedi zaključak o preporučenoj duljini difuzora za izvedbe s prirubnicom, koja iznosi oko  $1D$ . Prikazi normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini kao i konture (Slika 66 i Slika 67) pokazuju smanjenu brzinu nizvodno od turbine, dok njen oporavak počinje tek između 10 i 15 m nizvodno. Prikazi poprečnog presjeka računalne domene (Slika 68, Slika 69, Slika 70) prikazuju vrtložni trag i na udaljenosti  $6D$  nizvodno.

Tablica 7. Koeficijenti snage turbina DFB

Turbina:	DFB-1	DFB-2	DFB-3
$TSR$	$C_p$	$C_p$	$C_p$
[-]	[% ]	[% ]	[% ]
2	30,6	31,0	31,1
2,5	48,1	48,4	49,0
3	62,9	64,2	64,5
3,5	68,4	70,1	70,5
4	72,1	74,5	75,6
4,5	74,9	76,4	77,6
5	<b>79,1</b>	79,6	80,3
5,5	77,3	<b>80,9</b>	81,1
6	78,8	79,4	<b>81,2</b>
6,5	77,4	80,1	81,0
7	74,0	79,1	79,8

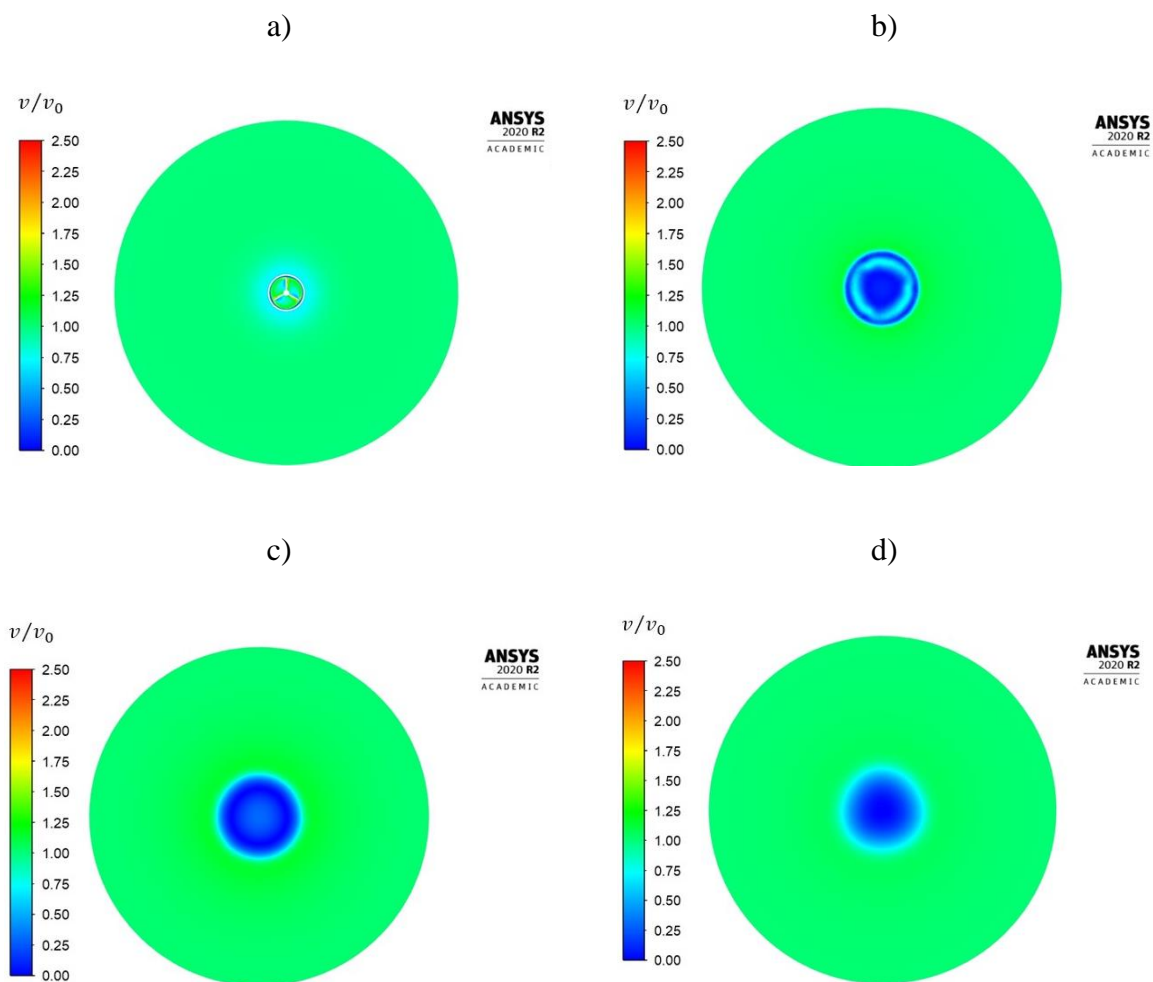


Slika 66. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3

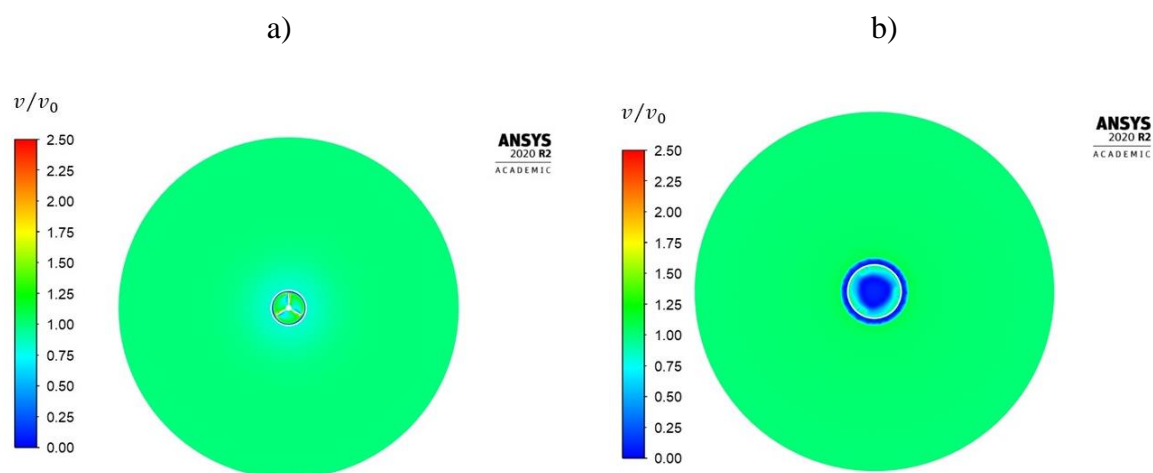


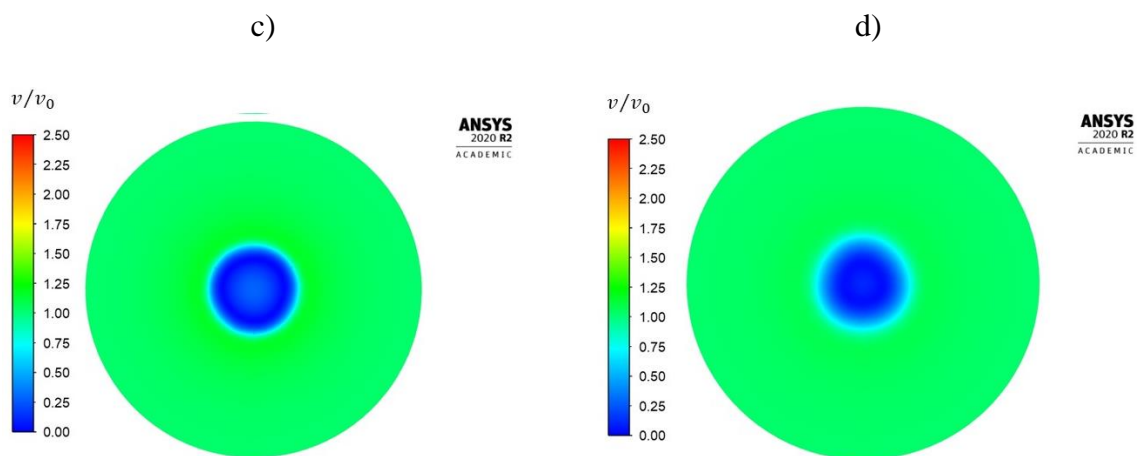
Slika 67. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3



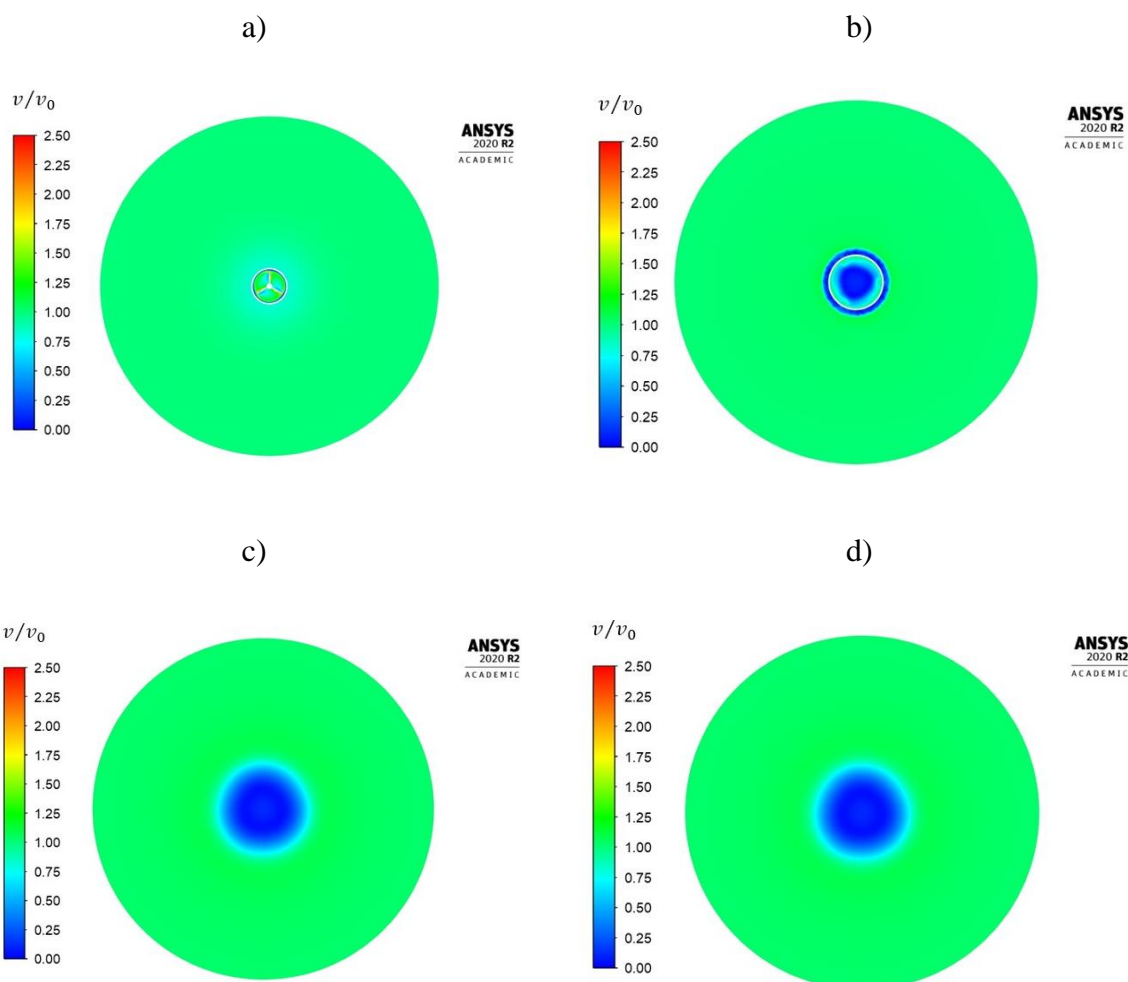


Slika 68. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-1 uz  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1 D nizvodno; c) 3 D nizvodno; d) 6 D nizvodno





Slika 69. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-2 za  $TSR = 4$ :  
 a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

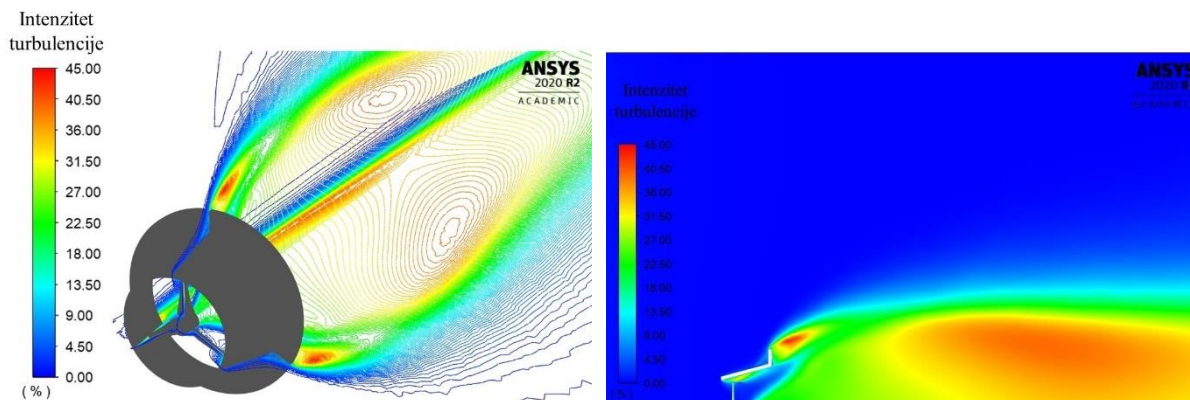


Slika 70. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFB-3 za  $TSR = 4$ :  
 a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

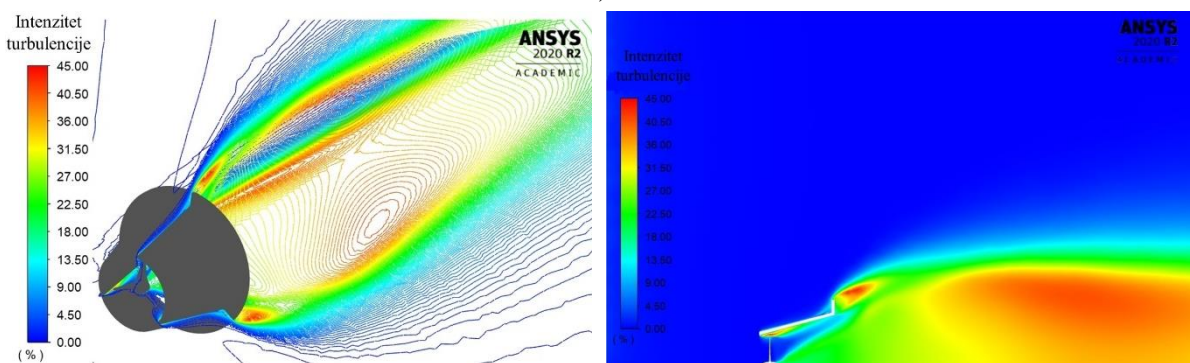
Na slici 71 može se uočiti da je intenzitet turbulencije najviši u vrtložnom tragu i iza same prirubnice gdje se javlja vrtložno strujanje. Recirkulacijska zona i vrtložna strujanja koja nastaju iza prirubnice uzrokuju i pad tlaka iza difuzora zbog čega dolazi do dodatnog povećanja brzine toka kroz turbinu, odnosno porasta brzine u ravnini rotora. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine oko turbine DFB-3, za omjer brzina na vrhu lopatice  $TSR = 4$ , dan je na slici 72, gdje se također može uočiti vrtložno strujanje oko prirubnice.

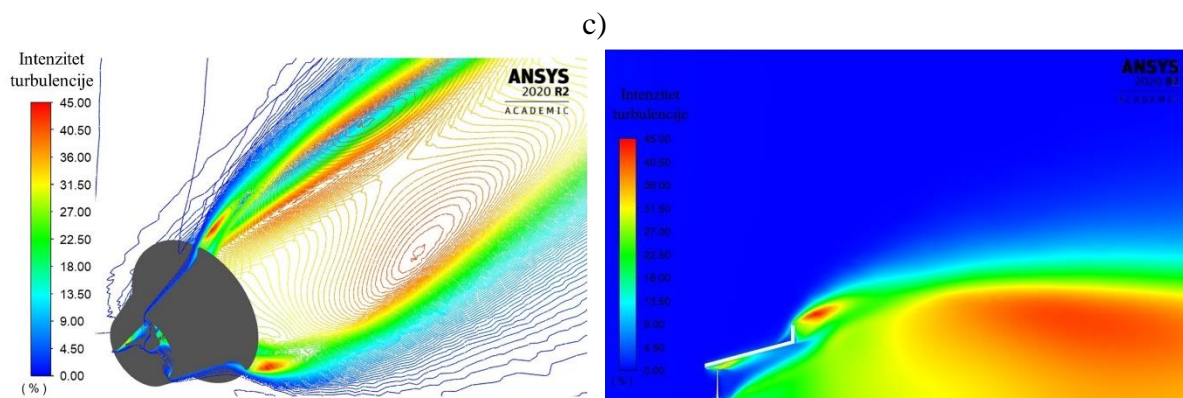
Ako se razmotri promjena modula brzine duž računalne domene na visini  $z = 0,5R$ , prikazana na slici 73, može se zaključiti da se oporavak brzine ne ostvaruje unutar  $15D$  nizvodno od turbine. Na navedenoj udaljenosti vrijednost modula vektora brzine za nominalne radne uvjete iznosi  $1,5 \text{ m/s}$  pa je za ugradnju turbina u niz nužno osigurati veće udaljenosti.

a)

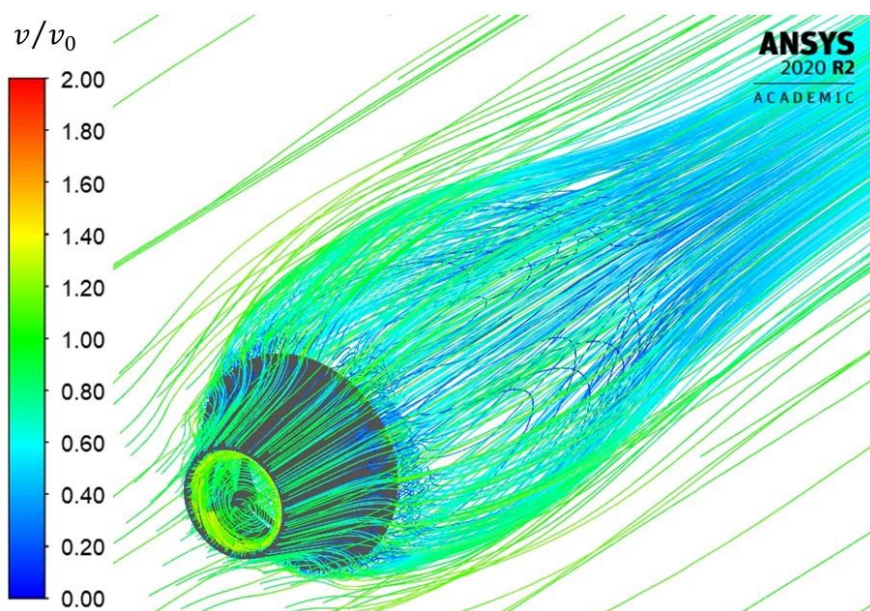


b)

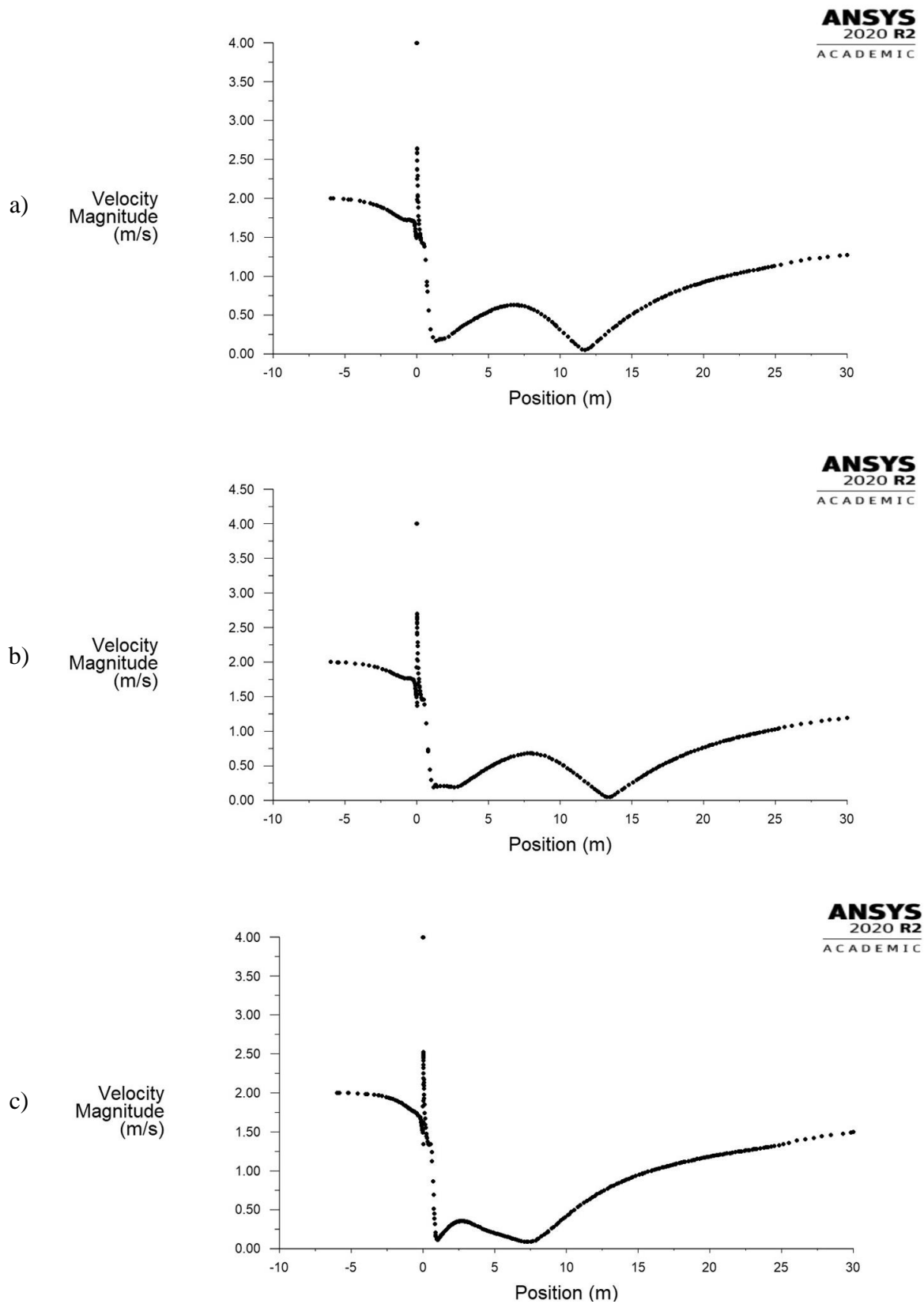




Slika 71. Intenzitet turbulencije za  $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3



Slika 72. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DFB-3 za  $TSR = 4$



Slika 73. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene na visini  $z = 0,5R$  uz  $TSR = 4$ : a) DFB-1; b) DFB-2; c) DFB-3

### 5.2.3.3. Turbine DFN

Za razliku od prethodnih izvedbi difuzora, koje su imale vrlo jednostavne poprečne presjeke, turbine DFN odlikuju se nešto sofisticiranijim oblicima poprečnog presjeka difuzora, koji je izveden kao obrnuti NACA 4412 profil. Razmatrana su tri različita kuta širenja difuzora pri čemu je za sva tri razmatrana slučaja duljina difuzora iznosila  $1D$ . Maksimalne vrijednosti koeficijenta snage ostvarene su za sve izvedbe pri  $TSR$  jednakom 5, a detaljne vrijednosti koeficijenta snage u cijelom radnom području dane su tablici 8. I za ovaj tip difuzora povećanjem kuta širenja difuzora ostvarili su se viši koeficijenti snage, iako rezultati pokazuju da njihove vrijednosti nisu tako visoke kao što je to slučaj kod izvedbi s prirubnicom.

Ako se analizira prikaz normiranog polja modula vektora brzine na slici 74 za nominalne uvjete rada, može se uočiti da je za manje kutove širenja difuzora duljina traga iza turbine nešto veća nego u slučaju difuzora sa većim kutovima širenja, DF-2 i DF-3. Reducirana brzina se nalazi se na  $6D$  nizvodno od turbine što se može se uočiti i na slici 75, slici 76, slici 77 i slici 78. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DFN-3 na slici 79 prikazuje nešto kraći vrtložni trag nego u slučaju turbine DFB-3. Rezultati koji prikazuju intenzitet turbulencije pokazuju najveći intenzitet turbulencije u slučaju izvedbe DFN-2 (Slika 80).

Oporavak brzine u slučaju izvedbi DFN događa se na nešto manjim udaljenostima nizvodno od turbine nego je to slučaj s izvedbama DF i DFB, što se može uočiti na slici 81. Iako oporavak brzine nije potpun na  $15D$  nizvodno, ipak je vrijednost brzine na toj udaljenosti vrlo blizu vrijednosti brzine slobodnog toka vode za nominalne uvjete rada. Iz navedenog slijedi zaključak da je izvedba DFN najpovoljnija u smislu ugradnje turbina u niz, pa je tako potreban razmak između turbina u tom slučaju minimalno  $15D$ . Ipak, kao i druge izvedbe sa statorom, izvedba DFN zahtjeva značajno veće razmake u slučaju smještanja turbina u niz, nego je to slučaj za izvedbe bez statora.

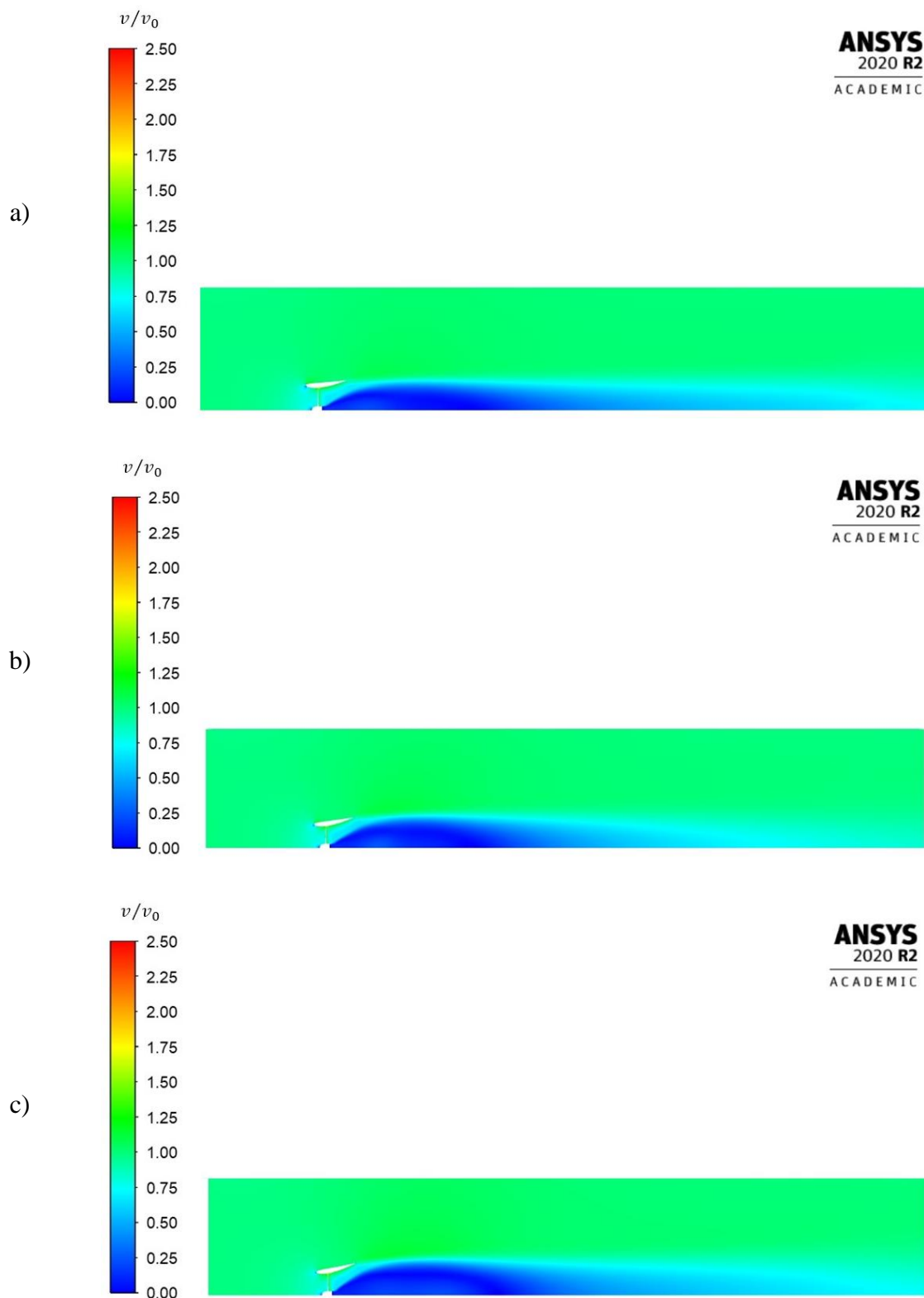
Tablica 8. Koeficijenti snage turbina DFN

Turbina:	DFN-1	DFN-2	DFN-3
$TSR$	$C_p$	$C_p$	$C_p$

---

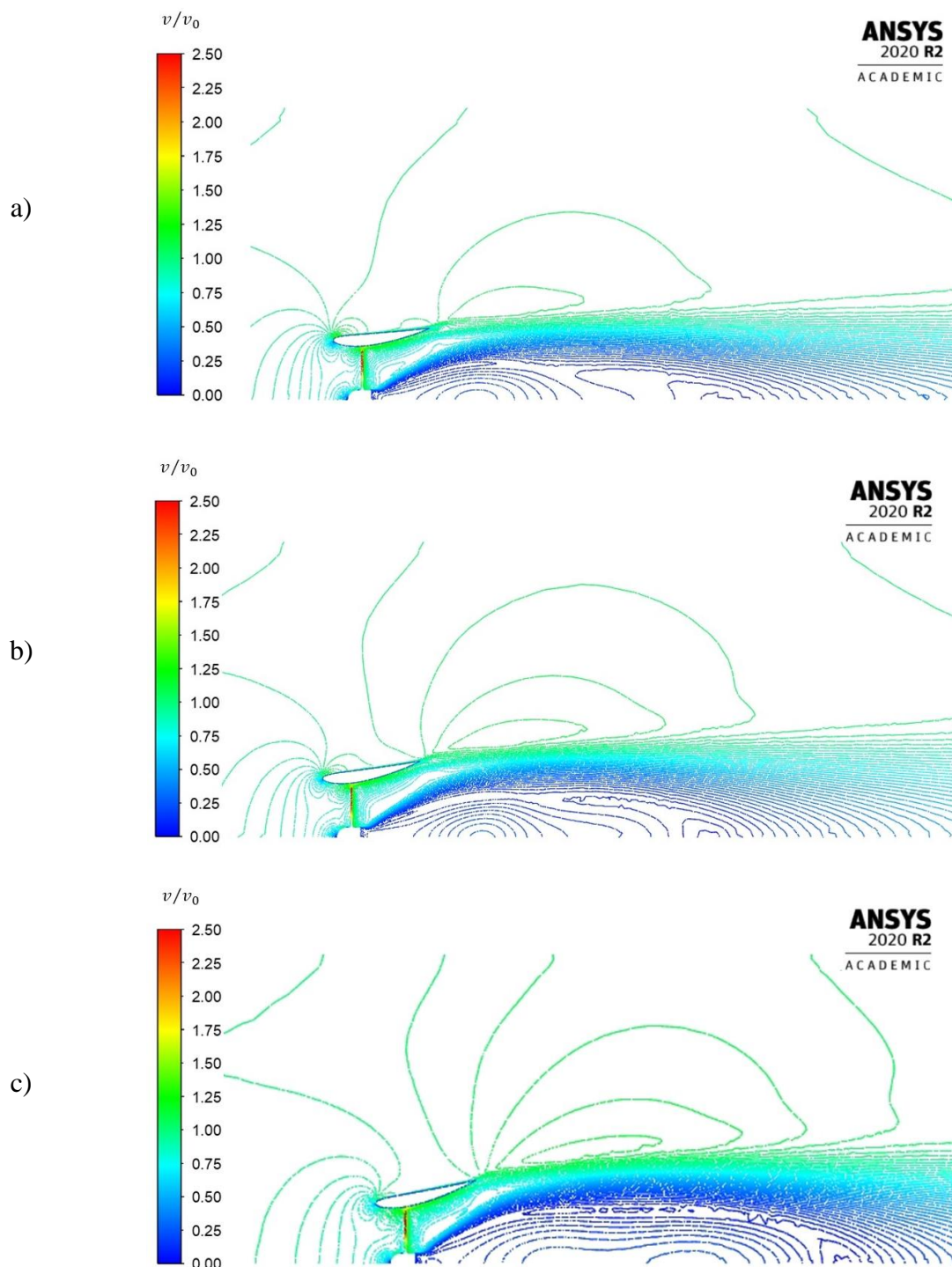
[-]	[% ]	[% ]	[% ]
2	28,2	29,1	29,7
2,5	45,4	47,5	49,1
3	50,2	53,1	56,2
3,5	52,1	55,3	59,3
4	53,4	57,4	61,1
4,5	54,6	58,1	62,4
5	<b>55,1</b>	<b>58,7</b>	<b>65,5</b>
5,5	54,4	57,6	63,8
6	52,1	55,0	60,0
6,5	48,9	52,7	55,8
7	45,8	46,5	49,8

---

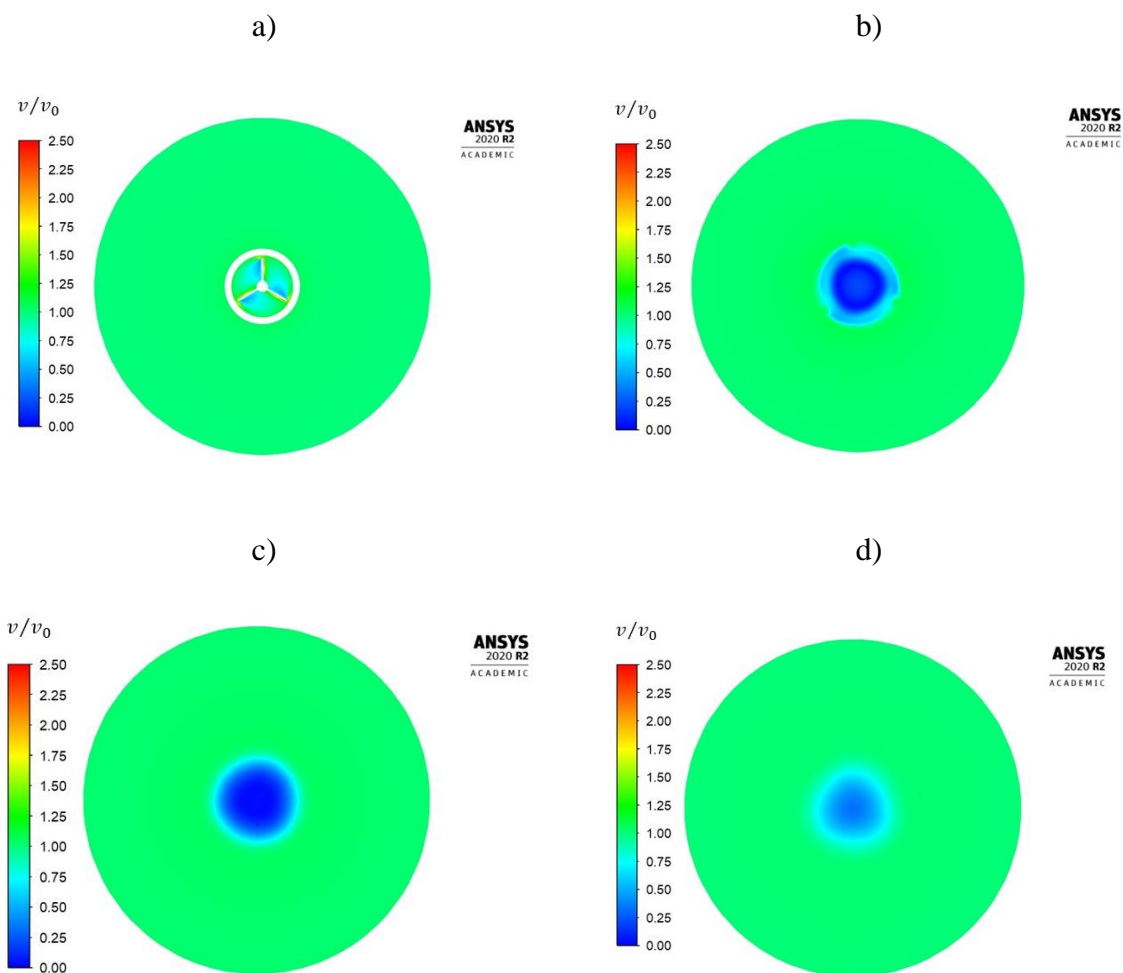


Slika 74. Prikaz normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$ : a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3

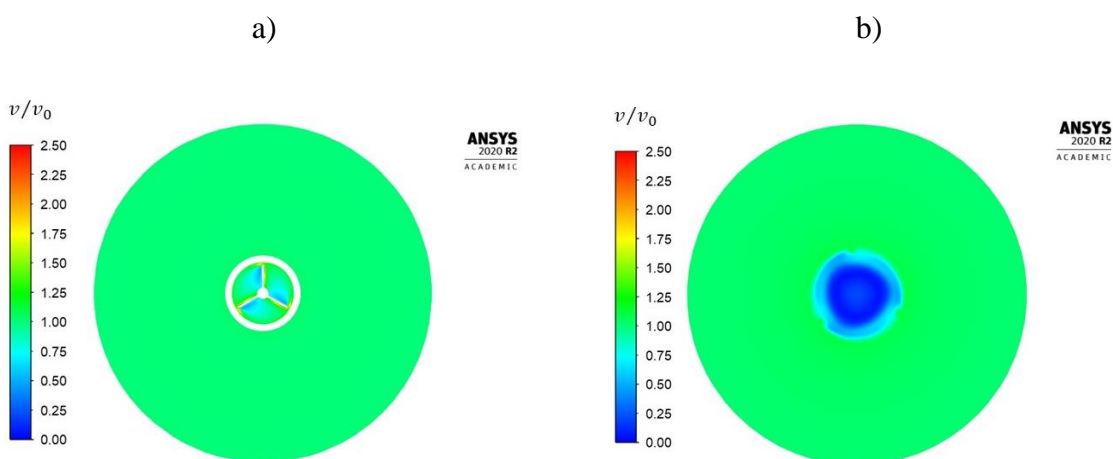


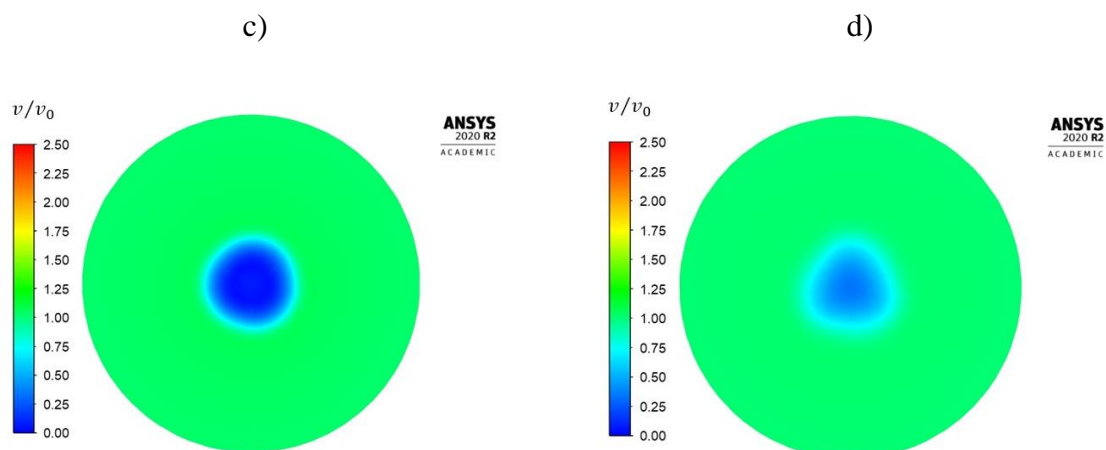


Slika 75. Prikaz kontura normiranog polja modula vektora brzine u longitudinalnoj ravnini uz  $TSR = 4$ ; turbina: a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3

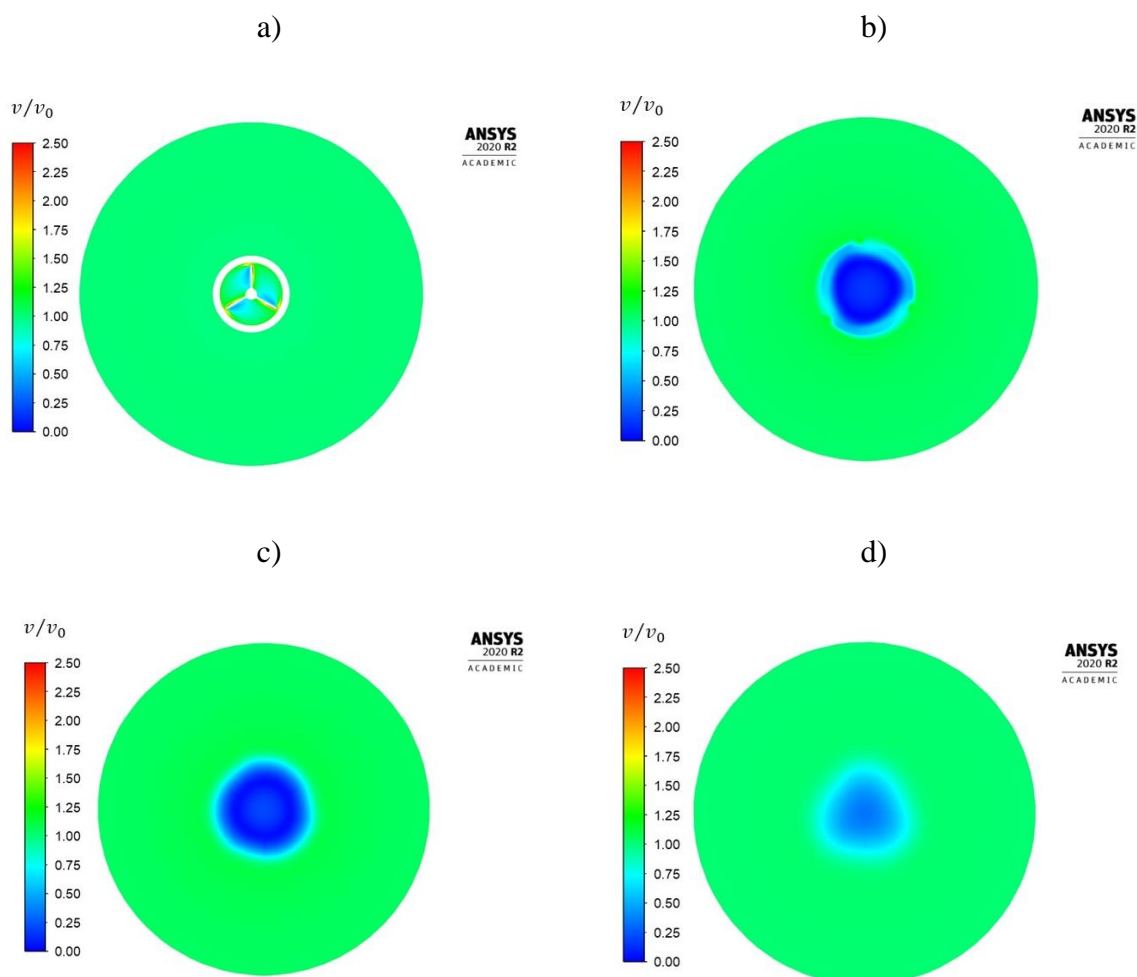


Slika 76. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-1 uz  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

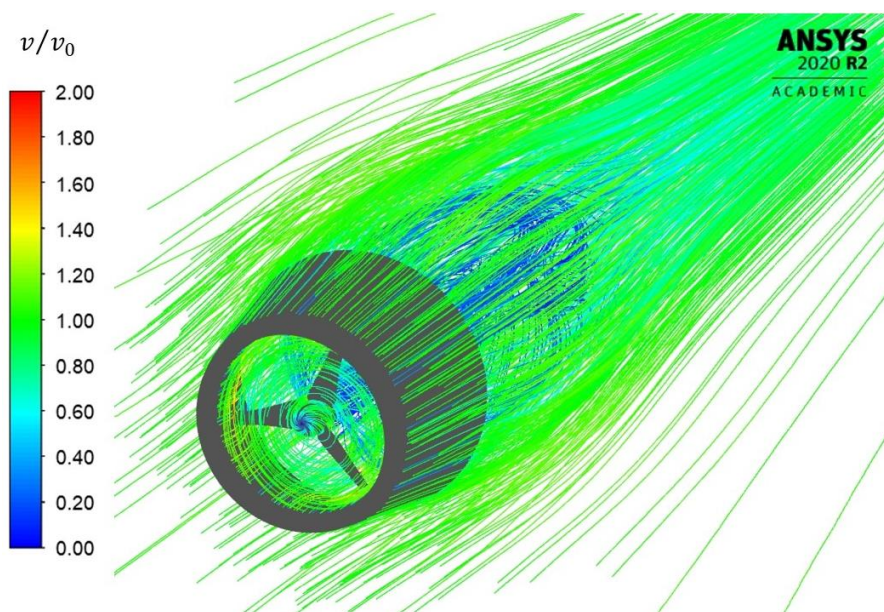




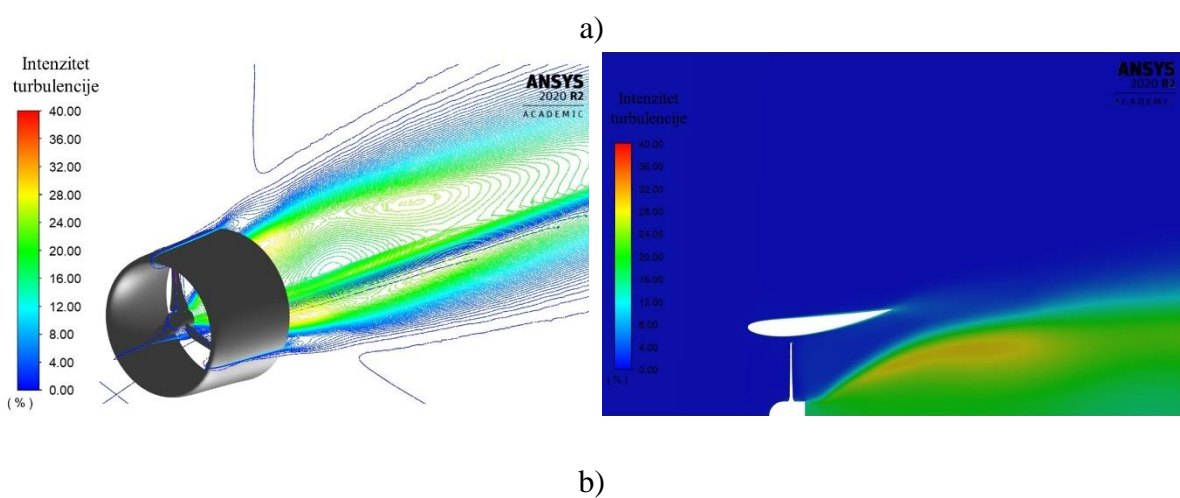
Slika 77. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-2 za  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

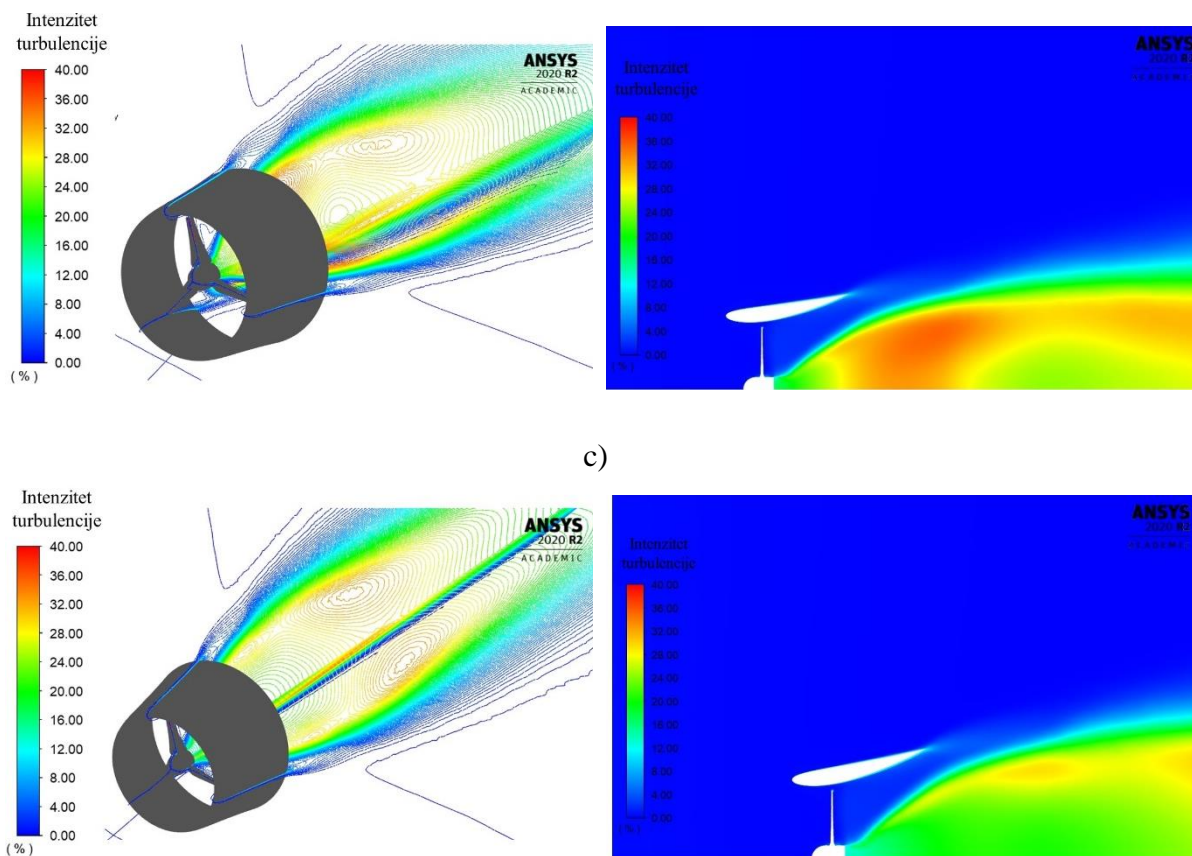


Slika 78. Normirano polje modula vektora brzine turbine DFN-3 za  $TSR = 4$ :  
a) u ravnini rotora; b) 1D nizvodno; c) 3D nizvodno; d) 6D nizvodno

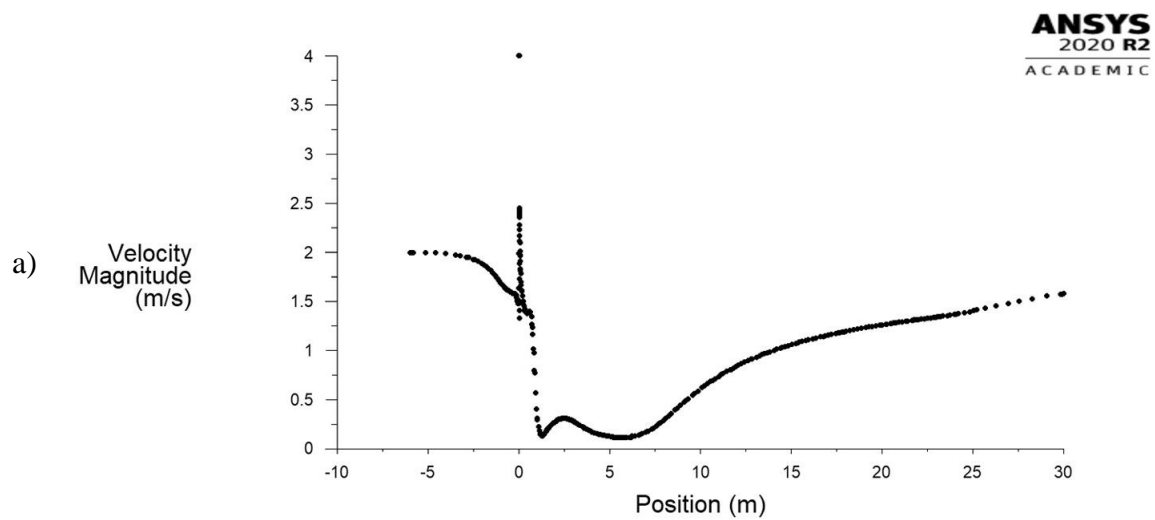


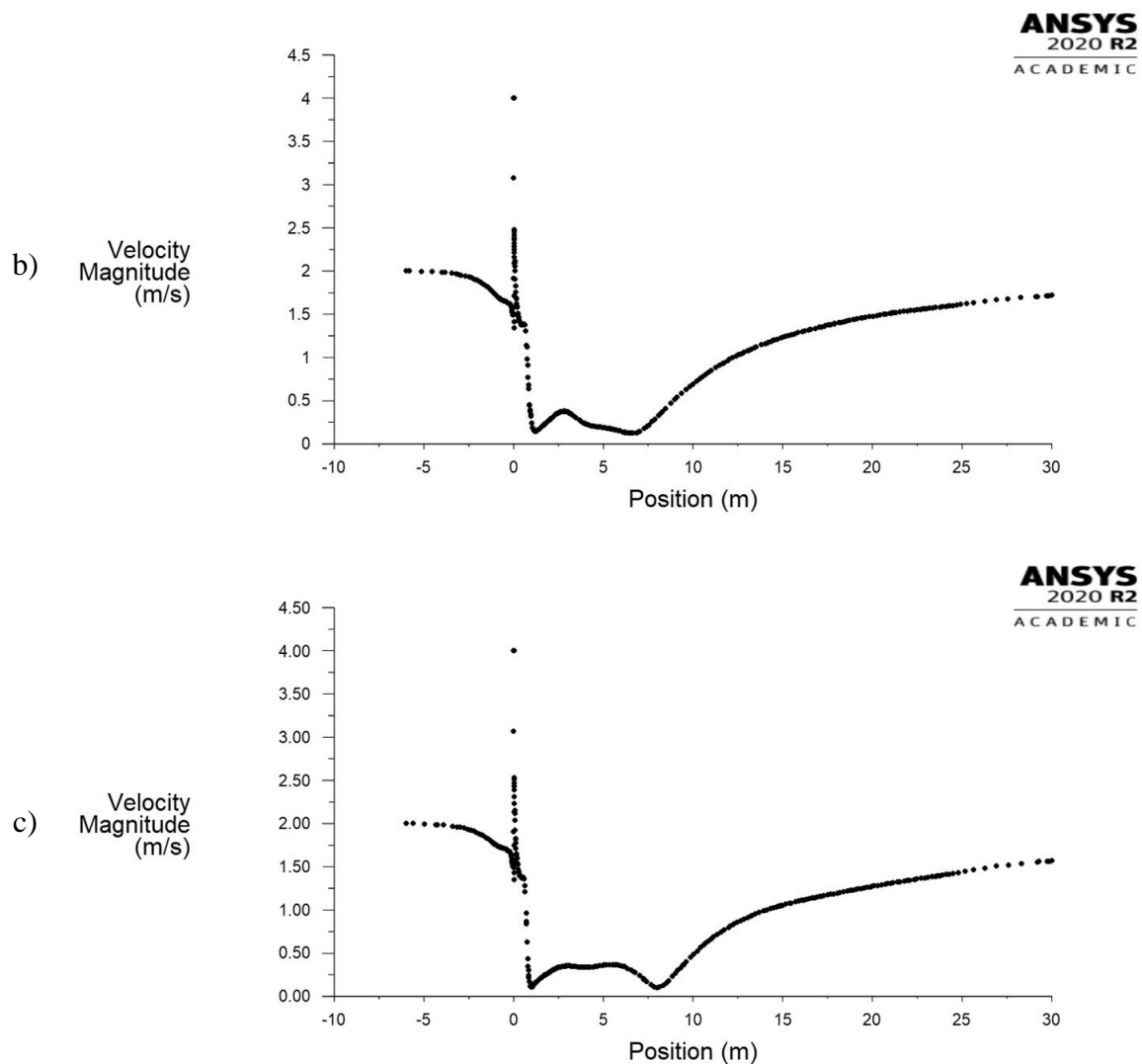
Slika 79. Prikaz strujnica normiranog polja modula vektora brzine na primjeru turbine DFN-3 uz  $TSR = 4$





Slika 80. Intenzitet turbulencije uz  $TSR = 4$ : a) DFN-1; b) DFN-2; c) DFN-3





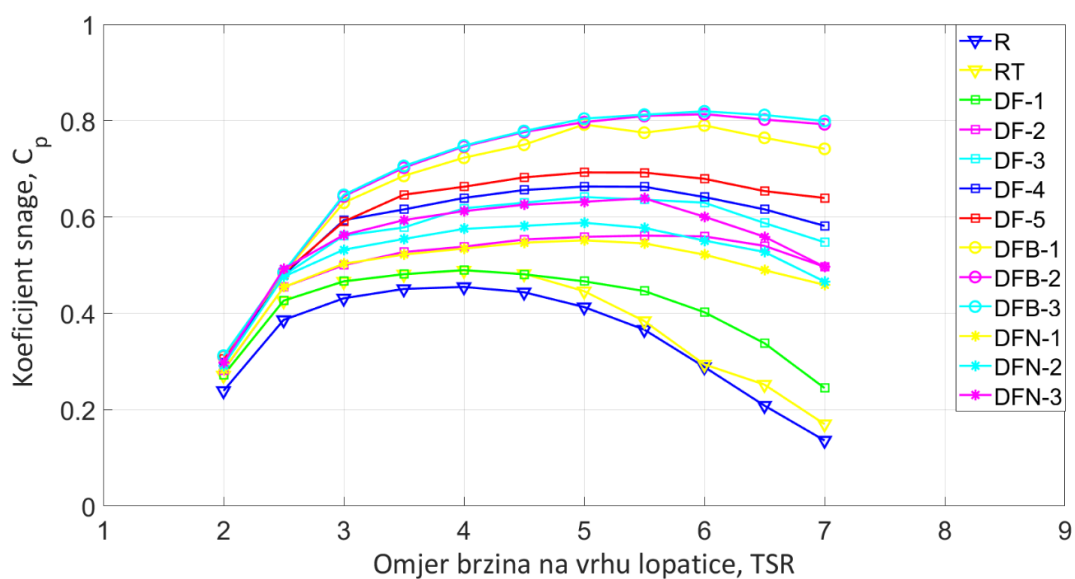
Slika 81. Promjena modula vektora brzine duž računalne domene na visini  $z = 0,5R$  uz  $TSR = 4$  a) DF-1; b) DF-2; c) DF-3

## 6. ZAKLJUČAK

Provedeno je istraživanje mogućnosti poboljšanja hidrodinamičkih karakteristika kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje. U svrhu povećanja učinkovitosti pretvorbe energije, odnosno hidrauličke iskoristivosti, predloženo je nekoliko mogućnosti prilagodbe rotora turbine u prvom redu lopatica, korištenjem optimizacijskih algoritama prilikom konstrukcije ali i dodavanjem terminezona na vrhove lopatica rotora. Predložen je integrirani pristup konstruiranju lopatica u kojem postupak konstrukcije odgovarajućeg hidroprofila nije odvojen od odabira drugih konstrukcijskih parametara kao što su duljina tetive i kut uvijanja lopatice po visini. Predložena metoda za konstruiranje lopatica koristi genetski algoritam i dvije funkcije cilja. Prva funkcija cilja koristi se za određivanje indukcijskih faktora koji daju maksimalan koeficijent snage, dok se druga funkcija cilja koristi za optimiranje hidroprofila uz odgovarajuća ograničenja. Rezultati numeričkih simulacija rotora turbine konstruiranog pomoću predložene metode, potvrđuju visoke vrijednosti koeficijenata snage u širokom radnom području turbine. Maksimalna vrijednost koeficijenta snage rotora iznosi 45,4% u nominalnim uvjetima rada, koji odgovaraju omjeru brzina na vrhu lopatice jednakom 4. Dobivena maksimalna vrijednost koeficijenta snage je relativno visoka ako se uspoređi s vrijednostima u dostupnoj literaturi, koje obično iznose do 40%, čime se potvrđuje učinkovitost predloženog pristupa konstruiranju lopatice rotora. Za dodatno povećanje koeficijenta snage predlaže se i korištenje terminezona na vrhu lopatice. Maksimalan ostvareni koeficijent snage u slučaju izvedbe s terminezonima iznosi gotovo 49%. Navedeno povećanje koeficijenta snage postignuto je smanjenjem gubitaka na vrhu lopatice pomoću terminezona koji sprječava prestrujavanje s pretlačne na podtlačnu stranu lopatice koje je povezano s gubicima. Iako su prilagodbom rotora postignuta određena povećanja koeficijenta snage, teorijsko Betz-ovo ograničenje na maksimalni koeficijent snage u iznosu od 59,3%, koje vrijedi za slobodan rotor u struji fluida, sugerira potrebu za dodavanjem statorskih elemenata za ostvarivanje značajnijeg porasta hidrauličke iskoristivosti. Predloženo je više različitih izvedbi statorskih elemenata a utjecaj izvedbe statorskog elementa na koeficijent snage i hidrauličku iskoristivost ispitivan je korištenjem računalne dinamike fluida. Rezultati simulacija jasno potvrđuju povećanje koeficijenta snage za sve predložene izvedbe statora. Svi razmatrani statori u osnovi imaju oblik difuzora ali su dodatno razmatrane i izvedbe s prirubnicom na izlaznom dijelu difuzora kao i izvedbe s poprečnim presjekom difuzora u obliku obrnutog NACA 4412 profila.

### 6.1. Preporuke za konstrukcijska poboljšanja kinetičkih vodnih turbina

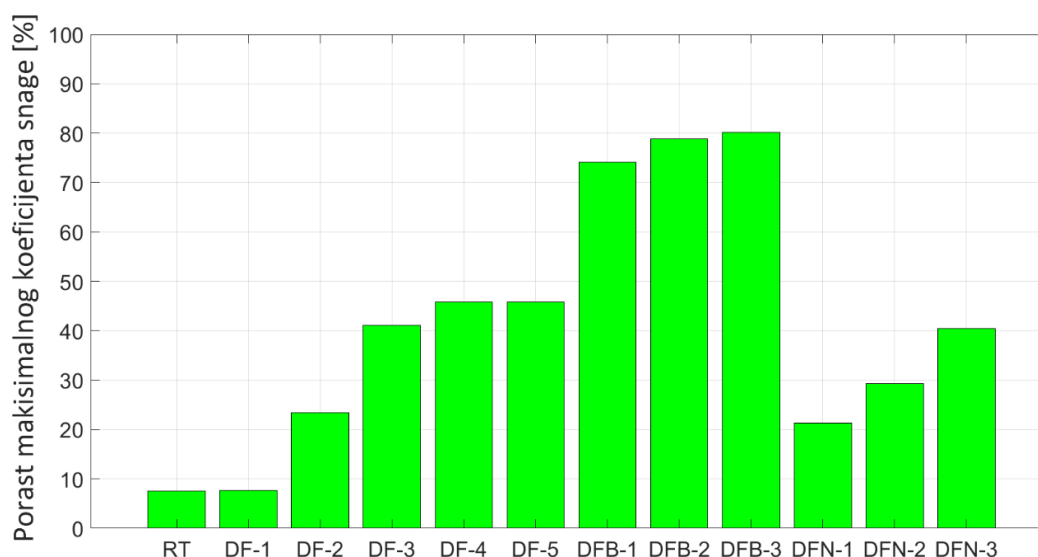
Na osnovu rezultata niza numeričkih eksperimenata (simulacija) za različite izvedbe kinetičkih vodnih turbina s horizontalnom osi vrtnje u nastavku je predloženo nekoliko smjernica za konstruiranje turbine koja se odlikuje visokom hidrauličkom iskoristivošću. Na slici 82 prikazani su koeficijenti snaga za široko područje rada svih konstrukcijskih izvedbi razmatranih u sklopu rada. Može se uočiti da povećanje koeficijenta snage nije značajno ukoliko je kut širenja difuzora manji od  $5^\circ$ . Povećanje koeficijenta snage je u tom slučaju gotovo jednako onom koje se ostvaruje smanjenjem gubitaka na vrhu lopatice, u slučaju izvedbe rotora s terminezonima. Za izvedbe statora u obliku jednostavnog difuzora (izvedba DF), utjecaj duljine difuzora i kuta širenja difuzora na koeficijent snage je značajan, kao što se može vidjeti na slici 83. Izvedbe difuzora s nešto sofisticiranijim poprečnim presjekom (izvedba DFN) daju više koeficijente snage ali pretežno za manje vrijednosti kutova širenja difuzora. Za više kutove širenja difuzora, utjecaj na povećanje koeficijenta snage približno je jednak kao i kod izvedbe s jednostavnijim poprečnim presjekom. Najpovoljniji utjecaj na povećanje hidrauličke iskoristivosti imaju izvedbe statora u obliku difuzora s prirubnicom, koje daju koeficijente snage i iznad 81%. U ovom slučaju utjecaj povećanja duljine difuzora na koeficijent snage nije toliko značajan kao što je to slučaj kod izvedbi DF. Povećanjem duljine difuzora iznad duljine jednake  $1D$  nije ustanovljen značajan porast koeficijenta snage turbine pa se preporuča odabir duljine difuzora s prirubnicom približno jednake  $1D$ .



Slika 82. Usporedba koeficijenata snage u radnom području



Na slici 83 prikazano je povećanje maksimalnog koeficijenta snage u odnosu na osnovnu izvedbu turbine bez statora, ali je važno naglasiti da se u slučaju izvedbi sa statorom maksimalna iskoristivost u pravilu ostvaruje u različitim radnim uvjetima. U tom se slučaju i cijelo radno područje u kojem se ostvaruju više vrijednosti koeficijenta snage pomiče prema višim vrijednostima omjera brzina na vrhu lopatice.



Slika 83. Utjecaj konstrukcijskih poboljšanja na porast maksimalnog koeficijenta snage

## 6.2. Ostvareni znanstveni doprinosi

Znanstveni doprinosi istraživanja su:

- 1) predložen je integrirani postupak konstruiranja lopatice kinetičke vodne turbine koji se temelji na kombinaciji metode rotirajućeg diska i metode elementarnog kraka i koristi genetski algoritam za optimizaciju geometrije hidroprofila ali i za optimizaciju duljine tetive i kuta uvijanja lopatice po visini lopatice;
- 2) numeričkim simulacijama dana je jasna predodžba o utjecaju različitih oblika protočnog dijela turbine tj. geometrije rotora (rotorskih lopatica) i statorskih dijelova na strujanje u kinetičkim vodnim turbinama, odnosno u konačnici na energetske pretvorbu;
- 3) na temelju usporedbe slika strujanja dobivenih numeričkim simulacijama na različitim geometrijama protočnog dijela predložene su preporuke za poboljšanje geometrije rotora

(lopatica) i ugradnju dodatnih statorskih dijelova kinetičke vodne turbine što dovodi do povećanja hidrauličke iskoristivosti;

4) istraživanje hidrauličke iskoristivosti turbina s različitom geometrijom protočnog dijela u različitim radnim režimima predstavljaju smjernice koje mogu biti korištene prilikom odabira optimalne konstrukcije kinetičke turbine za ugradnju u konkretnim uvjetima rada;

5) istraživanja su rezultirala učinkovitom i prihvatljivom izvedbom kinetičke vodne turbine za distribuiranu proizvodnju električne energije korištenjem obnovljivih izvora energije kao što su vodotokovi.

6) doprinos se vidi u mogućnosti učinkovitijeg korištenja hidroenergije na lokacijama gdje konvencionalna tehnologija ne može pružiti zadovoljavajuća ekološka, tehnička i ekonomska rješenja.

### **6.3. Smjernice za buduća istraživanja**

Nizom numeričkih eksperimenata je potvrđeno da se određena povećanja hidrauličke iskoristivosti mogu postići modifikacijama protočnog dijela turbine. Postignuto je povećanje koeficijenta snage turbine bez statora, dodavanjem terminezona na vrhove lopatica rotora koje iznosi i do 9%. Konstrukcijski parametri terminezona određeni su na temelju rezultata dostupnih istraživanja koja su korištena kao smjernice pri konstruiranju. Važno je napomenuti da se većina spomenutih istraživanja odnosi na vjetroturbine i da postoji potreba za daljnjim istraživanjem utjecaja konstrukcijskih parametara i oblika terminezona na hidrodinamičke karakteristike i koeficijent snage turbine. U sklopu budućih istraživanja potrebno je ispitati utjecaj različitih oblika terminezona na povećanje koeficijenta snage te ispitati mogućnost korištenja dvostrukih terminezona, koji su okrenuti na obje strane lopatice (podtlačnu i pretlačnu).

Za ostvarivanje značajnog povećanja koeficijenta snage predlaže se korištenje turbina s difuzorima, od kojih se najveća povećanja iskoristivosti mogu ostvariti ako se koristi i prirubnica na izlaznom dijelu difuzora. Za razmatranje utjecaja dimenzija prirubnice na hidrodinamičke karakteristike predlaže se provođenje parametarske analize utjecaja visine i kuta prirubnice na hidrauličku iskoristivost. Optimiranje geometrije prirubnice predstavlja potencijal za daljnja povećanja maksimalnog koeficijenta snage.

## 7. POPIS LITERATURE

- [1] European Commission, Europe 2020: A Strategy for Smart, Sustainable and Inclusive Growth (COM(2010) 2020), European Commission, 03-Mar-2010.
- [2] European Commission, A Policy Framework for Climate and Energy in the Period from 2020 to 2030 (COM(2014) 15 Final), European Commission, 22-Jan-2014.
- [3] European Commission. Eurostat. Share of renewable energy in gross final energy consumption % (online data codes: t2020\_31). 2020. Dostupno na: <http://ec.europa.eu/eurostat>. [Zadnji pristup: 27.10.2020.]
- [4] European Commission. Eurostat. Greenhouse gas emissions by source sector. (online data codes: env\_air\_gge). 2020. Dostupno na: <http://ec.europa.eu/eurostat>. [Zadnji pristup: 27.10.2020.]
- [5] NN 25/2020 (6.3.2020.), Strategija energetskeg razvoja Republike Hrvatske do 2030. s pogledom na 2050. godinu. Dostupno na: [https://narodne-novine.nn.hr/clanci/sluzbeni/full/2020\\_03\\_25\\_602.html](https://narodne-novine.nn.hr/clanci/sluzbeni/full/2020_03_25_602.html). [Zadnji pristup 28.10.2020.]
- [6] Shivakumar A, Dobbins A, Fahl U, Singh A. Drivers of renewable energy deployment in the EU: An analysis of past trends and projections. *Energy Strategy Reviews*. 2019;26:100402.
- [7] European Commission. Eurostat. Electricity production capacities for renewables and wastes. (online data codes: NRG\_INF\_EPCRW). 2020. Dostupno na: <http://ec.europa.eu/eurostat>. [Zadnji pristup: 28.10.2020.]
- [8] IRENA-International Renewable Energy Agency. Statistical Profiles, Croatia .2020. Dostupno na: <https://www.irena.org/Statistics/Statistical-Profiles>. [Zadnji pristup: 28.10.2020.]
- [9] Flambard J, Amirat Y, Feld G, Benbouzid M, Ruiz N. River and Estuary Current Power Overview. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019;7(10);365.
- [10] IRENA. Renewable Energy Statistics 2020; International Renewable Energy Agency (IRENA): Abu Dhabi, UAE, 2020; p. 24, 25.

- [11] Aqua-RET E-learning Tool: Resource Maps. Dostupna na: <https://www.aquaret.com>. [Zadnji pristup: 28.10.2020.]
- [12] Laws N.D, Epps B.P. Hydrokinetic energy conversion: Technology, research and outlook. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;57:1245-1259.
- [13] Guney M.S. Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011;12:3669-3675.
- [14] El-Zahaby, A.M, Kabeel A.E, ELSayes S.S, Obiaa M.F. CFD analysis of flow fields for shrouded wind turbines's diffuser with different flange angles. *Alexandria Engineering Journal*. 2017;56(1):171-179.
- [15] Wong K.H, Chong W.T, Yap H.T, Fazlizan A, Omar W.Z.W, Poh S.C, Hsiao F.B. The design and flow simulation of a power-augmented shroud for urban wind turbine system. *Energy Procedia*. 2014;61:1275–1278.
- [16] Lipian M, Dobrev I, Karczewski M, Massouh, F, Jozwik, K. Small wind turbine augmentation: Experimental investigations of shrouded- and twin-rotor wind turbine systems. *Energy*. 2019;186:115855.
- [17] Abdelwaly, M.; El-Batsh, H.; Hanna, M.B. Numerical study for the flow field and power augmentation in a horizontal axis wind turbine. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2019;31:45–253.
- [18] Siavash N.K, NajafI G, Hashjin T.T. Ghobadian, B.; Mahmoodi, E. Mathematical modeling of a horizontal axis shrouded wind turbine. *Renewable Energy*. 2020;146:856–866.
- [19] Ghenai C, Salameh T, Janajreh I. Modeling and Simulation of Shrouded Horizontal Axis Wind Turbine Using RANS Method. *JJMIE*. 2017;11,M235–M243.
- [20] Siavash N.K, NajafI G, Hashjin T.T. Ghobadian B, Mahmoodi E. An innovative variable shroud for micro wind turbines. *Renewable Energy* 2020;145:1061–1072.
- [21] Vaz J.R.P, Wood, D.H. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Conversion and Management*. 2016;123:35–45.

- [22] Barbosa D.L.M, Vaz J.R.P, Figueiredo S, Silva, M. An Investigation of a Mathematical Model for the Internal Velocity Profile of Conical Diffusers Applied to DAWTs. *Annals of the Brazilian Academy of Sciences*. 2015;87;1133–1148.
- [23] Prabhu I, Prakash S, Aadithya P, Vignesh Y, Rajakumaran S. CFD Analysis of Shrouded Diffuser Wind Turbine. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*. 2019;8(6S3);2249-8958.
- [24] Hassan H.F, El-Shaife A, Karin O.A. Tidal current turbines glance at the past and look into future prospects in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012;16;5707-5717.
- [25] Kirke B.K. Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*. 2011;36;3013-3022.
- [26] Malipeddi A.R, Chatterjee D. Influence of duct geometry on the performance of Darrieus hydroturbine. *Renewable Energy*. 2012;43;292-300.
- [27] Bashurin V, Budnikov I, Khatunkin V, Klevtsov V, Ktitorov L, Lazareva A, Meshkov E, Novikova I, Pletenev F, Yanbaev G. Boosting the Power Generation in Wind and Hydro Power Production. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 4(3). doi:10.13044/j.sdewes.2016.04.0022.
- [28] Li Y, Karri N, Wang Q, Three-dimensional numerical analysis on blade response of a vertical-axis tidal current turbine under operational conditions. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2014;6;043123.
- [29] Yaakob O, Ahmed Y.M, Ismail A, Validation Study for Savonius Vertical Axis Marine Current Turbine Using CFD Simulation. 6th Asia-Pacific Workshop on Marine Hydrodynamics (APHydro); At Johor; Malaysia; 2012.
- [30] Hantoro R, Septyaningrum E. Novel Design of a Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight-Blade Cascaded (VAHT–SBC): Experimental and Numerical Simulation. *Journal of Engineering and Technological Sciences*. 2018; 50(1);73-86.
- [31] Batten W.M.J, Bahaj A.S, Molland A.F, Chaplin J.R. Hydrodynamics of marine current turbines. *Renewable Energy*. 2006;31;249-256.

- [32] Allsop S, Peyrard C, Thies P, Boulougouris E, Harrison G. P. Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element momentum theory. *Ocean Engineering*. 2017;141(1);531-542.
- [33] Chapman J, Masters I, Togneri M, Orme J.A.C. The Buhl correction factor applied to high induction conditions for tidal stream turbines. *Renewable Energy*. 2013;60;472-480.
- [34] Shives, M.; Crawford, C. Developing an Empirical Model for Ducted Tidal Turbine Performance Using Numerical Simulation Results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*. Part A 2012;226; 112–125.
- [35] Batten W.M.J, Bahaj A.S, Molland A.F, Chaplin J.R. Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines. *Ocean Engineering*. 2007;34;1013-1020.
- [36] Cresswell N.W, Ingram G.L, Dominy R.G. The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine. *Ocean Engineering*. 2015;108; 155-163.
- [37] Kumar M, Gwon Woo Nam, S. J. Oh, Jeonghwa S, Samad A, Rhee S. Design Optimization of a Horizontal Axis Tidal Stream Turbine Blade Using CFD. *Fifth International Symposium on Marine Propulsors smp'17, Espoo, Finska, lipanj 2017*.
- [38] Belloni C.S.K, Willden R.H.J, Houlby G.T. An investigation of ducted and open-centre tidal turbines employing CFD-embedded BEM. *Renewable Energy*. 2017;108;622-634.
- [39] Amin I, Xiao Q. Numerical simulation of a horizontal axis tidal turbine with a pre-swirl stator. *15th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean, IMAM 2013 - A Coruna, Spain. Developments in Maritime Transportation and Exploitation of Sea Resources – Guedes Soares & López Peña (eds), 4. listopada 2013, 863-869*.
- [40] Gish L. A, Carandang A, Hawbaker G. Numerical optimization of pre-swirl stators for horizontal axis hydrokinetic turbines. *OCEANS 2016 MTS/IEEE Monterey*. 2016;1-5.
- [41] Barbarelli S, Castiglione T, Lo Zupone G, Bova S, Yan J. CFD Investigation of the Open Center on the Performance of a Tidal Current Turbine. *Energy Procedia*. 2019;159:29-33.

- [42] Knight, B.; Freda, R.; Young, Y.L.; Maki, K. Coupling Numerical Methods and Analytical Models for Ducted Turbines to Evaluate Designs. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2018;6(2);43.
- [43] Chica Arrieta E, Cardona-Mancilla C, Slayton J, Romero F, Torres E, Agudelo S, Arbeláez J, Hincapié D. Experimental Investigations and CFD Simulations of the Blade Section Pitch Angle Effect on the Performance of a Horizontal-axis Hydrokinetic Turbine. *Engineering Journal*. 2018;22(5);141-154.
- [44] Wang Q.Q, Yin R, Yan Y. Design and prediction hydrodynamic performance of horizontal axis micro-hydrokinetic river turbine. *Renewable Energy*. 2019;133;91–102.
- [45] Góralczyk A, Adamkowski, A. Model of a ducted axial-flow hydrokinetic turbine—Results of experimental and numerical examination. *Polish Maritime Research* 3(99). 2018;25;113–122.
- [46] Song K, Wang W, Yan Y. Numerical and experimental analysis of a diffuser-augmented micro-hydro turbine. *Ocean Engineering*. 2019;171;590-602.
- [47] Tampier G, Troncoso C, Zilic, F. Numerical analysis of a diffuser-augmented hydrokinetic turbine. *Ocean Engineering*. 2017;145;138–147.
- [48] Schleicher W.C, Riglin J, Schleicher W.C, Oztekin, A. Design and simulation of a micro hydrokinetic turbine. *Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium METS13*. 10-11. travnja 2013, Washington, SAD.
- [49] Rodrigues S.P.A.P, Brasil Junior A.C.P.; Salomon, L.R.B. Modeling of hydrokinetic turbine. *Proceedings of the 19th International Congress of Mechanical Engineering*, 5–9 studeni 2007, Brasilia, Brazil.
- [50] Freitas da Silva P.A.S, Shinomiyaa L.D, Felamingo de Oliveira T, Pinheiro Vaza J.R, Mesquitaa A.L.A, Brasil Junior A.C.P. Design of Hydrokinetic Turbine Blades Considering Cavitation. *Energy Procedia*. 2015;75;277 – 282.
- [51] Murray R. Predicting Cavitation on Marine and Hydrokinetic Turbine Blades with AeroDyn V15.04. NREL, Technical report. Kolovoz 2017.

- [52] Rio Vaz, D.A.T.D.; Vaz, J.R.P.; Silva, A.S.F.P. An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation. *Energy for Sustainable Development*. 2018;45;142–149.
- [53] Vaz J.R.P, Wood D.H. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Conversion and Management*. 2016;123;35-45.
- [54] Eleni D.C, Dionissios M.P. Computational Investigation of Cavitation on Horizontal Axis Tidal Turbines Blades. *International Journal of New Technology and Research (IJNTR)*. 2017;3(12);11-18.
- [55] Shi W, Atlar M, Rosli R, Aktas B, Norman R. Cavitation observation and noise measurements of horizontal axis tidal turbines with biomimetic blade leading edge designs. *Ocean Engineering*. 2016;121;143-155.
- [56] Zhu G.J, Guo P.C, Luo, X.Q, Feng, J.J. The multi-objective optimization of the horizontal-axis marine current turbine based on NSGA-II algorithm. *IOP Conference Series Earth Environmental Sciences*, studeni 2012 15(4), 042039.
- [57] Kolekar N, Hu Z, Banerjee A, Du X. Hydrodynamic Design and Optimization of Hydrokinetic Turbines using a Robust Design Method. *Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium - METS13, Washington D.C, 2013; str.10.*
- [58] Lain S, Contreras L.T, Lopez O. A review on computational fluid dynamics modelling and simulation of horizontal axis hydrokinetic turbines. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019;41;375.
- [59] Song M, Kim M.-C, Do, I.-R, Rhee S.-H, Lee J.-H, Hyun B.-S. Numerical and experimental investigation on the performance of three newly designed 100 kW-class tidal current turbines. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2012;4,241–255.
- [60] Silva P.A.S.F, Rio Vaz D.A.T.D, Brittoa V, Oliveira T.F, Vaz J.R.P, Brasil Junior A.C.P. A new approach for the design of diffuser-augmented hydro turbines using the blade element momentum. *Energy Conversion and Management*. 2018;165;801–814.



- [61] Manwell J.F, McGowan J.G, Rogers A.L. Wind energy explained: Theory, Design, Application. John Wiley & Sons, ltd, 2002, Engleska.
- [62] Lawn C.J. Optimization of the power output from ducted turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy 2003;217(1);107-117.
- [63] Xu G, Sankar L. Development of engineering aerodynamics models using a viscous flow methodology on the NREL Phase VI rotor. Wind Energy. 2002;5(2-3);171-183.
- [64] El khchine Y, Sriti M. Tip Loss Factor Effects on Aerodynamic Performances of Horizontal Axis Wind Turbine. Energy Procedia. 2017;118;36–140.
- [65] Moriarty P.J, Hansen A.C. AeroDyn Theory Manual. NREL; siječanj 2005.
- [66] Vaz J.R.P, Pinho J.T, Mesquita A.L.A. An extension of BEM method applied to horizontal-axis wind turbine design. Renewable Energy. 2011;36;1734-1740.
- [67] Marshall L, Buhl J 2005. A new empirical relationship between thrust coefficient and induction factor for the turbulent windmill state. Technical report NREL. 2005.
- [68] Mukherji S.S. Design and critical performance evaluation of horizontal axis hydrokinetic turbines. [dissertation]. Missouri University of Science and Technology; 2010.
- [69] Tang X. Aerodynamic design and analysis of small horizontal axis wind turbine blades. [dissertation]. Preston, UK, School of Computing, Engineering and Physical Sciences, University of Central Lancashire, 2012.
- [70] Kostić Č. Review of the Spalart-Allmaras Turbulence Model and its Modifications to Three-Dimensional Supersonic Configurations. Scientific Technical Review. 2015;65(1);43-49.
- [71] ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg,. PA 15317, 2019.
- [72] H. Shih. A new  $k - \varepsilon$  eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows - Model development and validation. Computers and Fluids. 1995;24;227-238.

- [73] Dzijan I, Virag Z. Računalna dinamika fluida. Nastavni materijali, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2014.
- [74] Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., California, 1993.
- [75] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. American Institute of Aeronautics and Astronautics. 1994;32;1598-1605.
- [76] Launder B.E, Spalding D. B. The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1974;3;269-289.
- [77] Zhu W.J, Shen W.Z. Integrated airfoil and blade design method for large wind turbines. Proceedings of the 2013 International Conference on aerodynamics of Offshore Wind Energy Systems and wakes (ICOWE2013), 2013.
- [78] Selvan K.M. On the effect of shape parametrization on airfoil shape optimization. International Journal of Research in Engineering and Technology, 2015;4(2).
- [79] Wessels Francois J.L, Venter G, Von Backtröm T.W. An efficient scheme for describing airfoils using non-uniform rational B-splines. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012-GT2012, June 11-15,2012, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [80] Goundar J.N.M, Rafiuddin Ahmed M. Design of horizontal axis tidal current turbine. Applied Energy. 2013;111;161-174.
- [81] Li Z, Zheng X. Review of design optimization methods for turbomachinery aerodynamics. Progress in Aerospace Sciences. 2017;93;1-23.
- [82] Sessarego M, Ramos-Garcia N, Shen W.Z. Analysis of winglets and sweep on wind turbine blades using a lifting line vortex particle method in complex inflow conditions. Journal of Physics: Conference Series. 2018;1037(2); 022021.
- [83] Zhu B, Sun X, Wang Y, Huang D. Performance characteristics of a horizontal axis turbine with fusion winglet. Energy. 2017;120; 431-440.
- [84] Ren Y, Liu B, Zhang T, Fang Q. Design and hydrodynamic analysis of horizontal axis tidal stream turbines with winglets. Ocean Engineering. 2017;144;1-10.

- [85] Galdamez R.G, Ferguson D.M, Gutierrez J.R. Winglet Design and Analysis for Wind Turbine Rotor Blades. [thesis] Florida International University; 2011.
- [86] Yiru R, Bingwen L, Tiantian Z. Influences of winglets on the hydrodynamic performance of horizontal axis current turbines. *Applied Ocean Research*. 2019;92;101931.
- [87] Khalafallah M.G, Ahmed A.M, K Emam M. The effect of using winglets to enhance the performance of swept blades of a horizontal axis wind turbine. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019;11(9);1–10.
- [88] Farhan A, Hassanpour A, Burns A, Ghaffari Motlagh Y. Numerical Study of Effect of Winglet Planform 3 and Airfoil on a Horizontal Axis Wind Turbine Performance. *Renewable Energy*. 2019;131;1255-1273.
- [89] Khaled M, Ibrahim M, Abdel Hamed H.E, AbdelGwad A.F. Investigation of a small Horizontal-Axis wind turbine performance with and without winglet. *Energy*. 2019;187; 115921.
- [90] Mourad M.G, Shahin I, Ayad S.S, Abdellatif O.E, Mekhail T.A. Effect of winglet geometry on horizontal axis wind turbine performance. *Engineering Reports*. 2020, doi: <https://doi.org/10.1002/eng2.12101>.
- [91] Zhang T, Elsakka M, Huang W, Wang T, Ingham D.B, Ma L, Pourkashanian M. Winglet design for vertical axis wind turbines based on a design of experiment and CFD approach. *Energy Conversion and Management*. 2019;195;712-726.
- [92] Xu W, Li G, Wang F, Li Ye. High-resolution numerical investigation into the effects of winglet on the aerodynamic performance for a three-dimensional vertical axis wind turbine. *Energy Conversion and Management*. 2020; 205; 112333.
- [93] Barbarić M, Guzović Z. Investigation of the Possibilities to Improve Hydrodynamic Performances of Micro-Hydrokinetic Turbines. *Energies*. 2020;13(17);4560.
- [94] Sosnowski M, Krzywanski J, Gnatowska R. Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit. *Energy and Fuels: E3S Web Conf*. 2017;14;01027.

- [95] Celik I.B. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME* 2008;130;078001.
- [96] Sosnowski M, Gnatowska R, Grabowska K, Krzywanski J, Jamrozik A. Numerical Analysis of Flow in Building Arrangement: Computational Domain Discretization. *Applied Sciences*. 2019;9;941.
- [97] Kwaśniewski L. Application of grid convergence index in FE computation. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*. 2013;61;123–128.
- [98] Hsiao F, Bai, F, Wen-Tong C. The Performance Test of Three Different Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) Blade Shapes Using Experimental and Numerical Methods. *Energies*. 2013;6;2784–2803.
- [99] Muratoglu A, Yuce I.M. Design of a River Hydrokinetic Turbine Using Optimization and CFD Simulations. *Journal of Energy Engineering*. 2017;143(4);04017009.

## 9. ŽIVOTOPIS

Marina Barbarić rođena je 31. siječnja 1991. godine u Zagrebu, gdje je završila Prirodoslovno-matematičku gimnaziju. Studij strojarstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu upisala je akademske godine 2009/10. Preddiplomski studij strojarstva završila je 2013. godine. Diplomski studij na istom fakultetu, smjer procesno-energetski završava 2014. godine s velikom pohvalom (*magna cum laude*).

Po završetku studija zapošljava se u tvrtci Enerkon d.o.o. kao projektantica na poslovima izrade idejnih i glavnih projekata izgradnje energetskih postrojenja. Radno iskustvo stekla je i kao voditeljica projekata u Regionalnoj Energetskoj agenciji Sjeverozapadne Hrvatske-REGEA.

U rujnu 2015. zapošljava se na radno mjesto asistentice na Katedri za turbostrojeve Fakulteta strojarstva i brodogradnje gdje sudjeluje u nastavi iz područja turbostrojeva. Sudjeluje i u izvođenju vježbi iz Energetskih i pogonskih sustava na Vojnom studiju Sveučilišta u Zagrebu te Geotermalne energije, malih hidroelektrana, Vjetroelektrana i Energetskih postrojenja na dislociranom Studiju energetske učinkovitosti i obnovljivih izvora u Šibeniku. Autorica je 2 CC/SCI rada te je sudjelovala na brojnim međunarodnim konferencijama. Kao članica lokalnog organizacijskog odbora sudjelovala je u organizaciji međunarodnih konferencija o održivom razvoju energetike, voda i okoliša (SDEWES) od 2015. do 2018. godine.

Govori i piše engleski jezik, a služi se i njemačkim jezikom.