

Mini plinska turbina za redukcijsku plinsku stanicu

Birčić, Vjekoslav

Master's thesis / Diplomski rad

2011

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:734882>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-25**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Vjekoslav Birčić

Zagreb, 2011.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Željko Tuković, dipl. ing.

Student:

Vjekoslav Birčić

Zagreb, 2011.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Željku Tukoviću na pomoći, strpljenju i brojnim korisnim savjetima, također najiskrenije zahvale prof. dr. sc. Branimiru Matijaševiću.

Također, velika zahvala Emilu Bariću, mojim roditeljima, te mojoj dugogodišnjoj djevojci Petri Janeš na podršci tijekom svih godina studiranja.

Vjekoslav Birčić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Vjekoslav Birčić** Mat. br.: 0035163946

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **MINI PLINSKA TURBINA ZA REDUKCIJSKU PLINSKU STANICU**

Naslov rada na engleskom jeziku: **MINI GAS TURBINE FOR GAS REDUCTION STATION**

Opis zadatka:

U sustavu za opskrbu prirodnim plinom možemo razlikovati tri osnovna nivoa tlaka. U magistralnom plinovodu tlak iznosi 30 do 50 bara, na ulazu u komunalni plinovod tlak je 4 do 5 bara, a na samo mjestu potrošnje tlak iznosi oko 1 bar. U praksi se najčešće redukcija tlaka na prijelazu iz magistralnog na komunalni plinovod izvodi prigušivanjem u redukcijskim stanicama, pri čemu nastaje znatan gubitak energije. Da bi se taj gubitak izbjegao tendencija je ugradnje mini plinske turbine pomoću koje se razlika tlaka pretvara u mehaničku energiju. Današnje stanje razvoja mini plinskih turbina ne osigurava optimalnu pretvorbu energije pa je prilikom njihovog projektiranja potrebno uz primjenu standardnih analitičkih metoda proračuna provesti dodatnu analizu gubitaka primjenom numeričkih simulacija strujanja.

Za redukcijsku plinsku stanicu kapaciteta 0.9 kg/s prirodnog plina potrebno je izraditi predprojekt mini plinske turbine, ako je tlak i temperatura plina na ulaz u turbinu 36 bara i 50 °C, a tlak na izlazu iz turbine iznosi 4 bara. U okviru diplomskog rada potrebno je:

1. izraditi termodinamički i aerodinamički proračun svih stupnjeva mini plinske turbine;
2. definirati geometriju profila statorskih i rotorskih lopatica prvog stupnja turbine;
3. provesti numeričku simulaciju strujanja kroz prvi stupanj turbine za tri aksijalna zazora između statorskih i rotorskih lopatica, te na temelju rezultata simulacije odabrati optimalni zazor;
4. izraditi konceptualni crtež uzdužnog presjeka plinsko-turbinskog agregata.

U radu treba navesti korištenu literaturu kao i eventualnu dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

08. rujna 2011.

Rok predaje rada:

10. studenog 2011.

Predviđeni datumi obrane:

16. – 18. studenog 2011.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Željko Tuković

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Mladen Andrašy

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	II
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	X
1. UVOD	1
2. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN MINI PLINSKE TURBINE ...	2
2.1. Rezultati za ostale stupnjeve mini plinske turbine	20
3. PROFILIRANJE LOPATICA PRVOG STUPNJA MINI TURBINE	27
3.1. Definiranje geometrije statorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine	34
3.2. Definiranje geometrije rotorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine	38
4. Matematički model turbulentnog strujanja fluida	42
4.1. Zidne funkcije (strujanje fluida u blizini čvrste stjenke).....	44
4.2. <i>Shear Stress Transport</i> - model turbulencije (SST)	48
4.3. Jednadžbe strujanja u graničnom sloju za slučaj prisilne konvekcije	51
5. 2D SIMULACIJA PRVOG STUPNJA MINI PLINSKE TURBINE.....	54
5.1. Postavke modela numeričke simulacije	54
5.2. Rezultati 2D simulacije prvog slučaja.....	58
5.3. Rezultati 2D simulacije drugog slučaja.....	60
5.4. Rezultati 2D simulacije trećeg slučaja	62
5.5. Analiza rezultata 2D simulacija triju slučajeva.....	64
6. 3D SIMULACIJA PRVOG STUPNJA MINI PLINSKE TURBINE.....	68
6.1. Postavke mreže kontrolnih volumena	68
6.2. 3D rezultati numeričke simulacije prvog slučaja	70
6.3. 3D rezultati numeričke simulacije drugog slučaja	72
6.4. 3D rezultati numeričke simulacije trećeg slučaja.....	74
6.5. Analiza rezultata 3D simulacija triju slučajeva.....	76
7. ZAKLJUČAK	82
PRILOZI.....	83
LITERATURA.....	84

POPIS SLIKA

Slika 1.	Statorska lopatica prvog stupnja mini plinske turbine	36
Slika 2.	Statorska rešetka prvog stupnja mini plinske turbine.....	37
Slika 3.	Rotorska lopatica prvog stupnja mini plinske turbine.....	40
Slika 4.	Rotorska rešetka prvog stupnja mini plinske turbine	41
Slika 5.	Struktura graničnog sloja	45
Slika 6.	Shematski prikaz graničnog sloja uz ravnu ploču	52
Slika 7.	Mreža kontrolnih volumena slučaja gdje je aksijalni zazor 1 mm – 2D model	55
Slika 8.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija.....	58
Slika 9.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija.....	59
Slika 10.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija.....	59
Slika 11.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija.....	60
Slika 12.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija.....	61
Slika 13.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija.....	61
Slika 14.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija.....	62
Slika 15.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija.....	63
Slika 16.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija.....	63
Slika 17.	Promjena totalne entalpije na izlazu iz stupnja – 2D simulacija.....	64
Slika 18.	Usporedba polja brzine za sva tri slučaja (m/s) – 2D simulacija	66
Slika 19.	Usporedba polja vrtložnosti za sva tri slučaja (1/s) – 2D simulacija	67
Slika 20.	3D geometrija prvog stupnja mini plinske turbine	69
Slika 21.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija.....	70
Slika 22.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija.....	71
Slika 23.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija.....	71
Slika 24.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija.....	72
Slika 25.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija.....	73
Slika 26.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija.....	73
Slika 27.	Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija.....	74
Slika 28.	Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija.....	75
Slika 29.	Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija.....	75
Slika 30.	Promjena totalne entalpije u vremenu – 3D simulacija.....	76
Slika 31.	Promjena stupnja iskoristivosti varijacijom aksijalnog zazora	78
Slika 32.	Promjena izlazne brzine u vremenu – 3D simulacija.....	79
Slika 33.	Usporedba polja brzine za sva tri slučaja (m/s) – 3D simulacija	80
Slika 34.	Usporedba polja vrtložnosti za sva tri slučaja (1/s) – 3D simulacija	81

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Zadani parametri mini plinske turbine	2
Tablica 2.	Proračun od prvog do trećeg stupnja mini plinske turbine.....	20
Tablica 3.	Proračun od četvrtog do šestog stupnja mini plinske turbine.....	22
Tablica 4.	Proračun sedmog i osmog stupnja mini plinske turbine	24
Tablica 5.	Osnovne dimenzije rotorskih i statorskih rešetki	26
Tablica 6.	Koeficijenti standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije	49

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

VB2011-09-000 Konceptualni crtež uzdužnog presjeka plinsko – turbinskog agregata

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
\dot{m}	kg/s	Maseni protok plina
d_{sr}	m	Srednji promjer stupnja
n	1/min	Brzina vrtnje turbine
u	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
R_{sr}	-	Reaktivnost na srednjem promjeru
α_1	deg	Izlazni kut profila statorske rešetke
φ	-	Koeficijent brzine statorske lopatice
u/c_f	-	Vrijednost karakteristike stupnja
c_f	m/s	Fiktivna brzina stupnja
h_{is}	J/kg	Izentropski toplinski pad stupnja
$h_{is,S}$	J/kg	Izentropski toplinski pad u statoru
$h_{is,R}$	J/kg	Izentropski toplinski pad u rotoru
p^*_0	Pa	Zaustavni tlak na ulazu u stupanj
T^*_0	K	Zaustavna temperatura na ulazu u stupanj
R	J/kgK	Individualna plinska konstanta za plin
κ	-	Omjer specifičnih toplina
v^*_0	m ³ /kg	Zaustavni specifični volumen na ulazu u stupanj
p_1	Pa	Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica
$T_{1,is}$	K	Izentropska statička temperatura na izlazu iz statora
$v_{1,is}$	m ³ /kg	Izentropski specifični volumen na izlazu iz statora
$c_{1,is}$	m/s	Izentropska apsolutna brzina na izlazu iz statora
β_{kr}	-	Kritični omjer tlakova za stator
β_{str}	-	Omjer tlakova iza i ispred statora
μ_1	-	Koeficijent protoka za statorske lopatice
F_{11}	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica
$\varepsilon_1 l_1$	m	Fiktivna visina statorskih lopatica
ε_1	-	Parcijalnost statorske rešetke
l_1	m	Visina statorskih lopatica

c_1	m/s	Stvarna brzina na izlazu iz statora
w_1	m/s	Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor
β_1	deg	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor
p_2	Pa	Statički tlak na izlazu iz rotora (stupnja)
$T_{2,is}$	K	Izentropska statička temperatura na izlazu iz rotora
$v_{2,is}$	m ³ /kg	Izentropski specifični volumen na izlazu iz rotora
$w_{2,is}$	m/s	Izentropska relativna brzina na izlazu iz rotora
Δ	m	Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke
l_2	m	Visina rotorskih lopatica
μ_2	-	Koeficijent protoka za rotorske lopatice
F_2	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka rotorskih lopatica
β_2	deg	Kut relativne brzine na izlazu iz rotora
ψ	-	Koeficijent brzine za rotorske lopatice
w_2	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora
c_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja
α_2	deg	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja
$\Delta h_{g,S}$	J/kg	Gubitak u statorskim lopaticama
$\Delta h_{g,R}$	J/kg	Gubitak u rotorskim lopaticama
k_{ib}	-	Faktor iskorištenja izlazne brzine
$\Delta h_{g,ib}$	J/kg	Gubitak zbog izlazne brzine
E_{ib}	J/kg	Dio kinetičke energije koji se iskoristi u sljedećem stupnju
E_0	J/kg	Raspoloživa energija stupnja
η_u	-	Iskoristivost na obodu kola
ζ_v	-	Gubitak zbog ventilacije
B_2	m	Širina lopatica rotorske rešetke
z	-	Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin
ζ_{seg}	-	Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke
δ_r	m	Veličina radijalnih zazora u stupnju
ζ_{pr}	-	Gubici zbog prestrujavanja u stupnju
η_i	-	Unutarnja (izentropska) iskoristivost stupnja
h_i	J/kg	Iskorišteni toplinski pad stupnja
Δh_g	J/kg	Gubici u stupnju
T_2	K	Stvarna statička temperatura na izlazu iz stupnja
v_2	m ³ /kg	Stvarni specifični volumen na izlazu iz stupnja

c_p	J/(kgK)	Specifična toplina plina
T_2^*	K	Zaustavna temperatura na izlazu iz stupnja
ρ_2^*	Pa	Zaustavni tlak na izlazu iz stupnja
v_2^*	m ³ /kg	Zaustavni specifični volumen na izlazu iz stupnja
P_t	J/s	Unutarnja snaga stupnja
t_{opt}	-	Relativni optimalni korak rešetke
γ	deg	Ugradbeni kut
c_{max}	m/s	Maksimalna debljina profila
ω_1	°	Kutovi zaoštrenja ulaznog brida
ω_2	°	Kutovi zaoštrenja izlaznog brida
B	mm	Širina rešetke
d_1	mm	Debljine ulaznog brida
d_2	mm	Debljine izlaznog brida
$\beta_{1,konv}$	°	Ulazni geometrijski kut konveksne strane
$\beta_{2,konv}$	°	Izlazni geometrijski kut konveksne strane
b	-	Duljina tetive profila
r_1	-	Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila
r_2	-	Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila
σ_k	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
σ_ε	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
$C_{\varepsilon 1}$	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
$C_{\varepsilon 2}$	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
f_1	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
f_2	-	Koeficijent $k - \varepsilon$ modela turbulencije
x_{cm}	-	Udaljenost od ulaznog brida središta u profil upisane kružnice s maksimalnim promjerom
k	m ² /s ²	Turbulentna kinetička energija
ε	m ² /s ³	Disipacija kinetičke energije
ω	1/s	Frekvencija turbulencije

ρ	kg/m ³	Gustoća fluida
μ	Pas	Molekularna dinamička viskoznost
μ_t	Pas	Turbulentna dinamička viskoznost
ν	m ² /s	Molekularna kinematička viskoznost
ν_t	m ² /s	Turbulentna kinematička viskoznost
\bar{u}	m/s	Komponenta brzine paralelna sa stjenkom
y	m/s	Komponenta brzine okomita na stjenku
τ_w	Pa	Tangencijalno naprezanje fluida
P_k	m ² /s ³	Generacija
Re_t	-	Turbulentni Reynoldsov broj
F_1	-	<i>Blending</i> funkcija
σ_ω	-	Koeficijent $k - \omega$ modela turbulencije
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{0,5mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 2D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{1mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 2D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{2mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 2D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm
$\overline{h_{02,0,5mm}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija
$\overline{h_{02,1mm}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija
$\overline{h_{02,2mm}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija
$(\eta_{tt})_t$	-	Iskoristivost stupnja
\bar{h}_{02}	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za 2D slučajeve
h_{00}	J/kg	Vrijednost totalne entalpije na ulazu u stupanj
M_1	-	Machov broj na izlazu iz statora
\bar{h}_{02}	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za 3D slučajeve

$\overline{\overline{h_{02,0,5mm}}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija
$\overline{\overline{h_{02,1mm}}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija
$\overline{\overline{h_{02,2mm}}}$	J/kg	Osrednjena vrijednost totalne entalpije na izlazu iz prvog stupnja za slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{0,5mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 3D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{1mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 3D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm
$\overline{(\eta_{tt})_{t_{2mm}}}$	-	Iskoristivost prvog stupnja u 3D simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm
$\overline{c_{2,0,5mm}}$	m/s	Osrednjena izlazna brzina iz prvog stupnja mini plinske turbine za slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija
$\overline{c_{2,1mm}}$	m/s	Osrednjena izlazna brzina iz prvog stupnja mini plinske turbine za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija
$\overline{c_{2,2mm}}$	m/s	Osrednjena izlazna brzina iz prvog stupnja mini plinske turbine za slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija

SAŽETAK

U sklopu diplomskog rada potrebno je izvršiti termodinamički i aerodinamički proračun mini plinske turbine za redukcijsku plinsku stanicu. Kako se u praksi najčešće redukcija tlaka na prijelazu iz magistralnog na komunalni plinovod izvodi prigušivanjem u redukcijskim stanicama, pri čemu nastaje znatan gubitak energije, ideja je ugraditi mini plinsku turbinu pomoću koje se razlika tlaka pretvara u mehaničku energiju te se na taj način znatno smanjuje gubitak energije. Današnje stanje razvoja mini plinskih turbina ne osigurava optimalnu pretvorbu energije pa je prilikom njihovog projektiranja potrebno uz primjenu standardnih analitičkih metoda proračuna provesti dodatnu analizu gubitaka primjenom numeričkih simulacija strujanja fluida. U sklopu diplomskog rada je također potrebno definirati geometriju profila statorskih i rotorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine, provesti numeričku simulaciju strujanja kroz prvi stupanj mini plinske turbine za tri aksijalna zazora između statorskih i rotorskih lopatica i na temelju rezultata simulacije odabrati optimalni zazor, te izraditi konceptualni crtež uzdužnog presjeka plinsko – turbinskog agregata.

Redukcijska stanice je kapaciteta 0,9 kg/s prirodnog plina, tlak i temperatura plina na ulazu u turbinu iznose 36 bara i 50 °C, te tlak na izlazu iz turbine iznosi 4 bara.

1. UVOD

U okviru diplomskog rada potrebno je izraditi termodinamički i aerodinamički proračun svih stupnjeva mini plinske turbine, definirati geometriju profila statorskih i rotorskih lopatica prvog stupnja turbine, provesti numeričku simulaciju strujanja kroz prvi stupanj mini plinske turbine za tri aksijalna zazora između statorskih i rotorskih lopatica i na temelju rezultata simulacije odabrati optimalni zazor, te na kraju izraditi konceptualni crtež uzdužnog presjeka plinsko – turbinskog agregata.

Turbina je stroj koja energiju akumuliranu u radnom fluidu (koja se očituje kroz njegov entalpijski nivo) iskorištava na način da se smanjenjem entalpije fluida po pojedinom stupnju turbine predaje koristan mehanički rad na vratilo turbine.

Suštinska razlika između velikih i malih turbina (mini turbina) je u tome da kod velikih turbina može visina lopatica zadnjih stupnjeva dostići 1 m i više, dok se kod mini turbina visina lopatica mjeri u nekoliko milimetara. Kod strujanja fluida u velikim turbinama se utjecaj graničnog sloja može u potpunosti zanemariti, dok se kod mini turbina mora uzeti njegov utjecaj u obzir upravo zbog vrlo malih visina lopatica. U jednom od narednih poglavlja diplomskog rada bit će dan osvrt na utjecaj strujanja fluida u graničnom sloju, te njegovo matematičko modeliranje pomoću numeričkih alata koji pruža računalni program FLUENT.

Mini turbine su prvenstveno razvijene za upotrebu u decentraliziranoj opskrbi energije sa električnom snagom nižom od 200 kW. Glavne karakteristike ovakve turbine su kompaktan dizajn, visoki broj okretaja (do 96.000/min), niski tlakovi i niske temperature. Mini turbine mogu biti pogonjene sa vrlo širokim spektrom goriva kao npr. zemni plin, bioplin, te raznim tekućim gorivima.

Osim upotrebe mini turbina u termoenergetskim postrojenjima za proizvodnju toplinske i električne energije (najčešće termoenergetska postrojenja na biomasu, bioplin, te solarne termalne elektrane), u ovome radu se ispituje mogućnost upotrebe mini plinske turbine u plinskim redukcijskim stanicama.

2. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN MINI PLINSKE TURBINE

U ovome poglavlju je dan postupak termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna mini turbine. Potrebno je provesti proračun po svakom stupnju prema [1], a kako je metodologija proračuna za svaki stupanj jednaka u radu će biti prikazan proračun prvog stupnja dok će rezultati za ostalih sedam stupnjeva biti dani tablično. [Tablica 1] prikazuje zadane parametre mini turbine koju je potrebno proračunati.

Tablica 1. Zadani parametri mini plinske turbine

Maseni protok plina	\dot{m}	kg/s	0,9
Zaustavni tlak plina ispred turbine	p_0^*	Pa	3600000
Zaustavna temperatura plina ispred turbine	T_0^*	K	323
Tlak plina na izlazu iz turbine	p_2	Pa	400000
Individualna plinska konstanta za plin	R	J/kgK	518,33
Omjer specifičnih toplina	κ	-	1,3
Srednji promjer stupnja	d_{sr}	m	0,12
Brzina vrtnje turbine	n	1/min	15000
Reaktivnost na srednjem promjeru	R_{sr}	-	0,05
Izlazni kut profila statorske rešetke	α_1	deg	18
Koeficijent brzine statorske lopatice	φ	-	0,9
Koeficijent protoka za statorske lopatice	μ_1	-	0,9
Koeficijent protoka za rotorske lopatice	μ_2	-	0,75
Parcijalnost statorske rešetke	ε	-	0,6
Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin	Z	-	0
Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke	Δ	m	0,0001
Koeficijent brzine za rotorske lopatice	ψ	-	0,88
Veličina radijalnih zazora u stupnju	δ_r	m	0,0004
Specifična toplina plina	c_p	J/(kgK)	1890
Faktor iskorištenja izlazne brzine	k_{ib}	-	0,5

Maseni protok radnog fluida kroz turbinu, \dot{m} :

$$\dot{m} = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Srednji promjer stupnja, d_{sr} :

$$d_{sr} = 0,12 \text{ m}$$

Brzina vrtnje turbine, n :

$$n = 15000 \text{ min}^{-1}$$

Obodna brzina na srednjem promjeru dobiva se iz odabrane geometrije odnosno srednjeg promjera i brzine vrtnje prema izrazu (1):

$$u = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60} \tag{1}$$

$$u = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot 15000}{60} = 94,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reaktivnost na srednjem promjeru, R_{sr} , može se računati prema izrazu (2) ili se može pretpostaviti njen iznos (na vrijednost 0,05 ili 0). U odabranom slučaju na srednjem promjeru odabire se reaktivnost stupnja jednaka 0,05 (zbog sprječavanja pojave negativne reaktivnosti).

$$R_{sr} = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{sr}}{l_1}} \quad (2)$$

$$R_{sr} = 0,05$$

Izlazni kut profila statorske rešetke, α_1 :

$$\alpha_1 = 18^\circ$$

Koeficijent brzine za statorske lopatice, φ :

$$\varphi = 0,9$$

Optimalna vrijednost karakteristike turbinskog stupnja dobiva se prema izrazu (3):

$$\left(\frac{u}{c_f} \right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - R_{sr}}} \quad (3)$$

$$\left(\frac{u}{c_f} \right)_{opt} = \frac{0,9 \cdot \cos 18^\circ}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,05}} = 0,4391$$

Odabrana vrijednost karakteristike turbinskog stupnja, $\left(\frac{u}{c_f} \right)$:

$$\left(\frac{u}{c_f} \right) = 0,35$$

Fiktivna brzina stupnja, c_f računa se prema izrazu (4):

$$c_f = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_f}\right)} \quad (4)$$

$$c_f = \frac{94,25}{0,35} = 269,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izentropski toplinski pad stupnja, h_{is} dobiva se iz fiktivne brzine stupnja prema izrazu (5):

$$h_{is} = \frac{c_f^2}{2} \quad (5)$$

$$h_{is} = \frac{269,28^2}{2} = 36257,4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Izentropski toplinski pad u statorskim lopaticama $h_{is,S}$, dobiva se iz ukupnog izentropskog pada stupnja i pretpostavljene reaktivnosti prema izrazu (6):

$$h_{is,S} = (1 - R_{sr}) \cdot h_{is} \quad (6)$$

$$h_{is,S} = (1 - 0,05) \cdot 36257,4 = 34444,53 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Izentropski toplinski pad u rotorskim lopaticama $h_{is,R}$, dobiva se analogno prema izrazu (7):

$$h_{is,R} = R_{sr} \cdot h_{is} \quad (7)$$

$$h_{is,R} = 0,05 \cdot 36257,4 = 1812,87 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Zaustavni tlak na ulazu u stupanj p_0^* , zadan kao ulazni parametar za proračun mini turbine, dok je za svaki sljedeći stupanj jednak zaustavnom tlaku na izlazu iz prethodnog stupnja.

$$p_0^* = 3600000 \text{ Pa}$$

Zaustavna temperatura na ulazu u stupanj T_0^* , zadana kao ulazni parametar za proračun mini turbine, dok je za svaki sljedeći stupanj jednaka zaustavnoj temperaturi na izlazu iz prethodnog stupnja.

$$T_0^* = 323 \text{ K}$$

Plinska konstanta za zrak iznosi:

$$R = 518,33 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Zaustavni specifični volumen na ulazu u stupanj, v_0^* računa se prema izrazu (8):

$$v_0^* = \frac{R \cdot T_0^*}{p_0^*} \tag{8}$$

$$v_0^* = \frac{518,33 \cdot 323}{3600000} = 0,0465 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica računa se prema izrazu (9):

$$p_1 = p_0^* \cdot \left(1 - \frac{h_{is,S}}{\frac{R \cdot \kappa \cdot T_0^*}{\kappa - 1}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (9)$$

$$p_1 = 3600000 \cdot \left(1 - \frac{34444,53}{\frac{518,33 \cdot 1,3 \cdot 323}{1,3 - 1}} \right)^{\frac{1,3}{1,3 - 1}} = 2915825,8 \text{ Pa}$$

Statička temperatura na izlazu iz statorskih lopatica za slučaj izentropske ekspanzije računa se prema izrazu (10):

$$T_{1,is} = T_0^* \cdot \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (10)$$

$$T_{1,is} = 323 \cdot \left(\frac{2915825,8}{3600000} \right)^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} = 307,66 \text{ K}$$

Specifični volumen na izlazu iz statorskih lopatica za slučaj izentropske ekspanzije, računa se prema izrazu (11):

$$v_{1,is} = \frac{R \cdot T_{1,is}}{p_1} \quad (11)$$

$$v_{1,is} = \frac{518,33 \cdot 307,66}{2915825,8} = 0,0547 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Teoretska apsolutna brzina na izlazu is statorskih lopatica (za slučaj izentropske ekspanzije) računa se iz poznatog entalpijskog pada prema izrazu (12):

$$c_{1,is} = \sqrt{2 \cdot h_{is,S}} \quad (12)$$

$$c_{1,is} = \sqrt{2 \cdot 34444,53} = 262,467 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kritični omjer tlakova za statorske lopatice definirat će područje strujanja (podzvučno ili nadzvučno područje strujanja), a dobiva se prema izrazu (13):

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (13)$$

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right)^{\frac{1,3}{1,3 - 1}} = 0,5457$$

Omjer tlakova iza i ispred statorskih lopatica, daje koeficijent β_{str} koji usporedbom s kritičnim iznosom određuje je li strujanje nadzvučno ili podzvučno:

$$\beta_{str} = \frac{P_1}{P_0^*}$$

$$\beta_{str} = \frac{2915825,8}{3600000} = 0,81$$

$\beta_{str} > \beta_{kr}$ - strujanje je u podzvučnom području

Koeficijent protoka za statorske lopatice, μ_1 :

$$\mu_1 = 0,9$$

Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica (za podzvučno strujanje), računa se prema izrazu (14):

$$F_{11} = \frac{\dot{m} \cdot v_{1,is}}{\mu_1 \cdot c_{1,is}} \quad (14)$$

$$F_{11} = \frac{0,9 \cdot 0,0547}{0,9 \cdot 262,467} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Fiktivna visina statorskih lopatica, dobiva se iz prethodno dobivene površine F_1 i pretpostavljenog srednjeg promjera prema izrazu (15):

$$\varepsilon_1 l_1 = \frac{F_{11}}{d_{sr} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1} \quad (15)$$

$$\varepsilon_1 l_1 = \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0,12 \cdot \pi \cdot \sin 18^\circ} = 1,788 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Parcijalnost statorskih lopatica iznosi:

$$\varepsilon_1 = 0,6$$

Visina statorskih lopatica računa se prema izrazu (16):

$$l_1 = \frac{\varepsilon_1 l_1}{\varepsilon_1} \quad (16)$$

$$l_1 = \frac{0,001788}{0,6} = 0,00298 \text{ m}$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorskih lopatica računa se prema izrazu (17):

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,is} \quad (17)$$

$$c_1 = 0,9 \cdot 262,467 = 236,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor računa se prema izrazu (18):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (18)$$

$$w_1 = \sqrt{236,22^2 + 94,25^2 - 2 \cdot 236,22 \cdot 94,25 \cdot \cos 18^\circ} = 149,45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorske lopatice računa se prema izrazu (19):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} \quad (19)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin 18^\circ}{\cos 18^\circ - \frac{94,25}{236,22}} = 0,5597$$

$$\beta_1 = 29,24^\circ$$

Statički tlak na izlazu iz rotorskih lopatica (stupnja) računa se prema izrazu (20):

$$p_2 = p_0^* \cdot \left(1 - \frac{h_{is}}{\frac{R \cdot \kappa \cdot T_0^*}{\kappa - 1}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (20)$$

$$p_2 = 3600000 \cdot \left(1 - \frac{36257,4}{\frac{518,33 \cdot 1,3 \cdot 323}{1,3 - 1}} \right)^{\frac{1,3}{1,3 - 1}} = 2882823,43 \text{ Pa}$$

Izentropska statička temperatura na izlazu iz rotorskih lopatica i prvog stupnja računa se prema izrazu (21):

$$T_{2,is} = T_0^* \cdot \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (21)$$

$$T_{2,is} = 323 \cdot \left(\frac{2882823,43}{3600000} \right)^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} = 306,86 \text{ K}$$

Izentropski specifični volumen na izlazu iz rotorskih lopatica i prvog stupnja računa se prema izrazu (22):

$$v_{2,is} = \frac{R \cdot T_{2,is}}{p_2} \quad (22)$$

$$v_{2,is} = \frac{518,33 \cdot 306,86}{2882823,43} = 0,0552 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Izentropska relativna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica računa se iz poznatog entalpijskog pada i relativne brzine w_1 prema izrazu (23):

$$w_{2,is} = \sqrt{2 \cdot h_{is,R} + w_1^2} \quad (23)$$

$$w_{2,is} = \sqrt{2 \cdot 1812,87 + 149,45^2} = 161,12 \frac{m}{s}$$

Potrebno prekrivanje između statorske i rotorske rešetke iznosi:

$$\Delta = 0,0001 \text{ m}$$

Visina rotorskih lopatica računa se prema izrazu (24):

$$l_2 = l_1 + \Delta \quad (24)$$

$$l_2 = 0,00298 + 0,0001 = 0,00308 \text{ m}$$

Koeficijent protoka rotorske lopatice, μ_2 :

$$\mu_2 = 0,75$$

Potrebna površina izlaznog presjeka rotorskih lopatica računa se prema izrazu (25):

$$F_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_{2,is}}{\mu_2 \cdot w_{2,is}} \quad (25)$$

$$F_2 = \frac{0,9 \cdot 0,0552}{0,75 \cdot 161,12} = 4,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kut relativne brzine na izlazu iz rotorskih lopatica računa se prema izrazu (26):

$$\sin\beta_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot \varepsilon \cdot d_{sr} \cdot l_2} \quad (26)$$

$$\sin\beta_2 = \frac{4,11 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,6 \cdot 0,12 \cdot 0,00308} = 0,59$$

$$\beta_2 = 36,174^\circ$$

Koeficijent brzine za rotorske lopatice, ψ :

$$\psi = 0,88$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica dobiva se prema izrazu (27):

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,is} \quad (27)$$

$$w_2 = 0,88 \cdot 161,12 = 141,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (28):

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2} \quad (28)$$

$$c_2 = \sqrt{141,78^2 + 94,25^2 - 2 \cdot 141,78 \cdot 94,25 \cdot \cos 36,174^\circ} = 86,09 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (29):

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}} \quad (29)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin 36,174^\circ}{\cos 36,174^\circ - \frac{94,25}{141,78}} = 4,143$$

$$\alpha_2 = 76,43^\circ$$

Gubitak u statorkim lopaticama računa se prema izrazu (30):

$$\Delta h_{g,S} = \frac{(1 - \varphi^2) \cdot c_{1,is}^2}{2} \quad (30)$$

$$\Delta h_{g,S} = \frac{(1 - 0,9^2) \cdot 262,467^2}{2} = 6544,45 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Gubitak u rotorskim lopaticama se računa prema izrazu (31):

$$\Delta h_{g,R} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_{2,is}^2}{2} \quad (31)$$

$$\Delta h_{g,R} = \frac{(1 - 0,88^2) \cdot 161,12^2}{2} = 2928,25 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Faktor iskorištenja izlazne brzine, $k_{i.b.}$:

$$k_{i.b.} = 0,5$$

Gubitak zbog izlazne brzine računa se prema izrazu (32):

$$\Delta h_{g.i.b.} = \frac{(1 - k_{i.b.}) \cdot c_2^2}{2} \quad (32)$$

$$\Delta h_{g.i.b.} = \frac{(1 - 0,5) \cdot 86,09^2}{2} = 1852,87 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Dio kinetičke energije koji se iskorištava u sljedećem stupnju, odnosno prenosi se s izlaznom brzinom, računa se prema izrazu (33):

$$E_{i.b.} = k_{i.b.} \cdot \frac{c_2^2}{2} \quad (33)$$

$$E_{i.b.} = 0,5 \cdot \frac{86,09^2}{2} = 1852,87 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Raspoloživa energija stupnja je razlika između izentropskog toplinskog pada i energije koja se u drugi stupanj prenosi kao posljedica izlazne brzine, te se računa prema izrazu (34):

$$E_0 = h_{is} - E_{i.b.} \quad (34)$$

$$E_0 = 36257,4 - 1852,87 = 34404,53 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Iskoristivost na obodu kola se računa prema izrazu (35):

$$\eta_u = \frac{E_0 - \Delta h_{g,S} - \Delta h_{g,R} - \Delta h_{g,i.b.}}{E_0} \quad (35)$$

$$\eta_u = \frac{34404,53 - 6544,45 - 2928,25 - 1852,87}{34404,53} = 0,67$$

Gubitak zbog ventilacije u slučaju parcijalnog privoda računa se prema (36):

$$\zeta_v = \frac{0,065}{\sin\alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \cdot \left(\frac{u}{c_f} \right)^3 \quad (36)$$

$$\zeta_v = \frac{0,065}{\sin 18} \cdot \frac{1 - 0,6}{0,6} \cdot 0,35^3 = 0,006012$$

Širina lopatica rotorske rešetke, B_2 :

$$B_2 = l_2 = 0,00308 \text{ m}$$

Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin, z :

$$z = 0$$

Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke se računa prema izrazu (37):

$$\zeta_{seg} = 0,11 \cdot \frac{B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_f} \right) \cdot z \cdot \eta_u \quad (37)$$

$$\zeta_{seg} = 0$$

Veličina radijalnih zazora u stupnju, δ_r :

$$\delta_r = 0,0004 \text{ m}$$

Gubici zbog prestrujavanja u stupnju računaju se prema izrazu (38):

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \cdot \delta_r \cdot \eta_u}{\frac{l_1 + l_2}{2} + \delta_r} \quad (38)$$

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \cdot 0,0004 \cdot 0,67}{\frac{0,00298 + 0,00308}{2} + 0,0004} = 0,1563$$

Unutarnja iskoristivost stupnja dobiva se smanjenjem ukupne iskoristivosti za iznos dodatnih gubitaka, te se računa prema izrazu (39):

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_v - \zeta_{seg} - \zeta_{pr} \quad (39)$$

$$\eta_i = 0,67 - 0,006012 - 0 - 0,1563 = 0,5077$$

Iskorišteni toplinski pad stupnja računa se prema izrazu (40):

$$h_i = \eta_i \cdot E_0 \quad (40)$$

$$h_i = 0,5077 \cdot 34404,53 = 17467,18 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Gubici u stupnju računaju se prema izrazu (41):

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot E_0 \quad (41)$$

$$\Delta h_g = (1 - 0,5077) \cdot 34404,53 = 16937,35 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Stvarna statička temperatura na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (42):

$$T_2 = T_0^* - \eta_i \cdot (T_0^* - T_{2, is}) \quad (42)$$

$$T_2 = 323 - 0,5077 \cdot (323 - 306,86) = 314,8 \text{ K}$$

Stvarni specifični volumen na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (43):

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} \quad (43)$$

$$v_2 = \frac{518,33 \cdot 314,8}{2882823,43} = 0,0566 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Specifična toplina radnog fluida, c_p :

$$c_p = 1890 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Zaustavna temperatura na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (44):

$$T_2^* = T_2 + \frac{k_{i.b.} \cdot c_2^2}{2 \cdot c_p} \quad (44)$$

$$T_2^* = 314,8 + \frac{0,5 \cdot 86,09^2}{2 \cdot 1890} = 315,78 \text{ K}$$

Zaustavni tlak na izlazu iz stupnja računa se prema izrazu (45):

$$p_2^* = \frac{p_2}{\left(\frac{T_2}{T_2^*}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (45)$$

$$p_2^* = \frac{2882823,43}{\left(\frac{314,8}{315,78}\right)^{1,3}} = 2921915,12 \text{ Pa}$$

Zaustavni specifični volumen na izlazu iz stupnja računa se prema (46):

$$v_2^* = \frac{R \cdot T_2^*}{p_2^*} \quad (46)$$

$$v_2^* = \frac{518,33 \cdot 315,78}{2921915,12} = 0,056$$

Unutarnja snaga stupnja računa se prema (47):

$$P_i = h_i \cdot \dot{m} \quad (47)$$

$$P_i = 17467,18 \cdot 0,9 = 15720,46 \text{ W}$$

2.1. Rezultati za ostale stupnjeve mini plinske turbine

Kao što je već ranije navedeno, metodologija proračuna svakog narednog stupnja analogna je prethodno prikazanoj, rezultati proračuna ostalih stupnjeva turbine biti će dani tablično.

Tablica 2. Proračun od prvog do trećeg stupnja mini plinske turbine

Proračun turbinskih stupnjeva:					
Stupanj			1	2	3
Maseni protok plina	\dot{m}	kg/s	0,9	0,9	0,9
Srednji promjer stupnja	d_{sr}	m	0,12	0,12	0,12
Brzina vrtnje turbine	n	1/min	15000	15000	15000
Obodna brzina na srednjem promjeru	u	m/s	94,25	94,25	94,25
Reaktivnost na srednjem promjeru	R_{sr}	-	0,05	0,05	0,05
Izlazni kut profila statorske rešetke	α_1	deg	18	18	18
Koeficijent brzine statorske lopatice	φ	-	0,9	0,9	0,9
Vrijednost karakteristike stupnja	u/c_f	-	0,35	0,35	0,35
Fiktivna brzina stupnja	c_f	m/s	269,28	269,28	269,28
Izentropski toplinski pad stupnja	h_{is}	J/kg	36255,69	38105,5	38268,4
Izentropski toplinski pad u statoru	$h_{is,S}$	J/kg	34442,9	36200,22	36355
Izentropski toplinski pad u rotoru	$h_{is,R}$	J/kg	1812,8	1905,27	1913,4
Zaustavni tlak na ulazu u stupanj	p^*_0	Pa	3600000	2921895	2334843
Zaustavna temperatura na ulazu u stupanj	T^*_0	K	323	315,77	307,9
Individualna plinska konstanta za plin	R	J/kgK	518,33	518,33	518,33
Omjer specifičnih toplina	κ	-	1,3	1,3	1,3
Zaustavni specifični volumen na ulazu u stupanj	v^*_0	m ³ /kg	0,0465	0,056	0,0683
Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica	P_1	Pa	2915854	2328478	1847692
Izentropska statička temperatura na izlazu iz statora	$T_{1,is}$	K	307,66	299,65	291,71

Izentropski specifični volumen na izlazu iz statora	$v_{1,is}$	m ³ /kg	0,0547	0,0667	0,082
Izentropska apsolutna brzina na izlazu iz statora	$c_{1,is}$	m/s	262,46	269	269,65
Kritični omjer tlakova za stator	β_{kr}	-	0,5457	0,5457	0,5457
Omjer tlakova iza i ispred statora	β_1	-	0,81	0,797	0,791
Koeficijent protoka za statorske lopatice	μ_1	-	0,9	0,9	0,9
Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica	F_1	m ²	0,0002	0,000248	0,0003
Fiktivna visina statorskih lopatica	el_1	m	0,00179	0,00213	0,0026
Parcijalnost statorske rešetke	ε	-	0,6	0,6	0,6
Visina statorskih lopatica	l_1	m	0,003	0,00355	0,00434
Stvarna brzina na izlazu iz statora	c_1	m/s	236,2	242,16	242,68
Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor	w_1	m/s	149,44	155,28	155,8
Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor	β_1	deg	29,24	28,81	28,77
Statički tlak na izlazu iz rotora (stupnja)	p_2	Pa	2882853	2300049	1824424
Izentropska statička temperatura na izlazu iz rotora	$T_{2,is}$	K	306,86	298,8	290,86
Izentropski specifični volumen na izlazu iz rotora	$v_{2,is}$	m ³ /kg	0,05517	0,0673	0,0826
Izentropska relativna brzina na izlazu iz rotora	$w_{2,is}$	m/s	161,12	167,1	167,63
Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke	Δ	m	0,0001	0,0001	0,0001
Visina rotorskih lopatica	l_2	m	0,00308	0,00364	0,00444
Koeficijent protoka za rotorske lopatice	μ_2	-	0,75	0,75	0,75
Potrebna površina izlaznog presjeka rotorskih lopatica	F_2	m ²	0,00041	0,000484	0,00059
Kut relativne brzine na izlazu iz rotora	β_2	deg	36,13	35,89	36,071
Koeficijent brzine za rotorske lopatice	ψ	-	0,88	0,88	0,88
Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotor	w_2	m/s	141,78	147,05	147,512
Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja	c_2	m/s	86,1	89,73	90,37
Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	deg	76,37	73,9	73,952
Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{q,S}$	J/kg	6544,15	6878	6907,45
Gubitak u rotorskim lopaticama	$\Delta h_{q,R}$	J/kg	2928,23	3149,88	3169,55
Faktor iskorištenja izlazne brzine	k_{ib}	-	0,5	0,5	0,5
Gubitak zbog izlazne brzine	$\Delta h_{q,ib}$	J/kg	1849,8	2012,77	2041,94
Dio kinetičke energije koji se iskoristi u sljedećem stupnju	E_{ib}	J/kg	1849,8	2012,7	2041,94
Raspoloživa energija stupnja	E_0	J/kg	34405,88	36092	36226,52
Iskoristivost na obodu kola	η_u	-	0,671	0,6664	0,665
Gubitak zbog ventilacije	ζ_v	-	0,006	0,006	0,006
Širina lopatica rotorske rešetke	B_2	m	0,00308	0,00364	0,00444
Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin	Z	-	0	0	0

Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke	ζ_{seq}	-	0	0	0
Veličina radijalnih zazora u stupnju	δ_r	m	0,0004	0,0004	0,0004
Gubici zbog prestrujavanja u stupnju	ζ_{pr}	-	0,1564	0,13339	0,1111
Unutarnja (izentropska) iskoristivost stupnja	η_i	-	0,5085	0,527	0,5483
Iskorišteni toplinski pad stupnja	h_i	J/kg	17494,7	19020,6	19864,9
Gubici u stupnju	Δh_g	J/kg	16911,1	17072	16361,6
Stvarna statička temperatura na izlazu iz stupnja	T_2	K	314,8	306,83	298,55
Stvarni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2	m ³ /kg	0,0566	0,0691	0,08482
Specifična toplina plina	c_p	J/(kgK)	1890	1890	1890
Zaustavna temperatura na izlazu iz stupnja	T_2^*	K	315,77	307,9	299,633
Zaustavni tlak na izlazu iz stupnja	p_2^*	Pa	2921895	2334843	1853206
Zaustavni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2^*	m ³ /kg	0,056	0,0683	0,0838
Unutarnja snaga stupnja	P_i	J/s	15745,3	17118,5	17878,4

Zbog preglednosti rezultata dana je [Tablica 3] i [Tablica 4] u kojoj se nalaze rezultati proračunate mini turbine od četvrtog do osmog (posljednjeg) stupnja.

Tablica 3. Proračun od četvrtog do šestog stupnja mini plinske turbine

Proračun turbinskih stupnjeva:					
Stupanj			4	5	6
Maseni protok plina	\dot{m}	kg/s	0,9	0,9	0,9
Srednji promjer stupnja	d_{sr}	m	0,12	0,12	0,12
Brzina vrtnje turbine	n	1/min	15000	15000	15000
Obodna brzina na srednjem promjeru	u	m/s	94,25	94,25	94,25
Reaktivnost na srednjem promjeru	R_{sr}	-	0,05	0,05	0,05
Izlazni kut profila statorske rešetke	α_1	deg	18	18	18
Koeficijent brzine statorske lopatice	φ	-	0,9	0,9	0,9
Vrijednost karakteristike stupnja	u/c_f	-	0,35	0,35	0,35
Fiktivna brzina stupnja	c_f	m/s	269,28	269,28	269,28
Izentropski toplinski pad stupnja	h_{is}	J/kg	38298	38314	38327
Izentropski toplinski pad u statoru	$h_{is,S}$	J/kg	36383	36398	36410
Izentropski toplinski pad u rotoru	$h_{is,R}$	J/kg	1915	1915,7	1916,34
Zaustavni tlak na ulazu u stupanj	p_0^*	Pa	1853206	1461224	1143872
Zaustavna temperatura na ulazu u stupanj	T_0^*	K	299,63	291	282,2
Individualna plinska konstanta za plin	R	J/kgK	518,33	518,33	518,33
Omjer specifičnih toplina	κ	-	1,3	1,3	1,3
Zaustavni specifični volumen na ulazu u stupanj	v_0^*	m ³ /kg	0,0838	0,1032	0,1278

Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica	P_1	Pa	1456573	1140000	885201
Izentropska statička temperatura na izlazu iz statora	$T_{1,is}$	K	283,4	275	266
Izentropski specifični volumen na izlazu iz statora	$v_{1,is}$	m ³ /kg	0,1008	0,125	0,1557
Izentropska apsolutna brzina na izlazu iz statora	$c_{1,is}$	m/s	269,75	269,8	269,85
Kritični omjer tlakova za stator	β_{kr}	-	0,5457	0,5457	0,5457
Omjer tlakova iza i ispred statora	β_1	-	0,786	0,78	0,774
Koeficijent protoka za statorske lopatice	μ_1	-	0,9	0,9	0,9
Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica	F_1	m ²	0,00037	0,00046	0,00058
Fiktivna visina statorskih lopatica	el_1	m	0,0032	0,00397	0,00495
Parcijalnost statorske rešetke	ε	-	0,6	0,6	0,6
Visina statorskih lopatica	l_1	m	0,00535	0,00663	0,00826
Stvarna brzina na izlazu iz statora	c_1	m/s	242,7	242,83	242,87
Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor	w_1	m/s	155,88	155,9	155,97
Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor	β_1	deg	28,77	28,76	28,76
Statički tlak na izlazu iz rotora (stupnja)	p_2	Pa	1437683	1124750	872963
Izentropska statička temperatura na izlazu iz rotora	$T_{2,is}$	K	282,58	274	265
Izentropski specifični volumen na izlazu iz rotora	$v_{2,is}$	m ³ /kg	0,10188	0,126	0,1574
Izentropska relativna brzina na izlazu iz rotora	$w_{2,is}$	m/s	167,72	167,77	167,81
Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke	Δ	m	0,0001	0,0001	0,0001
Visina rotorskih lopatica	l_2	m	0,00545	0,0067	0,00836
Koeficijent protoka za rotorske lopatice	μ_2	-	0,75	0,75	0,75
Potrebna površina izlaznog presjeka rotorskih lopatica	F_2	m ²	0,00073	0,0009	0,00113
Kut relativne brzine na izlazu iz rotora	β_2	deg	36,25	36,4	36,55
Koeficijent brzine za rotorske lopatice	ψ	-	0,88	0,88	0,88
Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotor	w_2	m/s	147,6	147,64	147,67
Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja	c_2	m/s	90,73	91	91,26
Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	deg	74,15	74,34	74,5
Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{q,S}$	J/kg	6912,72	6915,61	6917,9
Gubitak u rotorskim lopaticama	$\Delta h_{q,R}$	J/kg	3173,07	3175	3176,5
Faktor iskorištenja izlazne brzine	k_{ib}	-	0,5	0,5	0,5
Gubitak zbog izlazne brzine	$\Delta h_{q,ib}$	J/kg	2057,96	2071	2082,13
Dio kinetičke energije koji se iskoristi u sljedećem stupnju	E_{ib}	J/kg	2058	2071	2082,13
Raspoloživa energija stupnja	E_0	J/kg	36239,6	36242,6	36244,5
Iskoristivost na obodu kola	η_u	-	0,6649	0,6644	0,664
Gubitak zbog ventilacije	ζ_v	-	0,00601	0,00601	0,00601

Širina lopatica rotorske rešetke	B_2	m	0,00545	0,00672	0,00836
Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin	z	-	0	0	0
Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke	ζ_{seg}	-	0	0	0
Veličina radijalnih zazora u stupnju	δ_r	m	0,0004	0,0004	0,0004
Gubici zbog prestrujavanja u stupnju	ζ_{pr}	-	0,0917	0,0751	0,061
Unutarnja (izentropska) iskoristivost stupnja	η_i	-	0,5672	0,5833	0,597
Iskorišteni toplinski pad stupnja	h_i	J/kg	20554	21140,7	21639
Gubici u stupnju	Δh_q	J/kg	15685,6	15102	14606
Stvarna statička temperatura na izlazu iz stupnja	T_2	K	290	281,1	272
Stvarni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2	m ³ /kg	0,1045	0,129	0,1615
Specifična toplina plina	c_p	J/(kgK)	1890	1890	1890
Zaustavna temperatura na izlazu iz stupnja	T_2^*	K	291	282,2	273,1
Zaustavni tlak na izlazu iz stupnja	p_2^*	Pa	1461224	1143872	888387
Zaustavni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2^*	m ³ /kg	0,1032	0,1279	0,1593
Unutarnja snaga stupnja	P_i	J/s	18498	19027	19474

Tablica 4. Proračun sedmog i osmog stupnja mini plinske turbine

Proračun turbinskih stupnjeva:				
Stupanj			7	8
Maseni protok plina	\dot{m}	kg/s	0,9	0,9
Srednji promjer stupnja	d_{sr}	m	0,12	0,12
Brzina vrtnje turbine	n	1/min	15000	15000
Obodna brzina na srednjem promjeru	u	m/s	94,25	94,25
Reaktivnost na srednjem promjeru	R_{sr}	-	0,05	0,05
Izlazni kut profila statorske rešetke	α_1	deg	18	18
Koeficijent brzine statorske lopatice	φ	-	0,9	0,9
Vrijednost karakteristike stupnja	u/c_f	-	0,35	0,35
Fiktivna brzina stupnja	c_f	m/s	269,28	269,28
Izentropski toplinski pad stupnja	h_{is}	J/kg	38337,8	38347
Izentropski toplinski pad u statoru	$h_{is,S}$	J/kg	36420,	36430
Izentropski toplinski pad u rotoru	$h_{is,R}$	J/kg	1916,9	1917,4
Zaustavni tlak na ulazu u stupanj	p_0^*	Pa	888387	684008
Zaustavna temperatura na ulazu u stupanj	T_0^*	K	273,13	263,83
Individualna plinska konstanta za plin	R	J/kgK	518,33	518,33
Omjer specifičnih toplina	κ	-	1,3	1,3
Zaustavni specifični volumen na ulazu u stupanj	v_0^*	m ³ /kg	0,1593	0,1999

Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica	P_1	Pa	681416	519586
Izotropska statička temperatura na izlazu iz statora	$T_{1,is}$	K	256,9	247,6
Izotropski specifični volumen na izlazu iz statora	$v_{1,is}$	m ³ /kg	0,195	0,247
Izotropska apsolutna brzina na izlazu iz statora	$c_{1,is}$	m/s	269,9	269,9
Kritični omjer tlakova za stator	β_{kr}	-	0,5457	0,545
Omjer tlakova iza i ispred statora	β_1	-	0,767	0,7596
Koeficijent protoka za statorske lopatice	μ_1	-	0,9	0,9
Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica	F_1	m ²	0,00072	0,00091
Fiktivna visina statorskih lopatica	εl_1	m	0,00621	0,00785
Parcijalnost statorske rešetke	ε	-	0,6	0,6
Visina statorskih lopatica	l_1	m	0,01035	0,0131
Stvarna brzina na izlazu iz statora	c_1	m/s	242,9	242,93
Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor	w_1	m/s	156	156
Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor	β_1	deg	28,76	28,757
Statički tlak na izlazu iz rotora (stupnja)	p_2	Pa	671661	511868
Izotropska statička temperatura na izlazu iz rotora	$T_{2,is}$	K	256	246,76
Izotropski specifični volumen na izlazu iz rotora	$v_{2,is}$	m ³ /kg	0,1976	0,25
Izotropska relativna brzina na izlazu iz rotora	$w_{2,is}$	m/s	167,85	167,88
Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke	Δ	m	0,0001	0,0001
Visina rotorskih lopatica	l_2	m	0,01045	0,0132
Koeficijent protoka za rotorske lopatice	μ_2	-	0,75	0,75
Potrebna površina izlaznog presjeka rotorskih lopatica	F_2	m ²	0,00141	0,00178
Kut relativne brzine na izlazu iz rotora	β_2	deg	36,66	36,76
Koeficijent brzine za rotorske lopatice	ψ	-	0,88	0,88
Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotor	w_2	m/s	147,7	147,73
Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja	c_2	m/s	91,47	91,6
Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	deg	74,6	74,76
Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{q,S}$	J/kg	6919,9	6921,7
Gubitak u rotorskim lopaticama	$\Delta h_{q,R}$	J/kg	3177,9	3179
Faktor iskorištenja izlazne brzine	k_{ib}	-	0,5	0,5
Gubitak zbog izlazne brzine	$\Delta h_{q,ib}$	J/kg	2091,73	2100
Dio kinetičke energije koji se iskoristi u sljedećem stupnju	E_{ib}	J/kg	2091,7	2100
Raspoloživa energija stupnja	E_0	J/kg	36246	36247
Iskoristivost na obodu kola	η_u	-	0,6636	0,6634
Gubitak zbog ventilacije	ζ_v	-	0,006	0,006

Širina lopatica rotorske rešetke	B_2	m	0,01046	0,01319
Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin	z	-	0	0
Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke	ζ_{seg}	-	0	0
Veličina radijalnih zazora u stupnju	δ_r	m	0,0004	0,0004
Gubici zbog prestrujavanja u stupnju	ζ_{pr}	-	0,0491	0,0392
Unutarnja (izentropska) iskoristivost stupnja	η_i	-	0,6085	0,6182
Iskorišteni toplinski pad stupnja	h_i	J/kg	22058	22408
Gubici u stupnju	Δh_q	J/kg	14188	13839,3
Stvarna statička temperatura na izlazu iz stupnja	T_2	K	262,7	253,3
Stvarni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2	m ³ /kg	0,2027	0,2564
Specifična toplina plina	c_p	J/(kgK)	1890	1890
Zaustavna temperatura na izlazu iz stupnja	T_2^*	K	263,83	254,4
Zaustavni tlak na izlazu iz stupnja	p_2^*	Pa	684008	521670,8
Zaustavni specifični volumen na izlazu iz stupnja	v_2^*	m ³ /kg	0,1999	0,2527
Unutarnja snaga stupnja	P_i	J/s	19852,2	20167,27

Nakon izvršenog ukupnog proračuna svih stupnjeva turbine, slijedi profiliranje lopatica prvog stupnja mini turbine nad kojima će se izvršiti numerička simulacija. Treba naglasiti da su sve lopatice svih stupnjeva statorske rešetke jednakog profila, razlika je samo u duljini tetive odnosno širini statorske rešetke pojedinih stupnjeva. Isto vrijedi i za rotorske lopatice. [Tablica 5] prikazuje osnovne dimenzije svih statorskih i rotorskih rešetki mini plinske turbine po stupnjevima.

Tablica 5. Osnovne dimenzije rotorskih i statorskih rešetki

Rotorska rešetka	1	2	3	4	5	6	7	8
Visina lopatica (mm)	3,1	3,6	4,4	5,4	6,7	8,4	10,5	13,2
Širina lopatica (mm)	8	9	10	11	12	13	14	15
Broj lopatica	96	80	76	71	61	57	52	49
Statorska rešetka	1	2	3	4	5	6	7	8
Visina lopatica (mm)	3,1	3,6	4,4	5,4	6,7	8,4	10,5	13,2
Širina lopatica (mm)	8	9	10	11	12	13	14	15
Broj lopatica	32	32	28	24	22	20	18	16

3. PROFILIRANJE LOPATICA PRVOG STUPNJA MINI TURBINE

U ovome poglavlju je definirana geometrija statorskih i rotorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine. Profiliranje je nužno provesti da bi se dobile odgovarajuće statorske i rotorske rešetke koje su u mogućnosti ostvariti proračunate parametre toka. Također je nužno dobiti koordinate točaka statorskih i rotorskih lopatica, kako bi se mogla izvršiti numerička simulacija strujanja fluida kroz obe rešetke, te razmatrati kvalitetu strujanja u ovisnosti od aksijalnog razmaka između statorske i rotorske rešetke.

U nastavku će biti prikazana metodologija profiliranja statorskih odnosno rotorskih lopatica prema [2]. Kako će se raditi numerička simulacija strujanja fluida prvog stupnja tj. statorske i rotorske rešetke prvog stupnja, konačno rješenje bit će prikaz dobivenih profila statorskih i rotorskih lopatica traženog stupnja. Također će biti prikazan međusoban položaj dvaju lopatica koje oblikuju jedan strujni kanal unutar rešetke.

Prvi parametar koji je potrebno definirati jest optimalni korak rešetke prema jednadžbi (48). Odabirom optimalnog koraka postićemo odgovarajući omjer između gubitaka koji bi se mogli javiti uslijed trenja (uz mogući problem zagušenja toka kod malog koraka rešetke) i gubitaka porasta srednje brzine.

$$t_{opt} = 0,55 \cdot \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (\beta_1 - \beta_2)} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - \bar{c}) \quad (48)$$

Treba naglasiti da su kutovi β_1 i β_2 kutovi toka, dok je \bar{c} relativna debljina profila. Kutovi profila β'_1 i β'_2 odabiru se prema dva osnovna kriterija. Prvi kriterij je odabir kutova profila poznavanjem kutova toka, dok je drugi kriterij usporedba sa kutovima profila lopatica za uvjete strujanja slične onima dobivenim proračunom.

Uz poznati optimalni korak rešetke t_{opt} , kako bi se u potpunosti definirao položaj lopatice unutar rešetke potrebno je odrediti i iznos ugradbenog kuta koji se za statorske lopatice računa prema izrazu (49) dok se za rotorske lopatice računa prema izrazu (50).

$$\gamma = 57,84 - 0,3929 \cdot \beta_1' + 0,8221 \cdot \beta_2' \quad (49)$$

$$\gamma = \arctg \frac{w_1 \sin \beta_1' + w_2 \sin \beta_2'}{w_2 \cos \beta_2' - w_1 \cos \beta_1'} \quad (50)$$

Sljedeći je korak u postupku profiliranja određivanje optimalne geometrije konkavne i konveksne strane statorskih i rotorskih lopatica. Današnji modeli potvrdili su kako se oblici konkavne i konveksne strane profila najbolje mogu profilirati polinomom višeg reda koji je prikazan u općem obliku izrazom (51).

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_n x^n \quad (51)$$

Prije su bili korišteni u takvom postupku profiliranja lopatica segmenti kružnog luka čime bi se dobivala jednostavnija geometrija koja nije u potpunosti ispunjavala potrebe strujne karakteristike.

Odabrani polinom kojim će se izvršiti profiliranje lopatica ne može biti kvadratna funkcija tj. polinom drugog reda zbog složenosti geometrije lopatica. Odabrani polinom mora biti najmanje trećeg reda. Nakon postavljanja potrebnih rubnih uvjeta moguće je krenuti u sam postupak profiliranja. Taj postupak neće jednoznačno definirati geometriju profila već će nakon dobivanja početnog rješenja biti potrebe za izvršenjem određenih korekcija. Koordinatu ulaznog brida određujemo prema izrazu (52).

$$y_{1c} - y_{0c} = 0,2 + 0,8 \cdot (\beta_1' - \beta_2') \quad (52)$$

Maksimalna debljina profila određena je izrazom (53).

$$c_{\max} = 1,3 \cdot \frac{f}{b} \quad (53)$$

Kutovi zaoštrenja ulaznog odnosno izlaznog brida određuju se prema (54) i (55):

$$\omega_1 = 2,5 \cdot \frac{c_{\max} - 2 \cdot r_1}{b} \quad (54)$$

$$\omega_2 = k_{\omega} \cdot \frac{0,14 \cdot \omega_1}{0,2 + \omega_1} \quad (55)$$

Treba naglasiti da su f i b površina presjeka profila te duljina tetive. Iz izraza (54) i (55) r_1 je polumjer zaobljenog ulaznog brida te k_{ω} koeficijent koji se odabire (u ovome slučaju iznosi 1). Širina rešetke B određuje se iz ugradbenog kuta prema izrazu (56).

$$B = b \cdot \cos \gamma = \frac{b}{\sqrt{1 + (y_{1c} - y_{0c})^2}} \quad (56)$$

U nastavku postupka profiliranja lopatica bit će korišteni bezdimenzijski parametri, čiji je pregled dan izrazima (57) – (61):

$$\bar{f} = \frac{f}{B^2} \quad (57)$$

$$\bar{t} = \frac{t}{B} \quad (58)$$

$$\bar{r}_1 = \frac{1}{B} \quad (59)$$

$$\bar{r}_2 = \frac{r}{B} \quad (60)$$

$$\bar{a}_2 = \bar{t} \sin \beta_{2ef} \quad (61)$$

Debljine ulaznog i izlaznog brida dobivaju se prema (62) i (63):

$$d_1 = 2 \cdot \bar{r}_1 \cdot \frac{\frac{\cos \omega_1}{2}}{\sin \beta_1' + \sin \frac{\omega_1}{2}} \quad (62)$$

$$d_2 = 2 \cdot \bar{r}_2 \cdot \frac{\frac{\cos \omega_2}{2}}{\sin \beta_2' + \sin \frac{\omega_2}{2}} \quad (63)$$

Uz poznatu debljinu profila potrebno je odrediti i geometrijske kutove konveksne strane, prema izrazima (64) i (65):

$$\beta_{1,konv} = \beta_1' - \frac{\omega_1}{2} \quad (64)$$

$$\beta_{2,konv} = \beta_2' - \frac{\omega_2}{2} \quad (65)$$

Ovime je potpuno definirana konveksna strana profila, jer se iz prethodno dobivenih vrijednosti mogu zatvoriti rubni uvjeti i proračunati koeficijenti polinoma.

$$y_0 = d_2$$

$$y_1 = y_0 - (y_0' - y_1')$$

$$y_0' = \operatorname{tg}(90^\circ - \beta_{2,konv})$$

$$y_1' = \operatorname{tg}(\beta_{2,konv} - 90^\circ)$$

$$a_0 = y_0$$

$$a_1 = y'_0$$

$$a_2 = 3(y_1 - y_0) - 2y'_0 - y'_1$$

$$a_3 = -2(y_1 - y_0) + y'_0 + y'_1$$

Jasno je kako se ovdje radi o polinomu trećeg reda, što predstavlja minimalan uvjet za kvalitetno proveden postupak profiliranja. Kada je konveksna strana potpuno definirana te kroz nekoliko iteracija odabrana na optimalan način, moguće je krenuti na profiliranje konkavne strane. Metodologija profiliranja konkavne strane profila lopatica analogna je prethodno prikazanoj uz zadovoljenje dodatnog uvjeta (66) koji osigurava kontinuiranost krivulje (polinoma) po cijeloj duljini lopatice, čime se izbjegavaju točke infleksije odnosno praktično gledano mjesta na kojima bi zbog loše geometrije moglo doći do poremećaja u strujanju i posljedično do odcjepljenja toka.

$$\int_0^s k^2 ds \rightarrow \min; \frac{d^2 \rho}{dx^2} \leq 0 \quad (66)$$

Pri čemu k računamo prema izrazu (67):

$$k = \frac{y''}{(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (67)$$

A vrijednost ρ dobivamo iz izraza (68):

$$\rho = \frac{1}{k} \quad (68)$$

Prethodno izloženi postupak dobivanja jednadžbi koje opisuju profil, očuvao se i kod polinoma višeg reda. Kada se projektiraju profili rešetki s malom reaktivnošću i s velikim kutovima zakreta toka, prikladno je koristiti polinome višeg reda (n_p od 5 do 7). Promjene u metodologiji postupka dobivanja jednadžbi polinomom trećeg reda i polinomom višeg reda je u tome da nakon zadavanja četiri osnovna rubna uvjeta potrebno odrediti dodatne rubne uvjete koji određuju karakter promjene zakrivljenja po profilu. Za proračun koeficijenata polinoma višeg reda primjenjuju se općenitiji izrazi (69) – (76).

$$a_0 = y_0 \quad (69)$$

$$a_1 = y'_0 \quad (70)$$

$$a_2 = \frac{y''_0}{2} \quad (71)$$

$$a_3 = \frac{y'''_0}{6} \quad (72)$$

$$a_4 = 35(y_1 - y_0) - 20y'_0 - 15y'_1 - 5y''_0 + \frac{5}{2}y''_1 - \frac{2}{3}y'''_0 - \frac{1}{6}y'''_1 \quad (73)$$

$$a_5 = -84(y_1 - y_0) + 45y'_0 + 39y'_1 + 10y''_0 - 7y''_1 + y'''_0 + \frac{1}{2}y'''_1 \quad (74)$$

$$a_6 = 70(y_1 - y_0) - 36y'_0 - 34y'_1 - \frac{15}{2}y''_0 + \frac{13}{2}y''_1 - \frac{2}{3}y'''_0 - \frac{1}{2}y'''_1 \quad (75)$$

$$a_7 = -20(y_1 - y_0) + 10y'_0 + 10y'_1 + 2y''_0 - 2y''_1 + \frac{1}{6}y'''_0 + \frac{1}{6}y'''_1 \quad (76)$$

Jednadžbe (69) – (76) mogu se koristiti za polinome reda 3 do 7. Kod toga se rubni uvjeti, koji su za odabrani red polinoma suvišni (npr. y_0'' , y_1'' , y_0''' i y_1''' kod polinoma trećeg reda), računaju prema jednadžbama (77) – (80).

$$y_0'' = 6(y_1 - y_0) - 4y_0' - 2y_1' \quad (77)$$

$$y_1'' = -12(y_1 - y_0) + 6y_0' + 6y_1' + y_0'' \quad (78)$$

$$y_0''' = 60(y_1 - y_0) - 36y_0' - 24y_1' - 9y_0'' + 3y_1'' \quad (79)$$

$$y_1''' = 120(y_1 - y_0) - 60y_0' - 60y_1' - 12y_0'' + 12y_1'' - y_0''' \quad (80)$$

Upravo uvrštavajući izraze (77) – (79) u jednadžbe (71) i (72) dobivamo tražene vrijednosti a_2 i a_3 koji su potpuno identični onima sa stranice 31.

U nastavku će biti dani parametri s kojima se išlo u postupak profiliranja (pomoću računalnog programa Mathcad) statorskih i rotorskih lopatica prvog stupnja te njihove slike koje su potrebne kako bi se izvršila numerička simulacija strujanja prvog stupnja mini plinske turbine.

Također, treba naglasiti da je statorska lopatica profilirana polinomom petog reda te da je rotorska lopatica profilirana kružnim lukom i polinomom trećeg reda.

3.1. Definiranje geometrije statorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine

Iz ranije provedenog proračuna u poglavlju 2. preuzeti su polazni podatci koji se uvrštavaju u računalni software Mathcad, te se obrađuju da bi izlazna rješenja dobivena u njemu poslužila kao ulazni podatak u drugi računalni software (Gambit) koji služi za stvaranje mreže kontrolnih volumena. U nastavku su dani potrebni podatci.

Srednji promjer stupnja:

$$d_{sr} = 0,12 \text{ m}$$

Ulazni kut profila statorske rešetke:

$$\alpha_0 = 90^\circ$$

Stvarna brzina na izlazu iz statora:

$$c_1 = 236,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izlazni kut profila statorske rešetke:

$$\alpha_1 = 18^\circ$$

Machov broj na izlazu iz statora:

$$M_1 = 0,576$$

Gore navedeni podatci uneseni su u računalni software Mathcad. U nastavku slijede konačna rješenja koja služe za finalno profiliranje statorskih lopatica prvog stupnja turbine.

Ulazni geometrijski kut profila:

$$\beta'_1 = 90^\circ$$

Izlazni geometrijski kut profila:

$$\beta'_2 = 18^\circ$$

Korak rešetke:

$$t = 0,644$$

Tetiva profila:

$$b = 1$$

Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila:

$$r_1 = 0,05$$

Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila:

$$r_2 = 0,02$$

Kut zaoštrenja ulaznog brida profila:

$$\omega_1 = 50^\circ$$

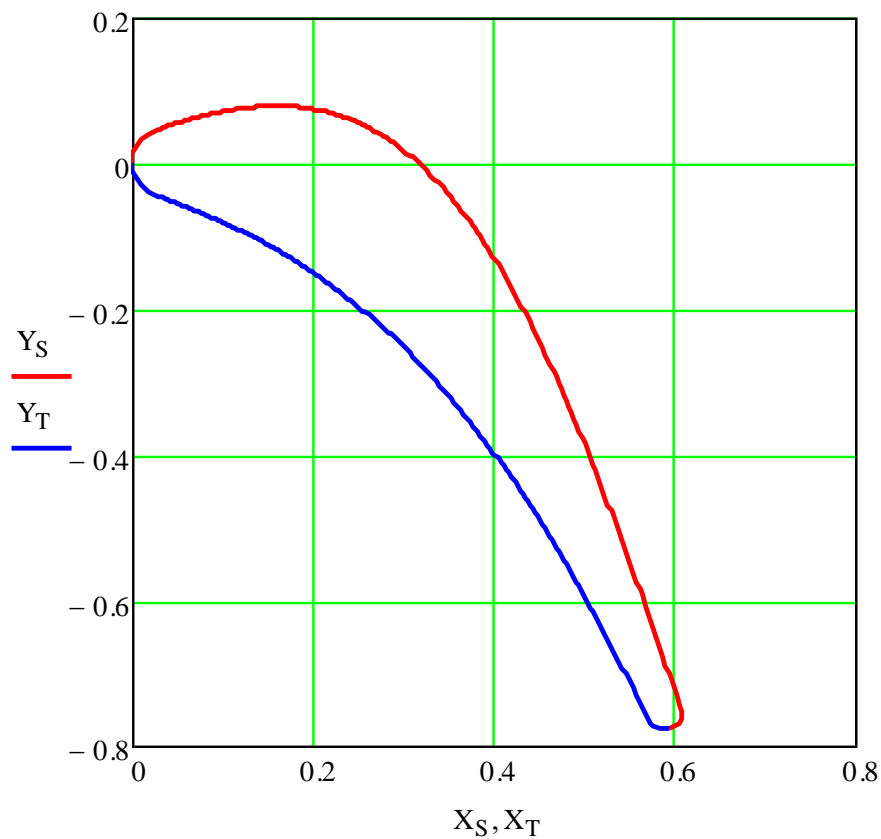
Kut zaoštrenja izlaznog brida profila:

$$\omega_2 = 5^\circ$$

Ugradbeni kut:

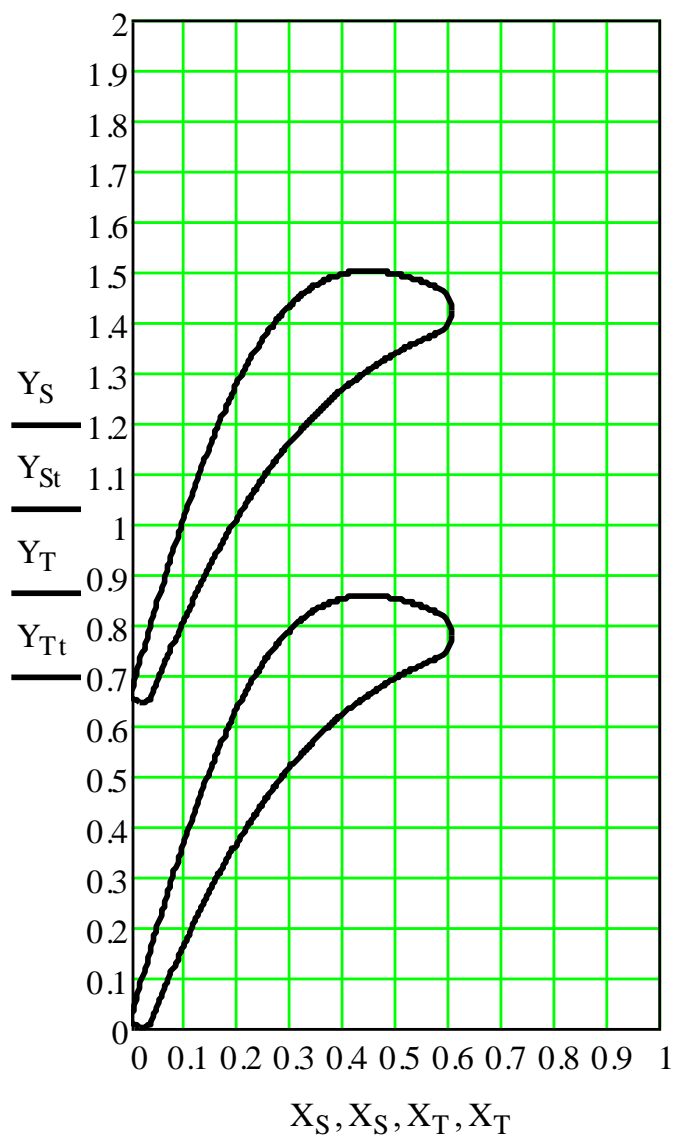
$$\gamma = 37,27^\circ$$

[Slika 1] prikazuje statorsku lopaticu koja je dobivena pomoću računalnog programa Mathcad, te navedenom postupku profiliranja statorskih lopatica u poglavlju 3.



Slika 1. Statorska lopatica prvog stupnja mini plinske turbine

[Slika 2] prikazuje statorsku rešetku prvog stupnja mini plinske turbine koja je dobivena pomoću računalnog programa Mathcad.



Slika 2. Statorska rešetka prvog stupnja mini plinske turbine

3.2. Definiranje geometrije rotorskih lopatica prvog stupnja mini plinske turbine

Kao u poglavlju 3.1. uzeti su polazni podatci iz termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna mini turbine koji je izvršen u poglavlju 2.

Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor:

$$w_1 = 149,45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora:

$$w_2 = 141,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor:

$$\beta_1 = 29,24^\circ$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz rotora:

$$\beta_2 = 36,13^\circ$$

Gore navedeni podatci uneseni su u računalni software Mathcad. U nastavku slijede konačna rješenja koja služe za finalno profiliranje rotorskih lopatica prvog stupnja turbine.

Ulazni geometrijski kut profila:

$$\beta'_1 = 30^\circ$$

Izlazni geometrijski kut profila:

$$\beta'_2 = 35,5^\circ$$

Korak rešetke:

$$t = 0,5$$

Tetiva profila:

$$b = 1$$

Širina grla međulopatičnog kanala:

$$a = 0,28$$

Debljina profila:

$$c_{\max} = 0,15$$

Udaljenost od ulaznog brida središta u profil upisane kružnice s maksimalnim promjerom:

$$x_{cm} = 0,4$$

Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila:

$$r_1 = 0,03$$

Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila:

$$r_2 = 0,02$$

Kut zaoštrenja ulaznog brida profila:

$$\omega_1 = 40^\circ$$

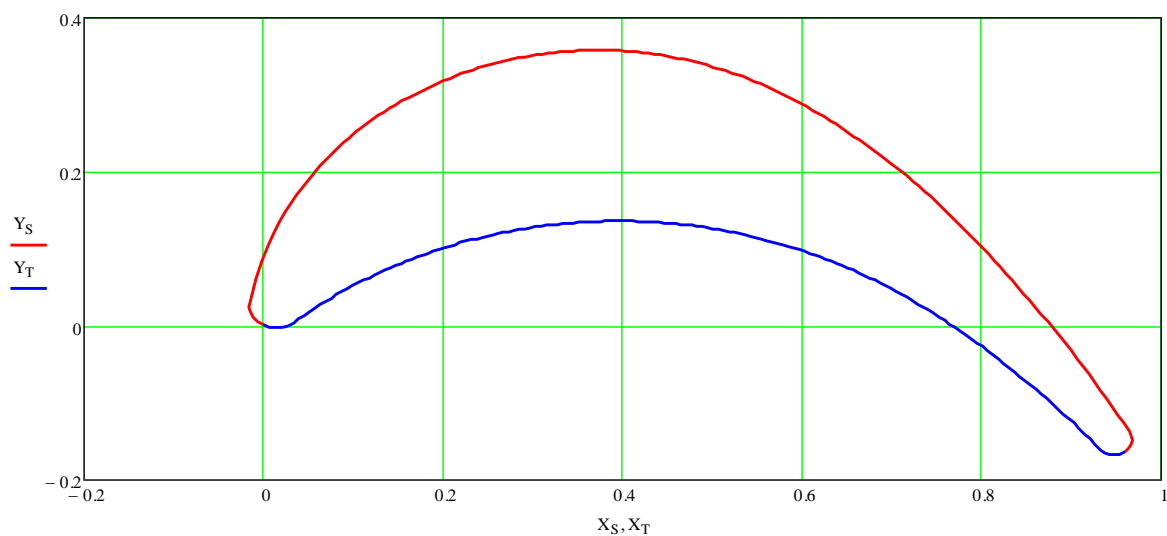
Kut zaoštrenja izlaznog brida profila:

$$\omega_2 = 10^\circ$$

Ugradbeni kut:

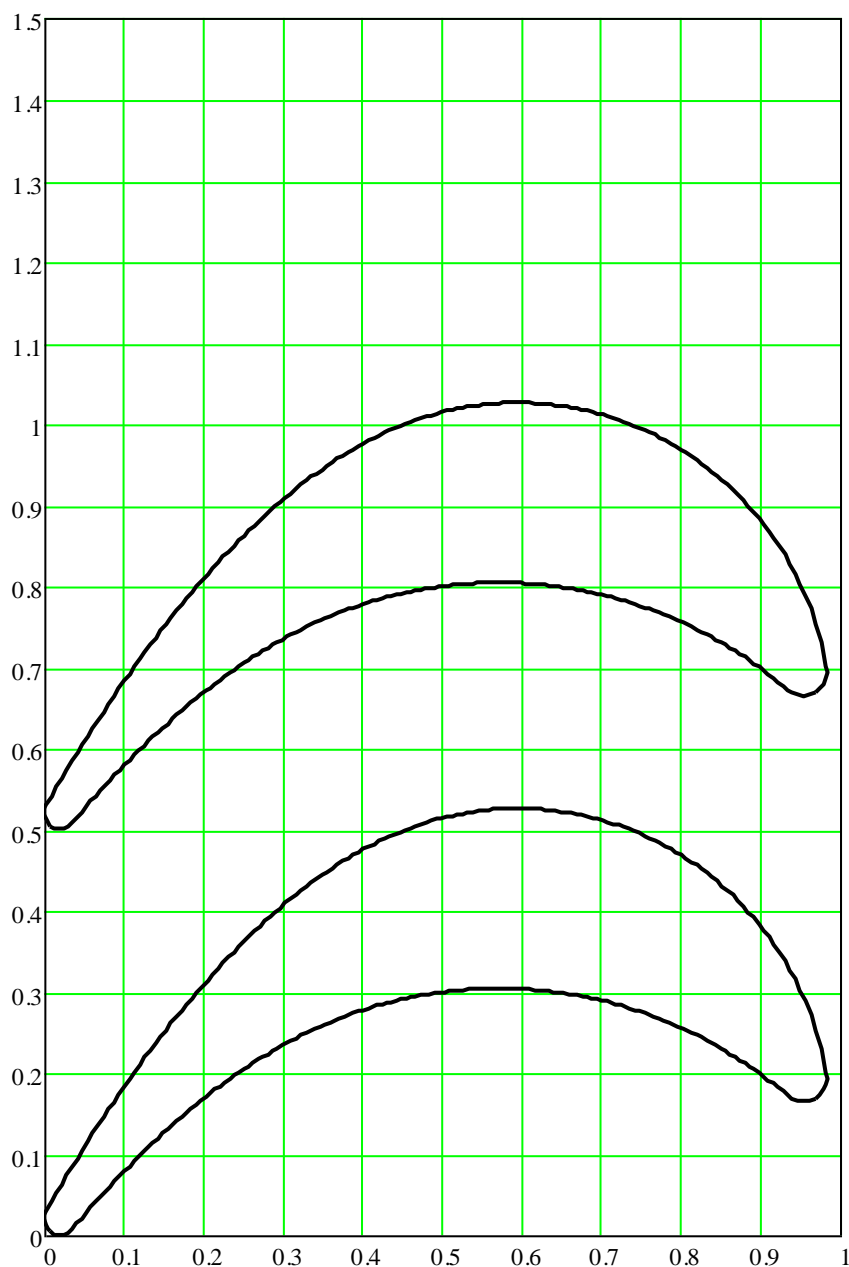
$$\gamma = 80^\circ$$

[Slika 3] prikazuje rotorsku lopaticu koja je dobivena pomoću računalnog programa Mathcad, te navedenom postupku profiliranja rotorskih lopatica u poglavlju 3.



Slika 3. Rotorska lopatica prvog stupnja mini plinske turbine

[Slika 4] prikazuje rotorsku rešetku prvog stupnja mini plinske turbine koja je dobivena pomoću računalnog programa Mathcad.



Slika 4. Rotorska rešetka prvog stupnja mini plinske turbine

4. Matematički model turbulentnog strujanja fluida

Karakteristika turbulentnog strujanja je intenzivno miješanje čestica fluida uzrokovano turbulentnim fluktuacijama različitih frekvencija. Turbulentno strujanje je sastavljeno od niza vrtloga različitih veličina koje su u međusobnoj interakciji. Veličina vrtloga se proteže od vrtloga veličine domene strujanja, kojima odgovaraju fluktuacije niske frekvencije pa do najmanjih vrtloga kod kojih se javlja viskozna disipacija, kojima odgovaraju fluktuacije visoke frekvencije.

Postoji nekoliko pristupa u numeričkom modeliranju turbulentnog strujanja: direktna numerička simulacija (DNS), simulacija velikih vrtloga (LES) i statistički pristup gdje se rješavaju osrednjene NS jednačbe.

Kod direktne numeričke simulacije (DNS) numerički se integriraju NS jednačbe tako da se obuhvati i najmanji vrtlozi odnosno najveće frekvencije turbulentnih fluktuacija. Ovaj pristup zahtijeva značajne računalne resurse jer je potrebna velika rezolucija geometrijske mreže i vremenskog koraka. Zbog toga je DNS simulacija još uvijek neprihvatljiva za inženjersku primjenu.

Kod simulacija velikih vrtloga (LES) uvodi se prostorni filter kojim se odvajaju veliki od malih vrtloga. Veliki vrtlozi su oni koji se mogu riješiti uz rezoluciju zadane mreže. Mali vrtlozi su manji od veličine intervala zadane mreže, pa se njihov utjecaj mora modelirati. Ovaj pristup opravdava time što su mali vrtlozi homogeniji i izotropniji pa ih je lakše modelirati. Kako rezolucija geometrijske mreže postaje veća, modeliraju se sve manji i manji vrtlozi te se simulacija približava direktnoj numeričkoj simulaciji.

Alternativni pristup u modeliranju turbulencije je statistički. Razdvajanjem trenutne vrijednosti lokalne varijable strujanja na srednju vrijednost i fluktuaciju oko srednje vrijednosti mogu se dobiti jednačbe u kojima su nepoznanice srednje vrijednosti varijabli strujanja. U slučaju nestlačivog strujanja, osrednjavanje NS jednačbi se izvodi primjenom Reynolds- ovog osrednjavanja dok se u slučaju stlačivog strujanja to osrednjavanje izvodi primjenom Favre- ovog osrednjavanja. Osrednjene NS jednačbe (Reynolds- ove ili Favre- ove) se uz određena pojednostavljenja mogu zapisati u sljedećem obliku:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_i \\ \rho E \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x_j} \begin{bmatrix} \rho u_j \\ \rho u_j u_i + p \delta_{ij} \\ \rho u_j h \end{bmatrix} - \frac{\partial}{\partial x_j} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{ij} + \tau_{ij}^R \\ (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) u_j - q_i - q_i^R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_i \\ W_f + S_E \end{bmatrix} \quad (81)$$

gdje je $\tau_{ij}^R = -\overline{\rho u_i' u_j'}$ tenzor Reynolds- ovog naprezanja, te $q_i^R = -\overline{\rho h' u_i'}$ vektor turbulentnog toplinskog toka. Sve ostale varijable su osrednjene varijable strujanja.

Osrednjavanjem NS jednadžbi pojavile su se dvije korelacije drugog reda (τ_{ij}^R i q_i^R) koje predstavljaju dodatne nepoznanice jer je njihova ovisnost o osrednjenim varijablama strujanja nepoznata. Zbog toga primjena Reynolds- ovih jednadžbi zahtjeva uvođenje dodatnih modela turbulencije kojima se modelira veza između novonastalih članova u osrednjenim jednadžbama i osrednjenih varijabli strujanja.

Postoje dva pristupa u statističkom modeliranju turbulencije, kod prvog pristupa se izvodi i rješava transportna jednadžba za tenzor Reynolds- ovog naprezanja. U ovoj transportnoj jednadžbi se javlja korelacija trećeg reda koja se također mora modelirati. Drugi pristup je da se definira ovisnost između korelacija drugog reda (τ_{ij}^R i q_i^R) i gradijenta srednje brzine odnosno temperature. Iako se predlažu i nelinearne ovisnosti, još uvijek prevladava Boussines- ov pristup kod kojeg je ta ovisnost linearna.

Modeli turbulencije koji se baziraju na određivanju turbulentne dinamičke viskoznosti mogu biti jednostavni algebarski izrazi, koji pretpostavljaju lokalnu ravnotežu turbulencije (Prandtl- ov model duljine puta miješanja), ili složeniji modeli kod kojih se rješava jedna ili dvije transportne jednadžbe za određene turbulentne veličine. Najčešće korišten pristup je onaj gdje se turbulentna dinamička viskoznost izražava kao funkcija od turbulentne kinetičke energije k i disipacije turbulentne kinetičke energije ε . Ovaj pristup se naziva $k - \varepsilon$ model turbulencije.

4.1. Zidne funkcije (strujanje fluida u blizini čvrste stjenke)

Pri rješavanju $k - \varepsilon$ modela turbulencije moraju se poznavati rubni uvjeti za komponente brzine, kinetičku energiju turbulencije i disipaciju kinetičke energije turbulencije (kod $k - \omega$ modela turbulencije je to ω tj. frekvencija turbulencije). U ovome poglavlju će se posebna pažnja posvetiti rubnim uvjetima na ne propusnoj stjenci. Standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije vrijedi za visoke vrijednosti Reynoldsovog broja u području u kojem je koeficijent turbulentne viskoznosti puno veći od koeficijenta molekularne viskoznosti. Ovaj model turbulencije neće moći biti primjenjiv u području laminarnog i tranzijentnog graničnog sloja, bit će najbolje primjenjiv u strujanjima gdje je razvijeno turbulentno područje.

Prema [3] danas se najčešće koriste teoretska rješenja primjenjiva na područje uz zid (stjenku) tzv. zidne funkcije (na engl. *Wall Function*). U neposrednoj blizini stjenke strujanje je paralelno sa stjenkom a komponenta brzine okomito na stjenku je zanemarivo mala. Ako komponentu brzine glavnog strujanja paralelnu sa stjenkom označimo sa \bar{u} , a koordinatu okomito na stjenku sa y , onda zanemarivanjem malih članova u jednadžbi količine gibanja (za smjer strujanja) slijedi izraz (82).

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] = \frac{\partial \tau}{\partial y} = 0 \quad (82)$$

Iz izraza (82) je jasno da je ukupno tangencijalno naprezanje konstantno, gledajući u smjer okomito na stjenku i jednako naprezanju na stjenci. U neposrednoj blizini stjenke gdje je turbulentna viskoznost mala, molekularna viskoznost dominira (područje viskoznog podsloja), te se turbulentna viskoznost može zanemariti. U tom slučaju se iz jednadžbe (82) dobije izraz (83) koji kaže da je profil brzine u tome području linearan.

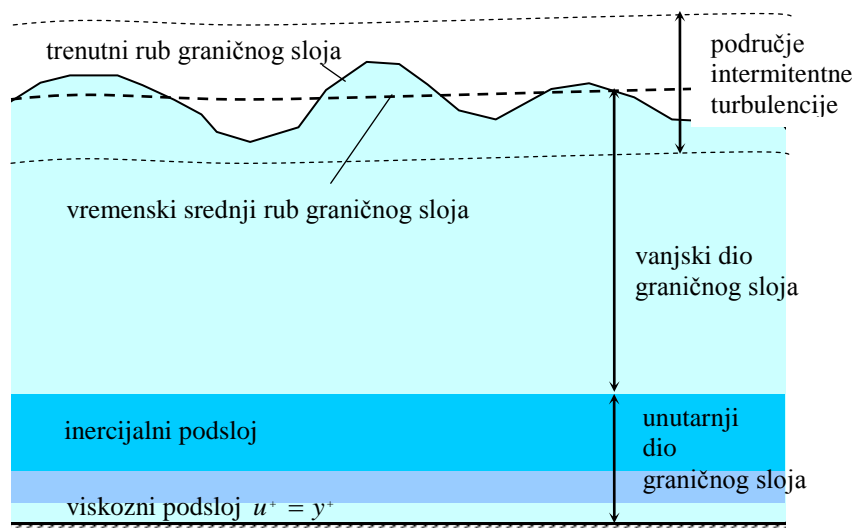
$$\bar{u} = \frac{\tau}{\mu} y \quad \text{ili bezdimenzijski} \quad u^+ = y^+ \quad (83)$$

Ovdje su $u^+ = \bar{u} / u_\tau$, $y^+ = \rho u_\tau y / \mu$, te $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$. τ_w je naprezanje na stjenci.

Prema [3] upravo u ovome području (viskozni podsloj) Re_t poprima vrlo niske vrijednosti te u njemu ne vrijedi $k - \varepsilon$ model turbulencije. Re_t se računa iz izraza (84). Nakon viskoznog podsloja slijedi prijelazni podsloj unutar kojega je utjecaj molekularne i turbulentne viskoznosti ravnopravan (istog reda veličine), u kojem Re_t također ima niske vrijednosti, a nakon prijelaznog podsloja dolazi inercijski podsloj u kojem dominira turbulentna viskoznost i u kojem vrijedi $k - \varepsilon$ model turbulencije za visoke vrijednosti Re_t .

$$Re_t = \frac{\rho v_t l_t}{\mu} = \frac{\mu_t}{\mu} \quad (84)$$

Prema [3] [Slika 5] prikazuje gore navedene slojeve graničnog sloja, gdje se vidi gdje koja viskoznost prevladava.



Slika 5. Struktura graničnog sloja

Zanemarivanjem molekularne viskoznosti i modeliranjem turbulentne viskoznosti uz pomoć Prandtlove hipoteze puta miješanja prema kojoj je turbulentna viskoznost prema izrazu (85) iz jednadžbe (82) slijedi izraz (86).

$$\mu_t = \rho \kappa^2 y^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \quad (85)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{\kappa} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln y + C \quad \text{ili bezdimenzijski} \quad u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (86)$$

κ predstavlja von Kármánovu konstantu, E i B su konstante integracije. Treba naglasiti da je izraz (86) dobiven uz pretpostavku zanemarivog uzdužnog gradijenta tlaka. Pri optjecanju jako zakrivljenih površina može se pojaviti značajni gradijent tlaka i tada bi izraz (86) trebalo modificirati zbog činjenice postojanja gradijenta tlaka.

Pri numeričkom proračunu turbulentnog strujanja u kojem će se za zadavanje rubnih uvjeta koristiti zidne funkcije, tražiti će se da prvi čvor do stjenke bude u određenom području y^+ . Što se tiče same brzine, za nju je poznato da je na samoj stjenci brzina jednaka nuli, što je dovoljno za zadavanje rubnog uvjeta u jednadžbi količine gibanja, međutim problem predstavlja smično naprezanje na stjenci τ_w . Kad se govori o kinetičkoj energiji turbulencije, također se zna da je na stjenci $\bar{k} = 0$, jer su na stjenci pulsacije brzine jednake nuli, što je dovoljno za zadavanje rubnih uvjeta, međutim ponovo se postavlja pitanje točnosti računanja derivacije brzine u izrazu za generaciju kinetičke energije turbulencije P_k . Prema [3] te će derivacije ponovo trebati računati uz pomoć izraza (86) umjesto iz formule koja bi slijedila iz diskretizacije. Kad se govori o disipaciji kinetičke energije turbulencije ε kod standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije, nema podataka niti o ε niti o normalnoj derivaciji, koje bi trebalo znati pri zadavanju rubnih uvjeta. U inercijskom podsloju je logično pretpostaviti da je doprinos konvekcije i difuzije kinetičke energije turbulencije zanemariv u odnosu na generaciju i disipaciju, što vodi ka pretpostavci o ravnotežnom graničnom sloju gdje je generacija $P_k = \varepsilon$.

Za takav ravnotežni granični sloj vrijedi izraz (87).

$$P_k = \mu_t \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2 \quad (87)$$

Ako se iz definicijske jednadžbe (88) izrazi ε , tada iz ravnoteže graničnog sloja vrijedi izraz (89).

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (88)$$

$$C_\mu \rho^2 k^2 = \left(\mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2 = \tau_w^2 \quad (89)$$

Prema [3] slijedi skup jednadžbi od (90) do (93) čime je definirana vrijednost ε u čvoru geometrijske mreže prvom do granice. Ovim jednadžbama su opisane takozvane standardne zidne funkcije, koje se primjenjuju i za zadavanje rubnih uvjeta pri opstrujavanju umjereno zakrivljenih površina.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = C_\mu^{1/4} \sqrt{k} \quad (90)$$

$$\tau_w = \rho u_\tau^2 = \rho u_\tau^2 \frac{u^+}{u^+} = \frac{\rho u_\tau}{u^+} \bar{u} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} \sqrt{k}}{\ln(Ey^+)} \bar{u} \quad (91)$$

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} \sqrt{k} y}{\mu} \quad (92)$$

$$\varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y} = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa y} \quad (93)$$

4.2. Shear Stress Transport - model turbulencije (SST)

Prema [4] $k - \omega$ SST model turbulencije je jedan od najkorištenijih modela turbulencije koji se koristi u CFD računalnim programima. Temelji se na kombinaciji dvaju modela turbulenciji, koji gledajući zasebno svaki od njih ima svoje velike prednosti, ali i velike nedostatke. Cilj je bio ujediniti ta dva modela na način da se iskoristi najbolje od jednog i od drugog, te da se izbjegnu nedostaci oba modela. Prvi od ova dva modela je standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije koji se iskazuje jako dobrim kod strujanja pri visokim Reynolds-ovim brojevima. Drugi model je standardni $k - \omega$ model turbulencije koji se iskazuje jako dobrim kod strujanja u blizini zida (stjenke). Kao veliki nedostatak standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije mora se navest njegova loša osjetljivost na velike promjene gradijenata tlaka. Od hiperprodukcije turbulentne viskoznosti može se u aerodinamičkim strujanjima dogoditi da dođe do velikog zakašnjenja odvajanja graničnog sloja ili čak da uopće ne dođe do njegovog odvajanja. Prema [4] glavni razlog ovog velikog nedostatka standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije jest numerička greška koja se događa uslijed niskih vrijednosti Reynoldsovog broja u viskoznom graničnom sloju.

Standardni $k - \omega$ model turbulencije rješava dvije jednačbe, jedna za k (kao i kod $k - \varepsilon$ modela turbulencije), te druga za ω (kod $k - \varepsilon$ modela turbulencije je to jednačba za ε). ω se naziva turbulentna frekvencija ($\omega = \varepsilon / k$). Glavna prednost ovog modela jest u tome da ima relativno jednostavno opisan model strujanja u blizini zida. U suprotnosti s $k - \varepsilon$ modelom turbulencije, koji posjeduje prigušne funkcije koje se mogu integrirati do površine zida, $k - \omega$ model turbulencije posjeduje Dirichlet – rubne uvjete. Gledano sa stajališta numerike, $k - \omega$ model turbulencije zbog posjedovanja Dirichlet – rubnih uvjeta značajno je u prednosti nad $k - \varepsilon$ modelom turbulencije u pogledu numeričke stabilnosti. Najznačajniji nedostatak $k - \omega$ modela turbulencije leži u jakoj ovisnosti turbulentne viskoznosti od rubnih uvjeta za ω u slobodnoj struji fluida (dovoljno dalekoj od zida).

Prema [4] $k - \omega$ SST modelu turbulencije se spajaju prednosti spomenuta dva standardna modela na način da se unutarnji dio graničnog sloja računa prema standardnom $k - \omega$ modelu turbulencije, dok se vanjski dio graničnog sloja i ostatak slobodne struje fluida računa prema standardnom $k - \varepsilon$ modelu turbulencije. Slijedi prikaz jednačbi standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije prema [4].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (94)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} f_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (95)$$

Za standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije vrijede koeficijenti prema [Tabilca 6]. Gore spomenute prigušne funkcije su upravo f_1 i f_2 koje služe za prilagođavanje modela turbulencije različitim Reynolds- ovim brojevima.

Tablica 6. Koeficijenti standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije

Koeficijenti	Standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije
σ_k	1.0
σ_ε	1.3
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
f_1	1.0
f_2	1.0

Za formuliranje jednadžbi $k - \omega$ SST modela, jednadžbe (94) i (95) se preoblikuju u poseban $k - \omega$ oblik gdje nastaje tzv. *Cross – Diffusion* član $D_{k\omega}$. Prema [4] obe preoblikovane jednadžbe se množe sa tzv. *blending – funkcijom* te na kraju zbroje. U konačnici se dobivaju jednadžbe za $k - \omega$ SST model turbulencije prema izrazima (96) i (97) iz [4].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_k \nu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* k \omega \quad (96)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_\omega \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 + D_{k\omega} \quad (97)$$

Turbulentna viskoznost se računa iz izraza (98).

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \cdot \left(\frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}F_2}}{a_1\omega} \right]} \right) \quad (98)$$

Treba naglasiti da se svi koeficijenti iz jednadžbi (96) i (97) vade prema potrebi problema iz baze podataka integrirane u računalnom programu. Kada se problematika odvija u blizini zida vade se koeficijenti iz $k - \omega$ modela turbulencije, te ako se strujanje odvija podalje od zida upotrebljavaju se koeficijenti iz $k - \varepsilon$ modela. Odabir tih koeficijenata po potrebi vrši *blending* funkcija te ih preračunava prema jednadžbi (99).

$$\phi = F_1 \cdot \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (99)$$

Cross – Diffusion član $D_{k\omega}$ se računa prema izrazu (100).

$$D_{k\omega} = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (100)$$

Blending funkcija F_1 se računa prema izrazu (101). Treba naglasiti da vrijednost F_1 mora ići od 0 - 1. Vrijednost 1 će imati na površini zida (stjenke) dok će vrijednost 0 imati na površini ruba graničnog sloja. Kada završi granični sloj *blending* funkcija F_1 nestaje.

$$F_1 = \tanh(\phi^4) \quad \text{gdje je} \quad \phi = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right), \frac{4\rho k \sigma_{\omega^2}}{D_{k\omega} y^2} \right) \quad (101)$$

Također, potrebno je naglasiti važnost jednadžbe (98). Izraz (98) osigurava da turbulentna viskoznost ne raste brže od vrijednosti k u području gdje postoje velika smična naprezanja. Naime, pretpostavka da turbulentna smična naprezanja unutar graničnog sloja moraju biti proporcionalna vrijednosti k je kod standardnih modela koji se temelje na Boussinesq- ovom pristupu ne važeća.

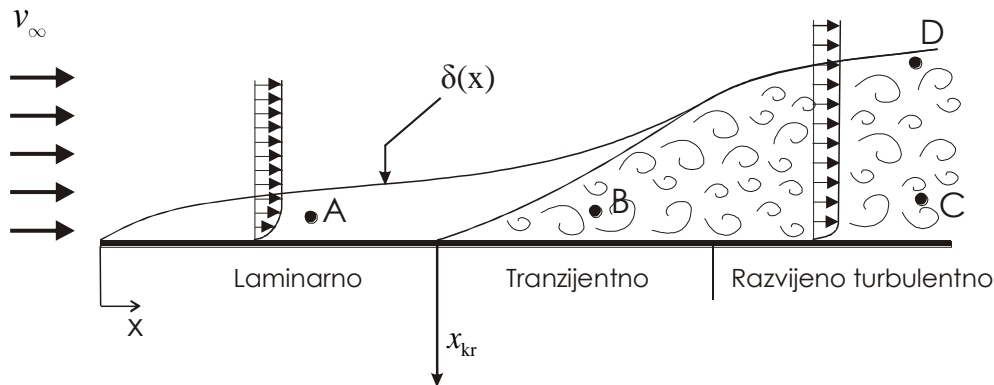
U slučaju da se strujanje odvija dovoljno daleko od zida (stjenke), turbulentna viskoznost se računa prema izrazu (102). Naime, funkcija F_1 prati udaljenost strujanja od zida (stjenke) te definira na koji se način treba turbulentna viskoznost računati unutar graničnog sloja.

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (102)$$

Zbog svih navedenih prednosti ovog modela u odnosu na standardne $k - \omega$ i $k - \varepsilon$ modele turbulencije se upravo ovaj model bira za vršenje simulacije prvog stupnja mini plinske turbine, te razmatranje utjecaja aksijalnog zazora na strujanje fluida u jednom stupnju male turbine gdje je relevantan utjecaj graničnog sloja.

4.3. Jednadžbe strujanja u graničnom sloju za slučaj prisilne konvekcije

Kako je u radu riječ o mini turbinama od velike je važnosti u obzir uzeti strujanje u graničnom sloju. Kod velikih turbina je granični sloj zanemariv jer čini oko 1 – 2 % visine lopatica, dok kod mini turbina zavisno o visini lopatice može ići i do 20 %. [Slika 6] shematski prikazuje granični sloj uz ravnu ploču prema [3]. Na samom početku ploče razvija se laminarni granični sloj, koji pri određenoj vrijednosti Re_{kr} (kritični Reynoldsov broj) postaje nestabilan. U presjeku $x = x_{kr}$ periodički se i relativno rijetko u prostoru pojavljuju nestabilnosti strujanja (pulsacije). Daljnjim udaljavanjem od tog presjeka u smjeru strujanja pulsacije postaju sve češće, i sve gušće u prostoru, tako da nakon nekog presjeka govorimo o potpuno razvijenom turbulentnom strujanju.



Slika 6. Shematski prikaz graničnog sloja uz ravnu ploču

Otac teorije graničnog sloja, Ludwig Prandl, je 1904. držao predavanje na matematičkom kongresu u Heidelbergu pod nazivom „Strujanje tekućina s vrlo malim trenjem“. Upravo na ovaj način su krenula istraživanja u ovome posebnom području strujanja fluida. U ovome poglavlju će biti dani izrazi odnosno jednačbe koje opisuju strujanje u graničnom sloju.

Izrazi (103) – (105) predstavljaju jednačbe strujanja fluida u graničnom sloju. Treba napomenuti da se jednačbe odnose za slučaj stlačivog fluida, te su dane u bezdimenzijskom obliku.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (103)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (104)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = u \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (105)$$

Uz gornje jednačbe treba još nadodati termičku jednačbu stanja $\rho = f(T, p)$, te transportne veličine μ i $\lambda = f(T, p)$. U većini slučajeva ovisnost o tlaku je zanemariva. S ovim dopunskim jednačbama je zatvoren sustav jednačbi gdje su nepoznanice u , v , T i ρ .

Za slučaj da imamo konstantnu gustoću ($\rho = \text{konst.}$), te konstantne transportne veličine μ i λ , govorimo o nestlačivom strujanju. Jednačbe (106) – (108) su upravo jednačbe graničnog sloja za nestlačivo strujanje.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (106)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (107)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (108)$$

Nepoznanice u jednačbama (106) – (108) su u , v i $T = f(x, y)$. Slučaj stlačivog strujanja se karakteristično razlikuje od slučaja nestlačivog strujanja. Za $\rho = \text{konst.}$ jednačba kontinuiteta i jednačba količine gibanja (jednačbe (106) i (107)) su odvojene od energetske jednačbe (108). Iz toga se može zaključiti da se granični sloj fluida može odvojeno razmatrati od temperaturnog graničnog sloja. Kod poznatog polja brzine, jednačba (108) predstavlja linearnu parcijalnu diferencijalnu jednačbu za polje temperature.

Za slučaj $\rho \neq \text{konst.}$ tj. jednačbe (103) – (105) su povezane, tako da se mogu samo simultano riješiti. To je znatno teži slučaj nego kada je $\rho = \text{konst.}$

5. 2D SIMULACIJA PRVOG STUPNJA MINI PLINSKE TURBINE

U ovome poglavlju će biti razmotreni rezultati dobiveni numeričkom simulacijom za tri slučaja prvog stupnja mini turbine. Naime, prvi slučaj koji će biti prikazan je slučaj gdje je aksijalni zazor između statorske i rotorske rešetke 1 mm. Potrebno je analizirati kvalitetu strujanja unutar prvog stupnja s varijacijom aksijalnog zazora gdje će vrijednost zazora drugog slučaja biti 0,5 mm, te trećeg slučaja 2 mm. Matematički model prikazan u prethodnom poglavlju rješavati će se primjenom programskog paketa FLUENT koji se temelji na metodi kontrolnih volumena. U nastavku slijede postavke korištenih modela, rezultati simulacija, te na kraju analiza rezultata gdje će se vidjeti koji je od tri navedena aksijalna zazora optimalni.

5.1. Postavke modela numeričke simulacije

Slijedi prikaz korištenih modela koji su odabrani za simulaciju prvog stupnja mini plinske turbine. Treba naglasiti da su identični modeli korišteni u sva tri slučaja numeričke simulacije prvog stupnja mini turbine, te da je mreža kontrolnih volumena identična u sva tri slučaja.

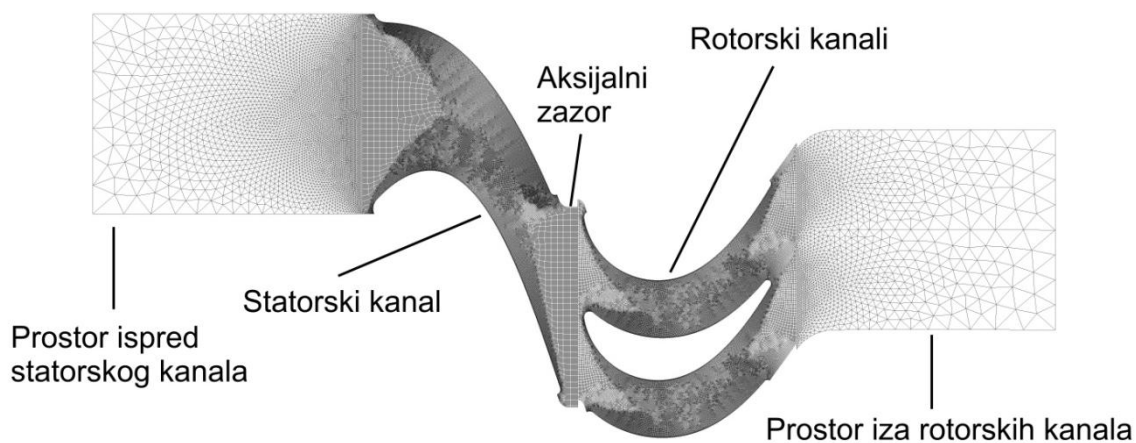
Korišteni Solver:

- *Density – Based*
- *Velocity Formulation – Absolute*
- *Time – Transient*

Osnovne karakteristike mreže slučaja gdje je aksijalni zazor 1 mm:

- *Cells – 203 943*
- *Faces – 405 056*
- *Nodes – 200 182*

[Slika 7] prikazuje mrežu kontrolnih volumena korištenu u 2D numeričkoj simulaciji za slučaj gdje je aksijalni zazor 1 mm.



Slika 7. Mreža kontrolnih volumena slučaja gdje je aksijalni zazor 1 mm – 2D model

Korišteni model:

- *Energy*
- *Viscous – SST k – omega*

Korišteni materijal (fluid) s njegovim karakteristikama:

- Metan
 - ❖ *Density* (kg/m^3) – idealni plin
 - ❖ *Specific Heat* (J/kgK) – *piecewise – polynomial*
 - ❖ *Thermal Conductivity* (W/mK) – 0.0332
 - ❖ *Viscosity* (kg/ms) – $1,087\text{e-}05$
 - ❖ *Molecular Weight* (kg/kgmol) – 16.04303

Što se tiče *Cell Zone Conditions*- a postoje ukupno pet *Zone*- a, 21 *Boundary Conditions*, te 4 *Mesh Interface*- a.

Cell Zone Conditions:

- *axijalni_zazor*
- *prostor_rotora*
- *prostor_statora*
- *rotor – Moving Mesh*
- *stator*

Vrste korištenih rubnih uvjeta:

- *Wall*
- *Interface*
- *Periodic*
- *Pressure – Outlet*
- *Pressure – Inlet*

Mesh Interface- ovi spajaju „*prostor_statora*“ s „*statorom*“, „*stator*“ s „*axijalni_zazor*“, „*axijalni_zazor*“ s „*rotor*“, te na kraju „*rotor*“ s „*prostor_rotora*“.

Kod slučaja s aksijalnim zazorom od 0,5 mm, razlika je u tome da ne postoji fizički aksijalni zazor (kao kod slučajeva 1 mm i 2 mm) već je „*stator*“ povezan s „*rotor*“ izravno preko *interface*- a gdje je vođeno računa o razmaku rešetki da odgovara točno 0,5 mm. U tome slučaju u *Cell Zone Conditions*- ima ne postoji „*axijalni_zazor*“.

Također, treba naglasiti da se „*rotor*“ giba obodnom brzinom na srednjem promjeru koja je definirana u termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu u poglavlju 2, te da su ulazni i izlazni rubni uvjeti (*Pressure inlet* i *Pressure outlet*) postavljeni također prema termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu iz poglavlja 2.

Solution Methods:

- *Formulation – Implicit*
- *Flux Type – Roe–FDS*
- *Transient Formulation – Second Order Upwind*
- *Spatial Discretization:*
 - ❖ *Gradient – Least Squares Cell Based*
 - ❖ *Flow – Second Order Upwind*
 - ❖ *Turbulent Kinetic Energy – First Order Upwind*
 - ❖ *Specific Dissipation Rate – First Order Upwind*

Solution Controls (under – relaxation factors):

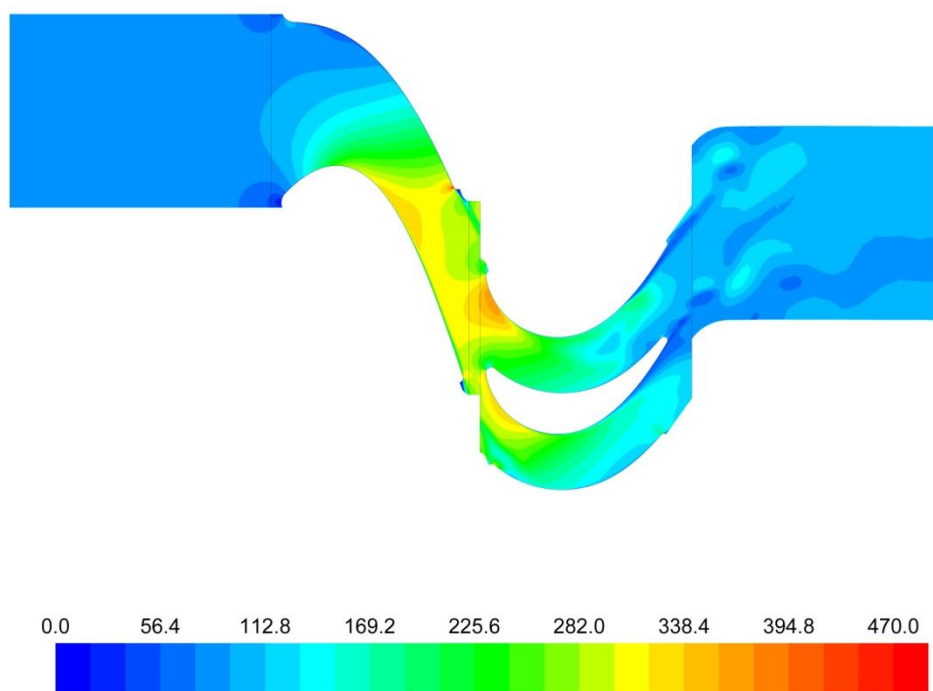
- *Turbulent Kinetic Energy – 0,8*
- *Specific Dissipation Rate – 0,8*
- *Turbulent Viscosity – 1*
- *Solid – 1*

Calculation:

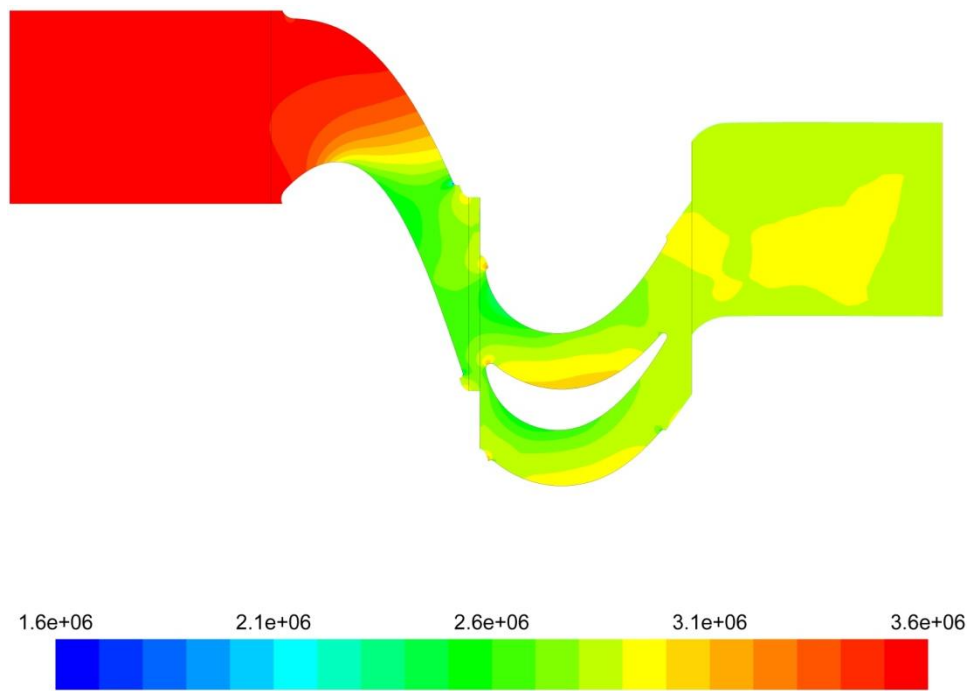
- *Time Step Size (s) – 1e-06*
- *Max Iterations/Time Step – 20*

5.2. Rezultati 2D simulacije prvog slučaja

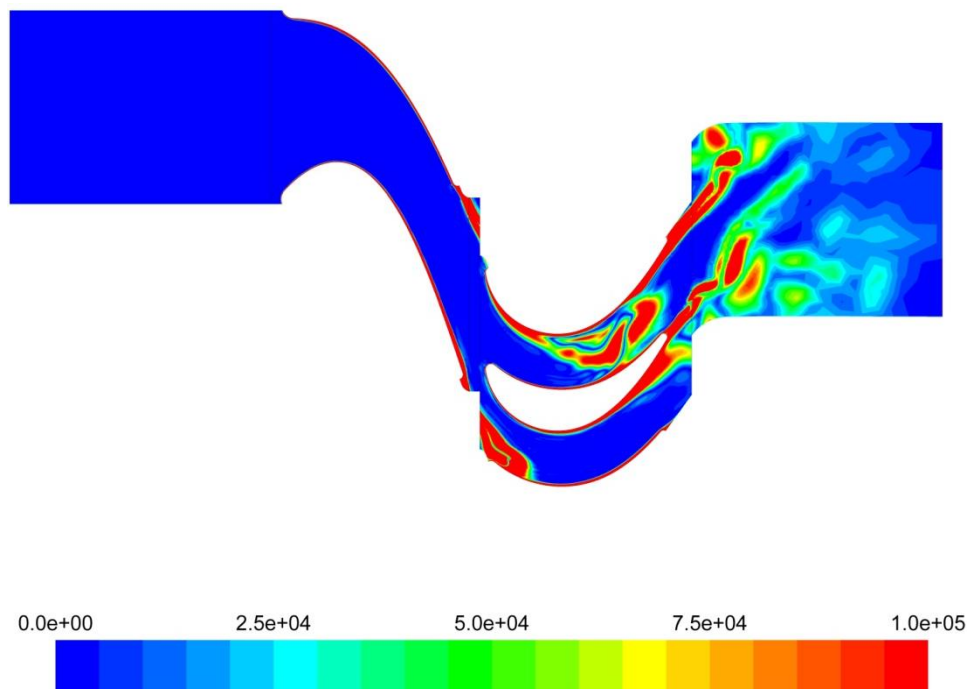
Kao što je već prije naglašeno prvi slučaj je onaj slučaj gdje je aksijalni zazor veličine 1 mm. U nastavku će biti prikazani polje brzine, polje tlaka, te polje vrtložnosti. Treba naglasiti da su prikazani rezultati u onome vremenskom trenutku gdje izlazni tlak iz stupnja upravo odgovara 28,83 bar- a iz termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna. Taj podatak nam govori da je numerička simulacija u kvazistacionarnom stanju te da nema relevantnih promjena u vremenu na krajnji rezultat. Svi naredni 2D rezultati su prikazani za isti vremenski trenutak. [Slika 8] do [Slika 10] prikazuju redom polje brzine, polje tlaka, te polje vrtložnosti.



Slika 8. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija



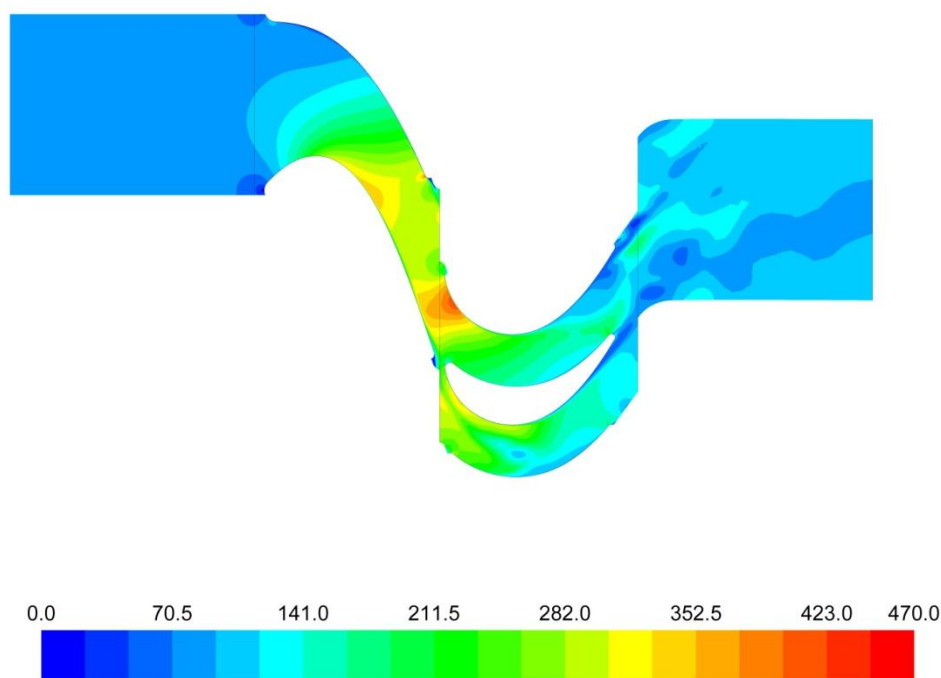
Slika 9. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija



Slika 10. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 1 mm – 2D simulacija

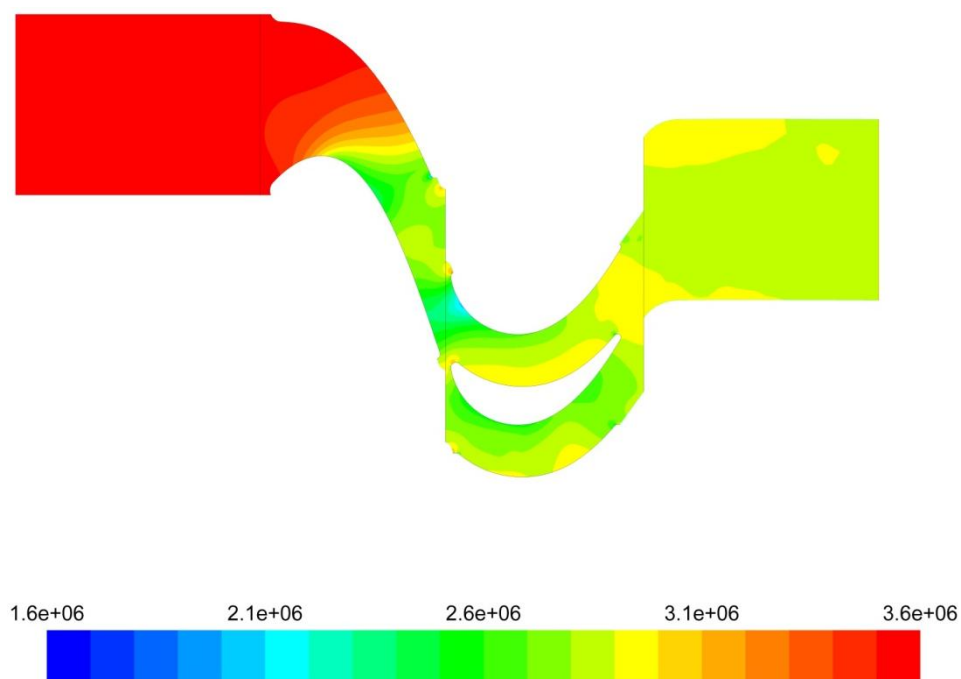
5.3. Rezultati 2D simulacije drugog slučaja

Slijedi prikaz polja brzine, tlaka te vrtložnosti za slučaj gdje je razmak između statorske i rotorske rešetke 0,5 mm. Kao što je već rečeno prikaz rezultata je u istom vremenskom trenutku kao i za prethodni slučaj gdje je vrijeme trajanja simulacije dovoljno veliko (kvazistacionarno stanje) kako bi se mogli dobiti kvalitetni rezultati.

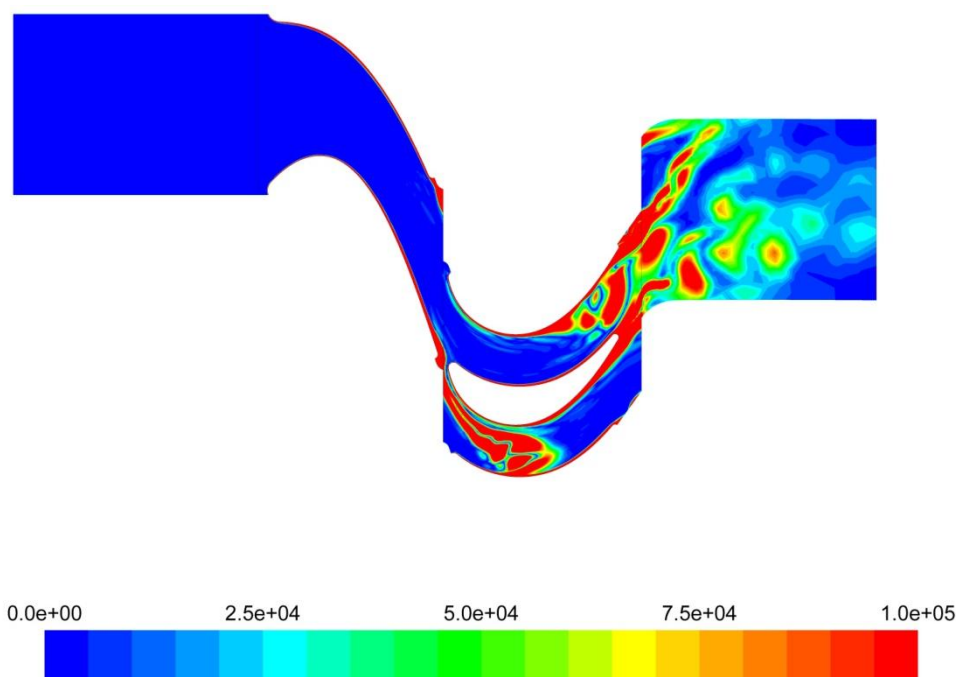


Slika 11. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija

[Slika 12] i [Slika 13] prikazuju polje tlaka i polje vrtložnosti drugog slučaja tj. slučaja gdje je razmak između statorske i rotorske rešetke jednak 0,5 mm.



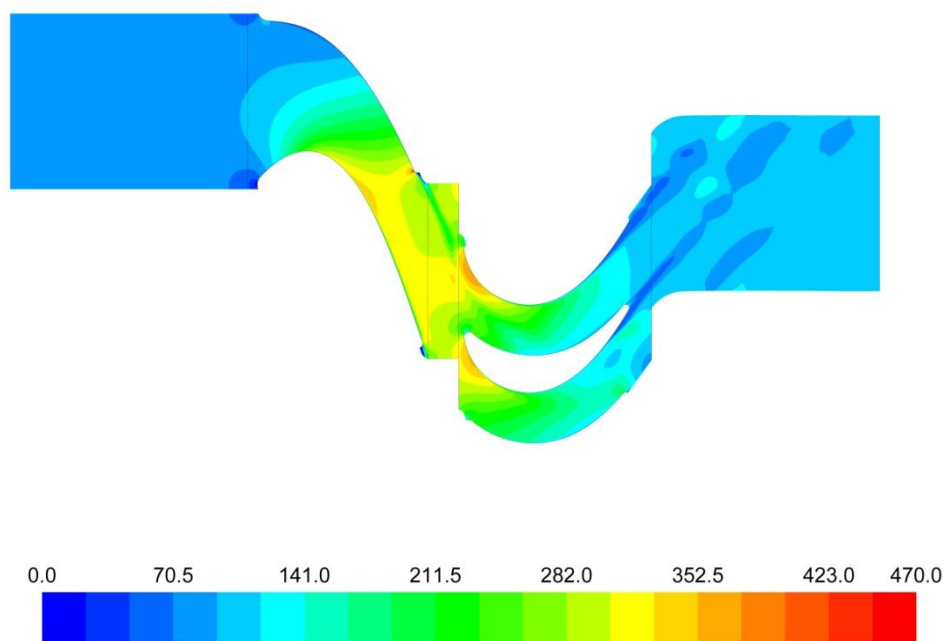
Slika 12. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija



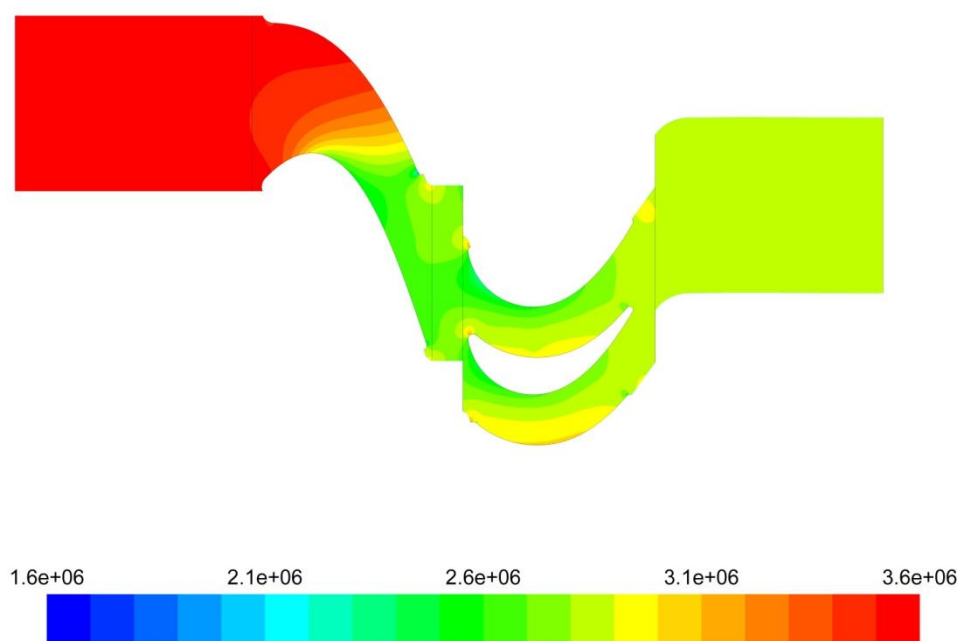
Slika 13. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 2D simulacija

5.4. Rezultati 2D simulacije trećeg slučaja

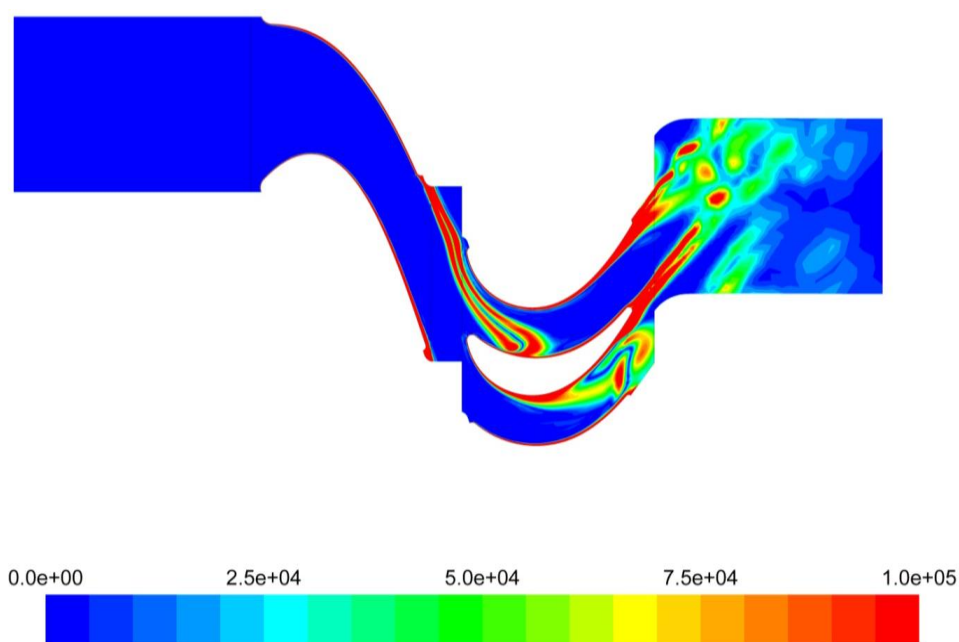
[Slika 14] do [Slika 16] prikazuju polje brzine, tlaka i vrtložnosti za treći slučaj gdje je aksijalni zazor jednak 2 mm.



Slika 14. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija



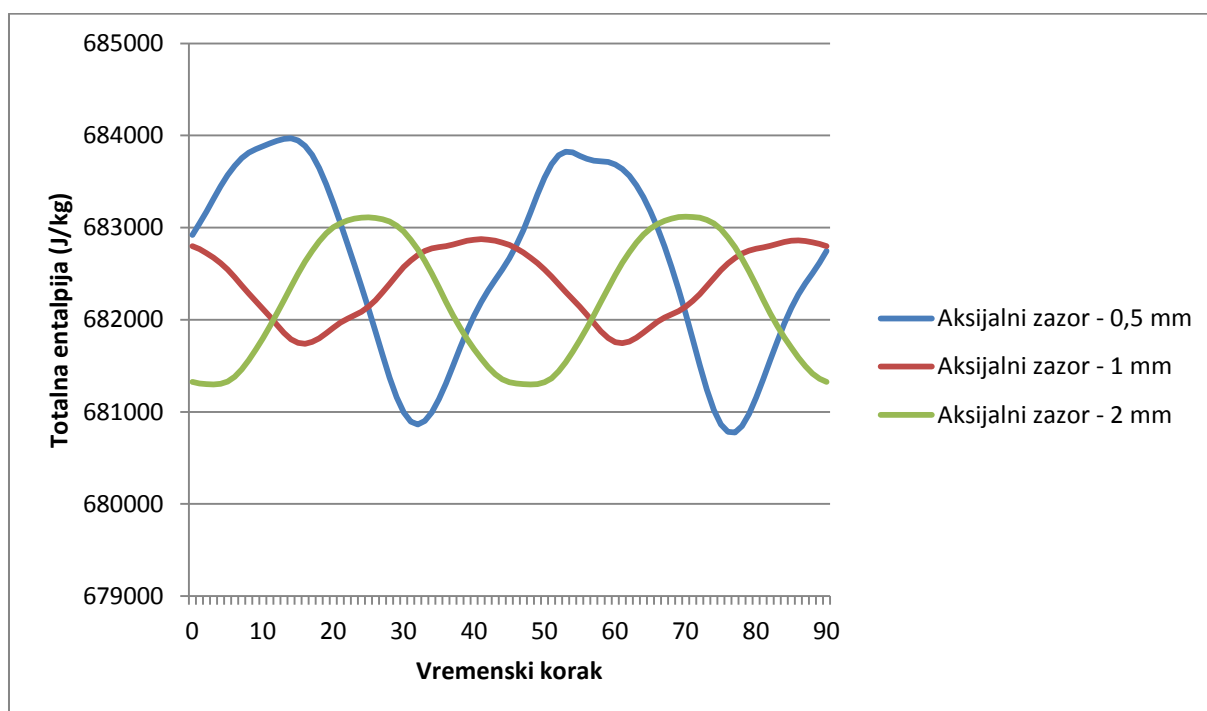
Slika 15. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija



Slika 16. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 2 mm – 2D simulacija

5.5. Analiza rezultata 2D simulacija triju slučajeva

Prema [5] referentna vrijednost koju treba gledati za ocjenu kvalitete strujanja fluida kroz statorsku i rotorsku rešetku malih turbina jest koeficijent iskoristivosti koji je jednak omjeru razlike totalnih vrijednosti entalpija na ulazu i izlazu iz stupnja turbine i maksimalno mogućeg entalpijskog pada stupnja tj. izentropskog toplinskog pada stupnja. Prema analitičkom proračunu mini plinske turbine izentropski toplinski pad prvog stupnja iznosi 36255,7 J/kg. Za vrijeme trajanja simulacija sva tri slučaja zapisane su vrijednosti promjene totalne entalpije na izlazu iz stupnja. Jasno je da je totalna entalpija na ulazu u stupanj konstantna za sva tri slučaja. [Slika 17] prikazuje vrijednosti promjene totalne entalpije u vremenskom periodu od 90 vremenskih koraka što čini vrijeme od $90e^{-06}$ s. Upravo ova vremenska vrijednost je vrijeme potrebno da rotorska rešetka prođe cijeli put pored statorske rešetke. Nakon dobivenih vrijednosti uzeta je srednja vrijednost totalnih entalpija na izlazu iz stupnja, te su izračunati koeficijenti iskoristivosti za sva tri slučaja.



Slika 17. Promjena totalne entalpije na izlazu iz stupnja – 2D simulacija

Da bi se korektno mogao izračunati stupanj iskoristivosti prvog stupnja potrebno je osrednjiti vrijednosti izlaznih totalnih entalpija za sva tri slučaja te prema izrazu (109) izračunati stupanj iskoristivosti [5].

$$(\eta_{tt})_t = \frac{h_{00} - h_{02}}{h_{is}} \quad (109)$$

Za sve slučajeve je totalna entalpija na ulazu u stupanj jednaka, te iznosi 711 000 J/kg. Nazivnik iz izraza (109) iznosi 36255,7 J/kg što je vrijednost maksimalnog toplinskog pada prvog stupnja koji je dobiven iz termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna.

Osrednjene vrijednosti totalnih entalpija na izlazu iz prvog stupnja za sva tri slučaja označeni su kao $\overline{h_{02}}$. Stupanj korisnosti za svaki pojedini slučaj izračunat je prema izrazima (110) do (112).

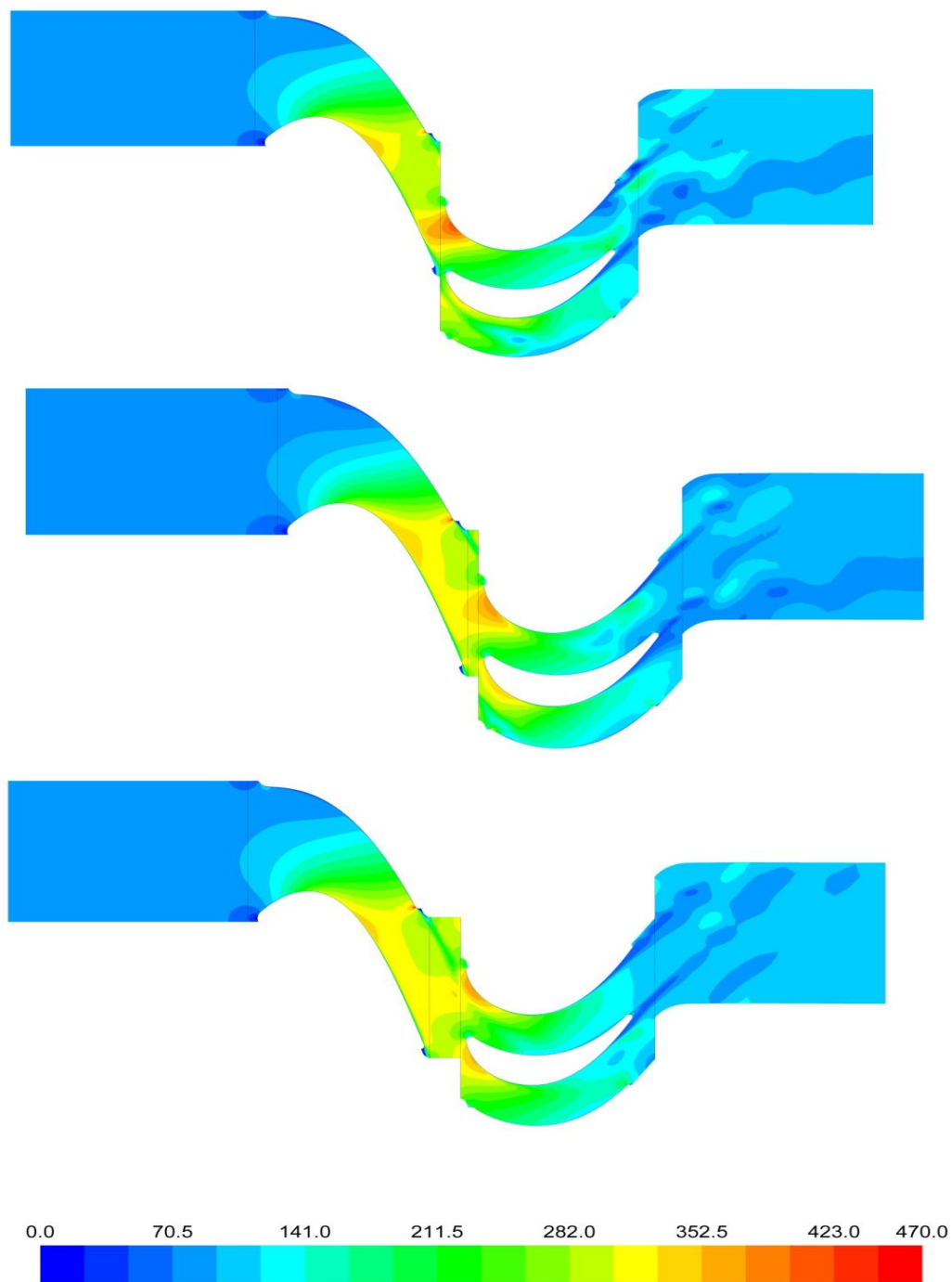
$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{0,5mm}}} = \frac{h_{00} - \overline{h_{02,0.5mm}}}{h_{is}} = \frac{711000 - 682605}{36255,7} = 78,32\% \quad (110)$$

$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{1mm}}} = \frac{h_{00} - \overline{h_{02,1mm}}}{h_{is}} = \frac{711000 - 682391}{36255,7} = 78,91\% \quad (111)$$

$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{2mm}}} = \frac{h_{00} - \overline{h_{02,2mm}}}{h_{is}} = \frac{711000 - 682218}{36255,7} = 79,38\% \quad (112)$$

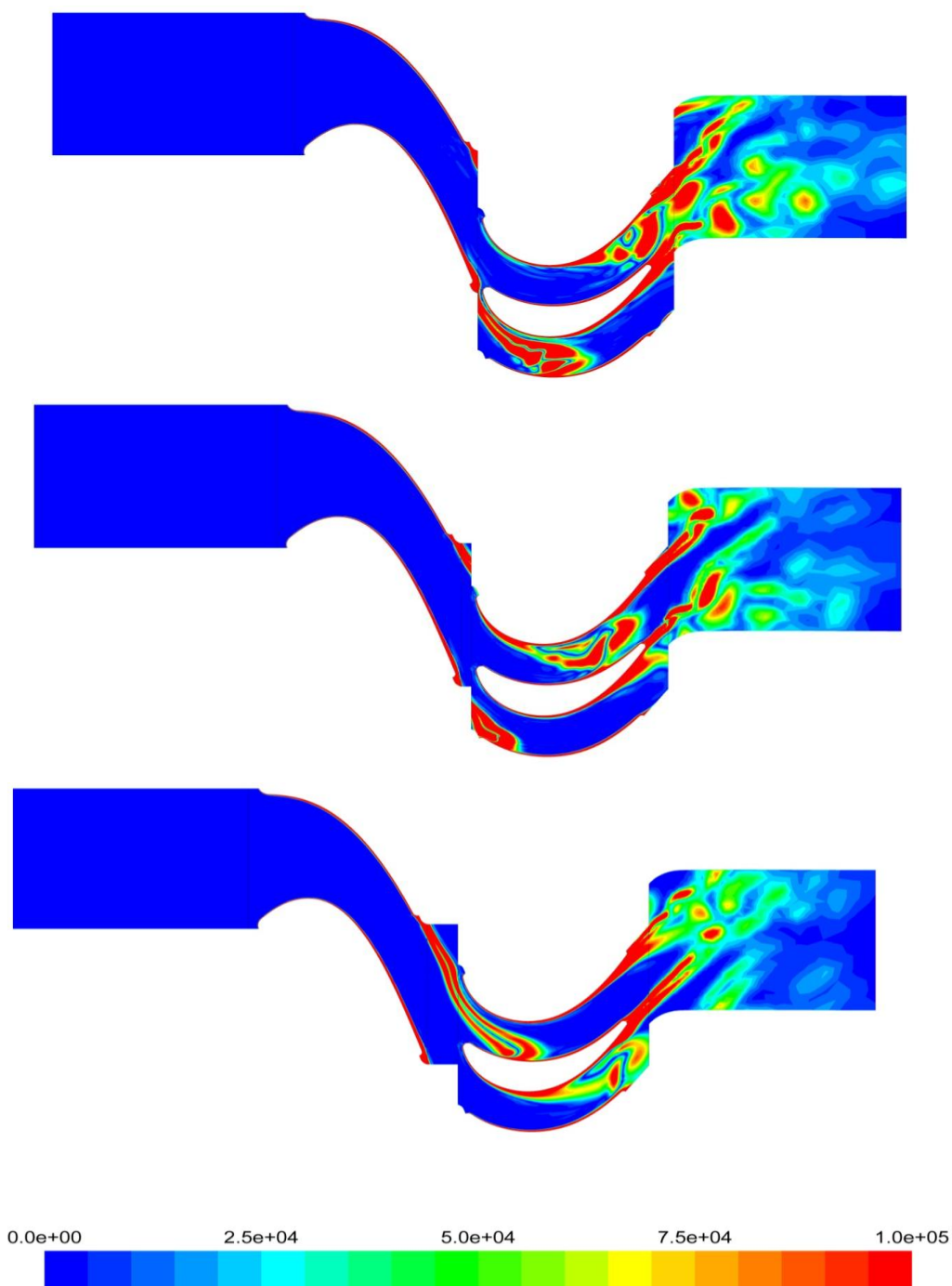
Prema izrazima (110) do (112) je vidljivo da sa što većim aksijalnim zazorom je bolji stupanj iskoristivosti. Usporedivši slučajeve gdje je aksijalni zazor 0,5 mm i 2 mm stupanj iskoristivosti je čak veći za više od 1 %. Treba naglasiti da u današnjici porast na stupnju iskoristivosti za 0,1 % u području turbostrojeva je veliki uspjeh.

[Slika 18] prikazuje polja brzina za sva tri slučaja, gdje se znatno bolje vidi razlika u strujanjima za pojedini slučaj. Gornja slika na [Slika 18] je slučaj s aksijalnim zazorom 0,5 mm, srednja slika s aksijalnim zazorom 1 mm te donja slika s aksijalnim zazorom od 2 mm.



Slika 18. **Usporedba polja brzine za sva tri slučaja (m/s) – 2D simulacija**

[Slika 19] prikazuje polje vrtložnosti za sva tri slučaja redom od gore (slučaj gdje je aksijalni zazor 0,5 mm) prema dole (slučaj gdje je aksijalni zazor 2 mm), gdje se znatno bolje vidi razlika u zagušenjima toka fluida kroz rotorske kanale.



Slika 19. Usporedba polja vrtložnosti za sva tri slučaja (1/s) – 2D simulacija

6. 3D SIMULACIJA PRVOG STUPNJA MINI PLINSKE TURBINE

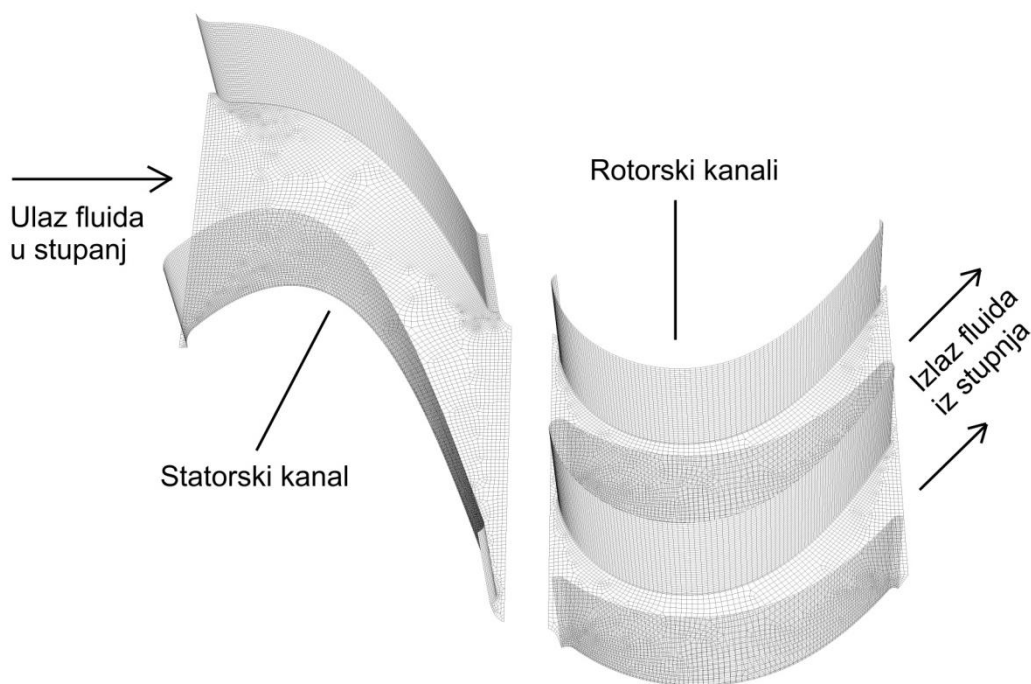
U ovome poglavlju će biti prikazani rezultati simulacija za tri slučaja identičnih kao u prošlom poglavlju. Za identičnu mrežu kontrolnih volumena za sva tri slučaja će biti dani rezultati te zaključak koji od tri slučaja je optimalni. Postavke modela su identične kao u prošlom poglavlju, osim što se uvodi komponenta brzine z i veći broj „zidova“ unutar prvog stupnja mini plinske turbine, te je znatno veći broj kontrolnih volumena 3D modela. U nastavku su dane postavke mreže kontrolnih volumena, rezultati tri slučaja s varijacijom aksijalnog zazora, te na kraju analiza 3D rezultata.

6.1. Postavke mreže kontrolnih volumena

Slijedi prikaz osnovnih karakteristika mreže za sva tri slučaja. Jedina razlika u mrežama za sva tri slučaja je u broju kontrolnih volumena koji proizlazi iz povećanja aksijalnog zazora s 0,5 mm na 1 mm, te s 1 mm na 2 mm. Kao što je već rečeno postavke 3D modela su identične kao u 2D modelima, osim što do izražaja dolazi veći broj zidova unutar statorskog i dva rotorska kanala. Upravo ta činjenica će prouzročiti veće gubitke unutar prvog stupnja mini turbine u odnosu na 2D model. Fluid ulazi u prostor ispred statorskog kanala te nalijeće okomito na statorsku lopaticu. Unutar statorskog kanala dolazi do ekspanzije, te fluid preko *interface*-a ulazi u aksijalni zazor. Iz aksijalnog zazora fluid ulazi u dva rotorska kanala koja se gibaju zadanom obodnom brzinom prema termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu. Nakon prolaza fluida kroz rotorske kanale, fluid ulazi u prostor iza rotora koji služi poput ispuha fluida iz prvog stupnja. Iznad rotorskih kanala se nalazi radijalni zazor koji iznosi 0,4 mm (prema termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu). Također, treba spomenuti da se kod 3D modela uvodi simetrični rubni uvjet koji je korišten u korijenu i vrhu prostora ispred statorskog kanala i u korijenu i vrhu prostora iza dva rotorska kanala. Umjesto spomenutog rubnog uvjeta se mogao koristiti i zidni rubni uvjet, ali on za razliku od simetričnog rubnog uvjeta bi stvarao dodatni utjecaj zida na strujanje fluida izvan prvog stupnja mini plinske turbine što bi dovelo do povećanog gubitka stupnja, što nije u interesu za ovo razmatranje.

Osnovne karakteristike mreža za slučajeve gdje je aksijalni zazor 0,5 mm, 1 mm i 2 mm su (broj kontrolnih volumena):

- $Cells_{0,5mm} - 777\ 030$
- $Cells_{1mm} - 802\ 268$
- $Cells_{2mm} - 845\ 135$

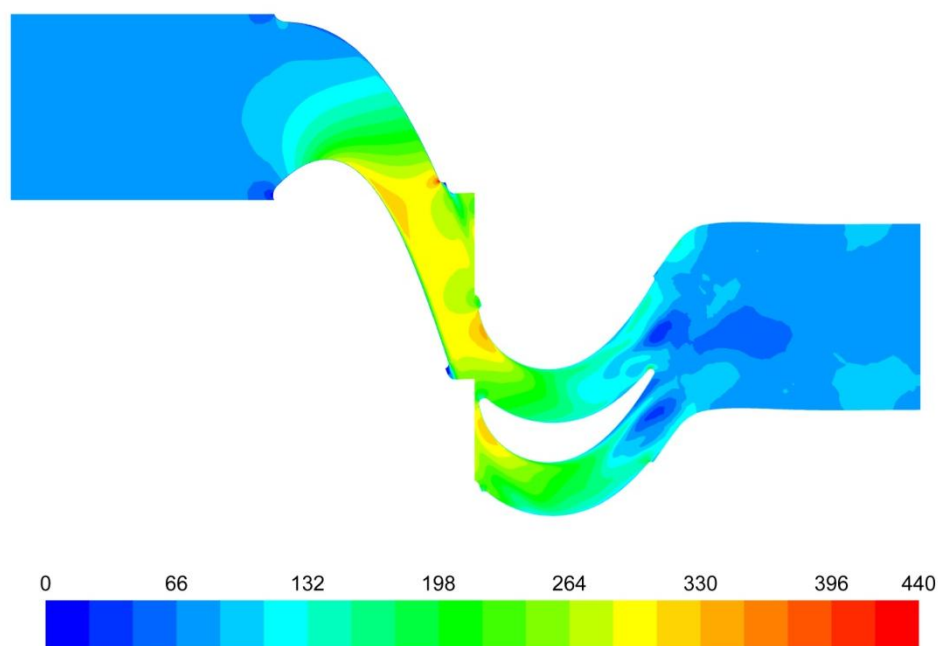


Slika 20. 3D geometrija prvog stupnja mini plinske turbine

[Slika 20] prikazuje donju površinu statorske i rotorske rešetke, konkavne i konveksne strane lopatica statorskog i rotorskih kanala. Korak između statorskih lopatica iznosi 8,5 mm, te korak između rotorskih lopatica iznosi 4,25 mm. Također treba naglasiti da je mreža kontrolnih volumena cijelog stupnja heksagonalnog oblika, dok je tetraedarskog oblika samo prostor ispred statorskog kanala, prostor iza rotorskih kanala, te dio aksijalnog zazora koji se nalazi ispod korijena rotorske rešetke.

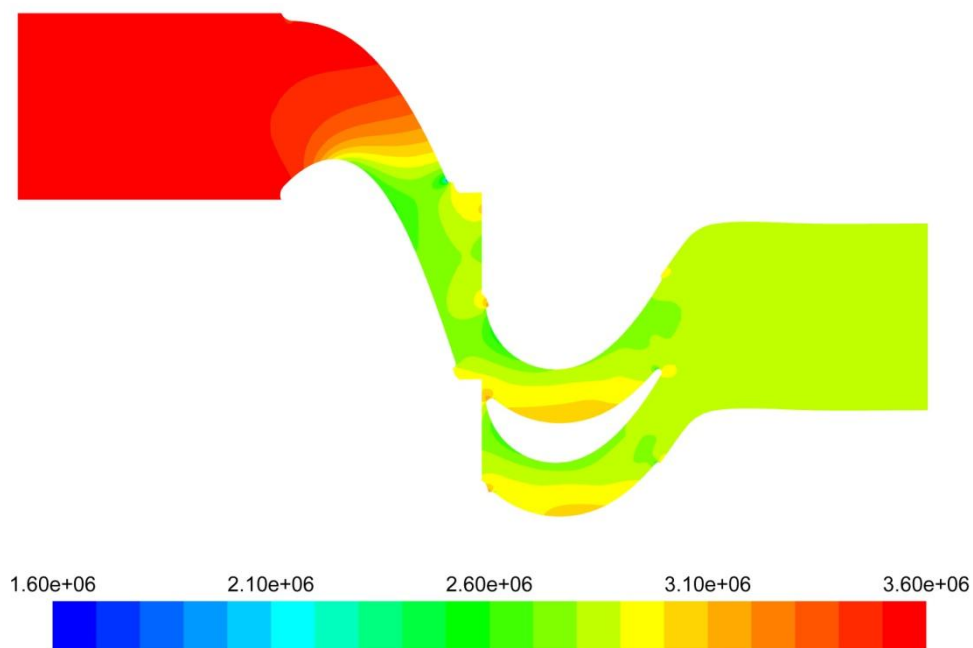
6.2. 3D rezultati numeričke simulacije prvog slučaja

Slijedi prikaz 3D rezultata za slučaj gdje je aksijalni zazor jednak 1 mm. [Slika 21], [Slika 22] i [Slika 23] prikazuju polje brzine, tlaka i vrtložnosti.

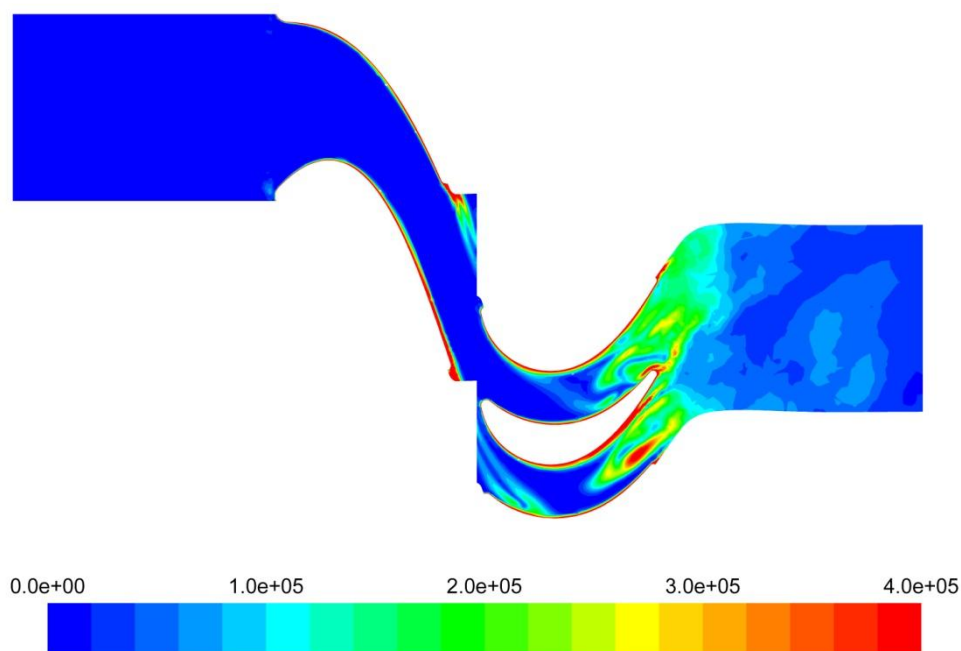


Slika 21. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija

Svi rezultati su prikazani u presjeku koji je točno na polovici visine statorskog kanala te iznosi 1,55 mm od korijena statorske rešetke. Za sva tri slučaja su dane identične mjerne skale, tako da se mogu uspoređivati slike iz sva tri slučaja u analizi rezultata simulacije. Također, treba naglasiti da su prikazani rezultati svi u kvazistacionarnom stanju, što znači da su uzeti nakon dovoljnog broja provedenih *time step*-ova. Za razliku od 2D simulacije u 3D simulaciji je uzet vremenski korak od $2e^{-06}$ s što je dvostruko više od 2D simulacije. Kod odabira vremenskog koraka se treba voditi računa o kontinuiranosti pada reziduala jednadžbi koje se rješavaju prilikom izvođenja numeričke simulacije, što je upravo i učinjeno.



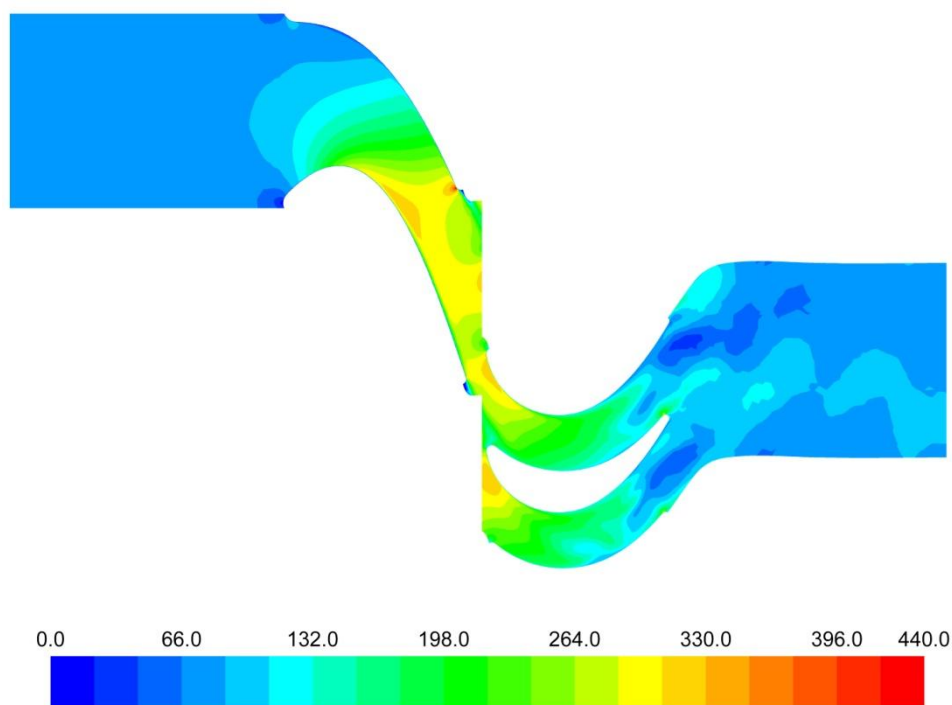
Slika 22. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija



Slika 23. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 1 mm – 3D simulacija

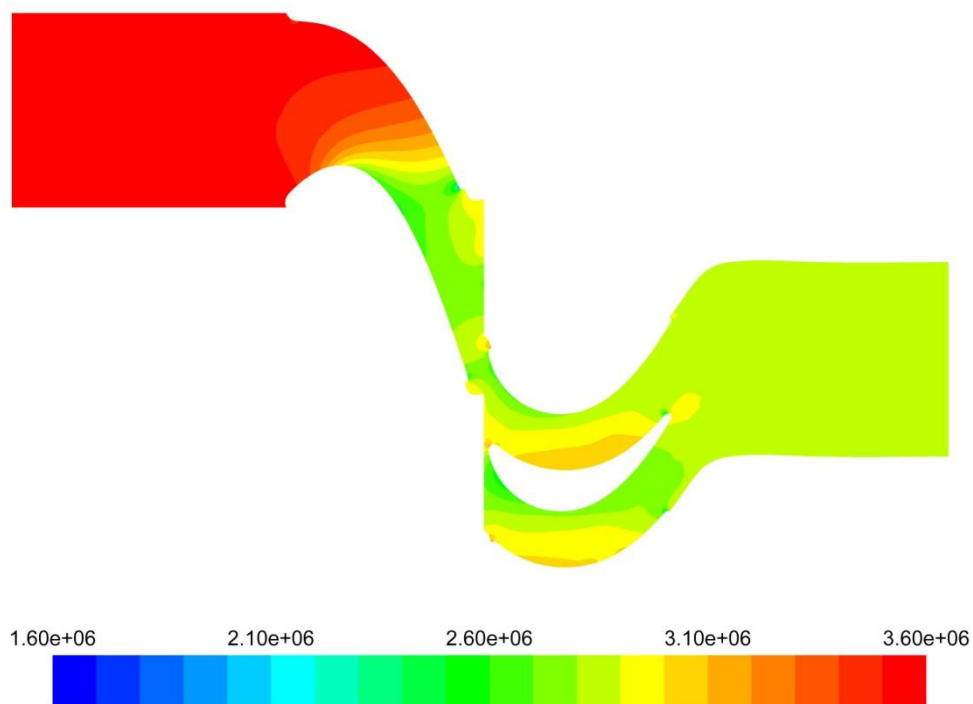
6.3. 3D rezultati numeričke simulacije drugog slučaja

Slijedi prikaz rezultata za slučaj gdje je aksijalni zazor između statorskog i rotorskih kanala jednak 0,5 mm.

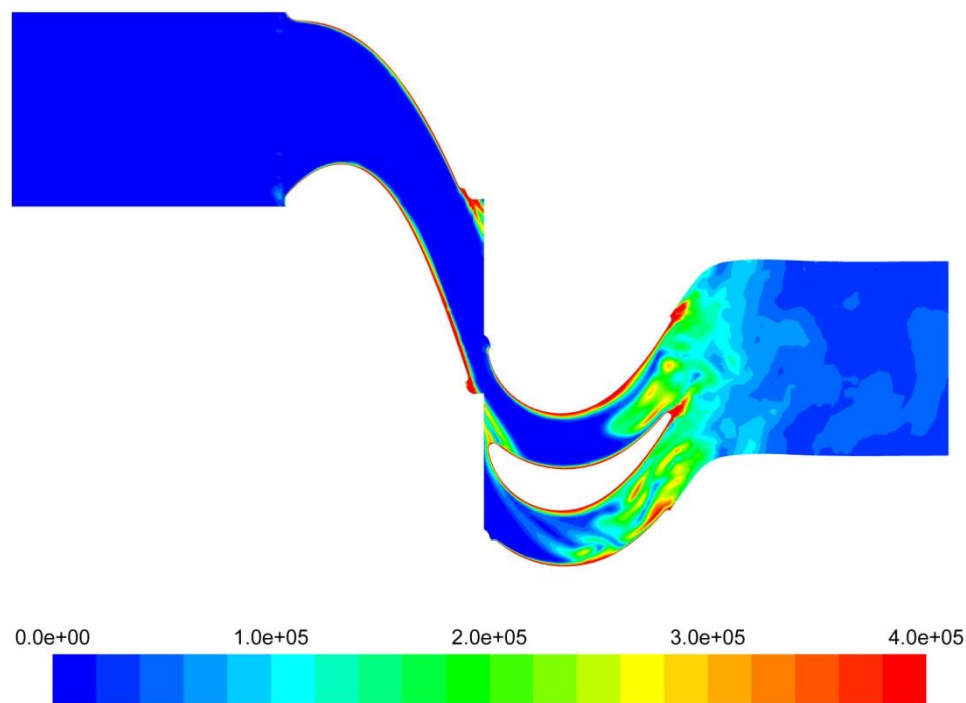


Slika 24. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija

[Slika 25] i [Slika 26] prikazuju polje tlaka i polje vrtložnosti. Kao u 2D analizi rezultata slika polja vrtložnosti je dobar pokazatelj kvalitete strujanja, gdje se može vidjeti zagušenost strujanja kroz rotorske kanale.



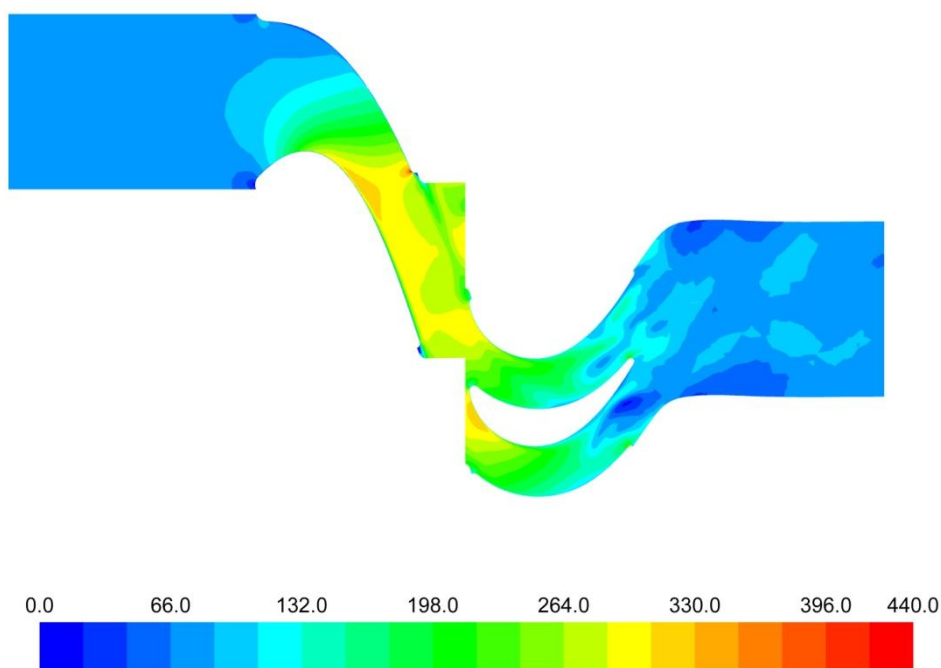
Slika 25. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija



Slika 26. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 0,5 mm – 3D simulacija

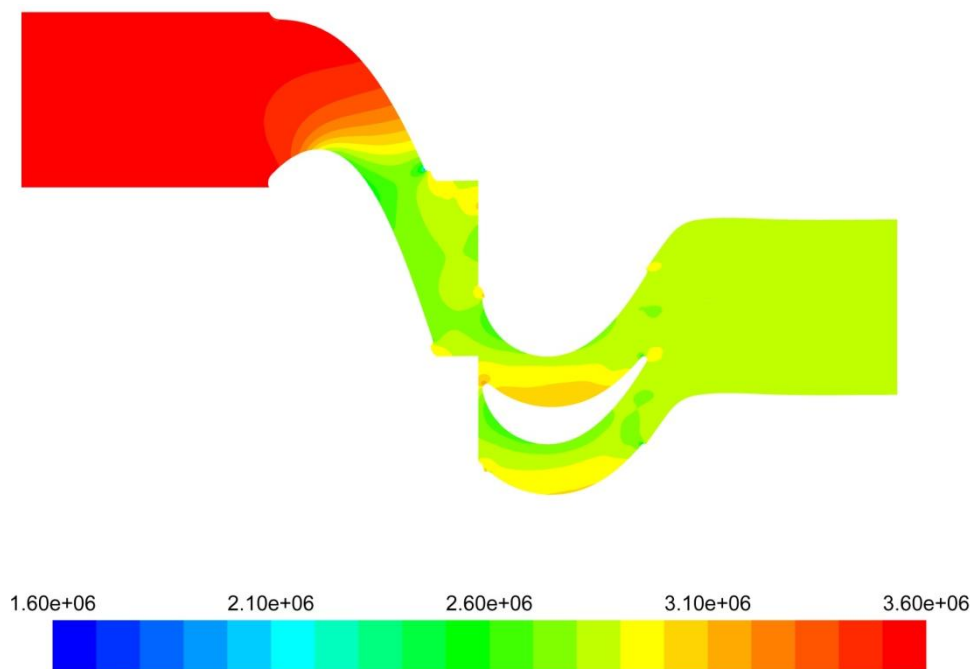
6.4. 3D rezultati numeričke simulacije trećeg slučaja

Slijedi prikaz rezultata za slučaj gdje je aksijalni zazor između statorskog i rotorskih kanala jednak 2 mm.

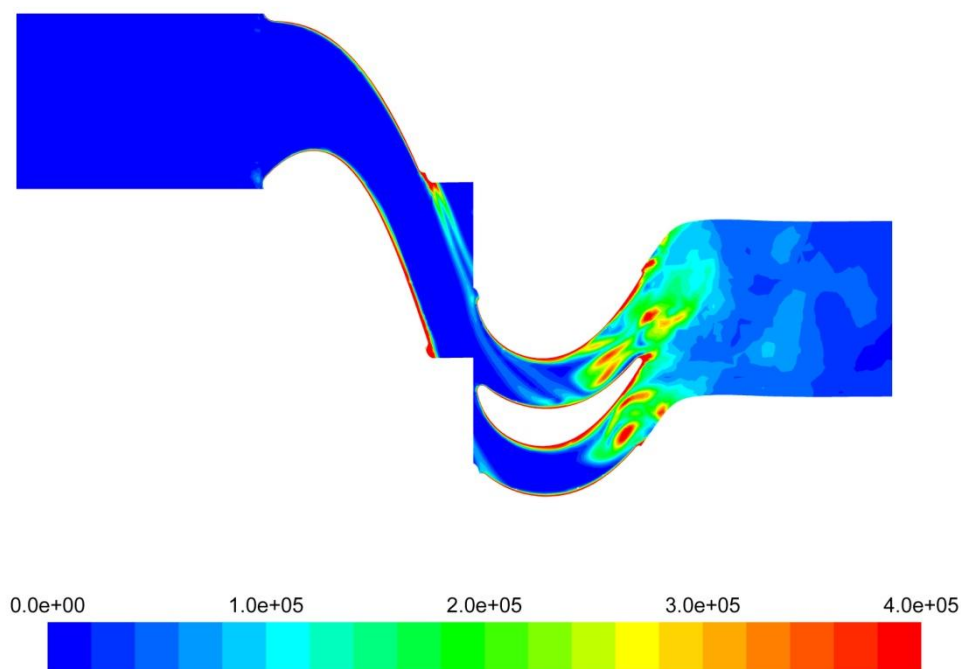


Slika 27. Polje brzine (m/s) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija

U poglavlju 6.5. dana je analiza rezultata svih 3D simulacija gdje je relevantna izlazna vrijednost totalne entalpije iz stupnja, izlazna brzina iz stupnja, slika polja vrtložnosti, te slika polja brzine za sva tri slučaja. [Slika 28] i [Slika 29] prikazuju polje tlaka i polje vrtložnosti slučaja gdje je aksijalni zazor između statorske i rotorske rešetke 2 mm.



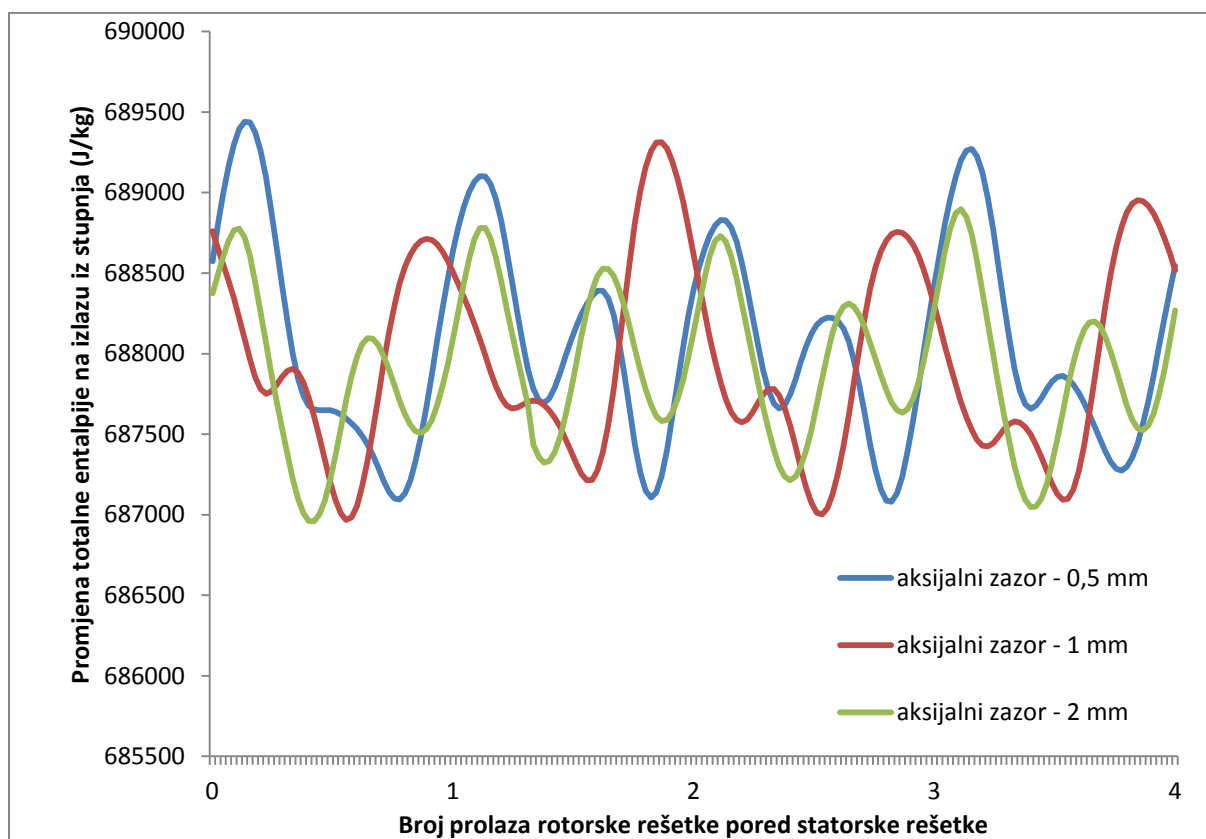
Slika 28. Polje tlaka (Pa) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija



Slika 29. Polje vrtložnosti (1/s) – aksijalni zazor 2 mm – 3D simulacija

6.5. Analiza rezultata 3D simulacija triju slučajeva

Poput 2D analize rezultata simulacije i ovdje je glavni orijentir za ocjenu kvalitete strujanja [5] koeficijent iskoristivosti koji je jednak omjeru razlike totalnih vrijednosti entalpija na ulazu i izlazu iz stupnja turbine i maksimalno mogućeg entalpijskog pada stupnja tj. izentropskog toplinskog pada stupnja prema izrazu (109). Za vrijeme trajanja simulacija sva tri slučaja zapisane su vrijednosti promjene totalne entalpije na izlazu iz stupnja. Kod 3D slučajeva vremenski korak je $2e^{-06}$ s dok je kod 2D slučajeva bio $1e^{-06}$ s što znači da je za jedan prolaz rotorske rešetke pored statorske rešetke potrebno 45 *time step*-ova. Kod 2D simulacije je broj *time step*-ova iznosio 90 ([Slika 17]). [Slika 30] prikazuje promjenu vrijednosti totalne entalpije na izlazu iz stupnja za 180 *time step*-ova što je ukupno četiri prolaza rotorske rešetke pored statorske rešetke.



Slika 30. Promjena totalne entalpije u vremenu – 3D simulacija

Osrednjene vrijednosti izlaznih entalpija za sva tri slučaja iznose:

$$\overline{h_{02,0.5mm}} = 688067,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\overline{h_{02,1mm}} = 687970,3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\overline{h_{02,2mm}} = 687930,2 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Uvrštavanjem gornjih vrijednosti u izraz (109) dobiva se vrijednost koeficijenta iskoristivosti za sva tri slučaja, te se na temelju njega bira optimalni aksijalni zazor prvog stupnja mini plinske turbine.

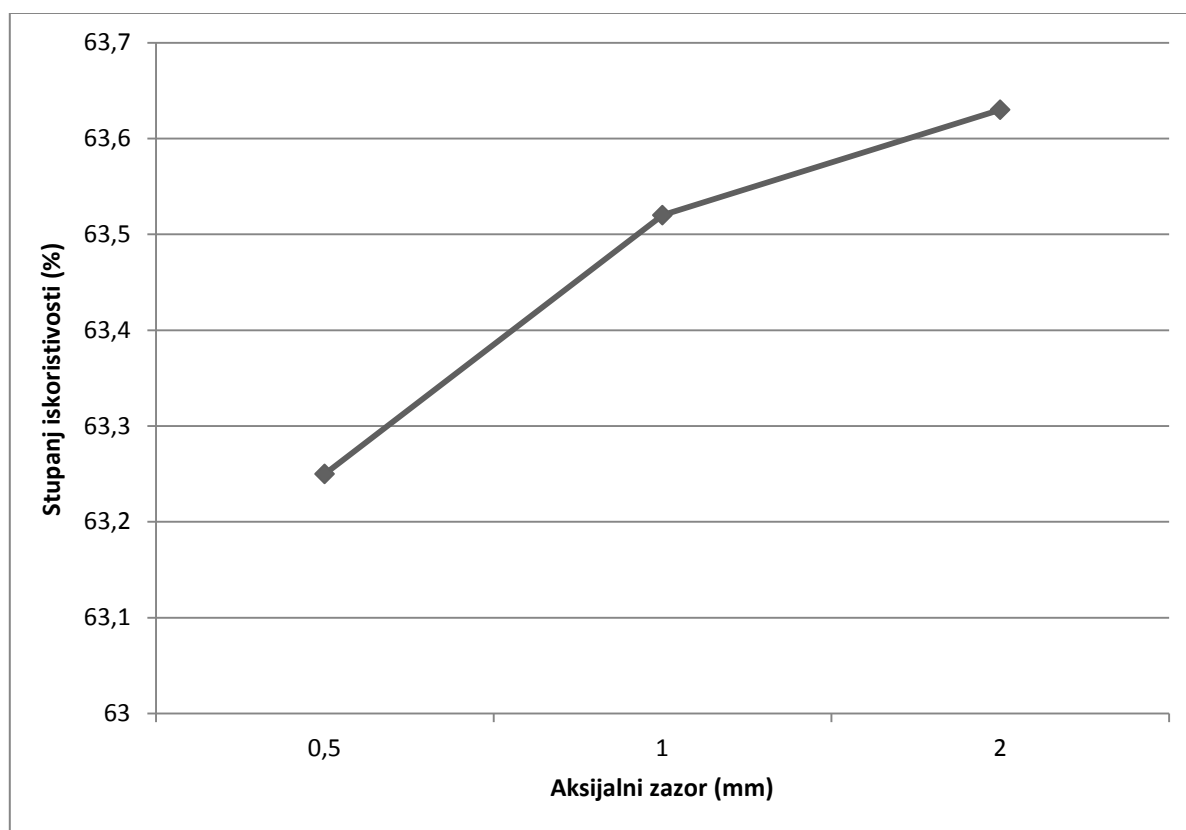
$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{0,5mm}}} = \frac{\overline{h_{00}} - \overline{h_{02,0.5mm}}}{\overline{h_{is}}} = \frac{711000 - 688067,7}{36255,7} = 63,25\%$$

$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{1mm}}} = \frac{\overline{h_{00}} - \overline{h_{02,1mm}}}{\overline{h_{is}}} = \frac{711000 - 687970,3}{36255,7} = 63,52\%$$

$$\overline{(\eta_{tt})_{t_{2mm}}} = \frac{\overline{h_{00}} - \overline{h_{02,2mm}}}{\overline{h_{is}}} = \frac{711000 - 687930,2}{36255,7} = 63,63\%$$

Iz gornjih izraza je vidljivo da izvedba stupnja s većim aksijalnim zazorom daje bolji koeficijent iskoristivosti.

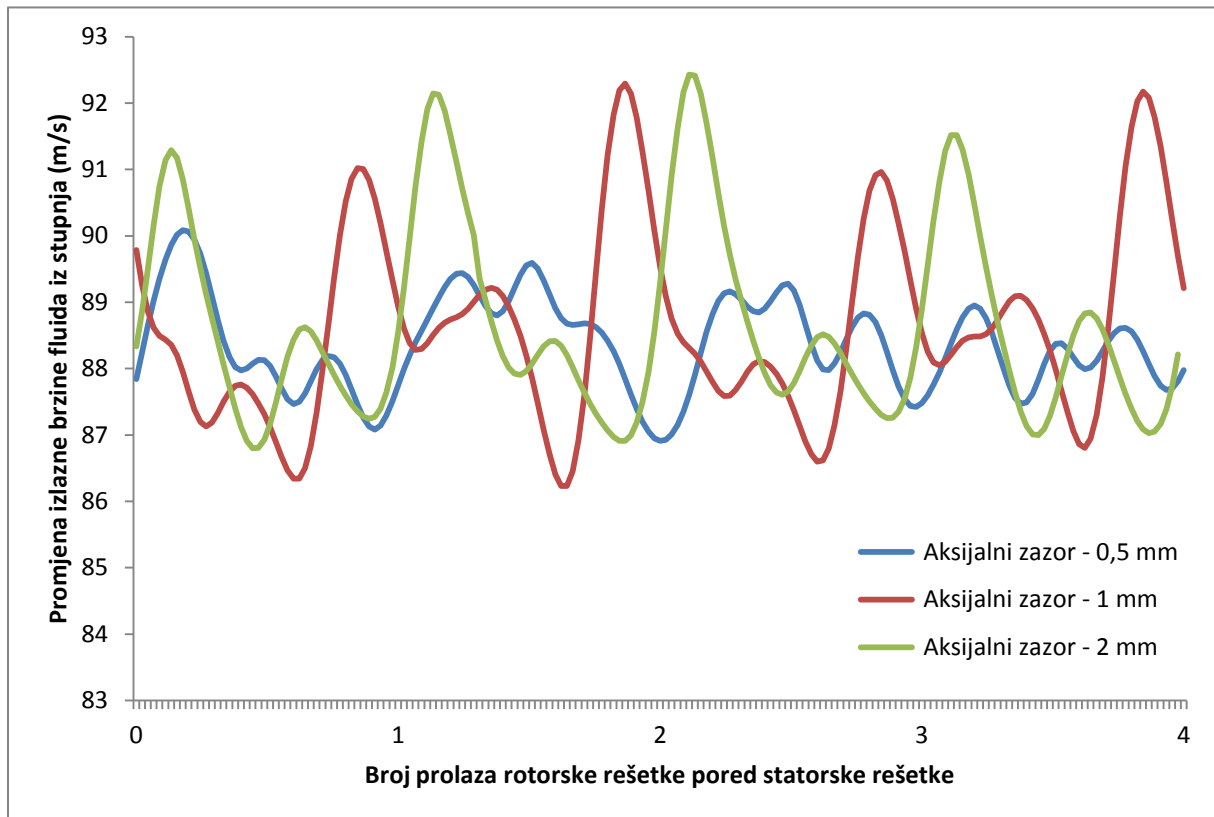
Na temelju gore dobivenih koeficijenata iskoristivosti za sva tri slučaja, [Slika 31] prikazuje promjenu stupnja iskoristivosti prvog stupnja mini plinske turbine s varijacijom aksijalnog zazora.



Slika 31. Promjena stupnja iskoristivosti varijacijom aksijalnog zazora

Iz [Slika 31] je vidljivo kako krivulja stupnja iskoristivosti brže raste s promjenom aksijalnog zazora sa 0,5 mm na 1 mm, dok kod promjene aksijalnog zazora sa 1 mm na 2 mm krivulja sporije raste. Može se zaključiti da bi daljnjim povećanjem aksijalnog zazora krivulja iskoristivosti sve sporije rasla, tako da bi nakon određene vrijednosti aksijalnog zazora nastala konstantna vrijednost iskoristivosti stupnja mini plinske turbine.

Uz praćenje promjene izlazne totalne entalpije prvog stupnja mini plinske turbine, praćena je i izlazna brzina fluida iz stupnja. [Slika 32] prikazuje promjenu vrijednosti izlazne brzine fluida iz prvog stupnja mini plinske turbine za 180 vremenskih koraka, što je ukupno četiri prolaza rotorske rešetke pored statorske rešetke.



Slika 32. Promjena izlazne brzine u vremenu – 3D simulacija

Osrednjavanjem vrijednosti pojedinih slučajeva sa [Slika 32] dobivaju se sljedeće vrijednosti:

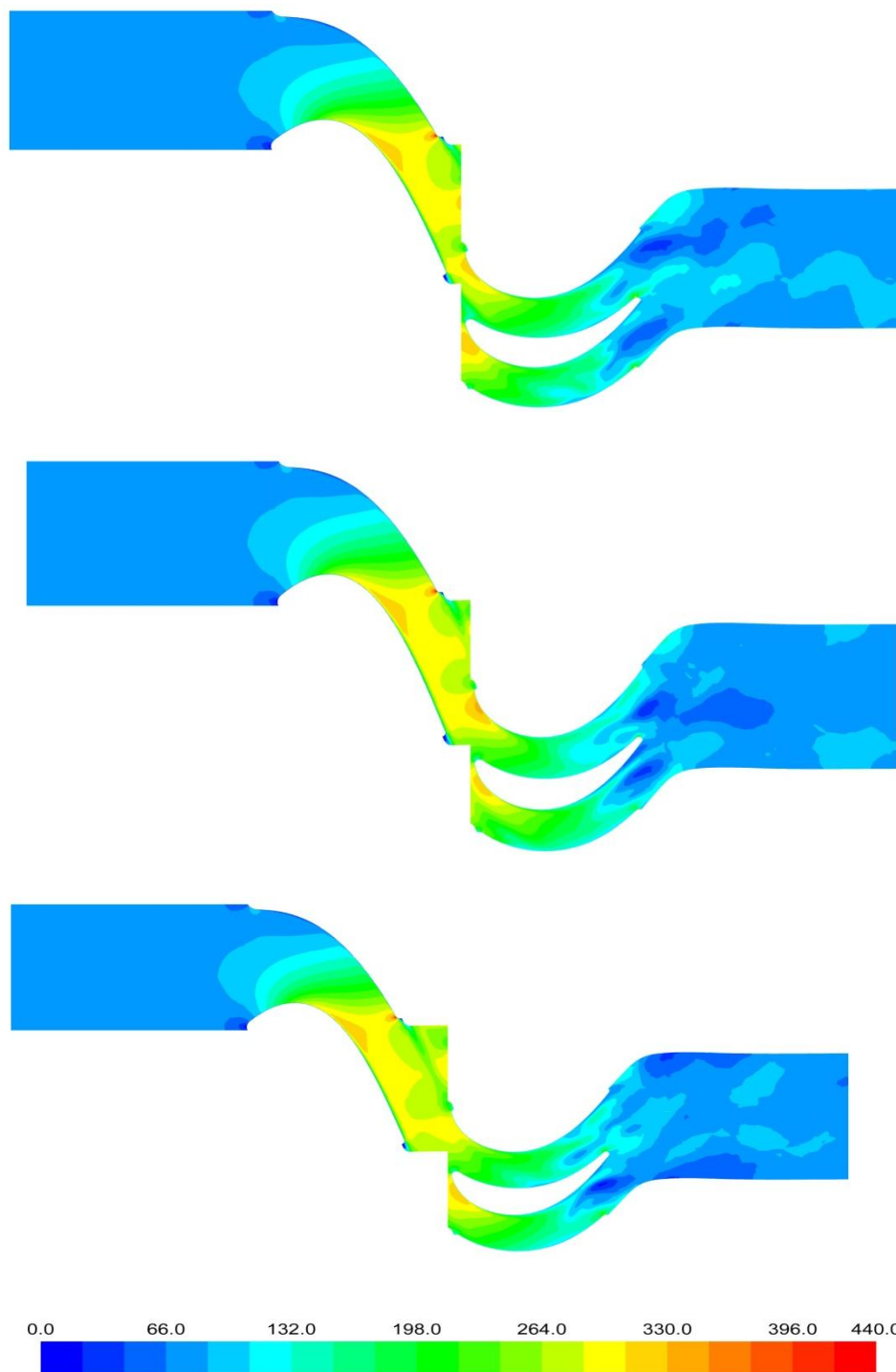
$$\bar{c}_{2,0,5mm} = 88,37 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\bar{c}_{2,1mm} = 88,65 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\bar{c}_{2,2mm} = 88,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

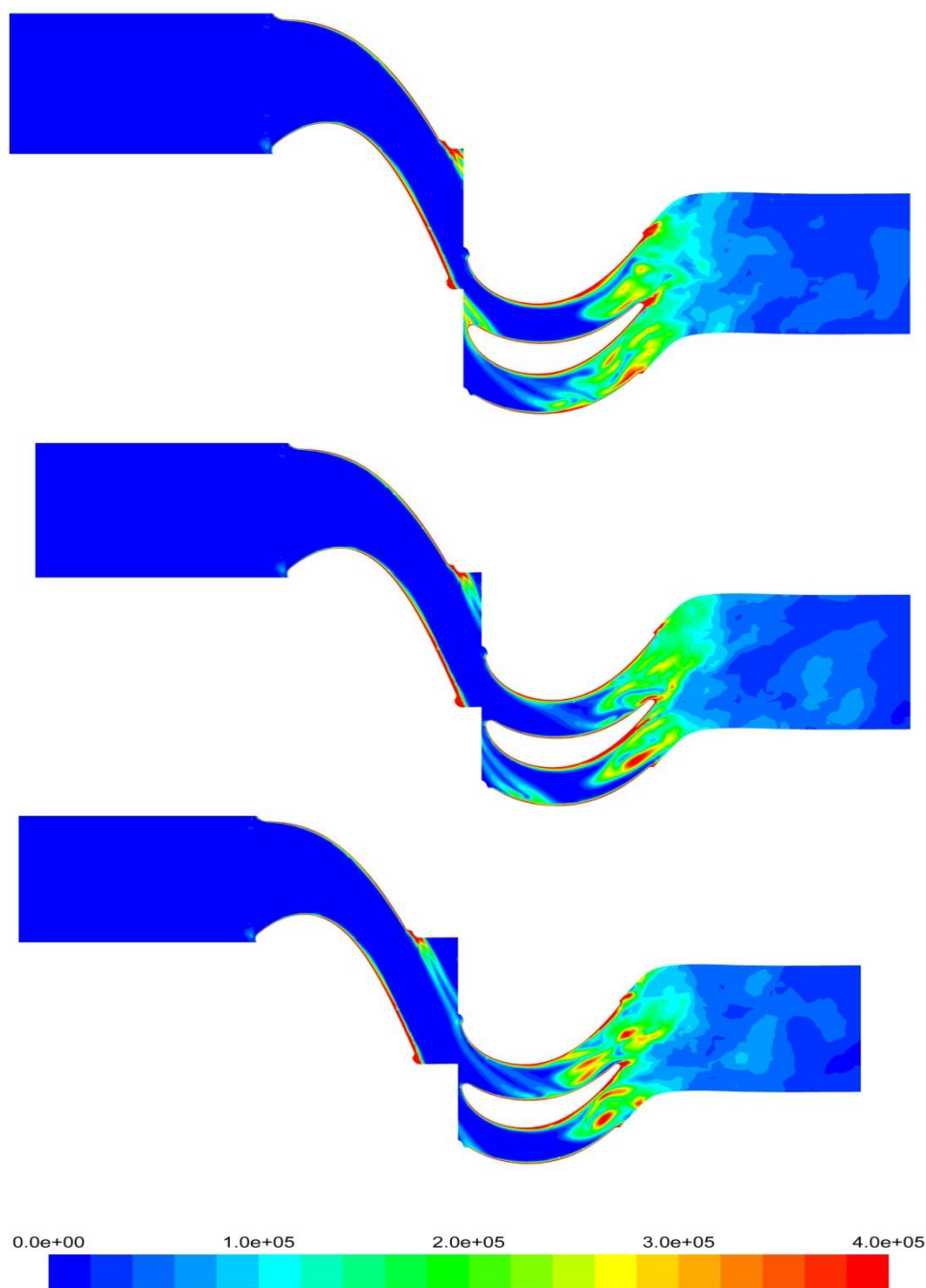
Iz gornjih osrednjenih vrijednosti se vidi da sa povećanjem aksijalnog zazora dolazi do povećanja izlazne brzine iz stupnja. Također, treba naglasiti da izlazna brzina iz prvog stupnja mini plinske turbine prema termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu iznosi 86,1 m/s. [Slika 33] prikazuje polja brzine za sva tri slučaja, gdje se može puno bolje vidjeti utjecaj

varijacije aksijalnog zazorom na polje brzine 3D slučajeva. Polja brzine su prikazana redom od slučaja s aksijalnim zazorom 0,5 mm (gornji dio slike) do slučaja s aksijalnim zazorom 2 mm (donji dio slike).



Slika 33. Usporedba polja brzine za sva tri slučaja (m/s) – 3D simulacija

[Slika 34] prikazuje polja vrtložnosti za sva tri slučaja, gdje se može puno bolje vidjeti utjecaj varijacije aksijalnog zazora na kvalitetu strujanja fluida u prvom stupnju mini plinske turbine. Polja vrtložnosti su prikazani redom od slučaja s aksijalnim zazorom od 0,5 mm (gornji dio slike) do slučaja s aksijalnim zazorom 2 mm (donji dio slike).



Slika 34. Usporedba polja vrtložnosti za sva tri slučaja (1/s) – 3D simulacija

7. ZAKLJUČAK

U okviru diplomskog rada dan je postupak konstruiranja mini plinske turbine koja služi za redukciju tlaka u svrhu smanjenja gubitaka pri prijelazu sa magistralnog na komunalni plinovod. Kako današnje stanje razvoja mini plinskih turbina ne osigurava optimalnu pretvorbu energije, izvršena je analiza gubitaka energije unutar prvog stupnja mini plinske turbine numeričkim putem. Treba naglasiti da zbog najmanjih dimenzija (u odnosu na ostale stupnjeve mini plinske turbine – [Tablica 5]), odnosno najvećeg utjecaja graničnog sloja na gornjoj i donjoj cilindričnoj površini je upravo i odabran prvi stupanj mini turbine. Iz rezultata numeričke simulacije se može zaključiti da je od tri promatrana aksijalna zazora (0,5 mm, 1 mm i 2 mm) najpovoljniji onaj od 2 mm. Isto tako se može zaključiti da daljnje povećanje aksijalnog zazora iznad 2 mm neće rezultirati sa značajnijim povećanjem iskoristivosti. Često u praksi zbog zahtjeva za što manjim dimenzijama turbostrojeva dolazi do zanemarivanja kvalitete strujanja fluida unutar turbostrojeva te samim time do povećanja gubitaka u njima. Ako se naglasak stavi na što veću iskoristivost turbostrojeva nužno je provesti daljnja numerička istraživanja u ovome području strojarstva, te na najbolji mogući način pronaći kompromis između stupnja iskoristivosti, dimenzija, te ekonomske isplativosti turbostroja.

PRILOZI

- I. Tehnička dokumentacija
- II. DVD – R disc

LITERATURA

- [1] Barić, Emil: Diplomski rad, Sveučilište u Zagrebu – Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
- [2] Tuković, Željko: Magistarski rad, Sveučilište u Zagrebu – Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2001.
- [3] I. Džijan: RAČUNALNA DINAMIKA FLUIDA, Zagreb, 2010.
- [4] Gugau, Marc: Doktorski rad, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2004.
- [5] B. Matijašević: Podloge za pripremanja ispita iz kolegija TURBOSTROJEVI 1
- [6] H. Cohen, G. F. C. Rogers, H. I. H. Saravanamuttoo: Gas turbine theory, London, 1972.
- [7] S. Švaić, D. Vranić: Monografija „Aparati“, Zagreb, 1993.
- [8] M. E. Dejc, B. M. Trojanovski: Untersuchung und Berechnung axialer Turbinenstufen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1973.