

Numeričko modeliranje strujanja u maloj aksijalnoj turbini organskoga Rankineovoga ciklusa s parcijalnim privodom

Klun, Mario

Doctoral thesis / Disertacija

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:542654>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-18**

Repository / Repozitorij:

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





Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mario Klun

**NUMERIČKO MODELIRANJE
STRUJANJA U MALOJ AKSIJALNOJ
TURBINI ORGANSKOGA
RANKINEOVOGA CIKLUSA S
PARCIJALNIM PRIVODOM**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2022.



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mario Klun

**NUMERIČKO MODELIRANJE
STRUJANJA U MALOJ AKSIJALNOJ
TURBINI ORGANSKOGA
RANKINEOVOGA CIKLUSA S
PARCIJALNIM PRIVODOM**

DOKTORSKI RAD

Mentor:
prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Zagreb, 2022.



University of Zagreb
Faculty of Mechanical Engineering and Naval
Architecture

Mario Klun

**NUMERICAL MODELING OF THE FLOW
IN AN ORGANIC RANKINE CYCLE
SMALL AXIAL TURBINE WITH
PARTIAL ADMISSION**

DOCTORAL DISSERTATION

Supervisor:
prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Zagreb, 2022.

BIBLIOGRAFSKI PODACI

UDK: 519.6:621.165

Ključne riječi: organski Rankineov ciklus (ORC); otpadna toplina; mala aksijalna turbina; parcijalni privod; numeričko modeliranje strujanja

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarsstvo

Institucija: Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mentor: Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Broj stranica: 215

Broj slika: 74

Broj tablica: 16

Broj referenci: 211

Datum obrane: 05.05.2022.

Članovi povjerenstva za ocjenu i obranu doktorskog rada:

Prof. dr. sc. – Željko Tuković – predsjednik

Prof. dr. sc. – Predrag Rašković – član

Prof. dr. sc. – Igor Sutlović - član

Arhiva: Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAHVALA

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

Prije svega, posebno se zahvaljujem svom mentoru, prof. dr. sc. Zvonimiru Guzoviću na pruženoj prilici, razumijevanju, stručnoj pomoći i vrijednim savjetima. Zahvaljujem članovima povjerenstva za ocjenu i obranu doktorskog rada, prof. dr. sc. Željku Tukoviću, prof. dr. sc. Predragu Raškoviću i prof. dr. sc. Igoru Sutloviću na uloženom vremenu i trudu. Zahvaljujem se i svim dragim kolegama sa Zavoda za energetska postrojenja, energetiku i okoliš, posebice dr.sc. Stanislavu Svidereku na vrijednim razgovorima, stručnoj pomoći i ugodnoj atmosferi.

Najveće hvala mojoj dragoj supruzi Ružici i kćerkama Noemi i Ani te roditeljima Mariji i Branimiru na bezuvjetnoj ljubavi i podršci.

Mario Klun, 12.04.2022.

SADRŽAJ RADA:

<i>SADRŽAJ</i>	<i>VI</i>
<i>POPIS SLIKA</i>	<i>VIII</i>
<i>POPIS TABLICA</i>	<i>XII</i>
<i>NOMENKLATURA</i>	<i>XIII</i>
<i>SAŽETAK</i>	<i>XIX</i>
<i>EXTENDED ABSTRACT</i>	<i>XXI</i>
1. POGLAVLJE: UVOD	1
2. POGLAVLJE: TEORIJSKE OSNOVE ORGANSKOG RANKINEOVOG CIKLUSA	6
2.1. Posebnosti organskog Rankineovog ciklusa	6
2.2. Komponente ORC postrojenja	11
2.3. Moguće konfiguracije ORC postrojenja	17
2.4. Odabir radnog fluida	25
2.5. Područja primjene ORC-a	45
2.6. Termodinamičke osnove	56
3. POGLAVLJE: EKSPANDERI U ORGANSKOM RANKINEOVOM CIKLUSU	63
3.1. Turbeksponderi	65
3.2. Volumni ekspanderi	70
3.2.1. Vijčani ekspander	70
3.2.2. Spiralni ekspander	73
3.2.3. Klipni ekspander	75
3.2.4. Lamelni ekspander	79
3.3. Ejektor	80
3.4. Ograničenja na rad ekspandera	81
4. POGLAVLJE: POSTROJENJE U KOJEM RADI INOVATIVNA MALA ORC TURBINA	86
4.1. Iskorištavanje otpadne topline MUI	87
4.2. Moguće sheme ORC-a kod iskorištavanja otpadne topline MUI.....	93
4.3. Prijedlog i proračun sheme ORC postrojenja u kojem radi inovativna turbina.....	97
5. POGLAVLJE: PRIKAZ DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA STRUJANJA U AKSIJALNIM ORC TURBINAMA	102

6. POGLAVLJE: MALA INOVATIVNA AKSIJALNA ORC TURBINA	111
6.1. 2D preliminarni proračun po srednjem promjeru	114
6.2. Konstrukcija profila statorskih i rotorskih lopatica	123
6.3. 3D CFD simulacije	128
6.3.1. Modeliranje i generiranje mreže kontrolnih volumena statorskih i rotorskih rešetki	130
6.3.2. 3D CFD simulacije statorskih i rotorskih rešetki	132
6.3.3. Modeliranje i generiranje mreže kontrolnih volumena cjelokupnog protočnog dijela turbine	136
6.3.4. 3D CFD simulacije cjelokupnog protočnog dijela turbine	138
6.4. CFD verifikacija	151
7. POGLAVLJE: UTJECAJ GEOMETRIJSKIH PARAMETARA NA STRUJNE KARAKTERISTIKE MALE ORC TURBINE	153
7.1. Opis pojedinih varijanti	153
7.2. Usporedba tlakova	157
7.3. Usporedba entropija	163
7.4. Usporedba Machovih brojeva.....	170
7.5. Usporedba brzine zvuka.....	176
7.6. Usporedba statičke temperature.....	182
7.7. Komentar rezultata.....	188
8. POGLAVLJE: ZAKLJUČAK	189
9. POGLAVLJE: LITERATURA	191
ŽIVOTOPIS	215

POPIS SLIKA

Slika 1. Jednostavno ORC postrojenje: a) toplinska shema; b) prikaz u $T-s$ dijagramu	7
Slika 2. $T-s$ dijagram za vodu i različite tipične fluide koji se koriste kod ORC-a	8
Slika 3. Područja primjene pojedinih tipova ekspandra [33]	12
Slika 4. Izmjenjivač topline kod ORC-a („shell in tube“) [32]	13
Slika 5. Shematski prikaz Turbodeneove napredne konfiguracije turbina-rekuperator-kondenzator [33]	14
Slika 6. BWR kao funkcija temperature isparavanja za različite fluide [33]	15
Slika 7. Konfiguracija ciklusa postrojenja s jednom razinom tlaka i rekuperacijom [2]	18
Slika 8. Temperatura-toplina ($T-Q$) i temperatura-specifična entalpija ($T-s$) dijagram za blago pregrijani podkritični ciklus kod kojeg je radni fluid pentan [2]	19
Slika 9. $T-Q$ i $T-s$ dijagrame za nadkritični ciklus u kojem je radni fluid R134a [2]	20
Slika 10. Tri različite konfiguracije postrojenja s dvije razine tlaka [2]	22
Slika 11. $T-Q$ za ciklus s dvije razine tlaka, $T-s$ dijagrami za dva ciklusa koji se razlikuju po rasporedu turbina (pentan radni fluid) [2]	23
Slika 12. $T-s$ dijagram za vlažni (a), izentropski (b) i suhi (c) fluid [38]	26
Slika 13. Odabir optimalnih radnih fluida koji odgovaraju razini temperature izvora topline [65]	38
Slika 14- $T-q$ dijagram za mješavine različitih sastava [38]	40
Slika 15. Toplinska shema binarne geotermalne elektrane s ORC-om [77]	46
Slika 16. Shematski prikaz solarnog ORC-a [77]	47
Slika 17. Princip rada solarne pond ORC elektrane [77]	49
Slika 18. Princip rada solarnog ORC-RO desalinizacijskog postrojenja [77]	50
Slika 19. Shematski prikaz ORC postrojenja na biomasu [77]	51
Slika 20. Shema zatvorenog OTEC -a [77]	56
Slika 21. Turbina binarnog ciklusa	57
Slika 22. Kondenzator s vodom kao rashladnim medijem	57
Slika 23. Napojna pumpa	58
Slika 24. Predgrijač i isparivač	59
Slika 25. $T - q$ dijagram za predgrijač i isparivač	60
Slika 26. Različiti tipovi ekspandera korištenih kod ORC-a	63

Slika 27. Različiti tipovi turbina kod ORC-a (a) jednostupanjska aksijalna turbina; (b) dvostupanjska aksijalna turbina; (c) radijalno-aksijalna turbina; (d) radijalna turbina	66
Slika 28. Model radijalne turbine [124]	70
Slika 29. Vijčani kompresor s jednim (a) i dva (b) vijka [124]	71
Slika 30. Lysholmov vijčani ekspander [123]	72
Slika 31. Fiksna i rotirajuća spirala spiralnog ekspandera [124]	74
Slika 32. Gerotor ekspander: 1 – usis, 2 – ekspanzija [124]	77
Slika 33. Ekspander s kotrljajućim klipom [124]	77
Slika 34. Lamelni ekspander [124]	80
Slika 35. Struktura ejektora [124]	81
Slika 36. Energetska i eksergetska iskoristivost MUI [142]	86
Slika 37. Shema bioplinskog postrojenja s MUI [160]	89
Slika 38. T - Q dijagram isparivača ORC-a koji koristi toplinu ispušnih plinova izgaranja [166]	93
Slika 39. Moguće sheme ORC za iskorištavanje otpadne topline MUI [166]	95
Slika 40. Uzdužni presjek (lijevo) i pogled (desno) DEUTZ motora s unutarnjim izgaranjem – tip ETW 540 BG-CO- TCG 2016 V12 [190]	98
Slika 41. Motor s unutarnjim izgaranjem tipa ICE DEUTZ TCG 2016 V12 s ORC-em kao donjim ciklusom na ispušne plinove izgaranja	100
Slika 42. 3D geometrija aksijalnog turbinskog stupnja (lijevo) i radijalnog centrifugalnog stupnja (desno) iz rada [192]	103
Slika 43. Diskretizirani kanali aksijalne turbine (lijevo) i radijalne turbine (desno) iz rada [193]	104
Slika 44. Geometrijski model aksijalne turbine i diskretizirana statorska rešetka iz rada [194]	105
Slika 45. 3 D geometrijski model aksijalne dvostupanjske turbine [195]	105
Slika 46. Linije relativnih Machovih brojeva na srednjem promjeru za projektne uvjete [196]	106
Slika 47. Računalni model turbine (a) i diskretizirana računalna domena iz rada [197]	107
Slika 48. 3 D modeli tipova turbina iz rada [199]	108
Slika 49. Konture Machovog broja nadzvučnih statorskih rešetki iz rada [200]	109
Slika 50. 3 D geometrijski model aksijalne turbine s dva (lijevo) i tri stupnja (desno) iz rada [201]	110

Slika 51. Blok dijagram procesa konstruiranja male inovativne turbine	114
Slika 52. Geometrijske karakteristike aksijalnog turbinskog stupnja:	115
a) uzdužni presjek i pogled na statorske lopatice;	
b) 2D statorska i rotorska rešetki s odgovarajućim trokutima brzina	
Slika 53. Uzdužni presjek inovativne male aksijalne organske turbine	123
Slika 54. 3D model inovativne male aksijalne organske turbine	123
Slika 55. Geometrijski parametri rešetke potrebni za konstrukciju profila lopatica	124
Slika 56. Nestandardni aerodinamski idealni profil statorskih i rotorskih lopatice posljednjeg stupnja konstruirani analitičkom metodom	127
Slika 57. Odnos rezidualnih vrijednosti i iteracija	129
Slika 58. Diskretizacija statorske (a) i rotorske (b) rešetke posljednjeg turbinskog stupnja	131
Slika 59. Rezultati simulacija strujanja u statorskoj rešetci posljednjeg turbinskog stupnja – raspodjele: apsolutne brzine u m/s (a); apsolutnog tlaka u Pa (b); statičke temperature u K (c) i veličine y^+ (d)	133
Slika 60. Rezultate simulacije strujanja u rotorskoj rešeci posljednjeg turbinskog stupnja – raspodjele: relativne brzine u m/s (a); apsolutnog tlaka u Pa (b); statičke temperature u K (c) i veličine y^+ (d)	135
Slika 61. 3D računalna domena cjelokupnog protočnog dijela turbine	136
Slika 62. Mreža kontrolnih volumena statorske rešetke prvog stupnja	137
Slika 63. Detalj mreže kontrolnih volumena graničnog sloja statora	137
Slika 64. Mreža kontrolnih volumena rotorske rešetke prvog stupnja turbine	138
Slika 65. Rezultati simulacija cjelokupnog protočnog dijela turbine – distribucije (prva slika je pogled u izometriji, a druga je pogled odozgo): tlaka u bar (a, b); Mach-ovog broja (c, d); razlike entropija u kJ/kgK (e, f); brzine zvuka u m/s (g, h); statičke temperature u °C (i, j); strujnice obojane konturama apsolutnog tlaka u bar (k, l, m, n)	145
Slika 66. Usporedba 2D preliminarnog proračuna i usrednjenih rezultata 3D CFD simulacija proračuna tlaka, Mach-ovog broja te statičke temperature na izlazu iz statorskih i rotorskih rešetki	149
Slika 67. Raspodjela Machovog broja rotorske rešetke prvog stupnja	149
Slika 68. Raspodjela Machovog broja rotorske rešetke prvog stupnja u području segmenta privođenja prvog statora	150
Slika 69. Lokalno nadzvučno strujanje u 7. stupnju turbine	151

Slika 70a-1. Raspodjele apsolutnog tlaka u bar za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki	163
Slika 71.a-1. Raspodjele entropije u kJ/kgK za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki	169
Slika 72.a-1. Raspodjele Machovih brojeva [-] za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki	175
Slika 73.a-1. Raspodjele brzine zvuka u m/s za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki	181
Slika 74.a-1. Raspodjele statičke temperature u °C za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki	187

POPIS TABLICA

Tablica 1. Prednosti Rankineovog ciklusa s organskim radnim fluidom (ORC-a) i Rankineovog ciklusa s vodenom parom [33]	10
Tablica 2. Čisti radni fluidi (jednokomponentni) za primjenu kod ORC-a [38]	34
Tablica 3. Preporučeni fluidi za različite primjene, uvjeti rada i pokazatelji uspješnosti [38]	36
Tablica 4. Radni fluidi ORC-a – zeotropne mješavine i tipovi ORC-a [38]	39
Tablica 5. Ograničenja na tlak isparavanja odn. kondenzacije [38]	41
Tablica 6. Praktična gornja i donja granica tlakova ciklusa [38]	42
Tablica 7. Usporedba različitih tipova geotermalnih elektrana [75]	45
Tablica 8. Izvori otpadne topline i temperaturna područja [77]	52
Tablica 9. Usporedba raznih tipova ekspandera korištenih u ORC sustavima [38, 128]	84
Tablica 10. Karakteristike MUI, marke DEUTZ - tip TCG 2016 V12 [190]	98
Tablica 11. Značajke izopentana	99
Tablica 12. Početni parametri za aero i termodinamički proračun turbine	120
Tablica 13. Rezultati aero i termodinamičkog proračuna turbine	121
Tablica 14. Proračun geometrijskih parametara potreban za konstrukciju profila statorskih i rotorskih lopatica (oznake vidjeti na slici 54)	124
Tablica 15. Nestandardni aerodinamski savršeni profili statorskih i rotorskih lopatica konstruirani pomoću originalnog softvera temeljenog na analitičkoj metodi	126
Tablica 16. Usporedba 3D CFD rezultata i rezultata 2D preliminarnog proračuna po srednjem promjeru	152
Tablica 17a-c. Usporedba različitih varijanti protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetke	156

NOMENKLATURA

Simbol	Jedinica	Opis
a	mm	Širina grla statorske (rotorske) rešetke
A_E	mm ²	Površina isparivača za izmjenu topline između dva fluida
B	mm	Širina statorskih odn. rotorskih lopatica
c_0	m/s	Apsolutna brzina pare na ulazu u stator
c_1	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
c_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja
c_{1t}	m/s	Teorijska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
\bar{c}_b	J/kg	Srednja specifična toplina geotermalne vode
c_F	m/s	Fiktivna brzina
c_{max}	mm	Maksimalna debljina profila statorske (rotorske) lopatice
c_p	kJ/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet pri konst. tlaku
d_m	mm	Srednji promjer
E_0	kJ/kg	Stvarna energija stupnja
E_{ev}	kJ/kg	Dio kinetičke energije koji se koristi u sljedećem stupnju
E_{res}	W	Maksimalna teorijska snaga dobivena iz sekundarnog fluida za stanje ležišta
F_1	mm ²	Izlazna površina lopatica statorske rešetke
F_2	mm ²	Izlazna površina rotorske rešetke
FOM	-	eng. <i>Figure of Merit</i> – vrijednost
G_k	-	Član turbulentne kinetičke energije i generirane disipacije (eng. <i>turbulent kinetic energies and dissipation generation terms</i>)
G_ω	-	Član turbulentne kinetičke energije i generirane disipacije (eng. <i>turbulent kinetic energies and dissipation generation terms</i>)
H	kJ	Entalpija
Δh_i	kJ/kg	Stvarni toplinski pad stupnja
Δh_{is}	kJ/kg	Idealni (izentropski) toplinski pad stupnja
Δh_l	-	Gubitak u stupnju
$\Delta h_{l,ev}$	kJ/kg	Gubitak zbog izlazne brzine iz stupnja
$\Delta h_{l,R}$	kJ/kg	Gubici u rotorskoj rešetki

$\Delta h_{l,s}$	kJ/kg	Gubici u statorskoj rešetki
$\Delta h_{R, is}$	kJ/kg	Idealni (izentropski) toplinski pad u rotorskoj rešetki
$\Delta h_{S, is}$	kJ/kg	Idealni (izentropski) toplinski pad u statorskoj rešetki
H_v	kJ/kg	Latentna toplina isparavanja
Ja	–	Jacobov broj
k_{ev}	–	Koeficijent iskorištenja kinetičke energije izlazne brzine iz stupnja
l	mm	Duljina tetive profila statorske (rotorske) rešetke
l_1	mm	Visina statorskih lopatica
l_2	mm	Visina rotorskih lopatica
Δl	mm	Prekrivanje između rotorskih i statorskih lopatica
\dot{m}	kg/s	Maseni protok
M_{1t}	–	Teorijski Machov broj na izlazu iz statorske rešetke
M_{2t}	–	Teorijski Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke
n	min ⁻¹	Brzina vrtnje
\vec{n}	N	Normalna sila na površinu
P_1	kW	Unutarnja snaga stupnja
p_0	Pa, bar	Tlak ispred statorske rešetke
p_1	Pa, bar	Tlak iza statorske rešetke
p_2	Pa, bar	Tlak iza rotorske rešetke
Q	W/m ²	Toplinski tok
q	W	Specifični toplinski tok
\dot{Q}_E	W	Izmijenjeni toplinski tok u isparivaču
\dot{Q}_{PH}	W	Izmijenjeni toplinski tok u predgrijaču
R_m	–	Reaktivnost na srednjem promjeru
r_1	°	Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica za korijeni odn. periferni presjek
r_2	°	Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica za korijeni odn. periferni presjek
s	kJ/(kgK)	Entropija
SP	–	Parametar veličine
S_k	–	Izvorski član $k-\omega$ modela turbulencije (eng. <i>source terms</i>)

S_ω	–	Izvorski član k - ω modela turbulencije (eng. <i>source terms</i>)
T_0	K	Temperatura okoliša
$\overline{t}_{\text{opt}}$	–	Relativni korak profila statorske (rotorske) rešetke
u	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
\bar{U}	W/m ²	Ukupni koeficijent prolaza topline
$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}}$	–	Optimalni omjer brzina
\dot{V}	m/s	Brzina
v_0	m ³ /kg	Specifični volumen ispred statorske rešetke
v_{1t}	m ³ /kg	Specifični volumen iza statorske rešetke
v_{2t}	m ³ /kg	Specifični volumen iza rotorske rešetke
VFR	-	Omjer izentropskih protoka
\dot{W}	kJ	Rad
w	kJ/kg	Specifični rad
w_1	m/s	Relativna brzina pare na ulasku u rotor
w_2	m/s	Relativna brzina pare na izlasku iz rotora
w_{2t}	m/s	Teorijska relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke
$x_{c_{\text{max}}}$	mm	Udaljenost središta maksimalne debljine profila statorskih (rotorskih) lopatica od ulaznog brida
y^+	–	Parametar
Y_k	–	Fluktuirajuća dilatacija kompresibilne turbulencije (eng. <i>fluctuating dilations of compressible turbulence</i>)
Y_ω	–	Fluktuirajuća dilatacija kompresibilne turbulencije (eng. <i>fluctuating dilations of compressible turbulence</i>)
z	–	Broj segmenata po kojima se privodi radni fluid

Grčka slova

Simbol	Jedinica	Opis
α_0	°	Kut ulaska pare u stator
α_1	°	Kut izlaska pare iz statora
α_2	m/s	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz turbinskog stupnja
$\alpha_1'(\beta_1')$	°	Ulazni kut profila statorskih (rotorskih) lopatica

$\alpha_1'(\beta_2')$	°	Izlazni kut profila statorskih (rotorskih) lopatica
β_1	°	Kut ulaska pare u rotor
β_2	°	Kut izlaska pare iz rotora
γ	–	Omjer specifičnih toplina
γ	°	Ugradbeni kut profila statorskih odn. rotorskih lopatica u rešetki
Γ_k	–	k - ω član efektivne difuzije (eng. <i>effective diffusivity terms</i>)
Γ_ω	–	k - ω član efektivne difuzije (eng. <i>effective diffusivity terms</i>)
Δ	–	Razlika veličina
δ	°	Kut otklona izlaznog brida profila
δ_r	mm	Veličina radijalnog zazora
ε	–	Efikasnost isparivača
ε	–	Stupanj parcijalnosti
εl_1	m	Fiktivna visina statorskih lopatica
ζ_w	–	Ventilacijski gubitak zbog parcijalnog privoda
ζ_{seg}	–	Gubitak na krajevima segmenata zbog parcijalnog privoda
ζ_{pr}	–	Gubitak propuštanja kroz međustupanjске labirintne brtve
η	–	Termodinamička iskoristivost
η_i	–	Unutarnja iskoristivost stupnja
η_u	–	Eksergijska iskoristivost
η_u	–	Iskoristivost na obodu kola
θ	°	Kut komore miješanja
κ	–	Specifični toplinski omjer
μ_1	–	Koeficijent protoka za statorsku rešetku
μ_2	–	Koeficijent protoka za rotorsku rešetku
ρ	kg/m ²	Gustoća
φ	–	Koeficijent brzine za statorsku rešetku
ψ	–	Koeficijent brzine za rotorsku rešetku
ω_1	°	Kut zaoštrenja ulaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica
ω_2	°	Kut zaoštrenja izlaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica

Skraćenice

Skraćenica	Značenje
ALT	<i>eng. Atmospheric Life Time</i> – atmosferski životni vijek
BWR	<i>eng. Back Work Ratio</i> – omjer radova
CFC	<i>eng. Complete Flash Cycle</i> – ciklus s potpunim isparavanjem
CFD	<i>eng. Computational Fluid Dynamics</i> – računalna dinamika fluida
CP	<i>eng. Condensate Pump</i> – pumpa kondezata
DES	<i>eng. Distributed Energy Sources</i> – distribuirani izvori energije
EU	Europska Unija
GWP	<i>eng. Global Warming Potential</i> – potencijal globalnog zatopljanja
HPP	<i>eng. High Pressure Pump</i> – pumpa visokog tlaka
I-OTECs	<i>eng. Integrated Ocean Thermal Energy Conversion System</i> – Integrirani sustav za pretvorbu toplinske energija oceana i mora
ISP	Isparivač
<i>k-ω SST</i>	<i>eng. k-ω Shear Stress Transport</i> model turbulencije
LMTD	Srednja logaritamska temperaturna razlika
MSF	Višestupna tehnologija s isparavanjem
MUI	Motor s unutarnjim izgaranjem
NSPH	<i>eng. Net Positive Suction Head</i>
ODP	<i>eng. Ozon Depletion Potential</i> – potencijal osiromašavanja ozona
ORC	Organski Rankineov ciklus
OTEC	<i>eng. Ocean Thermal Eenergy Conversion</i> – sustav za pretvorbu topline oceana i mora
PP	<i>eng. Pinch Point</i> – mjesto u izmjenjivaču topline gdje je temperaturna razlika između geotermalnog i radnog fluida najmanja
PRED	Predgrijač
PrHE, PH	<i>eng. Primary Heat Exchanger</i> – primarni izmjenjivač topline
RANS jednadžbe	<i>eng. Reynolds-averaged Navier–Stokes equations</i> – Navier-Stokesove jednadžbe osrednjene po Reynoldsu
RES	<i>eng. Renewable Energy Sources</i> – obnovljivi izvori energije
RMS	Vrijednost reziduala
RO	Reverzna osmoza

Ro 2D	Rezultati 2D PP rotorskih rešetaka
Ro Sim	Rezultati 3D CFD simulacije rotorskih rešetaka
SPGS	Solarni pond s gradijentom soli
SPORC	<i>eng. Solar Pont ORC</i> – solarna pond ORC (elektrana)
St Sim	Rezultati 3D CFD simulacije statorskih rešetaka
St 2D	Rezultati 2D PP statorskih rešetaka
WHR	<i>eng. Waste Heat Recovery</i> – iskorištavanje otpadne topline
2D PP	2D preliminarni proračun
3D CFD	<i>eng. 3D Computational Fluid Dynamics</i> – 3D računalna dinamika fluida

SAŽETAK

U skladu s najnovijim aktivnostima u EU može se zaključiti da prethodno prihvaćene strateške odrednice EU energetske politike koje se očituju u smanjenju emisija stakleničkih plinova, iskorištavanju obnovljivih energetske izvora i otpadne topline, poboljšanju energetske učinkovitosti kako u industriji tako i u zgradarstvu, ne samo da se nastavljaju već i intenziviraju. Ključne aktivnosti su definirane u Energy Road Map 2050. Jedno je sigurno: EU legislativa jasno definira put razvoja energetske postrojenja temeljenih na obnovljivim energetske izvorima, posebice mikro/malih/srednjih snaga (1-10-5000 kW) za distribuiranu proizvodnju (*eng.* distributed production) električne energije ali istovremeno i toplinske energije u kombi postrojenjima (*eng.* cogeneration power system). U tom kontekstu je značajno stimulirati proizvođače koji su istovremeno i potrošači energije (*eng.* prosumers), tj. milione malih investitora koji proizvode energiju za vlastite potrebe u svojim mikro i malim postrojenjima (*eng.* micro and small scale power system), prodavajući pri tome višak energije u centralnu mrežu. Sumirajući prethodna razmatranja može se zaključiti da distribuirana proizvodnja energije temeljena na obnovljivim energetske izvorima (DES/RES), mikro mreže (*eng.* micro grids) te napredne mreže (*eng.* smart grid) s primjenom naprednih digitalnih tehnologija kao „digitalnog oblaka“ (*eng.* digital cloud) bit će ključni element energetske politike u EU u bliskoj budućnosti. To znači da hibridni sustavi koji integriraju solarnu i geotermalnu energiju, energiju biomase i vjetra, otpadnu toplinu, dizalice topline i skladištenje energije kod energetski plus zgrada, radeći u naprednim mrežama su izazov koji stoji pred nama. Pošto su solarna, geotermalna i energija iz biomase, te otpadna toplina pretežito nisko i srednjetemperaturni energetski izvori (do 350 °C) za proizvodnju mehaničke energije odn. električne energije a kod kogeneracijskih postrojenja i toplinske energije, u Rankineovom ciklusu vodu odn. vodenu paru kao radni fluid potrebno je zamijeniti s lakohlapljivim organskim fluidom pa imamo organski Rankineov ciklus (*eng.* Organic Rankine Cycle – ORC). Zbog niske temperaturne razine ORC ima relativno nisku termodinamičku iskoristivost pa je veoma bitna iskoristivost pojedinih komponenti, pumpe, isparivača, kondenzatora, a posebno je kritičan ekspander koji proizvodi mehanički rad. Kao ekspanderi se koriste turboekspanderi i volumni ekspanderi. Volumni ekspanderi su vijčani, pužni, spiralni, klipni i s rotirajućim krilcima, dok su turboekspanderi radijalna i aksijalna turbina. Treba napomenuti da se radijalne turbine znatno više koriste od aksijalnih. U ovoj doktorskoj disertaciji u središtu istraživanja je inovativna, aksijalna, višestupanjska turbina

male snage (50 kW). Provođit će se numeričke simulacije strujanja na različitim geometrijama strujnog aparata turbine kako bi se utvrdio utjecaj geometrijskih parametara (parcijalnosti privoda, koraka i širine statorskih i rotorskih rešetki, itd.) na strujne karakteristike odn. unutarnju (izentropsku) iskoristivost turbine. Dobivene spoznaje rezultirat će preporukama za konstruiranje mikro i aksijalnih turbina malih snaga za primjenu u postrojenjima s ORC-om, čija će iskoristivost biti jednaka ili veća od radijalnih turbina. Imajući istovremeno u vidu nove tehnologije izrade (3D printanje) to će doprinijeti širem korištenju aksijalnih turbina.

Ključne riječi:

Organski Rankineov ciklus (ORC); otpadna toplina; mala aksijalna turbina; parcijalni privod; numeričko modeliranje strujanja

EXTENDED ABSTRACT

The energy crisis is a challenge for sustainable development. It is caused by the reduction in fossil fuel reserves and significant fluctuations in fuel prices, which are frequently caused by geopolitics and environmental issues (increasing global warming caused by greenhouse gases, air pollution caused by various pollutants, ozone layer damage, acid rains, etc.) because of the rapid consumption of fossil fuels. Low- and medium-temperature heat sources, such as renewables (solar, geothermal, biomass, and ocean thermal energy) as well as waste heat from various industrial plants and processes (such as petrochemical plants, gas turbines, and internal combustion engines (ICEs)), are widely available worldwide.

The organic Rankine cycle (ORC) can play an important role in utilizing these heat resources, which is similar to a steam Rankine cycles but uses an organic fluid. The ORC working fluid is very important because it affects the efficiency, operating conditions, economic viability, and environmental efficiency of the entire system. Therefore, the selection of a suitable working fluid has been the objective of many investigations. After 40 years of development, the ORC has proven to be a reliable and adaptable technology in many applications for renewable energy source conversion and waste heat utilization.

The key component of the ORC is the expander, which is available in different types: volumetric (piston, scroll, and screw) and turboexpanders (axial and radial inflow and outflow turbines). Axial turbines are not receiving much attention as an option for expanders in small ORCs. Hence, this study focuses on the design of an innovative small-scale, multistage, axial turbine in an ORBC (Organic Rankine Bottoming Cycle) for ICE (Internal Combustion Engine) waste heat utilization, which is competitive with volumetric expanders in terms of efficiency. The high rotational speed of axial turbines, which is their most criticized characteristic, is overcome by using partial admission.

The main aim of this research is to develop an innovative small axial action–reaction multistage turbine with partial admission intended for an ORC. It is known from the turbine theory that the rotational speed has a positive effect on the expansion ratio and a negative effect on the height of blades, that is, the mean diameter. Therefore, in most cases, small turbines have high speeds and small mean diameters, which limit their application in ORCs. If the design of the flow part with partial admission is adopted, a satisfactory blade height can be

achieved, and the mean diameter can be increased to reduce the rotational speed. In this way, the limiting factor for small turbine application in ORCs is eliminated. CFD analysis is used to investigate the characteristics of the organic fluid flow in the small organic turbine, with the aim of increasing the efficiency of energy conversion.

Methods

The main aim of this dissertation is to develop an innovative small axial action–reaction multistage turbine with partial admission intended for an ORC, which is comparable in terms of efficiency to existing volumetric expanders. The design process consists of the following steps.

Mean diameter 2D preliminary design (PD). The PD has many repetitive calculations to find the relevant geometric characteristics of the nozzle and moving blade cascades, as well as the aero and thermodynamic performances of all turbine stages. This process is known as mean diameter 2D modeling, which is based on flow analysis of the turbine mean diameter and neglects flow property variations in the spanwise direction. The calculation equations and procedure, that is, the mathematical model for this approach, was developed using the Microsoft Excel[®] software as an in-house 2D code with the input parameters. The Microsoft Excel[®] software was connected to the REFPROP[®] database to determine the thermodynamic properties at characteristic points of the turbine stages. Subsequently, the geometric and gas dynamic characteristics of the newly designed axial, action–reaction, multistage turbine with partial admission were determined.

Blade geometry generation. Nonstandard profiles were used to design the nozzle and moving blades of single-turbine stages. These profiles were obtained using the original software developed by the University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture. Based on the obtained geometric parameters, the aerodynamically ideal profiles of all nozzle and moving blades were designed using the previously mentioned original software. It is an analytical method of profile design automated by the Matlab[®] code. The contours of the concave and convex sides of the blade profiles are polynomials of the fifth degree.

Modeling and meshing of the nozzle and moving blade cascades. The aim of this step is to create and mesh the stator and rotor cascades from 2D models based on the previous step.

The tool for this is the ANSYS Gambit[®] module, which is used for discretization, that is, dividing the passage, inlet, and outlet fluid domains into a suitable number of elements. Based on the nonstandard designed profiles, the 3D nozzle and moving blade cascades were modeled. The first stator cascade inlet and last rotor cascade outlet were modeled as pressure inlet and pressure outlet, respectively. The hubs, cases, and blades were modeled as walls, while the inlets and outlets of other cascades were set as interfaces. The internal cascade volume was set as a fluid.

3D CFD methodology. The limitation of the previously presented 2D mean diameter PD model of an innovative turbine is that it does not consider the flow inside the stator/rotor passages, which has an influence on providing efficient expansion through the passage. An accurate evaluation of the achievable small ORC turbine performance entails experimental data that are currently lacking and costly in terms of a prototype. Therefore, there is a need for a more advanced technique, such as 3D CFD analysis, to obtain more accurate predictions regarding the performance of a small ORC turbine. In this study, the simulations of steady-state 3D viscous, single-phase, compressible flow in both the nozzle and moving blade cascades of each stage in the entire volume (in the flow part) of the innovative axial turbine were performed using the ANSYS Fluent 16[®] solver. An element-based finite volume method was adopted to solve the 3D Reynolds-averaged Navier–Stokes equations with a $k-\omega$ based shear-stress transport (SST) turbulence model. The $k-\omega$ based SST turbulence model has the ability to capture the turbulence closure based on an automatic wall function treatment by identifying the nondimensional distance y^+ , which allows smooth shifting between the wall function formulation and low Reynolds number through computational grids without loss of accuracy. It produces a highly accurate prediction by the inclusion of transport effects in the flow separation prediction into the formulation of the turbulent viscosity (eddy viscosity). The SST model is a combination of the $k-\omega$ model (near the wall) and $k-\epsilon$ model (in the outer portion of the boundary layer). A topology with a first-order upwind advection scheme was chosen because it is numerically stable. For all runs, the average value of y^+ was kept approximately at unity. If there is any information on the inlet turbulence, the medium turbulence intensity (intensity = 5%) is the recommended option. All CFD simulations were carried out with the convergence criteria in the range of 10^{-2} to 10^{-5} for all residual values and a time scale of $0.5/\Omega$. The solutions were obtained when the convergence criteria were satisfied.

3D CFD simulations of the nozzle and moving blade cascades. To achieve high isentropic efficiency of the turbine, the aerodynamic characteristics of the blade cascades were checked by numerical flow simulations. Then, based on the simulation results, they were improved by changing the geometries of the nozzle and moving blades.

Modeling and meshing of the entire turbine flow volume. After improving the aerodynamic characteristics of the cascades, the partial admission (nozzle) and full (rotor) cascades connected with other dimensions of the turbine stages from the 2D PD were used to form the entire turbine flow volume. The nozzle cascades were all centered, with the Z axis being the centerline. The stator cascade interfaces are arcs, whereas the rotor cascade interfaces are annuluses. When ANSYS Fluent 16[®] connects them, the stator arc and equivalent arc portion of the rotor annulus are transformed into a single interface, while the rest of the annulus is converted into a wall. The entire flow volume (domain) was meshed using ANSYS Gambit[®], and the simulation domain contained 12×10^6 cells.

3D CFD simulations of the entire turbine flow volume. Using the innovative turbine model, 3D CFD simulations were performed for the entire flow space (volume). The applied boundary conditions were the total temperature, total pressure, flow direction, and rotational speed as the inlet conditions. A rotational adiabatic wall was chosen for the blade, hub, and shroud surfaces. The static pressure was chosen as the output boundary condition. The results show that the quality of energy conversion based on the efficiencies of each cascade, each stage, and the entire turbine can be calculated. The simulations were computationally demanding in terms of RAM, CPU load, and hard drive space required for storing the ANSYS Fluent 16[®] case and data files. The comparison of 2D PD and 3D average differences of the Mach number, static temperature and pressure range from 2.2 to 13.1% for the stators and from 0.3 to 13.2% for the rotors. Generally, the 3D CFD simulation results agree well with the values obtained from the 2D PD.

CFD verification. Regarding the output power and efficiency, owing to the lack of experimental data in small axial turbines working with organic fluids (high-density working fluids), the current 3D CFD simulation results were compared against 2D mean diameter PD results at the operational conditions, to assess the reliability of the PD model and provide an overall evaluation of the 3D CFD model. The maximum difference in terms of power is 6.8%, while that in terms of isentropic efficiency is 9.8%. The calculated parameters are in good

agreement and these results are consistent with those which were obtained by other researchers.

Results

To develop an innovative and efficient small-scale axial multistage turbine with partial admission, an in-house hybrid design methodology, in which 3D CFD analysis in combination with a 2D mean diameter PD code for the calculation of the basic expander geometry, was used. Real gas formulations of isopentane as the working fluid were obtained using the REFPROP® software. Subsequently, 3D steady-state simulations were performed with the next results:

1. The CFD analysis shows that discretization, that is, mesh quality, has a significant impact on the simulation results. Full stator and rotor cascades must be meshed because periodic boundary conditions cannot be used for flow simulation in a partial admission turbine.

2. The simulations are computationally demanding in terms of RAM, CPU load, and hard drive space required for storing the ANSYS Fluent case and data files.

3. Simulations in ANSYS Fluent 16® must be started with isopentane as an ideal fluid, and after it reaches satisfactory convergence, real gas EOS should be enabled. If the simulations are started with real gas EOS, they will crash.

4. The 3D CFD simulation results show good agreement with the 2D PD values with respect to the turbine isentropic efficiency (9.8%) and power output (6.8%). In addition, the values of pressure, static temperature, entropy, and Mach number (speed of sound) at the inlet and outlet of each turbine stage generally agree well with the 2D results. The exception is the Mach number, which show significant discrepancies, especially in rotor cascades owing to the appearance of large values of local Mach numbers. However, it confirms that 3D CFD simulations can capture better the flow physics than the 2D PD.

5. Although this is a subsonic turbine, supersonic flow occurs locally throughout the flow space. Therefore, additional losses due to supersonic flow are expected locally. In addition, entropy increases in areas that are not supplied with fresh steam, which is a result of windage and segment losses of energy in partial admission stages.

6. The pathlines of 3D CFD simulations indicate that the flow in the turbine is not axisymmetric but 3D. In addition, local vortices are present at the flow border areas.

7. The turbine exhibited an isentropic efficiency of 74.8%, power output of 60.35 kW, and ORC thermal efficiency of 11.18%. These results highlight the potential of using a multistage axial turbine to enhance the performance of a small-scale ORC system.

Conclusion

Waste heat recovery technologies are important for further minimizing fuel consumption and CO₂ emissions of ICEs. In this dissertation, an ORC is integrated into a 537 kW natural gas engine to evaluate the possibility of generating electricity by recovering the engine exhaust heat (from exhaust gases and engine cooling water). ORC systems are currently regarded as among the most potent candidates for recovering engine exhaust energy and converting it to electricity. The critical aspects for maximizing the efficiency of ORC systems are the selection of the working fluid and expander design. The main goal of this dissertation is to develop an innovative and efficient small-scale axial multistage turbine with partial admission. To achieve this goal, an in-house hybrid design methodology, in which 3D CFD analysis in combination with a 2D mean diameter PD code for the calculation of the basic expander geometry, was used. The dissertation resulted in a new type of small axial multistage organic turbine with partial admission, which is competitive with existing volume expanders in terms of efficiency. A more detailed and extensive CFD study were conducted to determine the influence of the geometric parameters of turbine stages (pitch of cascades, width of cascades, etc.) on the turbine isentropic efficiency, which will be used to attempt to obtain further efficiency gains from the design.

Scientific contribution

The scientific contribution of the dissertation includes:

- 1) Development of a numerical model for the investigation of the influence of the geometrical parameters of the flow part on the flow characteristics in the organic turbines;
- 2) Methodology for design small organic turbines with recommendations for achieving high isentropic efficiency;
- 3) A new type of small axial action-reaction multistage turbine with partial admission, intended for ORC, which in terms of efficiency is competitive with existing volume expanders.

Key words:

Organic Rankine cycle (ORC); waste heat; small axial multistage turbine; partial admission; computational fluid dynamics (CFD).

1. POGLAVLJE:

UVOD

Energetska kriza izazvana smanjenjem rezervi fosilnih goriva, dramatičnim fluktuacijama njihove cijene, često uvjetovanih geopolitičkom situacijom u svijetu, kao i problemi okoliša zbog ubrzane potrošnje fosilnih goriva (rastuće globalno zatopljenje uvjetovano stakleničkim plinovima, onečišćenje zraka različitim polutantima, oštećenje ozonskog omotača, kisele kiše, itd.), su izazov za održivi razvoj čovječanstva [1]. Stoga se u posljednjim desetljećima značajno povećalo zanimanje za korištenjem niskotemperaturnih energetske izvora kako bi se ostvario cilj 50-50-50. Oko dvije milijarde ljudi diljem svijeta još uvijek nema priključak na električnu energiju. Najveći dio tih ljudi lišenih električne energije živi u sub Saharskoj Africi i južnoj Aziji. Obično te populacije žive u udaljenim područjima, daleko od centralne električne mreže i s vrlo niskim prihodom. Kompanijama za distribuciju električne energije koje nastoje koncentrirati svoje aktivnosti u urbane sredine produljiti električnu mrežu nije ekonomski isplativo. S druge strane, postojeće konvencionalne termoelektrane koje koriste fosilna goriva ili nuklearno gorivo, su integrirane u centralizirani sustav. Neizbježne posljedice su gubici snage u dalekovodima zbog udaljenosti od mjesta proizvodnje električne energije odn. termoelektrane do potrošača i onečišćenje okoliša. Polutanti ispušteni u atmosferu, prije svega staklenički plinovi su odgovorni za oštećenje ozonskog omotača, globalno zatopljenje, kisele kiše i onečišćenje zemlje i voda. Nove tehnologije energetske pretvorbe za proizvodnju električne energije moraju se suočiti s energetsom trilemom koja uvjetuje odluke za investicije i vlasnički portfelj: sigurnost opskrbe, dostupnost energije i zaštita okoliša. Sigurnost opskrbe ukazuje da se nova energija osigurava kontinuirano i održivo; dostupnost energije znači da je cijena prihvatljiva za potrošače; zaštita okoliša znači da je utjecaj na okoliš minimalan. Niskotemperaturni energetske izvori kao što su obnovljivi izvori (sunčeva energija, geotermalna energije, biomasa, toplinska energija mora i oceana, itd.), te otpadna toplina različitih inustrijskih postrojenja i procesa (npr. petrokemijska postrojenja, ispušni plinovi iz plinskih turbina i motora s unutrašnjim izgaranjem), široko su rasprostranjeni na zemlji.

Nove tehnologije za energetske pretvorbu niskotemperaturnih energetske izvora moraju riješiti energetske trilemu: sigurnost opskrbe, dostupnost po pitanju cijene i zaštitu okoliša.

Od niza novih rješenja koja su predlagana u posljednje vrijeme za postrojenja za proizvodnju mehaničkog rada pri niskim tlakovima i temperaturama u prvi plan dolazi Organski Rankineov Ciklus (ORC) [2]. Zbog korištenja organskih radnih fluida s niskim vrelištem, je pogodniji pri niskim tlakovima i temperaturama od klasičnog Rankineov ciklusa s vodom i vodenom parom. U literaturi se mogu pronaći različite primjene ORC-a [3-7] u širokom spektru snaga: u mikro/mini/malim/srednjim/velikima ORC-ima (<5 kW/5-50 kW/50-500 kW/500 kW-5 MW/5 MW+). Rezultati istraživanja pokazuju da posebnu perspektivu imaju ORC jedinice mikro i mini snage, posebice u mjestima udaljenima od centralizirane mreže, jer ORC ima pouzdanost, pokriva široko područje snaga, ima široku dostupnost pojedinih komponenti, te su postrojenja manja i kompaktnija od konvencionalnih postrojenja [8]. Idealni ORC se sastoji od četiri procesa: izentropske ekspanzije u nekom tipu ekspandera (volumnom stroju ili turbini), izobarske kondenzacije u kondenzatoru, izentropske kompresije u pumpi te izobarnog isparavanja u generatoru pare (ili izmjenjivaču topline) [2]. Kod ORC-a radni fluidi imaju veliki značaj kako se mijenjaju radni uvjeti. Postoji veliki broj organskih tvari koje se mogu koristiti kao radni fluidi kod ORC-a, kao npr. ugljikovodici, refrigeranti, alkohol, itd. [9, 10], te mješavine [11]. Radni fluidi se mogu podijeliti u tri skupine: suhi, vlažni i izentropski fluidi. Osnovna razlika između te tri skupine je nagib dT/ds linije suhozasićene pare u $T-s$ dijagramu. Kod suhih fluida taj je nagib pozitivan, kod vlažnih negativan a izentropskih jednak nuli. Osim što se posebna pažnja posvećuje odabiru radnog fluida s obzirom na toplinski izvor, treba zadovoljiti i dodatne kriterije kao što su neotrovnost, nezapaljivost i nizak utjecaj na okoliš [12, 13]. Utjecaj na okoliš definiraju tri veličine a to su GWP („global warming potential“), ODP („ozon depletion potential“) i ALT („atmospheric life-time“). ORC-evi mogu biti podkritični i nadkritični, ovisno o tlaku isparavanja radnog fluida u izmjenjivaču topline [14]. Podkritični su s pregrijanjem pare (u slučaju da je radni fluid vlažni) i bez pregrijanja (ako je radni fluid suhi), te oba s ili bez regenerativnog predgrijavanja radnog fluida [15]. U posljednjem se desetljeću provode brojna istraživanja kako bi se odabrao najpogodniji radni fluid ciklusa za različite izvore topline i odabrala optimalna struktura ciklusa s ciljem smanjenja gubitaka zbog nepovrativosti i time poboljšala iskoristivost ciklusa [16-19].

Ekspander je tehnički najzahtjevnija komponenta ORC-a i ključna je komponenta zadužena za pretvorbu toplinske energije u mehanički rad. Problemi vezani za njegovu konstrukciju i karakteristike su limitirajući faktori za daljnji razvoj ORC-a. Stoga mu se

pridodaje sve više pažnje. Ekspanderi imaju značajan utjecaj na proizvedenu snagu ORC-a i mogu se s obzirom na razine temperature i snage razvrstati u dvije skupine, volumne i dinamičke turboekspandere, tj. turbine. Trenutna istraživanja su usmjerena ka poboljšanju njihovih karakteristika i životnog vijeka, a uključuju kako eksperimentalna istraživanja [20] tako i numeričke proračune [21] (*Computational Fluid Dynamics* - CFD).

Ekspanderi su strojevi predviđeni za rad s kompresibilnim fluidom. Pošto se koriste za pretvorbu toplinske energije fluida u mehaničku energiju, spadaju u kategoriju toplinskih strojeva. Volumni ekspanderi zahvaćaju određenu količinu fluida i transportiraju je s pretlačne ka potlačnoj strani. Strujanje fluida kod tih strojeva je periodičko, za razliku od dinamičkih turboekspandera, gdje je strujanje kontinuirano bez prekida. S obzirom na konstrukciju ekspanderi se mogu klasificirati u nekoliko velikih grupa: 1) vijčani [22]; 2) spiralni [23]; 3) klipni [24]; 4) lamelni (krilni) [5]; 6) turbinski [25, 26]; 7) ejektor [27]; 8) Teslina turbina [28]. Neke od tih grupa mogu se podijeliti u nekoliko podgrupa, npr. vijčani ekspanderi uključuju jednostruke i dvostruke, koji mogu pak biti jednostupanjski i višestupanjski ekspanderi, dok klipni ekspanderi mogu biti s pravocrtno gibajućim i rotirajućim klipom. Turbinski ekspanderi tj. turbine mogu biti s obzirom na smjer strujanja radijane (centripetalne ili centrifugalne) [25], aksijalne [26] ili aksijalno-radikalne (dijagonalne), s obzirm na energetska pretvorbu akcijske [26] i reakcijske a broju stupnjeva jednostupanjske [29] i višestupanjske.

Vijčani ekspanderi se široko koriste u postrojenjima s ORC-om, posebice kod korištenja geotermalne energije i otpadne topline. Neke od karakteristika su: postoji potreba za reduktorom i kontrolom brzine vrtnje, u sučaju složenije izvedbe geometrije zahtijevaju visoku tehnološku razinu izrade koja je bitna i zbog smanjenja gubitaka propuštanja.

Princip rada spiralnog ekspandera i kompresora je sličan, pa kako su spiralni kompresori za rashladnu tehniku lako dostupni na tržištu najčešće su korišteni kod ORC-a malih snaga. Manje su prilagodljivi na visoke ekspanzijske omjere nego turbostrojevi. U usporedbi s ostalim volumnim ekspanderima imaju najsloženiju geometriju. Za svoj rad ne zahtijevaju ventile što je pozitivno sa strane stvaranja buke.

Zbog svojih određenih prednosti stapni ekspanderi se široko primjenjuju kod iskorištavanja topline ispušnih plinova motora s unutarnjim izgaranjem. Za svoj rad traže ventile koji imaju vrlo precizne vremenske periode otvaranja i zatvaranja. Imaju značajne

gubitke trenja između brtvenih prstenova, stapa i stijenke cilindra. Prednost pred ostalim volumnim strojevima je kod velikih ekspanzijskih omjera. Daljnji nedostaci su promjenjivi zakretni moment uvjetovan konačnim brojem stapova, pouzdanost zbog velikog broja pokretnih dijelova, problem podmazivanja kada je para radni fluid te visoki troškovi izrade.

Rotacioni lamelni (krilni) ekspanderi u usporedbi s ostalim volumnim ekspanderima imaju jednostavnu konstrukciju, jednostavni su za izradu i time jeftini. Iskoristivost im je konstantna u širokom području radnih režima. Niže brzine vrtnje ne zahtijevaju reduktor i imaju minimalne troškove održavanja. Pogodnosti su i niska razina buke, minimalno podmazivanje te rad pri visokim ekspanzijskim omjerima.

Turbine koje se koriste kod ORC-a bazično se ne razlikuju od parnih turbina no valja voditi računa o razlikama koje se posljedica različitih fizikalnih svojstava organskih radnih fluida i vodene pare. Jednostupanjske aksijalne turbine se koriste kod viših masenih protoka i nižih ekspanzijskih omjera, a radijalne jednostupanjske su pogodnije za više ekspanzijske omjere i manje masene protoke.

Odabiranje najpovoljnijeg ekspandera za ORC poznatih termodinamičkih parametara je ključno pitanje u kontekstu postizanja visokih karakteristika i pouzdanosti čitavog postrojenja [30]. Kod manjih snaga uz niže masene protoke, više vrijednosti ekspanzijskih omjera, niže brzina vrtnje i zbog otpornosti na kapljevitu fazu radnog fluida (vlažni radni fluidi) koriste se volumni ekspanderi. Turbine se obično koriste kod većih snaga. Volumni strojevi, široko se koriste kod manjih snaga jer njihove iskoristivosti mogu biti veće nego turbina s malim masenim protocima i nižim brzinama vrtnje. Također volumni strojevi se koriste za tlakove i temperature radnog fluida do 10 bar odn. 200 °C, a turbine za vrijednosti parametara radnog fluida iznad navedenih vrijednosti.

Cilj istraživanja je upoznati se sa specifičnostima strujanja organskih radnih fluida u turbinama te utvrđivanje utjecaj određenih geometrijskih parametara na karakteristike strujanja, u svrhu postizanja visoke iskoristivosti energetske pretvorbe. Krajnji cilj istraživanja će biti novim tip mikro/male aksijalne akcijsko-reakcijske višestupanjske turbine s parcijalnim privodom, namijenjena za ORC, koja će po iskoristivosti biti kompetentna postojećim volumnim ekspanderima a istodobno otkloniti njihove nedostatke. Najme volumne ekspandere, unatoč dobrim karakteristikama koje imaju, ograničavaju u primjeni određeni nedostaci kao trenje između pojedinih dijelova stroja koje uvjetuje trošenje dijelova u

kontakta. Stoga je potrebno osigurati sustav podmazivanja koji je često konstrukcijski složen, no unatoč tome može doći do upada fluida za podmazivanje u radni fluid što u većini slučajeva nije poželjno. Trošenje pojedinih dijelova povećava gubitke propuštanja, što nepovoljno utječe na iskoristivost stroja a time i ORC-a u cjelini. Propuštanje nije poželjno i sa sigurnosnog aspekta pošto su radni fluidi ORC-a često zapaljive tvari i nije dobro da izlaze u okoliš. Kod ponekih tipova je izržena i buka.

Hipoteza da se može konstruirati aksijalna akcijsko-reakcijska višestupanjska turbina koja će po iskoristivosti biti kompetentna postojećim volumnim ekspanzima je sljedeća. Optimalni odnos između brzine vrtnje i masenog protoka je važan za postizanje optimalne radne točke turbine. Iz turbinske teorije je poznato da brzina vrtnje pozitivno djeluje na ekspanzijski omjer a negativno na visinu lopatica odn. na srednji promjer. Zbog toga su mikro/male turbine u većini slučajeva strojevi s visokom brzinom vrtnje i malim srednjim promjerom. Visoka brzina vrtnje je postala glavno ograničenje za primjenu turbina u mikro/malim ORC sustavima zbog sigurnosti, pouzdanosti, stanja brtvljenja i ekonomičnosti. Istovremeno, visoki ekspanzijski omjer može rezultirati nadzvučnim strujanjem, što uzrokuje dodatne gubitke zbog pojave udarnog vala i zahtijeva specifičnu konstrukciju turbine. Također, uz visoki ekspanzijski omjer i mali maseni protok izvedba strujnog dijela s punim privodom, rezultirat će visokom brzinom vrtnje i malim srednjim promjerom kako bi se postigla zadovoljavajuća visina lopatica. Ako se usvoji izvedba strujnog dijela s parcijalnim privodom, može se postići zadovoljavajuća visina lopatica što rezultira smanjenjem gubitaka, a i srednji promjer se može povećati s ciljem smanjenja brzine vrtnje. Pošto smanjenje brzine vrtnje je značajno za primjenu u stvarnim ORC sustavima, parcijalni privod predstavlja efikasni način da bi se to realiziralo.

2. POGLAVLJE

TEORIJSKE OSNOVE ORGANSKOG RANKINEOVOG CIKLUSA

Dobro je poznato da plinsko i parno-turbinski ciklusi imaju dominantnu ulogu u velikim stacionarnim termoelektranama u proizvodnji električne energije [31]. Otvoreni plinsko-turbinski ciklusi (često u kombinaciji s parnim ciklusom) se široko koriste ako stoji na raspolaganju jeftini prirodni plin, dok parni ciklusi su rješenje kada karakteristike energetskog izvora, npr. ugljen ili nuklearno gorivo, zahtijevaju postrojenje sa zatvorenim ciklusom. Međutim, postoji čitavi niz energetskih izvora za koje niti plinski niti parni ciklus ne nude tehnički i/ili ekonomski prihvatljivo rješenje za proizvodnju električne energije. Kada raspoloživa temperatura i/ili toplinska energija izvora je ograničena, postaje atraktivno primijeniti ciklus koji je općenito poznat pod akronimom ORC (Organic Rankine Cycle – organski Rankineov ciklus) [32]. ORC je tehničko rješenje bez konkurencije za proizvodnju električne energije iz niskotemperaturnih toplinskih izvora ograničenog kapaciteta. Ako se promatra sa stanovišta iskoristivosti ciklusa, voda može biti izvrstan radni fluid za zasićene Rankineove cikluse. Voda je najbolji radni fluid za Rankineove cikluse velike snage s visokotemperaturnim izvorima uz brojne visokoiskoristive konfiguracije ciklusa, od zasićenih ciklusa nuklearnih elektrana do ultra superkričnih ugljenom loženih ciklusa. Ipak svojstva pare uvjetuju upotrebu višestupanjskih, skupih turbina kao i postrojenja s kompleksnim shemama te nastajanje kapljevine tijekom ekspanzije: te činjenice čine vodenu paru kao radni fluid nepovoljnom kod niskotemperaturnih i primjena kod malih snaga. Suprotno, tehnički je opravdano i ekonomski atraktivno ORC koristiti za proizvodnju mehaničkog rada kod dispergiranih energetske izvora s umjerenom temperaturom.

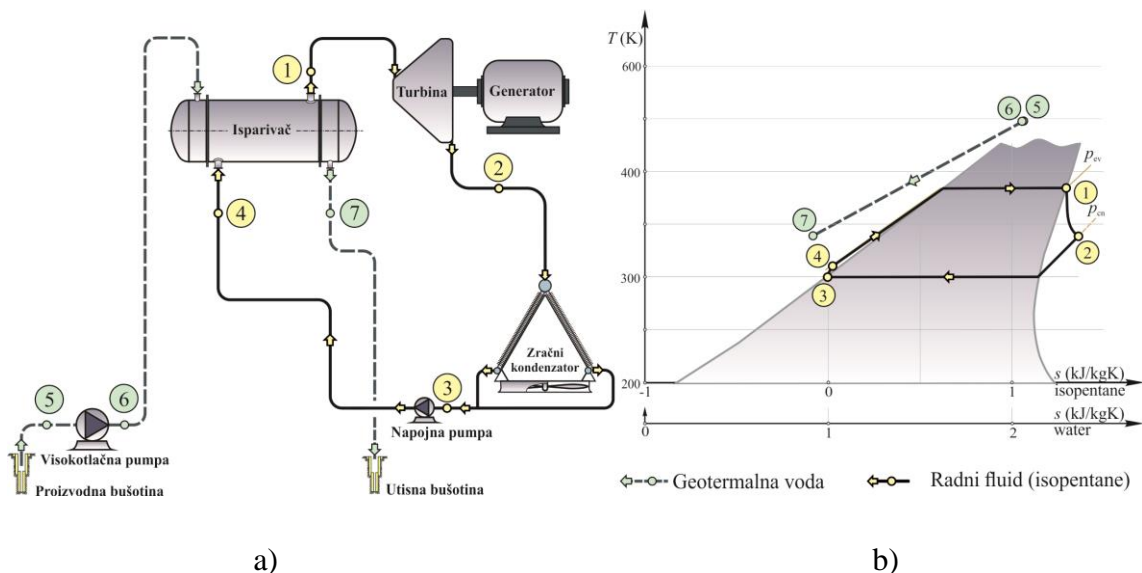
2.1. Posebnosti organskog Rankineovog ciklusa

Organski Rankineov ciklus (skraćeno ORC) je termodinamički ciklus koji je dobio naziv po tome što koristi organski fluid velike molekularne mase, tokom kojeg je prisutna promjena faza kapljevina-para, a sama točka zasićenja prisutna je pri nižim temperaturama nego kod promjene faza voda-vodena para, tj. kod termodinamičkog Rankineovog ciklusa koji koristi vodu kao radni fluid. Fluid omogućava korištenje topline (toplinskog toka) nižih energetskih izvora kao što su toplina iz geotermalnih izvora, solarna energija, industrijska otpadna toplina,

i dr. Niskotemperaturna energija pretvorena je u koristan mehanički rad, a dalje se taj rad može pretvoriti u električnu energiju. Prvi prototip razvili su i predstavili 1961. godine izraelski inženjeri za solarnu energiju Harry Zvi Tabor i Lucien Bronicki [32].

2.1.1. Usporedba s parnim Rankineovim ciklusom

Postrojenje s ORC-om je dosta jednostavnije i kompaktnije od parno-turbinskog postrojenja s Rankineovim ciklusom (slika 1a): nema generatora pare složene konstrukcije već jedan izmjenjivač topline obavlja tri faze isparavanja: predgrijavanja, isparavanja i eventualno pregrijavanja. ORC se sastoji od četiri procesa (slika 1b): adijabatske ekspanzije u ekspanderu (turbo ili volumnom ekspanderu), izobarne kondenzacije u kondenzatoru, adijabatske kompresije u pumpi i izobarnog isparavanja u izmjenjivaču topline (evaporatoru).

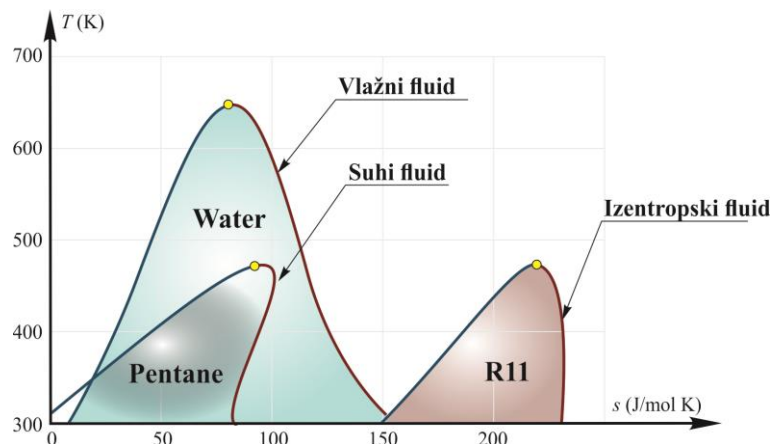


Slika 1. Jednostavno ORC postrojenje: a) toplinska shema; b) prikaz u T - s dijagramu

Slika 2 prikazuje u T - s dijagramu krivulje zasićenja vode i nekoliko tipičnih organskih fluida koji se koriste u ORC primjenama. Mogu se uočiti dvije glavne razlike:

- 1) nagib krivulje zasićene pare (desna strana krivulje zasićenja) je negativna za vodu, dok je krivulja za organske fluide vertikalna ili ima pozitivni nagib. Stoga je proces ekspanzije u turbini ORC-a u području pregrijane pare, pa nema potrebno za pregrijanjem pare prije ulaza u turbinu.
- 2) kod organskih fluida razlika entropije između zasićene kapljevine i zasićene pare je znatno manja. Stoga je i entalpija isparavanja manja, pa uz jednako dovedenu količinu

topline u isparivaču, maseni protok organskog radnog fluida je veći nego za vodu, što dovodi do veće potrošnje snage za pumpu.



Slika 2. T - s dijagram za vodu i različite tipične fluide koji se koriste kod ORC-a

Glavne razlike između ORC-a i parnog ciklusa su sljedeće [33]:

2.1.1.1. Pregrijavanje. Kao što je prethodno rečeno, organski fluide obično su na kraju ekspanzije pregrijani. Stoga, nema potrebe za pregrijavanjem u ORC ciklusima, suprotno ciklusu pare. Odsutnost pojave kondenzata tijekom ekspanzije također smanjuje opasnost od erozije lopatica turbine i produljuje joj životni vijek na 30 godina umjesto 15-20 godina koliki je za parne turbine [34].

2.1.1.2. Korištenje topline na nižim temperaturnim razinama. Zbog niže točke isparavanja pravilno odabranog organskog radnog fluida, može se koristiti toplina na mnogo nižoj temperaturnoj razini (npr. geotermalni izvori).

2.1.1.3. Veličina komponenti. U parnom ciklusu, u niskotlačnom dijelu gustoća fluida je ekstremno niska. Pošto padovi tlaka rastu s kvadratom brzine fluida, veliki volumni protoci zahtijevaju povećanje hidrauličkih promjera cjevovoda i dimenzija izmjenjivača topline. Slično, veličina turbine je približno proporcionalna volumnom protoku.

2.1.1.4. Konstrukcija generatora pare. ORC omogućava korištenje jednaprotčnih generatora pare, što ne zahtjeva generator pare s bubnjem i recirkulaciju. To je zbog relativno manje razlike u gustoći pare i kapljevine za organske fluide velike molekularne mase. Nasuprot tome, niska gustoća pare u generatorima pare može uvjetovati jako različite

karakteristike prijenosa topline i pada tlaka između kapljevite faze i pare. Stoga se mora izbjegavati potpuno isparavanje pare u jednoj cijevi.

2.1.1.5. Temperatura na ulazu u turbinu. U Rankineovom parnom ciklusu, kako bi se izbjeglo stvaranje kapljica tijekom ekspanzije, potrebno je pregrijanje pare na ulazu u turbinu na temperature više od 450 °C. To dovodi do većih toplinskih napreznja u generatoru pare i lopaticama turbine i samim time do većih troškova.

2.1.1.6. Snaga pumpe. Snaga pumpe je proporcionalna volumnom protoku kapljevine i razlici tlakova između izlaza i ulaza. Može se izraziti pomoću omjera radova (*Back Work Ratio – BWR*), koji je definiran kao omjer potrebne snage pumpe i izlazne snage turbine. U Rankineovom parnom ciklusu, protok vode je relativno nizak, i *BWR* je tipično 0,4%. Za ORC na visokoj temperaturi s toluenom, tipična vrijednost je 2-3%. Za ORC na niskim temperaturama s HFC-134a, su tipične vrijednosti veće od 10%. Općenito govoreći, što je niža kritična temperatura, to je veći *BWR*.

2.1.1.7. Maksimalni tlak. U parnom ciklusu uobičajeni su tlakovi od 60–70 bar naviše, pa toplinska napreznja povećavaju složenost i cijenu generatora pare. Kod ORC-a tlak općenito nije preko 30 bar. Štoviše, u nekim slučajevima radni fluid ne isparava izravno pomoću izvora topline (npr. kod izgaranja biomase), već preko posredničke petlje prijenosa topline. Time se olakšava prijenos topline jer termalno ulje može biti pod tlakom okoliša, a izbjegava se i zahtjev za operaterom generatora pare na licu mjesta.

2.1.1.8. Tlak kondenzacije. Kako bi se izbjeglo upadanje zraka u ciklus, preporučljivo je da je tlak kondenzacije veći od atmosferskog tlaka. Međutim, voda ima apsolutni tlak kondenzacije općenito niži od 100 mbar. Niskotemperaturni organski fluidi poput HFC-245fa, HCFC-123 ili HFC-134a zadovoljavaju taj zahtjev. S druge strane organski fluidi s višom kritičnom temperaturom, poput heksaneortoluena, na sobnoj temperaturi su ispod atmosferskog tlaka.

2.1.1.9. Karakteristike radnog fluida. Voda kao radni fluid je jako prikladna u usporedbi s organskim fluidima. Njene glavne prednosti su niska cijena i široka dostupnost, netoksičnost, nezapaljivost, prihvatljiva za okoliš (nizak GWP i nulti ODP), kemijska stabilnost (bez degradacije u slučaju pojave visokih temperatura u isparivaču), te niska viskoznosti (a time i niži gubici trenja i veći koeficijenti prijelaza topline). Međutim, ciklusi s parom općenito nisu

potpuno nepropusni: voda se gubi uslijed propuštanja, drenaže ili pucanja cijevi u generatoru pare. Stoga, sustav za obradu vode mora biti integriran u termoelektranu kako bi napajao ciklus s deioniziranom vodom visoke čistoće. Otplinjač također mora biti uključen kako bi se izbjegla korozija metalnih dijelova zbog prisutnosti kisika u ciklusu.

2.1.1.10. Konstrukcija turbine. U parnim ciklusima, omjer tlakova i entalpijski pad turbine su vrlo visoki. Zbog toga je uobičajena uporaba višestupanjskih turbina. Kod ORC-a entalpijski pad je puno, te se obično koriste jednostupanjske ili dvostupanjske turbine, što podrazumijeva i niže troškove postrojenja.

2.1.1.11. Brzina vrtnje. Dodatna posljedica manjih entalpijskih padova organskih fluida podrazumjevaju manje brzine vrtnje i nižu obodne brzine. Niže brzine vrtnje omogućavaju izravan pogon električnog generatora bez reduktora (ovo je osobito povoljno za postrojenja male snage), dok mala obodna brzina smanjuje naprezanje u lopaticama turbine i pojednostavljuje njihovu konstrukciju.

2.1.1.12. Iskoristivost. Iskoristivost visokotemperaturnih ORC-eva ne prelazi 24%. Tipični Rankineovi parni ciklusi imaju termodinamičku iskoristivost veću od 30%, ali uz puno složeniju konstrukciju ciklusa (u smislu broja komponenti i veličine).

Prednosti pojedine tehnologije navedene su u tablici 1 [33].

Tablica 1. Prednosti Rankineovog ciklusa s organskim radnim fluidom (ORC-a) i Rankineovog ciklusa s vodenom parom [33]

Prednosti ORC-a	Prednosti parnog ciklusa
Nema pregrijanja	Viša iskoristivost
Niža temperatura na ulazu u turbinu	Jeftini radni fluid
Kompaktnost (fluid više gustoće)	Radni fluid neškodljiv za okoliš
Niži tlak isparavanja	Nezapaljiv, netoksičan fluid
Viši tlak kondenzacije	Niska potrošnja pumpi
Nije potrebno postrojenje za pripremu vode kao ni otplinjač	Visoka stabilnost radnog fluida
Konstrukcija turbine	
Povrat niskotemperaturne topline, jednoprotlačni bojler	

Ukratko, ORC je prihvatljiviji za postrojenja male do srednje snage (obično manje od nekoliko MW_e), pošto si elektrane male snage ne mogu priuštiti operatora na licu mjesta, i zahtijevaju jednostavne i lakše za konstrukciju i izradu komponente. Stoga su prikladnija za

decentraliziranu proizvodnja energije. Za područje velikih snaga prednost ima parni ciklus, osim za niskotemperaturne izvore topline [35].

2.2. Komponente ORC postrojenja

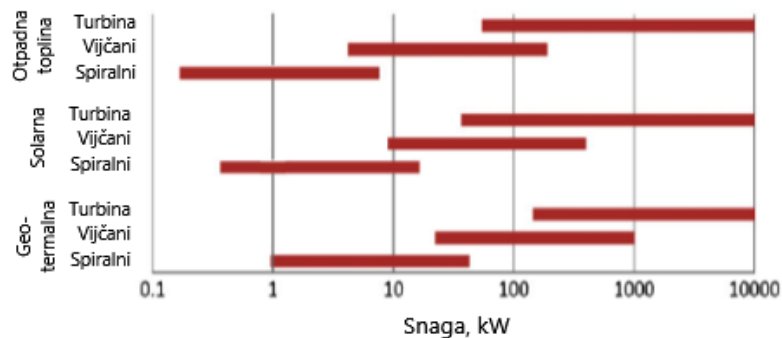
Svako ORC postrojenje uglavnom se sastoji od četiri glavne komponente: (1) izmjenjivača topline (isparivača i kondenzatora), (2) ekspandera, (3) pumpe i (4) električnog generatora. Osim njih, ostale komponente obično su potrebne za siguran i stabilan rad sustava i za njegovu regulaciju.

U ovom poglavlju predstavljen je kratki opis komponenti koje su obično prisutne kod ORC-eva. Kako su u ovoj disertaciji u središtu zanimanja ekspanderi, o njima će biti više govora u zasebnom poglavlju. Bit će više govora o izmjenjivačima topline i pumpama.

2.2.1. Ekspanderi

Karakteristike ORC postrojenja značajno koreliraju s karakteristikama ekspandera. Izbor ekspandera zavisi o radnim uvjetima i veličini postrojenja. Dva glavna tipa ekspandera koji se koriste su: turbo i volumni. Slično primjenama u hlađenju, volumni ekspanderi su prikladniji za male ORC jedinice (slika 3 [33]), budući da ih karakteriziraju manji protoci, veći omjeri tlakova i mnogo niže brzine vrtnje od turboekspandera [36].

2.2.1.1. Turbine. Turbine su prikladne za srednja/velika postrojenja i njihovo tipično područje izlazne snage je između 100 kW i 15 MW [33]. Za izlaznu snagu veću od 0,5 MW aksijalne turbine su najčešći odabir za ORC postrojenje; manje snage postižu nižu iskoristivost zbog vrlo kratkih lopatica i/ili potrebe uvođenja parcijalnog privoda. Ako je ekspanzija karakterizirana s vrlo visokim omjerom volumena i velikim volumnim protokom, tada se za primjenu sugerira radijalna turbina, sa strujanjem od središta ka periferiji, zahvaljujući mogućnosti korištenja uvijenih lopatica i razmještaju nekoliko stupnjeva na istom disku rotora.



Slika 3. Područja primjene pojedinih tipova ekspandera [33]

2.2.1.2. Volumni ekspanderi. Ako je izlazna snaga ispod 100 kW, konstrukcija turbine visoke iskoristivosti predstavlja veliki izazov, te korištenje volumnih ekspandera može biti povoljnije [33]. U ovim strojevima, „džepovi“ radnog fluida se zahvaćaju tijekom vrtnje, ekspandiraju, da bi zatim bili ispražnjeni. Među njima najčešće se u eksperimentalnim i komercijalnim konfiguracijama koriste spiralni, vijčani, klipni i lamelni ekspander. Ove komponente su ekonomski isplative jer potječu od kompresora koji se koriste u rashladnoj tehnici. Osim toga, mogu obaviti ekspanziju dvofaznog radnog fluida bez problema s erozijom u usporedbi s turbinama. Glavna ograničenja na primjenu tih strojeva je poteškoća u obavljanju višestupanjske ekspanzije i niska iskoristivost kod visokih omjera volumena. Oba ograničavaju maksimalnu temperaturu isparavanja ciklusa, osobito ako se koristi radni fluid s visokom kritičnom temperaturom.

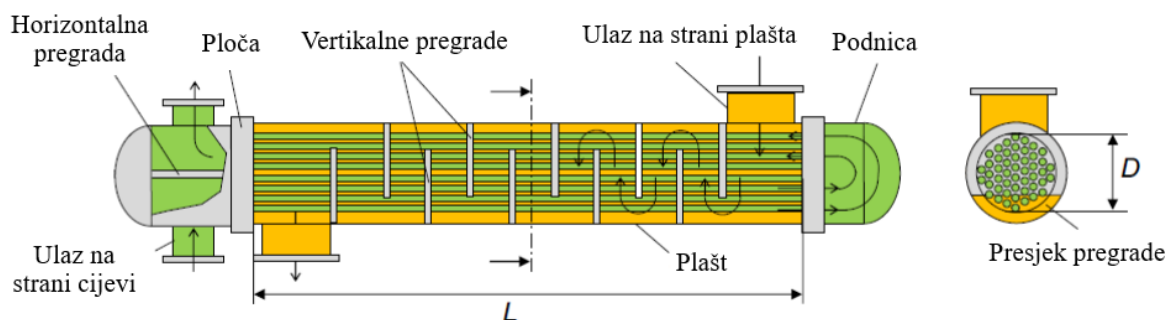
2.2.2. Izmjenjivači topline

Izmjenjivači topline se koriste za: (1) proces dovođenja topline u tzv. primarnom izmjenjivaču topline (PrHE), (2) za odvođenje topline u okoliš u kondenzatoru i (3) za unutarnji povrat topline sadržane u pregrijanoj pari nakon ekspanzije u turbini u rekuperatoru. Konstrukcija PrHE-a varira zavisno o primjeni, vrsti radnog fluida i radnim uvjetima termodinamičkog ciklusa. Za podkritičke cikluse sastoji se od ekonomajzera, isparivača, a moguć je i pregrijač. Za nadkritične cikluse (gdje se fazni prijelaz javlja kontinuirano) ili kad se koriste mješavine, koristi se izmjenjivač topline s jednim prolazom.

Zbog niske iskoristivosti ORC-a, posebna se pažnja mora posvetiti konstrukciji izmjenjivača topline, budući da obično predstavlja najveći udio u trošku energetskog postrojenja. Kod svih izmjenjivače topline, prilikom konstruiranja se mora postići kompromis između različitih suprotnih efekata: s jedne strane povećanje površine je pozitivno s gledišta

termodinamike, jer minimizira nepovrativost (prirast entropije) i omogućava postizanje boljih karakteristika, ali s druge strane poskupljuje postrojenje. Ugljični čelik je najčešći konstrukcijski materijala za ove komponente, čak i ako se mogu koristiti druge legure kod korištenja posebnih radnih fluida i problema s korozijom.

Optimizacija izmjenjivača topline i njihova integracija u ORC sustave treba biti pažljivo izvedena. Ključne karakteristike prijenosa topline su iskoristivost (ili „pinch point“) i padovi tlaka. Svaki se izmjenjivač topline u ciklusu dimenzioniran prema ova dva parametra. Mogu se koristiti različiti tipovi izmjenjivača topline, a najčešće su cijevni s plaštem (shell & tube) kod većih postrojenja (slika 4) i pločasti izmjenjivači topline, uglavnom kod malih postrojenja zbog njihove kompaktnosti. Kritični izmjenjivač topline obično je izmjenjivač instaliran na izvoru topline. Ovisno o njegovoj prirodi, ovaj izmjenjivač topline može biti izložen visokim temperaturama, koroziji, itd. U slučaju uporabe otpadne topline, izmjenjivač topline ne smije ometati proces, tj. pad tlaka treba ograničiti, a njegove dimenzije moraju biti u skladu sa slobodnim prostorom. Štoviše, u slučaju dimnih plinova koji sadrže sumpor, treba izbjegavati točku rosišta kiseline. Ovo objašnjava zašto se u većini komercijalnih postrojenja ispušni plinovi ne hlade ispod 120-180 °C, zavisno o sadržaju sumpora u plinovima. Provede se istraživanja kako bi se projektirali izmjenjivači topline koji su sposobni evakuirati kondenzate kiseline.



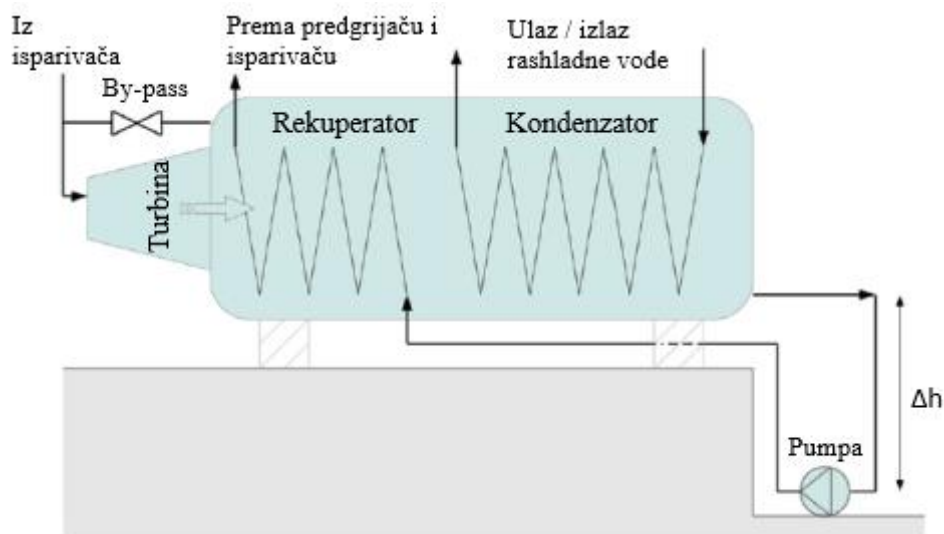
Slika 4. Izmjenjivač topline kod ORC-a („shell in tube“) [32]

Otpadna toplina se može povratiti na dva različita načina: (1) izravna izmjena topline između izvora topline i radnog fluida i (2) preko integrirane međupetlje s fluidom za prijenos topline s mjesta otpadne topline u isparivač, a za što se obično termalno ulje. Izravno isparavanje, iako više učinkovit i konceptualno jednostavnije, uključuje niz pitanja:

- Na visokim temperaturama (npr. tijekom pokretanja i prijelaznih režima), može doći do razgradnje radnog fluida kad je dosegnuta maksimalna temperatura njegove kemijske stabilnosti ili ako se pojave topla mjesta u izmjenjivaču topline.
- U slučaju direktnog isparavanja, regulacija i stabilnost sustava se otežano postiže. Nasuprot tome, petlja prijenosa topline prigušuje brze promjene izvora topline i omogućuje kontinuirani rad ciklusa (npr. za kontrolu grijanje u solarnom ORC sustavu).

Posljedica toga je da većina komercijalnih ORC postrojenja koristi međupetlje za prijenos topline.

Napredne konfiguracije također se orijentiraju prema integriranim izmjenjivačima topline. Dobar primjer pruža jedinica Turbodena (slika 5 [33]): kondenzator i rekuperator su integrirani u jednu komponentu zajedno s turbinom i spremnikom radnog fluida, što povećava kompaktnost, izbjegava upotrebu cijevovoda i smanjuje propuštanja.



Slika 5. Shematski prikaz Turbodeneove napredne konfiguracije turbina-rekuperator-kondenzator [33]

2.2.3. Pumpe

Napojne pumpe ORC-a su također važna komponenta i treba im ukazati posebnu pažnju tijekom procesa odabiranja i dimenzioniranja. One trebaju biti u skladu sa zahtjevima ciklusa u smislu regulacije, iskoristivosti, brtvljenja i NPSH, kako je niže opisano.

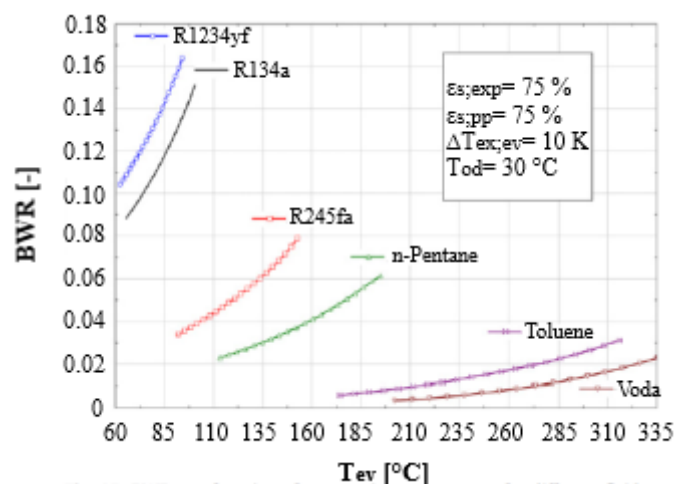
U većini ORC sustava pumpa se koristi za regulaciju masenog protoka radnog fluida. Elektromotor je spojen na inverter koji omogućava promjenu brzine vrtnje. Kod volumnih pumpi, protok je približno proporcionalan brzini vrtnje, dok u centrifugalnim pumpama protok također zavisi i o tlaku dobave (tj. razlici između tlak isparavanja i kondenzacije).

U tradicionalnom Rankineovom ciklusu s parom, potrebna snaga za pogon pumpe je izuzetno niska u usporedbi s izlaznom snagom ciklusa. Međutim, u ORC ciklusu, pumpe mogu značajno umanjiti ukupnu iskoristivost ciklusa. Omjer između potrebne snage za pogon pumpe i izlazne snage ekspandera naziva se omjer radova (engl. *Back Work Ratio* (BWR)):

$$\text{BWR} = \frac{\dot{W}_{\text{pp}}}{\dot{W}_{\text{exp}}} \quad (2-1)$$

Slika 6 [33] prikazuje *BWR* za nekoliko tipičnih radnih fluida kao funkciju temperature isparavanja. Iz slike se mogu izvesti dva zaključka:

- (1) što je viša kritična temperatura radnog fluida, niža je vrijednost *BWR*;
- (2) *BWR* raste s T_{ev} , a postaje značajno visok kada ciklus radi blizu kritične točke.



Slika 6. BWR kao funkcija temperature isparavanja za različite fluide [33]

Stoga je iskoristivost pumpe ključni parametar kod niskotemperaturnih ciklusa kao i kod nadkritičnih ciklusa. Postoji nekoliko radova koji se bave s iskoristivošću pumpi u ORC-u, i one su generalno prilično niske kod jedinica malih snaga [37].

Prema podacima proizvođača, centrifugalne pumpe (obično se koriste u jedinicama većih snaga) postižu iskoristivost veću od 60%, a membranske pumpe mogu raditi s iskoristivošću preko 40-50% [33]. Međutim, u literaturi nema dostupnih stvarnih podataka koji bi potvrdili te vrijednosti.

Organski fluidi su skupi i mogu biti zapaljivi, otrovni i imaju visoke vrijednosti GWP -a ili ODP -a. Stoga je važno osigurati potpunu nepropusnost ciklusa. To objašnjava zašto se membranske pumpe obično više preferiraju od klipnih pumpi. No treba imati na umu da membranske pumpe ostvaraju pulzirajući protok, koji u nekim slučajevima može predstavljati nedostatak (npr. zbog pulzacija tlaka i mjerenja protoka). Kada se koristite centrifugalne pumpe, nepropusnost se osigurava brtvljenjem uz vratilo.

Parametar *NPSH* (engl. *Low net pressure suction head*) je ključan parametar za dizajn ORC-a. Postoje strategije s ciljem kako bi se izbjegla kavitacija pumpe, koja može dovesti do oštećenja pumpe, do smanjenja protoka radnog fluida i sve do potrebe da se zaustavi rad postrojenja. Najčešće strategije su sljedeće [33]:

- 1) predpumpa (tzv. buster pumpa) s niskim NPSH se ugrađuje prije glavne napojne pumpe kako bi se osigurala potrebna visina dobave;
- 2) potrebna visina dobave može se ostvariti razlikom statičkog tlaka zbog vertikalne udaljenosti između kondenzatora (ili spremnika radnog fluida) i pumpe;
- 3) Dodavanjem nekondenzirajućih plinova (npr. dušika), manji dio se otopi u radnom fluidu i cirkulira kroz ciklus. Glavni dio ostaje u plinovitom stanju i s glavnim tokom dopijeva u kondenzatora, gdje se nakuplja zbog kondenzacije radnog fluida. Stoga je u kondenzatoru i u spremniku radnog fluida koncentracija nekondenzirajućih plinova najveća. Kad radni fluid napusti kondenzator (para - kapljevina okruženje) i krene prema pumpi (tj. više nije u kontaktu s nekondenzirajućim plinom), njegov tlak je veći od tlaka zasićenja. Stoga se podhladuje. Uvjet da ne dođe do kavitacije je da pothlađivanje mora biti dovoljno za osiguravanje NPSH-a potrebnog za pumpu, tj. parcijalni tlak nekondenzirajućeg plina mora biti veći od NPSH.

- 4) Potrebni *NPSH* može se postići toplinskim pothlađivanjem radnog fluida, koji se može ostvariti na tri različita načina.

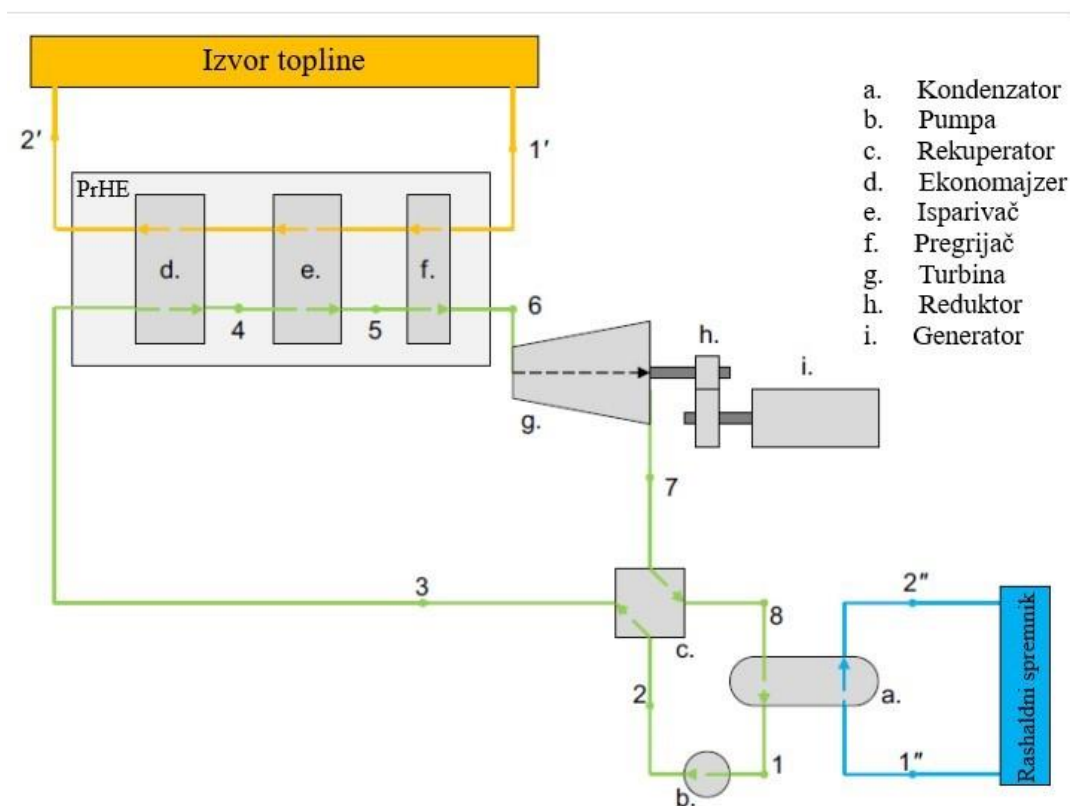
2.3. Moguće konfiguracije ORC postrojenja

U području ORC-a u praktičnoj primjeni se obično koristi samo nekoliko konfiguracija postrojenja, dok se ostale konfiguracije predlažu u znanstvenoj literaturi za posebne primjene. ORC ciklusi se mogu se podijeliti u dvije glavne kategorije, tzv. ciklusi s jednom razina tlaka i ciklusi s više razina tlaka; ciklusi s jednom razinom tlaka mogu se dalje podijeliti na podkritičke i nadkritičke (ili transkritičke) cikluse, dok su samo podkritični konfiguracije usvojene za cikluse s više razina tlaka. Osim ova dvije glavne grupe, ostala dva ciklusa su trokutasti ciklus i ciklus s potpunim isparavanjem, koji se uglavnom predlažu za iskorištavanje solarne energije.

2.3.1. Ciklusi s jednom razinom tlaka

Ciklus s jednom razinom tlaka je najjednostavnija konfiguracija postrojenja i zahtijeva mali broj komponenti: pumpu, PrHE, turbinu i kondenzator. Rekuperator je moguća opcija i koristi se kada iz tehničkih razloga nije moguće rashladiti izvor topline do okolišne temperatura. Na slici 7 [2] je prikazana konfiguracija ciklusa postrojenja s jednom razinom tlaka i rekuperacijom. Radni fluid stanja zasićene kapljevine (1) se odvodi iz sabirnika kondenzatora (a) te se njegov tlak povišuje pomoću pumpe (b) na maksimalni tlak ciklusa (2). Ako postoji rekuperator (c), kapljevina se zagrijava hlađenjem radnog fluida koji napušta turbinu (7). Radni fluid ulazi u PrHE (3) gdje apsorbira toplinu izvora topline. Zavisno o veličini postrojenja, konfiguraciji i radnom fluidu, PrHE može biti izmjenjivač topline s jednim prolazom ili formiran pomoću različitih jedinica. Konkretno, ako je ciklus nadkritičan ili ako se koristi mješavina fluida, jedina opcija je izmjenjivač topline s jednim prolazom; suprotno, za velika podkritična postrojenja se obično prihvaća fizička podjela na ekonomajzer (d), isparivač (e), a moguć je i pregrijač (f). Nakon turbinskog regulacijskog ventila, fluid visokog tlaka i temperature (6) ekspanira u turbini (g) ili u volumnom ekspaneru do tlaka malo višeg od kondenzacijskog. Mehanički rad pridobiven turbinom se pretvara u električnu energiju pomoću električnog generatora (i) spojenog na vratilo turbine. Ako je brzina vrtnje turbine različita od frekvencije mreže, koristi se električni generator s brojem parova polova

većim od jedan i reduktor (h), ili elektronički pretvornik frekvencije. Odeksandirali fluid potom eventualno prolazi kroz rekuperator i na kraju kondenzira u kondenzatoru (a).



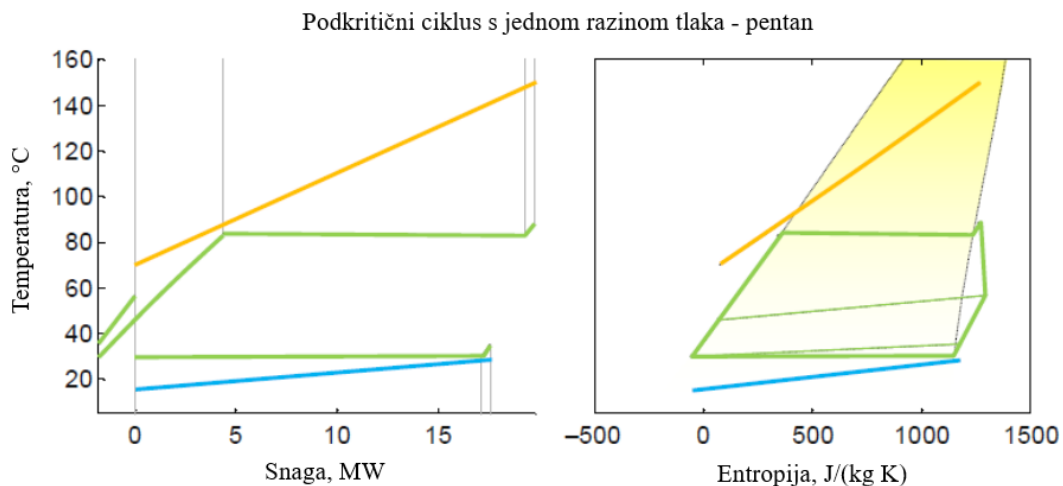
Slika 7. Konfiguracija ciklusa postrojenja s jednom razinom tlaka i rekuperacijom [2]

Jednostavnost i ostvarljiva iskoristivost čine ovaj ciklus prvom opcijom za mnoge različite primjene, od geotermalne do solarne energije, od uporabe otpadne topline do izgaranja biomase. Ta je konfiguracija podijeljena u dvije grupe temeljene na istoj konfiguraciji postrojenja, ali značajno različite u pogledu maksimalno ostvarljivoj iskoristivosti i troškovima proizvodnje električne energije; te grupe su podkritički i nadkritički ciklus.

2.3.1.1. Podkritični ciklus. Podkritični ciklus ima maksimalni tlak niži od kritičnog. Radni fluid prolazi kroz proces isparavanja koji je izoteran ako je čista tvar ili ima karakterističnu promjenu temperature ako se koristi mješavina. Podkritični ciklusi najčešća su konfiguracija velikih geotermalnih binarnih postrojenja s nisko i srednjetermperaturnim geotermalnim izvorima, kod izgaranje biomase te uporabe otpadne topline (Waste Heat Recovery - WHR). Ako radni fluid ima kritičnu temperaturu višu od maksimalne temperature izvora topline, korištenje pregrijanja je općenito štetno jer podrazumijeva smanjenje masenog protoka radnog fluida i proizvodnje energije. U ovom slučaju zasićeni ciklus je optimalno rješenje s

termodinamičkog i ekonomskog gledišta [2]. Naprotiv, ako se koristi fluid s niskom kritičnom temperaturom, preporučava se pregrijanje jer omogućava povećanje prosječne temperature dovođenja topline bez ograničavanja iskorištavanja izvora topline. Konstrukciju pregrijača treba pažljivo optimizirati kako bi se smanjili troškovi postrojenja. Općenito, poželjni su radni fluidi s visokom kritičnom temperaturom, a radni fluidi s niskom kritičnom temperaturom se koriste kada postoji potreba za održavanjem tlaka kondenzacije većim od okolišnjeg ili ako postoje ograničenja i na volumni protok i na ekspanzijski omjer. Slika 8 [2] prikazuje temperatura-toplina ($T-Q$) i temperatura-specifična entalpija ($T-s$) dijagram za blago pregrijani podkritični ciklus kod kojeg je radni fluid pentan.

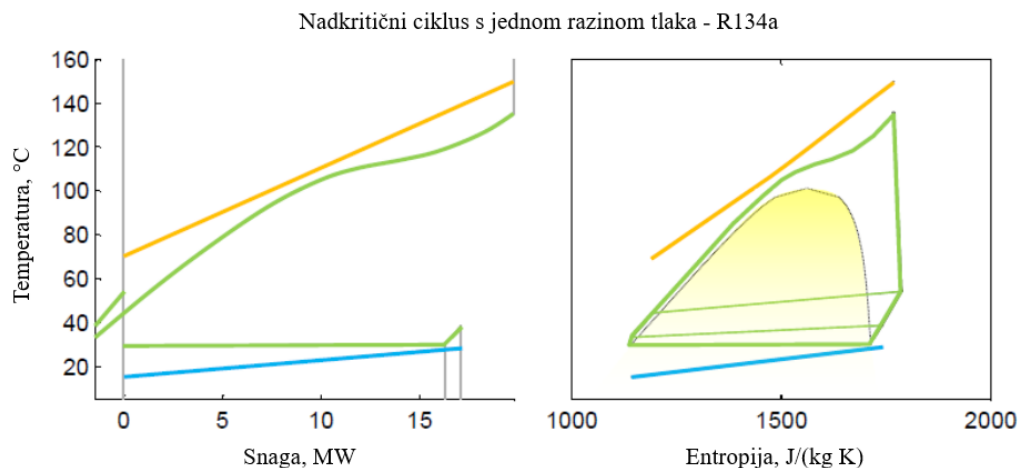
Zavisno o izvoru topline, svaka komponenta na slici može se formirati kao izdvojena komponenta u nizu ili paralelno.



Slika 8. Temperatura-toplina ($T-Q$) i temperatura-specifična entalpija ($T-s$) dijagram za blago pregrijani podkritični ciklus kod kojeg je radni fluid pentan [2]

2.3.1.2. Nadkritični ciklusi. Nadkritički ciklus je ciklus s maksimalnim tlakom višim od kritičnog. Radni fluid se zagrijava od pothlađene kapljevine do pregrijane pare s glatkim prijelazom iznad kritične točke. Promjena faze je postupna i sva se fizikalna i termodinamička svojstva kontinuirano mijenjaju prilikom dovođenja topline. Nadkritični ciklusi su zanimljivi jer mogu postići veće iskoristivosti spram podkritičnih ako je dostupan izvor topline dostatnog kapaciteta. Uz pravilan odabir radnog fluida i ispravnu optimizaciju parametara ciklusa, moguće je dobiti krivulju zagrijavanja radnog fluida koja se dobro slaže s promjenjivom temperaturom izvora topline, čime se smanjuje ukupna logaritamska temperaturna razlika i time gubici na iskoristivosti uslijed procesa dovođenja topline s

konačnim temperaturnim razlikama. Slika 9 [2] prikazuje $T-Q$ i $T-s$ dijagrame za nadkritični ciklus u kojem je radni fluid R134a. Moguće je zamijetiti izrazito smanjenje temperaturne razlike u PrHE u usporedbi s podkritičkim ciklusom.



Slika 9. $T-Q$ i $T-s$ dijagrame za nadkritični ciklus u kojem je radni fluid R134a [2]

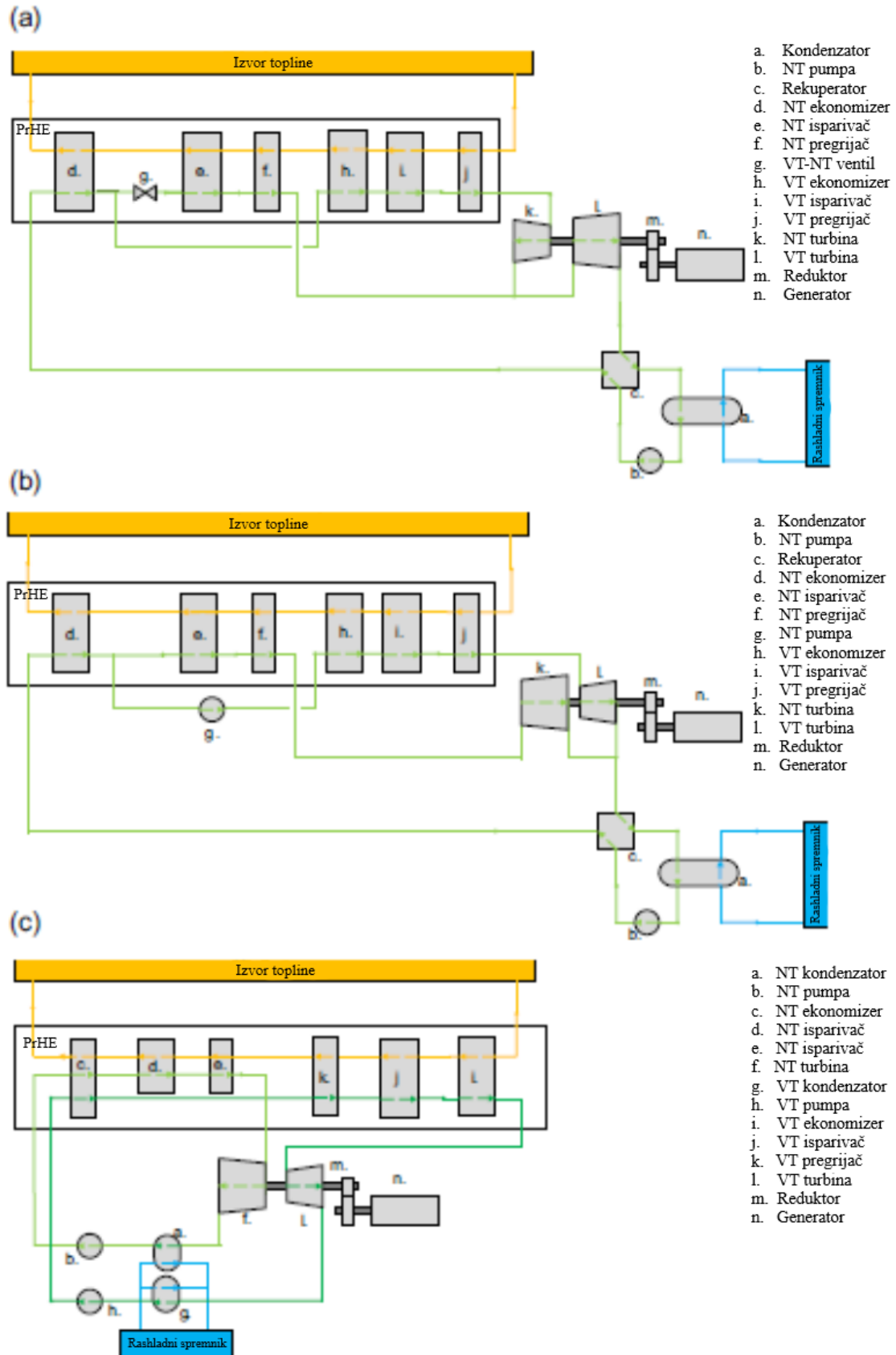
Unatoč većoj iskoristivosti, nadkritični ciklusi općenito imaju veće tlakove od podkritičnih ciklusa i time skuplju opremu. Zbog većeg tlaka ciklusa koriste se višestupne centrifugalne pumpe pa njihovu iskoristivost treba pažljivo razmotriti jer njihova potrošnja energije može biti relevantan udio u brutto proizvodnji energije (do 30% u nadkritičnim ciklusima s radnim fluidima s visokim kritičnim tlakom). Nadalje, povećavaju se troškovi izmjenjivača topline zbog veće debljine stijenki cijevi, osobito u geotermalnim primjenama gdje radni fluid se nalazi s vanjske strane cijevi. Nadkritični ciklusi su proučavani uglavnom za geotermalne primjene i uporabu topline iz industrijskih procesa gdje promjena temperature izvora topline kompatibilna je s oblikom krivulje nadkritičnog prijelaza radnog fluida [2].

Enel, Turboden i Politecnico di Milano su provodili eksperimentalna ispitivanja na nadkritičnom ciklusu snage 500 kW_{el} s R134a kod primjene za geotermalnu energiju [2]. Eksperimentalna istraživanja su pokazala veliku fleksibilnost ove vrste ciklusa uz stabilan rad. Vanprojektni rad je kontroliran promjenom brzine vrtnje pumpe i pokazano je da ciklus može glatko prelaziti iz nadkritičnog u podkritični režim s obzirom na maksimalnu temperaturu izvora topline i maseni protok bez pojave nestabilnosti. Drugi primjer je superkritični ciklus visoke iskoristivosti snage 1 MW_{el} koji je predložio Exergy [2], za uporabu topline ili primjenu kod izgaranja biomase. Posebne značajke ovog ciklusa su korištenje inovativne radijalne centrifugalne turbine i upotreba PP1 radnog fluida koji je perfluorirani fluid velike

složenosti i koji je prvi put korišten u području ORC. Zadnji primjer je WHR ORC snage 7,5 MW, koji je projektirao Mistral i instalirao u podnožju Rocky Mountains [2]; toplina se dobiva iz plinskih turbina instaliranih u pumpnim stanicama plinovoda prirodnog plina, a nadkritični ciklus s butanom kao radnim fluidom postiže maksimalnu temperaturu od 250 °C uz tlak 45 bar. U tom postrojenju s vrlo naprednom konfiguracijom koristi se dvostupanjski Atlas Copco turboekspander s dva reda rotorskih lopatica koje se vrte s različitim brzinama.

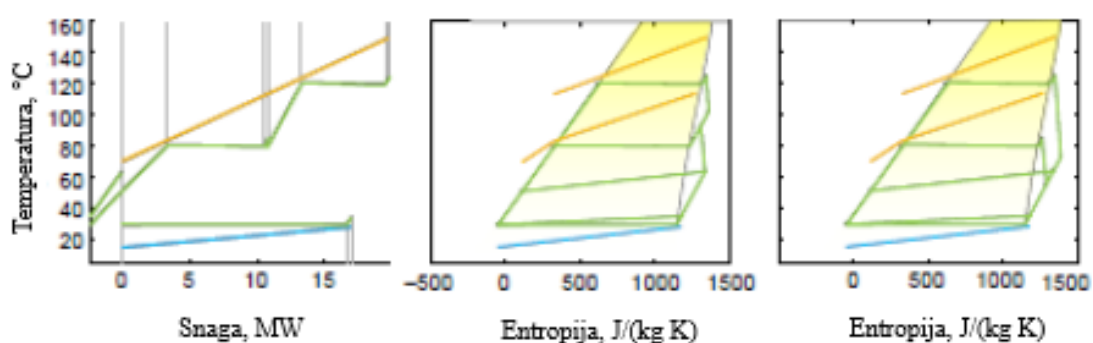
2.3.2. Ciklusi s više razina tlaka

Do sada se ovaj tip ciklusa rijetko koristio, unatoč činjenici da može postići veću iskoristivost u usporedbi s podkritičkim ciklusima na jednoj razini, te postiže slične karakteristike kao nadkritični. Usvajanje dva (ili više) tlaka isparavanja omogućuje bolje usklađivanje između temperaturnih profila u PrHE -u, ali zahtijeva složeniju konfiguraciju postrojenja i skuplju opremu (dvije turbine, veće površine za prijelaz topline, itd.). Zbog toga se predlažu samo za posebne primjene u kojima je iskoristivost energetske pretvorbe iznimno važna ili fiksni trošak izvora topline uvelike nadilazi troškove energetskog postrojenja. Primjer primjene gdje bi ciklus s dvije ili više razine tlaka mogao biti isplativ su duboki geotermalni rezervoari s visoki troškovi istraživanja i bušenja te uporaba industrijske otpadne topline iz postrojenja poput industrije cementa i čelika. U ovom posljednjem slučaju izlazna snaga postrojenja može biti i 10 MW_{el}, a ORC može biti kompetitivan Rankineovim parnim ciklusom. Općenito gledano, ciklus s dvije razine tlaka može se konfigurirati na mnogo različitih načina. Slika 10 [2] prikazuje tri različite konfiguracije postrojenja, ali i ostale se mogu dobiti kombinirajući različite izvedbe PrHE i turbine.



Slika 10. Tri različite konfiguracije postrojenja s dvije razine tlaka [2]

U konfiguraciji postrojenja prikazanoj na slici 10.a [2], kapljevina se nakon rekuperatora pumpa do maksimalnog tlaka ciklusa, ulazi u niskotemperaturni ekonomajzer gdje se zagrijava do temperature isparavanja niže razine tlaka. Nakon toga se ukupni maseni protok radnog fluida dijeli u dva toka: jedan dio odlazi u ekonomajzer visoke temperature i na kraju isparava pri visokom tlaku, dok drugi struji kroz izoentalpijski ventil gdje mu se tlak smanjuje do razine niskog tlaka. Pregrijanje pare se može realizirati na obje razine tlaka, umjesto korištenja zasićene pare. Turbine su poredane u seriju. U slučaju dvije ili više razina tlaka, imaju prednost radijalne centrifugalne turbine. Zahvaljujući povećanom polumjeru, mogu raditi s povećanim protokom s manje poteškoća od aksijalnih turbina; koriste se uvijene lopatice, a stupnjevi visokog i niskog tlaka su na istom disku. U konfiguraciji postrojenja na slici 10.b [2] koriste se dvije različite pumpe, prva pumpa ukupni maseni protok do nižeg tlaka, dok druga samo dio fluida na višu razinu tlaka. S obzirom na prvu konfiguraciju, koristi se skuplja oprema, s prednošću preciznije regulacije postrojenja. U tom su slučaju turbine postavljene paralelno, a tokovi se miješaju prije ulaska u rekuperator; ova konfiguracija može biti isplativa za velika postrojenja gdje je nepovoljno ekspanirati cijeli volumeni protok niskog tlaka u jednom stroju. Na kraju, slika 10.c [2] prikazuje tzv. tandem konfiguraciju koju u osnovi čine dva odvojena ciklusa s jednom razinom tlaka s različitim temperaturama isparavanja, gdje su obe turbine ugrađene na isto vratilo. Ova je konfiguracija skuplja od prethodne zbog potrebe većeg broja komponenti, a prednost joj je što su ciklusi nezavisni. $T-Q$ i $T-s$ dijagrami za dva ciklusa koji se razlikuju po rasporedu turbina su prikazani na slici 11 [2].



Slika 11. $T-Q$ za ciklus s dvije razine tlaka, $T-s$ dijagrami za dva ciklusa koji se razlikuju po rasporedu turbina (pentan radni fluid) [2]

2.3.3. Trilateralni ciklusi

U literaturi se predlažu druge konfiguracije ciklusa radi daljnjeg povećanja iskoristivosti postrojenja. Ti ciklusi pokušavaju što je moguće bliže reproducirati idealni Lorentzov ciklus. Ciklus najbliži idealnom ciklusu je trokutasti ciklus s ekspanzijom dvofaznog toka koji počima od stanja zasićene kapljevine [2]. Toplinski kapacitet radnog fluida je gotovo konstantan jer se toplina dovodi u uvjetima daleko od kritične točke pa na taj način postoji mogućnost održavanja gotovo konstantne temperaturne razlika u cijelom PrHE. Ideja je fascinirajuća, ali sa sobom nosi brojne poteškoće koji se uglavnom odnose na konstrukciju i rad ekspandera. Prvi problem je ekspanzija dvofaznog toka uz prisutnost kapljica što uzrokuje eroziju metalnih površina i ograničava obodnu brzinu. Za tu se primjenu sugeriraju vijčani ekspanderi, koji su naširoko proučavani u HVAC primjenama. O tome više u poglavlju o ekspanderima. Nadalje, ključno je koristiti radne fluide s kritičnom temperaturom blizu maksimalne temperature ciklusa kako bi se povećala gustoća zasićene pare koja nastaje u fazi isparavanja. Ova ograničenja podrazumijevaju da su trilateralni ciklusi isparavanja prikladni za iskorištavanje izvora topline srednje-niske temperature pomoću radnih fluida male-srednje složenosti.

S ciljem iskorištavanja izvora topline s odgovarajućom temperaturnom promjenom, ukupna ekspanzija može se podijeliti na više uređaja. Vijčani ekspanderi rade uz poteškoće s dvofaznim tokom na usisnom otvoru zbog fazne stratifikacije koja dovodi do nepravilnog punjenja uređaja. Predloženo rješenje sastoji se u trilateralnom ciklusu s dvije razine tlaka [2].

Na kraju, predložen je ciklus s potpunim isparavanjem („Complete Flashing Cycle“ - CFC) [2], s ciljem da se trilateralni ciklus primjeni u visokotemperaturnim primjenama, npr. kod iskorištavanja solarne energije pomoću naprednih solarnih kolektora. Ovaj ciklus općenito koristi radne fluide velike složenosti poput siloksana.

2.4. Odabir radnog fluida

Budući da utječe na iskoristivost sustava, veličinu komponenti, konstrukciju ekspanzijskog stroja, stabilnost i sigurnost sustava kao i okoliša, odabir radnog fluida je od iznimnog značaja kako za tehničke (termodinamičke) tako i ekonomske karakteristike ORC-a. Po karakteristikama različit od ostalih termodinamičkih ciklusa, kao što su kompresijski rashladni ciklus (radni uvjeti su definirani) i Kalina ciklus (sastav radnog fluida je definiran ali se maseni udjeli mijenjaju), odabir radnog fluida kod ORC-a je složeniji zadatak zbog sljedeća dva razloga:

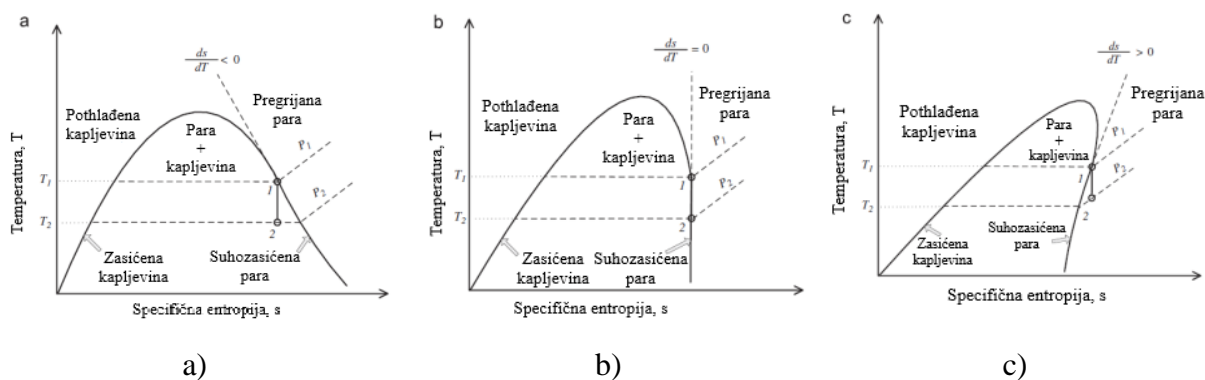
1. Radni uvjeti i toplinski izvori ORC-a se mijenjaju u širokom području – od niskotemperaturnih toplinskih izvora od 80 °C (npr. geotermalna energija, pločasti solarni kolektori) do visokotemperaturnih od 500 °C (npr. biomasa);
2. Izuzev nekih fluida čije kritične temperature su jako niske ili jako visoke, kao radni fluidi za ORC mogu se koristiti brojne tvari, uključujući ugljikovodike, aromatske ugljikovodike, etere, perfluorougljikovodike, CFC, alkohole, silikone i ostale anorganske tvari (koji inherentno ne bi trebali biti ORC, već zbog sličnosti s ORC – om su uključeni).

2.4.1. Kategorije te termodinamička i fizikalna svojstva radnih fluida

2.4.1.1. Kategorije radnih fluida. Osim s gledišta strukture i vrste atoma u molekuli fluida, radni fluidi se mogu kategorizirati prema krivulji zasićenja pare, koja je jedna od najznačajnijih karakteristika radnih fluida korištenih kod ORC-a. Ova karakteristika utječe na primjenjivost fluida, učinkovitost ciklusa i raspored pripadajuće opreme u sustavima za proizvodnju mehaničke energije [37]. Kao što je prikazano na slici 12 [38], prema temperatura - entropija ($T - s$) dijagramu općenito postoje tri vrste krivulja zasićenja: suhi fluid s pozitivnim nagibom, vlažni fluid s negativnim nagibom i izentropski fluid s gotovo beskonačno velikim nagibom. Primjeri vlažnih fluida su voda i amonijak. Iz $T - s$ dijagrama se vidi da se se pregrijač koristi za pregrijavanje pare. Zasićena parna faza suhog fluida postaje pregrijana nakon izentropske ekspanzije. Izentropski fluid ima gotovo vertikalnu krivulju zasićenja pare, npr. R11 i fluorinal 85. Budući da para ekspandira duž vertikalne linije u $T - s$ dijagramu, zasićena para na ulazu u turbinu će ostati zasićen tijekom ekspanzije kroz turbinu sve do izlaza iz turbine, bez kondenzacije. Značajka trajnog zasićenja tijekom ekspanzije i

činjenica da nema potrebe za ugradnjom regeneratora čini izentropske fluide idealnim radnim fluidima za ORC [37].

Zbog negativnog nagiba krivulje zasićenja pare kod vlažnih fluida, tok na izlaznu iz turbine obično sadrži puno zasićena (vrole) kapljevine. Prisutnost kapljevine faze unutar protočnog dijela turbine može erozijskim djelovanjem oštetiti lopatice turbine i također umanjiti izentropsku iskoristivost turbine. Tipično, minimalni udio suhozasićene pare na izlaz iz turbine se drži povrh 85%. Da bi se zadovoljio minimalni udio suhozasićene pare na izlazu iz turbine, vlažni fluid je potrebno na ulazu u turbinu pregrijati [39]. Zbog smanjenja koeficijenta prijenosa topline kod parne faze, postoji zahtjev za povećanom površinom prijenosa topline, a time i cijena pregrijača značajno raste. Tu su i druga eksploatacijska pitanja vezana za pregrijač. Kod "izentropskih" i "suhih" fluida nije potrebno pregrijavanje kako bi se otklonio štetni utjecaja kapljica fluida na lopatice ekspandera, te nije potrebna ugradnja paropregrijača. Stoga su suhi ili izentropski radni fluidi prikladniji za ORC sustave [40]. Ako je fluid "previše suh", para nakon ekspanzije u turbini je značajno pregrijana, i predstavlja otpadnu toplinu te predstavlja dodatno rashladno opterećenje u kondenzatoru [41]. Obično se za regeneraciju koristi regenerator topline ispušne pare kako bi se povećala iskoristivost ciklusa; kako god bilo to će povećati početna ulaganja i složenost sustava, što je pitanje kompromisa. Stoga u radu [42] smatraju da su izentropski fluidi najprikladniji za korištenje niskotemperaturne otpadne topline. U svojim kasnijim istraživanjima [43] o utjecaju tipa krivulje zasićenja pare radnog fluida na iskoristivost sustava i nepovratnosti, rezultati su pokazali da vlažni fluidi s vrlo strmom krivuljom zasićenja pare u T - s dijagramu daju bolje ukupne iskoristivosti energetske pretvorbe od suhih i izentropskih fluida. No nisu uvijek prikladni za ORC sustave kada se uzimaju u obzir i druga termofizička svojstva.



Slika 12. T - s dijagram za vlažni (a), izentropski (b) i suhi (c) fluid [38]

S obzirom na pregrijavanje, u radu [42] su utvrdili da za rad između dvije izobare, iskoristivost sustava se sukladno povećava i smanjuje kod vlažnih odn. suhih fluida, dok se kod izentropskih fluida postiže približno konstantna vrijednost za visoke temperature na ulazu u turbinu. Kod suhih fluida, kada je tlak visok, pregrijavanje može neznatno povećati iskoristivost sustava. Iskoristivost računata po 2. Zakonu termodinamike se s povećanjem temperature na ulazu u turbinu smanjuje zbog povećanja nepovrativosti [44]. Pošto je utvrđeno da termodinamička iskoristivost ciklusa slabo zavisi o temperaturi na ulazu u turbinu, preporučeno je da kod organskih fluida nije potrebno uvođenje pregrijavanja [45].

2.4.1.2. Termodinamička i fizikalna svojstva. Karakteristike ORC sustava uvelike zavise o svojstvima radnog fluida, koja uvjetuju iskoristivost sustava, radne uvjete, utjecaj na okoliš i ekonomsku održivost [46]. Relacije između svojstava radnog fluida i uobičajenih ekonomski i termodinamičkih pokazatelja ORC-a, s teoretske i analitičke točke gledišta su analizirane kako slijedi.

Latentna toplina isparavanja. Termodinamička iskoristivost ORC-a može se napisati kao

$$\eta_{t,I} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{do}}} \quad (2-2)$$

gdje su: W_{net} - netto predani rad; Q_{do} - dovedena toplina u ORC-u.

Studija predstavljena u [47] naglašava da visoka latentna toplina isparavanja omogućava dovođenje većine količine raspoložive topline tijekom promjene faze radnog fluida, čime se izbjegava potreba za reguliranjem pregrijavanja i ekspanzije pare kod regenerativnog predgrijavanja kako bi se postigla viša iskoristivost. S točke gledišta predanog rada, u [41] su ustanovili da kada su definirane temperature i drugi parametri, fluidi s višom latentnom toplinom proizvode veći jedinični rad. Međutim, kad je izvor topline otpadna toplina, poželjni su organski fluidi s nižom latentnom toplinom isparavanja. Niža latentna toplina isparavanja radnog fluida dovodi do toga da proces prijenosa topline u isparivaču se odvija uglavnom pri promjenjivoj temperaturi. Zbog toga temperaturni profil radnog fluida u isparivaču bolje slijedi temperaturni profil ogrjevnog fluida izvora topline [48]. To znači da je razlika temperatura između fluida u izmjenjivaču topline manja, kao što je prikazano na slici 2, pa se smanjuje nepovrativost procesa prijenosa topline. Jednom riječju, za ORC-eve na

otpadnu ili geotermalna toplinu, prikladna, ali ne visoka latentna toplina isparavanja rezultirala bi boljim ukupnim karakteristikama postrojenja.

Što se tiče latentne topline isparavanja, omjer latentne topline isparavanja i osjetne topline utječe značajno na termodinamičku i eksergijsku iskoristivost ORC-a. Iz literature [49] bi se moglo zaključiti da omjer visoke temperatura isparavanja i entalpije isparavanja (omjer latentne topline isparavanja i osjetne topline) može rezultirati visokom iskoristivošću ORC-a. U radu [50] predlažu termodinamički indeks, u kojem je definiran Jacobov broj. Zapravo, Jacobov broj je vrlo blizu omjera latentne topline isparavanja i osjetne topline. Štoviše, u [51] predlažu tzv. *Figure Of Merit* (FOM) definiran kao:

$$FOM = Ja^{0.1} \left(\frac{T_{kon}}{T_{isp}} \right)^{0.8} \quad (2-3)$$

koji kombinira Jakobov broj, temperaturu kondenzacije i temperaturu isparavanja. Ovdje, za razliku od rada [50], Jakobov broj je definiran kao $Ja = C_p^* dT / H_v$, gdje je $C_p^* dT$ osjetna toplina isparavanja, a H_v latentna toplina isparavanja, tj. recipročan je omjeru latentne topline isparavanja i osjetne topline. Njihovi su rezultati pokazali da manji *FOM* znači veći omjer latentne topline isparavanja i osjetne topline, i time veću termodinamičku iskoristivost, što je objasnilo rezultate iz rada [49].

S točke gledišta eksergijske iskoristivosti koja je definirana kao [52]:

$$\eta_{t,II} = \frac{W_{net}}{E_{do}} \quad (2-4)$$

gdje su: W_{net} - netto predani rad; E_{do} - unešena eksergija u ORC. Iz analize provedene u radu [46] može se vidjeti da niža vrijednost omjera latentne topline isparavanja i osjetne topline znači veću eksergijsku iskoristivost, pa se stoga smatra da je omjer latentne topline isparavanja i osjetne topline optimalni pokazatelj za najbolje radne fluide. Valja istaknuti da je termodinamička iskoristivost prikladnija kao karakteristični pokazatelj za solarnu energiju i biogoriva [49], dok je netto predani rad prikladniji kao karakteristični pokazatelj za otpadnu toplinu i geotermalnu energiju [53, 54]. Tada je eksergijska iskoristivost koristan pokazatelj za definiranje kvalitete energije, koji bi se mogao primijeniti za sve obnovljive izvore energije za analizu nepovratnosti sustava.

Gustoća. Visoka gustoća pare je od ključnog značaja, posebno za fluide koji pokazuju vrlo nizak tlak kondenzacije (npr. silikonska ulja). Niska gustoća dovodi do većeg volumskog protoka: stoga su padovi tlaka u izmjenjivačima topline povećavaju, kao i dimenzije ekspandera. No to ima zanemarivo mali utjecaj na cijenu sustava [36].

Pod pretpostavkom zanemarivanja bilo kakvog utjecaja Reynoldsovog broja, izentropska iskoristivost se može izraziti kao funkcija od samo dva parametra [55]:

- parametar veličine SP

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{iz}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} \frac{\sqrt{\dot{m}_{iz}/\rho_{iz}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} \quad (2-4)$$

koji uzima u obzir stvarne dimenzije turbine, i

- omjer izentropskih protoka VFR

$$VFR = \frac{\dot{V}_{iz}}{\dot{V}_{ul}} = \frac{\rho_{ul}}{\rho_{iz}} \quad (2-5)$$

definiran promjenom specifičnog volumena kroz turbinu za slučaj izentropskog procesa ekspanzije, a uzima u obzir stlačivosti tijekom ekspanzije.

Prema Macchiju i Perdichizziju [55], veća vrijednost SP rezultira većim dimenzijama turbine. Prema jednadžbi (4) čini se da viša gustoća na izlazu iz turbine ima negativan utjecaj na SP pa će stoga dimenzije turbine biti manje. Također prema Macchiju i Perdichizziju [55], niže vrijednosti VFR daju veću iskoristivost turbine. Štoviše, Invernizzi i sur. [56] navode kako bi se dobila turbina s iskoristivošću većom od 80%, VFR bi trebao biti manji od 50. Stoga je bolje da je vrijednost omjera između gustoća na ulazu i izlazu iz turbine manji od 50.

Specifična toplina. Specifična toplina kapljevine faze trebala bi biti niska kako bi se mogao smanjiti rad koji troši pumpa i time povećati indirektno korisni rad [57, 58]. To se se može provjeriti iz rezultata proračuna provedenih od strane iz Borsukiewicz-Gozdur [59]. Na temelju rezultata može se zaključiti da ne postoji izravna veza između specifičnog rada ili ukupnog rada pumpe i specifične topline kapljevine faze. Na primjer, može se vidjeti da viša

vrijednost $c_{p,1}$ dovodi do manjeg rada pumpe za R236ea nego za R227ea. Iz proračunskog izraza za rad pumpe [59]:

$$W_p = \dot{m}_f w_p = \dot{m}_f (p_{isp} - p_{kon}) v_k / \eta_p \quad (2-6)$$

može se vidjeti da nema izravne veze između specifičnog ili ukupnog rada pumpe i specifične topline kapljevite faze pa niska vrijednost specifične topline kapljevine nije nužna za rad pumpe.

Kritična temperatura. Invernizzi i sur. [60] smatraju da je ekspanzijski omjer tlakova u turbini povezan kako s koncentracijskim faktorom tako i kritičnom temperaturom. Ako temperatura kondenzacije i omjer temperature isparavanja i temperature kondenzacije su fiksni, omjer tlakova raste s koncentracijskim faktorom i kritičnom temperaturom. Isto tako, za dane temperature isparavanja i kondenzacije, konfiguracija ciklusa za postizanje dobre iskoristivosti se postiže samo iz fluida s visokom kritičnom temperaturom, iako je iskoristivost sustava slaba funkcija kritične temperature [40]. To podrazumijeva, međutim, nizak tlak kondenzacije što bi moglo biti u kontradikciji s konstrukcijom turbine i postrojenja. Obrnuto, visoki tlak kondenzacije, koji podrazumijeva nisku temperaturu, često je u suprotnosti s konfiguracijom za postizanje dobre termodinamičke iskoristivosti [61]. Bruno i sur. [62] analizirali su bazu Aspen plus softvera kao referentnu za preliminarni odabir radnog fluida, gdje su najviši i najniži tlak ciklusa sa suhozasićenom parom optimalni s ciljem postizanja maksimalne termodinamičke iskoristivosti po prvom zakonu termodinamike. Rezultati pokazuju da korištenje fluida s višom kritičnom temperaturom rezultira višom iskoristivošću, ali i nižim tlakom kondenzacije. Potrebna je komplementarna studija s ciljem povećanja tlaka kondenzacije za korištene radne fluide do atmosferskog tlaka te ponoviti postupak simulacije kako bi se odredila iskoristivost ciklusa u novim radnim uvjetima. Međutim, visoka kritična temperatura također uključuje rad pri specifičnoj gustoći pare mnogo nižoj od kritične gustoće. Ova smanjena gustoća pokazuje veliki utjecaj na dizajn ciklusa, jer komponente trebaju biti predimenzionirane [55].

Temperatura ključanja. Radni fluidi trebaju biti laki za rukovanje u okolišnim uvjetima, pa se očekuje da temperatura ključanja bude u području 0 – 100 °C. Mago i sur. [42] su utvrdili utjecaj temperature ključanja na termodinamičku iskoristivost postrojenja s osnovnim i regenerativnim ORC-om usporedbom rezultata simulacije za R113, R123, 245ca i izobutan.

Rezultati su pokazali da fluid koji daje najbolju termodinamičku iskoristivost je onaj s najvišom temperaturom ključanja među odabranim fluidima. Međutim, čini se da navedena studija uključuje mali uzorak radnih fluida i upitno je, je li se zaključak može proširiti na sve fluide ili različite grupe (tipove) fluida.

Ledište. Ledište radnog fluida mora biti niže od najniže temperature u ciklusu.

Molekularna masa. Rad ekspanzije je obrnuto proporcionalan molekularnoj masi, što znači da turbine s „teškim“ fluidima teže nižim obodnim brzinama i malom broju turbinskih stupnjeva. Općenito, kompleksne molekule također su i „teške“ i to karakterizira većinu organskih tvari. Ako je, kako se to često događa, niska vrijednost rada je povezana s velikim ekspanzijskim omjerom (na primjer u rasponu 100–1000), javljaju se problemi povezani s nadzvučnim strujanjem, a ne sa specifičnim radom, i vjerojatno će utjecati na broj stupnjeva [61]. Nadalje, visoka molekularna masa ima pozitivan utjecaj na iskoristivost turbine. Međutim, fluidi s visokim kritičnim tlakom i visokom molekulom masom zahtijevaju veće površine za prijenos topline [46].

Složenost molekula. Iz definicije složenosti molekule može se vidjeti da je izravno povezan s time je li radni fluid suhi, mokri ili izentropski [60]. Ako se složenost molekule poveća, omjer specifičnih toplina γ opada, težeći prema jedinici, a nagib linije suhozasićene pare postaje pozitivan: što je pozitivnija, to je složenija molekularna struktura. Nagib granice (linije zasićenja) para-mješavina je u prvoj aproksimaciji, funkcija samo broja atoma u molekuli, a ne njihove mase ili karaktera [63, 64]. U pravilu, kritična temperatura i koncentracijski faktor fluida raste sa složenošću molekula, a kritični tlak opada sa složenošću molekula; to vrijedi za homologe fluide. Kod homolognih fluida složenost molekula raste s broj atoma u molekuli [60].

Nakon adijabatske (stvarne) ekspanzije, para na izlazu iz turbine je pregrijana, gdje je stupanj pregrijanja proporcionalan složenosti molekula. Dakle, veća složenost molekula, manje hlađenja pare tijekom ekspanzije. Kod preliminarnog proačuna turbine treba imati na umu da manja složenost molekula znači istovremeno i nižu izentropsku iskoristivost turbine iste veličine [60]. U svakom pogledu veća složenost molekula rezultira učinkovitijim regenerativnim ciklusom. Jedine iznimke od ovog pravila su benzen i cikloheksan. To znači da će regeneracija biti učinkovitija kod ORC - eva koji koriste fluide s jako složenim molekulama, uz izuzeće ciklohidrokarbona [66]. Međutim, za ORC-eve na otpadnu toplinu ili

geotermalnu energiju, što je veća složenost molekula, niža je iskoristivost sustava i korisni rad [59]. Ukratko, odabir radnog fluida prema složenosti molekula zavisi i o vrsti izvora topline.

Viskoznost. Niska viskoznost kako kapljevite tako i parne faze radnog fluida je potrebna kako bi bili niži gubici trenja u izmjenjivačima topline i cjevovodima.

Toplinska vodljivost. Za dobivanje visokih vrijednosti koeficijent prijenosa topline u izmjenjivačima topline potrebna je visoka toplinska vodljivost radnih fluida.

2.4.2. Pregled čistih radnih fluida

Kako je izbor radnog fluida izuzetno značajan za karakteristike i ekonomičnost ORC-a, provedena su brojna istraživanja u području radnih fluida. Najčešće korištena metoda istraživanja se sastoji u izradi stacionarnog simulacijskog modela ORC-a, te provođenju simulacija s različitim radnim fluidima [38]. U Tablici 2 su prikazani čisti radni fluidi, kandidati za ORC, različiti organski fluidi ali i anorganski. S gledišta strukture i vrste atoma u molekuli fluida, radni fluidi za ORC mogu se kategorizirati u sedam glavnih grupa:

1. Ugljikovodici, uključujući linearne (n-butan, n-pentan), razgranate (Izobutan, izopentan) i aromatske ugljikovodike (toluen, Benzen) imaju:
 - Poželjne termodinamičke osobine;
 - Pitanja zapaljivosti;
2. Perfluorouglikovodici (potpuno fluorirani ugljikovodici) su/imaju:
 - Izuzetno inertni i stabilni;
 - Izuzetna složenost molekula;
 - Termodinamski nepoželjni;
3. Siloksani (MM, MM/MDM/MD2M)
 - Atraktivni za mješavinu fizikalnih i toplinskih svojstava (niska toksičnost i zapaljivost; velika molekularna masa; dugotrajna upotreba kao visokotemperaturni nosač topline)
 - Često su dostupni kao mješavine, a ne kao čisti fluidi;
 - Izobarna kondenzacija i isparavanje, ne istodobno izotermna;
4. Djelomično fluoro-supstituirani ugljikovodici ravnog lanca

- Među njima je nekoliko fluida čija vrijednost ODP je jednaka nuli od kojih su neki od značajnog potencijalnog interesa;
5. Eteri i fluorirani eter imaju:
- Pitanja zapaljivosti i toksičnosti;
 - Termodinamski nepoželjni;
6. Alkoholi, imaju:
- Pitanja zapaljivosti;
 - Topljivi u vodi;
 - Termodinamski nepoželjni;
7. Anorganski, imaju:
- Rasprostranjeni i jeftini;
 - Mali utjecaj na okoliš;
 - Određeni problemi pri radu;

Tablica 2 [38] sažeto prikazuje preporučene fluide za različite primjene, uvjete rada i pokazatelji uspješnosti. Iz tablice 2 može se vidjeti da unatoč brojnim studijama po pitanju radnog fluida nije identificirana niti jedan fluid kao optimalan za ORC. To je iz sljedećih razloga:

1. Opseg istraživanih radni fluida varira;
2. Različite vrste izvora topline i radni uvjeti zahtijevaju različite optimalne radne fluide;
3. Različiti pokazatelji učinkovitosti rezultiraju različitim najboljim radnim fluidom;
4. Dok studije o odabiru radnog fluida u znanstvenoj literaturi pokrivaju širok raspon radnih fluida, u komercijalnim ORC elektranama se zapravo koristi samo nekoliko radnih fluida. Ti fluidi razvrstani prema kritičnoj temperaturi su [38]:
 - HFC-134a: Koristi se u geotermalnim elektranama ili kod povrata otpadne topline na vrlo niskoj temperaturnoj razini.
 - HFC-245fa: Niskotemperaturni radni fluid, uglavnom se koristi kod iskorištavanja otpadne topline.

- n-pentan: Koristi se u jedinom komercijalnom solarnom ORC postrojenju u Nevadi. Druge primjene uključuju korištenje otpadne topline i srednjetemperature geotermalne izvore.
- Solkatherm: Korištenje otpadne topline.
- OMTS: CHP elektrane.
- Toluene: Korištenje otpadne topline.

Prema [65], odabir optimalnih radnih fluida koji odgovaraju razini temperature izvora topline je prikazan na slici 13.

Jednom riječju, ne postoji radni fluid pogodna za bilo koji ORC. U isto vrijeme, odabir radnog fluida ne bi trebao uzeti u obzir samo termodinamičke karakteristike (iskoristivost po prvom zakonu termodinamike, izlazna snaga, itd.) i ekonomičnost sustava, već također i druge čimbenike, kao što su maksimalna i minimalna temperatura te tlak sustava, dizajn ekspandera ili turbine, te okoliš i sigurnost.

Tablica 2. Čisti radni fluidi (jednokomponentni) za primjenu kod ORC-a [38]

Kategorija i naziv	Alternativni naziv	Kritični tlak, p_{kr} , bar	Kritična temperatura, T_{kr}
Hydrocarbons (HCs)			
Ethane	R-170	48.7	32
Propene	R-1270	45.3	91
Propane	R-290	41.8	96
Cyclopropane	HC-270	54.8	124
Propyne	-	56.3	129
Isobutane	R-600a	36.4	135
Isobutene	-	39,7	144
N-butane	R-600	37,9	152
Neopentane	-	31,6	160
Isopentane	R-601a	33,7	187
N-pentane	R-601	33.6	196
Isohexane	-	30,4	225
N-hexane	-	30,6	235
N-heptane	-	27,3	267
Cyclohexane	-	40,7	280
N-octane	-	25	296
N-nonane	-	22,7	321
N-decane	-	21,0	345
N-dodecane	-	17,9	382
Benzene	-	48,8	298
Toluene	-	41,3	319
p-Xylene	-	34,8	342

Ethylbenzene	-	36,1	344
N-propylbenzene	-	32	365
N-butylbenzene	-	28,9	388
Perfluorocarbons(PCFs)			
Carbon-tetrafluoride	R-14	36,8	-46
Hexafluoroethane	R-116	30,5	20
Octafluoropropane	R-218	26,8	73
Perfluoro-N-pentane	PF-5050	20,2	149
Decafluorobutane	R-3-1-10	23,2	113
Dodecafluoropentane	R-4-1-12	20,5	147
Chlorofluorocarbons (CFCs)			
Trichlorofluoromethane	R-11	43,7	197
Dichlorodifluoromethane	R-12	39,5	111
Trichlorotrifluoroethane	R-113	33,8	213
Dichlorotetrafluoroethane	R-114	32,4	145
Chloropentafluoroethane	R-115	30,8	79
Hydrofluorocarbons(HFCs)			
Trifluoromethane	R-23	48,3	26
Difluoromethane	R-32	57,4	78
Fluoromethane	R-41	59,0	44
Pentafluoroethane	R-125	36,3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	40,6	101
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	37,6	73
1,1-Difluoroethane	R-152a	44,5	112
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	28,7	101
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	31,9	124
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	34,1	139
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	36,1	153
1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca	38,9	174
OctafluorocyclobutaneRC-318	RC-318	27,8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutane	R-338mccq	27,2	159
1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc	32,7	187
Hydrofluoroolefins (HFOs)			
2,3,3,3-Tetrafluoropropene	HFO-1234yf	33,8	94,7
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)			
Dichlorofluoromethane	R-215	51,8	178
Chlorodifluoromethane	R-22	49,9	96
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123	36,6	183
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36,2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42,1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40,6	137
Siloxanes			

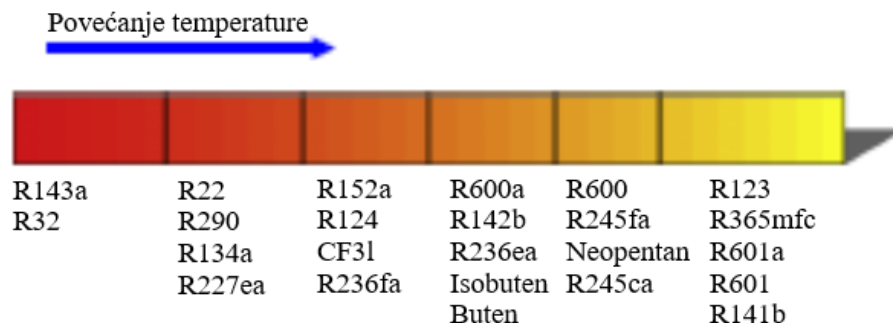
Hexamethyldisiloxane	MM	19,1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14,4	291
Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12,2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9,3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13,1	312
Decamethylcyclopentasiloxane	D5	11,6	346
Dodecamethylcyclohexasiloxane	D6	9,5	371
Alcohols			
Methanol	-	81,0	240
Ethanol	-	40,6	241
Fluorinated ethers			
Pentafluorodimethylether	RE125	33,6	81
Bis-difluoromethyl-ether	RE134	42,3	147
2-Difluoromethoxy-1,1,1-trifluoroethane	RE245	34,2	170
Pentafluoromethoxyethane	RE245mc	28,9	134
Heptafluoropropyl-methyl-ether	RE347mcc	24,8	165
Ethers			
Dimethyl-ether	RE170	53,7	127
Diethyl-ether	R-610	36,4	198
Inorganics			
Ammonia	R-717	113,3	132
Water	R-718	220,6	374
Carbon dioxide	R-744	73,8	31

Tablica 3. Preporučeni fluidi za različite primjene, uvjeti rada i pokazatelji uspješnosti [38]

Primjena	Temperatura izvora	Temperatura isparavanja	Temperatura kondenzacije	Pokazatelj uspješnosti	Radni fluid
Otpadna toplina	-	67–287 °C	20 °C	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Benzen
Otpadna toplina	327 °C	-	20-60 °C	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, ukupna nepovrativost	p-Xylene
Otpadna toplina	-	80-110 °C	35-60 °C	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	R123, R124
Otpadna toplina	-	100-210 °C	25 °C	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike	R113
Otpadna toplina	145	80-140	20	Izlazni rad	R236ea
Otpadna toplina	140	-	27	Izlazni rad, Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	R123
Otpadna toplina	470	96-221	35	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Benzen
Otpadna toplina	100-250	80-230	30	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Benzen
Otpadna toplina	250-500	-	85	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	n-hexane, n-pentane za 250 °C, toluene, n-octane, i voda

					za 350 °C, toluene i n-dodecane za 500 °C
Otpadna toplina	85	55-80	25	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike, ukupna nepovrativost, izlazni rad	Butane, R245fa i R141b
Otpadna toplina	85	60	25	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	R123
Otpadna toplina	160	144-156	20	A/W_{net}	R11
Otpadna toplina	150	-	20	Izlazni rad, UA i SP	R114, R245fa, R601a, R601, R141b and R113
Otpadna toplina	140	-	20	Višekriterijsko odlučivanje uključeno u A/W_{net} i iskoristivost povrata topline	R123 za 100–180 °C, R141b za iznad 180 °C
Otpadna toplina	292	277	27	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike, izlazni rad	R123
Otpadna toplina	327	-	27-87	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, ukupna nepovrativost	R245fa, R245ca
Geotermalna energija	80-115	65-100	25	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, izlazni rad	Propan
Geotermalna energija	70-90	-	-	A/W_{net}	Amonijak
Geotermalna energija	120	100	30	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Geotermalna energija	91,1	-	28	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike, A/W_{net}	R601a, R601
Biomasa	-	250-350	90	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Butilbenzen
Biomasa	-	170	50	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Etanol
Solarna energija	-	60-100	35	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike, ukupna nepovrativost	R134a
Solarna energija	-	$70-(T_c-10)$	30	A/W_{net}	R245fa
Solarna energija	-	120-150	15	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike	Solkatherm
-	-	80-200	20	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike	R227ea za 80–160 ; R245fa za 160–200

-	60-160	55-155	30	Iskoristivost po 1. zakonu termodinamike, iskoristivost po 2. zakonu termodinamike	Heksan
---	--------	--------	----	--	--------



Slika 13. Odabir optimalnih radnih fluida koji odgovaraju razini temperature izvora topline [65]

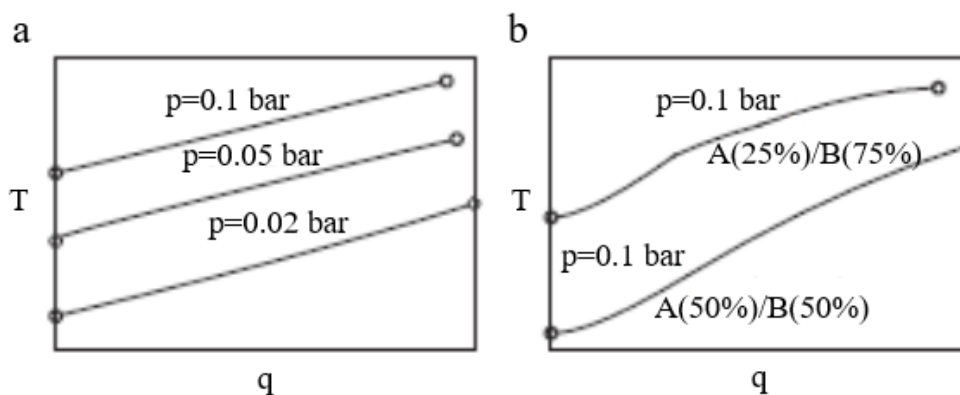
2.4.3. Pregled mješavina radnih fluida

Zbog promjenjivih temperatura izvora topline, npr. binarana postrojenja na otpadnu toplinu i geotermalnu energiju, termodinamičke karakteristike takovih su ciklusa prilično loše, budući da čisti radni fluidi isparavaju i kondenziraju pri stalnoj temperaturi, što dovodi do velike temperaturne razlike u isparivaču i kondenzatoru te time neizbježno povećava njihovu nepovrativost. Velika prednost korištenje mješavina kao radnih fluida u postrojenjima umjesto čistih radnih fluida jest što se toplina može dovesti ili odvesti pri promjenjivoj temperaturi, ali i dalje uz konstantni tlak, budući da temperatura isparavanja varira tijekom promjene faze i binarna smjesa isparava u širokom području temperature. Prijenos topline uz promjenjivu temperaturu smanjuje temperaturne razlike između vrućeg i hladnog toka u izmjenjivačima topline, što u ciklusima smanjuje destrukciju eksergije [65]. Rezultati iz [67] pokazuju da se temperaturne raspodjele struja fluida u izmjenjivačima topline poprilično kompliciraju i osjetljive su na promjenu koncentracije amonijaka. Istodobno pokazuju korist od korištenja binarnog radnog fluida pošto se smanjuju temperaturne razlike između struja fluida u izmjenjivačima topline. Broj istraživanja o zeotropnim mješavinama primjenjivanim kod ORC je u porastu, ali je i dalje ograničen. Tablica 4 [38] daje sažetak radnih fluida – zeotropnih mješavina i tipova ORC-a.

Tablica 4. Radni fluidi ORC-a – zeotropne mješavine i tipovi ORC-a [38]

Radni fluidi i njihovi udjeli	Tip ciklusa	Komentar
MM 3.18%; MDM 34.14%; MD2M 45.51%; MD3M 16.17%; MD4M 1.00%	ORC sa suhozasićenom parom; ORC s pregrijanom parom; nadkritični ORC	Temperaturni pad i njen profil zavise kako o prirodi, broju i razlici u kritičnim temperaturama konstantenata tako i o postotnom sastavu mješavine.
R22 70%; R114 30%	ORC sa suhozasićenom parom	Ekspanzija u turbini završava u području vlažne pare. Ako je temperaturna razlika dovoljno velika, tada je moguće predgrijavati komprimiranu kapljevину pomoću povrata dijela topline kondenzacije pare u kondenzatoru
Propane 50%; n-Pentane 50%	ORC s pregrijanom parom; nadkritični ORC	Primarno temperaturni profili u zagrijaču, isparivaču i pregrijaču omogućavaju uniformni prijelaz topline što je posebno povoljno kod niskotemperaturnih (osjetljivih) izvora topline
Propane 1.0/0.9/0.8/0.7/0.6/0.5 Ethane 0/0.1/0.2/0.3/0.4/0.5	Nadkritični ORC	Za slične iskoristivosti (10.9–9.9%) za različite masene sastave propane–ethane smjese dobivaju se različite vrijednosti snage (182.3–231.2 kW)
R401A, R401B, R401C	ORC s pregrijanom parom; ORC sa suhozasićenom parom	Slaba karakteristika povrata sustava radnog fluida R401C je zbog striktno propisanih radnih uvjeta
MM 60%; MDM 30%; MD2M 10%	ORC sa suhozasićenom parom	Ukupne karakteristike su usporedive s analiziranim kod čistih (jednokomponentnih) fluida ako je srednja temperatura kondenzacije ista, ali mogu biti i bolje ako se koristi zračni kondenzator
R141b 0.9/0.8/0.7/0.6/0.5/0.4/0.3 RC318 0.1/0.2/0.3/0.4/0.5/0.6/0.7	ORC s pregrijanom parom	ORC s mješavinom može imati nižu iskoristivost nego ORC s čistim fluidom, ali kod ORC-a s regenerativnim predgrijavanjem s mješavinom se može postići bolja iskoristivost nego čistim fluidom
R32 30%; R134a 70%	Nadkritični ORC	Utvrđeno je da SRC koji koristi zeotropnu mješavinu 0.7R134a/0.3R32 može postići termodinamičku iskoristivost 10.77–13.35% uz najvišu temperaturu ciklusa 393–453 K u usporedbi s 9.70–10.13% koju postiže ORC korištenjem R134 kao radnim fluidom u istim termodinamičkim uvjetima
R245fa 0.9/0.65/0.45 R152a 0.1/0.35/0.55	ORC s pregrijanom parom; ORC sa suhozasićenom parom	Glavna korist od korištenja mješavina je da cijena ciklusa može biti smanjena zbog manjeg ekspandera te povećanje opsega korištenih fluida
R245fa 0.9/0.7 R152a 0.1/0.3	ORC s pregrijanom parom	U eksperimentalnom periodu s pregrijanjem, prosječna izlazna snaga s R245fa/R152a (0.7/0.3) je viša nego za čisti R245fa od 29.10%. Može se vidjeti da se izlazna snaga proporcionalno mijenja i prilagodavanje kapaciteta sustava može se lako realizirati različitim sastavom zeotropne mješavine
Isobutane/Isopentane R227ea/R245fa	ORC sa suhozasićenom parom	Rezultati pokazuju da neizotermalna promjena faze mješavine dovodi do povećanja iskoristivosti u usporedbi s čistim fluidom.
R245fa-R365mfc R245fa-isopentane Isobutane-isopentane R245fa-pentane Isopentane-isoheksane Pentane-hexane Isopentane-cycloheksane Isopentane-hexane R245fa-isopentane-isoheksane R245fa-pentane-hexane Isopentane-isoheksane-cyclohexan	ORC sa suhozasićenom parom	Utvrđena je mogućnost povećanja iskoristivosti za binarne mješavine od 15.7% i odedeno povećanje u proizvedenoj električnoj snazi od 12.3% kod ORC-eva koji koriste niskotemperaturne izvore topline (150 °C). Potencijal povećanja iskoristivosti i električne snage je manji od očekivane (6,0% odn. 5,5%) u slučaju visokotemperaturnih izvora topline (250 °C). U istraživanim slučajevima, dodavanje treće komponente binarnim mješavinama ima mali utjecaj.
R125/R134a 0.799/0.201 R125/R227ea 0.803/0.197 R125/R236ea 0.940/0.060 R125/R245fa 0.939/0.061	Nadkritični ORC	Unutar simuliranih uvjeta, optimirana R125/R245fa mješavina nadkritičnog ciklusa daje 11% više snage nego optimizirani R134a podkritični ciklus
R245fa/Isopentane 0.3/0.7	ORC s pregrijanom parom	Može se zaključiti da odabrana mješavina daje dobre karakteristike kao pojedinačne komponente i još anulira negativnu vrijednost plamišta izopentana i visoki GWP od R-245fa

Dok nadkritički ciklus koristeći čisti radni fluid prevladava ograničenja pinch točke ORC -a tijekom isparavanja, proces kondenzacije je još uvijek izoterman. U radu [68] je predstavljen koncept zeotropnog nadkritičkog Rankinovog ciklusa. Rezultati su pokazali da se nadkritičkim ciklusom koji koristi zeotropnu smjesu od 0,7R134a/0,3R32 može postići poboljšanje karakteristika za 10-30% u odnosu na ORC koji koristi čisti radni fluid R134a u istim termodinamičkim uvjetima. Iako rane studije pretpostavljaju da zeotropne mješavine poboljšavaju proces kondenzacije transkritičkog ciklusa, u radu [69] pronalaze da je taj utjecaj beznačajan. Međutim, to je donekle rezultat konstantnog masenog protoka rashladne vode. I temperaturni pad i profil ovise o prirodi, broju i razlikama u kritičnim temperature sastojaka mješavine te o sastavu mješavine [70]. Iako se ne može dati opće pravilo za predviđanje tih karakteristika, empirijski je utvrđeno da mješavine 3 ili više komponenti u sličnim omjerima pokazuje gotovo konstantnost latentnog toplinskog kapacitet tijekom kondenzacije, što omogućava dobro slaganje sa zahtjevima uporabe topline (npr. grijanje iz središta, proizvodnja sanitarne vode itd., slika 14.a [38]). S druge strane, dvokomponentne mješavine s neujednačenim sastavom (neuravnoteženim) imaju velike promjene u latentnom toplinskom kapacitetu što rezultira s nepovoljnim temperaturnim profilima (slika 14.b [38]).



Slika 14- T - q dijagram za mješavine različitih sastava [38]

Općenito, mješavine omogućavaju veću raznolikost u pogledu izbora radnog fluida za ORC postrojenja. Osim toga, promjene u sastavu mješavine mogu se koristiti za podešavanje fizikalnih, ekoloških, sigurnosnih i kemijskih svojstva radnog fluida ili za poboljšanje konstrukcijskih parametara komponenti ciklusa [52]. Zbog neizotermne promjene faza za zeotropnu smjesu, kada je promjena temperature velika, može se djelomično povratiti latentna toplina kondenzacije za predgrijavanje radnog fluida, čime će se povećati iskoristivost sustava

[70]. Kod zrakom hlađenih kondenzatora, proces kondenzacije zeotropne mješavine ORC-a može dovesti do smanjenja površine kondenzatora i snage potrebne za pogon ventilatora [70]. Općenito, kada se kao radni fluid koriste zeotropna smjesa, mogu se smanjiti gabariti opreme, pa je cijena postrojenja niža (npr. zbog manjih ekspandera) [71].

Budući da je pravilo miješanja zeotropne mješavine prilično komplicirano, teško je odrediti optimalni sastav i pojedine udjele. Na temelju istraživanja u teoriji hlađenja, u radu [72] daju metodu određivanja sastava zeotropnih mješavina, koja je dosta dobra za preliminarno određivanje zeotropnih mješavina. No, za danu temperaturu izvora topline, s ciljem određivanja optimalnog sastava i udjela potrebna su daljnja istraživanja. Štoviše, potrebno je odrediti i vrijednosti koeficijenata prijelaza topline, za koje se zna da na njih jako utječu svojstva mješavina [70]. Propuštanje je veći problem nego što je to slučaj s čistim fluidima, osobito u pri isparavanju [72].

2.4.4. Ograničenja na odabir radnog fluida

2.4.4.1. Ograničenje s obzirom na tlak isparavanja i kondenzacije. Kako veći omjer tlakova dovodi do veće iskoristivosti, to je povoljnije imati što viši tlak isparavanja i niži tlak kondenzacije, no uvijek postoje neka praktična ograničenja [66]. Ograničenja na tlak isparavanja odn. kondenzacije su sažeti u tablici 5 [38]. Može se prihvatiti kao maksimalni tlak za radni fluid 20 bar. Bolje je da je tlak kondenzacije viši od atmosferskog tlaka kako bi se izbjeglo ustrujavanje zraka u sustav što može sniziti iskoristivost sustava pa je usvojen kao najniži tlak kondenzacije u kondenzatoru 5 kPa [38].

Tablica 5. Ograničenja na tlak isparavanja odn. kondenzacije [38]

Maksimalni tlak isparavanja	Minimalni tlak kondenzacije
2,5 MPa	-
2,0 MPa	0,05 MPa
2,0 MPa	-
2,5 MPa	0,1 MPa
0,9 MPa	.

U blizini kritičnog tlaka male promjene temperature rezultiraju velikim promjenama tlaka koje čine sustav nestabilnim. Osim toga, ako je nagib linije zasićene pare u $T-s$ dijagramu dovoljno strm, fluid će izaći iz dvofaznog područja već na početku ekspanzije, i na kraju ekspanzije završiti u području pregrijane pare. Stoga treba uzeti u obzir zadovoljavajuću

razliku između gornjeg tlaka ciklus i kritične točke radnog fluida, te u [66] je predložena metoda određivanja maksimalnog tlaka isparavanja. Tablica 6 prikazuje praktičnu gornju i donju granicu tlakova ciklusa za pojedini radni fluid dobivene na temelju metode [38]. Nadalje, najviši tlak utječe na cijenu opreme, i o tome treba voditi računa.

Tablica 6. Praktična gornja i donja granica tlakova ciklusa [38]

Radni fluid	Maks. tlak ispar. P_{eva} , bar	Maks. temper. ispar. T_{eva} , °C	Min. tlak kond. P_{kon} , bar	Min. temper. kond. T_{kon} , °C
Benzen	4,067	274	12,7	25
Butan	3,013	138	234,7	25
Buten	2,808	125	297,2	25
C4F10	2,057	107	268,3	25
C5F12	1,803	141	84,7	25
Cis-buten	3,035	142	213,7	25
Cikloheksan	3,665	272	13	25
Dekan	1,896	337	5,1	85
Dodekan	1,723	381	5,1	121
E134	2,747	125	212,8	25
Heptan	2,41	258	6,1	25
Heksan	2,68	226	20,2	25
Izobutan	2,89	121	350,5	25
Izobuten	2,877	125	305	25
Izoheksan	2,682	216	28,2	25
Izopentan	2,887	177	91,8	25
Neopentan	2,788	152	171,4	25
Nonan	2,059	314	5	65
Oktan	2,2	287	5	44
Pentan	2,865	186	68,3	25
R218	1,899	57	867,5	25
R-227ea	2,352	91	455,2	25
R-236ea	2,955	132	205,9	25
R-236fa	2,288	108	272,4	25
R-245ca	2,951	158	100,8	25
R-245fa	2,817	140	149,4	25
R-365mfc	2,712	177	53,4	25
R-C318	2,314	106	312,5	25
Toluen	3,576	307	5,1	31
Trans-buten	2,906	136	234,1	25
R-413A	1,839	59	720,2	25
R-423A	2,966	90	598	25
R-426A	1,562	55	687,8	25

S obzirom na ograničenja na tlakve isparavanja i kondenzacije, potrebno je provesti preliminarni odabir radnog fluida.

2.4.4.2. Ograničenje s obzirom na maksimalnu temperaturu razgradnje. Načelno temperatura na ulazu u turbinu mogla bi biti blizu temperature plamišta, no u tom slučaju organski fluidi postaju kemijski nestabilni. Stoga je maksimalna temperatura ciklusa ograničena na oko 600 K [49]. Za razliku od vode, to se mora uzeti u obzir kod rada ORC-a. U radu [73] je dana metoda za procjenu kemijske stabilnosti potencijalnih radnih fluida. Metoda omogućuje određivanje razgradnje jednostavnih fluida pri određenim temperaturama i tlakovima.

2.4.4.3. Ograničenje s obzirom na veličinu ekspandera. Izbor radnog fluida je jako povezan s tipom ekspanzijskog stroja (ekspandera) koji se koristi u ORC postrojenju. U trenutku, kada je odabran radni fluid, nisu svi tipovi ekspandera prikladni za definirane radne uvjete i potrebna je daljnja analiza s ciljem odabira ekspandera. Međutim, zbog inherentnog ograničenja različitih tipova ekspandera, odabir radnog fluida treba provoditi vodeći računa o ograničenjima pojedinog ekspandera.

Za radijalne centripetalne turbine postoji nekoliko ograničavajućih parametara, kao što su obodna brzina na vanjskom promjeru rotora, brzina vrtnje, specifična brzina vrtnje i maksimalni Machov broj u statorskim lopaticama i rotoru, itd. [37]. U pravilu, daje se prednost većoj obodnoj brzini na vanjskom promjeru rotora jer povećava specifični rad stupnja. To je međutim ograničeno čvrstoćom materijala rotora. Zbog utjecaja opterećenja ležaja i gubitaka, postoji optimalna brzina vrtnje koja odgovara maksimalnoj iskoristivosti. Kako bi se postigla što viša izentropska iskoristivost, specifična brzina varira između 0,3 i 0,9. Maksimalni Mach broj u rotoru se izbjegava kako ne bi došlo do bilo kakvog lokalnog zagušenja toka. Općenito se preporuča maksimalni Machov broj od 0,85 kako bi se izbjeglo lokalno zagušenje toka u rotoru. Najviši Machov broj u statorskim lopaticama turbine ograničava najveći dopušteni omjer tlak/volumen cjelokupne turbine. Previsok Machov broj može smanjiti iskoristivost i treba ga izbjegavati.

Volumni ekspanderi su uglavnom ograničeni s omjerom radnog i efektivnog volumena [37]. Maksimalni omjer kod volumenih ekspandera obično nije veći od 5. Ograničen je duljinom rotora (naprezanja pri savijanju) u slučaju vijčanog ekspandera i brzinom vrtnje spirale u slučaju spiralnog ekspandera. Drugo glavno ograničenje volumnih ekspandera je radni volumen. Radni volumen je povezan s maksimalnim promjerom rotora u slučaju

vijčanih ekspandera (oko 400 mm) ili maksimalnom visina i promjerom spirale u slučaju spiralnog ekspandera.

Prethodno opisana ograničenja su korištena za izradu dijagrama dopuštenih režima rada u $T_{isp} - T_{kond}$ dijagramu, koji prikazuju prednost postavljanja granica na veličinu komponente i stoga ne dovode do odabira nerealnog radnog fluida. Međutim, dijagrami režima rada za različite radne fluide se često preklapaju, što znači da se ova metoda može smatrati samo alatom za prethodni odabir.

2.4.4.4. Ograničenje s obzirom na okoliš i sigurnost. Što se tiče ekoloških aspekata, glavna briga je utjecaj na ozon (ODP- „ozon depletion potential“), globalno zatopljenje (GWP- „global warming potential“) i životni vijek (ALT- „atmospheric lifetime“). ODP i GWP predstavljaju potencijal tvari da doprinese razgradnji ozona i globalnom zagrijavanju. Zbog brige za okoliš, neke radni fluidi su postupno zabraniti, poput R-11, R-12, R-113, R-114 i R-115, dok se neki drugi postupno zabranjuju do 2030. godine (npr. R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b i R-142b) [38].

ASHRAE klasifikacija sigurnosti za fluide korištene u rashladnoj tehnici je dobar pokazatelj razine opasnosti fluida. Općenito, očekuju se karakteristike kao npr. da ne izazivaju koroziju, da su nezapaljivi i netoksični. Ali nije ih moguće ponekad u praksi zadovoljiti ili nije ih nužno potrebno zadovoljiti. Puno tvari, poput R-601, smatraju se zapaljivim, ali to nije problem ako u blizini nema izvora zapaljenja. Međutim, samozapaljivanje je problem [74].

2.5. Područja primjene ORC-a

2.5.1. Binarne geotermalne elektrane

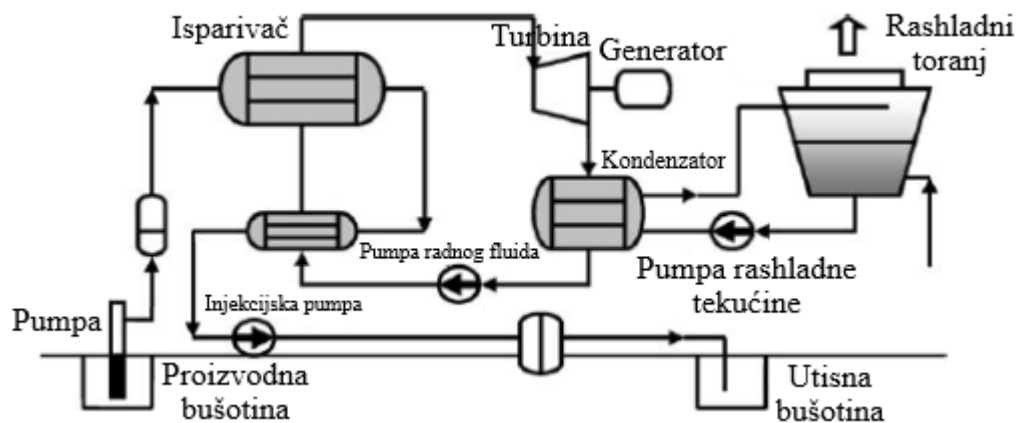
Zemlja je sve toplija kako se dublje zalazi ispod njene površine. Ova podzemna energija koja se odašilje iz središta Zemlje i obično se naziva geotermalna energija, može se koristiti za zagrijavanje i/ili proizvodnju električne energije. Zemljin toplinski tok - tj. količina topline koja se oslobađa iz unutrašnjosti po jedinici površine u jedinici vremena, mijenja se od lokacije do lokacije na površini Zemlje. Procjenjuje se ukupna proizvodnja Zemlje na otprilike 4×10^{13} W, što je tri puta više od svjetske potrošnje energije [75]. Prosječni geotermalni gradijent u blizini Zemljine površine iznosi oko 300 K/km i nije jednako raspoređen, omogućavajući da neka mjesta su prikladnija za geotermalne primjene nego druga.

Prva uporaba geotermalne energije za proizvodnju električne energije počela je u Italiji s eksperimentalnim radom princa Ginorija Contija u razdoblju 1904–1905. Prvo komercijalno postrojenje snage 250 kW pušteno je u pogon 1913. u Larderellu u Italiji [75]. Trenutno se u 30 zemalja Svijeta proizvodi električna energija iz geotermalne energije a ukupna instalirana snaga je oko 16 GW [76]. Glavni tipovi geotermalnih elektrana su [75]: sa suhom para, s jednostrukim ili dvostrukim isparavanjem i postrojenja s binarnim organskim ciklusom. Usporedba pojedinih tipova geotermalnih elektrana dana je u tablici 7. Postrojenja s jednostrukim ili dvostrukim isparavanjem koriste se za srednjetemperaturne, vodom dominantne geotermalne izvore, postrojenja sa suhom parom za visokotemperaturne, suhozasićenom parom dominantne geotermalne izvore, dok se binarna postrojenja s ORC-om koriste za srednjetemperaturne, vodom dominantne geotermalne izvore kod kojih iz određenih razloga nije moguća primjena postrojenja s isparavanjem (100 – 200 °C), kao i za niskotemperaturne, vodom dominantne geotermalne izvore (80 – 100 °C).

Tablica 7. Usporedba različitih tipova geotermalnih elektrana [75]

Tip	Temperatura izvora (°C)	Eksergijska iskoristivost (%)	Cijena postrojenja i složenost
Dvostruko isparavanje	240 - 320	35 - 45	Umjerena → visoka
Suha para	180 - 300	50 - 65	Niska → umjerena
Jednostruko isparavanje	200 - 260	30 - 35	Umjerena
Binarno	125 - 165	24 - 453	Umjerena → visoka

Kod binarnog ORC postrojenja, slika 15 [77], geotermalni fluid prolazi kroz izmjenjivač topline, gdje se njegova toplina prenosi na binarni (sekundarni) fluid s niskom točkom ključanja. Zagrijavanjem binarni fluid prelazi u paru koja ekspandira u turbini. Para nakon ekspanzije se odvodi u kondenzator, a nastali kondenzat se pomoću napojne (cirkulacijske) pumpe vraća ponovo u izmjenjivač topline. Za razliku od geotermalnih elektrana sa suhom parom i s isparavanjem, geotermalni fluid ne dolazi u kontakt s elementima turbine. Odvođenje topline, tj. kondenzacija radnog fluida, ostvaruje se u zraku hladjenima kondenzatorima, kondenzatorima otvorenog tipa hladjenima površinskom vodom iz rijeke, jezera ili mora, te vodom hladjenima kondenzatorima zatvorenog tipa s rashladnim tornjevima mokrog ili suhog tipa.



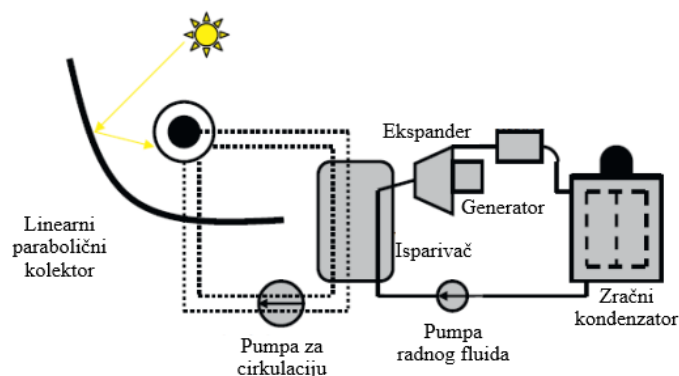
Slika 15. Toplinska shema binarne geotermalne elektrane s ORC-om [77]

Prvo binarno ORC geotermalno postrojenje stavljeno je u rad u Paratunki u Rusiji 1967. [75]. Koristeći geotermalnu vodu temperature 81 °C proizvodilo je 680 kW_{el}, te je dokazalo izvedivost binarnog koncepta temeljenog na ORC-u. Za temperature geotermalnog fluida ispod 150 °C zbog troškova učinkovite geotermalne elektrane s isparavanjem, binarna opcija je jedino rješenje. Danas su binarne elektrane najrašireniji tip geotermalnih elektrana, čine 1/3 svih geotermalnih elektrana u radu ali proizvode samo 5% ukupne snage [76]. Tehnologija je razvijena i komercijalizirana 1980.-ih u Ormat Technology Inc. [78]. U rasponu MW-nih snaga, ORC moduli uključuju konvencionalne turbine i isplativi su, dok pri manjoj izlaznoj snazi nedostatak jeftinih turbina čini tehnologiju teško primjenjivom, pa se predlaže uporaba HVAC komponenti [79].

2.5.2. Solarne ORC elektrane

2.5.2.1. Modularni ORC solarni sustavi. Nekoliko čimbenika povećava tržišni potencijal za male elektrane: potreba distribuiranih elektroenergetskih sustava u udaljenim i izoliranim područjima zemalja u razvoju, potreba za održivom energijom za gospodarski rast u zemljama u razvoju, u razvijenim zemljama potreba za malim i učinkovitim poligeneracijskim sustavima za mrežno povezivanje, potreba za proizvodnjom čiste električne energije pomoću obnovljivih izvora energije te deregulacija i privatizacija sektora proizvodnje električne energije u cijelom svijetu. Za razliku od binarnih geotermalnih elektrana, geotermalni fluid je zamijenjen u solarnim termalnim kolektorima s kapljevinam za prijenos topline (voda, sintetičko/mineralno ulje i nitrat soli zagrijane do 400 °C). Modularne ORC solarne elektrane u rasponu snaga od nekoliko kW do MW, rade na istom principu kao i konvencionalni parabolični sustavi, ali se koristi organski radni fluid umjesto pare. Shematski prikaz solarne ORC elektrane je dan na slici 16 [77]. Tehnologije kao Fresnelovi linearni koncentratori su posebno pogodne [80]. Prednosti ovih sustava su sljedeće [81]:

- Rad pri niskim temperaturama (<300 °C): fluidi za prijenos topline kao npr. Caloria, niskotemperaturni solarni kolektori i niskeotemperaturni ORC moduli koji mogu dobro funkcionirati i u područjima s nižim intenzitetom solarnog zračenja poput sub-saharskih afričkih regija.
- Modularnost: velika solarna ORC postrojenja snage nekoliko MW mogu se izgraditi na istom mjestu kombiniranjem velikog broja ORC modula.
- Smanjeni kapitalni i O&M troškovi: mogu se koristiti jeftini materijali - jeftini fluid za prijenos topline, jeftini solarni kolektori i relativno jeftini ORC strojevi. Zračno hlađeni kondenzatori štede vodne resurse, a upravljanje na daljinu smanjuje broj osoblja.



Slika 16. Shematski prikaz solarne ORC-a [77]

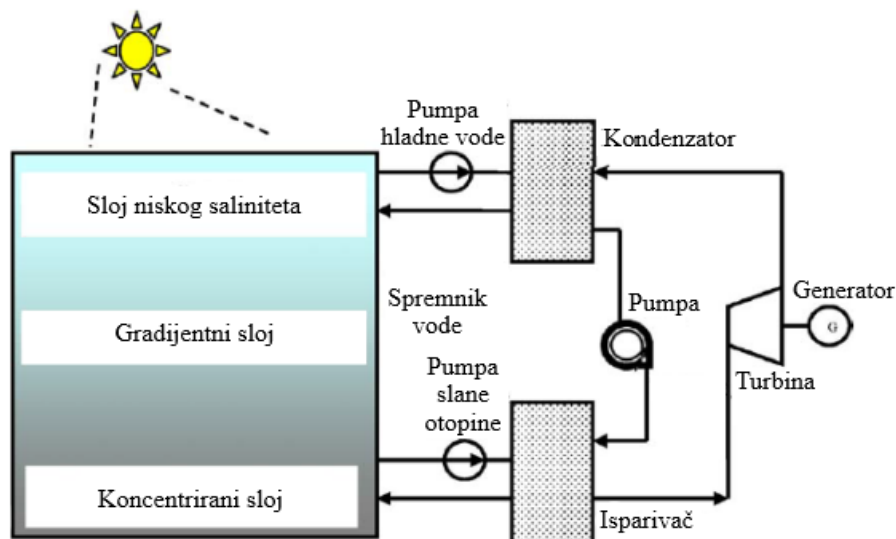
Solarni ORC-ovi manjih snaga istraživani su od 1990.-ih godina, ali nisu dobili širu primjenu zbog nepostojanja malih i učinkovitih ekspanzijskih strojeva. Iako su istraživani različiti tipovi kao potencijalni kandidat za ekspanzijski stroj, niti jedan nije pokazao dovoljnu pouzdanost i iskoristivost koja bi dovela do potpune komercijalizacije ORC solarnih postrojenja manjih snaga. U radu [82] su analizirali nekoliko tipova strojeva za primjenu kod postrojenja malih snaga uključujući turbine (radijalne, akcijske, reakcijske i višestupanjske) i volumne ekspandere (vijčani, klipni, lamelni i Wankel motor), od kojih su vijčani ekspander i Wankel motor pokazali dobre izgleda. U području malih snaga (<1 MW) turbine nisu prikladne zbog niske iskoristivosti i većih troškova proizvodnje, dok kod postrojenja većih snaga predstavljaju obećavajuću tehnologiju. Imajući u vidu željene karakteristike koje bi trebao imati dobar ekspander, trebao bi biti vrlo pouzdan i s visokom iskoristivošću u širokom području radnih uvjeta, što manji broj pokretnih dijelova, nisku razinu vibracija i buke, te biti jeftin.

2.5.2.2. Solarne pond ORC elektrane. Solarna pond ORC (SPORC) elektrana se sastoji od dva podsustava: ponda s gradijentom soli i ORC-a. Solarni pond s gradijentom soli (SPGS) je otkriveni veliki spremnik vode koji djeluje kao kapljeviti solarni toplinski kolektor/spremnik topline. Apsorbira sunčevo zračenje (difuzno i izravno), pretvara ga u toplinu i skladišti u obliku tople vode. Gradijent soli solarnog ponda je umjetno podijeljen u tri područja [83]:

- Gornji konvektivni sloj debljine između 0,15 i 0,30 m s niskim salinitetom vode djeluje kao prozirni pokrov i toplinski izolator.
- Donji sloj debljine od 2 do 7 m s visokom koncentracijom soli koji djeluje kao apsorber topline i skladište topline.
- Srednji sloj debljine između 1 i 1,5 m djeluje kao dodatni izolator i naziva se gradijentni sloj. U tom se sloju salinitet i temperatura povećavaju od vrha do dna.

Ovaj fenomen je 1902. godine otkrio Kalecsinsky u jezeru koje se nalazi u blizini Szovate, Transylvanija [84]. Maksimalna temperatura dobiveno u pondu iznosi oko 90-100 °C, što ga čini prikladnim za ORC koji radi s organskim fluidima niskog vrelišta kao što su R134a i Propan (R290). Konfiguracija gradijenta soli ponda odgovara izvoru i ponoru topline ORC-a. Gornji sloj služi kao ponor topline za hlađenje kondenzatora dok je donji sloj izvor topline koji opskrbljuje isparivač toplinom.

Princip rada je jednostavan; danju se u pondi akumulira toplina, koja se odvodi u točno određenom razdoblju. Tijekom rada donji sloj opskrbljuje toplinom isparivač pomoću koje radni fluid isparava. Parna faza radnog fluida ekspandira u turbini, potom kondenzira u kondenzatoru i na kraju pumpa u isparivač kako bi se zatvorio ciklus. Princip rada solarne pond ORC elektrane je prikazan na slici 17 [77].

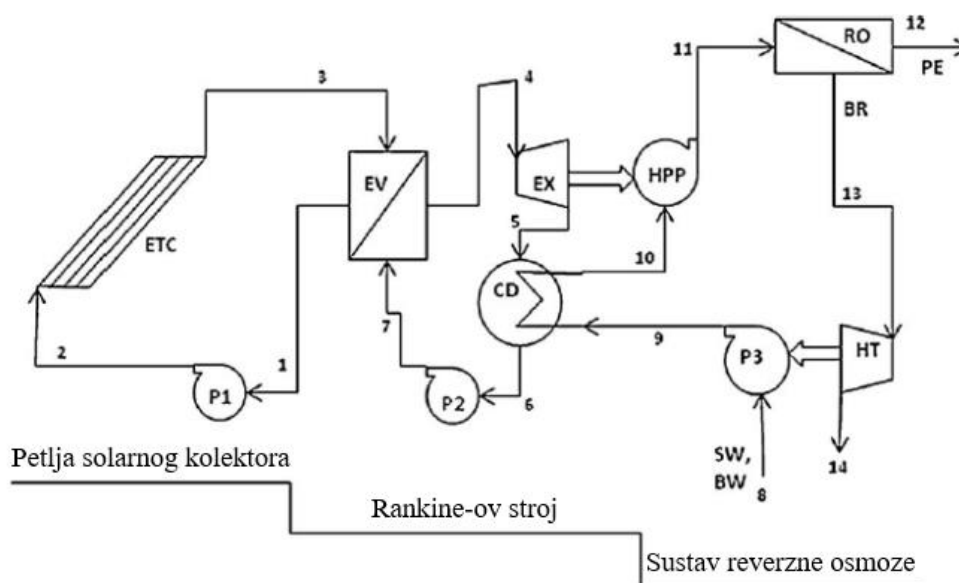


Slika 17. Princip rada solarne pond ORC elektrane [77]

2.5.3. Solarna ORC-RO desalinizacijska postrojenja

Desalinizacija se sastoji od odstranjivanja soli i drugih krutih čestica iz sirove vodi, odn. morske vode ili bočaste vode, zavisno o koncentraciji soli, kako bi bila prikladna za prehranu ljudi. Tehnologije desalinizacije razvrstane su u dvije skupine prema njihovom mehanizmu izdvajanja: tehnologije temeljene na toplini i efektu membrane [85]. Toplinska desalinizacija izdvaja sol od vode isparavanjem i kondenzacijom, dok kod membranske desalinizirana voda difundira kroz membranu, dok su soli gotovo u potpunosti zadržane ispred membrane. Reverzna osmoza (RO) i višestupna s isparavanjem (MSF) su najčešće korištene tehnologije. U posljednje vrijeme, trend je povezivanja tehnika desalinizacije s obnovljivim izvorima energije kako bi se smanjio utjecaj konvencionalnih energetske postrojenja na okoliš. Prethodno navedene tehnike desalinizacije mogu biti povezane sa solarnim PV panelima ili solarnim termalnim kolektorima. RO može se provoditi električnom ili mehaničkom energijom. RO je tehnika razdvajanja pod tlakom koja se temelji na svojstvu određenih polimera, tzv. polupropusnih. Dok su s jedne strane jako propusni za vodu, njihova propusnost za otopljene tvari je vrlo niska. Pomoću razlike tlaka na membrani voda je

prisiljena prodirati kroz membranu. Kako bi se prevladao osmotski tlak, potreban je prilično visok tlak. Tlakovi potrebni kod RO su u području 15 do 25 bar za bočastu vodu i 60–80 bar za morsku vodu. Proces pumpanja može se lako ostvariti električnom energijom ili preko pogonskog vratila, što čini RO najprikladnijom tehnologijom desalinizacije za primjenu obnovljivih izvora energije. Trenutno, kada globalno zatopljenje postaje velika prijetnja životu na zemlji, predlaže se solarni toplinski stroj za pogon RO desalinizacijskih postrojenja. Solarni ORC-RO sustavi spajaju solarni toplinski stroj i RO desalinizacijski podsustav (slika 18 [77]). Solarni toplinski stroj pretvara sunčevo zračenje u mehanički rad, kojim se preko spojke pogoni pumpa visokog tlaka (HPP) RO jedinice.



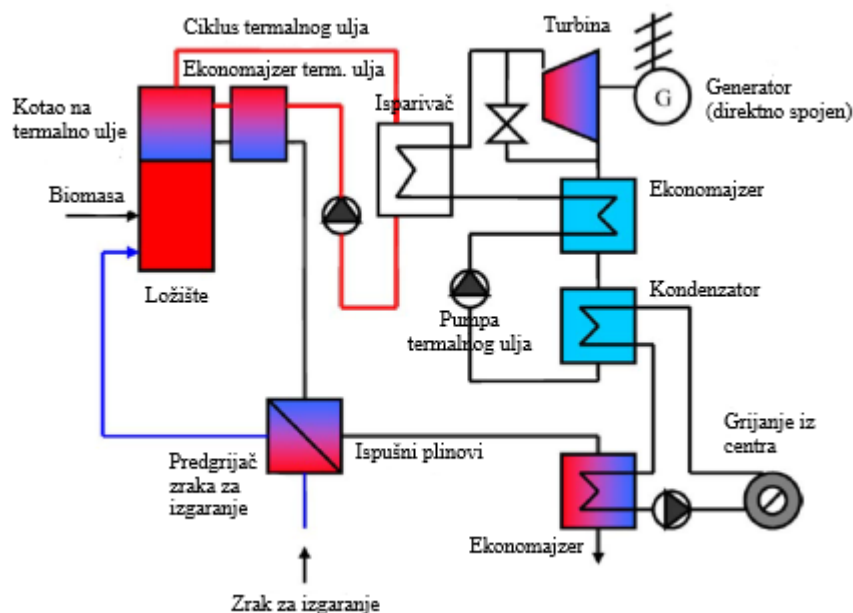
Slika 18. Princip rada solarnog ORC-RO desalinizacijskog postrojenja [77]

2.5.4. ORC elektrane na biomasu

Biomasa je četvrti najveći svjetski izvor energije koji podmiruje gotovo 10% svjetskih potreba za primarnom energijom [86]. U zemljama u razvoju, doprinos biomase nacionalnim primarnim potražnja za energijom je veća, u nekim zemljama i obično do 70–90% i obično se ne koristi na održiv način [87]. Prema potrebi ovaj bogati izvor energije može se pretvarati u električnu i toplinsku energiju u kogeneracijskim postrojenjima. Različite potencijalne tehnologije koje bi mogle poslužiti u tu svrhu navode Dong i sur. [88].

Tehnologija binarnih ORC na biomasu manjih snaga dobiva sve veću primjenu u distribuiranoj proizvodnji električne energije. Tipičan sustav se sastoji od generatora pare na biomasu i ORC modula organskog Rankine ciklusa koji su spojeni preko petlje termalnog ulja

(slika 19 [77]). Biomasa izgara na način blizak onom koji se koristi kod konvencionalnih generatora pare. Termalno ulje koje se koristi kao medij za prijenos topline pruža niz prednosti, uključujući niži tlak u generatoru pare, veću inerciju i neosjetljivost na promjene opterećenja, jednostavniju i sigurniju regulaciju kao i rad. Štoviše, usvojena temperatura na vrućoj strani (ispod 350 °C) osigurava dug vijek trajanja ulja. Toplina prenošena termalnim uljem predaje se u ORC-u i u konačnici pretvara u električnu energiju. Dobro odabran organski radni fluidi poput oktametiltrisiloksana (OMTS) i alkilbenzena osiguravaju optimalan rad ciklusa kako su pokazali Drescher i Bruggemann [89]. Toplina kondenzacije se koristi za proizvodnju tople vode temperature između 80 i 120 °C, koja je prikladna za daljinsko grijanje i druge toplinske procese, poput sušenja drva i sorpcijskog hlađenja.



Slika 19. Shematski prikaz ORC postrojenja na biomasu [77]

Kogeneracijska ORC postrojenja na biomasu srednjih snaga (100–1500 kW) su nakon uspješnog probnog rada sada i komercijalno dostupna [90], dok sustavi manjih snaga (od nekoliko kW) su u primjeni u manjem broju. U svakom slučaju broj instaliranih postrojenja se povećava kako tehnologija postaje sve savršenija i ekonomski isplativa.

2.5.5. Primjena ORC kod iskorištavanja otpadne topline

Otpadna toplina je neiskorištena toplina nastala procesom izgaranja ili bilo kojom drugom kemijskom reakcijom/toplinskim procesom, koja se zatim izravno otpušta u okoliš. Industrijski energetske intenzivni procesi kao i toplinski strojevi i oprema proizvode velike količine takve otpadne topline [91–93]. Ispušni plinovi ne sadrže samo visoku vrijednost eksergije, već i velike količine onečišćujućih tvari, ugljikov dioksid (CO₂), dušikove okside (NO_x) i okside sumpora (SO_x), koji su odgovorni za visoku razinu koncentracije atmosferskih stakleničkih plinova i globalno zagrijavanje. Neke razvijene zemlje, smanjujući emisije štetnih plinova istovremenim smanjivanjem i uvoza fosilnih izvora energije, u međuvremenu procjenjuju svoje potencijale uporabe otpadne topline. Proces koji zahtijevaju velike potrebe za energijom su u sljedećim sektorima [92, 94, 95]: metalna industrija (željezo, čelik, bakar, aluminij i staklo), industrija cementa i građevinskog materijala, prerađivačka industrija hrane i piće, industrija celuloze i papira, te naftna i kemijska industrija.

Ključni parametri tokova otpadne topline su: materijalno stanje toka, maseni protok, temperatura, sastav toka i dostupnost. Tekući i kruti tokovi, vrući zrak i dimni/procesni plinovi, topla voda pod tlakom, otpadne vode i ispušne pare su tipični tokovi [95]. Tri su kategorije izvora otpadne topline s obzirom na temperaturnu razinu: niskotemperaturni (<230 °C), srednjetemperaturni (230–650 °C) i visokotemperaturni (> 650 °C). Temperatura izvora topline je bitan parametar; određuje učinkovitost procesa povrata energije i značajno utječe na konstrukciju izmjenjivača topline. Mjesta generiranja otpadne topline i njihova razina toplinske energije navedeni su u tablici 8 [96].

Tablica 8. Izvori otpadne topline i temperaturna područja [77]

Temperaturna područja	Toplinski izvor	Temperatura, °C	Preporučena tehnologija
Visoka temperatura (>650 °C)	Kruti otpad	650 - 1000	Predgrijavanje zraka Parni Rankineov ciklus Proizvodnja pare (grijanje) Izmjenjivač topline (predgrijavanje) Termoelektrični efekt Toplinski PV
	Spalionice	650 - 1450	
	Peć za rafiniranje nikla	1370 - 1650	
	Peć za taljenje stakla	1000 - 1550	
	Peć za rafiniranje aluminija	650 - 760	
	Peć za taljenje bakra	900 - 1100	
	Peć za rafiniranje bakra	760 - 815	
	Peć za rafiniranje cinka	760 - 110	
	Cementna peć	620 - 730	
	Postrojenja za vodik	650 - 1000	
Srednja temperatura (230-650 °C)	Ispušni plinovi generatora pare	230 - 480	Parni Rankineov ciklus
	Ispušni plinovi plinskih turbina	370 - 540	Organski Rankineov ciklus Izmjenjivači topline (predgrijavanje) Predgrijavanje zraka Termoelektrični efekt Toplinski PV
	Peći za sušenje i pečenje	230 - 600	
	Katalitički krekeri	425 - 650	
	Motori s unutarnjim izgaranjem	315 - 600	
	Rashladni sustav peći za žarenje	425 - 650	

Niska temperatura (<230 °C)	Kondenzat procesne pare	50 - 90	Grijanje prostora
	Rashladna voda iz:		Sanitarna voda
	Motora s unutarnjim izgaranjem	66 - 120	Dizalice topline
	Toplih kapljevina i krutina	32 - 232	Organski Rankineov Ciklus
	Peći za žarenje	66 – 230	Izmjenjivači topline
	Peći za pečenje i sušenje		
	Strojevi za zavarivanje i lijevanje		
	Ležajevi	32 - 88	Apsorpcijsko/adsorpcijsko hlađenje
	Zračni kompresori	27 - 50	Kalina ciklus

Za iskorištavanje velikih količina otpadne topline postoji širok raspon tehnologija za njenu uporabu. To uključuje različite vrste izmjenjivača topline (rekuperatori, regeneratori, predgrijači zraka, ekonomajzeri, toplinske cijevi, kotlovi na otpadnu toplinu, itd.), dizalice topline, uređaji za apsorpcijsko/adsorpcijsko hlađenje, postrojenja za pretvorbu topline u električnu energiju. Proizvodnja mehaničke energije iz otpadne topline može se postići pomoću različitih termodinamičkih ciklusa [97]: Rankineov ciklus pare, organski Rankinov ciklus, Kalina ciklus, Goswami ciklus i transkritički/nadkritični ciklusi ili izravni procesi [94]: termoelektrični, termionski i piezoelektrični uređaja. Dok su termodinamički ciklusi za proizvodnju mehaničkog rada iz toplinske energije napredne ili potpuno razvijene tehnike, izravna pretvorba je još uvijek u fazi razvoja.

Općenito, konvencionalni parni ciklusi koji rade u području srednjih do visokih temperatura u potpunosti su razvijeni u 1970.-ima, ali nisu isplativi za manje snage za niskotemperaturne izvore [98]. U području niskih do srednjih temperatura organski Rankinov ciklus i Kalina ciklus su pokazali svoje prednosti s obzirom na parni ciklus, no uz određenu složenost postrojenja. Prijenos topline s izvora topline na radni ciklus može se ostvariti na dva načina [99]: (1) prijenos ispušne/procesne topline na radni fluid ciklusa izmjenjuju se u istom izmjenjivaču topline ili (2) je integrirana toplinska uljna petlja kako bi se izbjegao rizičan kontakt između ispušnih plinova i zapaljivog radnog fluida (slika 14). Izbor ORC –a prvenstveno zavisi o temperaturi izvora topline i željenoj izlaznoj snazi [101]. Kao ilustracija, tri-O-gen postrojenje za toplinske izvore iznad 350 °C postiže snagu 165 kW, dok PureCycle280 (Pratt & Whitney) postiže snagu 250 kW i prikladan je za temperature izvora topline ispod 150 °C [100]. Iako se prilagođeni ORC moduli mogu naručiti od proizvođača, velike poteškoće predstavlja optimalna konfiguracija i integracija mreže izmjenjivača topline čiji je cilj maksimiziranje učinkovitosti povrata topline. Važnije značajke ORC-ova u primjeni uporabe otpadne topline uključuje su sljedeće [102]:

- Proizvodnja energije na licu mjesta.

- Štednja energije i dodatni prihod tvornice.
- Niski troškovi rada i održavanja (nema dodatnog osoblja).
- Nema smetnji u glavnim zadaćama operatera.
- Smanjenje onečišćenja (emisije stakleničkih plinova, toplinsko onečišćenje).

Ova je tehnologija postupno usvajana radi uštede goriva i zaštite okoliša u različitim područjima i procesima gdje je postoji otpadna toplina: elektrane [103–106], proizvodni procesi [107–109], hlađenje tehničke opreme [110], automobilska industrija [111,112], pomorski prijevoz, [113], itd.

Značajan problem s ORC-ima na otpadnu toplinu su prijelazni uvjeti rada zbog fluktuacija parametara topline i zahtjev za opterećenjem koje može biti štetno za sustav: kašnjenje ili temperaturni šokovi. Stoga trebaju biti opremljeni s odgovarajućim sustavom regulacije i nadzora koji će održati udio kapljevite i parne faze u kondenzatoru odn. isparivaču u prihvatljivim granicama. Samo se nekolicina autora bavila tim pitanjem: u radovima [114, 115] predložu dinamičke modele ORC -a koji koriste turbinu i spiralni ekspander.

Kapitalni troškovi i isplativost ORC instalacije za uporabu otpadne topline jako zavise o mjestu i aplikaciji. Kvaliteta i količina raspoložive topline određuju odabir odgovarajućeg ekspanzijskog stroja i tipa izmjenjivača topline. Troškovi visokotemperaturnih ORC-eva temeljenih na turbinskoj tehnologiji variraju od 1000 USD\$/kW za veličinu MW do 3000 USD\$/kW za 100 kW pogonsku jedinicu [100].

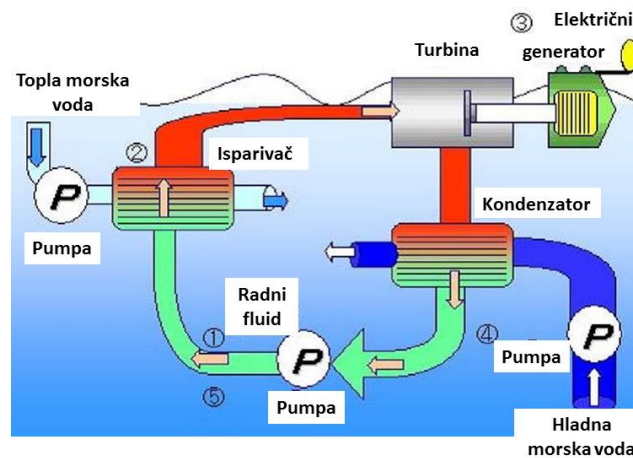
2.5.6. Primjena ORC kod iskorištavanja topline mora i oceana

Oceani pokrivaju preko 70% Zemljine površine i mogli bi biti izvor gotovo neiscrpe obnovljive energije. Kod sustava za pretvorbu topline oceana i mora, tzv. OTEC (engl. *Ocean Thermal Energy Conversion*) koristi se prirodna toplinska stratifikacija koja se javlja u oceanima i morima. Sustav u načelu pretvara ogromnu količinu solarne energije, zračenjem pohranjene u gornjim slojevima oceanske (morske) vode, u električnu energiju. U mnogim regijama diljem svijeta izmjerena je vertikalna raspodjela temperature morske vode. Morska voda na dubini manje od 50 m od razine mora je 20-29 °C, dok je temperatura na dubini od oko 800 ili više oko 2–7 °C. Da bi bio učinkovit, minimalna razlika temperature između slojeva vode oceana treba biti oko 20 °C [116]. Ovakovi temperaturni gradijenti nalaze se u tropskim regijama blizu ekvatora (slika 20 [77]).

Prvi poznati OTEC sustav predložio je Arsene d'Arsonval, 1881. godine [117]. Izradio je zatvoreni OTEC sustav s amonijakom kao radnim fluidom. Amonijak je odabran zbog niske temperature ključanja. Sam d'Arsonval nikada nije testirao predloženu tehnologiju. George Claude je predložio i uspješno testirao koncept otvorenog ciklusa. Ipak, većina njegovih pokušaja da stavi OTEC u praktičnu primjenu je završila neuspješno. Godine 1962. H. Anderson i njegov sin James H. Anderson Jr., započeli su cjelovitu analizu konstrukcije OTEC sustava i osmislio novo OTEC postrojenje koje je prevladala slabe točke Claudeov sustava. Kasnije je energetska kriza 1973. u Japan i SAD potaknula temeljna istraživanja. Danas je za OTEC poznato pet različitih ciklusa. To su [117,118]: otvoreni OTEC ciklus, zatvoreni OTEC ciklus, hibridni OTEC ciklus, Kalina ciklus i Uehara ciklus. Koncept OTEC elektrane zatvorenog ciklusa prvi puta je predložio D'Arsonval 1881. Koristi radni fluid s niskim vrelištem, poput amonijaka, propana ili R134a i provodi Rankineov ciklusu. Radna fluid se zagrijava i isparava u isparivaču pomoću tople površinske morsku vodu. Dobivena para ekspanzira u turbini proizvodeći korisni mehanički rad za pogon električnog generatora. Nakon ekspanzije para kondenzira predajući toplinu hladnoj morskoj vodi iz dubljih slojeva oceana. Kondenzat radnog fluida se zatim pumpa natrag u isparivač i ciklus se neprekidno ponavlja. Slika 20 [77] prikazuje shemu zatvorenog OTEC ciklusa [119].

OTEC postrojenje koristi izrazito niskotemperaturni energetski izvor pa stoga postiže vrlo nisku iskoristivost od oko 3–5%. Stoga za realizaciju postrojenja veće snage potrebna je ogromna količinu morske vode i potrebna energija za njeno pumpanje mogla bi smanjiti isplativost ove tehnologije. Predlože se da se OTEC integrira u polivalentni industrijski kompleks [120]. Integrirani sustav za pretvorbu toplinske energija oceana i mora, tzv. I-OTECs (engl. *Integrated Ocean Thermal Energy Conversion System*) osim proizvodnje električne energije mogao bi dodatno obavljati sljedeće funkcije: proizvoditi slatku vodu, klimatizacija i hlađenje, akvakultura i marikultura, proizvodnja vodika, ekstrakcija litija itd. Identificirana su potencijalna tržišta za OTEC, od kojih se većina nalaze u Tihom oceanu i 50 zemalja ispituje njegovu primjenu kao alternativnog izvora energije i održivo rješenje za nestašica vode: Indija, Koreja, Palau, Filipini, Havaji, Papua Nova Gvineja, itd. 2001. godine, kao rezultat suradnje između Japana i Indiji instalirano je postrojenje snage 1 MW, a planira se izgradnja mnogih drugih u bliskoj budućnosti. Trenutno je ova tehnologija stekla svjetsku pozornost kao moguće rješenje većine problema povezanih s globalnim zatopljenjem s kojima

se svijet suočava i očekuje se u budućnosti značajnija primjena višenamjenskih OTEC postrojenja.



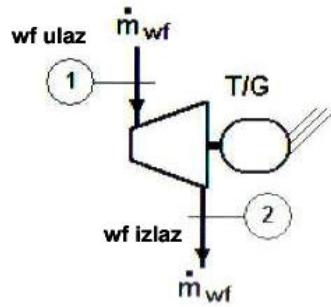
Slika 20. Shema zatvorenog OTEC -a [77]

2.6. Termodinamičke osnove

Kao što je u uvodu rečeno, princip rada organskog Rankineovog ciklusa isti je kao i kod Rankineovog ciklusa. Radni fluid je u pumpi komprimiran na radni tlak, zatim se isparava, prolazi kroz turbinu gdje ekspandira, nakon toga kondenzira u kondenzatoru te se tako ohlađen ponovo vraća na početak ciklusa, tj. u pumpu. U idealnom ciklusu ekspanzija i kompresija su izentropska, a procesi isparavanja i kondenzacije su izobarni. U realnom ciklusu, zbog nepovratnosti, prisutni su gubici i proces ima manju iskoristivost. Shema ORC postrojenja kao i termodinamički ciklus u $T - s$ koji izvodi radni fluid je prikazan na slici 1. u $T - s$ dijagramu.

2.6.1. Turbina

Termodinamička analiza ciklusa je relativno jednostavna. Počimajući s binarnom turbinom, vidi se da je analiza ista kao i za turbine s vodenom parom. Korisno je izdvojiti komponente iz toplinske sheme zbog lakšeg referiranja, kao što je to učinjeno na slici 21 za turbinu.



Slika 21. Turbina binarnog ciklusa

Uz uobičajene pretpostavke o zanemarivanju članova koji opisuju kinetičku i potencijalnu energiju u energetskej jednadžbi, te pretpostavljajući kod turbine stacionarni i adijabatski proces ekspanzije, snaga se može odrediti pomoću jednadžbe:

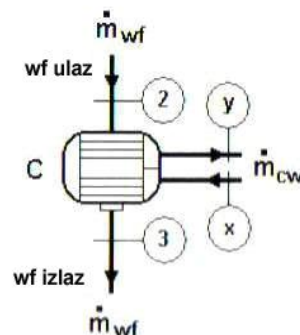
$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) = \dot{m}_{wf}\eta_t(h_1 - h_2) \quad (2-7)$$

gdje je η_t izentropska iskoristivost turbine, čija je vrijednost poznata. Za dani radni fluid, termodinamička svojstva se mogu odrediti iz tablica ili pomoću korelacija za bilo koje odabrane konstrukcijske parametre. Željena izlazna snaga turbine na taj način određuje potrebni maseni protok radnog fluida i obrnuto.

2.6.2. Kondenzator

Toplina koja se predaje od radnog fluida na rashladni medij, slika 22, bilo da se radi o vodi (kao što je ovdje pokazano) ili zraku, dana je jednadžbom:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (2-8)$$



Slika 22. Kondenzator s vodom kao rashladnim medijem

Odnos između masenih protoka radnog fluida i rashladne vode je:

$$\dot{m}_{cw}(h_y - h_x) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3), \quad (2-9)$$

ili

$$Q = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3), \quad (2-10)$$

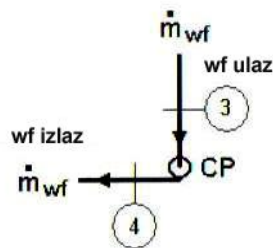
pošto se može uzeti da rashladna voda ima konstantnu specifičnu toplinu \bar{c} kod male temperaturne promjene od ulaza do izlaza.

2.6.3. Napojna pumpa

Koristeći iste pretpostavke kao i za ostale komponente, snaga predana radnom fluidu napojnom pumom (slika 23) dana je jednadžbom:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{wf}(h_{4s} - h_3)/\eta_p, \quad (2-11)$$

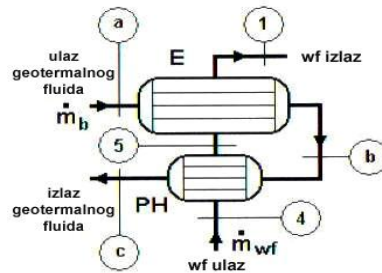
gdje je η_p izentropska iskoristivost pumpe.



Slika 23. Napojna pumpa

2.6.4. Izmjenjivač topline: predgrijač i isparivač

Analiza izmjenjivača topline gdje sekundarni fluid predaje dio svoje toplinske energije radnom fluidu temelji se na principima termodinamike i zakonu očuvanja mase (slika 24).



Slika 24. Predgrijač i isparivač

Pretpostavlja se da su izmjenjivači topline dobro izoliran tako da se sva toplina prenosi između binarnog i radnog fluida. Uz već prethodno navedene pretpostavke, također se pretpostavlja da je tok stacionaran, te da su razlike potencijalne i kinetičke energije na ulazu i izlazu zanemarive. Analizirajući predgrijač i isparivač kao jedinstveni termodinamički sustav, osnovna jednadžba glasi:

$$\dot{m}_b(h_a - h_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4), \quad (2-12)$$

Ako sekundarni fluid sadrži lako topive plinove i tvari, lijeva se strana jednadžbe može zamijeniti sa srednjom specifičnom topline geotermalne vode \bar{c}_b pomnoženom s temperaturnom razlikom:

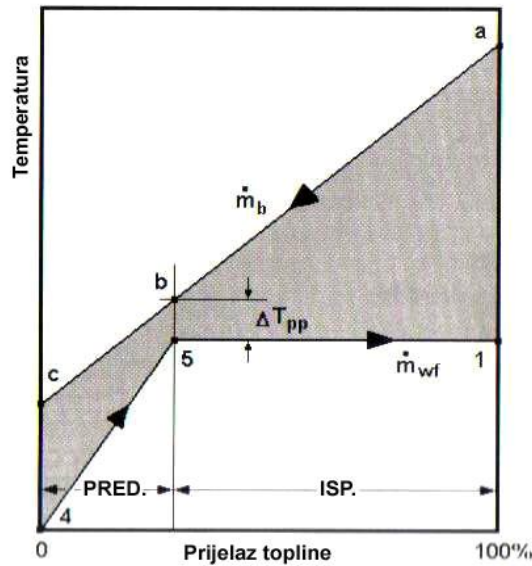
$$\dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \quad (2-13)$$

Potrebni protok binarnog fluida (ili radnog fluida) za dane parametre ciklusa može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{wf} \frac{h_1 - h_4}{\bar{c}_b (T_a - T_c)} \quad (2-14)$$

Konstrukcija pojedinog izmjenjivača topline zahtijeva korištenje još jednog termodinamičkog dijagrama: temperatura – prenesena toplina ili $T - q$ dijagrama (slika 25). Apscisa predstavlja ukupnu količinu topline koja se s geotermalnog fluida prenosi na radni fluid. Ona se može predstaviti u postocima ili u jedinicama za toplinu (npr. kJ/kg radnog fluida).

Predgrijač PH osigurava osjetnu toplinu za dovođenje radnog fluida u točku ključanja, stanje 5. Isparavanje u slučaju čistog (jednokomponentnog) radnog fluida se ostvaruje od 5 – 1 duž izoterme. Mjesto u izmjenjivaču topline gdje je temperaturna razlika između geotermalnog i radnog fluida najmanja naziva se tzv. «pinch» točka, a vrijednost te razlike se označava kao temperaturna razlika u «pinch» točki, ΔT_{pp} .

Slika 25. $T - q$ dijagram za predgrijač i isparivač

Stanja u točkama 4, 5 i 1 su poznata iz ciklusa: stanje 4 je komprimirana kapljevina, a odgovara stanju na izlazu iz napojne pumpe; stanje 5 je zasićena kapljevina pri tlaku isparivača, i stanje 1 je suhozasićena para koja odgovara stanju na ulazu u turbinu. Na taj se način ta dva izmjenjivača mogu analizirati odvojeno:

Predgrijač:

$$\dot{m}_b \bar{c}_b (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \quad (2-15)$$

Isparivač:

$$\dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \quad (2-16)$$

Ulazna temperatura sekundarnog fluida T_a je uvijek poznata. Temperaturna razlika u «pinch» točki je općenito poznata iz specifikacije proizvođača; to omogućava određivanje T_b pomoću poznate vrijednosti T_5 . Iako je teorijski moguće «pinch» točku očekivati na hladnom kraju predgrijača (uz jako strmu liniju hlađenja sekundarnog fluida), to se ipak u praksi nikada ne događa.

Površina isparivača za izmjenu topline između dva fluida, A_E , može se odrediti iz osnovnih jednadžbi za prijelaz topline:

$$\dot{Q}_E = \bar{U} A_E \text{LMTD}_E \quad (2-17)$$

gdje je \bar{U} ukupni koeficijent prolaza topline, a LMTD_E srednja logaritamska temperaturna razlika, koja se za isparivač može odrediti pomoću jednadžbe:

$$\text{LMTD}_E = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln \left[\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5} \right]} \quad (2-18)$$

a izmijenjeni toplinski tok u isparivaču je dana s jednadžbom:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \quad (2-19)$$

Odgovarajuće jednadžbe za predgrijač su:

$$\dot{Q}_{PH} = \bar{U} A_{PH} \text{LMTD}_{PH} \quad (2-20)$$

$$\text{LMTD}_{PH} = \frac{(T_b - T_5) - (T_c - T_4)}{\ln \left[\frac{T_b - T_5}{T_c - T_4} \right]} \quad (2-21)$$

$$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_b \bar{c}_b (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \quad (2-22)$$

Ukupni koeficijent prolaza topine \bar{U} potrebno je odrediti eksperimentalno s fluidima koji se koriste u postrojenjima. U literaturi su dane vrijednosti koje se mogu koristiti kod proračuna, no valja voditi računa o njihovoj pouzdanosti [121].

Pošto se izmjenjivači topline izrađuju u dosta različitim geometrijskim izvedbama (npr. cijev u cijevi, pločasti, s paralelnim tokom, čisto protustrujni, višestruko protustrujni ili s poprečnim strujanjem), postoje korekcijski faktori koji se moraju koristiti s prethodno danim jednadžbama, zavisno o konfiguraciji izmjenjivača topline [121].

2.6.5. Analiza ciklusa

Nakon analize svake od komponenti osnovnog binarnog postrojenja može se pristupiti analizi cjelokupnog ciklusa. Ciklus se može ocijeniti pomoću Prvog zakona termodinamike računajući termodinamičku iskoristivost:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{PH-E}} \quad (2-23)$$

pošto je korisna snaga ciklusa razlika između dovedene i odvedene topline, prethodna se jednadžba može zapisati kao:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{PH-E}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (2-24)$$

Omjer odvedene topline je isti kao i u ranijim slučajevima:

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{net}} = \frac{1}{\eta_{th} - 1} \quad (2-25)$$

Te su jednadžbe primjenjive za ciklus, ne i za postrojenje. Ako se korisna snaga ciklusa koristi npr. za pogon pumpi na bušotinama, ventilatora rashladnog tornja, osvjetljenja elektrane, itd., tada se sva ta dodatna opterećenja moraju oduzeti od korisne snage ciklusa da bi se dobila korisna snaga postrojenja (tzv. snaga na pragu elektrane). Pošto binarni ciklusi imaju termodinamičku iskoristivost u području 10-15%, svako daljnje smanjenje njihove korisne snage može imati ozbiljan utjecaj na karakteristike postrojenja.

Drugi pokazatelj karakteristike ciklusa i postrojenja može se dobiti koristeći Drugi zakon termodinamike u obliku eksergijske iskoristivosti η_u koja je definirana kao omjer stvarne korisne snage postrojenja i maksimalne teorijske snage dobivene iz sekundarnog fluida za stanje ležišta:

$$\eta_u = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{res}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_b[(h_{res} - h_0) - T_0(s_{res} - s_0)]} \quad (2-26)$$

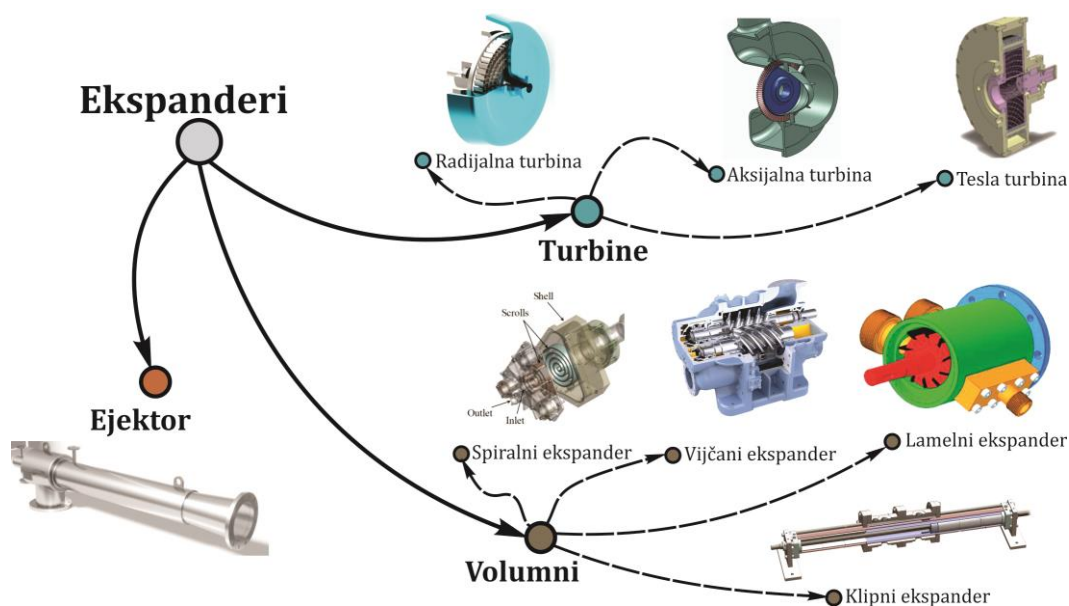
gdje je T_0 temperatura okoliša (tj. lokalna temperatura vlažnog termometra ako se npr. koristi vodom hlađeni rashladni toranj).

3. POGLAVLJE

EKSPANDERI U ORGANSKOM RANKINEOVOM CIKLUSU

Pošto određuje iskoristivost postrojenja, središnja ali istodobno i kritična komponenta svakog ORC-a je ekspander. To su strojevi predviđeni za rad sa stlačivim radnim fluidima čiju toplinsku energiju pretvaraju u korisni mehanički rad. Odabir pogodnog ekspandera za ORC poznatih termodinamičkih karakteristika će znatno povećati iskoristivost, posebno kod postrojenja male snage. Odabir zavisi kako o uvjetima rada tako i o snazi.

Općenito su ekspanderi podijeljeni u dvije velike skupine: jedna su dinamički ekspanderi, tj. turboekspanderi (različiti tipovi turbina) i ejektor, a druga su volumni ekspanderi kao što su vijčani, spiralni, lamelni, klipni, itd., slika 26.



Slika 26. Različiti tipovi ekspandera korištenih kod ORC-a

Analizirat će se prednosti i nedostaci različitih tipova ekspandera za ORC postrojenja malih snaga, uz naglasak na primjene kod iskorištavanja otpadne topline motora s unutarnjim izgaranjem. Kod odabira pogodnog ekspandera treba uzeti u obzir sljedeće parametre [122]:

- 1) visoka izentropska iskoristivost,
- 2) omjer tlakova,

- 3) izlazna snaga,
- 4) zahtjevi za podmazivanjem,
- 5) složenost konstrukcije,
- 6) brzina vrtnje,
- 7) dinamička uravnoteženost,
- 8) pouzdanost i dostupnost,
- 9) mala masa konstrukcije,
- 10) dimenzije i ograničenje na veličinu,
- 11) cijena.

Turbina je dinamički tip stroja. U kanalima koje čine statorske lopatice turbine, brzina radnog fluida koji ulazi s visokom entalpijom (visokim tlakom i temperaturom) se povećava, tj. toplinska energija radog fluida se pretvara u kinetičku energiju. Potom radni fluid s visokom kinetičkom energijom ulazi u kanale koje čine rotorske lopatice turbine gdje se kinetička energija pretvara u mehanički rad koji se upravo očituje u vrtnji rotora. Preko spojke se korisni mehanički rad predaje pogonjenom stroju, električnom generatoru.

Princip rada volumnih strojeva razlikuje se od onog kod turbina. Energetska pretvorba se temelji se promjeni volumena radnog fluida u ekspanderu. Tijekom radnog ciklusa, ulazni volumen radnog fluida ograničen je u zadanom prostoru i naknadno ekspandira s povećanjem volumen prostora u kojem se nalazi. Na kraju, radni fluid s niskim tlakom napušta radni volumen stroja i odlazi u cjevovod ili tlačnu posudu.

Konačno, ejektorji su ekspanzijski uređaji bez rotora, što znači da ne mogu dati izlaznu snagu preko vratila. Energija procesa ekspanzije može se upotrijebiti jedino unutar ORC sustava.

Volumni ekspanderi su strojevi s periodičnim a turboekspanderi s kontinuiranim djelovanjem.

Zbog manjih masenih protoka, većih vrijednosti ekspanzijskih omjera, nižih brzina vrtnje i otpornosti na kapljevitu fazu radnog fluida kod mikro/malih ORC postrojenja (do 100 kW_el), uglavnom se primijenjuju volumni strojevi. Također to proizlazi iz ograničene dostupnosti mikro/malih turbina koje bi omogućile još veću iskoristivost od one koju postižu kada se koriste kod ORC postrojenja većih snaga.

Volumni strojevi se koriste do tlakova od 10 bar i temperatura do 200 °C, dok su kod turbina ti parametri viši [123].

Postoje mnoge sličnosti između kompresora korištenih u rashladnoj tehnici i ekspandera u ORC tehnologiji. Zbog toga se mnogi od tih strojeva mogu iskoristiti u ORC postrojenju [21].

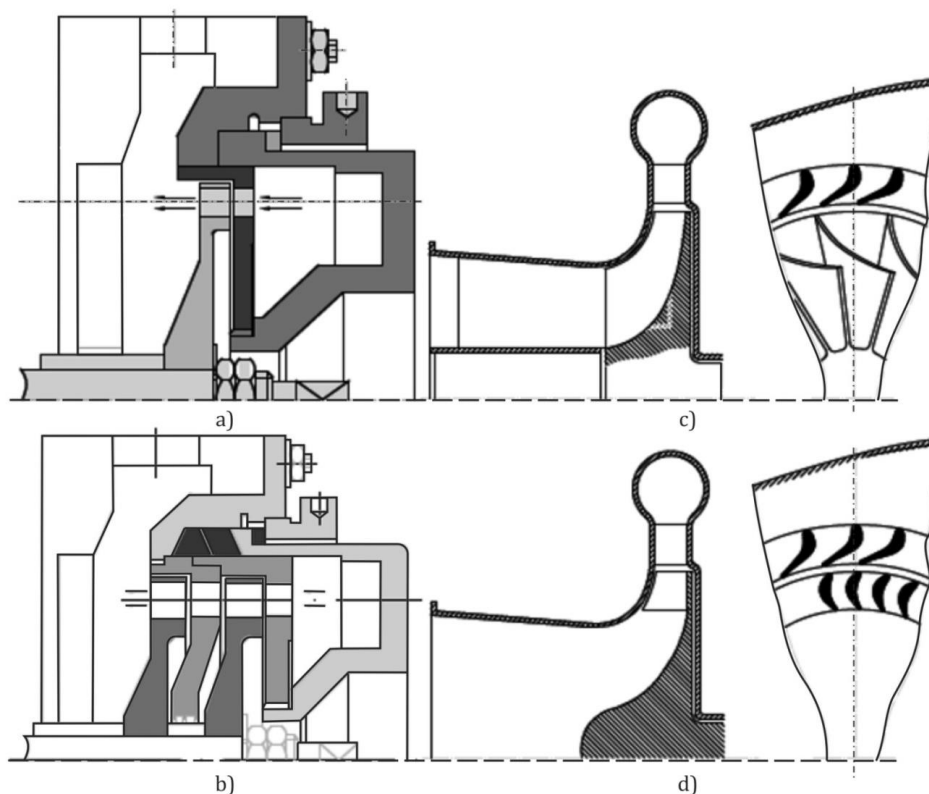
3.1. Turboekspanderi

U osnovi, turbine korištene u ORC-u konstrukcijski su iste kao i korištene u parno-turbinskom Rankineovom ciklusu. S obzirom na energetske pretvorbu, tj. odvija li se ekspanzija samo u statorskim ili i statorskim i rotorskim lopaticama, turbine se dijele na akcijske, reakcijske i akcijsko-reakcijske. Prema smjeru strujanja radnog fluida s obzirom na os vrtnje, turbine se dijele na aksijalne, radijalne i dijagonalne. Obično je snaga aksijalnih turbina veća od snage radijalnih [21].

Turbine zauzimaju dominantnu poziciju na tržištu ekspanzijskih strojeva. Ekspanderi poput ejektora se ne koriste u praksi za proizvodnju električne energije, i područje njihove primjene ograničeno je na rashladne sustave. Turbine koje pretvaraju toplinsku energiju u mehanički rad, čine vrlo veliku skupina tzv. strojeva na strujanje. Ova grupa obuhvaća kako plinske tako i parne turbine.

Podjela turbina prema energetske pretvorbi na akcijske i reakcijske turbine. Osnovna i glavna razlika između akcijskih (impulsne) i reakcijskih turbina je da kod reakcijskih postoji promjena tlaka radnog fluida u rotorskim lopaticama (ekspanzija) dok kod akcijske turbine nema promjene tlaka u rotoru (samo u statoru). Suvremene parne turbine često koriste oba principa (akcije i reakcije) u istoj jedinici, tipično se reaktivnost mijenja od korijena prema vrhu (periferiji) lopatice, a po srednjem promjeru od visokotlačnih do niskotlačnih. Rješenja ovog tipa nazivaju se akcijsko-reakcijske turbine. Dodatno, turbine se mogu podijeliti prema broju stupnjeva u jednostupanjske (slika 27.a) i višestupanjske turbine (slika 27.b). Izraz

"stupanj" koji se koristi u kontekstu turbine to je red statorskih lopatica i red rotorskih lopatica iza njih.



Slika 27. Različiti tipovi turbina kod ORC-a (a) jednostupanjska aksijalna turbina; (b) dvostupanjska aksijalna turbina; (c) radijalno-aksijalna turbina; (d) radijalna turbina

Ovisno o smjeru strujanja radnog fluida, postoje tri vrste turbina: radijalne (slika 27.d), aksijalne (slika 27.a, b) i dijagonalne turbine (slika 27.c). Kod sustava za iskorištavanje nisko i srednjetemperaturnih izvora, najčešće se primjenjuju radijalne centripetalne mikroturbine s obzirom da postižu veću iskoristivost od ostalih strojeva (slika 27.c) [123]. Zbog jednostavne konstrukcije i niskih proizvodnih troškova, kod mikroenergetskih sustava, obično se primjenjuju jednostupanjske ili dvostupanjske turbine (slika 27.a,b). Jednostupanjske aksijalne turbine se koriste pri većim protocima radnog fluida i pri manjim razlikama tlaka. Nasuprot tome, jednostupanjske radijalne turbine se preporučavaju za rad s manjim protocima i većim razlikama tlakova [123]. Takovi su uvjeti rada tipični u ORC kogeneracijskim postrojenjima.

Radialne turbine su manje osjetljive na promjene radnih parametara radnog fluida, te time omogućavaju postizanje prihvatljive iskoristivosti u širokom području tlakova i protoka.

Lopatice takove turbine ne zahtijevaju izuzetno preciznu obradu što olakšava proizvodnju i smanjuje troškove. Pošto su rotorske lopaticе radijalnih turbina izrađene zajedno s glavinom, rotor ima veću čvrstoću što ima pozitivan utjecaj na dinamičke karakteristike takvog rotirajućeg sustava. Nedostatak radijalnih turbina, u usporedbi s aksijalnim turbinama, je da su lopaticе opterećene s puno većim centrifugalnim silama, koje su usmjerene okomito na lopaticе kod čisto radijalnih stupnjeva, što rezultira znatnim savojnim naprezanjem. Kako bi se postigla što veća iskoristivost kod visokih razlika tlakova, potrebno je primijeniti konstrukcije s više stupnjeva. U tom je slučaju konstrukcijski lakše izvesti aksijalnu turbinu kod koje su stupnjevi pozicionirani jedan iza drugog duž vratila [123].

Uobičajene brzine vrtnje za radijalne parne mikroturbine snage iznad 1 kW su u području 10,000–100,000 min^{-1} , dok aksijalne turbine obično rade s većom brzinom vrtnje [123]. Najveće brzine vrtnje volumnih ekspandera rijetko prelaze 5,000 min^{-1} , što znači da su mikroturbine približne snage daleko manje. Budući da se naprezanja u lopaticama turbine povećavaju s brzinom vrtnje, maksimalna brzina je ograničena s mehaničkom čvrstoćom dostupnih materijala. Dopušteni protok radnog fluida u turbini je ograničen Machovim brojem. Ovo treba uzeti u obzir kako bi se izbjeglo lokalno zagušenje toka. Ova nepovoljna pojava javlja se uglavnom kod reakcijskih turbina i smanjuje njihovu iskoristivost [123].

Prema parametrima radnog fluida, turbine se mogu podijeliti na podkritične i nadkritične. Mogu se susresti i nekonvencionalna rješenja turbina pa ih je čak i teško jasno svrstati u bilo koju od gore navedenih skupina (na primjer Teslina turbina). Turboekspanderi se često klasificiraju prema snazi, pa jedinice čija se snaga kreće u području od nekoliko kilovata do nekoliko stotina kilovata nazivaju se mikro/malim turbinama.

Glavni razlog gubitka kod turbina je prestrujavanje u radijalnim zazorima između vrhova rotorskih lopatica i turbinskog kućišta, potrebnih za slobodnu vrtnju rotora. Za razliku od volumnih ekspandera, nema zatvorenih prostora u kojima radni fluid periodički ekspandira, već postoji kontinuirani tok radnog fluida. Budući da umanjena snaga turbine je povezana sa smanjenjem njene veličine, istodobno radijalni zazor i površ lopatica su relativno veliki, pa postizanje iskoristivosti 90%, što je karakteristično za velike turbine, za mikro/male turbine je praktički nemoguće. Izentropska iskoristivost mikro/malih turbina snage od nekoliko kilovata do nekoliko desetaka kilovata općenito ne prelaze 80% [123], ali u svjetlu brojnih prednosti turbina, takva iskoristivost općenito se može smatrati zadovoljavajućom. Zbog malih

dimenzija diskova mikro/malih turbina i niske obodne brzine lopatica, visoki protoci se mogu postići samo uz velike brzine vrtnje. S obzirom da je jedan stupanj karakteriziran s relativno malim ekspanzijskim omjerom (oko 2), parne turbine često imaju nekoliko stupnjeva. U strojevima tog tipa kondenzacija je veliki problem. Sama para radnog fluida nije opasna prije nego što kondenzira, već kondenzat uzrokuje eroziju lopatica parne turbine, koja značajno skraćuje njihov životni vijek [123]. Ova pojava se javlja u posljednjim stupnjevima turbine, gdje dolazi do kondenzacije i radni fluid je dvofazan. Stoga, odabir odgovarajućeg radnog fluida kada se projektira ORC postrojenje s ugrađenim turboekspanderom je vrlo važno pitanje. Preferira se radni fluid koji se tijekom ekspanzije pregrijava (suhi radni fluid).

S obzirom na činjenicu da komponente turbine nisu u izravnom kontaktu, gubici se javljaju uglavnom u ležajevima i brtvama. Pošto turbine s malim protocim koje se koriste u ORC sustavima su karakterizirane s rotorima malih dimenzija i velikom brzinom vrtnje, često se koriste nekonvencionalni ležajevi kao npr. magnetski [123].

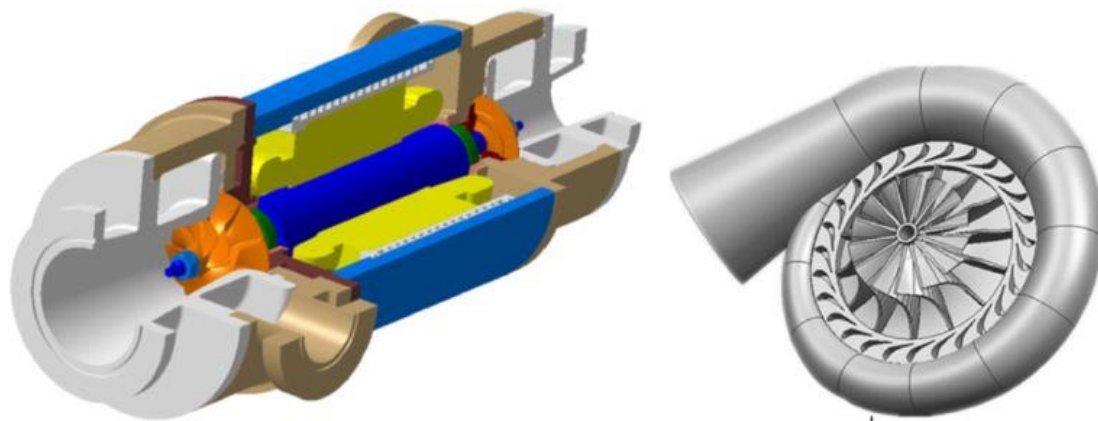
Nesumnjivo je da turbine imaju mnoge prednosti, kao što su trajnost i pouzdanost, a to rezultira uglavnom iz činjenice da je jedini gibajući element njihov rotor. Rotor turbine praktički se ne troši ako se održavaju odgovarajući radni uvjeti i, stoga je dugotrajna eksploatacija turbina normalna pojava. Štoviše, dobro osmišljen ležajni sustav omogućava nisku razinu vibracija i miran rad turbine (čak i pri visokim brzinama). Zbog mogućnosti rada pri velikim brzinama vrtnje i postizanja većih snaga, mikro/male turbine imaju manje dimenzije u usporedbi s drugim ekspanzijskim strojevima istih snaga, što ih čini prikladnim za suvremene kogeneracijske sustave [123]. Primjenjujući različita rješenja protočnog sustava, te uz dobro promišljanje i pomoću računala potpomognute optimizacije, konstrukcija turbine se može lako prilagoditi bilo kojim specificiranim parametrima ORC sustava, na takav način da cijeli sustav radi pri maksimalnoj iskoristivosti.

S obzirom na gore navedene podatke, turboekspanderi omogućavaju niz prednosti koje mogu otvoriti put njihovoj daljnjoj popularizaciji i širu uporabu u ORC sustavima. Bez obzira na činjenicu da mikro/male turbine imaju iskoristivost na razini volumnih ekspandera, turbine nude bolje funkcionalne karakteristike, poput niža buka i razina vibracija, dulji životni vijek, veća pouzdanost, i manje dimenzije.

Kritični faktor je omjer brzina lopatica koji za postizanje maksimalne iskoristivosti postiže vrijednosti oko 0,7. Kod mikro/malih turboekspandera za industrijske primjene brzine vrtnje

su 50,000-60,000 min⁻¹ što znatno utječe na troškove izrade ali i eksploatacije. Glavni gubici pri radu turboekspandera su arodinamički, 10 – 30%. Ostali gubici su zbog prestrujavanja na vrhovima lopatica, te u brtvama i ležajevima (svaki iznosi 1–2%). Maksimalna izentropska iskoristivost je 78 – 90 % [123]. No, zbog velikih razlika u termodinamičkim i fizikalnim svojstvima između organskih fluida i vodene pare, ORC turbine imaju neke posebne karakteristike [38]:

1. Organski fluidi imaju veću molarnu masu tako da je njihova brzina zvuka manja od one kod pare. Prilikom konstruiranja turbine, treba izbjeći nadzvučno strujanje na izlazu iz statorskih lopatica pošto to dovodi do dodatnih gubitaka uslijed udarnih valova.
2. Za određenu temperaturnu razliku, ORC turbine imaju veći ekspanzijski omjer i manji entalpijski pad od vodene pare, posebno kod iskorištavanja niskotemperaturnih izvora topline, što uzrokuje dodatne gubitke.
3. Organski fluidi imaju veću gustoću i manji specifični volumen od vodene pare tako da će strujni dio (lopaticice) i sveukupne dimenzije turbine biti manje. Uz to, zbog pozitivnog nagiba krivulje zasićenja organske pare, para na izlazu iz turbine bit će pregrijana, pa će izostati gubici uslijed strujanja vlažne pare.
4. ORC turbine imaju kompaktnu konstrukciju i manje su po veličini pa stoga treba obratiti pozornost na problem prekoračenja brzine vrtnje tijekom preopterećenja.
5. Neki organski fluidi su zapaljivi, eksplozivni ili skupi, pa uzimajući sigurnost i ekonomski aspekt u obzir, mora se spriječiti propuštanje radnog fluida u okoliš.
6. Jednostavna, laka i kompaktna konstrukcija, visoka efikasnost i jednostupanjska ekspanzija koja može preraditi veliki entalpijski pad.
7. Male turbine imaju veće gubitke od velikih.
8. Viša cijena turbinskih ekspandera u odnosu na druge ekspandere.
9. Turbinski ekspanderi preporučaju se u slučaju iskorištavanja otpadne topline, pretvarajući je u električnu energiju
10. Turbinski ekspanderi nisu korisni u slučaju nestabilnih ili prijelaznih radnih uvjeta.



Slika 28. Model radijalne turbine [124]

Dok se jednostupanjske aksijalne turbine redovito koriste za sustave s višim masenim protocima i nižim omjerima tlakova, jednostupanjske radijalne turbine se koriste u sustavima s manjim masenim protocima, a većim omjerima tlakova. Prednosti centripetalnih radijalnih turbina su [38]:

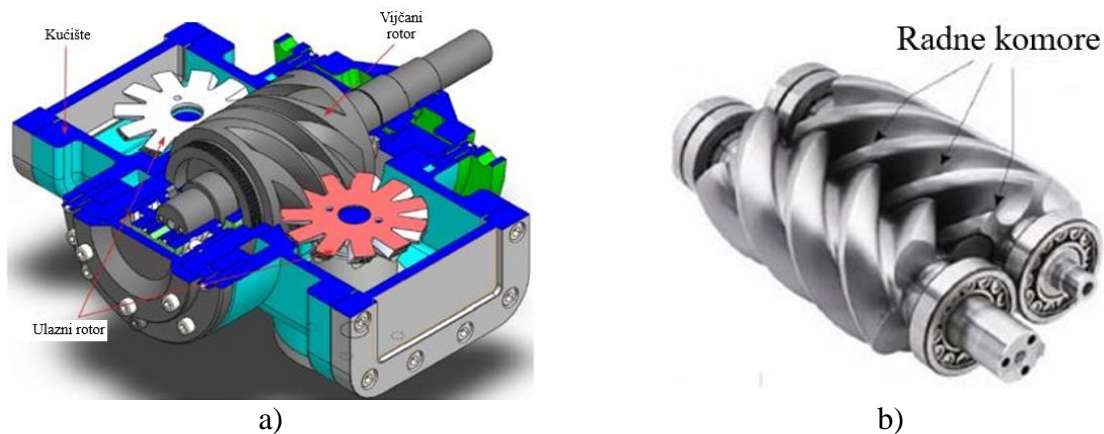
- 1) Manjim modifikacijama standardne radijalne turbine mogu se optimizirati za različite geotermalne izvore topline.
- 2) Održavaju visoku razinu iskoristivosti pri vanprojektnim uvjetima rada upotrebom usmjeravajućih lopatica na ulazu u turbinu.
- 3) Manje su osjetljive na nepreciznost izrade profila lopatice nego aksijalne turbine, što omogućava održavanje visoke iskoristivosti kako se smanjuje snaga.
- 4) Robusnije su na veće opterećenje izazvano fluidima velike gustoće, bilo uz podkritične ili nadkritične uvjete rada.
- 5) Lakše su za izradu od aksijalnih, budući da su lopatice izrađene s glavinom rotora. Dinamička stabilnost rotora također se povećava zbog veće krutosti.
- 6) Proizvodnja ovog tipa turbine lakša je u odnosu na aksijalne ili one s radijalno-aksijalnim tokom.

3.2. Volumni ekspanderi

3.2.1. Vijčani ekspanderi

Vijčani ekspanderi potječu od vijčanih kompresora, samo s obrnutim smjerom vrtnje, te su prikladni za ekspanziju plina. Vijčani ekspanderi su dostupni na tržištu u različitim konstrukcijskim varijantama, npr. ekspanderi s jednim i dva vijka. Vijčani ekspanderi s dva

pažljivo usklađena rotora (točnost oblik od 50 μm), su najčešći. Smješteni su u jedno kućište koje osigurava efikasnu nepropusnost na spoju, slika 29. Tijekom vremena se razvijala osnovna geometrija vijčanih ekspandera, te je to dovelo do stvaranja mnogih novih geometrija [125]. Sve ove izmjene imale su za cilj poboljšanje iskoristivost stvaranjem sve boljih uvjeta na kontaktnim površinama i smanjenjem sila trenja.



Slika 29. Vijčani kompresor s jednim (a) i dva (b) vijka [124]

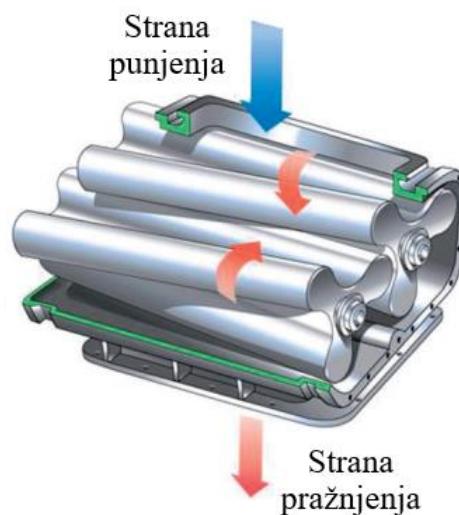
Tijekom rada vijčanog ekspandera, vijci zajedno s kućištem tvore zatvoreni prostor u koji su uvodi para organskog fluida pod tlakom. Para gibajući uzduž sparenih vijaka ekspandira, a zatim se odvodi iz kućišta. Jedno od vratila je povezano s generatorom koji proizvodi električnu energiju iz mehaničke. Tipično područje brzine vrtnje za vijčane ekspandere je 1500–3000 min^{-1} .

Karakteristična značajka vijčanih ekspandera je njihova mogućnost rada s vlažnom parom. Pod takvim uvjetima, učinkovitost podmazivanja u svrhu poboljšanja nepropusnosti konstrukcije se pogoršava, uzrokujući povećanje trenja, što za posljedicu ima brže trošenje komponenti. Zato se pokušava konstruirati vijčane ekspandere koji ne zahtijevaju dodatno podmazivanje uljem [126], što povećava proizvodne troškove, ali omogućava rad bez prisutnosti ulja za podmazivanje u prostoru ispunjenim lakohlapljivim radnim fluidom.

Ekspandere s jednim vijkom su zanimljiva alternativa za ekspandere s dva vijka. Ekspandere s jednim vijkom imaju niz prednosti, uključujući veliku trajnost (što proizlazi iz ravnomjerno raspoređenog opterećenja na glavni vijak), visoki ekspanzijski omjer, vrlo malo propuštanje, nisku razinu buke i vibracija te jednostavnu strukturu. Mogu koristiti različite radne fluide, poput pregrijane pare ili dvofazne smjese s udjelom kondenzata. Sve to ukazuje

da ekspanderi s jednim vijkom još uvijek imaju veliki potencijal za primjenu kod ORC jedinica malih snaga, od 1 kW do 200 kW.

Lysholmov vijčani ekspander (slika 30 [123]) manje je uobičajena vrsta vijčanog ekspandera. Takvi se ekspanderi također odlikuju dugim životnim vijekom i mogućnošću rada s vlažnom parom [127].



Slika 30. Lysholmov vijčani ekspander [123]

Svi gore opisani vijčani ekspanderi postižu relativno visoku iskoristivost, veću od turboekspandera. Štoviše, manje veličine i manje snage vijčanih ekspandera, za razliku od turbina, ne uzrokuju zamjetno smanjenje iskoristivosti. Najčešći dvovijčani ekspanderi postižu iskoristivost do 90% [125], a Lysholmov vijčani ekspander može postići iskoristivost 80% [127].

Istraživanja koja su provode, uglavnom se usredotočuju na poboljšanje iskoristivosti, trajnosti i pouzdanost.

Daljnje modifikacije vijčanih ekspandera su jednostruki i dvostruki, koji mogu biti jedno i višestupanjski [123].

Snage se obično kreću od 20 kW do 1 MW, a maksimalna brzina vrtnje oko $21\ 000\ \text{min}^{-1}$ (tipična $1500 - 3000^{-1}$ [123]). Brzine vrtnje vijčanih ekspandera više su nego kod ostalih ekspandera pa se koriste reduktor i kontrola brzine. Također, vijčani ekspanderi zahtijevaju

visoku tehnološku razinu proizvodnje. Njihovo podmazivanje ostvaruje se mješavinom radnog fluida i ulja [38].

Kao i svi ostali volumni ekspanderi, brtvljenje je ključno kako bi se spriječilo unutarnje prestrujavanje. To se postiže ili ubrizgavanjem ulja i bez upotrebe ulja [38].

Dobre i loše strane vijčanih ekspandera su [38, 123, 124]:

- 1) Zbog manjih protočnih volumena, manja su i prestrujavanja. No, ona su i dalje kritični faktori za postizanje iskoristivosti.
- 2) Mogu raditi s dvofaznim fluidom bez pada iskoristivosti i oštećenja rotacijskih elemenata.
- 3) Nemaju pri radu potreba za ventilima na ulazu i izlazu.
- 4) Na rotoru će se javiti vrlo velike aksijalne i radijalne sile zbog razlike tlakova na ulazu i na izlazu.
- 5) Vijčani ekspanderi mogu biti 40 – 60 % jeftiniji spram turbina.
- 6) Korisni su pri niskim brzinama vrtnje i pri radu s vlažnim fluidom.
- 7) Ako radni fluid ima svojstvo podmazivanja, nema potrebe za dodatnim podmazivanjem.
- 8) Zbog niske brzine vrtnje, ekspander se mogu spojiti na generator direktno, bez reduktora.
- 9) Potrebno je precizno proizvesti svaku površinu, svakog rotora.
- 10) Za rad se predlaže vlažni fluid.
- 11) Dugi životni vijek, visoki ekspanzijski omjeri, niska buka i vibracije, jednostavna konstrukcija.

3.2.2. Spiralni ekspanderi

Dobivaju sve veću primjenu, osobito kada se koriste u jako malim sustavima, postoji čak primjer primjene snage od 0,1 kW_{el} [128]. Gornja granica raspoložive snage je 30 kW_{el} [129]. Njihova popularnost je ne samo zbog malog broja komponenti, već i niskih proizvodnih troškova [128]. Princip rada je kao i kod vijčanih ekspandera, tj. poput spiralnog kompresora, ali smjer vrtnje je obrnut. Najveća poteškoća da spiralni kompresor radi inverzno kao ekspander se sastoji u razvoju učinkovitog sustav podmazivanja ležajeva, sparivanju spiralnih komponenata i izostavljanje nepovratnih ventila iz kućišta kompresora [130].

Fotografija spiralnog ekspandera prikazan je na slici 31. Princip rada ovog stroja uključuje vrtnju orbitalne spirale spram mirujuće spirale, koji stvara zatvorene prostore u koje se dovodi parna faza radnog fluida, zatim ona sukcesivno ekspandira i na kraju isušta iz ekspandera. Precizno gibanje orbitalne spirale spram središta mirujuće spirale se ostvaruje preko ekscentričnog elementa. Obje spirale bi trebale biti precizno izrađene kako bi se osigurala izvrsna nepropusnost i visoka iskoristivost ekspandera. Nominalna brzina vrtnje spiralnog ekspandera je u području 1000 do 4500 min⁻¹ [130].



Slika 31. Fiksna i rotirajuća spirala spiralnog ekspandera [124]

Prilikom projektiranja spiralnog ekspandera, posebnu pažnju treba posvetiti smanjenju gubitaka protoka na usisnoj strani ekspandera, prilagođavajući ekspanzijski omjer ciljnoj ORC instalaciji, osiguravajući da uparene komponente dobro brtve, dobro su podmazivane, a gubici energije zbog trenja minimalni [131]. Trend prema hermetički zabrtvljenom ekspanderu, u kojim su spirale izrađene od materijala s najmanjim mogućim koeficijentom trenja, postaje sve popularniji. Takav pristup ima za cilj smanjiti gubitke energije kako bi se konstruirao stroj s visokom iskoristivišću.

Istraživanje spiralnih ekspandera koja se mogu pronaći u literaturi su pokazala da se može postići izentropska iskoristivost preko 80% [131], zavisno o radnim uvjetima i primijenjenom konstrukcijskom rješenju. Dobro odabrani spiralni ekspander mogao bi postati atraktivna alternativa popularnijim vijčanim ekspanderima.

Kao i svi volumni strojevi, ima fiksni volumetrički omjer. Fiksni konstrukcijski volumetrički omjer može stvoriti dvije vrste gubitaka ako nije jednak nominalnom volumnom omjeru ekspandera; podekspanzija (češće) i nadekspanzija, gdje oba efekta mogu značajno smanjiti efikasnost ekspanzijskog procesa. Posljedica ovog manja je prilagodljivost volumetričkih ekspandera visokim ekspanzijskim omjerima, u odnosu na turbostrojeve. Ostali

izvori gubitaka su oni uslijed trenja, pada tlaka u opskrbi, unutarnjeg prestrujavanja i prijenosa topline. Općenito govoreći, klipni ekspanderi prikladniji su za veće ekspanzijske omjere jer njihova konstrukcija dopušta više konstrukcijske volumne omjere [38].

U usporedbi s ostalim volumetričkim strojevima, spiralni ekspanderi imaju najsloženiju geometriju, ali cijena im je niža nego cijena turbo- i vijčanih ekspandera, a dostupnost velika jer se koriste u klima uređajima kao kompresori [124]. Najsloženija operacija je preinaka spiralnog kompresora u ekspander [123]. Spiralni ekspanderi mogu se kategorizirati u dva tipa: neograničeni i kinematski ograničeni. Neograničeni zahtijevaju podmazivanje kako bi mogli raditi bez značajnog trošenja. Kinematski ograničeni mogu raditi bez podmazivanja. Još jedna prednost ovog ekspandera je što ne zahtjeva usisne ili ispušne ventile što smanjuje buku i poboljšava trajnost ekspandera te relativno gibanje kontaktnih točaka omogućava manji otpor nego trenje klizanja. Ima i mali broj dijelova [128]. Kotrljajući kontakti znače takvo brtvljenje da nisu potrebne velike količine ulja za podmazivanje, a prestrujavanje je smanjeno. Spiralni ekspander može se pokrenuti pod bilo kojim opterećenjem bez startnih komponenti [38].

Proizvodne tolerancije kritični su parametar pri brtvljenju i radu. Također, trenje i trošenje procesi su koji se moraju uzeti u obzir. Mogu raditi s vlažnim fluidima bez štetnih posljedica i nisu osjetljivi na promjenu radnih uvjeta.

Iskoristivosti su od 38 – 86%. Brzine vrtnje obično su oko 3000 min^{-1} [124].

3.2.3. Klipni ekspanderi

Klipni ekspanderi se temelje na rješenjima iz niza tehničkih područja, prvenstveno iz automobilske i petrokemijske industrije, te energetike. Mogu se podijeliti u nekoliko skupina koje se međusobno bitno razlikuju. Kada djeluju kao ekspanderi u kogeneracijskom ORC-u, najčešće se susreću sljedeće vrste klipnih ekspandera [123]:

1. klipni ekspanderi;
2. ekspanderi s rotacijskim klipom (ponekad se nazivaju i Wankel rotacijski motori);
3. gerotor ekspanderi;
4. ekspanderi s kotrljajućim/njihajućim klipom.

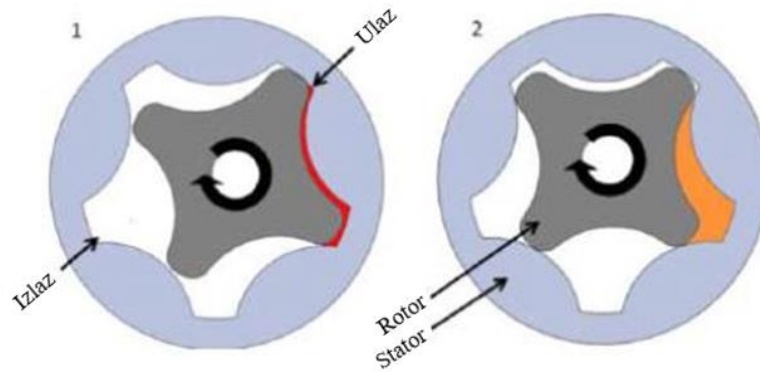
Klipni ekspander se sastoji od klipa i cilindra, slično kao motor s unutarnjim izgaranjem. Unutar cilindra klip izvodi naizmjenično gibanje (gore-dolje linearno gibanje) kako usisani

radni fluid, para visokog tlaka ekspandira. Naizmjenično gibanje klipa se pomoću klipnjače pretvara u vrtnju, koja se koristiti za pokretanje električnog generatora. Radni fluid struji kroz usisne i ispušne otvore koji se otvaraju i zatvaraju pomoću ventila kojima upravlja bregasto vratilo. Ekspander koji rade po ovom principu poznati su više od 200 godina a koristili su se kao parni strojevi tijekom industrijske revolucija.

Iako tradicionalni klipni ekspanderi se mogu primijeniti u ORC sustavima, nemaju šire korištenje zbog nekoliko njihovih karakteristika a to je složenost konstrukcije koja je izravno povezana s visokim troškovima proizvodnje, bučan rad, visoka razina vibracija, veliki gubici trenja, nužnost korištenja maziva i niska iskoristivost spram drugih ekspanzijskih strojeva.

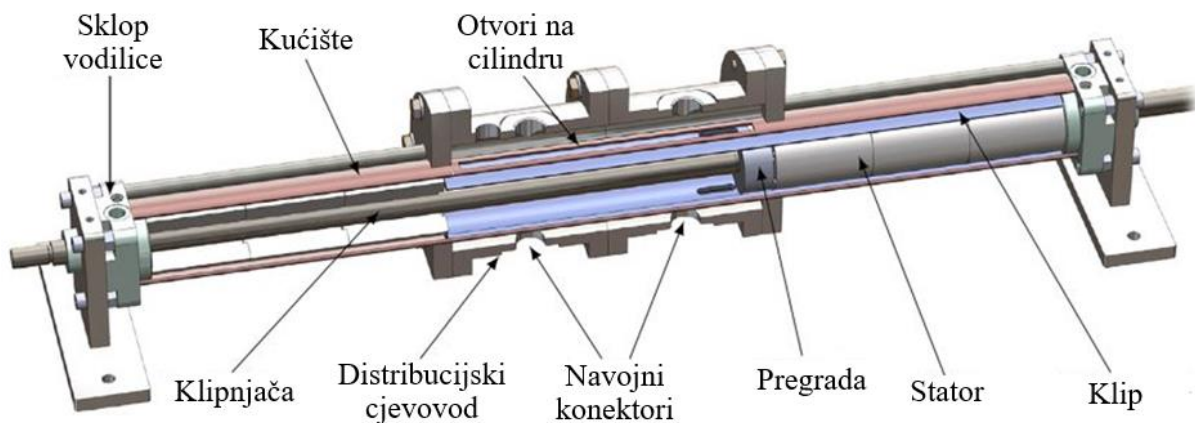
Ostali klipni ekspanderi koji se primjenjuju je ekspander s rotirajućim klipom, također poznati kao Wankelov motor. Zbog kontakta između bridova rotirajućeg klipa i kućišta, ekspanderi s rotirajućim klipom su karakterizirani s intenzivnim trenjem koje rezultira relativno brzim trošenjem površina u kontaktu - problem osiguranja nepropusnosti, što u kombinaciji sa spomenutim trenjem i poteškoćom s podmazivanjem, onemogućavaju postizanje visoke iskoristivosti [38]. Njihove najbolje karakteristike su: male ukupne dimenzije, mala težina, niske vibracije i tihi rad.

Gerotor ekspanderi također pripadaju velikoj skupini klipnih ekspandera. Tijekom rada rotirajući klip (unutarnja komponenta) se giba unutar komponente koja ga okružuje (vanjska komponenta). Princip rada jednostavnog gerotor ekspandera prikazan je na slici 32 [124]. Zbog činjenice da se elementi u kontktu gibaju relativno jedan prema drugom valjanjem, trenje između ovih elemenata nije toliko intenzivno kao u slučaju trenja klizanja. To smanjuje gubitke energije i izbjegava se potreba za dodatnim podmazivanjem. Takve ekspandere karakterizira i prilično jednostavna konstrukcija i niski troškovi proizvodnje. Iskoristivost gerotora ekspandera je jedna od najviših u skupini klipnih ekspandera budući da može postići u laboratorijskim uvjetima vrijednost čak 85% [131]. Ti strojevi imaju potencijal postati alternative drugim vrstama ekspandera.



Slika 32. Gerotor ekspander: 1 – usis, 2 – ekspanzija [124]

Unutar širokog spektra ekspanzijskih uređaja, posebno su zanimljivi i vrijedni pažnje ekspanderi s kotrljajućim klipom. Na slici 33 [124] prikazan je ekspander s kotrljajućim klipom. Rad ekspandera se temelji na kotrljanju okruglog klipa po unutarnjoj površini kućišta (koje ima veći unutarnji promjer od promjera klipa). To omogućuje ekspanziju radnog fluida u zatvorenom prostoru, čiji volumen raste kako se pomiče klip. Ključna komponenta ovog ekspandera je lamela za brtvljenje, koja održava kontinuirani kontakt s klipom i sprječava istjecanje radnog fluida iz radnog volumena. Kako se klip kotrlja, lopatica se uvlači u cilindar, omogućujući nesmetan početak sljedećeg radnog ciklusa.



Slika 33. Ekspander s kotrljajućim klipom [124]

Analizirani stroj se temelji na kompresoru u kojem se strujanje radnog fluida odvija u suprotnom smjeru, a za pogon klipa se koristi elektromotor. Tijekom rada ekspandera, rotacija klipa se ostvaruje ekspanzijom radnog fluida koji se uvodi u radni volumen pri visokom tlaku a mehanička energija rotirajućeg vratila se pretvara u električnu energiju pomoću generatora.

Ekspandere s kotrljajućim klipom karakteriziraju niske vrijednosti ekspanzijskih omjera i mogućnost korištenja radnog fluida vrlo visokih tlakova [132].

Poput gerotor ekspandera, i ekspanderi s kotrljajućim klipom imaju niske proizvodne troškove zbog jednostavnosti konstrukcije. Glavni nedostatak je relativno intenzivno trenje koje se javlja između klipa i lamele za brtvljenje te poteškoće s osiguravanjem odgovarajućeg brtvljenja. Zato izentropska iskoristivost uređaja ove vrste obično ne prelazi 45%.

Prednosti klipnih ekspandera su [38, 123, 124]:

- Kod ORC sustava, ubrizgavanjem otapajućeg ulja u radni fluid, gubici će se smanjiti;
- Može raditi dvofazno;
- Nisu toliko osjetljivi na nestabilan rad kao turbinski ekspanderi;
- Mogu se direktno povezati s radilicom,

a nedostaci su [38, 123, 124]:

- Pulsacija okretnog momenta česta je zbog diskontinuiteta povezanog s brojem klipova i fiksnim radnim volumenom;
- Pouzdanost zbog velikog broja pokretnih dijelova koji sa sobom nose probleme balansiranja u slučaju klipova, sustav podmazivanja kako bi se smanjila udaljenost između pokretnih brtvi i tarnih površina;
- Slabe karakteristike prozračivanja uslijed velikih tarnih gubitaka u sustavu ventila;
- Problemi s podmazivanjem kada se koristi para kao radni medij;
- Visoka cijena proizvodnje;
- Složenost konstruiranja i proizvodnje;
- Veliki gubici uslijed trenja zbog velikih kontaktnih površina kao npr. između karika, klipa i cilindra;
- Manja efikasnost nego kod turbinskih ekspandera;
- Potreba za modifikacijom sustava zbog buke, vibracije i izdržljivosti te velika masa;
- Sadrže ventile;
- Balansiranje je problematično.

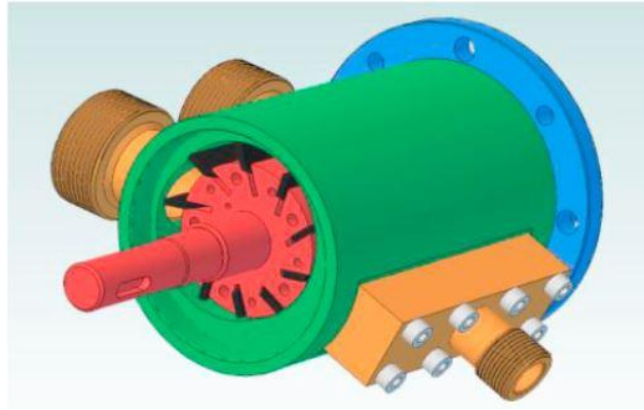
3.2.4. Lamelni ekspanderi

Lamelni ekspanderi su volumni strojevi u kojima radni fluid ekspandira kao posljedica promjene volumena zatvorenih prostora koji nastaju između rotora i kućišta. Ključne komponente takovih ekspandera su lamele (lopaticice) koje održavaju potpuno brtvljenje radnog prostora [133]. Ustanovljeno je da se nagib lamele u utoru rotora mijenja s vrtnjom rotora, pa kako bi se održalo brtvljenje, lopatica se snažno pritišće u utoru u rotoru kako tlak radnog fluida u kompresijskoj komori se približava tlaku pražnjenja. Rub svake lopaticice zajedno s kućištem tvori par s kontaktnim trenjem. Lamelni ekspander je prikazana na slici 34 [124].

Strojevi s rotacijskim lamelama čine vrlo raznoliku skupinu strojeva koji pružaju rješenja za široko područje primjena (pumpe, kompresori, zračni motori). Projektirane su i uspoređene različite varijante takvih strojeva, s obzirom na geometriju rotora, lamela i kućišta.

Lamelne ekspandere odlikuje jednostavna, kompaktna konstrukcija i niski proizvodni troškovi. Ne sadrže komponente koje treba precizno izraditi kao vijke u vijčanim ekspanderima, spirale u spiralnim ekspanderima ili diskove rotora turbine (kod turbekspandera).

Na temelju podataka iz literature, lamelni ekspanderi mogu postići iskoristivosti do 80% za električnu snagu 1,8 kW i temperaturu radnog fluida od oko 110 °C [134]. Međutim, prema [128] mogu se postići iskoristivosti nešto iznad 50% i to se objašnjava gubicima energije uslijed trenja između lamela i kućišta. Iz istog razloga, brzine vrtnje lamelnih ekspandera obično su ispod 1000 min⁻¹. Centrifugalne sile koje djeluju na lamele povećavaju se s brzinom vrtnje, istodobno povećavaju trenje, što za sobom povlači opasnost od pregrijavanja. Za smanjenje sila trenja u slučaju sustava opremljenih s takovim ekspanderima, namjerno se radnom fluidu ORC-a dodaje mala količina maziva. Ovo mazivo smanjuje trenje između lamela i kućišta, održava radnu temperaturu na potrebnoj razini i olakšava vrtnju rotora.



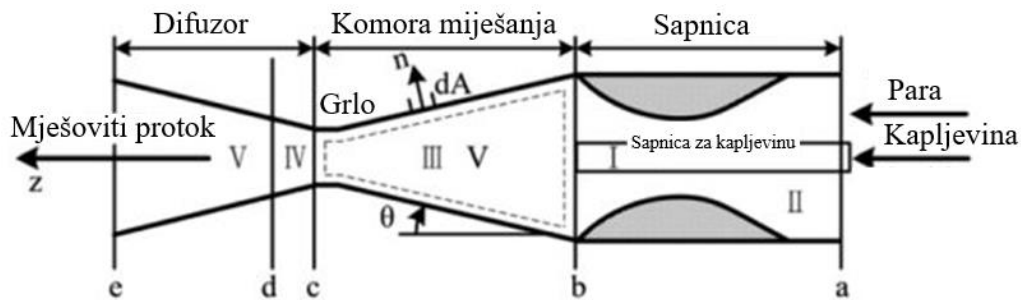
Slika 34. Lamelni ekspander [124]

Pozitivne karakteristike lamelnih ekspandera su [38, 123, 124]:

- 1) Jednostavna konstrukcija i proizvodnja.
- 2) Mala buka i vibracije zbog niske brzine vrtnje.
- 3) Visoki volumetrički ekspanzijski omjer (do 10).
- 4) Može podnijeti visoke tlakova.
- 5) Trošenje i brtvljenje najvažniji su faktori u radu ovih strojeva.
- 6) Konstantna efikasnost u širokom rasponu radnih uvjeta.
- 7) Nema potrebe za reduktorom zbog niske brzine vrtnje.
- 8) Mogućnost dvofaznog rada.
- 9) Minimalni zahtjevi za održavanjem.
- 10) Radi odlično s organskim fluidima.
- 11) Glavni gubici su zbog disanja, unutarnjih prestrujavanja i trenja.
- 12) Može se ubrizgati 5% ulja, koje će se pomiješati s radnim fluidom, kako bi se smanjilo trenje.
- 13) Izdržljivost i pouzdanost.

3.3. Ejektori

Ejektori nemaju pokretnih dijelova što znači da se oni ne mogu direktno koristiti za proizvodnju električne energije, slika 35 [124]. U praktičnim primjenama, nalazimo ih u rashladnoj tehnici [123].



Slika 35. Struktura ejektora [124]

Istraživanja su pokazala da su eksergijske iskoristivosti ORC-ova s ejektorima više od onih bez ejektora [124].

3.4. Ograničenja na rad ekspandera

Mnogi su važni faktori koji se moraju uzeti u obzir prilikom odabira ekspandera kao visoka izentropska iskoristivost, omjer tlakova, izlazna snaga, podmazivanje, složenost, brzina vrtnje, dinamičko uravnoteženje, pouzdanost i cijena. Također, osim navedenog, u obzir bi se trebali uzeti i radne temperature i tlakovi [128], curenje, buka i sigurnost [38].

Kod ORC-a, izbor radnog fluida u direktnoj je vezi s ekspanderom. Kada se radni fluid odabere, on neće biti pogodan za sve ekspandere već se biti samo za neke. No, zbog ograničenja samih ekspandera, odabir radnog fluida izvršit će se tako da se uzmu u obzir ograničenja ekspanzijskih strojeva.

Analizirani su principi (načela) rada, prednosti i nedostaci raznih tipova ekspandera koji se koriste u ORC tehnologiji. Analiza različitih konstrukcija koje su još u fazi razvoja i strojeva dostupnih na tržištu pokazala je da postoji velika raznolikost mogućih tehničkih rješenja koja dopuštaju odabir ekspandera sa željenom konfiguracijom karakteristika. Iskoristivost je parametar od velike važnosti budući da često određuje konačan izbor određenog ekspandera za ORC. Vijčani ekspanderi postižu izentropsku iskoristivost 50–80%, zavisno o njihovoj veličini i snazi. Slična razina iskoristivosti može se postići upotrebom gerotor ekspandera ili lamelnog ekspandera, 45–85%, odnosno 50–85%. Iskoristivost spiralnih ekspandera jako zavisi o prilagođavanju njegove radne karakteristike ORC postrojenju i obično je u području 30% do 80%. Turbinski ekspanderi koji rade u ORC sustavima mogu postići iskoristivost iznad 80%, ali u velikoj mjeri zavisi o snazi te usvojenom tehničkom rješenju. Stvarna iskoristivost mikro turbina snage nekoliko kilowata

rijetko prelazi 70%. Ekspanderi s rotirajućim klipom i ekspanderi s kotrljajućim klipom su strojevi koji su podcijenjeni, no čini se da imaju značajan potencijal za razvoj u budućnost. Njihova je iskoristivost obično niža u usporedbi s drugim volumnim ekspanderima, ali su karakterizirani kompaktnom i jednostavnom konstrukcijom koja omogućava značajno smanjenje troškove proizvodnje.

Općenito se može reći da se volumni ekspanderi široko koriste u mikro ORC sustavima koji rade s relativno niskim parametrima [135] (obično pri temperaturi koja ne prelazi 200 °C i s tlakom manjim od 10 bar). Daleko su najprikladniji za rad u sustavima gdje je prisutna vlažna para, gdje tijekom procesa ekspanzije dolazi do kondenzacije. Volumni i turboekspanderi međusobno se razlikuju s obzirom na omjere tlakova i masene protoke [136, 137]. Spiralni ekspander je karakteriziran s većim omjerima tlakova i manjim masenim protocima u usporedbi s radijalnom mikro-turbinom. Sve u svemu, može se zaključiti da volumni ekspanderi omogućavaju postizanje ekspanzijskih omjera određenih na temelju volumena ispod 10 [134], imajući na umu da za spiralne i vijčane ekspandere taj je omjer obično oko 5. Nadalje, turboekspanderi omogućavaju postizanje ekspanzijskih omjera koji su čak nekoliko puta veći nego u slučaju volumnih ekspandera, ali je potrebno primijeniti višestupne turbine.

U slučaju volumnih strojeva, uglavnom su konstrukcijski ograničeni određenim volumnim omjerom i radnim volumenom. Konstrukcijski određen volumen obično nije veći od 5, a ograničen je dužinom rotora (naprezanja uslijed savijanja) u slučaju vijčanog i brzinom vrtnje spirala u slučaju spiralnog ekspandera. Drugo glavno ograničenje je radni volumen koji je vezan za maksimalni promjer rotora u slučaju vijčanih (oko 400 mm) ili za maksimalnu visinu spirale i promjer u slučaju spiralnih ekspandera.

Prilikom procjene primjene pojedinog ekspandera, treba imati na umu da u slučaju mikro/male snage (područje snage od nekoliko do nekoliko desetaka kilovata), može se pokazati da ekonomski, tehnički ili operativni zahtjevi su važniji od same iskoristivosti. Čak i strojevi koji imaju vrlo visoku iskoristivost, ako je ih je potrebno popravljati nakon vrlo kratkog vremena eksploatacije ili ako je njihov rad popraćen velikom bukom ili razinom vibracija, korisnici ga neće dobro prihvatiti a stroj će biti istisnut s tržišta sa strojevima koji manje opterećuju korisnike. Stoga, konstrukciju svakog ekspandera treba ocjenjivati ne samo na temelju maksimalne iskoristivosti i troškova proizvodnje, već uzimajući u obzir i sljedeća

radne karakteristike: intervali održavanja, troškovi popravka, jednostavnost zamjene istrošenih dijelova, maksimalni životni vijek, široko područje radnih parametara, razina buke i vibracija te vanjski dimenzije (gabariti). Na temelju eksperimentalnih istraživanja i provedenih studija, može se konstatirati da niska iskoristivost novih ekspandera ne predstavlja prepreku za ulazak na tržište, već problemi tijekom eksploatacije koji uzrokuju skraćivanje njihovog životnog vijeka.

U slučaju radijalnih turbina, ograničavajući faktori su obodna brzina, brzina vrtnje, specifična brzina i najveći Mach-ov broj na izlazu iz statora (sapnice) i rotora. Kao opće pravilo, preferira se visoka obodna brzina budući da to znači i veći specifični rad stupnja. No, ona je ograničena čvrstoćom materijala rotorskih lopatica. Kako bi se postigla bolja izentropska efikasnost, specifična brzina trebala bi biti između 0.3 i 0.9. Maksimalni Mach-ov broj od 0.85 u rotoru preporučen je kako bi se izbjeglo bilo kakvo lokalno zagušenje toka u rotoru. Maksimalni Mach-ov broj u statoru ovisiti će o maksimalno dopuštenom omjeru tlaka i volumena u turbini. Previsok Mach-ov broj može smanjiti iskoristivost i treba ga izbjegavati [38].

Kao što se može vidjeti iz Tablice 8 [38, 128], što se tiče izlazne snage, radijalne turbine imaju najveću snagu pa su pogodne za velika postrojenja. Volumetrički, vijčani i klipni također daju relativno veliku snagu, a pogodni su za mala i srednja postrojenja [128]. Snage spiralnih i membranskih ekspandera su minimalne pa su oni pogodni za mala i mikro ORC postrojenja [38].

Što se tiče brzine vrtnje, relativno su visoke kod jednostupanjskih radijalnih turbina, što znači i velike zahtjeve na ležajeve, brtvljenje vratila i cijenu proizvodnje. U usporedbi s volumetričkim strojevima, brzina vrtnje je manja od 6000 min^{-1} te takva brzina nije problem za ležajeve i brtvljenje [38].

Što se tiče konstrukcije i cijene proizvodnje, konstrukcija i proizvodnja turbine vrlo su zahtjevni pa se preporuča primjena u velikim postrojenjima. Konačna i cijena proizvodnje volumetričkih ekspandera relativno su niske [38].

Tablica 9. Usporedba raznih tipova ekspandera korištenih u ORC sustavima [38, 128]

Tip	Područje snaga (kW)	Brzina vrtnje (min^{-1})	Cijena	Prednosti	Nedostaci
Radijalna turbina	50 – 500	8 000 – 80 000	Visoka	Mala masa, zrela tehnologija proizvodnje i visoka efikasnost	Visoka cijena, niska iskoristivost u vanprojektnim uvjetima rada, ne podržava dvofaznost
Spiralni ekspanderi	1 – 10	< 6 000	Niska	Visoka efikasnost, jednostavna proizvodnja, mala masa, mala brzina vrtnje i dvofaznost	Male snage, podmazivanje i potreba za modifikacijom
Vijčani ekspanderi	15 – 200	< 6 000	Srednja	Dvofaznost, mala brzina vrtnje i visoka efikasnost u vanprojektnim uvjetima rada	Podmazivanje, zahtjevna proizvodnja i brtvljenje
Klipni ekspander	20 – 200	-	Srednja	Visoki omjer tlakova, zrela tehnologija proizvodnje, prilagodljivost promjenjivim radnim uvjetima i dvofaznost	Puno okretnih dijelova, velika masa, postojanje ventila i impulzivni okretni moment
Membranski ekspander	1 – 10	< 6 000	Niska	Dvofaznost, stabilni okretni moment, jednostavna konstrukcija, niska cijena i buka	Podmazivanje i male snage

Turboekspanderi najviše obećavaju u smislu primjene kao ekspanderi u ORC–u. Radijalne centripetalne turbine mikro snaga mogu postići veću iskoristivost od aksijalnih, ali za složenija je izrada [135]. Turbine nude niz neospornih prednosti, ali treba imati na umu da je potreban radni fluid visoke kvalitete (bez kondenzata). I vijčani i spiralni ekspanderi su se pokazali jako dobrima. Podaci iz literature i informacije dobivene od proizvođača ORC sustava potvrđuju da ove tri vrste strojeva prevladavaju na tržištu u smislu brojnosti i

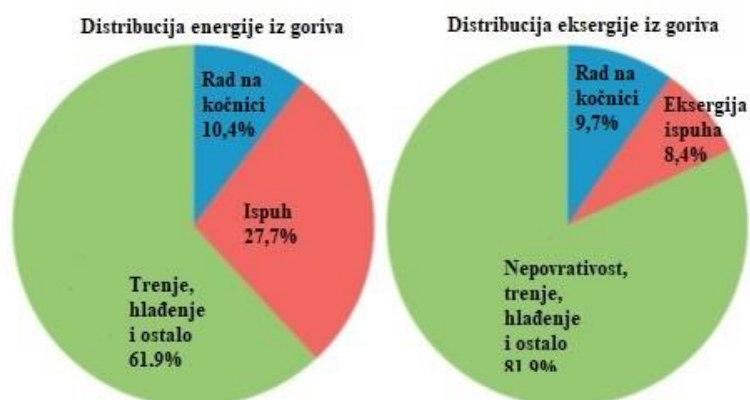
kvalitete. Lamelni ekspanderi se rjeđe koriste, što je uglavnom posljedica njihovog kratkog životnog vijeka. Klipni ekspanderi zauzeli su posljednje mjesto u usporedbi, i njihov će značaj u narednim godinama ostati marginalna. Čini se da će u budućnosti ekspanderi s rotirajućim klipom i gerotor ekspanderi doživjeti povećani interes potencijalnih kupaca. Imaju znatan potencijal u području malih snage (približno 1 kW) u kojem je vrlo teško napraviti visoko iskoristivu i jeftinu mikro turbinu.

Od volumnim ekspanderima, u ORC-vima srednje snage (iznad 30 kW) najčešće se koriste vijčani ekspanderi. U postrojenjima manje snage, najčešće se koriste spiralni i ekspander s rotirajućim klipom. Osnovni problemi koji su se pojavili tijekom rada volumnih ekspandera su: trenje gibajućih radnih elemenata (između dugog gibajućeg ili između cilindra) i ostvarivanje učinkovitog podmazivanja kako bi se spriječilo prerano trošenje komponenti. Ti su problemi usko povezani s brtvljenjem (nepropusnošću ekspandera) i njegovo narušavanje dovodi do pogoršanja karakteristika. Uobičajen problem je životni vijek ležajeva, posebno kod jako opterećenih vratila. Također treba naglasiti da gore navedeni primjeri volumnih ekspandera ne pokrivaju cijelu lepezu strojeva te vrste.

4. POGLAVLJE

POSTROJENJE U KOJEM RADI INOVATIVNA MALA ORC TURBINA

U motorima s unutarnjim izgaranjem (MUI) gubi se velika količina energije u obliku topline kroz ispušne plinove. U radu [138] su istražili da postotak energije goriva koje se pretvara u korisni rad iznosi samo 10,4%, a također su ustvrdili da izgubljena toplinska energija kroz ispušne plinove iznosi oko 27,7%. Iskoristivost računata po drugom zakonu termodinamike (tzv. eksergijska) daje da se energija goriva pretvara u snagu na kočnici u iznosu 9,7% a toplina ispušnih plinova iznosi oko 8,4%, slika 36. Prema istraživanju prikazanom u [139] toplina ispušnih plinova iznosi 18,6% ukupne toplinske energije nastale izgaranjem goriva. Također može se naći podatak u literaturi [140] da ugradnjom izmjenjivača topline za povrat toplinske energije ispušnih plinova MUI može se uštedjeti do 34% goriva [141].



Slika 36. Energetska i eksergetska iskoristivost MUI [142]

Tipičan MUI pretvara s oko 30% iskoristivošću energiju goriva u mehanički rad, a oko 60-70% energije je otpadna toplina iz ispušnog i rashladnog sustava ICE [144, 145]. Dobro osmišljen ORC sustav može poboljšati ukupnu energetska iskoristivost i smanjiti emisiju CO₂ MUI, uz otprilike 2 do 5 godina povrata investicije zahvaljujući uštedi goriva [143-145].

4.1. Iskorištavanje otpadne topline MUI

Nekoliko je istraživača istaknulo da energija rashladne tekućine sadrži oko 30% energije goriva, koja bi se potencijalno mogla iskoristiti u ORC sustavu za oporabu otpadne topline MUI, kako bi se poboljšala iskoristivost ORC sustava i smanjilo razdoblje povrata ukupnih troškova odgovarajućeg projektiranog sustava [146, 147]. Yu et. al [148] je iskoristio toplinsku energiju rashladnog sredstva za predgrijavanje ORC fluida a toplinu ispušnih plinova za njegovo isparavanje, za slučaj dizel motora. Prikazani rezultati simulacija pokazuju da se oko 75% topline ispušnih plinova i 9,5% energije rashladnog sredstva može se povratiti u uvjetima rada motora uz veliko do nisko opterećenje [148], što znači da je iskorišteno dosta toplinske energije rashladne tekućine korištenjem ORC sustava. Lu i sur. [149] izvijestili su o uporabi otpadne topline ispušnih plinova i rashladnog sredstva dizelskog motora s 4 cilindra u kogeneracijskom postrojenju s ugrađenim ORC-om. Studija je pokazala je da integrirani ORC s MUI potencijalno može poboljšati ukupnu iskoristivost MUI za 3% i smanjiti specifičnu potrošnju goriva na kočnici s 210 g/kWh na 190 g/kWh u uvjetima stacionarnog rada pod punim opterećenja motora [149]. Drugi potencijalni pristup korištenja topline rashladne tekućini i ispušnih plinova motora je korištenje ORC na dvije razine tlaka, koji za regeneraciju koristi dva zasebna ORC sustava [150-152]. Wang i sur. [150, 151] su proveli studiju gdje su ORC s dvije razine tlaka primijenili na benzinskom motoru i dizel motoru na lako ulje, za koje daju detaljne radne dijagrame. Rezultati su pokazali da se ukupna termodinamička iskoristivost benzinskog motora može povećati za 3-6% u cijelom radnom području motora [150] a maksimalno povećanje termodinamičke iskoristivosti dizel motora na lako gorivo može iznositi čak 8% [151]. Shu i sur. [152] proveli su daljnje istraživanje ORC-a s dvije razine tlaka za oporabu topline rashladne tekućine i ispušnih plinova motora te ukazali na utjecaj korištenja različite radnih fluida ORC-a. Za niskotemperaturni ORC ispitano je šest radnih fluida, dok se u visokotemperaturnom ciklusu koristila voda (klasični parni Rankineov ciklus) za oporabu topline ispušnih plinova [152]. Maksimalna eksergijska iskoristivost ORC sustava s dvije razine tlaka može doseći čak 55,05% ako se kao radni fluid koristi R1234yf [152]. Međutim, ORC s dvije razine tlaka zahtijeva dva skupa ORC sustava i napredne strategije upravljanja, uravnotežavanja različitih izvora topline.

U posljednje se vrijeme MUI koriste kao osnovna komponente postrojenja za distribuiranu proizvodnju energije (DES od eng. *Distributed Energy Systems*), namijenjena kao sustavi gdje se električna energije proizvodi u malim decentraliziranim jedinicama. DES su poželjni jer

mogu pomoći u smanjenju emisija, uštedjeti mrežne kapacitete, omogućiti korištenje obnovljivih izvora energiju te povećati ukupna iskoristivost proizvodnje i distribucije električne energije [153]. MUI se najčešće primjenjuju zbog svoje pouzdanosti, niske specifične cijene i visoke iskoristivosti proizvodnje električne energije, osobito u rasponu snaga od stotina kW do nekoliko MW.

Slučaj je da su mnogi od MUI pogonjeni gorivom dobivenim korištenjem biomase (poput biljnih ulja, bioplina ili drugih) i postojanje poticaja (npr. zeleni certifikati, feed in tarife) za postrojenja na temelju obnovljivih izvora energije čini rad takovih jedinice održivim i u slučaju da se otpadna toplina i ne koristi.

Kao što je navedeno u [154], biomasa je četvrti najveći izvor energije u svijetu i doprinosi s gotovo 14% svjetske potražnje za primarnom energijom.

Proizvodnje energije iz biomase može se ostvariti vanjskim izgaranjem (npr. kotao) ili unutarnjim izgaranje nakon rasplinjavanja, pirolize, fermentacije ili anaerobne digestije (npr. motori s unutarnjim izgaranjem). Unutarnje izgaranje je karakterizirano većom iskoristivošću od vanjskog, dok se anaerobna digestija smatra ekonomski i ekološki prihvatljivom tehnikom u usporedbi s drugim procesima proizvodnje biogoriva [155].

Anaerobna digestija je biološki proces u kojem organske tvari sadržane u biomasi se razgrađuju u bioplin u okolišu bez kisika [156]. Sirovine za anaerobnu digestiju moraju imati visok sadržaj šećera, škroba, bjelančevina ili masti. Iz tog razloga, supstrati sirovine uglavnom se sastoje od različitih ostataka i nusproizvoda (najvažniji su stajski gnoj i gnojnica prikupljeni s farmi), ali u posljednjem desetljeću i energetske usjevi, kao što su kukuruz, trava, repa, suncokret, itd., koji se uzgajaju za proizvodnju bioplina, postali su najviše rabljena sirovina.

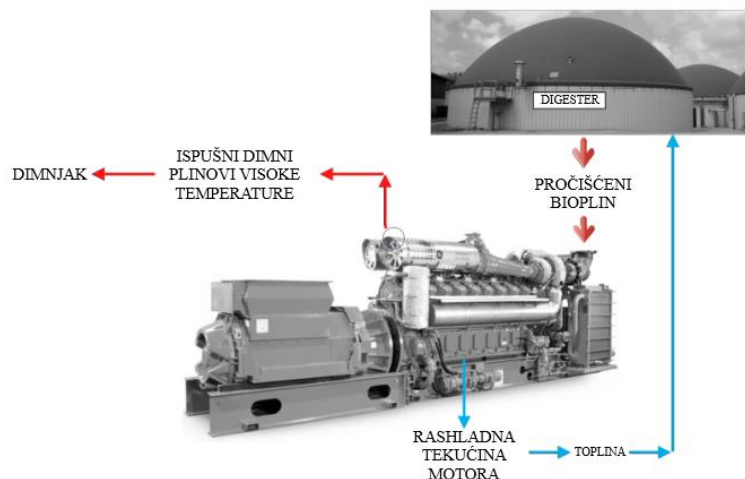
Okoliš bez kisika, u kojem dolazi do anaerobne digestije, općenito se naziva digester. Do sada je razvijeno nekoliko vrsta digestera za kontrolu bioloških procesa i emisije mirisa, koji povećavaju proizvodnju goriva, stabiliziraju biomasu prije njene agronomske uporabe i smanjuju troškove postrojenja [157, 158]. Zapravo, komercijalno dostupna bioplinska postrojenja se sastoje od fermentatora, sekundarnog fermentatora, spremnika za skladištenje ostataka i sustava za dobavu sirovine. Proizvedeno gorivo, bioplin, uglavnom se sastoji od

metana i ugljikovog dioksida. Ovo gorivo je po količini četvrti europski obnovljivi izvor energije.

Što se tiče pretvorbe bioplina u električnu energiju, mogu se koristiti sljedeće tehnologije: Stirlingov motor, plinska turbina, mikro plinska turbina, visoko i niskotemperaturni gorivni članci, kombinacija visokotemperaturnih gorivnih članaka s plinskom turbinom, motori s unutarnjim izgaranjem te motorom koji rade s dva goriva.

Postrojenje koje se sastoji od Otto motora s unutarnjim izgaranjem (MUI) poželjno je rješenje; zapravo, u Europi 50% čine MUI; oko 50% su motori s dva goriva; dok gorivni članci i mikro plinske turbine su rjeđi [159]. Četverotaktni Otto motori na bioplin izvorno su namijenjeni za prirodni plin, a potom su prilagođene posebnim značajkama bioplina. Njihova snaga se obično kreće između 100 kW_{el} i 1 MW_{el} , dok je iskoristivost u području 34%-40%. Radi obično pri 1500 o / min; životni vijek im je oko 60.000 h, a specifični troškovi ulaganja su u području od 1000–1300 US\$/ kW_{el} ; dušikove okside (NO_x) sadržane u ispušnim plinovima treba kontrolirati i držati ispod vrijednosti definirane propisima. Obično, za povećanje iskoristivosti motora, motori na bioplin su s prednabijanjem.

Pojednostavljena shema bioplinskog postrojenja prikazano je na slici 37 [160].



Slika 37. Shema bioplinskog postrojenja s MUI [160]

U literaturi je dostupno nekoliko tehnologija za uporabu otpadne topline MUI: turbogenerator na ispušne plinove, termoelektrični materijali i ORC [161, 162], od kojih svaka ima svoje prednosti, nedostatke i opseg primjene. Međutim, sustav za uporabu otpadne topline koji najviše obećava je ORC tehnologija.

Iako su istraživni od 1880.-ih, organski Rankineovi ciklusi nikada nisu bili popularniji nego danas pošto sve više raste interes za njihovi korištenje za uporabu energije srednje i niske razine, gdje ciklusi koji koriste vodu kao radni fluid nisu upotrebivi kako iz tehničkih tako i ekonomskih razloga [163, 164].

ORC djeluje na sličan način kao i konvencionalni Rankineov ciklus s vodenom parom: radni fluid koji je organski spoj, najprije isparava pri visokom tlaku, zatim ekspandira na niži tlak, čime se dobiva mehanički rad. Ciklus se zatvara kondenzacijom pare na niskom tlaku (nalazi se iza ekspandera) i kapljevita faza radnog fluida pumpa se natrag na visoki tlak. Konfiguriranje ORC-a je složen zadatak jer vrsta i temperatura izvora topline značajno utječu na izbor radnog fluida, što opet određuje konfiguraciju, karakteristike i ekonomiju postrojenja [165].

U radu [166] je dana termodinamička analiza ORC -a koji koristi toplinu ispušnih plinova stacionarnog MUI. Analiziraju se tri različita radna fluida i konfiguracije, te se provodi parametarska analiza kako bi se za svaki radni fluid odredio optimalni tlak isparavanja. Nadalje, provedena je analiza po drugom zakona termodinamike (eksergijska analiza) kako bi se odredio najpogodniji radni fluid i konfiguracija ciklusa. Analiza je pokazala da se spajanjem MUI i ORC-a može postići povećanje snage od 12%, ali se samo mali dio topline sadržane u rashladnoj kapljevini može povratiti. Nadalje, u [167, 168] je prikazano istraživanje odabira najpogodnijeg radnog fluida. U [167], odabrano je devet različitih čistih organskih radnih fluida prema njihovim fizikalnim i kemijskim svojstvima svojstva, dok se u [168] razmatra dvadeset radnih fluida. U [167], rezultati su pokazali da R11, R141b, R113 i R123 pokazuju najviše termodinamičke karakteristike, ali R245fa i R245ca su ekološki najprihvatljiviji radni fluidi. Analiza predstavljena u [168] dodatno je pokazala da R141b, R123 i R245fa daju najveću termodinamičku iskoristivost i netto izlaznu snagu po jedinici masenog protoka radnog fluida. Također ovi radni fluidi imaju najniže troškove proizvodnje električne energije i najniži omjer između ukupnu površinu za prijelaz topline i netto izlazne snage. U [169], cilj rada je dizajnirati ORC koji može iskoristiti toplinu sadržanu u rashladnoj

tekućini. Šest konfiguracija s deset nezapaljivih radnih fluida je razmatrano a ocijenjivane su njihova učinkovitost, sigurnost, cijena i emisije. Rezultati su pokazali da ORC konfiguracija s dvostrukom regeneracijom sa SES36 poboljšava maksimalnu netto iskoristivost (7,15%), dok ORC s jednostrukom regeneracijom s R236fa kao radnim fluidom i ORC s regenerativnim predgrijavanjem koji koristi R134a postižu iskoristivost od 6,55%. SES36 je povećao električnu iskoristivost MUI do 5,3%, dok su R236fa i R134a osigurali povećanje od 4,9%. U [170] je predstavljena studija i analiza otpadne topline MUI, uz naknadno teorijsko istraživanje izvedivosti uvođenja jedinice za oporabu otpadne topline (WHRU) u dvostupanjski motor s turbopunjačem, dok je prijelazni rad MUI-a s ORC WHRU analiziran u [171]. Usvajanje ORC-a na dvije razine tlaka za oporabu otpadne topline MUI s prednabijanjem koji koristi prirodni plin analizira se u [172], dok utjecaj parcijalnih opterećenja na ORC za oporabu ispušnih plinova motora na plin prikazano je u [173]. U [174], koristi se optimizacijski algoritam za optimizaciju radnih parametara rekuperativnog ORC sustava, koji koristi toplinu dizel motora, dok se u [175] za ORC koristi otpadna toplina glavnog motora tankera veličine Suezmax. Povijesni pregled uporabe otpadne topline ispušnih plinova MUI s fokusom na ekspander ORC-a i odabir radnog fluida može se naći u [176].

Kada su u pitanju biopliniska postrojenja povezana s ORC-om, samo je nekoliko istraživanja dostupno u znanstvenoj literaturi. Na primjer, Schulz i sur. [177] i Niemczewska [178], predložili su primjenu ORC tehnologije za biopliniska postrojenja izlazne snage veće od 300 kW_{th} i tamo gdje ne postoji potražnja za toplinom. Također su primijetili da oko 20% toplinske energije iz pridruženog CHP postrojenja je dostupno za ORC. U praksi se preporučava korištenje ORC-a bez korištenja topline. Kane i sur. [179] predložio je povećanje iskoristivosti malog motora na bioplin s ORC-om kao donjim ciklusom koji je koristio spiralni ekspander, dok su Saravia i sur. [180] proučavali mogućnost nadogradnje s ORC-om postojećeg MUI koji se napaja bioplinom s odlagališta smeća. U prvom slučaju se koristi biopliniski motor snage 200 kW_{el}, dok je drugo postrojenje opremljeno sa 16 MUI modula nazivne snage 1059 kW_{el}. Di Maria i sur. [181] analiziraju energetske karakteristike ORC sustava koji se napaja s toplina generiranom integriranom aerobnom/anaerobnom obradom organskog otpada, dok su Uusitalo i sur. [182] procijenili potencijal smanjenja stakleničkih plinova oporabom otpadne topline oslobođene iz motora na bioplin pomoću ORC-a. Meinel i sur. [183] predložu inovativnu dvostupnu ORC konfiguraciju za oporabu otpadna toplina MUI. MUI se napaja bioplinom iz postrojenja za razgradnju biomase, dok se toplina vraća iz

ispušnih plinova pri 490 °C i 1 bar. Unatoč nešto većoj konstruktivnoj složenosti, analiza je pokazala povećanje termodinamičke iskoristivosti u usporedbi s konvencionalnom ORC shemom.

U [184] se analizira ugradnja dva različita ORC-a približne snage oko 10 kW_{el} u MUI manje snage (200 kW_{el}) na bioplin. Donjem, s radnim fluidom R134a, dovodi se toplina samo pomoću vode za hlađenje motora. Rad se usredotočuje na primjenu spiralnog ekspandera, što može biti prednost ako je snaga ORC-a ograničena. Izvedivost sustava podržavaju terenska ispitivanja provedena na eksperimentalnoj jedinici.

Dostupnost otpadne topline na dvije različite razine temperatura je obično problem za primjenu ORC-a kod MUI. Na primjer u [185] je dana mini-hibridna solarna elektrana, karakterizirana s poljem solarnih koncentratora i bio-dizelski motor s integrirana dva ORC-a. Kad sustav radi u hibridnom modu, toplinu koju odaje motor u seriji s toplinom koju generira solarni sustav, se koristi za dva jednostavna ORC-a, kod prvog je radni fluid R123, a drugog R134a. Osim korištenja solarne energije, konfiguracija predlaže moguće rješenje kada je dostupna toplina na različitim temperaturnim razinama, pri čemu drugom ORC-u se dovodi toplina koju oslobađa prvi ORC i toplina od sustava hlađenje motora, te može biti u seriji kao predgrijač radnog fluida ili u paraleli kao isparivač. Laboratorijska ispitivanja s ugrađenima ORC-ima potvrdila su zadovoljavajuće radne karakteristike u širokom području radnih uvjeta, što ukazuje na izvedivost konfiguracije.

Ocjena konfiguracije kaskadnih ORC-eva kod stacionarnih MUI je dana u [186], a kratki prikaz u [166].

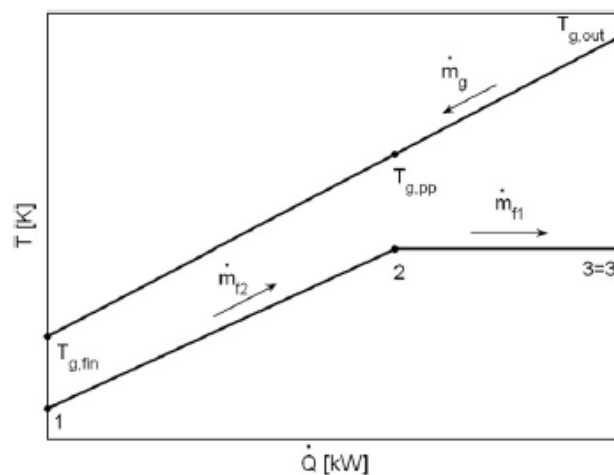
4.2. Moguće sheme ORC-a kod iskorištavanja otpadne topline MUI

4.2.1. Jednostavni ORC kod kojeg se iskorištava toplina ispušnih plinova MUI

Na slici 38 je prikazan Q - T dijagram isparivača jednostavnog ORC-a bez pregrijanja. Toplina potrebna za isparavanje organskog radnog fluida je isključivo toplina ispušnih plinova motora (prema slici 39.a). Temperatura plinova na ispuhu motora ($T_{g, out}$) i protok (\dot{m}_g) su poznati i konstantni. Minimalna temperatura plinova u „pinch“ točki ($T_{g,PP}$) se određuje kao $T_{g,PP} = T_2 + \Delta T_{PP}$, gdje je $\Delta T_{PP} = 30$ K, minimalna razlika temperatura u „pinch“ točki koja zadovoljava plina/radni fluid karakteristike izmjenjivača topline) i to omogućuje pisanje prve energetske bilance koja se odnosi na potpuno isparavanje radnog fluida:

$$\dot{m}_{f,1} = \frac{\dot{m}_g \bar{c}_{p,g} (T_{g,out} - T_{g,PP})}{h_1 - h_{5'}} \quad (4-1)$$

Valja napomenuti da su u jedn. (4-1) entalpije organskih fluida funkcija tlaka isparavanja odabranog za ORC i $c_{p,g}$ se računa prema sastavu ispušnih plinova pri srednjoj temperaturi.



Slika 38. T - Q dijagram isparivača ORC-a koji koristi toplinu ispušnih plinova izgaranja [166]

Druga energetska bilanca omogućava određivanje temperature ispušnih plinova na izlazu iz isparivača:

$$T_{g,fin} = T_{g,PP} - \frac{\dot{m}_{f,1} (h_{5'} - h_5)}{\dot{m}_g \bar{c}_{p,g}} \quad (4-2)$$

Ako je $T_{g,fin}$ izračunata pomoću jedn. (4-2) niža od minimalno dopuštene temperature za plinove, postupak predviđa smanjenje masenog protoka radnog fluida sve dok je vrijednost $T_{g,fin}$ iznad $T_{g,min}$. $\dot{m}_{f,2}$ je maseni protok radnog fluida koji zadovoljava dani uvjet i predstavlja novi maseni protoka fluida za ciklus. Stvarna temperatura ispušnih plinova u „pinch“ točki može se izračunati pomoću:

$$T_{g,PP} = T_{g,out} - \frac{\dot{m}_{f,1}(h_1 - h_{5'})}{\dot{m}_g \bar{c}_{p,g}} \quad (4-3)$$

Pošto organski fluidi (posebno pri relativno visokim tlakovima) imaju specifičnu toplinu isparavanja nižu u usporedbi s onom potrebnom za zagrijavanje fluida između točaka 1 i 2 na slici 38. Stoga je $T_{g,fin}$ izračunato s jedn. (4-2) je uvijek niža od $T_{g,min}$. To znači da nema ograničenja na „pinch“ točku u procesu izmjene topline i ono što ograničava količinu topline koja se predaje u ciklusu je potreba da se izbjegne prehlađivanje ispušnih plinova motora.

Ukupna iskoristivost sustava može se definirati kao omjer netto snage proizvedene ciklusom i ukupno raspoložive topline Q_a [187]:

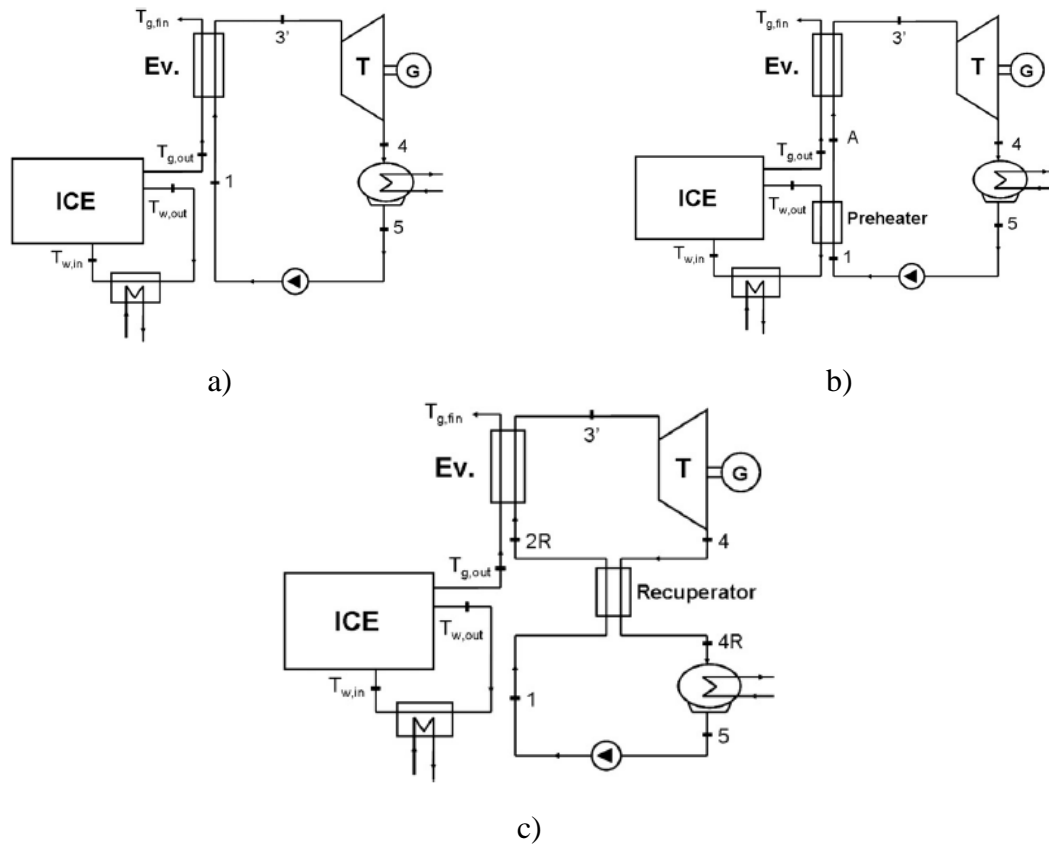
$$\eta_{t,I} = \frac{W_{net}}{Q_a} = \varepsilon \eta_{ORC} \quad (4-4)$$

gdje je ε efikasnost isparivača [188]:

$$\varepsilon = \frac{\bar{c}_{p,g}(T_{g,out} - T_{g,fin})}{\bar{c}_{p,g}(T_{g,out} - T_1)} \quad (4-5)$$

i η_{ORC} iskoristivost organskog Rankineova ciklusa:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{h_3 - h_1} = \frac{P_{ORC}}{\bar{c}_{p,g}(T_{g,out} - T_{g,fin})} \quad (4-6)$$



Slika 39. Moguće sheme ORC za iskorištavanje otpadne topline MUI [166]

Iz jedn. (4) može se primijetiti da se ne može uvijek ukupna maksimalna iskoristivost postići s maksimalnom iskoristivošću ciklusa η_{ORC} . Može se dogoditi da s povećanjem ulaznog tlaka u turbinu se povećava iskoristivost ciklusa, ali se također povećava i konačna temperatura plina, čime se smanjenjuje efikasnost isparivača ε . Kombinacija ova dva člana može dati tlak na ulazu u turbinu koji maksimizira η_{ORC} ali ne i η_g [189]. Stoga daljnja analiza treba odrediti optimalni tlak na ulazu u turbinu koji bi dao maksimalnu vrijednost η_g ali osigurao i maksimalnu snagu ORC-a uz zadanu vrijednost Q_a .

Promjena entropije tijekom procesa prijelaza topline između vrućih plinova i organskog radnog fluida:

$$\dot{S}_{ex} = \dot{m}_f(s_{3'} - s_1) - \dot{m}_g(s_{g,out} - s_{g,fin}) \quad (4-7)$$

4.2.2. Jednostavni ORC kod kojeg se iskorištava kako toplina ispušnih plinova tako i rashladne vode MUI

Ovdje se toplina vode za hlađenje motora koristi za djelomično predgrijavanje organskog radnog fluida u predgrijaču ispred glavnog isparivača (Slika 39.b). Termodinamički ciklusi su isti kao što je definirano u prethodnom odjeljku, a iskoristivost ciklusa je nepromijenjena. Sada se razmatra novi izvor topline za predgrijavanje radnog fluida. U analizi je predviđen izmjenjivač topline s pretpostavljenom iskoristivošću za izmjenu topline rashladna voda/radni fluid, s temperaturnom razlikom od 20 K između vode na ulazu i organskog radnog fluida na izlazu ($T_{w,PP}$).

Energetska bilanca za izmjenjivač topline rashladna voda/radni fluid daje prvu vrijednost masenog protoka organske fluida: $\dot{m}_{f,1}$ je maseni protok radnog fluida koji omogućava potpuno iskorištavanje toplinske energije raspoložive u rashladnoj tekućini:

$$T_{w,in} = T_{w,out} - \frac{\dot{m}_{f,1}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_w \bar{c}_{p,w}} \quad (4-8)$$

Za isparivač treba napisati novu energetska bilancu koja povezuje raspoloživu energiju iz ispušnih plinova motora i energiju potrebnu za potpuno isparavanje i pregrijanje radnog fluida (ako se razmatra pregrijanje):

$$\dot{m}_{f,2} = \frac{\dot{m}_w \bar{c}_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})}{h_5 - h_4} \quad (4-9)$$

Za analizirane cikluse, $\dot{m}_{f,1}$ je očito veći od $\dot{m}_{f,2}$. U tom slučaju nije moguće u potpunosti iskoristiti toplinsku energiju dostupnu u rashladnoj tekućini.

Daljnja energetska bilanca treba odrediti konačnu temperaturu plinova koji napuštaju izmjenjivač. Ako $\dot{m}_{f,3} = \min(\dot{m}_{f,1}, \dot{m}_{f,2})$ to daje:

$$T_{g,fin} = T_{g,PP} - \frac{\dot{m}_{f,3}(h_2 - h_A)}{\dot{m}_g \bar{c}_{p,g}} \quad (4-10)$$

Pošto $T_{g,fin}$ treba biti manja od nazivne konačne temperature plina ($T_{g,min}$), primijenjeni postupak u konačnici smanjuje maseni protok fluida kako bi zadovoljio tom uvjetu.

4.2.3. Regenerativni ORC kod kojeg se iskorištava toplina ispušnih plinova MUI

ORC moduli dostupni na tržištu najčešće koriste za rad radne fluide s pozitivnom vrijednošću krivulje isparavanja. To je povoljno jer je ekspanzija u pregrijanom području bez prethodnog pregrijavanja pare i omogućava regenerativni ciklus pothlađivanjem pare nakon ekspanzije (izravna regeneracija), bez oduzimanja pare radnog fluida tijekom ekspanzije, slika 39.c.

Pretpostavlja se da je rekuperator protustrujni izmjenjivač topline s potrebnom temperaturnom razlikom $\Delta T_{\text{appr, R}}$ od 15 K.

Uz te pretpostavke, može se odrediti temperatura pare na izlazu iz izmjenjivača topline, kao i raspoloživa energija za unutarnji proces izmjene topline (\dot{Q}_R):

$$T_{4R} = T_1 + \Delta T_{\text{appr}} \quad (4-11)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_{f,R}(h_4 - h_{4R}) \quad (4-12)$$

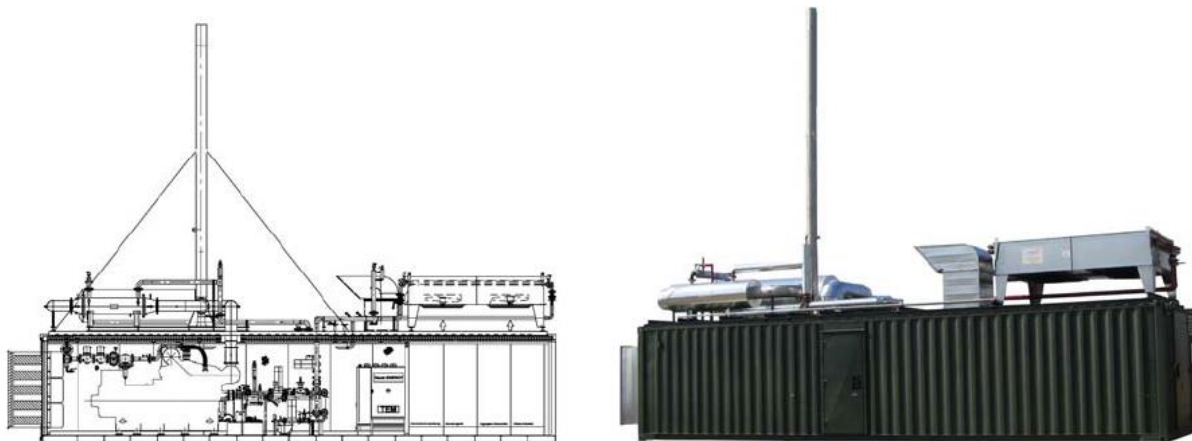
Stanje radnog fluida na izlazu iz rekuperatora može se izračunati pomoću:

$$h_{2R} = h_1 + \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_{f,R}} \quad (4-13)$$

4.3. Prijedlog i proračun sheme ORC postrojenja za iskorištavanje otpadne topline kod MUI

U ovom poglavlju doktorskog rada težište je na odeđivanju dodatne snage koja se može dobiti iskorištavanjem topline kod konkretnog MUI kao izvora topline za ORC predložene konfiguracije (donji ciklus). Predložena je konfiguracija ORC-a kojom se iskorištava otpadna toplina kako plinova izgaranja tako i vode za hlađenje čiji je matematički model dan u prethodnom poglavlju.

U analizi se razmatra komercijalni kogeneracijski MUI kao gornji ciklus, marke DEUTZ, tipa TCG 2016 V12 [190]. Koristi bioplin sastava 65% CH₄ i 35% CO₂, a okretni moment se prenosi na električni generator Marelli M8B 400 LA 4, koji daje na stezaljkama električnu snagu od 537 kW. Motor je 12 –cilindrični, 4 –taktni, s prednabijanjem, prema brzini vrtnje srednjehodni, a glavne karakteristike su dane u tablici 10 [190].



Slika 40. Uzdužni presjek (lijevo) i pogled (desno) DEUTZ motora s unutarnjim izgaranjem – tip ETW 540 BG-CO- TCG 2016 V12 [190]

Tablica 10. Karakteristike MUI, marke DEUTZ
- tip TCG 2016 V12 [190]

Električna izlazna snaga (kW):	537
Gorivo:	Bioplin, 65% CH ₄ + 35% CO ₂
Potrošnja goriva (m ³ /h):	1344
Projektna električna iskoristivost:	0.40
Brzina vrtnje (min ⁻¹):	1500
Temperatura ispušnih plinova (°C):	492/95
Maseni protok ispušnih plinova (kg/h):	2952
Potrošnja goriva (m ³ /h):	206.3
Maseni protok zraka za izgaranje (kg/h):	2634
Temperature rashladne vode (°C):	90/83
Maseni protok rashladne vode (m ³ /h):	36

Iz podataka o motoru procijenjeno je da je 1700 kW_t toplinske energije dostupno hlađenjem ispušnih plinova na 95 °C ($T_{g, \min}$) i 1000 kW_t toplinske energije je dostupno iz vode za hlađenje motora. U analizi se pretpostavlja da motor radi na nominalnom (nazivnom) opterećenju.

Odabrana konfiguracija (toplinska shema) ORC-a kao donjeg ciklusa za iskorištavanje otpadne topline MUI kao gornjeg ciklusa prikazana je na slici 41 s pripadajućim T - s dijagramom.

Za proračun ciklusa uzete su sljedeće pretpostavke:

- izentropska iskoristivost turbine: $\eta_T = 0,7$ (ova vrijednost je konzervativno ispod uobičajenih vrijednosti koje se mogu kretati između 0,8 i 0,88);

- izentropska iskoristivost pumpe: $\eta_{\text{pump}} = 0,8$;
- zanemaruju se gubici tlaka u izmjenjivačima topline i cjevovodima.

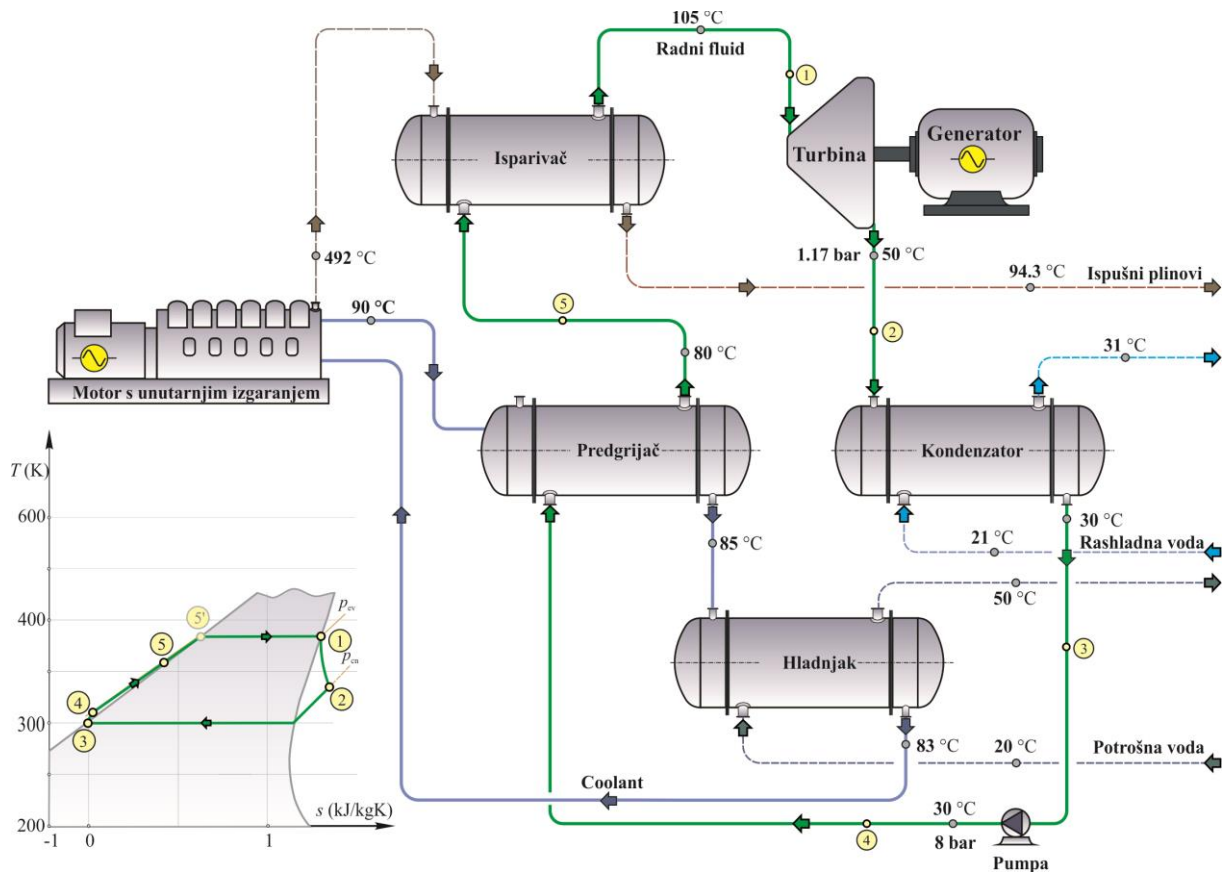
Kao radni fluid odabran je suhi organski fluid izopentan čija su svojstva dana u tablici 11. Time se eliminira erozija lopatica turbine kapljicama radnog fluida. Može se pretpostaviti i lagano pregrijavanje kada ekspanzija počima iz pregrijanog područja, i time je ekspanzija u potpunosti u pregrijanom području $h-s$ dijagrama. Međutim uvođenje značajnijeg pregrijavanja nije pogodno s termodinamičkog gledišta, budući da je iskoristivost ciklusa slaba funkcija temperature na ulazu u turbinu uz zadani tlak isparavanja. Pokazuje se da se najveća iskoristivost ciklusa dobiva bez pregrijavanja, kada ekspanzija radnog fluida počima izravno s linije suhozasićene pare.

Tablica 11. Značajke izopentana

Molarna masa	Temperatura trojne točke	Temperatura isparavanja pri normalnim uvjetima	
72,149 kg/kmol	-160,5 °C	27,83 °C	
Kritična točka			
Temperatura	Tlak	Gustoća	
187,2 °C	33,78 bar	236 kg/m ³	
Područje primjene			
Min. temperatura	Maks. temperatura	Maks. tlak	Maks. gustoća
-160,5 °C	226,85 °C	10000 bar	959,58 kg/m ³

Projektiranje postrojenja s organskim Rankineovim ciklusom obuhvaća optimiranje radnih parametara postrojenja. Ovo znači odrediti vrijednost maksimalnog (optimalnog) tlaka u ORC postrojenju te izračunati kako se mijenjaju temperature ogrijevanih fluida i same radne tvari u izmjenjivačima. Sam postupak je iterativan što znači da će se proračun morati izvršiti više puta dok se ne dođe do optimalnih parametara.

Svojstva radnog fluida određivana su pomoću REFPROP baze podataka [191], koja je ugrađena u Matlab.



Slika 41. Motor s unutarnjim izgaranjem tipa ICE DEUTZ TCG 2016 V12
s ORC-em kao donjim ciklusom na ispušne plinove izgaranja

Prvo zagrijavanje radnog fluida se odvija u izmjenjivaču topline Predgrijač (rashladna voda – izopentan), slika 3.6. Budući da se u tom izmjenjivaču ne uspijeva odvesti toplinski tok tako da na njegovom izlazu temperatura rashladne vode bude kao što je zadano u specifikaciji motora, tj. rashladna voda se ne ohlađuje na zadanu vrijednost, to je potrebno dodati još jedan izmjenjivač topline Hladnjak (rashladna voda – potrošna topla voda), slika 41.

Prilikom proračuna ova dva izmjenjivača, treba računati tako da se u oba dobije isti protok radnog fluida, a taj protok mora biti jednak protoku radnog fluida u Predgrijaču. Protok radnog fluida u Pregrijaču ograničava činjenica da se plinovi izgaranja mogu ohladiti samo do određene temperature.

Nadalje se radni fluid predgrijava a potom isparava pomoću dimnim plinovima u izmjenjivaču topline Isparivač (plinovi izgaranja – radni fluid).

Stanja pojedinih radnih fluida u pojedinim točkama ORC postrojenja su dana su na slici 41.

Za hlađenje kondenzatora koristi se okolišni zrak. kao maksimalna izlazna temperatura zraka odabrana je temperatura od 28 °C te je s njom proračunata potrebna protočna masa zraka za hlađenje kondenzatora.

Rezultati proračuna su sljedeći:

- maseni protok izopentana: 1,171 kg/s;
- snaga ORC-a: 60,35 kW;
- termodinamička iskoristivost: 11,18%;
- povećanje snage kogeneracijskog postrojenja MUI + ORC: 11,2%;

5. POGLAVLJE

PRIKAZ DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA STRUJANJA U AKSIJALNIM ORC TURBINAMA

Prema procesu energetske pretvorbe mikroturbine i turbine male snage su identični strojevi kao i velike parne i plinske turbine. No istodobno imaju čitav niz specifičnosti kao mala relativna visina i velika relativna debljina izlaznih bridova lopatica, velika relativna hrapavost, veliki relativni zazori, itd. Osnovne od tih karakteristika kao npr. mala relativna visina lopatica, dovode do stvaranja relativno debelog graničnog sloja i povećane nejednolikosti strujanja što nepovoljno utječe na izentropsku (unutarnju) iskoristivost stroja.

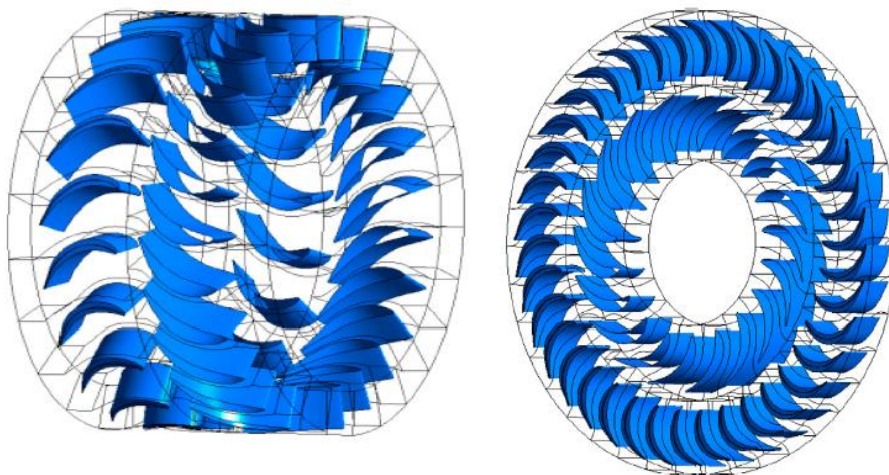
Kod 2D metode proračuna po srednjem promjeru, koja se temelji na osrednjenju parametara bitno nejednolikog toka po visini lopatica u malim (mikro) kanalima, potrebno je posegnuti za nizom novih pretpostavki. Iz tih razloga javlja se potreba teorijskih i eksperimentalnih istraživanja. Primjena teorije potencijalnog strujanja ne daje upotrebljive rezultate zbog znatnog utjecaja sila viskoznosti. S druge strane kod eksperimentalnih istraživanja javlja se niz problema mjerenja parametara toka u kanalima malih dimenzija (često puta samo nekoliko mm²), mjerenja malih masenih protoka i okretnih momenata, velikih brzina vrtnji, itd.

U poglavlju 3.1 opširno su komentirane specifičnosti ORC turbine s obzirom na razliku između organskih radnih fluida i vodene pare i plinova izgaranja kod klasičnih parnih i plinskih turbina.

Na svu sreću danas eksperimentalna istraživanja efikasno zamjenjuju numeričke simulacije. Numeričku simulaciju strujanja u strujnom aparatu turbostrojeva moguće je izvršiti korištenjem nekog komercijalno dostupnog state-of-the-art softwera (paketa) za računalnu dinamiku fluida (*eng.* CFD) koji se temelje na nekoj od numeričkih metoda (npr. metodi konačnih elemenata ili volumena). Takovi softweri su verificirani i validirani na testnim primjerima (rezultatima eksperimentalnih mjerenja) i uz umješnost rada s njima daju pouzdane rezultate. Jasno za provođenje numeričkih simulacija potrebna su ovisno o zadatku manje ili više moćna računala (klasteri). Sa sigurnošću se može reći da zamjena eksperimentalnih istraživanja s numeričkim simulacijama štedi novac i vrijeme.

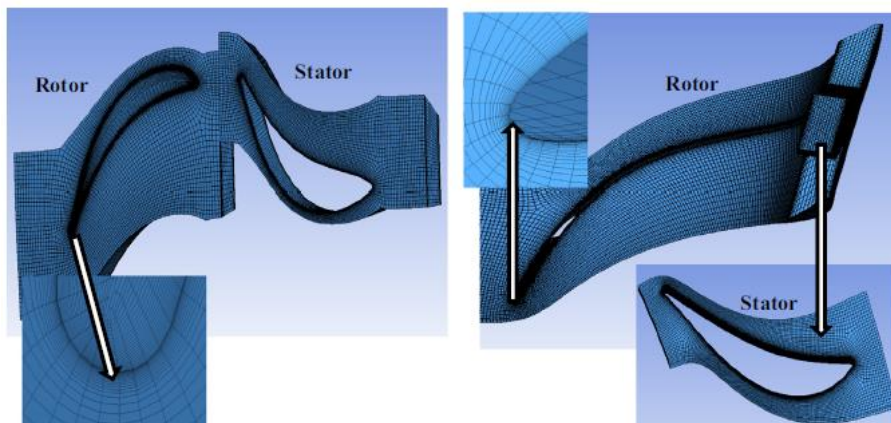
U postojećoj literaturi, glede istraživanja strujanja u malim aksijalnim turbinama (eksperimentalnih i CFD analiza), posebno s parcijalnim privodom, koje se koristiti u ORC-u, ima ograničeni broj i novija od njih su predstavljena u daljnjem tekstu.

Rad [192] predstavlja integrirani matematički model za razvoj aksijalnih i radijalnih (centrifugalnih) turbina visoke iskoristivosti uz korištenje različitih organskih fluida (R141b, R245fa, R365mfc, izobutan i n-pentan). Ovaj matematički pristup integrira konstruiranje turbine po srednjem promjeru, 3D CFD analizu turbine i modeliranje ORC-a. ANSYS Fluent 16[®] je korišten za istraživanje 3D viskoznog strujanja i karakteristika turbine, slika 42. Kako bi se postigla što bolja točnost rezultata, model ORC-a/turbine koristi formulaciju realnog plina iz REFPROP[®]-ove baze podataka [191].



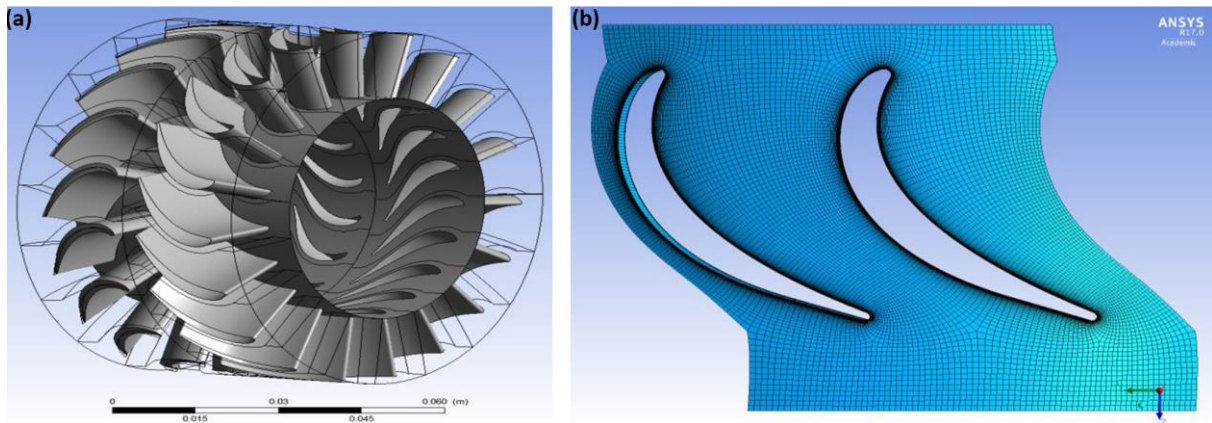
Slika 42. 3D geometrija aksijalnog turbinskog stupnja (lijevo) i radijalnog centrifugalnog stupnja (desno) iz rada [192]

Budući da brzina vrtnje, ekspanzijski omjer, protočna masa i veličina turbine imaju značajan utjecaj na karakteristike turbine, kod modeliranja ORC-a u [193] integrirano je konstruiranje po srednjem promjeru i 3D CFD analiza kako bi se ispitali utjecaji pet organskih radnih fluida na mikro aksijalne i radijalne turbine za realne niskotemperaturne izvore topline ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$), npr. solarna i geotermalna energija, slika 43.



Slika 43. Diskretizirani kanali aksijalne turbine (lijevo) i radijalne turbine (desno) iz rada [193]

U rad [194] korištenjem multi-objektnog genetičkog algoritma optimirana je geometrija stupnja male aksijalne podzvučne turbine. Optimizacija je integrirana s analizom ORC-a koristeći široki raspon organskih fluida velike gustoće, kao što su R123, R134a, R141b, R152a, R245fa i izobutan, a koji su pogodni za iskorištavanje niske temperature izvora topline ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$), kao npr. solarna, kako bi se dobila optimalna konstrukcija turbine i najviša iskoristivost ORC-a. U većini radova izentropska iskoristivost turbine ORC-a pretpostavljena je konstantnom, dok je u ovom radu omogućena promjena izentropske iskoristivosti turbine (dinamička vrijednosti) s obzirom na uvjete rada i radni fluid. Utjecaj geometrijskih parametara i radnog fluida su istraživani trodimenzionalnom CFD analizom i optimizacijom multi-objektnim genetičkim algoritmom u ANSYSR17-CFX software-u, slika 44. Optimizacija je provedena pomoću osam geometrijskih parametara stupnja. Rezultati su pokazali da korištenjem radnog fluida R123 kod turbine sa srednjim promjerom 70 mm, postiže se maksimalna izentropska iskoristivost turbine 88% i izlazna snaga od 6,3 kW, što daje termodinamičku iskoristivost ciklusa od 10,5%. To daje poboljšanje od 14,08% u odnosu na početni dizajn turbine.



Slika 44. Geometrijski model aksijalne turbine i diskretizirana statorska rešetka iz rada [194]

U radu [195] modelirana je mala dvostupanjska aksijalna turbina, slika 45, i uspoređena je s jednostupanjskom aksijalnom turbinom, s ciljem poboljšanja ORC karakteristika povećanjem njezinog ekspanzijskog omjera. Preliminarni proračun po srednjem promjeru povezan je s 3D CFD modeliranjem i analizom ORC-a kako bi se procijenio utjecaj dvostupanjske aksijalne turbine na karakteristike ORC-a.

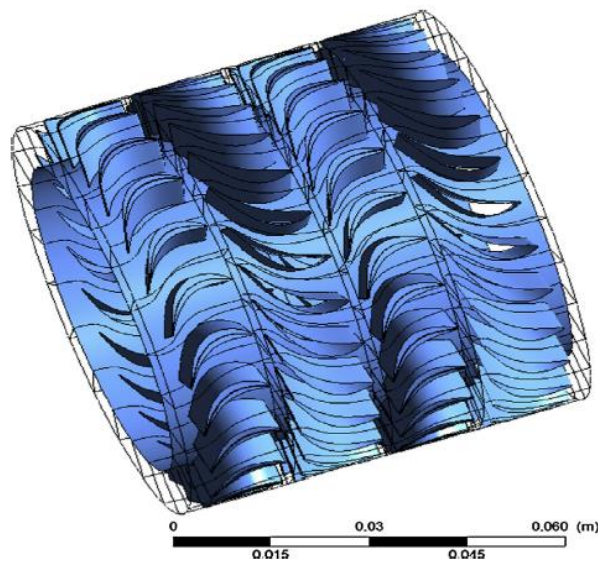
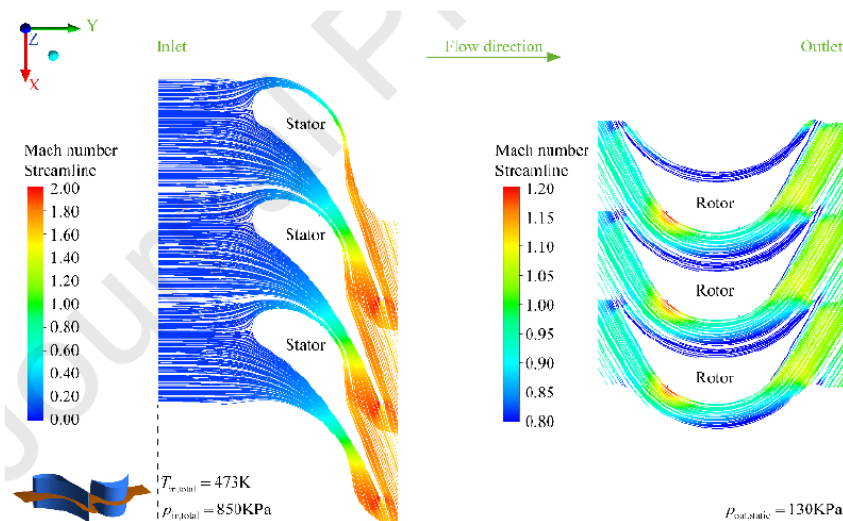


Fig. 4. 3D view of two-stage axial turbine geometry.

Slika 45. 3 D geometrijski model aksijalne dvostupanjske turbine [195]

U radu [196] istraživana je aerodinamika aksijalne akcijske turbine snage 80 kW sa siloksanom MM kao radnim fluidom. Istraživali su i rad u projektnim i vanprojektnim uvjetima, slika 46. Izentropska iskoristivost bila je 77% pri omjeru tlakova od 6,54 i brzini vrtnje od $15\,000\text{ min}^{-1}$. Zaključili su da može zadržati visoku iskoristivost u širokom području

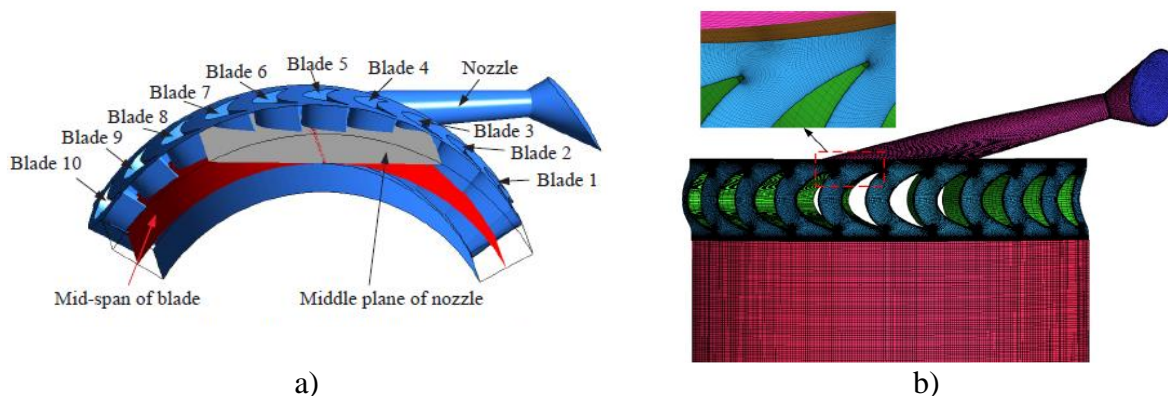
vanprojektnog rada i pri visokim omjerima tlakova i niskim brzinama vrtnje. Radijalna zračnost ima manji utjecaj na efikasnost kod aksijalnih nego kod konvencionalnih (radijalnih i reakcijskih aksijalnih) turbina. Iako aksijalna turbina ima nešto nižu iskoristivost nego ostale turbine, velika joj je prednost niska cijena i široki spektar primjena, što je čini pogodnom za ORC.



Slika 46. Linije relativnih Machovih brojeva na srednjem promjeru za projektne uvjete [196]

Zeotropne smjese i turbinski ekspanđeri su dvije vruće teme u području ORC-a. Međutim, malo je istraživanja s turbekspanđerima sa zeotropnim smjesama. U radu [197] su koristili dva čista fluida (R245fa, R123) i tri mješavine (0,25R245fa/0,75R123, 0,5R245fa/0,5R123, 0,75R245fa/0,25R123) kao radne fluide za ispitivanje karakteristika turbine s parcijalnim privodom, koja se sastoji od 3 sapnice i 30 rotorskih lopatica. Srednji promjer turbine je 0,1 m, a visina lopatice je 14 mm, slika 47. 3D simulacije su provedene u ANSYS CFX software-u, korištenjem $k-\omega$ modela turbulencije i tretiranjem radnog fluida kao realnog plina. Rezultati pokazuju da turbina ima maksimalnu izlaznu snagu od 8,1336 kW i maksimalnu iskoristivost od 55,3% s čistim radnim fluidom R245fa. Kada je maseni udio R245fa 0,25, turbina ima maksimalni dobitak na izlaznoj snazi od 7,87%, maksimalni porast masenog protoka od 3,57%, maksimalni Machov broj 2,19 i maksimalni maseni protok od 0,5287 kg/s. Rezultati analize sustava u sprezi s projektiranom turbinom pokazuju da su maksimalna termodinamička iskoristivost, maksimalni netto rad i minimalni faktor destrukcije eksergije

6,15%, 7,6771 kW i 2,41 za optimalne radne uvjete. Pri ekspanzijskom omjeru od 3, karakteristike turbine se značajno povećavaju. R123 ima najlošije karakteristike.

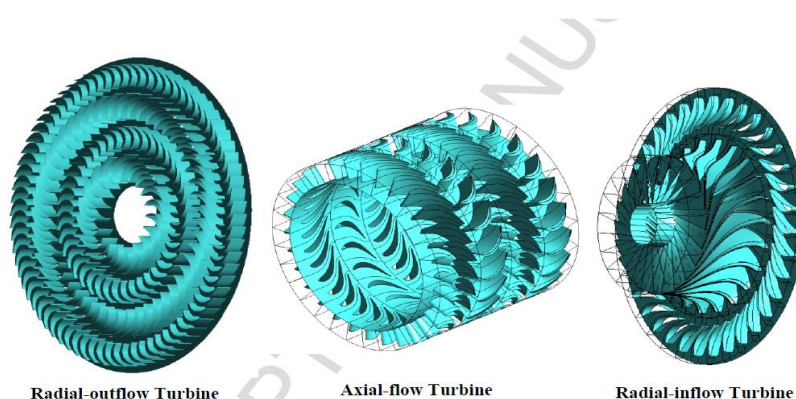


Slika 47. Računalni model turbine (a) i diskretizirana računalna domena iz rada [197]

U radu [198] je istraživana jednostupanjska podzvučna aksijalnu turbinu u projektним i raznim vanprojektним uvjetima rada. Koristili su i dva fluida – čisti CO_2 i zeotropnu mješavinu R134a/R245fa (ORC turbina). Izvor topline ORC-a bio je niskotemperaturni geotermalni izvor. Metoda konstrukcije turbine temeljila se na proračunu po srednjem promjeru. Zaključili su da pri projektним uvjetima CO_2 turbina ima nešto višu iskoristivost (0,875 za CO_2 i 0,864 za ORC turbinu), podzvučno strujanje i niži ekspanzijski omjer. Što se tiče ORC turbine, javlja se i nadzvučno strujanje zbog većeg masenog protoka (na izlazu iz statora 1,48 i izlazu iz rotora 1,27), što uzrokuje gubitke udarnih valova. Pri vanprojektним uvjetima CO_2 turbine, kada je brzina 80% projektne ili manje, smanjuje se i iskoristivost. Kada se povećava od 80% projektne na više, raste. Pri vanprojektним uvjetima ORC turbine, sa smanjenjem brzine vrtnje, iskoristivost se malo smanjuje. Povećana brzina vrtnje dovest će do povećanog ekspanzijskog omjera i do povećanja iskoristivosti. Pri vanprojektним uvjetima, CO_2 turbina pokazuje veću iskoristivost. Što se više udaljavalo od projektne točke, to su razlike u iskoristivostima turbina veće.

Rad [199] ima za cilj izraditi novi dijagram karakteristika malih turbina ORC-a (< 20 kW), na temelju ocjene utjecaja jednostupanjskih i dvostupanjskih turbina na karakteristike ORC-a koji koriste niskotemperaturne (<100 °C) izvore topline. Dizajnirane mala aksijalna, radijalna centripetalna i radijalna centrifugalna turbina su uspoređene s njihovim jednostupanjskim i dvostupanjskim konfiguracijama, slika 48, kako bi se poboljšale karakteristike ORC-a povećanjem njihova omjera ekspanzije. Stoga je preliminarni dizajn po srednjem promjeru, povezan s trodimenzionalnom CFD analizom i modeliranje ORC-a za sve

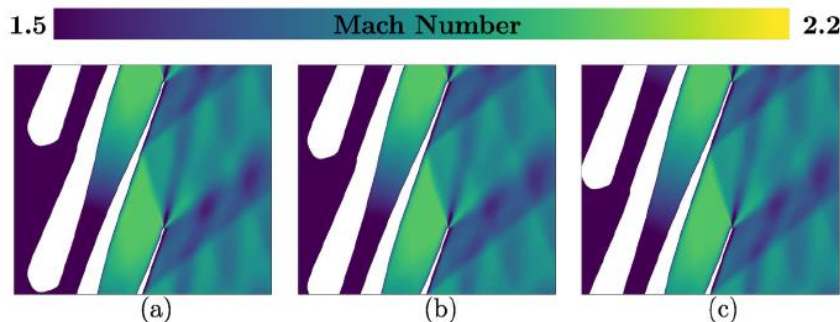
konfiguracije turbina, kako bi se dobio dijagram karakteristika malih turbina. Zbog složene 3D prirode strujanja kroz turbinu, korištena je CFD analiza za detaljnije istraživanje pet tipova malih turbina, kao jednostupanjske i dvostupanjske izvedbe, s tri radna fluida (R141b, R245fa i izopetan). Za proračune svih konfiguracija turbina je korišten ANSYS®17-CFX software, uz primjenu za trodimenzionalno, stacionarno i viskozno strujanje RANS jednadžbi s $k-\omega$ SST modelom turbulencije. Dijagrami karakteristika prikazuju iskoristivost i snagu turbina za svaku od konfiguracija u ovisnosti o radnim uvjetima kao ekspanzijski omjer, maseni protok radnog fluida i brzina vrtnje uz veličinu turbine. Rezultati su pokazali da su konfiguracije dvostupanjskih aksijalnih i radijalno centripetalnih turbina imaju značajno više karakteristike, izentropsku iskoristivost od 84,642% i 82,9% te izlaznu snagu od 15,798 kW odnosno 14,331 kW, s R245fa kao radnim fluidom. Također, rezultati su pokazali da maksimalna termodinamička iskoristivost ORC-a za obje dvostupanjske konfiguracije aksijalne i radijalno centripetalne turbine je 13,96% i 12,80% koje rade s R245fa. Ovi rezultati ukazuju na potencijalne prednosti dvostupanjskih turbina u malom ORC-u za pretvorbu niskotemperaturnih izvora topline u električnu energiju.



Slika 48. 3 D modeli tipova turbina iz rada [199]

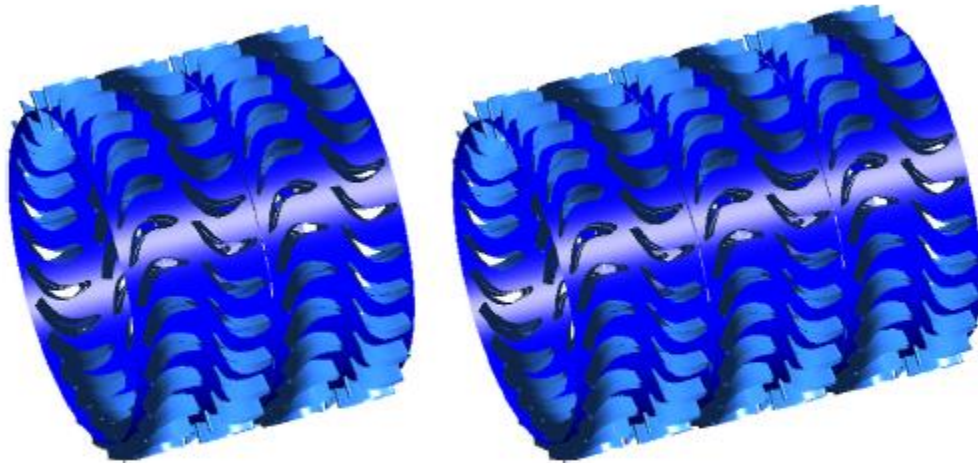
Nadzvučne statorske lopatice čine dvije trećine strujnih gubitaka u turbinama visokotemperaturnih malih ORC-eva. Kao rezultat toga, ukupna iskoristivost turboekspandera uglavnom zavisi o dizajnu statora. S druge strane ne postoji uspostavljena korelacija za optimalani dizajn takvih rešetki. Stoga rad [200] se bavi istraživanjem točnosti jedine trenutno dostupne metode projektiranja nadzvučnih statora koji rade s organskim fluidima koji se sastoje od složenih molekula, slika 49. Analitički model temeljen na fizici i model temeljen na CFD-u razvijeni su za procjenu optimalnog omjera naknadne ekspanzije. Analiza pokazuje da jedino poznata Deychova metoda ne uspijeva točno predvidjeti optimalnu vrijednost omjera

naknadne ekspanzije. Studija također obuhvaća procjenu optimalnog omjera naknadne ekspanzije. Rezultat pokazuje da postoji jedinstveni optimalni omjer naknadne ekspanzije za skup projektnih parametara statora. Ukratko, lopatice koje rade s organskim fluidima, što je tipično za visokotemperaturne ORC turbine, imaju jedinstvenu teorijsku vrijednost optimalnog omjera naknadne ekspanzije za zadani ekspanzijski omjer.



Slika 49. Konture Machovog broja nadzvučnih statorskih rešetki iz rada [200]

Rad [201] se fokusira na numeričku analizu za poboljšanje iskoristivosti male aksijalne turbine ORC-a koja koristi n-pentan kao radni fluid. Predlažu se različite konfiguracije turbine, slika 50, kako bi se osigurala maksimalna iskoristivost. Kako bi se odredile aerodinamičke i termodinamičke karakteristike, provode se 3D RANS proračuni za pet različitih brzina vrtnje (1000 min^{-1} , 2000 min^{-1} , 4000 min^{-1} , 8000 min^{-1} i $16\,000 \text{ min}^{-1}$) i četiri vrijednosti masenog protoka u rasponu od $0,5 \text{ kg/s}$ s ulaznom temperaturom od 365 K . Rezultati pokazuju da se najveća iskoristivost turbine od 87% postiže s dvostupanjskom turbine s brzinom vrtnje 16.000 min^{-1} i ulaznim masenim protokom $0,2 \text{ kg/s}$, pri čemu maseni protok $0,5 \text{ kg/s}$ daje najveća izlazna vrijednost od $10,751 \text{ kW}$. Iskoristivost i izlazna snaga turbine su $88,03\%$ i $12,950 \text{ kW}$ u stacionarnom stanju za konfiguraciju s tri stupnja turbine. Ovi rezultati ističu potencijal mikro trostupanjske aksijalne ORC turbine za iskorištavanje niskotemperaturnih izvora topline.



Slika 50. 3 D geometrijski model aksijalne turbine s dva (lijevo) i tri stupnja (desno) iz rada [201]

6. POGLAVLJE

MALA INOVATIVNA AKSIJALNA ORC TURBINA

Raznolikost tehničkih rješenja koja stoje na raspolagaju za ORC turbine i različitost primjena u kojima mogu raditi ukazuje da konstrukcija ORC turbina zahtjeva specifičan pristup.

Prvi i ključni korak čitavog postupka je stoga odabir tipa stroja (aksijalnog tipa s parcijalnim privodom ili bez, radijalnog ili hibridnog). To se može učiniti korištenjem određenih korelacija za strojeve ili statističkih podataka (kao što je Baljeov dijagram [202]).

Kada je odabran tip stroja, procedura konstruiranja treba se oslanjati na konceptu dinamike fluida (aero i termodinamike). No pošto je stvarna konfiguracija toka u turbini ekstremno kompleksna, vjerojatno još i više za slučaj ORC-a, modeliranju polja strujanja (toka) treba pristupiti korak po korak. Danas kod konstruiranja turbostroja, radi se razlika između modela s nižom vjerodostojnošću (pouzdanost rezultata) i s visokom vjerodostojnošću (pouzdanost rezultata):

a) modeli s nižom pouzdanost rezultata se temelje na korištenju pojednostavljenih pristupa, tako da oni traže primjenu korelacija za određivanje gubitaka i kuteva toka (u smislu odstupanja od geometrijskih kuteva);

b) modeli s višom pouzdanost rezultata se temelje na dovoljno kompleksnim shemama toka za određivanje najrelevantnijih pojava u toku (čak iako neke pojave, kao što su turbulencija i nestacionarnosti toka, su još uvažene na jednostavan način).

Da bi se naznačila razlika između modela s nižom i višom pouzdanost rezultata iz perspektive konstruiranja, tehnike koje se temelje na modelima s nižom pouzdanost klasificiraju se kao metode preliminarnog konstruiranja, a one na modelima s višom pouzdanost aerodinamske metode konstruiranja. Kada je preliminarna konstrukcija gotova potrebno je definirati geometriju lopatica. Pošto su ORC turbine izrazito nekonvencionalne, uporaba standardnih profila je upitna pa se izričito preporučava specifično aerodinamsko konstruiranje lopatica. Na taj se način poboljšava pouzdanost procedure konstruiranja te karakteristike stroja mogu biti poboljšane. Aerodinamsko konstruiranje lopatica je most između preliminarne i aerodinamske metode konstruiranja.

Za tipične snage ORC-a koje su od nekoliko kW do nekoliko MW, odabrani stroj je obično turbina. Za manje snage mogu biti uzeti u obzir volumni strojevi. Stoga, kada je termodinamički definiran proces ekspanzije, konstrukcija ekspandera se oslanja na aerodinamiku turbostrojeva. Iz te perspektive, ORC turbine često predstavljaju izrazito nekonvencionalnu konfiguraciju, pošto specifični karakter organskih fluida ima značajan utjecaj na fiziku toka i karakteristike. Te značajke trebaju biti pažljivo razmotrene u fazi konstruiranja.

Kao opće razmatranje, specifični entalpijski pad duž ekspanzijske linije turbine je obrnuto proporcionalan molekularnoj težini fluida. To određuje određene prednosti u slučaju organskih fluida. Kao prvo, specifični rad turbine je relativno mal (uspoređujući s odgovarajućom parnom jedinicom) i može biti obavljen u jednom ili nekoliko stupnjeva; to vodi ka kompaktnoj konstrukciji turbostroja, pojednostavljenju sheme postrojenja i smanjenju troškova. Druga prednost se ističe kod postrojenja malih snaga, pošto zahtijevana snaga se postiže s relativno velikim masenim protokom, koji povećava dimenzije turbine s obzirom na minijaturne konstrukcije odgovarajućih parnih.

Bez obzira na mali entalpijski pad, ekspanzijski omjeri ostaju jako veliki. Kao rezultat, mali broj stupnjeva je povoljan za veličinu stroja ali povlači za sobom velike ekspanzijske omjere po stupnju; kod organskih fluida visoki ekspanzijski omjeri povezani s općenito niskom brzinom zvuka, vode k nadzvučnom i supernadzvučnom strujanju u ORC turbinama. Kao rezultat, udarni valovi i uvjeti zagušenja toka često uvjetuju aerodinamiku ORC turbine, komplicirajući konstrukciju i rad ORC sustava.

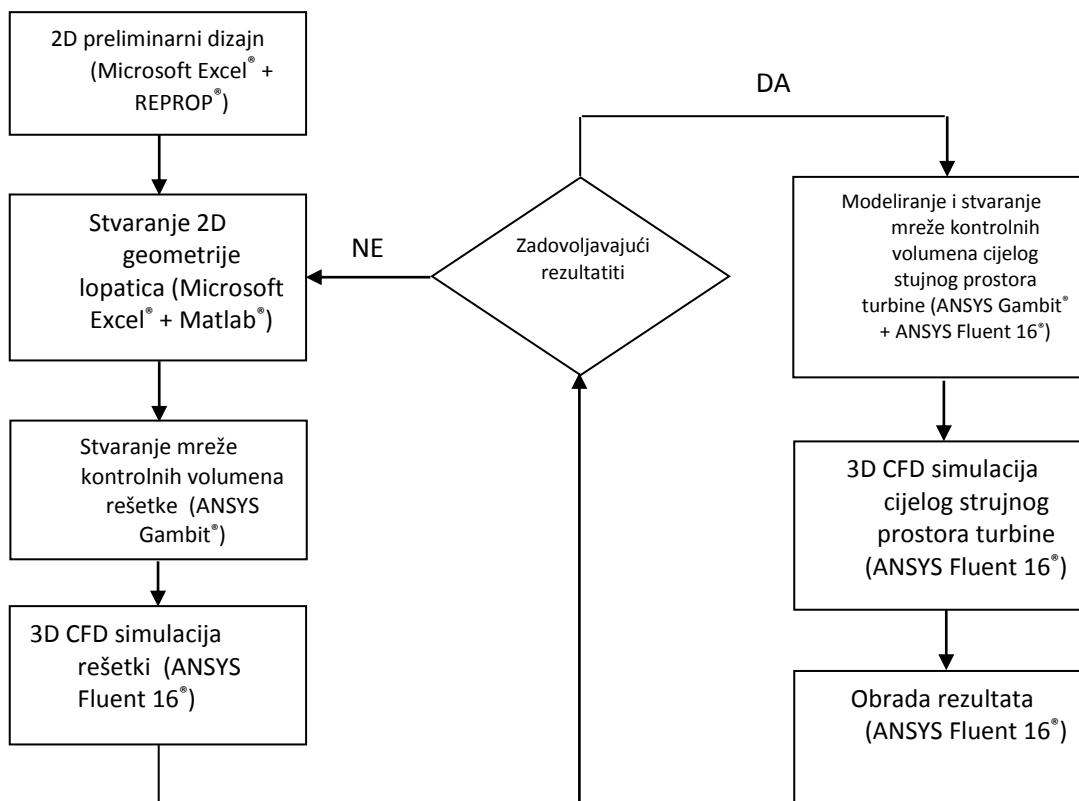
Kompleksnost konstrukcije ORC turbine se dalje usložnjava termo-fizikalnim ponašanjem organskih fluida koje odstupa od ponašanja idealnog plina u područjima rada od interesa. Dio procesa ekspanzije obično se odvija u neposrednoj blizini krivulje zasićene pare ili blizu kritične točke. U takovim termodinamičkim uvjetima intenziviraju se efekti realnog plina i za ispravni opis kaloričkih i volumetričkih karakteristika potrebna je kompleksna multiparameterska jednadžba stanja, kao i za točno određivanje transportnih svojstava.

Zbog prethodno navedenih razloga, aerodinamička konstrukcija ORC turbine je posebno izazovna, i dalje se komplicira s vrlo malo raspoloživih eksperimentalnih podataka o strujanju organskih fluida u termodinamičkim uvjetima od interesa. Zbog toga, se koriste jednostavni alati konstruiranja temeljeni na empiričkim modelima za određivanje gubitaka i korelacijama

za kuteve toka u preliminarnoj fazi konstruiranja, koji se kombiniraju s naprednim tehnikama konstruiranja temeljenima na vjerodostojnim modelima strujanja za dobivanje pouzdanih karakteristika turbine. Ti napredni alati su posebno presudni za dobivanje visokih karakteristika turbine kako u projektnim tako i u vanprojektnim uvjetima.

Algoritam konstruiranja ORC turbina omogućava optimizaciju na svim razinama, i odvija se korak po korak čime vjerodostojnost (i kompleksnost) računalnog modela raste. Završna konstrukcija turbine je tada obično skup kombinacija rezultata dobivenih svakim korakom optimizacije, počev od preliminarnog odabira tipa stroja i ustrojstva stupnja, preko proračuna strujanja do detaljnog definiranja oblika lopatica. Zahvaljujući naglom rastu računalnih mogućnosti i najnovijih tehnika optimizacije, kako kod preliminarnog konstruiranja tako i rješavanja aerodinamike, metode rješavanja mogu se primijeniti sistematski unutar optimizacijskih algoritama za identificiranje najbolje konfiguracije na svakoj razini algoritma konstruiranja. CFD analiza stroja s najrealističnijim modelom strujanja, uključujući trodimenzionalne strukture toka, utjecaj turbulencije, i moguće nestacionarnosti, na kraju procjenjuje sveukupnu proceduru.

Glavni cilj ovog istraživanja je razvoj male aksijalne, akcijsko-reakcijske, višestupanjske inovativne turbine s parcijalnim privodom, namijenjene za ORC, koja će biti u pogledu iskoristivosti konkurentna postojećim volumnim ekspanzima. Iz turbinske teorije je poznato da brzina vrtnje ima pozitivan utjecaj na ekspanzijski omjer a negativan na visinu lopatica, što ograničava njihovu primjenu u ORC-u. Ukoliko se primijeni parcijalni privod, može se dobiti zadovoljavajuća visina lopatica, kao i povećani srednji promjer kako bi se smanjila brzina vrtnje. Na taj način bit će eliminiran ograničavajući faktor njihove primjene. Za istraživanje karakteristika strujanja organskog fluida u maloj turbini su provedene CFD simulacije, s ciljem povećanja iskoristivosti energetske pretvorbe. Donja shema prikazuje blok dijagram procesa konstruiranja male inovativne turbine.

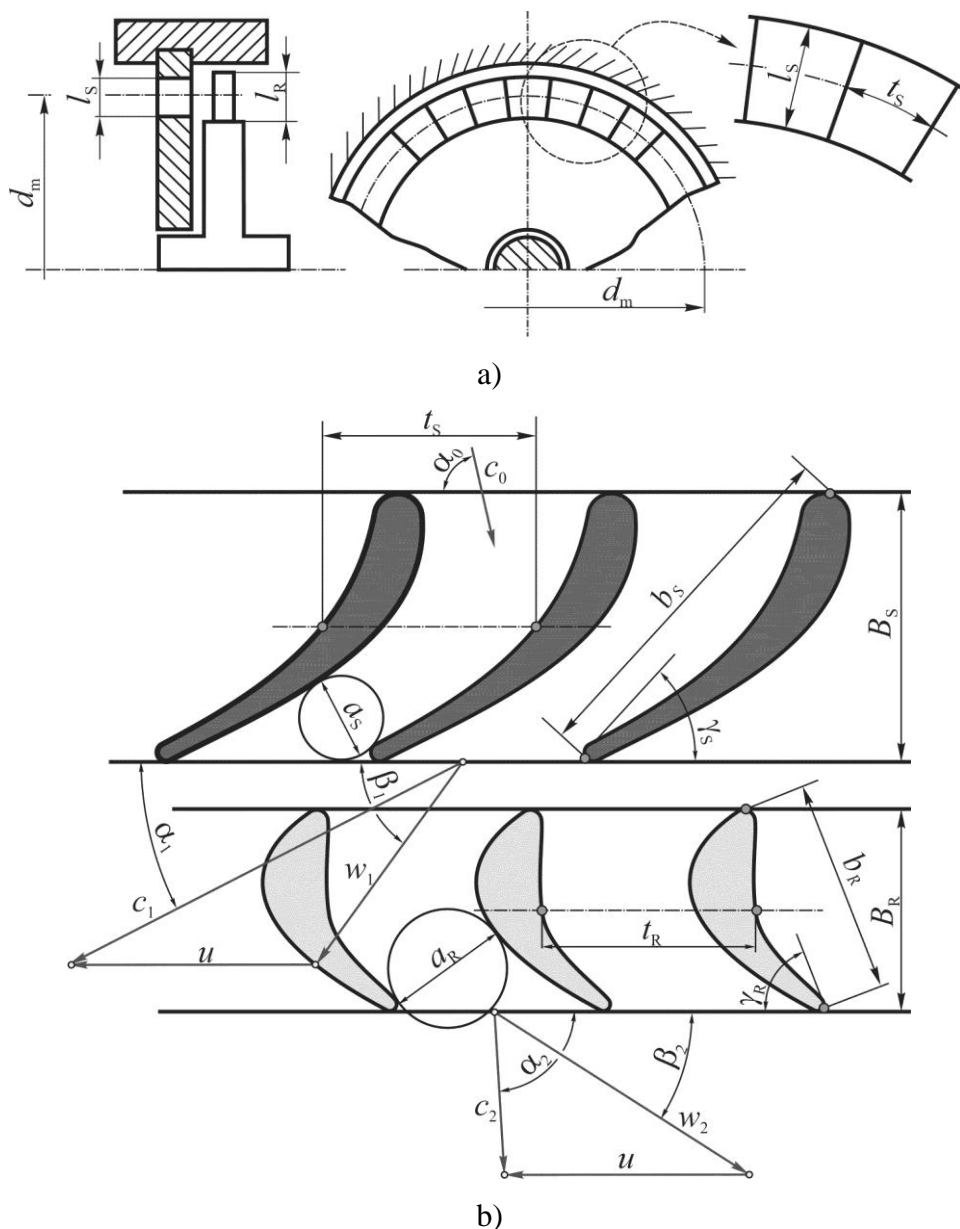


Slika 51. Blok dijagram procesa konstruiranja male inovativne turbine

6.1. 2D preliminarni proračun po srednjem promjeru

Preliminarni dizajn (PD) turbine sadrži mnoge iteracijske korake tijekom proračuna kako bi se odredile geometrijske te aero i termodinamske karakteristike statorskih i rotorskih rešetki svih turbinskih stupnjeva. Ova vrsta analize je poznata kao 2D proračun po srednjem promjeru, a temelji se na analizi strujanja po srednjem promjeru turbine uz zanemarivanje promjena strujanja po visini lopatica.

Slika 52.a prikazuje uzdužni presjek a slika 52.b presjek po srednjem promjeru (meridonalni) aksijalnog turbinskog stupanja, s glavnim geometrijskim karakteristikama statorske i rotorske rešetke. Također prikazana je i kinematika toka (trokuti brzina) apsolutnog i relativnog strujanja kroz statorske i rotorske lopatice (rešetke). Tok ulazi u statorsku rešetku s apsolutnom brzinom c_0 pod kutom α_0 , a izlazi s apsolutnom brzinom c_1 pod kutom α_1 . Nakon toga tok ulazi u rotorsku rešetku s relativnom brzinom w_1 s kutom β_1 a napušta rotorsku rešetku s relativnom brzinom w_2 pod kutom β_2 .



Slika 52. Geometrijske karakteristike aksijalnog turbinskog stupnja:

a) uzdužni presjek i pogled na statorske lopatice;

b) 2D statorska i rotorska rešetki s odgovarajućim trokutima brzina

Proračun turbinskog stupnja po srednjem promjeru (model) razvijen je na temelju literature [203-206], te postupak i jednačbe su kako slijedi.

1. Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u = \frac{d_m \times \pi \times n}{60}$$

2. Reaktivnost:

$$R_m = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_m}{l_1}}$$

3. Optimalni omjer brzina (karakteristika stupnja):

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - R_m}}$$

4. Fiktivna brzina:

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{\text{opt}}}$$

5. Idealni (izentropski) toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{is} = \frac{c_F^2}{2}$$

6. Idealni (izentropski) toplinski pad u statorskoj rešetki:

$$\Delta h_{S,is} = (1 - R_m)\Delta h_{is}$$

7. Idealni (izentropski) toplinski pad u rotorskoj rešetki:

$$\Delta h_{R,is} = R_m\Delta h_{is}$$

8. Tlak i specifični volumen (teorijski) u karakterističnim točkama stupnja (iz REFPROP software-a [191]):

a) ispred statorske rešetke (tj. na ulazu u turbinski stupanj) - p_0 ; v_0 ;

b) iza statorske rešetke (tj. na ulazu u rotorsku rešetku) - p_1 ; v_{1t} ;

c) iza rotorske rešetke (tj. iza turbinskog stupnja) - p_2 ; v_{2t} .

Teorijska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_{1t} = \sqrt{2\Delta h_{S,is}}$$

9. Machov broj na izlazu iz statorske rešetke:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{\kappa_1 p_1 v_{1t}}}$$

10. Izlazna površina lopatica statorske rešetke:

$$F_1 = \frac{m v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}$$

11. Fiktivna visina statorskih lopatica:

$$\varepsilon l_1 = \frac{F_1}{d_m \pi \sin \alpha_1}$$

12. Stupanj parcijalnosti:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon l_1}{l_1}$$

13. Stvarna aposolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_1 = \varphi c_{1t}$$

14. Stvarna relativna brzina na ulazu u rotorsku rešetku:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 c_1 u \cos \alpha_1}$$

15. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}\right)$$

16. Teorijska relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \Delta h_{R, is} + w_1^2}$$

17. Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa_2 p_2 v_{2t}}}$$

18. Visina rotorskih lopatica:

$$l_2 = l_1 + \Delta l$$

19. Izlazna površina rotorske rešetke:

$$F_2 = \frac{m v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}$$

20. Kut relativne brzine na izlazu iz rotorske rešetke:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \varepsilon d_m l_2}\right)$$

21. Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_2 = \psi w_{2t}$$

22. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 w_2 u \cos \beta_2}$$

23. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz turbinskog stupnja:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2}\right)$$

24. Gubici u statorskoj rešetki:

$$\Delta h_{1,S} = \frac{c_{1t}^2}{2} (1 - \varphi^2)$$

25. Gubici u rotorskoj rešetki:

$$\Delta h_{1,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2)$$

26. Gubitak zbog izlazne brzine iz stupnja:

$$\Delta h_{1,ev} = \frac{c_2^2}{2} (1 - k_{ev})$$

27. Dio kinetičke energije koji se koristi u sljedećem stupnju:

$$E_{ev} = \frac{c_2^2}{2} k_{ev}$$

28. Stvarna energija stupnja:

$$E_0 = \Delta h_{1,S} - E_{ev}$$

29. Iskoristivost „na obodu kola“:

$$\eta_u = \frac{E_0 - \Delta h_{1,S} - \Delta h_{1,R} - \Delta h_{1,ev}}{E_0}$$

30. Ventilacijski gubitak zbog parcijalnog privoda:

$$\zeta_w = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \left(\frac{u}{c_{F'}_{opt}} \right)^3$$

31. Gubitak na krajevima segmenata zbog parcijalnog privoda:

$$\zeta_{seg} = 0,11 \frac{B_2 l_2}{F_1} \left(\frac{u}{c_{F'}_{opt}} \right)^2 z \eta_u$$

32. Gubitak propuštanja kroz međustupanjske labirintne brtve:

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \delta_r \eta_u}{\frac{l_1 + l_2}{2} + \delta_r}$$

33. Unutarnja iskoristivost stupnja:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_v - \zeta_{seg} - \zeta_{pr}$$

34. Stvarni toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_i = E_0 \eta_i$$

35. Gubitak u stupnju:

$$\Delta h_l = (1 - \eta_i) E_0$$

36. Unutarnja snaga stupnja:

$$P_i = \dot{m} \Delta h_i$$

37. Stvarna statička termodinamička stanja na izlazu iz stupnja:

$$p_3 = p_2 = 3,262 \text{ bar}$$

$$h_3 = h_0 - \Delta h_i$$

s_3 - (iz REFPROP software-a [191])

38. Stvarna zaustavna termodinamička stanja na izlazu iz stupnja:

$$s_4 = s_3 = 1,3152 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_4 = h_3 + E_{ib}$$

Sam je postupak kompjuteriziran korištenjem Microsoft Excel softvera koji je povezan s REFPROP programom [191] za određivanje termodinamičkih svojstava u karakterističnim točkama turbinskog stupnja. Proračun je proveden za početne parametre navedene u Tablici 12.

Tablica 12. Početni parametri za aero i termodinamički proračun turbine

Parametar	Jedinica	Vrijednost
Maseni protok radnog fluida, \dot{m}	kg/s	1.171
Tlak na ulazu u turbine, p_0	bar	7,76
Entalpija na ulazu u turbinu, h_0	kJ/kg	463,07
Tlak na izlazu iz turbine, p_{ex}	bar	1,25
Srednji promjer, d_m	mm	140
Brzina vrtnje, n	min ⁻¹	9000
Obodna brzina, u	m/s	65.97
Kut toka na izlazu iz statorske rešetke, α_1	o	14 ^o
Koeficijent brzine za statorsku rešetku, φ	-	0.89
Koeficijent protoka za statorsku rešetku, μ_1	-	0,9
Prekrivanje između rotorskih i statorskih lopatica, Δl	mm	0.2
Koeficijent protoka za rotorsku rešetku, μ_2	-	0.93
Koeficijent brzine za rotorsku rešetku, ψ	-	0.89
Koeficijent iskorištenja kinetičke energije izlazne brzine iz stupnja, k_{ev}	-	0-1
Širina statorskih odn. rotorskih lopatica, $B_1; B_2$	mm	10; 10
Broj segmenata po kojima se privodi radni fluid, z	-	1
Veličina radijalnog zazora, δ_r	mm	0.4

Proračun daje veličine stanja radnog fluida u svim karakterističnim točkama svih turbinskih stupnjeva, vrijednosti apsolutnih i relativnih brzina s pripadajućim kutevima, vrijednosti gubitaka u statorskoj i rotorskoj rešetki, njihove iskoristivosti kao i iskoristivosti stupnjeva, te geometrijske parametre statorskih i rotorskih rešetki (visine statorskih i rotorskih lopatica, parcijalnost stupnjeva, širine statorskih i rotorskih rešetki, itd.).

Tablica 13 predstavlja rezultate aero i termodinamičkog proračuna pojedinih stupnjeva turbine.

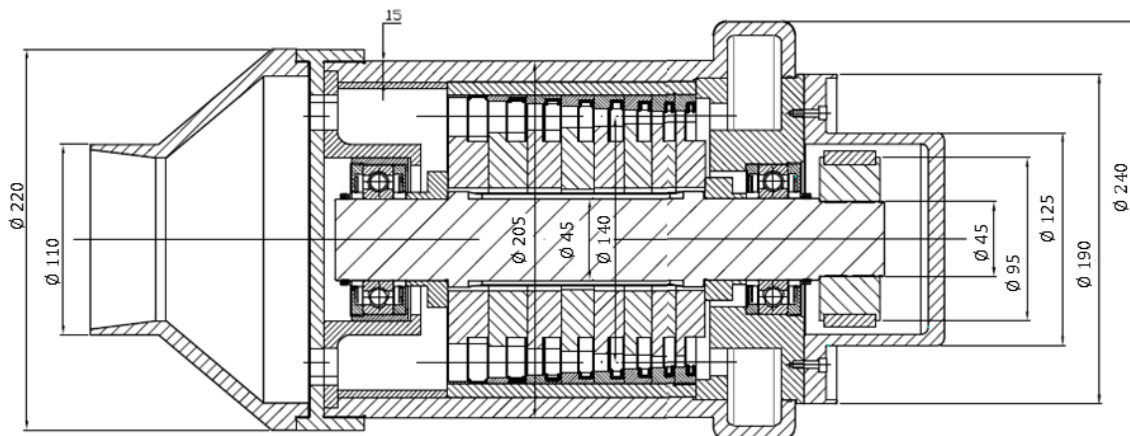
Tablica 13. Rezultati aero i termodinamičkog proračuna turbine

Vel./St.	1	2	3	4	5	6	7	8
\dot{m} , kg/s	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171
d_m , mm	140	140	140	140	140	140	140	140
n , min ⁻¹	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000
u , m/s	65,97	65,97	65,97	65,97	65,97	65,97	65,97	65,97
l_1 , mm	15	17,3	19,9	22,6	25,7	29	32,6	36,6
R_m , -	0,1617	0,182	0,2037	0,2251	0,2484	0,2716	0,2953	0,32
α_1 , °	14	14	14	14	14	14	14	14
φ , -	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
$(u/c_F)_{opt}$, -	0,472	0,477	0,484	0,491	0,498	0,506	0,514	0,524
c_F , m/s	139,77	138,3	136,3	134,36	132,47	130,38	128,35	125,9
Δh_{is} , kJ/kg	9,77	9,56	9,29	9,03	8,77	8,5	8,24	7,93
$\Delta h_{S,is}$, kJ/kg	8,19	7,82	7,4	7	6,59	6,19	5,81	5,39
$\Delta h_{R,is}$, kJ/kg	1,58	1,74	1,89	2,03	2,18	2,31	2,43	2,54
h_0 , kJ/kg	463,07	457,29	451,46	445,64	439,86	434,13	428,48	422,9
h_1 , kJ/kg	454,88	449,47	444,06	438,64	433,27	427,94	422,67	417,51
h_2 , kJ/kg	453,3	447,73	442,17	436,61	431,09	425,63	420,24	414,97
p_0 , bar	7,76	5,989	4,673	3,686	2,931	2,349	1,895	1,539
p_1 , bar	6,187	4,849	3,838	3,066	2,466	1,998	1,628	1,336
p_2 , bar	5,925	4,627	3,651	2,906	2,329	1,881	1,528	1,25
c_{1t} , m/s	127,98	125,06	121,66	118,32	114,8	111,27	107,8	103,83
E_{kr} , -	0,58	0,583	0,585	0,587	0,588	0,588	0,589	0,589
E_1 , -	0,797	0,81	0,821	0,832	0,841	0,851	0,859	0,868
M_{1t} , -	0,695	0,661	0,632	0,607	0,584	0,563	0,544	0,523
μ_1 , -	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
F_1 , m ²	0,0006	0,0008	0,0011	0,0014	0,0018	0,0022	0,0028	0,0036
$\varepsilon \cdot l_1$, mm	0,0056	0,0075	0,0099	0,0128	0,0165	0,021	0,0266	0,0336
ε , -	0,375	0,433	0,497	0,566	0,642	0,725	0,815	0,916
l_1 , mm	15	17,3	19,9	22,6	25,7	29	32,6	36,6
c_1 , m/s	113,9	111,3	108,28	105,3	102,17	99,03	95,94	92,41
w_1 , m/s	52,38	49,91	47,06	44,27	41,36	38,48	35,7	32,58
β_1 , °	31,74	32,65	33,82	35,13	36,7	38,5	40,56	43,33
w_{2t} , m/s	76,84	77,27	77,43	77,59	77,91	78,11	78,32	78,37
M_{2t} , -	0,415	0,407	0,401	0,398	0,396	0,395	0,395	0,395
Δl , mm	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
l_2 , mm	15,2	17,5	20,1	22,8	25,9	29,2	32,8	36,8
μ_2 , -	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
F_2 , m ²	0,001	0,0013	0,0017	0,0021	0,0026	0,0033	0,004	0,0049
β_2 , °	23,78	23,21	22,48	21,94	21,19	20,54	19,92	19,22
Vel./St.	1	2	3	4	5	6	7	8
ψ , -	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
w_2 , m/s	68,39	68,77	68,91	69,06	69,34	69,52	69,7	69,75
c_2 , m/s	27,78	27,24	26,45	25,87	25,1	24,41	23,75	22,96
α_2 , °	83	84,17	85,02	85,76	86,99	87,96	88,94	89,73

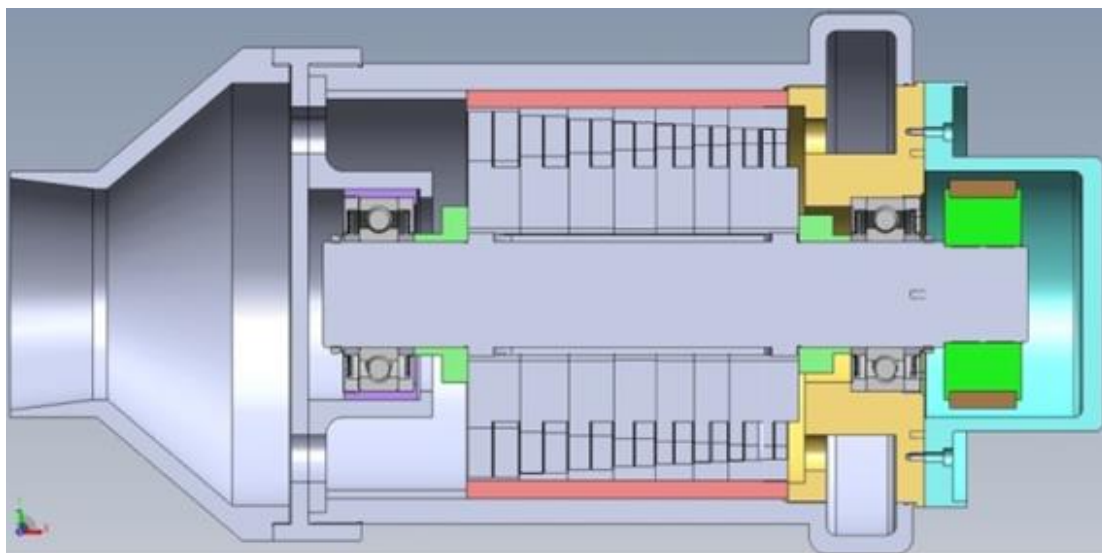
$\Delta h_{g,S}$, kJ/kg	1,703	1,626	1,539	1,455	1,37	1,287	1,208	1,121
$\Delta h_{g,R}$, kJ/kg	0,614	0,621	0,623	0,626	0,631	0,634	0,638	0,638
k_{ib} , -	1	1	1	1	1	1	1	0
$\Delta h_{g,ib}$, kJ/kg	0	0	0	0	0	0	0	0,2636
E_{ib} , kJ/kg	0,386	0,371	0,35	0,335	0,315	0,298	0,282	0
E_0 , kJ/kg	9,384	9,189	8,94	8,695	8,455	8,202	7,958	7,93
η_u , -	0,753	0,756	0,758	0,761	0,763	0,766	0,768	0,745
ζ_v , -	0,0471	0,0382	0,0308	0,0244	0,0185	0,0132	0,0083	0,0035
B , mm	10	10	10	10	10	10	10	10
z , -	1	1	1	1	1	1	1	1
ζ_{seg} , -	0,0099	0,0087	0,0077	0,0069	0,0062	0,0056	0,005	0,0044
δ_r , mm	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
ζ_{pr} , -	0,0389	0,034	0,0297	0,0264	0,0233	0,0208	0,0186	0,0161
η_i , -	0,657	0,675	0,69	0,703	0,715	0,726	0,736	0,721
Δh_i , kJ/kg	6,17	6,2	6,17	6,11	6,05	5,95	5,86	5,72
Δh_g , kJ/kg	3,22	2,99	2,77	2,58	2,41	2,25	2,1	2,21
$p_3 = p_2$, bar	5,925	4,627	3,651	2,906	2,329	1,881	1,528	1,25
h_3 , kJ/kg	456,9	451,09	445,29	439,53	433,81	428,18	422,62	417,18
$s_4 = s_3$, kJ/kgK	1,2927	1,3019	1,3105	1,3187	1,3264	1,3337	1,3406	1,347
h_4 , kJ/kg	457,29	451,46	445,64	439,86	434,13	428,48	422,9	417,18
p_4 , bar	5,989	4,673	3,686	2,931	2,349	1,895	1,539	1,25
t_4 , °C	98,37	93,19	88,56	84,31	80,33	76,58	73	69,42
P_i , kW	7,23	7,26	7,23	7,15	7,08	6,97	6,86	6,7

Rezultati proračuna po srednjem promjeru poslužili su za preliminarni dizajn turbine. Glavne plinsko-dinamičke i geometrijske karakteristike inovativne aksijalne ORC turbine su: akcijsko-reakcijska s parcijalnim privodom te višestupanjska s 8 stupnjeva. Srednji promjer svih stupnjeva je 140 mm uz brzinu vrtnje 9000 min^{-1} . Reaktivnost se mijenja od stupnja do stupnja, od 16 do 32%, kao i stupanj parcijalnosti, od 37,5% do 91,6%. Visina rotorskih lopatica raste od početnih 15,2 mm u prvom stupnju do 36,8 mm u posljednjem. Širina statorskih i rotorskih lopatica je 10 mm. Machov broj je ispod 0,7. Temperaturni i entalpijski pad su $34,93 \text{ °C}$ odn. $45,89 \text{ kJ/kg}$ uz prirast entropije od $0,064 \text{ kJ/kgK}$. Unutarnja snaga prvog stupnja je 7,23 kW a posljednjeg 6,70 kW, dok je efektivna snaga turbine 57 kW uz maseni protok $1,171 \text{ kg/s}$.

Uzdužni presjek kao i 3D model inovativne male aksijalne organske turbine su prikazani na slici 53 odn. slici 54.



Slika 53. Uzdužni presjek inovativne male aksijalne organske turbine



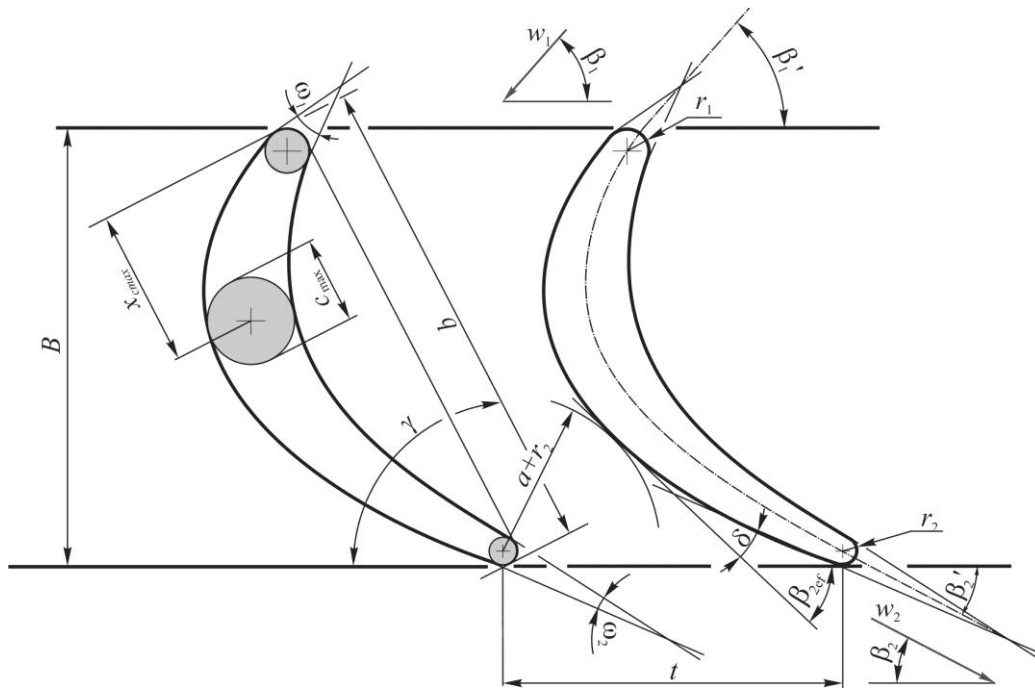
Slika 54. 3D model inovativne male aksijalne organske turbine

6.2. Konstrukcija profila statorskih i rotorskih lopatica

Za konstrukciju statorskih i rotorskih lopatica pojedinih turbinskih stupnjeva se koriste nestandardni profili. Ti se profili dobivaju pomoću originalnog software-a razvijenog na Katedri za turbostrojeve, Zavoda za energetska postrojenja, energetiku i okoliš Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu [207].

Bez obzira koja se od metoda koristi pri projektiranju profila odnosno rešetki, njihova pouzdana konstrukcija, uz prethodno zadane geometrijske karakteristike i osiguranje proračunske vrijednosti kuta zakreta toka pri pogodnom opstrujavanju rešetke, ostvaruje se pomoću izbora geometrijskih parametara koji ulaze u početne podatke [207].

Svaki geometrijski parametar rešetke profila pokazuje utjecaj kako na plinskodinamičke karakteristike rešetke, tako i na čvrstoću lopatice [207]. Stoga, na temelju rezultata aero i termodinamičkog proračuna (ulazni podaci u tablici 14), potrebno je proračunati geometrijske parametre (izlazni podaci u tablici 14) za konstrukciju profila statorskih i rotorskih lopatica za sve turbinske stupnjeve. Ti geometrijski parametri su prikazani na slici 55. Sam proračun je automatiziran u Microsoft Excel-u.



Slika 55. Geometrijski parametri rešetke potrebni za konstrukciju profila lopatica

Tablica 14. Proračun geometrijskih parametara potreban za konstrukciju profila statorskih i rotorskih lopatica (oznake vidjeti na slici 55)

Ulazni parametri	Izlazni parametri potrebni za konstrukciju profila statorskih i rotorskih lopatica
Srednji promjer, d_m	Ulazni kut profila statorskih (rotorskih) lopatica: $\alpha_1'(\beta_1') = \alpha_0'(\beta_1') + (-6^\circ \div 2^\circ)$
	Izlazni kut profila statorskih (rotorskih) lopatica: $\alpha_1'(\beta_2') = \alpha_1'(\beta_2') + (0^\circ \div 6^\circ)$
Stvarna apsolutna brzina na ulazu u statorsku rešetku, c_0 , ili stvarna relativna brzina na ulazu u rotorsku rešetku, w_1	Relativni korak profila statorske (rotorske) rešetke: $\bar{t}_{opt} = 0,55 \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c})$
	Duljina tetive profila statorske (rotorske) rešetke: $l = \left[\frac{1}{\sin \gamma} + 0,054 \left(1 - \frac{1}{\sin \gamma} \right) \right] B$
Kut stvarne apsolutne brzine na ulazu u statorsku rešetku, α_0 , ili stvarne relativne brzine na ulazu u rotorsku rešetku, β_1	Širina grla statorske (rotorske) rešetke: $a = t \times q(\lambda_2) \sin \beta_2;$ $q(\lambda_2) = f(M_{2t})$
	Maksimalna debljina profila statorske (rotorske) lopatice:

	$c_{\max} = 1,3 \frac{f}{b}$
Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke, c_1 , ili stvarna relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke, w_2	Udaljenost središta maksimalne debljine profila statorskih (rotorskih) lopatica od ulaznog brida: $x_{c_{\max}} = (0,4 \div 0,5)l$
	Kut zaobljenja ulaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica za korijeni odn. periferni presjek: $r_1 = (0,03 \div 0,08)c_{\max};$ $r_1 = (0,06 \div 0,16)c_{\max}$
Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz statorske rešetke, α_1 , ili stvarne relativne brzine na izlazu iz rotorske rešetke, β_2	Kut zaobljenja izlaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica za korijeni odn. periferni presjek: $r_2 = (0,12 \div 0,15)c_{\max};$ $r_2 = (0,3 \div 0,4)c_{\max}$
Machov broj na izlazu iz statorske rešetke, M_{1t} , ili na izlazu iz rotorske rešetke, M_{2t}	Kut zaoštrenja ulaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica: $\omega_1 = 2,5 \frac{c_{\max} - 2r_1}{b}$
	Kut zaoštrenja izlaznog brida profila statorskih (rotorskih) lopatica: $\omega_2 = k_{\omega} \frac{0,14\omega_1}{0,2 + \omega_1}$
	Kut otklona izlaznog brida profila: $\delta = 8^{\circ} \div 10^{\circ} \text{ (max. } 15^{\circ}\text{)}$
	Ugradbeni kut profila statorskih odn. rotorskih lopatica u rešetki: $\gamma = 57,84 - 0,3929\beta'_1 + 0,8221\beta'_2;$ $\gamma = \arctg \frac{w_1 \sin \beta'_1 + w_2 \sin \beta'_2}{w_2 \cos \beta'_2 - w_1 \cos \beta'_1}$

Na temelju prethodno dobivenih geometrijskih parametara, konstruirani su aerodinamski savršeni profili statorskih i rotorskih lopatica pomoću navedenog originalnog softvera. To je analitička metoda konstruiranja profila programirana u Matlabu. Konture konkavne i konveksne strane profila lopatica su polinomi petog stupnja. Polinom oblika:

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n,$$












je pogodan za konstrukciju profila različitih oblika. Ta metoda omogućava konstrukciju profila za bilo koju vrijednost reaktivnosti, maksimalno udovoljavajući zahtjeve aerodinamike, konstrukcije, čvrstoće i tehnologije izrade. Kod te analitičke metode koja koristi polinome, u prvi plan dolzi pitanje odabira eksponenta n polinoma, dok se koordinatni sustav u kojem se vrši konstrukcija odabire konvencionalno, tako da x os je paralelna s osi turbine dok y os se podudara s izlaznom frontom rešetke.

Cjeloviti prikaz metode je dan u [207].





Novi, nestandardni aerodinamski savršeni profili statorskih i rotorskih lopatica konstruirani pomoću originalnog softvera temeljenog na analitičkoj metodi, kod kojih su

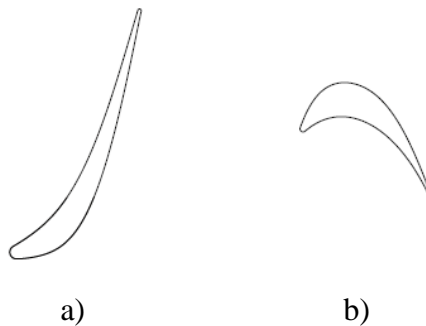
konture konveksne i konkavne strane profila polinomi petog stupnja, dani su u tablici 15. Izdvojeno aerodinamički idealni profili statorskih (a) i rotorskih (b) lopatica posljednjeg stupnja, prikazani su na slici 56.

Tablica 15. Nestandardni aerodinamski savršeni profili statorskih i rotorskih lopatica konstruirani pomoću originalnog softvera temeljenog na analitičkoj metodi

STUPANJ	St. / Ro.	PROFIL	VISINA (mm)	ŠIRINA (mm)	BROJ LOPATICA
1.	Stator		15,0	10	70
	Rotor		15,2	10	152
2.	Stator		17,3	10	80
	Rotor		17,5	10	154
3.	Stator		19,9	10	46
	Rotor		20,1	10	142
4.	Stator		22,6	10	32
	Rotor		22,8	10	96
5.	Stator		25,7	10	32
	Rotor		25,9	10	93
6.	Stator		29,0	10	33

	Rotor		29,2	10	89
--	-------	---	------	----	----

STUPANJ	St. / Ro.	PROFIL	VISINA (mm)	ŠIRINA (mm)	BROJNOST
7.	Sator		32,6	10	26
	Rotor		32,8	10	71
8.	Sator		36,6	10	29
	Rotor		36,8	10	77



Slika 56. Nestandardni aerodinamski idealni profil statorskih i rotorskih lopatica posljednjeg stupnja konstruirani analitičkom metodom

6.3. 3D CFD simulacije

Ograničenje prethodno predstavljenog preliminarnog 2D proračuna po srednjem promjeru inovativne turbine je to da ne uzima u obzir trodimenzionalni karakter strujanja unutar statorskih i rotorskih kanala, što ima utjecaj na iskoristivost energetske pretvorbe u stupnju. Točna procjena dostizivih karakteristika male ORC turbine zahtijevala bi eksperimentalna ispitivanja, i time izradu prototipa što je prije svega skupo i vremenski dugotrajno. Zbog toga je potrebno koristiti napredne metode kao što je 3D analiza računalnom dinamikom fluida, tj. CFD analizu (Computational Fluid Dynamics – CFD), kako bi se dobila točnija procjena karakteristika male ORC turbine.

U ovom istraživanju vršene su simulacije strujanja u inovativnoj aksijalnoj turbini korištenjem ANSYS Fluent 16[®] programa (softvera) [208-210]. Strujanje je modelirano kao stacionarno, 3D, viskozno, jednofazno, stlačivo u svim statorskim i rotorskim rešetkama, tj. u čitavom protočnom dijelu turbine. ANSYS[®] solver koristi metodu konačnih volumena kako bi riješio 3D Reynoldsove osrednjene Navier-Stokes-ove jednadžbe s $k-\omega$ SST (Shear – Stress – Transport) modelom turbulencije. $k-\omega$ SST model turbulencije ima mogućnost obuhvaćanja turbulencije na temelju automatskog tretmana zidne funkcije identifikacijom bezdimenzionalne udaljenosti y^+ (engl. *non-dimensional distance*), što omogućava glatki prijelaz između formulacije zidnih funkcija i malih Reynoldsovih brojeva putem računalne mreže, bez gubitka u točnosti. Tako daje vrlo precizne rezultate uključivanjem transportnih učinaka u obliku predviđanja odvajanja toka u formulaciji turbulentne viskoznosti (engl. *eddy-viscosity*). SST model je kombinacija $k-\omega$ modela (u blizini zida) i $k-\varepsilon$ modela (u vanjskom dijelu graničnog sloja).

$k-\omega$ transportne jednadžbe su:

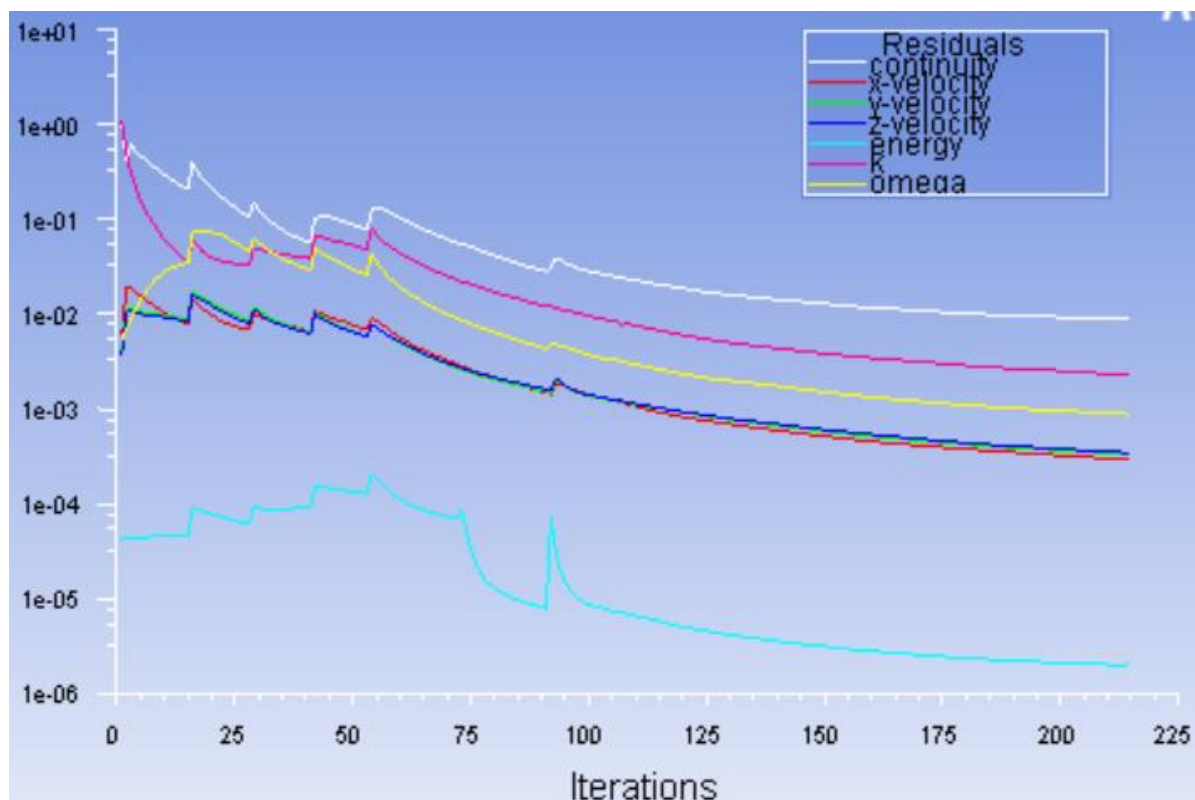
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega,$$

gdje su Y_k i Y_ω fluktuirajuće dilatacije kompresibilne turbulencije (engl. *fluctuating dilations of compressible turbulence*), G_k i G_ω su članovi turbulentne kinetičke energije i generirane disipacije (engl. *turbulent kinetic energies and dissipation generation terms*), Γ_k i Γ_ω su $k-\omega$

članovi efektivne difuzije (engl. *effective diffusivity terms*), dok su S_k i S_ω izvorski članovi $k-\omega$ modela turbulencije (engl. *source terms*).

Odabrana topologija je advekcijaska shema prvog reda (engl. *first order upwind advection scheme*) zato jer je numerički stabilna, kao što je predloženo u [208-210]. U svim simulacijama, prosječna vrijednost parametra y^+ držana je oko 1, kao što je predloženo u korisničkom priručniku ANSYS 16[®] solvera [208-210]. Ukoliko ima bilo kakvih informacija o ulaznoj turbulenciji, predložen je srednji intenzitet turbulencije (Intenzitet=5%). Sve CFD simulacije provedene su s kriterijem konvergencije u intervalu od 10^{-2} do 10^{-5} za sve vrijednosti reziduala (RMS) i u vremenskom intervalu $0.5/\Omega$, koji je predložen u ANSYS-ovom korisničkom priručniku. Rješenja su postignuta kada su zadovoljeni kriteriji konvergencije. Konvergencija je postignuta nakon cca. 220 iteracija, slika 57.



Slika 57. Odnos rezidualnih vrijednosti i iteracija

Baza podataka radnih fluida REFPROP[®] softvera [191] integrirana je u ANSYS Fluent 16[®] softver kako bi se dobile realne termodinamičke vrijednosti radnog fluida u CFD analizi. Važno je napomenuti da je prvih 90 iteracija provedeno s izopentanom kao idealnim plinom.

Nakon toga, primijenjene su jednadžbe stanja realnog plina, do konvergencije. Ovo se može vidjeti kao vršna vrijednost na krivulji svakog reziduala na slici 57. Jednadžbe stanja dostupne su samo za parnu fazu tako da će se simulacija srušiti ako se primjene prije zadovoljavajuće konvergencije idealnog plina.

6.3.1. Modeliranje i generiranje mreže kontrolnih volumena statorskih i rotorskih rešetki

Cilj ovog koraka je generiranje statorskih i rotorskih rešetki pomoću 2D modela iz prethodnog koraka te njihovo meširanje (stvaranje mreže kontrolnih volumena).

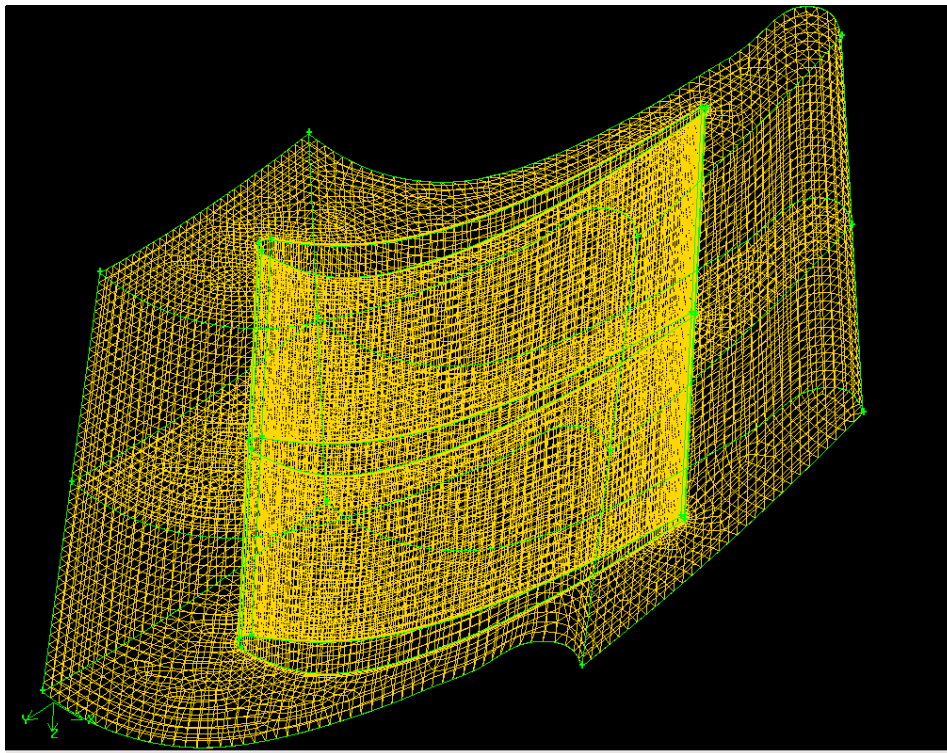
Alat za ovo je ANSYS Gambit® modul, koji se koristi za diskretizaciju, tj. podjelu računalne domene fluida u odgovarajući broj elemenata. Kao što je dobro poznato, diskretizacija domene ima direktan utjecaj na kvalitetu rješenja zbog točnosti i računalne zahtjevnosti. ANSYS Gambit® korišten je za generiranje računalne mreže domene fluida kroz strukturirane heksaedarske elemente s više zona kako bi se što više približili geometriji turbostroja i riješili mnoge simulacijske probleme. Uglavnom se temelji na O-H mreži. Primijenjena topologija konstruirana je na temelju mreže H-tipa dok se O-tip dodaje kako bi se povećala ortogonalnost mreže oko lopatice. Računalna mreža je finija u blizini korijena, vrhova i površine lopatica kako bi se održao dobar kompromis između točnosti i računalne zahtjevnosti rješenja. Mreža u blizini zida lopatice generirana je upotrebom metode proporcionalne veličine mreže gdje je faktor omjera, koji kontrolira broj elemenata, jednak 3 kako bi vrijednost y^+ parametra (bezdimezijska udaljenost koja se koristi kako bi se opisala kompatibilnost veličine mreže u blizini zida s modelom turbulencije) bila blizu 1.

Nezavisnost mreže postignuta je kako bi elementi mreže bili adekvatne brojnosti i veličine.

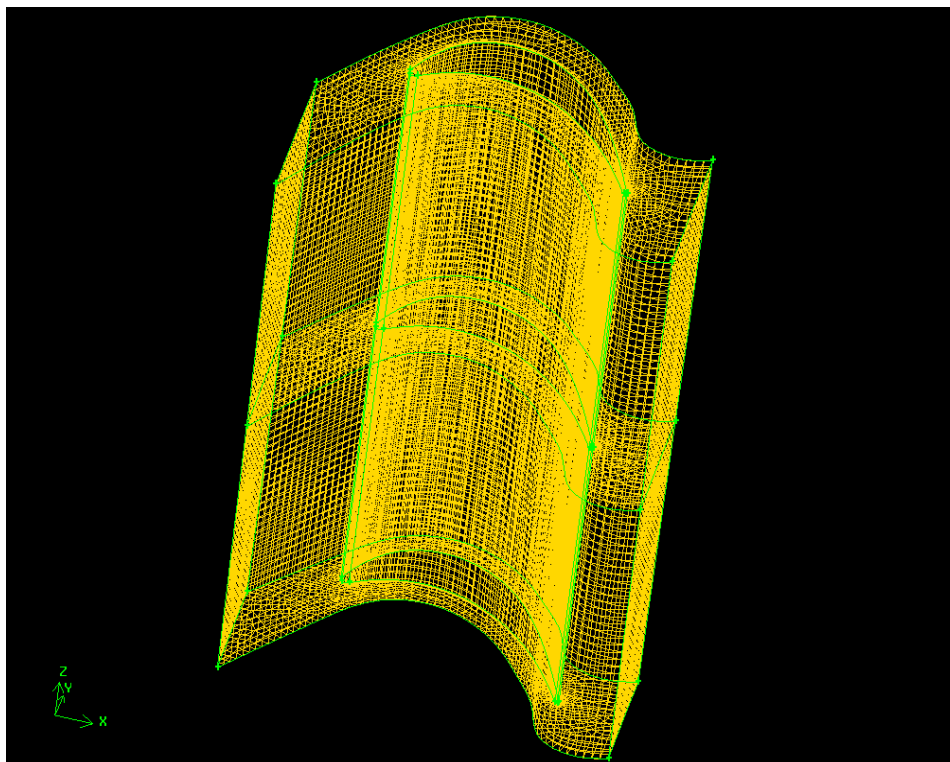
3D statorske i rotorske rešetke modelirane su na temelju prethodno konstruiranih nestandardnih profila. Ulaz u prvu statorsku rešetku i izlaz iz zadnje rotorske rešetke modelirani su kao tlačni ulaz i izlaz. Glavina, kućište i lopatice modelirani su kao zidovi dok su ulazi i izlazi iz rešetki modelirani kao spojne površine (tzv. *interfaces*). Unutarnji volumen rešetke određen je kao fluid.

Slika 58 prikazuje diskretiziranu statorsku (a) i rotorsku (b) rešetku posljednjeg turbinskog

stupnja.



a)

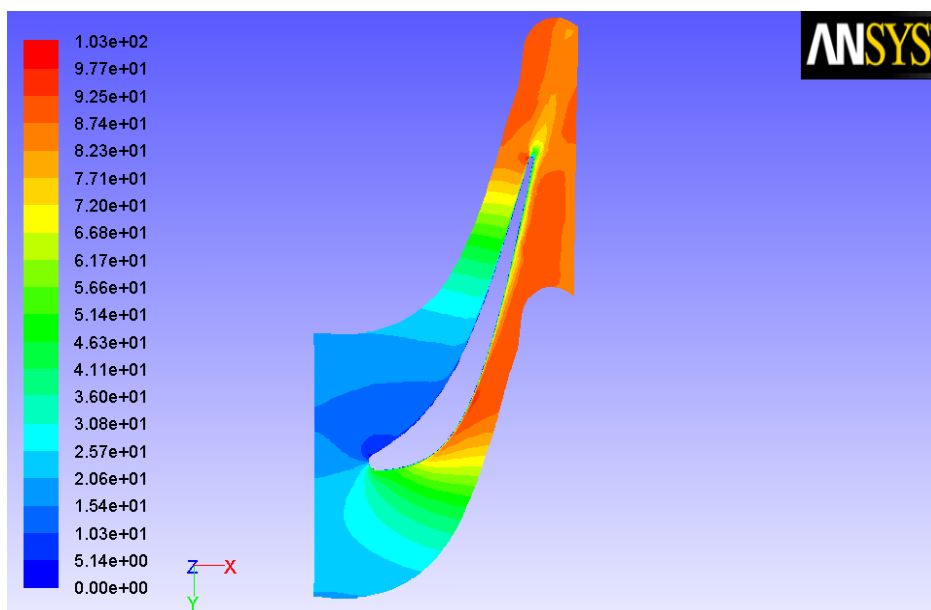


b)

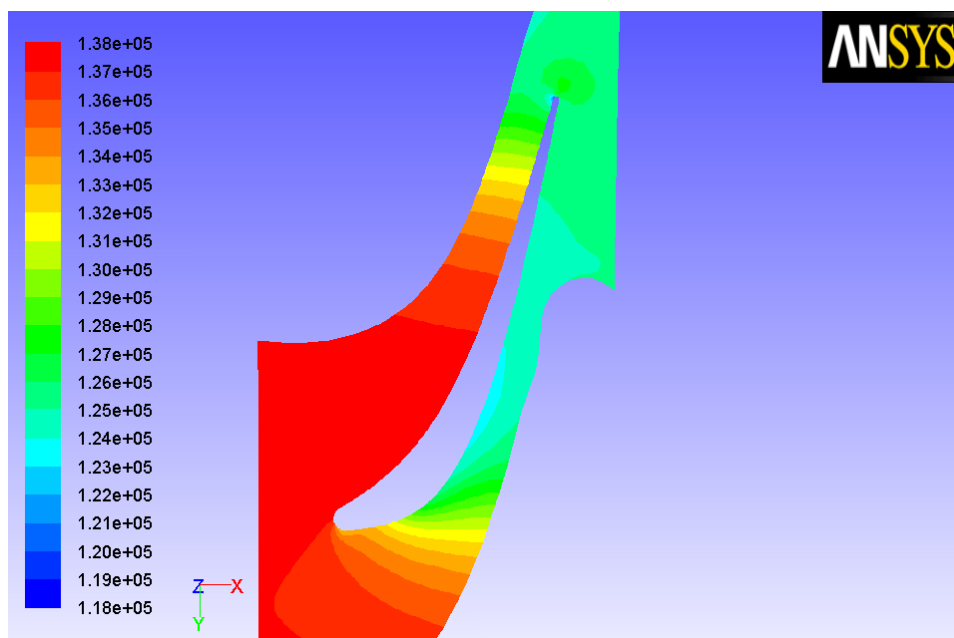
Slika 58. Diskretizacija statorske (a) i rotorske (b) rešetke posljednjeg turbinskog stupnja

6.3.2. 3D CFD simulacije statorskih i rotorskih rešetki

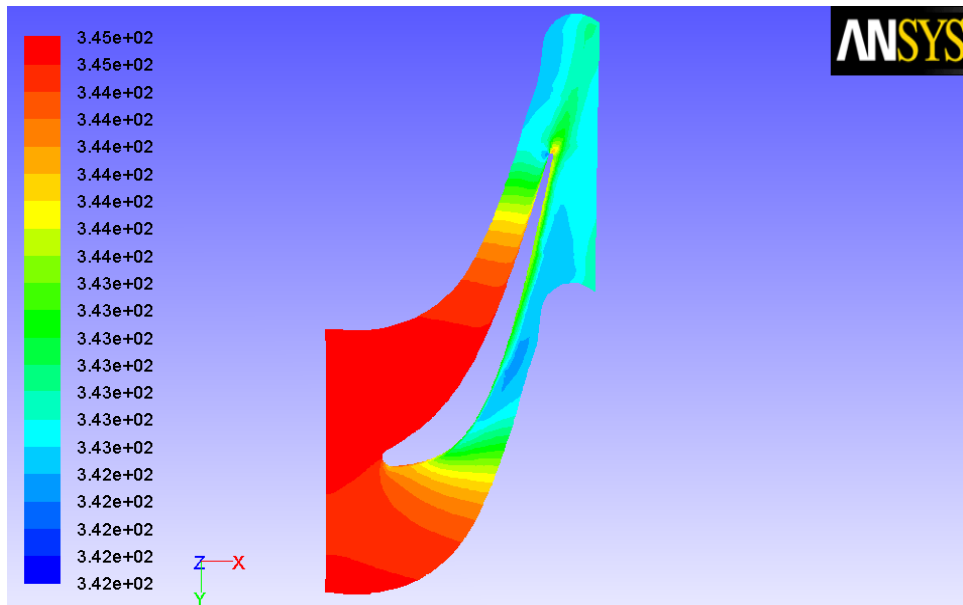
Kako bi se mogla postići visoka izentropska iskoristivost turbine, aerodinamične karakteristike rešetki se provjeravaju numeričkim simulacijama strujanja te se na temelju tih rezultata stvara poboljšana geometrija rotorskih i statorskih rešetki. Slike 59 – 60 prikazuju rezultate simulacija strujanja posljednjeg turbinskog stupnja.



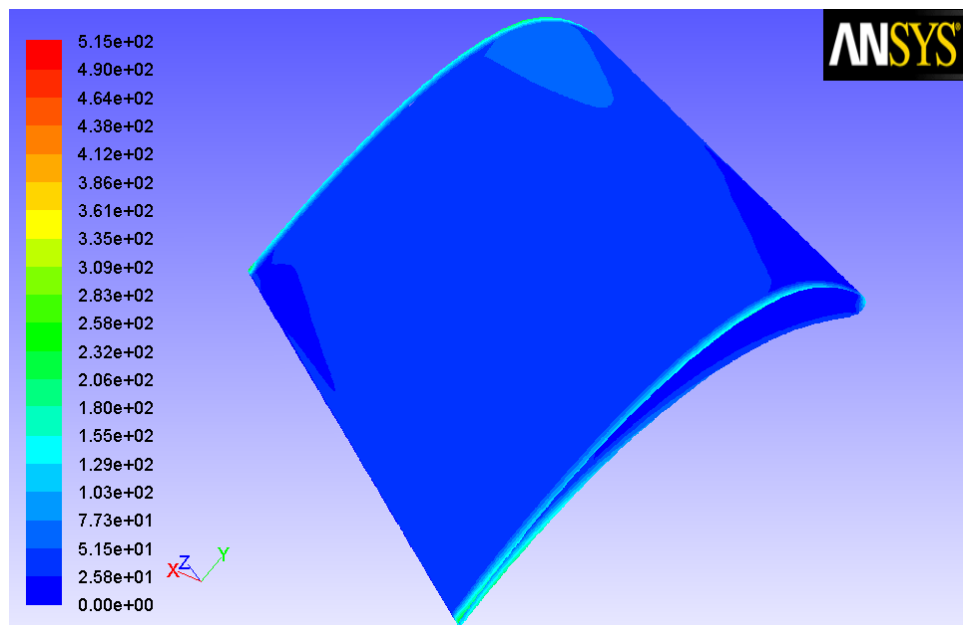
a)



b)

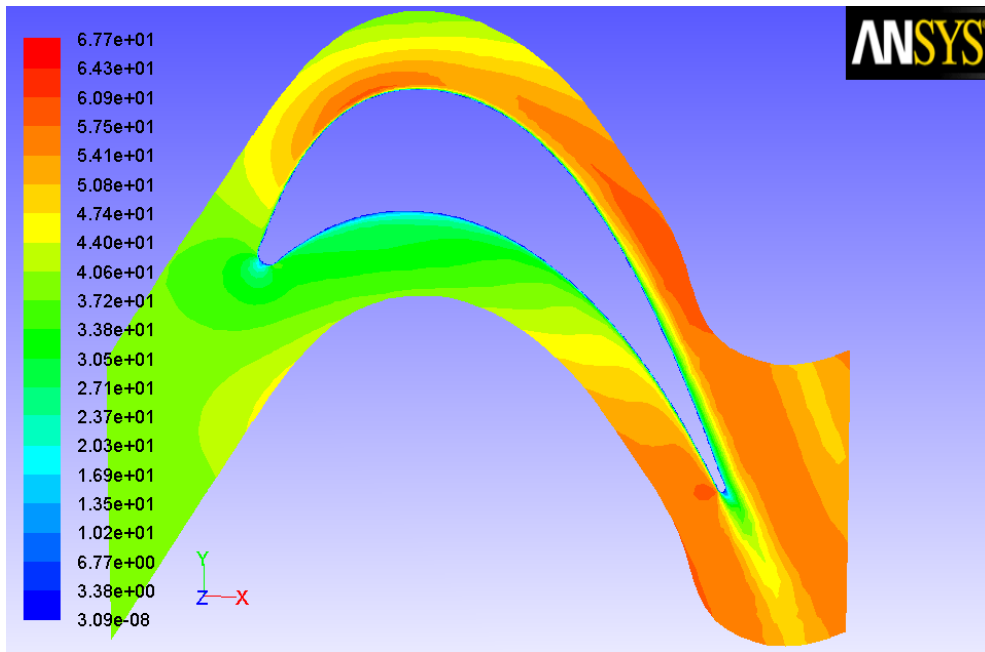


c)

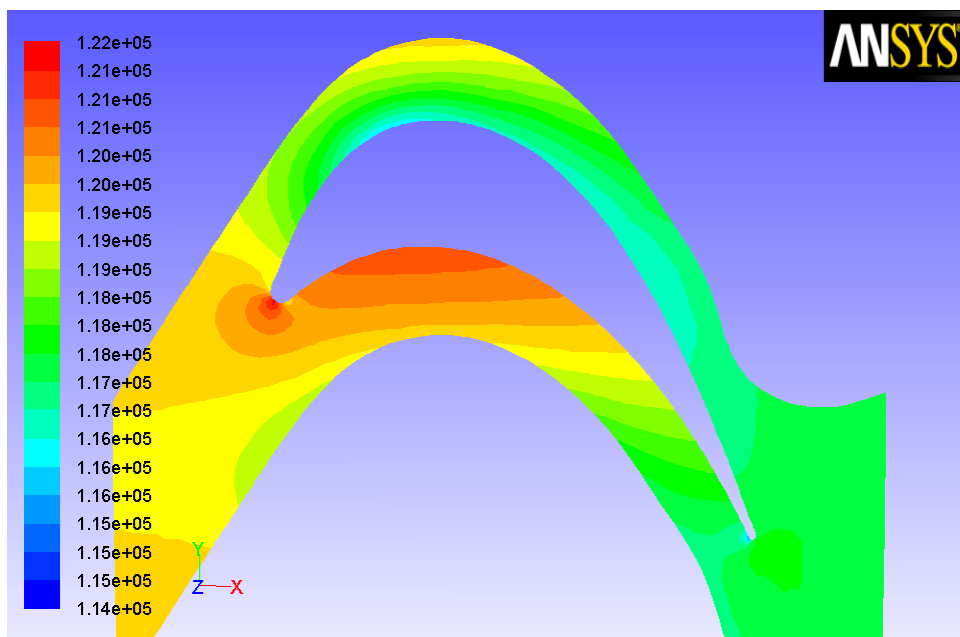


d)

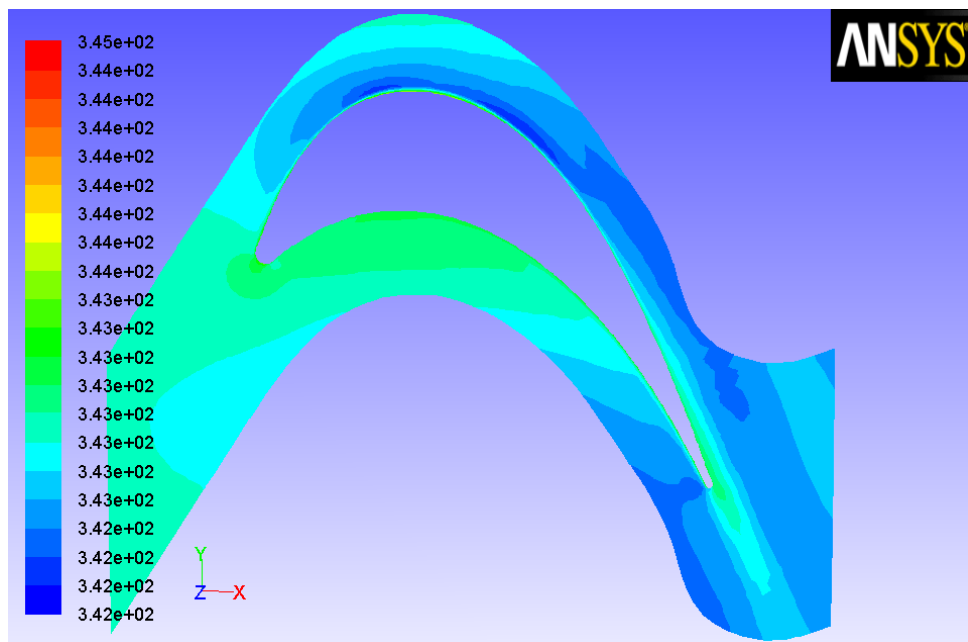
Slika 59. Rezultati simulacija strujanja u statorskoj rešetki posljednjeg turbinskog stupnja – raspodjele: apsolutne brzine u m/s (a); apsolutnog tlaka u Pa (b); statičke temperature u K (c) i veličine y^+ (d)



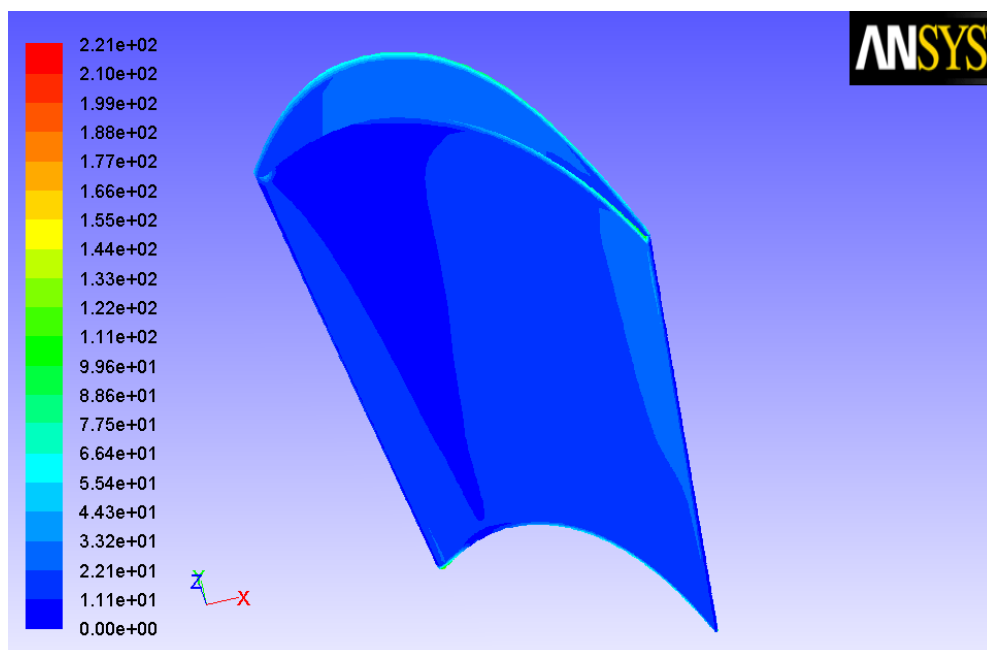
a)



b)



c)



d)

Slika 60. Rezultate simulacije strujanja u rotorskoj rešeci posljednjeg turbinskog stupnja – raspodjele: relativne brzine u m/s (a); apsolutnog tlaka u Pa (b); statičke temperature u K (c) i veličine y^+ (d)

Ukoliko se nakon provjere aerodinamičnih karakteristika rešetki CFD simulacijama, ukaže potreba za poboljšanjem geometrije statorskih ili rotorskih lopatica, konstruiranje 2D

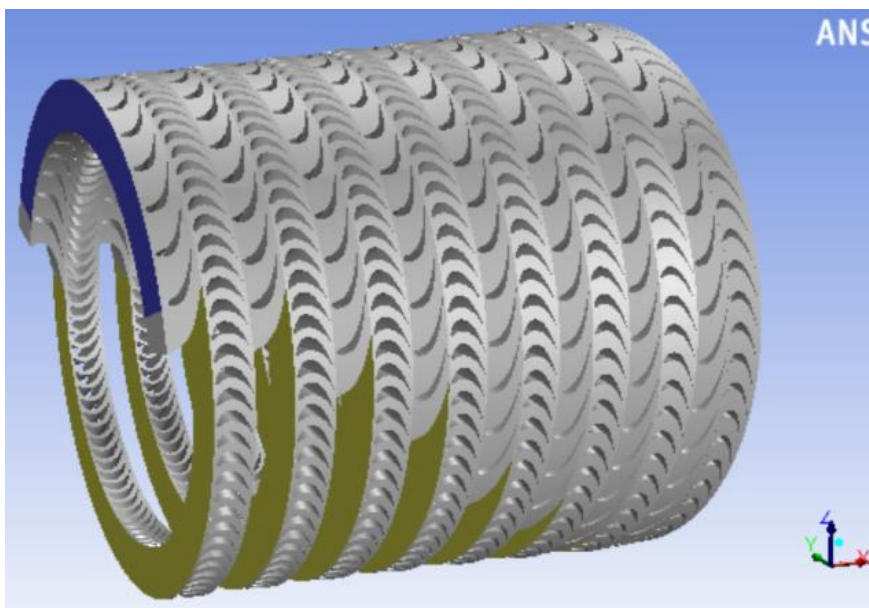
geometrije lopatica se ponavlja korištenjem prije navedenog originalnog softvera. U suprotnom, nastavlja se sa sljedećim korakom.

6.3.3. Modeliranje i generiranje mreže kontrolnih volumena cjelokupnog protočnog dijela turbine

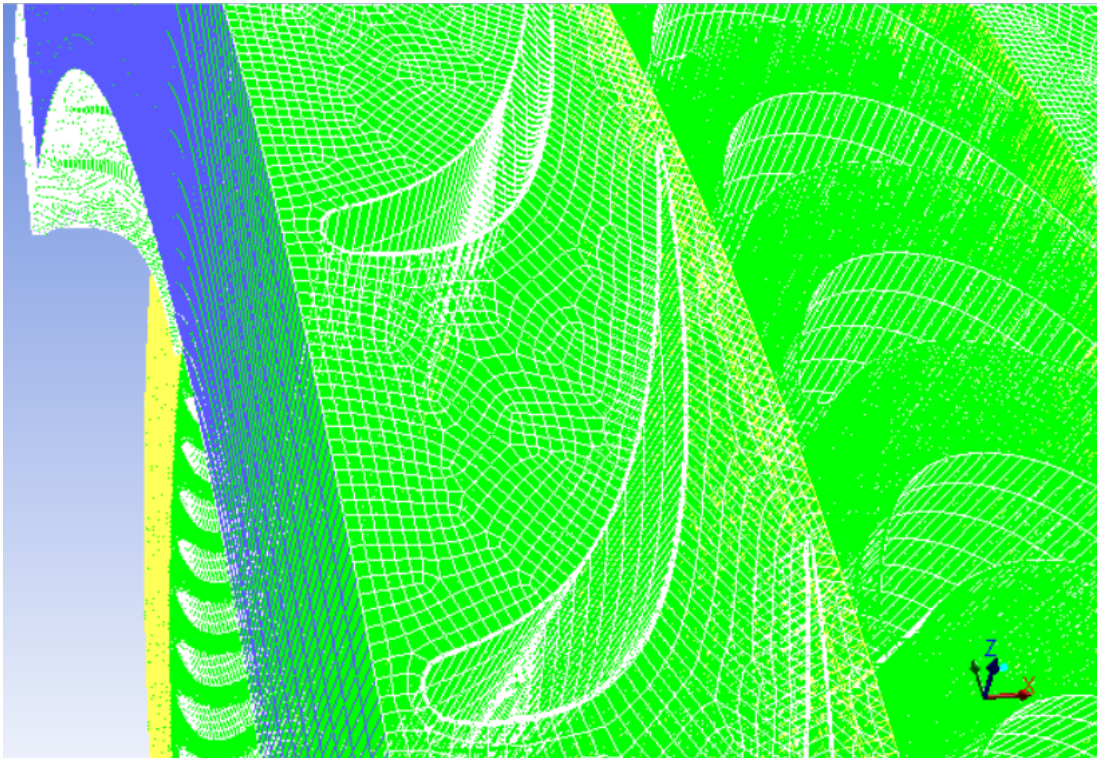
Nakon poboljšanja aerodinamskih karakteristika pojedinih statorskih i rotorskih rešetki, parcijalne (statorske) i pune (rotorske) rešetke spajaju se u turbinske stupnjeve, uz uvažavanje ostalih dimenzija turbinskih stupnjeva iz 2D preliminarnog proračuna. Na taj se način generira model cjelokupnog protočnog dijela turbine, slika 61. Po preporuci iz [208-210], statorske rešetke se centriraju prema Z osi kao središnjom linijom, slika 61.

Spojne površine statorskih rešetki su dijelovi kružnih vijenaca dok su rotorskih rešetki puni kružni vijenci. Nakon što ih ANSYS Fluent 16[®] spoji, dijelovi kružnih vijenaca statora i ekvivalentni dio površina kružnih vijenaca rotora sada su jedna spojna površina dok je ostatak od punog kružnog vijenca pretvoren u zid.

Mreža kontrolnih volumena cjelokupnog protočnog prostora (domene) generirana je u ANSYS Gambit[®] modulu. Domena ima 12×10^6 kontrolnih volumena (ćelija). Slika 62 prikazuje mrežu kontrolnih volumena statorske rešetke. Plava površina je tlačni ulaz, žuto je spojna površina između statorskih i rotorskih rešetki, vrhovi mreže i linije zidova su bijeli, a zeleno je unutarnji volumen (fluid). Bijele linije oko lopatice su granični sloj.

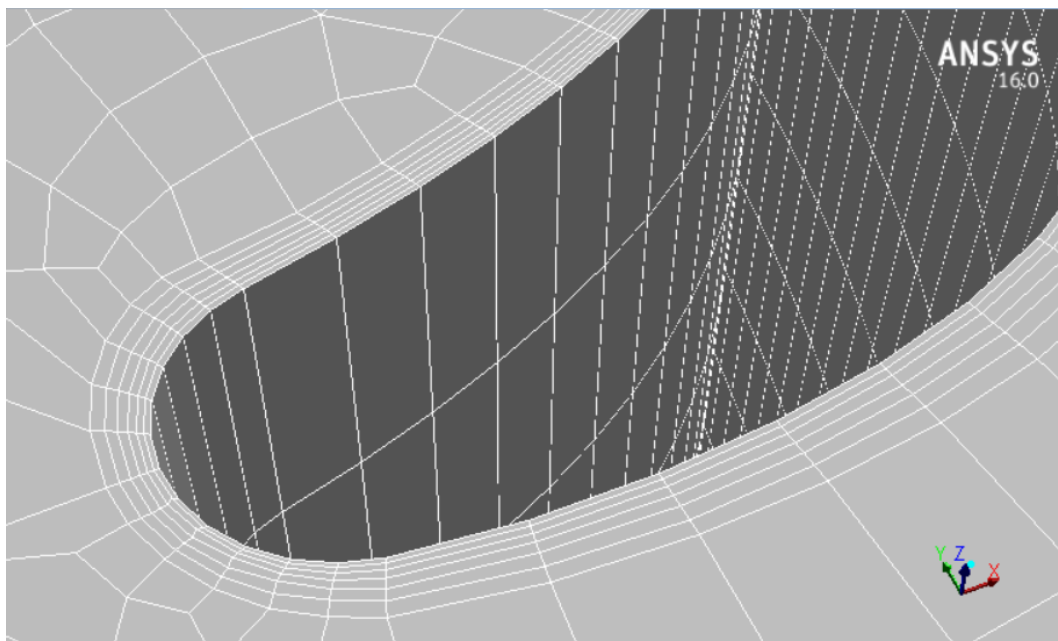


Slika 61. 3D računalna domena cjelokupnog protočnog dijela turbine

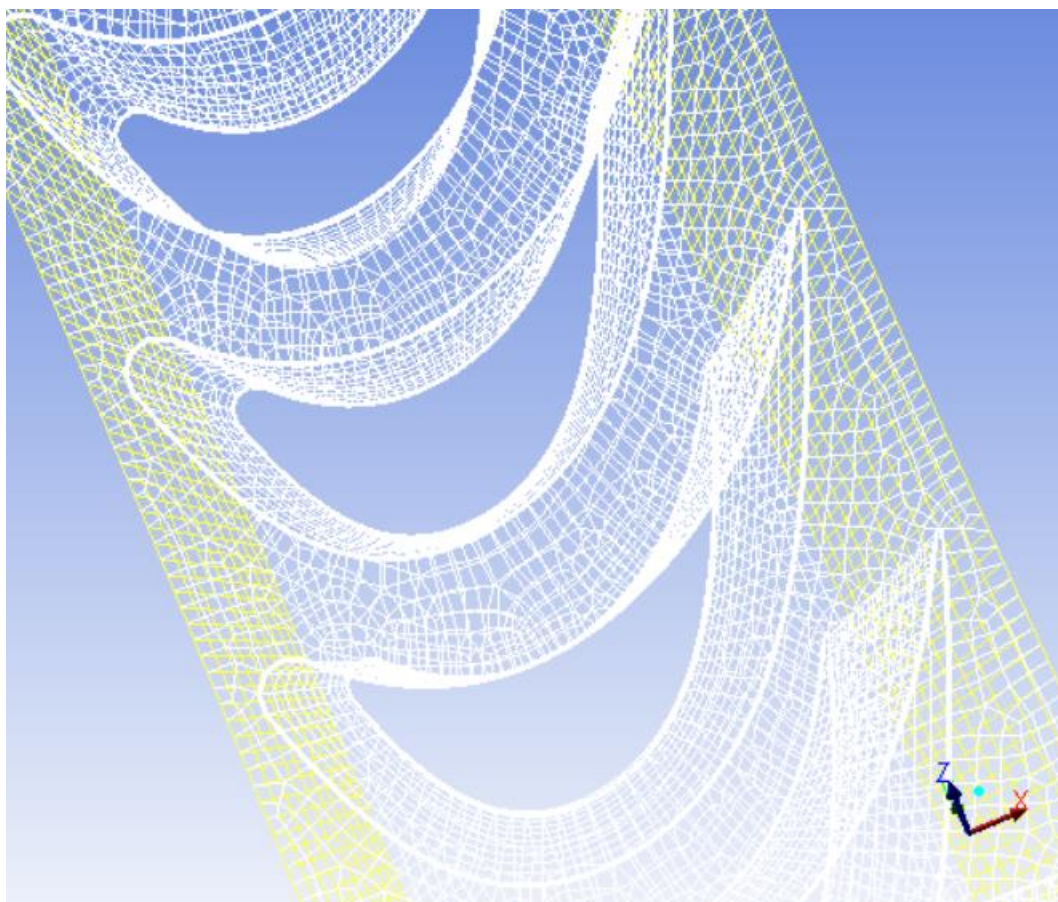


Slika 62. Mreža kontrolnih volumena statorske rešetke prvog stupnja

Slika 63 prikazuje detalj mreže kontrolnih volumena graničnog sloja oko statorskih lopatica dok slika 64 prikazuje mrežu kontrolnih volumena rotorske rešetke prvog stupnja.



Slika 63. Detalj mreže kontrolnih volumena graničnog sloja statora



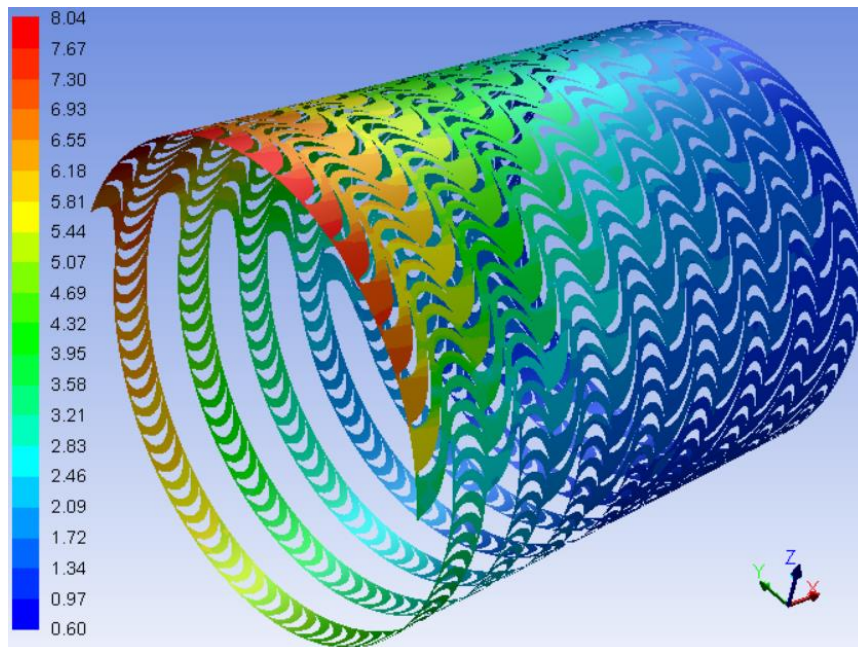
Slika 64. Mreža kontrolnih volumena rotorske rešetke prvog stupnja turbine

6.3.4. 3D CFD simulacije cjelokupnog protočnog dijela turbine

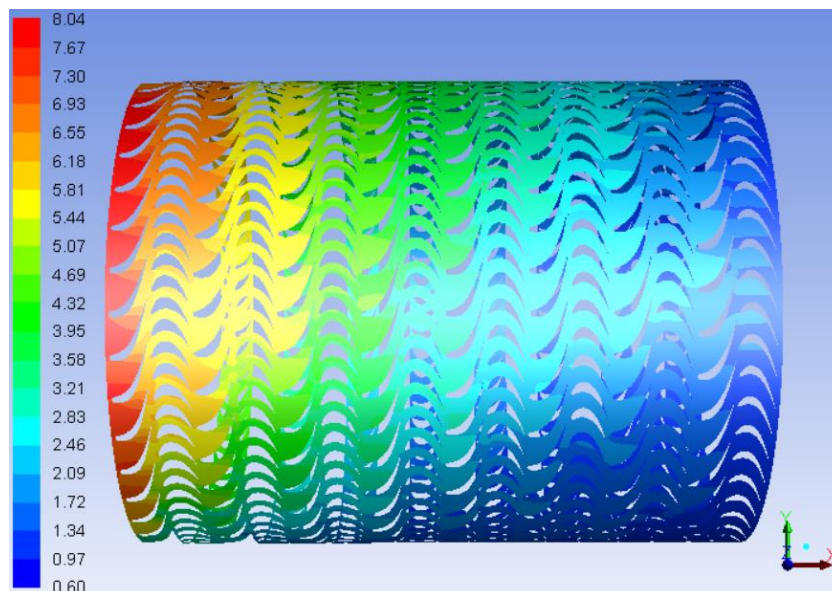
Koristeći model inovativne turbine, provedene su simulacije 3D CFD cjelokupnog protočnog dijela turbine. Primijenjeni rubni uvjeti su: totalna temperatura, totalni tlak, smjer strujanja i brzina vrtnje kao ulazni uvjeti. Rotacijski, adijabatski zid je odabran za površinu lopatica, glavine i kućišta. Statički tlak je odabran kao izlazni rubni uvjet. Rezultati pokazuju kvalitetu energetske pretvorbe na temelju iskoristivosti svake rešetke, stupnja i cijele turbine.

Simulacije su računalno zahtjevne u vidu radne memorije (RAM), opterećenja procesora (CPU) i zahtjevanog slobodnog prostora na tvrdom disku (HARD DISK), potrebnog kako bi se spremile *case i data* datoteke. Potrebno je minimalno > 32 GB RAM-a, višejezgreni CPU (što više fizičkih jezgri, to je simulacija brža), a veličina *case i data* datoteka iznose 1,31 i 2,53 GB. Za obradu rezultata dovoljno je 8 GB RAM-a.

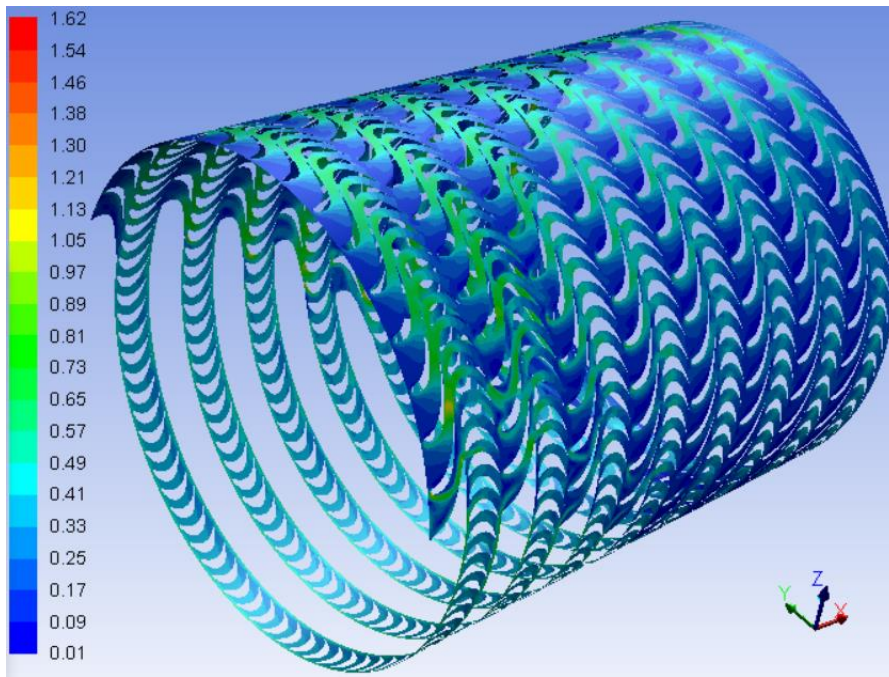
Slika 65 prikazuje rezultate simulacija cjelokupnog protočnog dijela turbine – distribucije (prva slika je pogled u izometriji, a druga je pogled odozgo): tlaka u bar (a, b); Mach-ovog broja (c, d); razlike entropija u kJ/kgK (e, f); brzine zvuka u m/s (g, h); statičke temperature u °C (i, j); strujnice obojane konturama apsolutnog tlaka u bar (k, l, m, n).



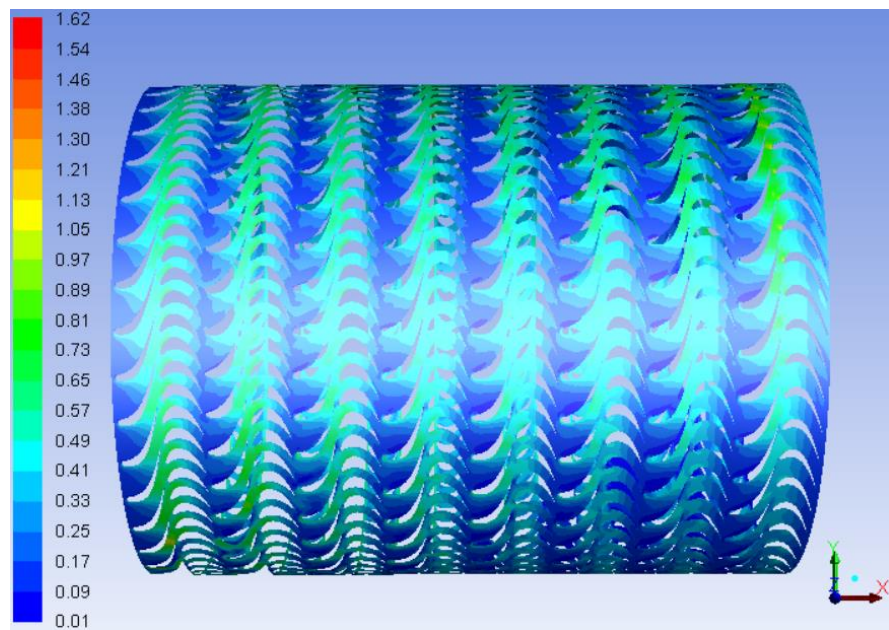
a)



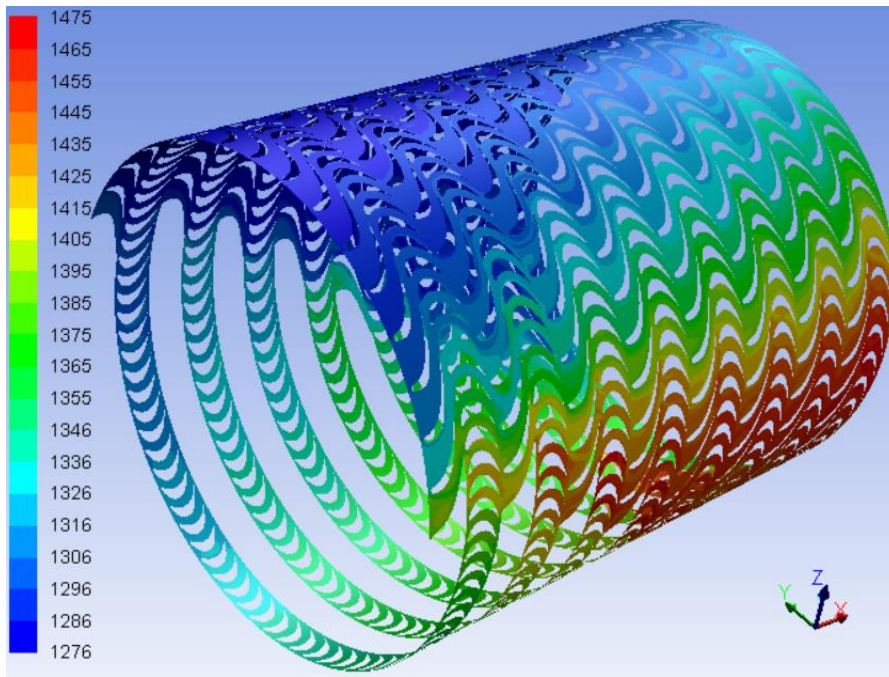
b)



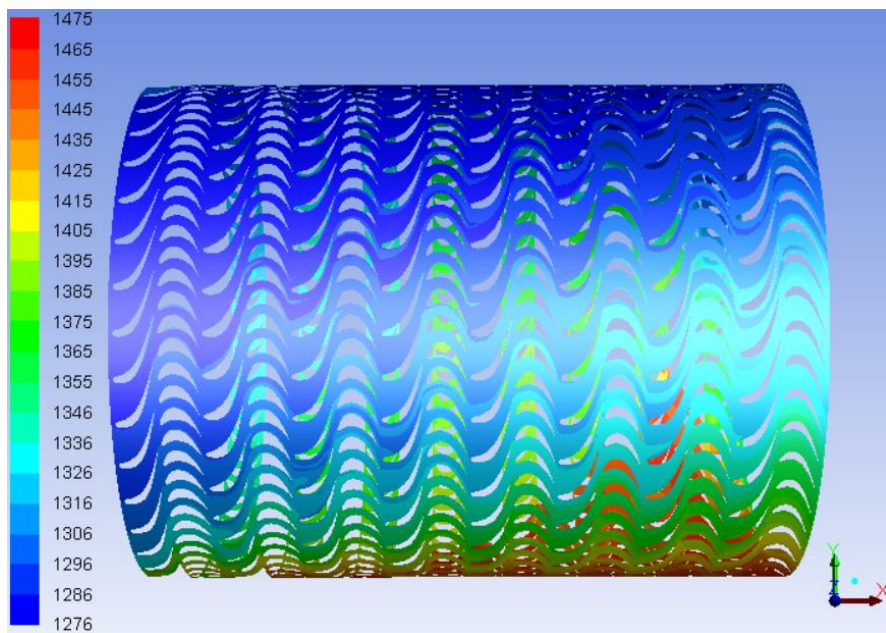
c)



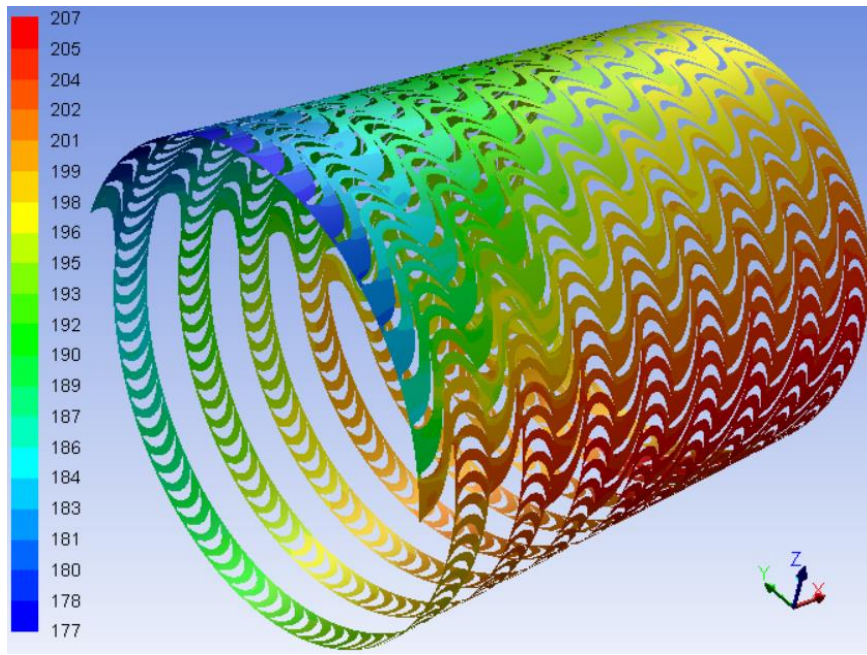
d)



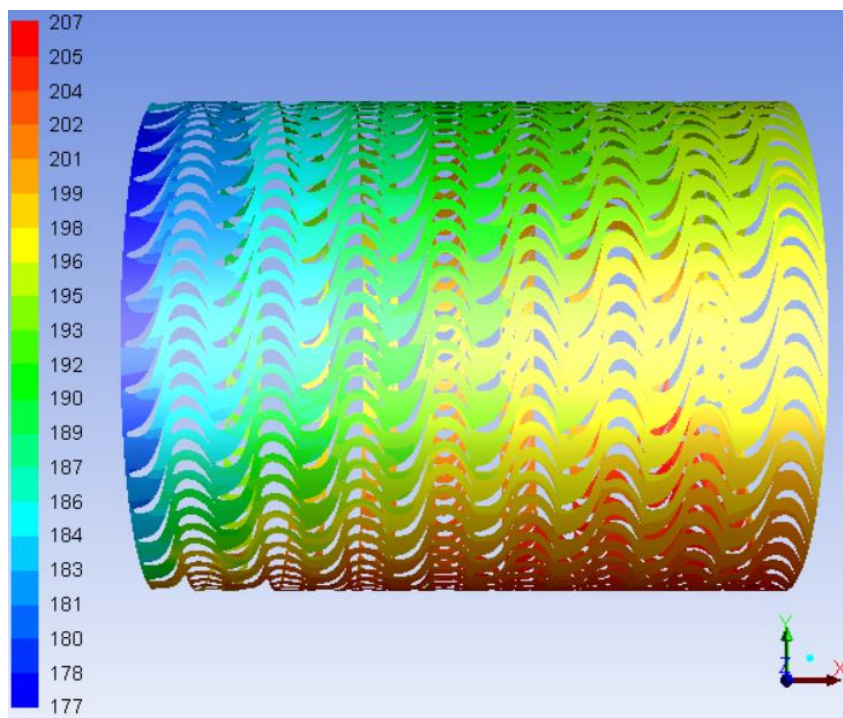
e)



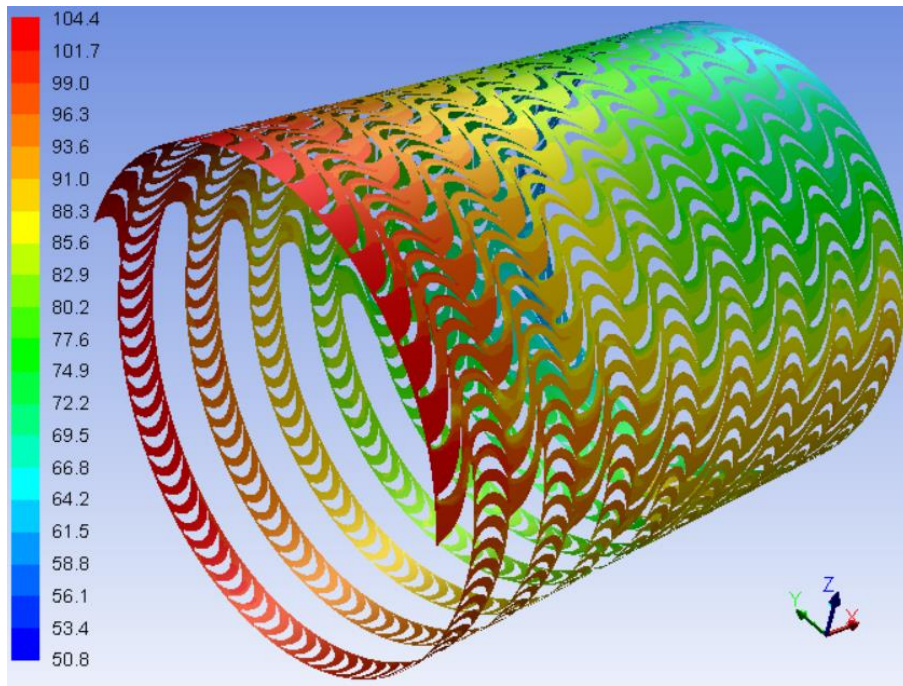
f)



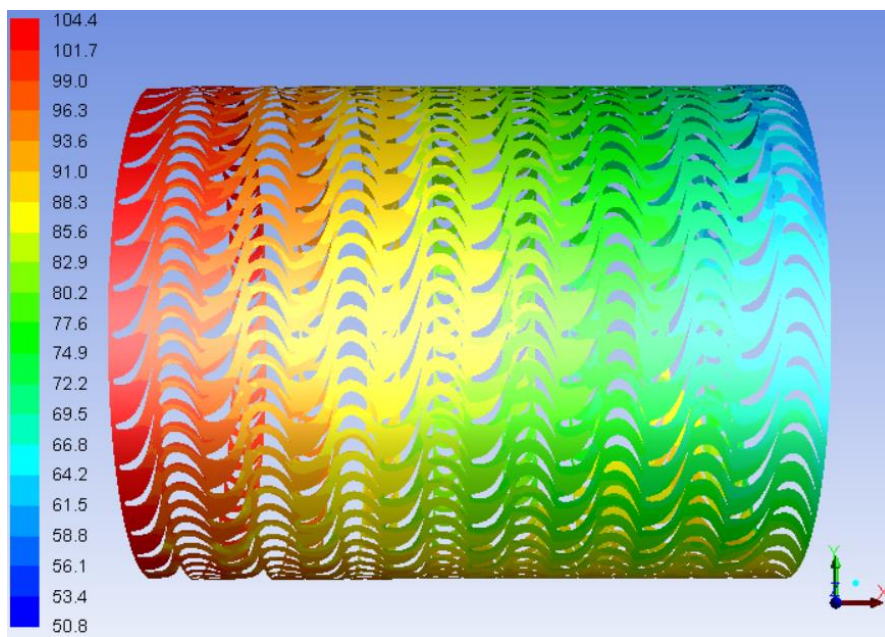
g)



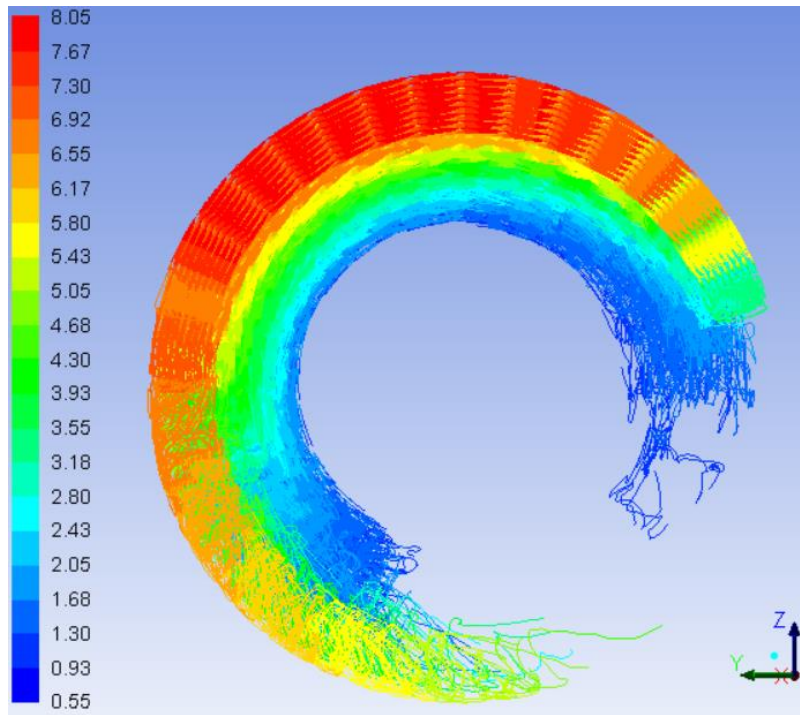
h)



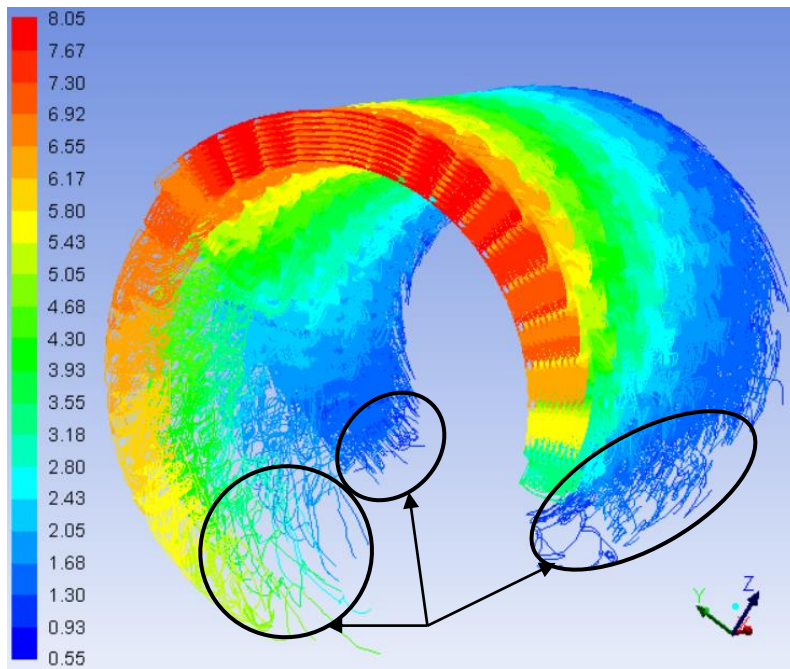
i)



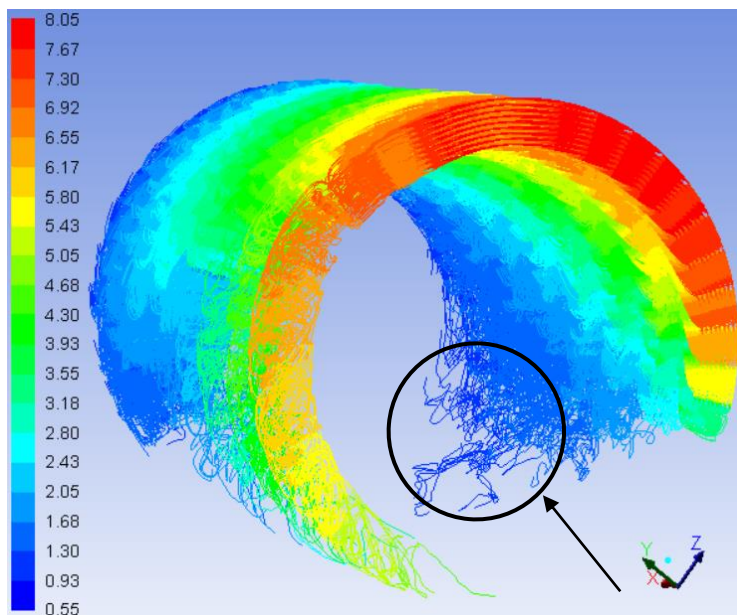
j)



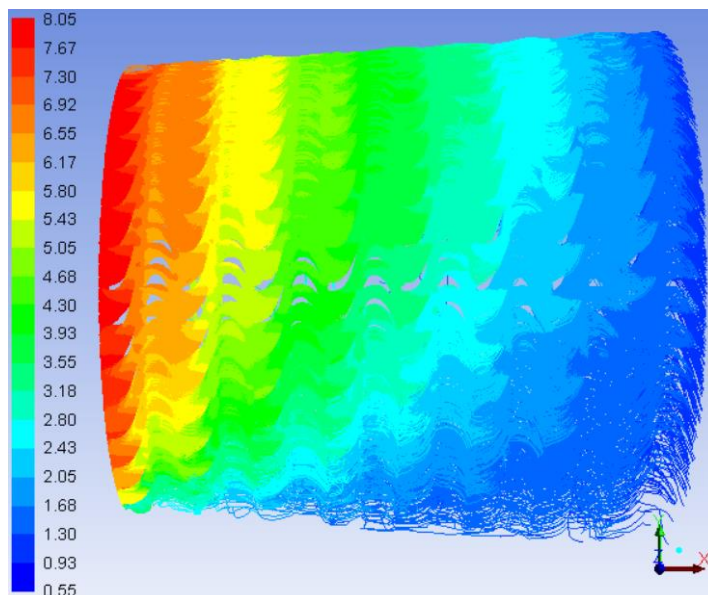
k)



l)



m)



n)

Slika 65. Rezultati numeričkih simulacija strujanja u maloj ORC turbini

Slika 66 prikazuje usporedbu 2D preliminarnog proračuna i usrednjenih rezultata 3D CFD simulacija proračuna tlaka, Mach-ovog broja te statičke temperature na izlazu iz statorskih i rotorskih rešetki. Kao što se može vidjeti, razlika u tlakovima se kreće od 2.2 do 13.1% za statore i 0.3 do 13.2% za rotore. Razlika Mach-ovim brojeva kreće se od 2.2 do 20.1% za statore i 35.9 do 58.7% za rotore. U slučaju statičke temperature, razlike se kreću od 0.1 do 4.5% za statore i 0.1 do 7.1% za rotore.

Razlike u tlakovima su općenito prihvatljive dok su razlike u temperaturama male, s jedinom razlikom u posljednjem stupnju. Što se tiče Mach-ovog broja, razlike u statorima mogu se prihvatiti, no značajnije razlike prisutne su u rotorima. Ovo je rezultat pojave lokalno visokih Mach-ovih brojeva. S druge strane, ovo potvrđuje da 3D CFD analiza može bolje proniknuti u fiziku strujanja od 2D PP metode i ukazati na lokalne pojave. U konačnici, 3D CFD rezultati pokazuju dobro slaganje s 2D PP rezultatima. Vrijednosti 3D simulacija osrednjene su na ulaznim i izlaznim površinama rešetki koristeći masene površinske integrale u ANSYS Fluent 16[®] softveru. Kao što je ranije rečeno, te površine su dijelovi kružnih vijenaca (statori) i puni kružni vijenci (rotori) s puno čvorova (vrijednosti).

U slučaju izlazne površine rotora prvog stupnja, najčešći rezultati su 0.1 – 0.2 (u 32.9% čvorova), 0.47 – 0.56 (u 31.23% čvorova) i 0.56 – 0.65 (u 15.35% čvorova). Ostali rezultati prisutni su u malom postotku čvorova.

Slika 67 prikazuje konture Mach-ovog broja i može se vidjeti da je njegova vrijednost veća u područjima koja nisu direktno pod tokom svježe pare. Slika 68 prikazuje lokalna nadzvučna strujanja prisutna na ulazu u rotor, na samom početku segmenta statorskih lopatica, pa čak i prije, s vrijednostima koje idu do cca. 1,3.

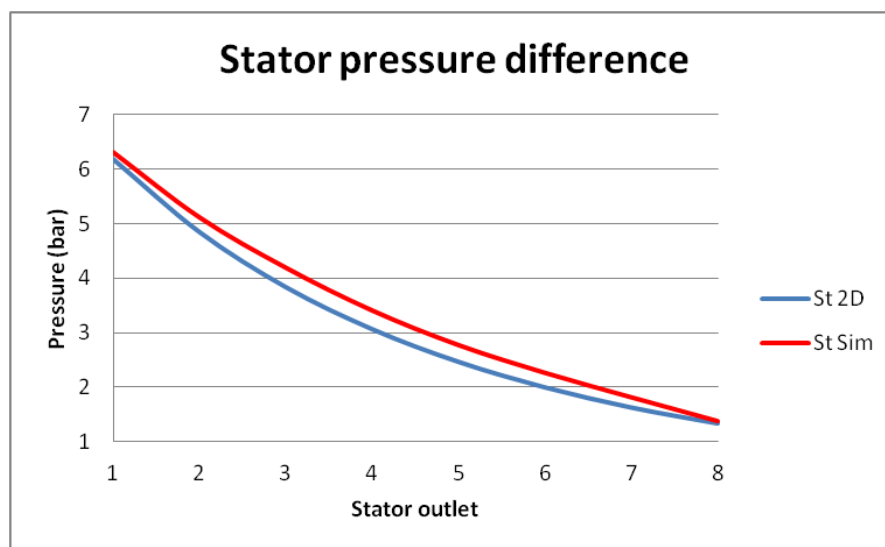
U slučaju statorske rešetke prvog stupnja, većina rezultata (u 49% ćelija) je u intervalu od 0.25 – 0.37, dok su ostala dva intervala 0.37 – 0.49 (21.8% ćelija) i 0.49 – 0.61 (11.3% ćelija). Ovdje su vrijednosti osrednjene korištenjem težinskog volumnog integrala u ANSYS Fluent 16[®] softveru. Rezultat od 0.381 blizu je 2D vrijednosti od 0.415.

Lokalno nadzvučno strujanje prisutno je u cijeloj turbini, čak i u stupnjevima nižeg tlaka. Slika 69 pokazuje veće vrijednosti Machovog broja na ulazu u rotorsku rešetku 7. stupnja turbine. Zbog toga se očekuju dodatni lokalni gubici uslijed nadzvučnog strujanja (udarni valovi). Vrijednosti Machovog broja jasno pokazuju da je ovo podzvučna turbina s lokalno nadzvučnim strujanjem.

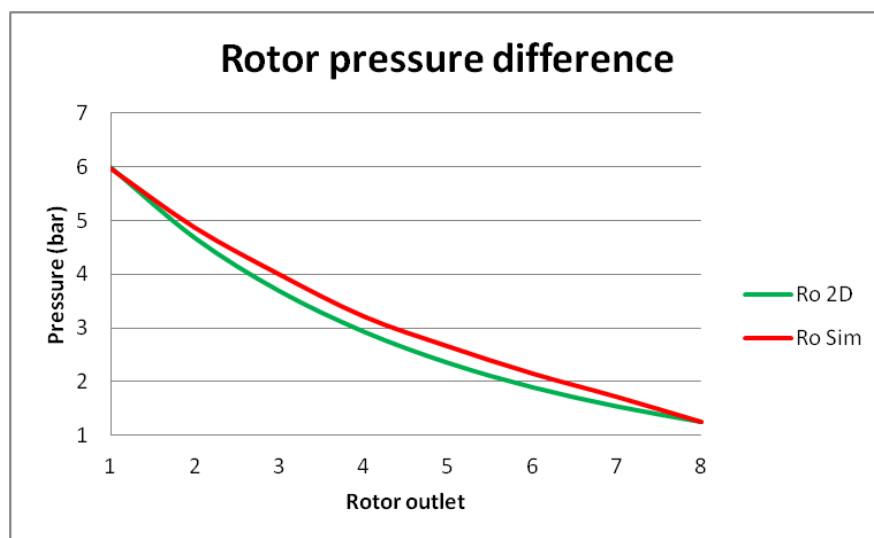
Razlike u entropiji su male u statoru prvog stupnja, no kroz turbinu postižu veće vrijednosti u područjima koja nisu direktno pod strujanjem svježe pare, što je uvjetovano gubicima zbog parcijalnog privoda (gubici ventilacije i na krajevima sgmenata statorskih lopatica).

Brzina zvuka povećava se u smjeru strujanja – ovo ukazuje na utjecaj realnog plina tijekom ekspanzije.

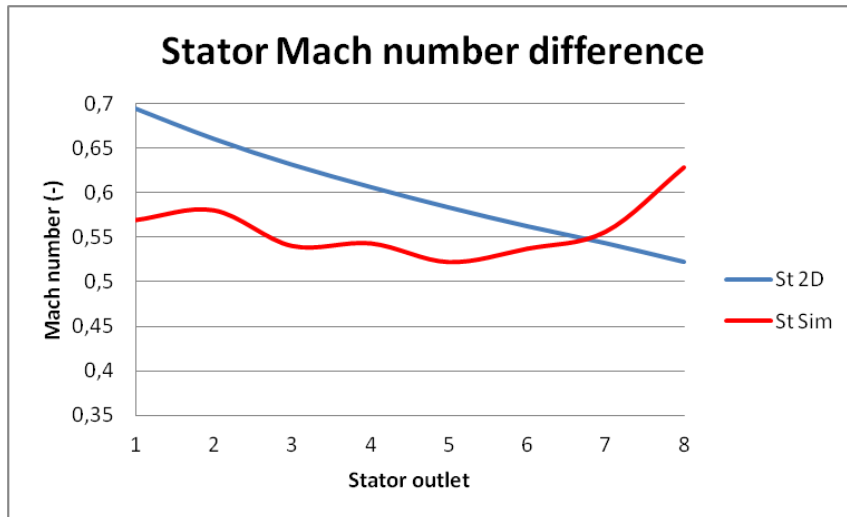
Strujnice otkrivaju dvije strujne karakteristike. Pogled u Y-Z ravnini pokazuje da tok nije paralelan s osi vrtnje već ima obodnu komponentu (slika 65.k), tj. nije osno simetričan nego trodimenzionalan. Također, lokalni vrtlozi su prisutni su graničnim područjima (slika 65.l, m).



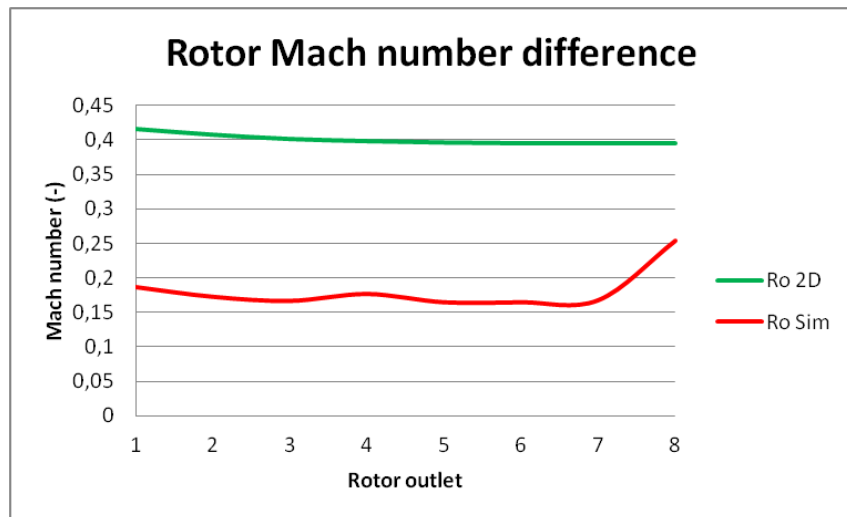
a)



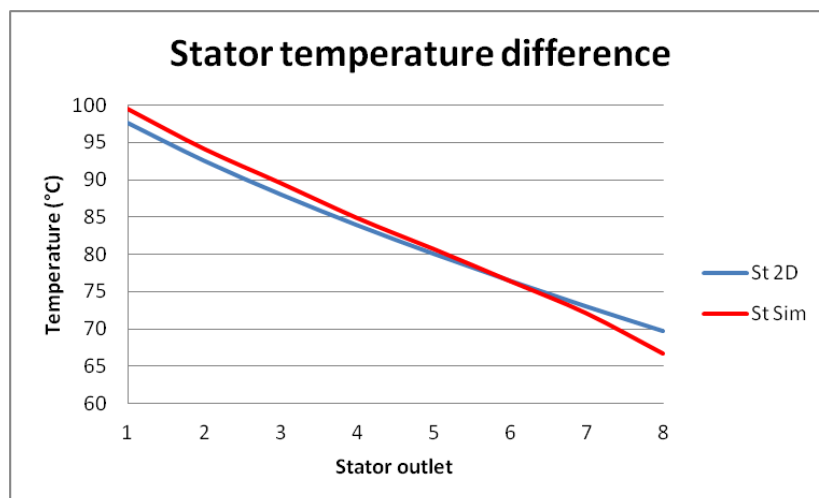
b)



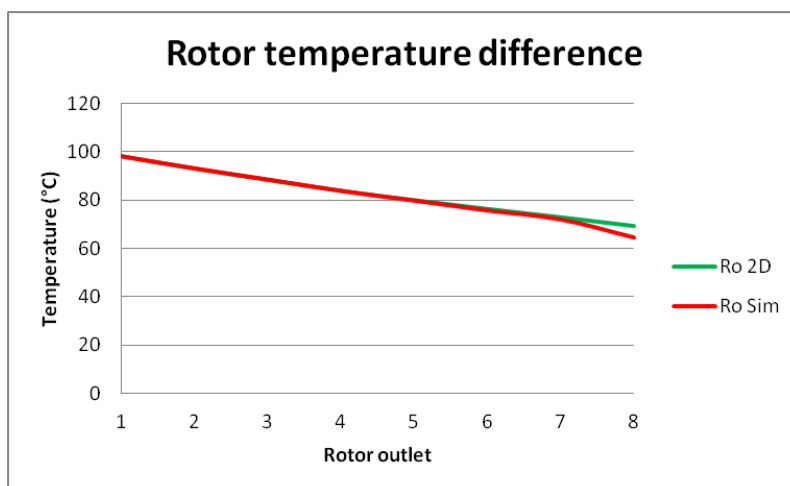
c)



d)

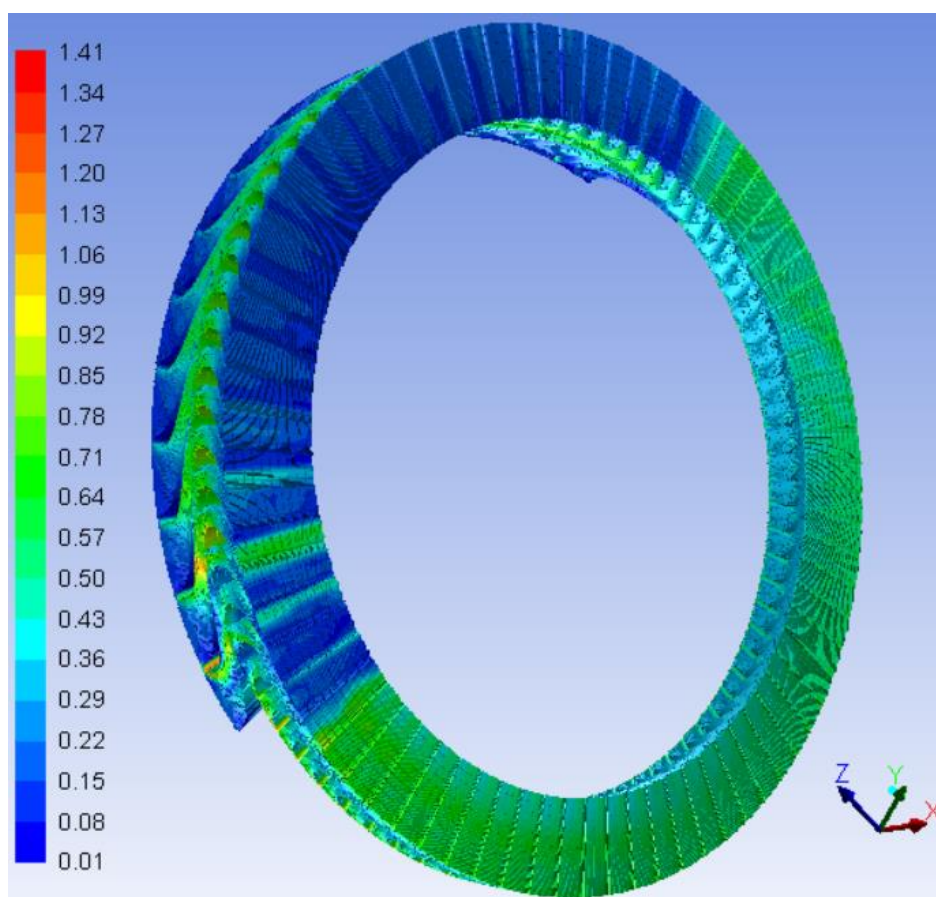


e)

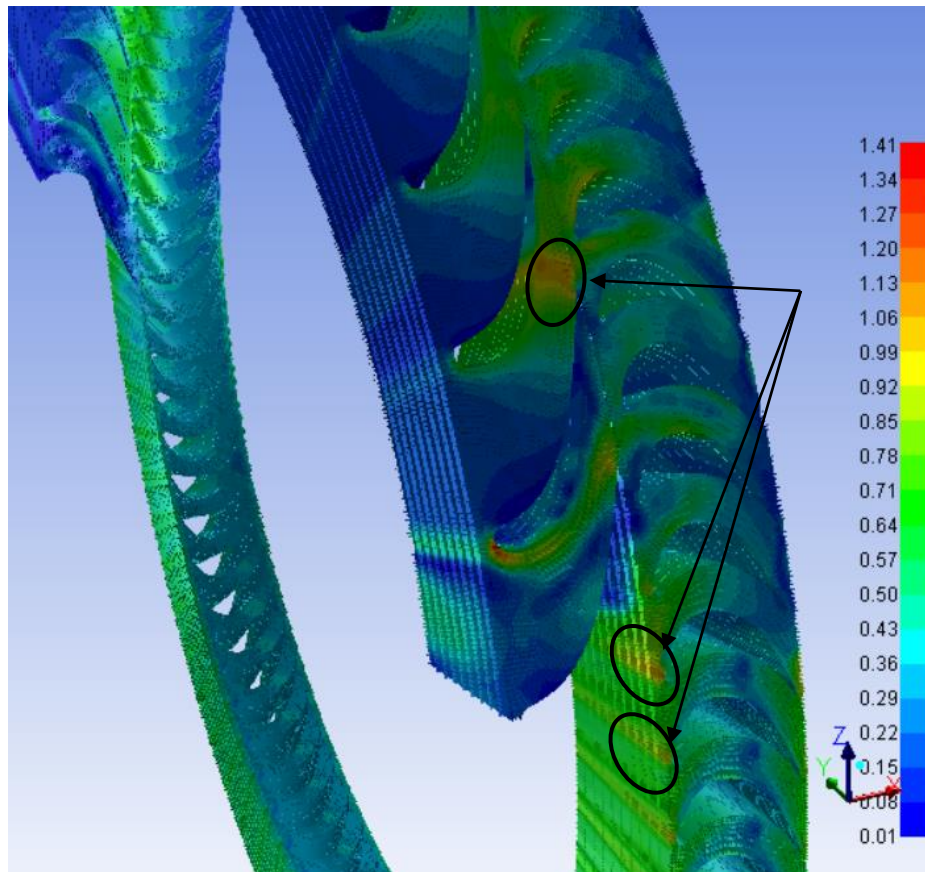


f)

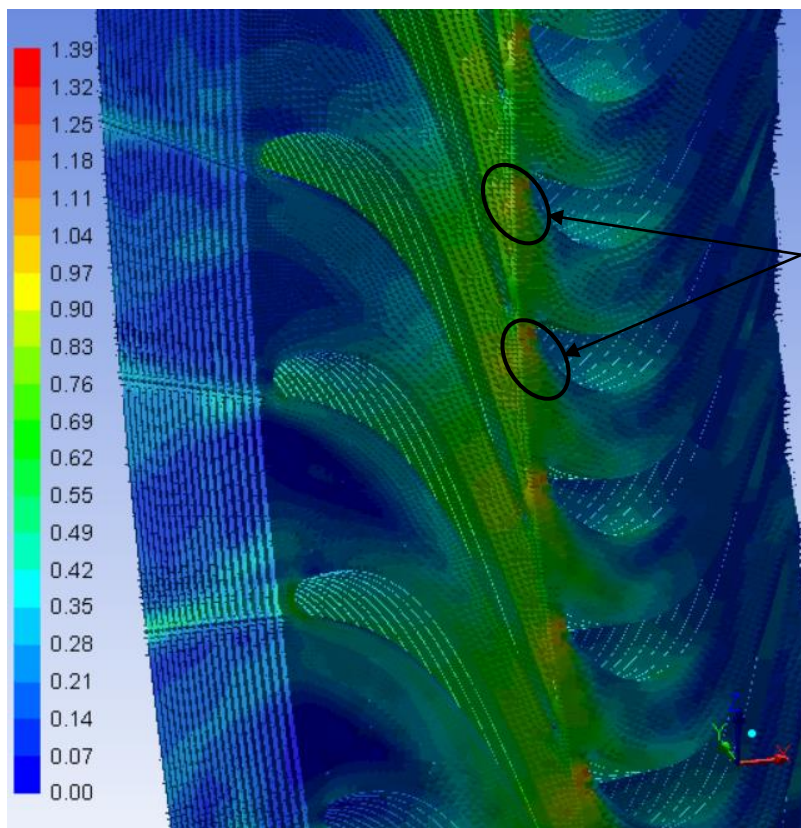
Slika 66. Usporedba 2D preliminarnog proračuna i osrednjenih rezultata 3D CFD simulacija proračuna tlaka (a-stator; b-rotor), Mach-ovog broja (c-stator; d-rotor) i statičke temperature (e-stator; f-rotor)



Slika 67. Raspodjela Machovog broja rotorske rešetke prvog stupnja



Slika 68. Raspodjela Machovog broja rotorske rešetke prvog stupnja u području segmenta privođenja prvog statora



Slika 69. Lokalno nadzvučno strujanje u 7. stupnju turbine

6.4. CFD verifikacija

U pogledu dobivene snage i iskoristivosti, zbog nedostatka eksperimentalnih podataka kod malih aksijalnih turbina s organskim fluidima (radni fluidi visoke gustoće), dobiveni 3D CFD rezultati uspoređeni su s rezultatima 2D preliminarnog proračuna po srednjem promjeru pri radnim uvjetima, prikazanima u tablici 16, kako bi se procijenila pouzdanost modela preliminarnog proračuna te u isto vrijeme, kako bi se provjerio 3D CFD model. Maksimalna razlika u dobivenoj snazi iznosi 6.8% dok je najveća razlika izentropske iskoristivosti 9.8%. Proračunate vrijednosti pokazuju dobro podudaranje. U konačnici, ovi rezultati su na razini usporedbe u [211] između 2D preliminarnog proračuna po srednjem promjeru i 3D CFD, gdje odstupanje između rezultata proračuna po srednjem promjeru i 3D CFD simulacije je oko 6.7% s obzirom na snagu i 9.5% s obzirom na izentropsku iskoristivost.

Razlika u snazi za sve stupnjeve općenito je prihvatljiva, osim za 7. i 8. stupanj gdje iznosi 14 i 54%. Uzrok ovom mogu biti lopatice veće visine. Razlika između 3D CFD i preliminarnog proračuna uglavnom je prisutna zbog dvodimenzijske karaktera preliminarnog proračuna koji ne može uzeti u obzir sve pojave uvjetovane trodimenzionalnim poljem strujanja, kao što je i zaključeno u [194].

Tablica 16. Usporedba 3D CFD rezultata i rezultata 2D preliminarnog proračuna po srednjem promjeru

Stupanj	$P_{2D PP}$ (kW)	$P_{3D CFD}$ (kW)	Δ (%)
Stupanj 1	7.23	7.08	-2.1
Stupanj 2	7.26	7.58	4.4
Stupanj 3	7.23	6.93	-4.2
Stupanj 4	7.15	6.77	-5.3
Stupanj 5	7.08	6.87	-3.0
Stupanj 6	6.97	6.96	-0.1
Stupanj 7	6.86	7.83	14.1
Stupanj 8	6.7	10.33	54.2
Snaga turbine	56.48	60.35	6.8
	$\eta_{2D PP}$	$\eta_{3D CFD}$	Δ (%)
Izentropska efikasnost	0.681	0.748	9.8

7. POGLAVLJE

UTJECAJ GEOMETRIJSKIH PARAMETARA NA STRUJNE KARAKTERISTIKE MALE ORC TURBINE

7.1. Opis pojedinih varijanti

Istraživanje utjecaja parcijalnosti, relativnog koraka rešetke (broja lopatica) te širine lopatica provedeno je njihovim variranjem kroz 14 varijanti.

Prvo je variran relativni korak rotorske rešetke (varijante 1 – 3) dok je statorski držan konstantnim. Zatim je odabran veći relativni korak statora, a relativni koraci rotora opet su varirani (varijante 4 – 6). Relativni korak statora nakon toga je smanjen, a relativni korak rotora je i dalje variran, s istim vrijednostima kao i prije (varijante 7 – 9).

Varijanta 10 izvedena je tako da je širina lopatica svih statorskih i rotorskih lopaticе povećana na 12 mm.

U varijanti 11 širina svih lopatica smanjena je na 7 mm.

U varijanti 14 širina lopatica također je 7 mm, ali parcijalnost je sada konstantna i iznosi 0,6 u svim statorskim rešetkama. Relativan korak jednak je kao u varijantama 10, 11 i 14.

U statorskim lopaticama je proračunska parcijalnost (od prve do devete varijante). Jedino je u varijanti 14 konstantna i iznosi 0,6. Rotor je u svim koracima modeliran kao puna rešetka.

Plave ćelije u tablicama 2. i 3. pokazuju koja kombinacija relativnih koraka je odabrana za konačnu izvedbu turbine (to je varijanta 7).

Ukratko, varijante 1 – 9 istražuju utjecaj relativnog koraka rešetke (statorske i rotorske), varijante 10 i 11 ispituju utjecaj širine lopatica dok varijante 12, 13 i 14 ispituju utjecaj promijenjene parcijalnosti statorskih rešetki na dobivenu snagu i iskoristivost turbine.

Varijante 12 i 13 nisu prikazane jer kod njih simulacije se nisu završile. U njima se varirala parcijalnost, a iznosila je 0,375 u varijanti 12 odnosno 0,18 u varijanti 14.

Varijanta 1

Parcijalnost je proračunska (prvi stupac u tablici 2). Relativni korak jednak je u svim statorskim rešetkama i iznosi 0,75 (tablica 3, drugi red). Relativni korak rotorskih rešetki jednak je u svim rotorskim rešetkama i iznosi 0,57. Broj lopatica u pojedinim statorskim rešetkama iznosi 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 28 za 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 odnosno 8 rešetku (tablica 2, stupac 3), a broj lopatica vidi se u tablici 7.2, stupac 3 za rotor 1 – 8 (1R – 8R).

Dobivena snaga iznosila je 61,2 kW uz iskoristivost 0,683.

Varijanta 2

Relativni korak rotorskih rešetki sada je povećan na 0,65, a kod statorskih rešetki je isti kao u koraku 1. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 4.

Dobivena snaga iznosila je 61,4 kW uz iskoristivost 0,676.

Varijanta 3

Relativni korak rotorskih rešetki sada je smanjen na 0,49, a kod statorskih rešetki je isti kao u koraku 1. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 5.

Dobivena snaga iznosila je 60,8 kW uz iskoristivost 0,691.

Varijanta 4

Relativni korak statorskih rešetki povećan je te sada iznosi 0,88. Relativni korak rotorskih iznosi 0,57. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 6.

Dobivena snaga iznosila je 57,8 kW uz iskoristivost 0,607.

Varijanta 5

Relativni korak rotorskih rešetki sada je povećan na 0,65, a kod statorskih rešetki je isti kao u varijanti 4. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 7.

Dobivena snaga iznosila je 57,9 kW uz iskoristivost 0,598.

Varijanta 6

Relativni korak rotorskih rešetki smanjen je na 0,49, a kod statorskih rešetki je isti kao u varijanti 4. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 8.

Dobivena snaga iznosila je 57,4 kW uz iskoristivost 0,616.

Varijanta 7

Relativni korak statorskih rešetki iznosi 0,62. Relativni korak rotorskih iznosi 0,57. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 9.

Dobivena snaga iznosila je 64,2 kW uz iskoristivost 0,766.

Varijanta 8

Relativni korak statorskih rešetki iznosi 0,62. Relativni korak rotorskih iznosi 0,65. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 10.

Dobivena snaga iznosila je 64,11 kW uz iskoristivost 0,757.

Varijanta 9

Relativni korak statorskih rešetki iznosi 0,62. Relativni korak rotorskih iznosi 0,49. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 11.

Dobivena snaga iznosila je 63,74 kW uz iskoristivost 0,772.

Varijanta 10

U ovoj varijanti širina svih lopatica povećana je na 12 mm. Relativni korak statorskih rešetki iznosi 0,62. Relativni korak rotorskih iznosi 0,57. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 12.

Dobivena snaga iznosila je 61,14 kW uz iskoristivost 0,727.

Varijanta 11

U ovoj varijanti širina svih lopatica smanjena je na 7 mm. Relativni korak statorskih i rotorskih rešetki iznosi 0,62 odnosno 0,57. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 13.

Dobivena snaga iznosila je 64,72 kW uz iskoristivost 0,781.

Varijanta 14

Isti kao i varijanta 11, ali je parcijalnost konstantna i iznosi 0,6. Brojevi lopatica u rešetkama statora i rotora prikazani su u tablici 7.2, stupac 14.

Dobivena snaga iznosila je 56,13 kW uz iskoristivost 0,598.

Tablica 17a. Usporedba različitih varijati protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

Parcijalnost (osim korak 14), -	Rešetka / izvedba	Broj lopatica											Parc. korak 14, -	
		Korak 1	Korak 2	Korak 3	Korak 4	Korak 5	Korak 6	Korak 7	Korak 8	Korak 9	Korak 10	Korak 11		Korak 14
0,375	1S	12			10			16			12	22	34	0,6
0,433	2S	14			12			18			15	26	36	
0,497	3S	16			13			20			17	29	35	
0,566	4S	18			14			22			19	32	34	
0,642	5S	20			17			26			21	36	34	
0,725	6S	22			18			28			24	40	34	
0,815	7S	24			20			32			26	46	33	
0,916	8S	28			22			35			30	50	32	
/	1R	76	68	86	76	68	86	76	68	86	64	109	/	
	2R	74	65	84	74	65	84	74	65	84	62	105		
	3R	71	62	81	71	62	81	71	62	81	60	102		
	4R	68	59	78	68	59	78	68	59	78	57	97		
	5R	64	56	74	64	56	74	64	56	74	53	91		
	6R	60	52	70	60	52	70	60	52	70	50	86		
	7R	56	49	66	56	49	66	56	49	66	47	80		
	8R	52	45	60	52	45	60	52	45	60	43	74		
	Širina lopatica, mm	10									12	7		

Tablica 17b. Usporedba različitih varijati protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

Relativni korak na srednjem promjeru, -	Rešetka / izvedba	Korak 1	Korak 2	Korak 3	Korak 4	Korak 5	Korak 6	Korak 7	Korak 8	Korak 9	Korak 10	Korak 11	Korak 14
		Stator	0,75			0,88			0,62			0,62	
Rotor	0,57	0,65	0,49	0,57	0,65	0,49	0,57	0,65	0,49	0,57			
	Širina rešetke, mm	10									12	7	
	Parcijalnost, -	proračunska											konst.

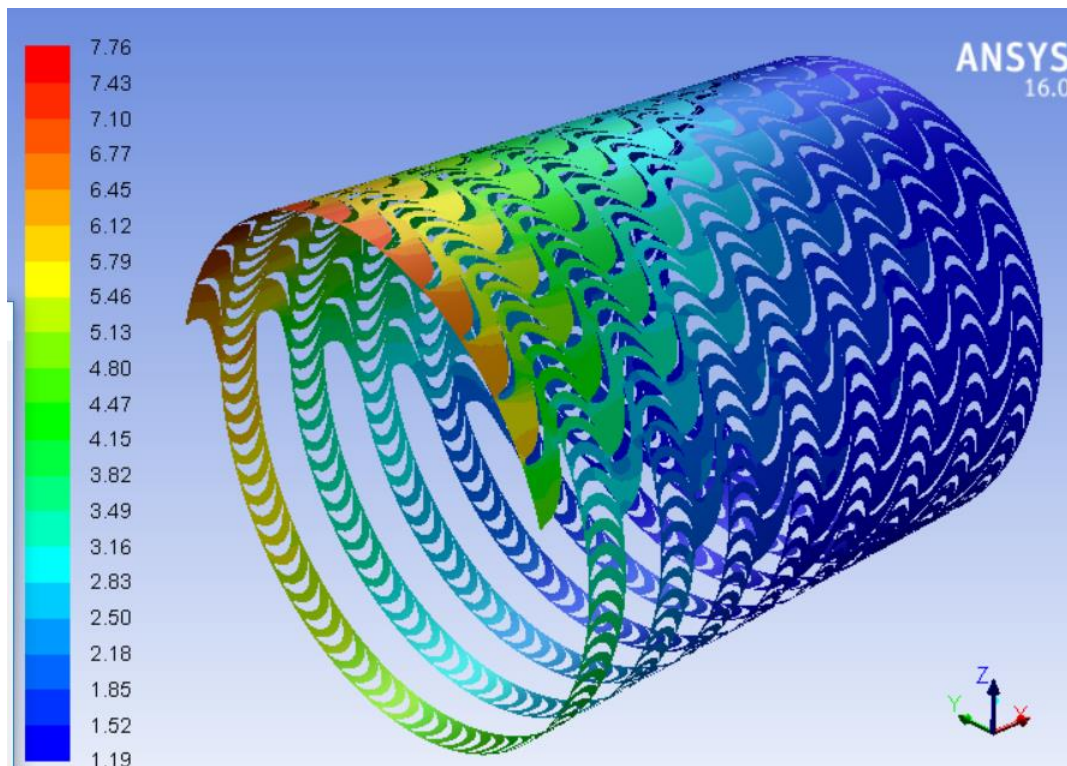
Tablica 17c. Usporedba različitih varijati protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

		Moment, Nm																																												
Resetka / Veličina n_lop stator n_lop rotor	Proračun	Korak 1 srednji	Korak 2 srednji mali	Korak 3 srednji veliki	Korak 4 mali srednji	Korak 5 mali	Korak 6 mali veliki	Korak 7 veliki srednji	Korak 8 veliki mali	Korak 9 veliki	Korak 10 vel_srednji B=12 mm	Korak 11 vel_srednji B=7 mm	Korak 12 $\epsilon=0,375=$ konst.	Korak 13 $\epsilon=0,18=$ konst.	Korak 14 $\epsilon=0,60=$ konst.	Korak 15 B=invert.																														
Turbina_čelija		10	647	603	10	317	365	11	136	752	12	404	898	12	074	660	11	935	219	13	203	500	12	873	262	13	844	402	20	199	389	18	158	111	16	716	931	19	668	118	17	254	239			
R 1	7,67		8	8,08	7,69	8,06	8,15	7,54	7,91	7,89	7,62	8,18	7,85	/	/																														5,2	
R 2	7,7		8,32	8,79	8,17	7,86	8,09	7,76	8,22	8,27	8,17	8,45	7,94	/	/																														5,2	
R 3	7,67		7,92	8,17	7,83	7,47	7,7	7,34	7,8	7,86	7,66	7,62	7,62	/	/																														5,22	
R 4	7,59		7,85	7,81	7,67	7,84	7,87	7,63	7,82	8,06	7,59	7,79	7,59	/	/																														6	
R 5	7,51		7,62	7,66	7,73	7,5	7,69	7,49	7,6	7,6	7,66	7,46	7,59	/	/																														6,25	
R 6	7,4		7,64	7,58	7,62	7,13	7,07	7,11	7,95	7,9	7,88	7,42	7,94	/	/																													7,15		
R 7	7,28		7,56	7,4	7,6	6,94	6,63	7,07	8,53	8,42	8,58	7,76	8,71	/	/																														9,02	
R 8	7,11		10,01	9,64	10,21	8,56	8,18	8,93	12,31	12,02	12,47	10,19	13,43	/	/																															15,2

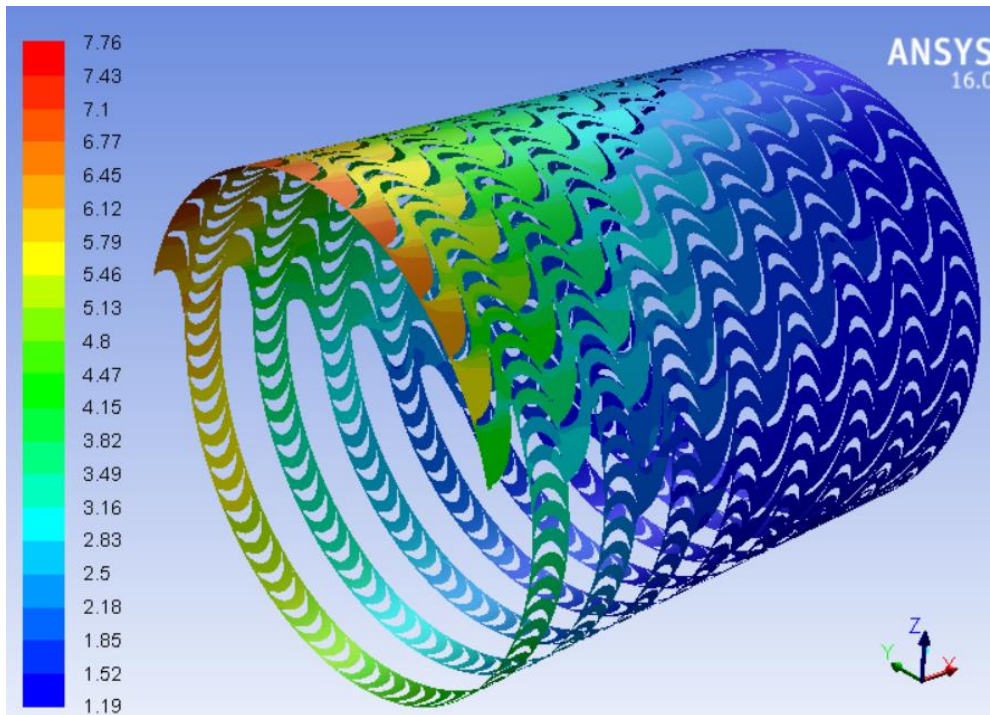
	640		640		640		640		640		640		640		67,5°		32,4°		108°		
m, kg/s	1,171	1,171	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	iteracija ukupno	iziterirao do kraja	iziterirao do kraja	simulacija se srušila									
m_imp, kg/s	0,00059																				
Usporedba dobivenih momenata:																					
Ukupno, Nm	59,93	64,92	65,13	64,52	61,36	61,38	60,87	68,14	68,02	67,63	64,87	68,67	68,67								59,56
Razlika, %		8,33	8,68	7,68	2,39	2,42	1,57	13,7	13,5	12,85	8,24	14,58	14,58								-0,62
Usporedba dobivenih snaga:																					
Ukupno, kW	56,48	61,19	61,38	60,81	57,83	57,85	57,37	64,22	64,11	63,74	61,14	64,72	64,72								56,13
Razlika, %		8,34	8,68	7,67	2,39	2,43	1,58	13,7	13,51	12,85	8,25	14,58	14,58								-0,63

7.2. Usporedba tlakova

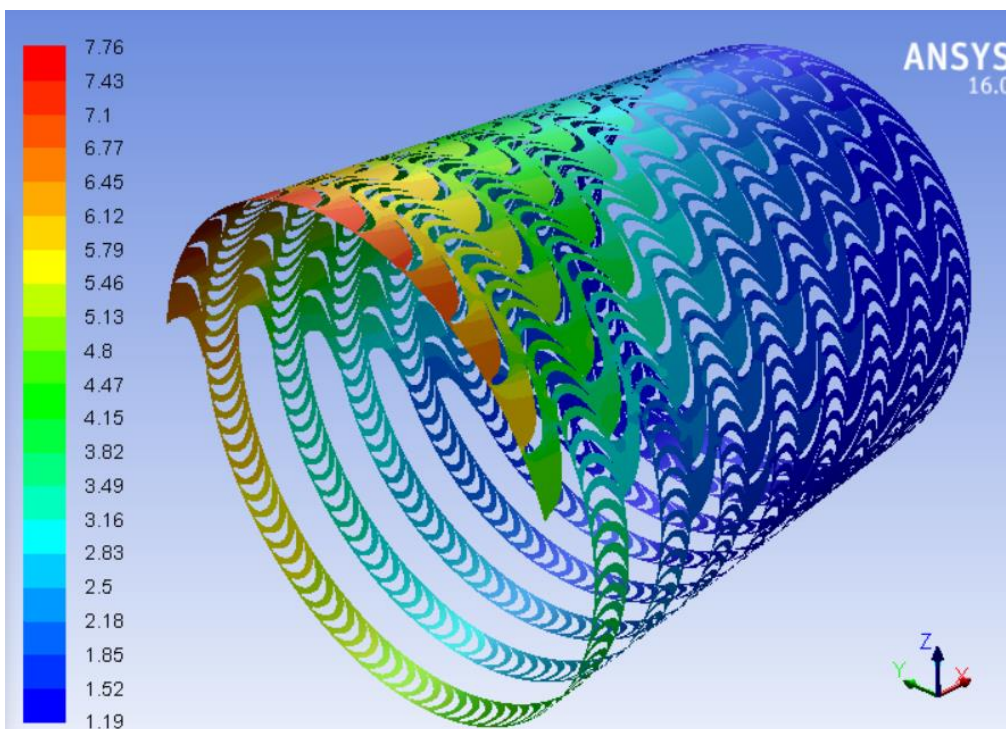
Slike 70.a-1 prikazuju raspodjele apsolutnog tlaka u bar za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.



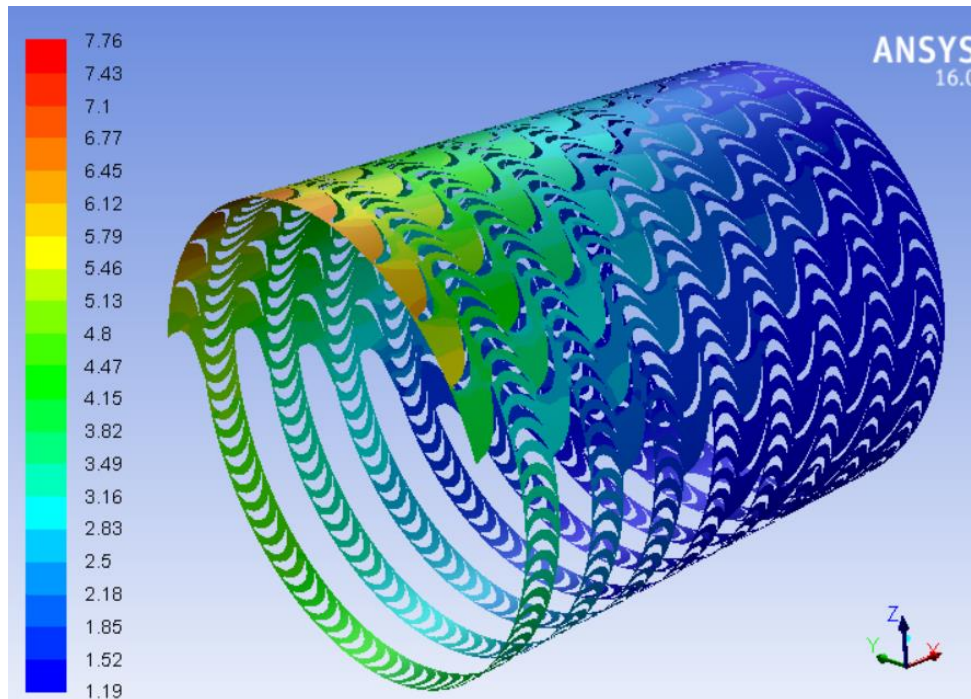
a) varijanta 1



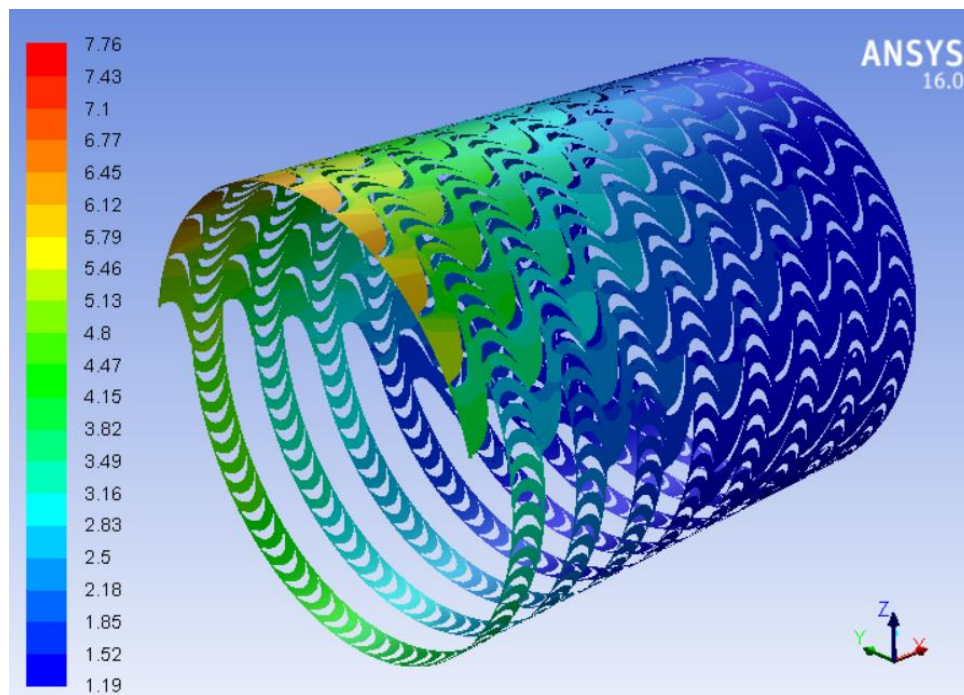
b) varijanta 2



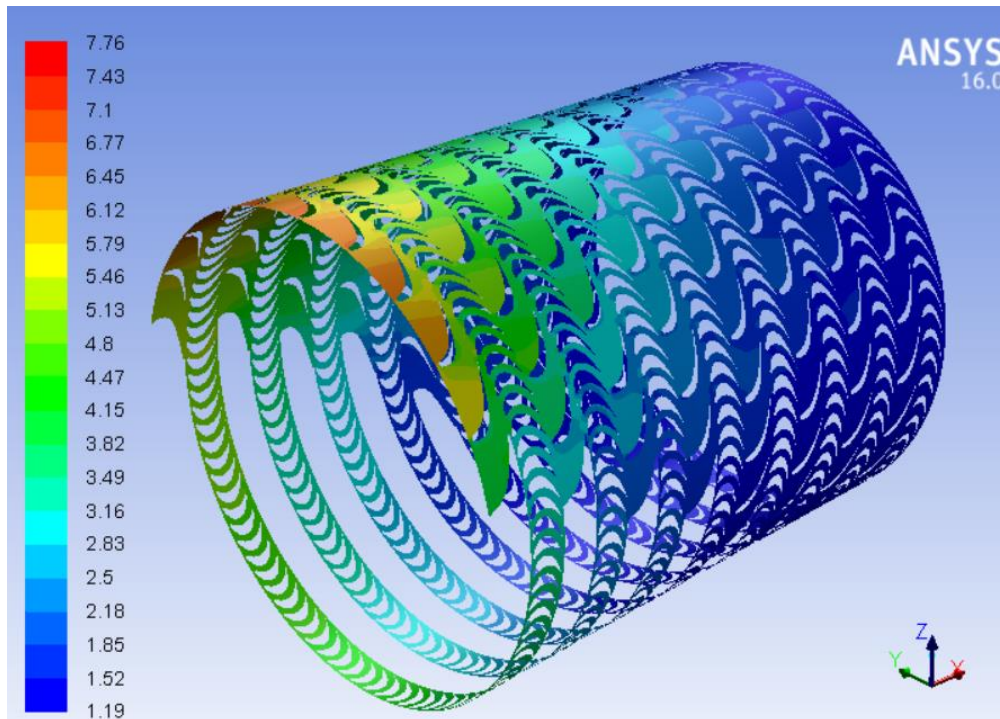
c) varijanta 3



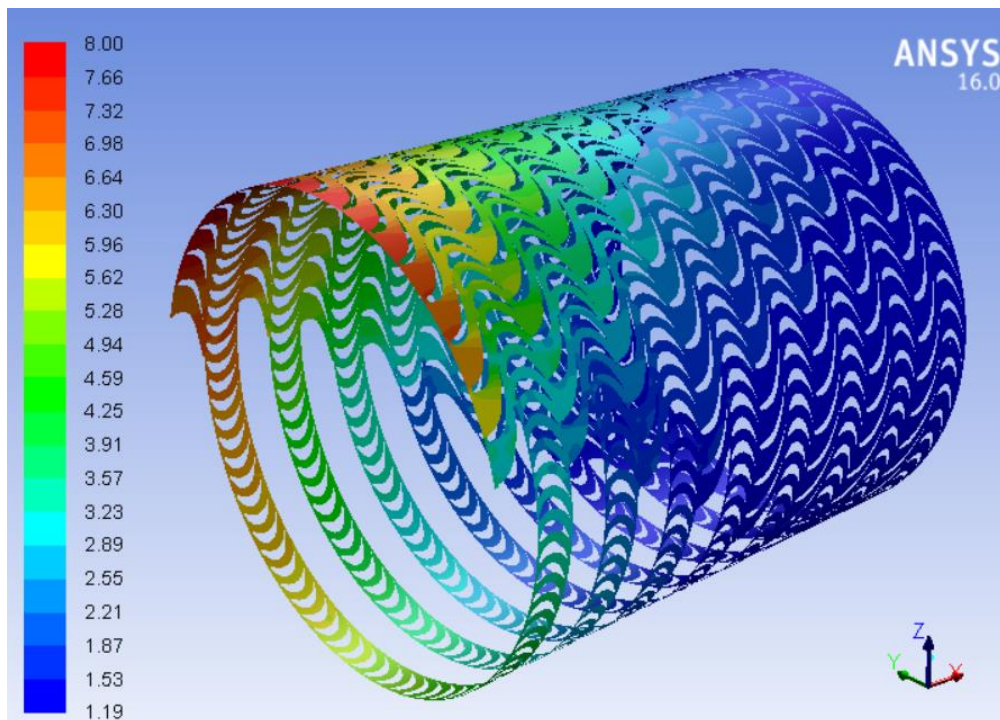
d) varijanta 4



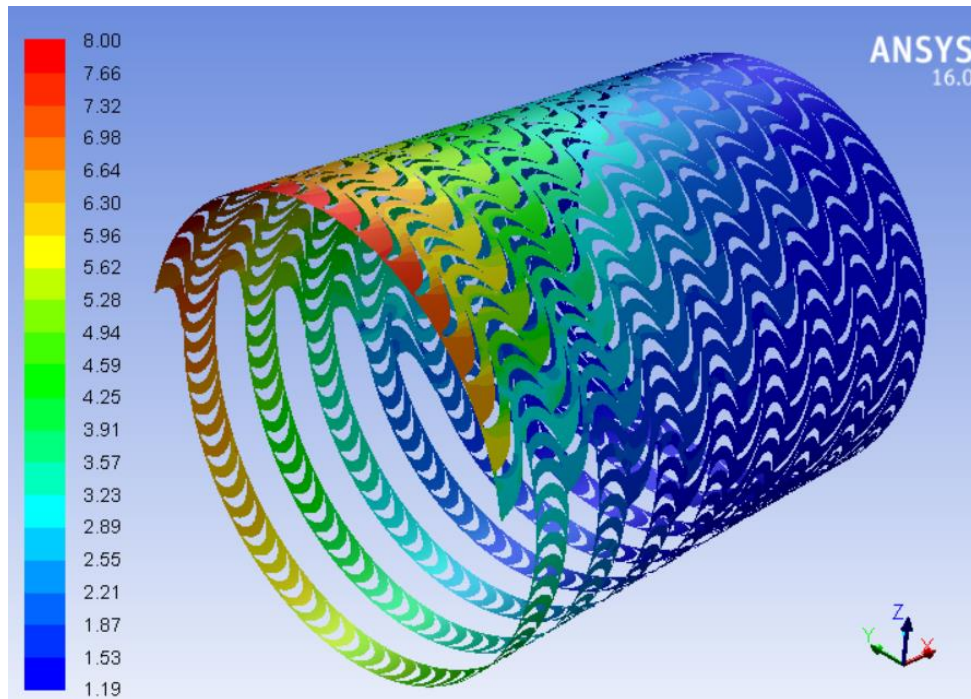
e) varijanta 5



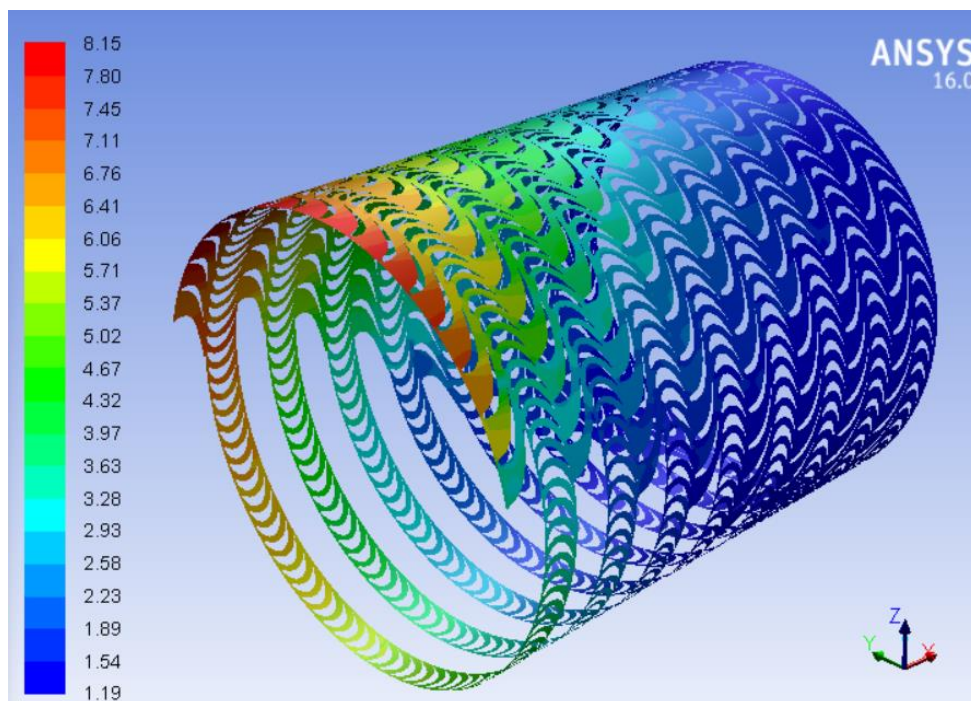
f) varijanta 6



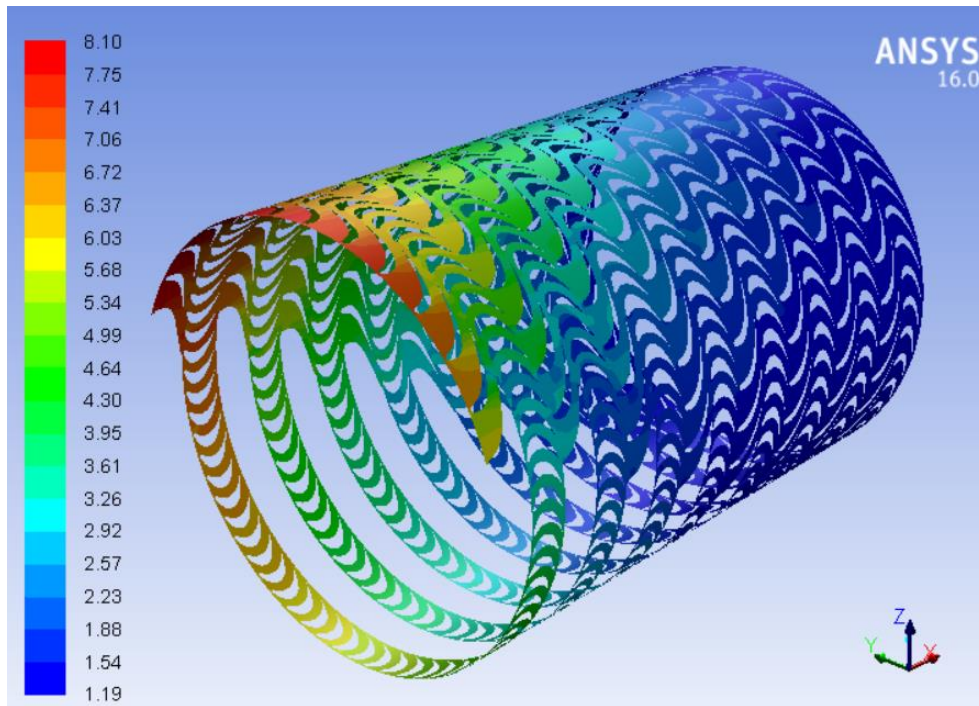
g) varijanta 7



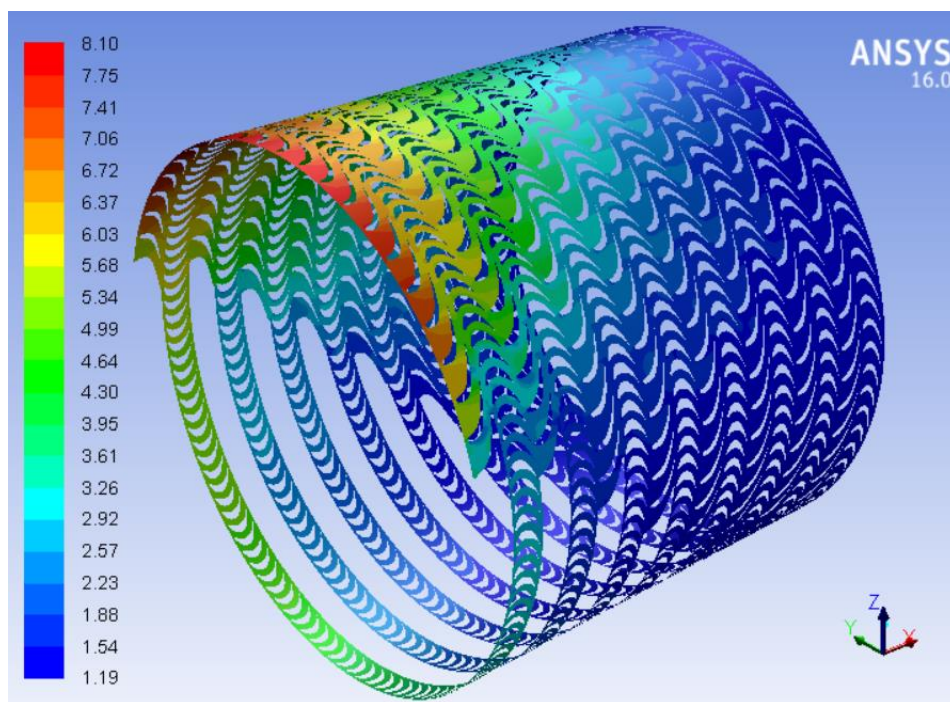
h) varijanta 8



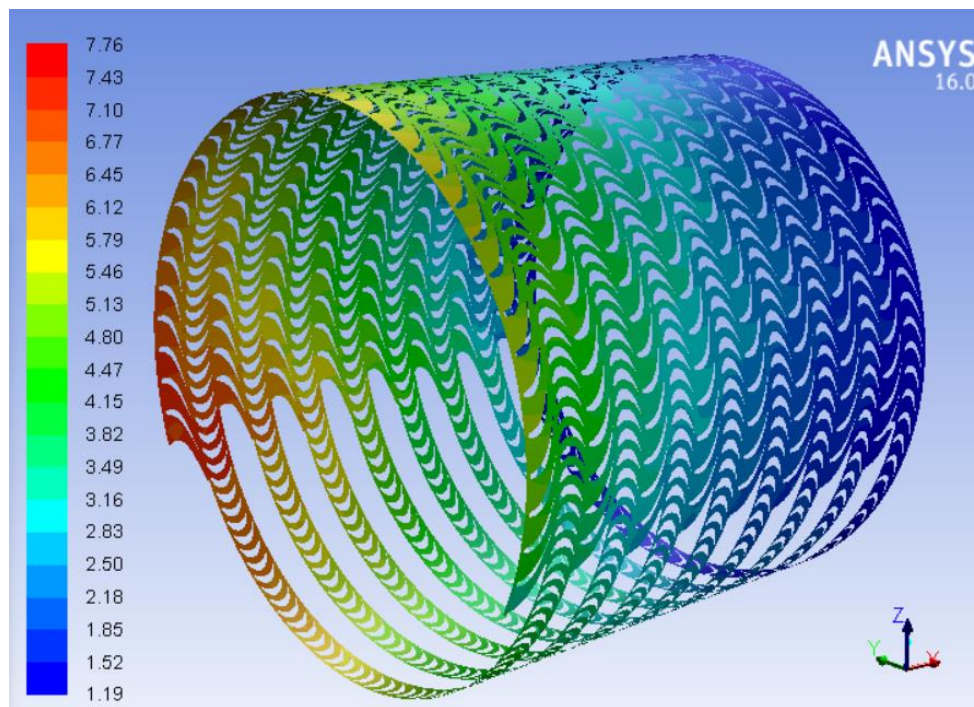
i) varijanta 9



j) varijanta 10



k) varijanta 11

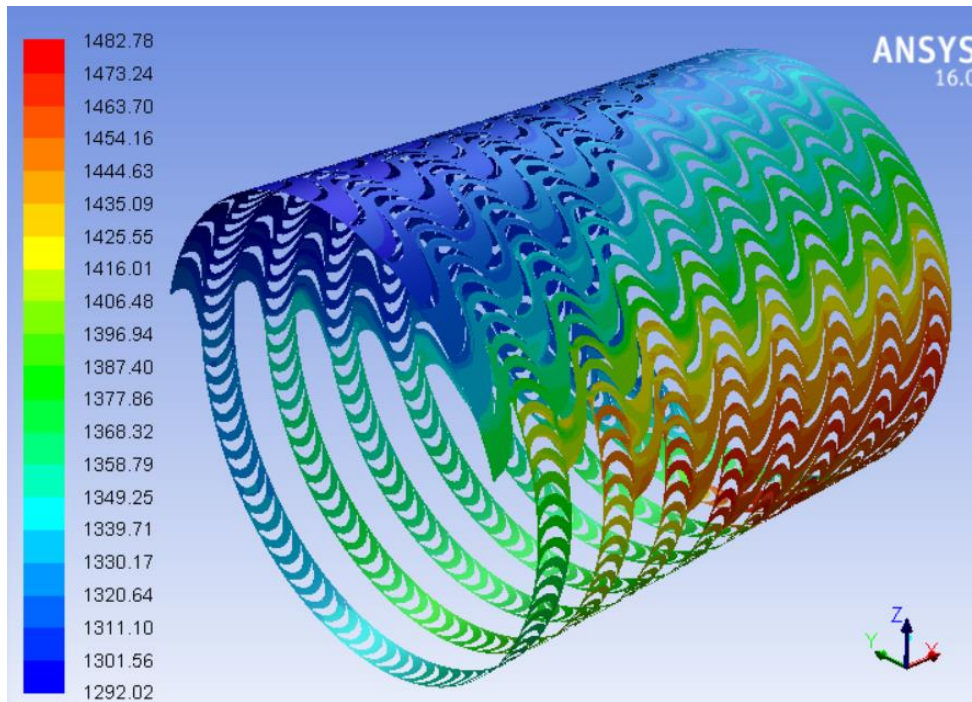


l) varijanta 14

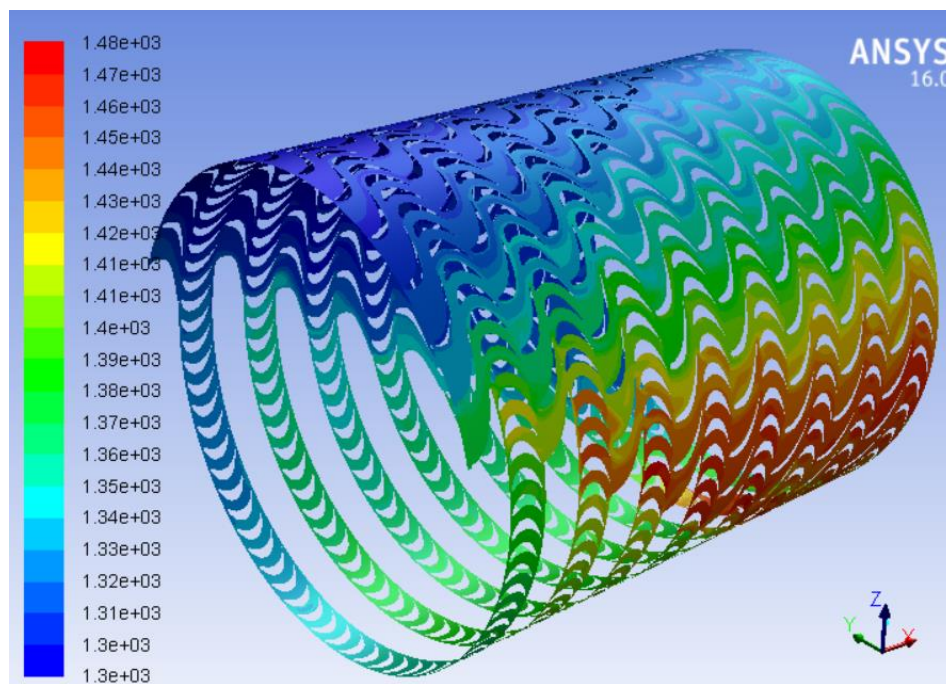
Slika 70.a-l. Raspodjele apsolutnog tlaka u bar za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.

7.3. Usporedba entropija

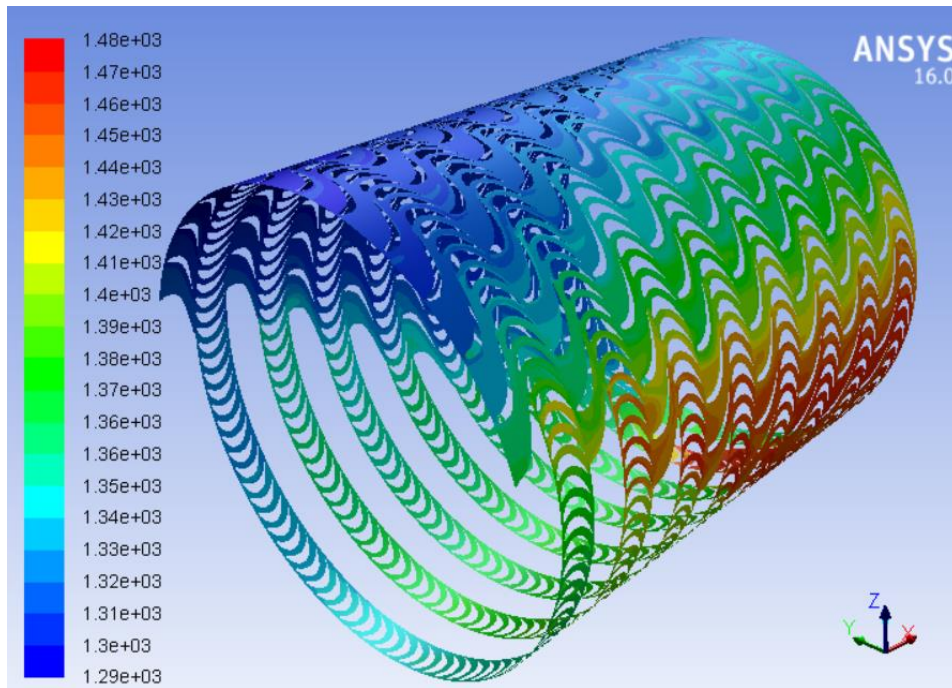
Slike 71.a-l prikazuju raspodjele entropije u kJ/kgK za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.



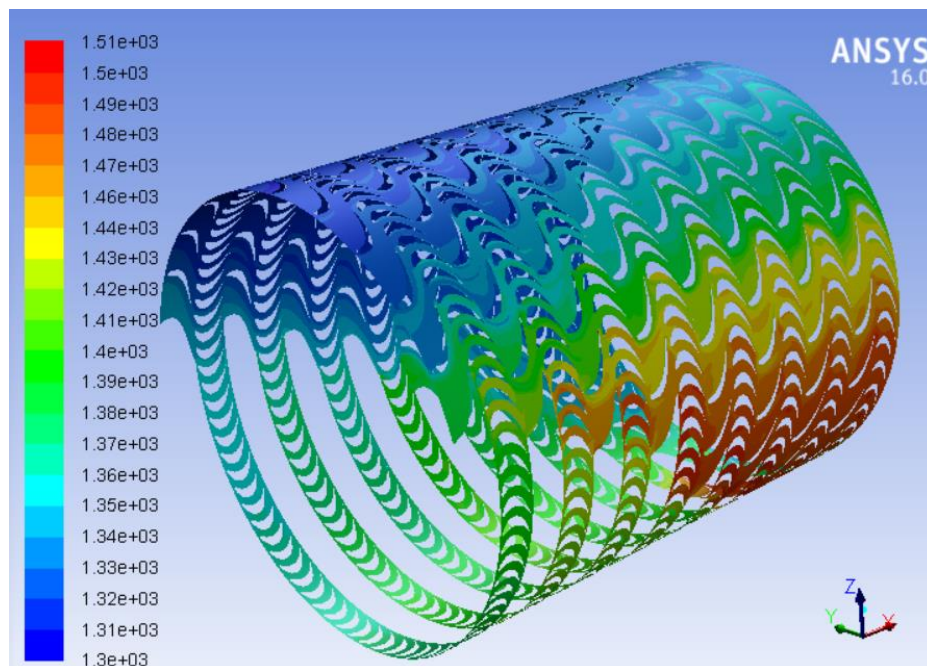
a) varijanta 1



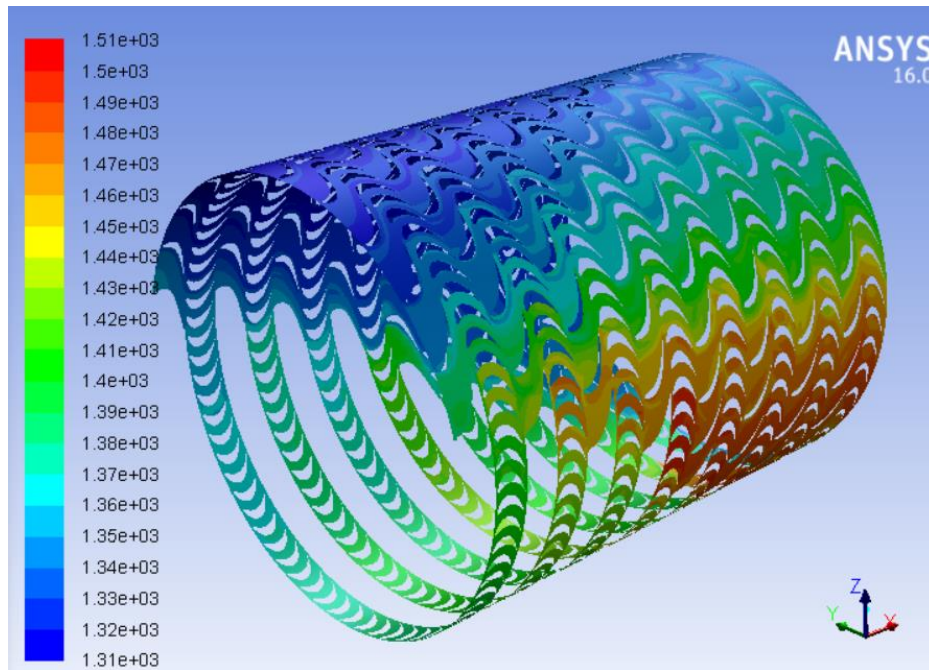
b) varijanta 2



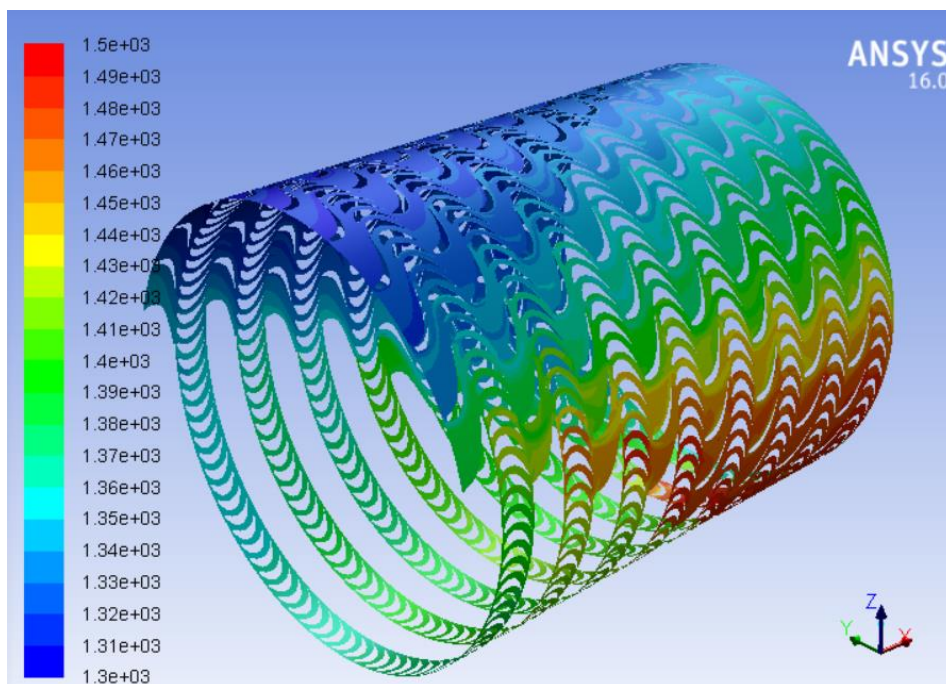
c) varijanta 3



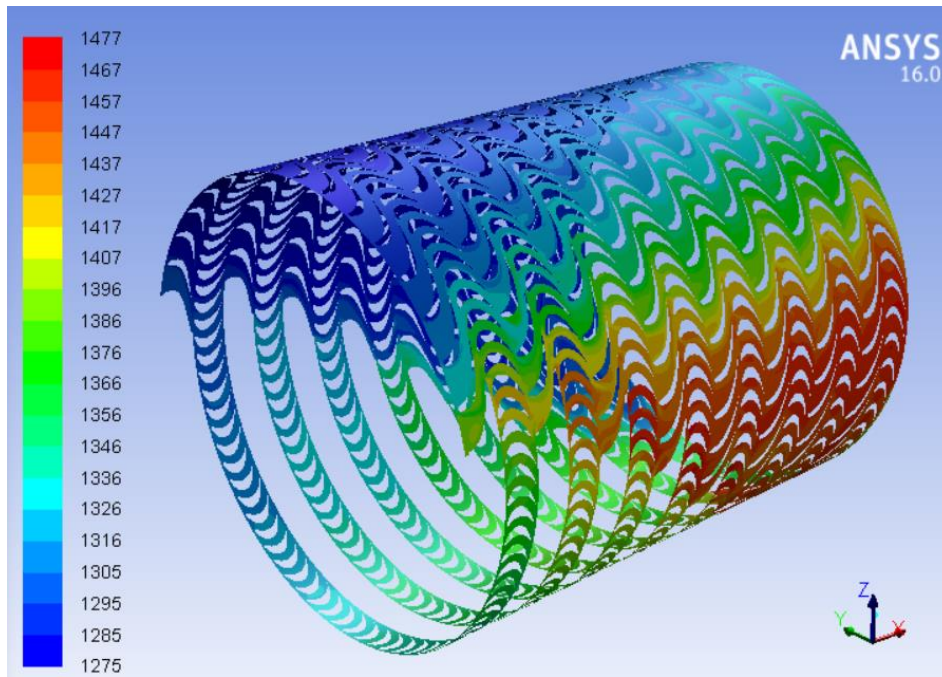
d) varijanta 4



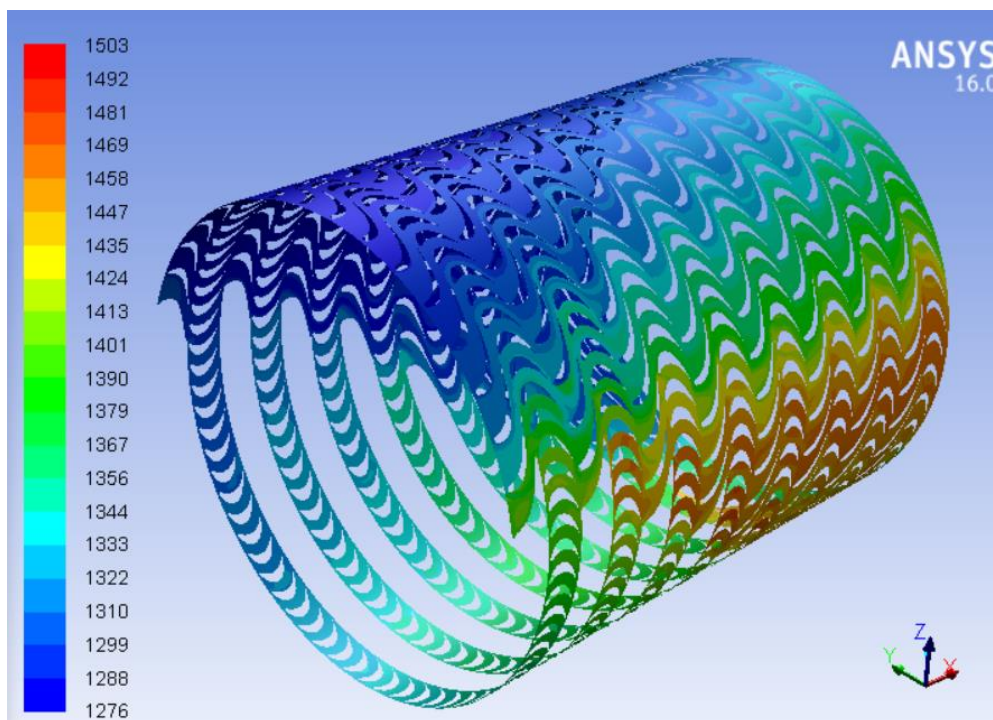
e) varijanta 5



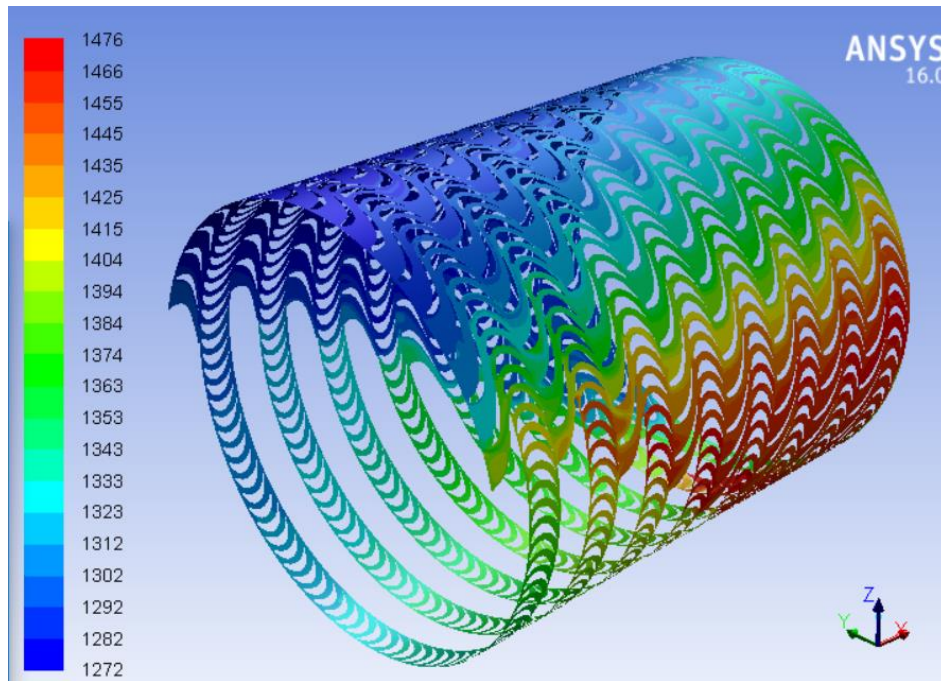
f) varijanta 6



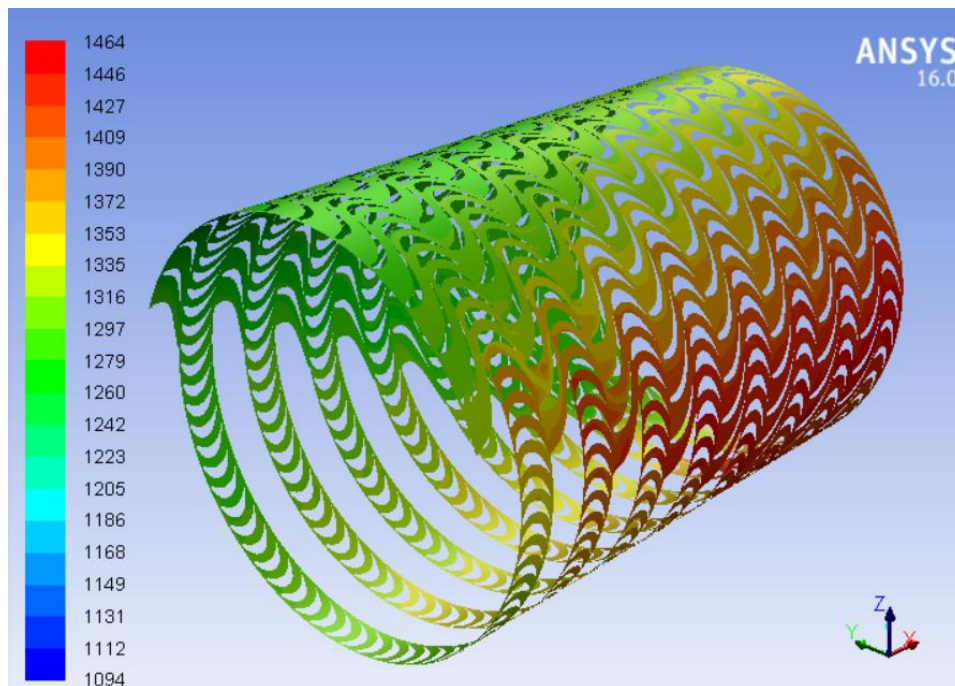
g) varijanta 7



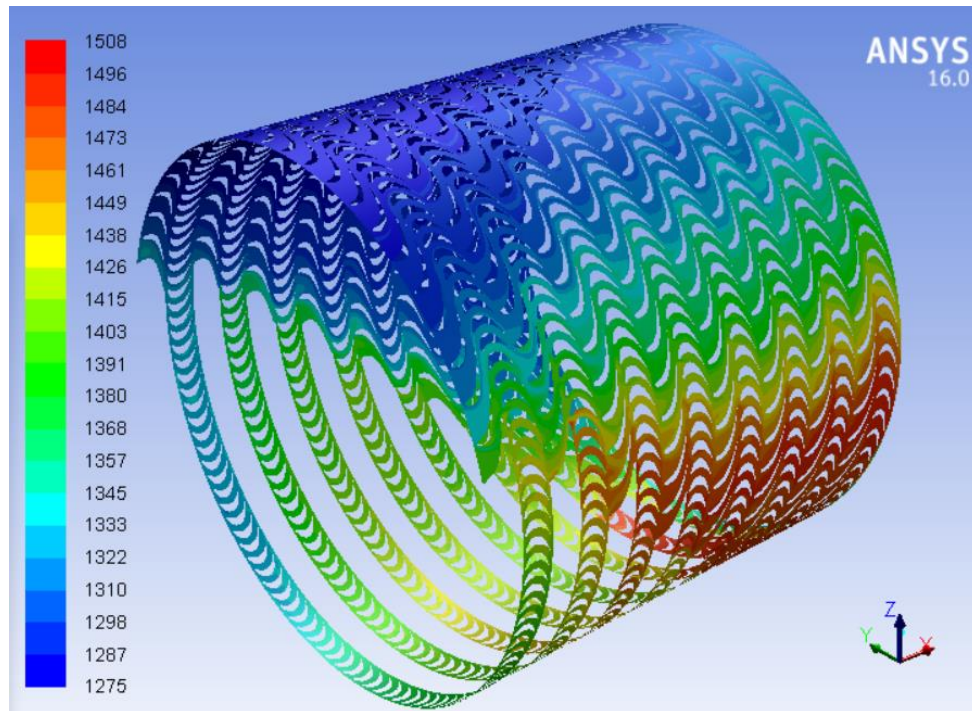
h) varijanta 8



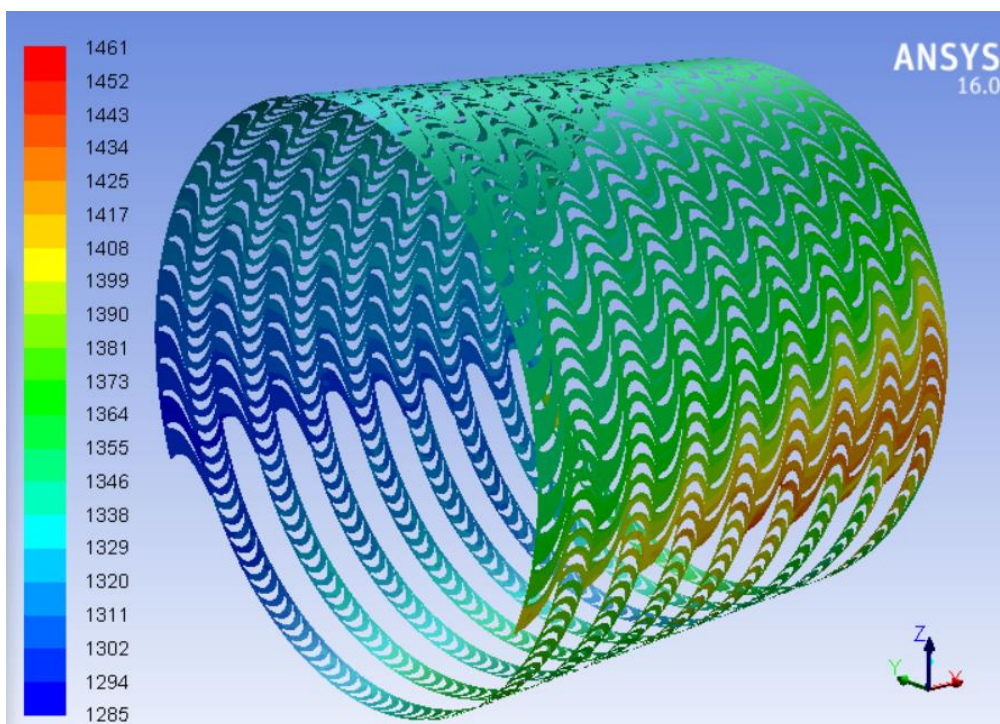
i) varijanta 9



j) varijanta 10



k) varijanta 11

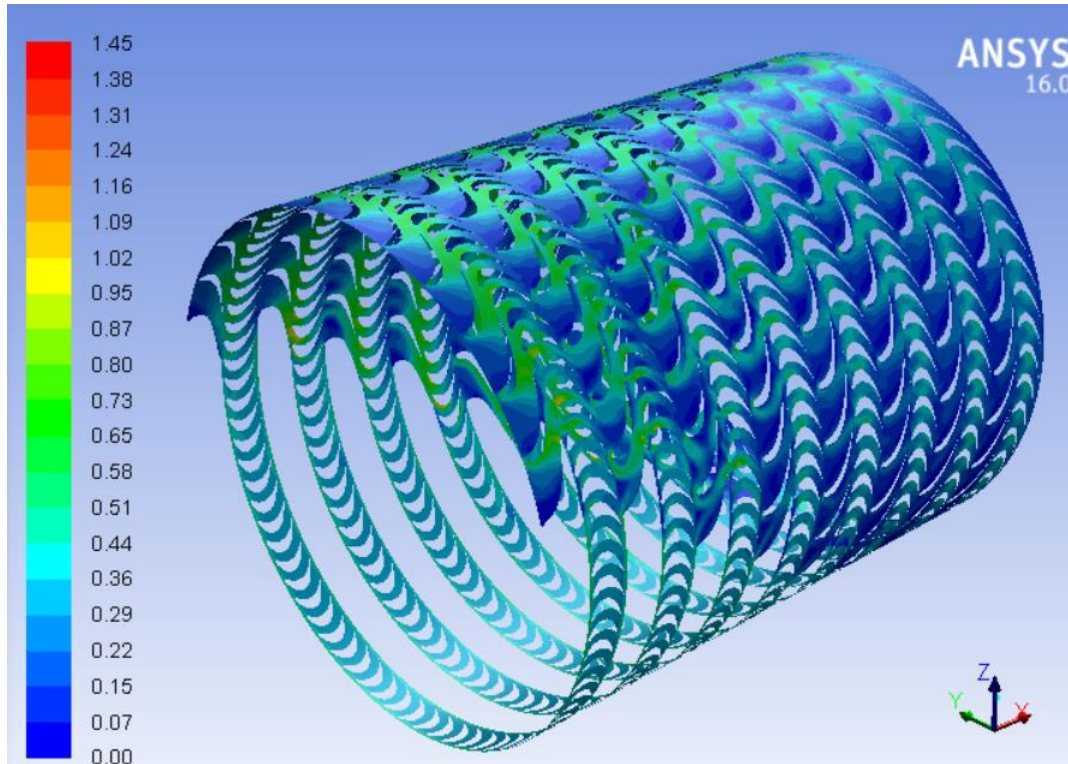


l) varijanta 14

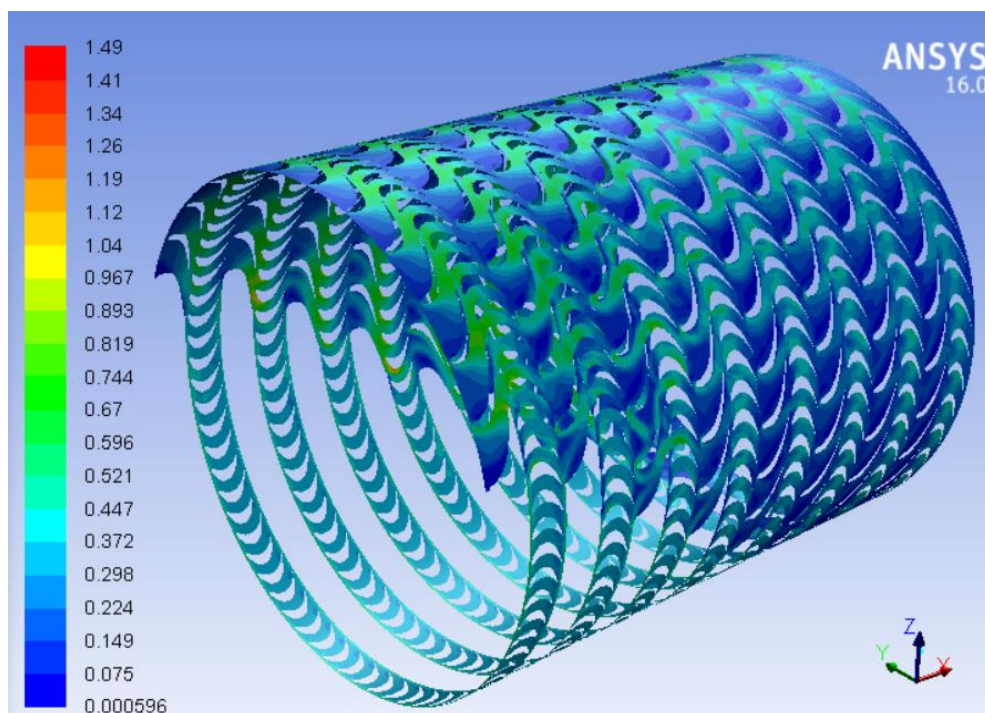
Slika 71.a-l. Raspodjele entropije u kJ/kgK za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

7.4. Usporedba Machovih brojeva

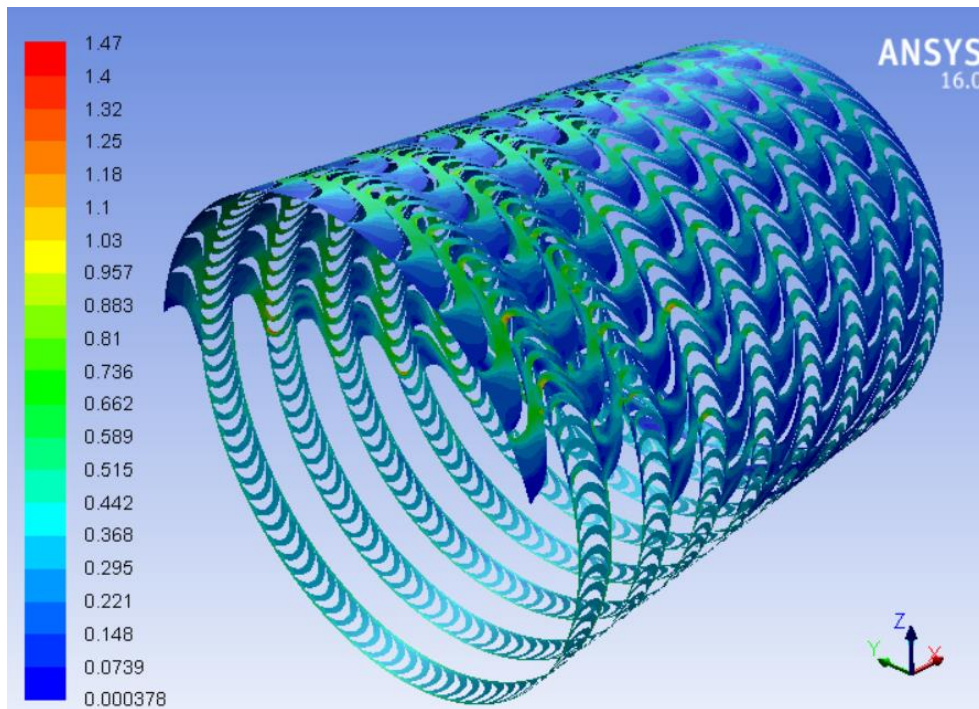
Slike 72.a-1 prikazuju raspodjele Machovih brojeva [-] za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.



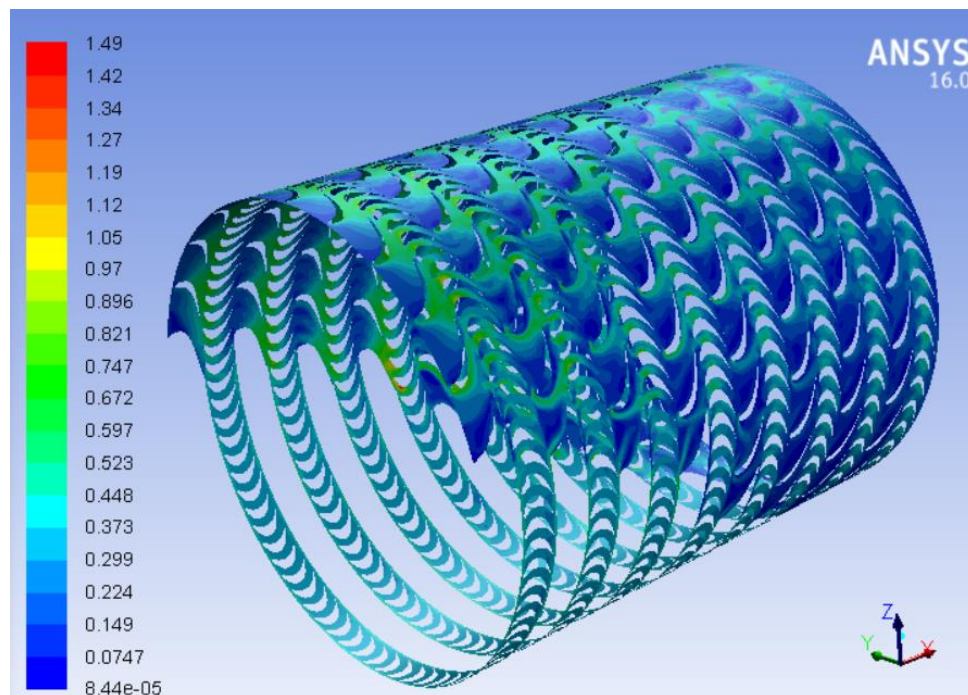
a) varijanta 1



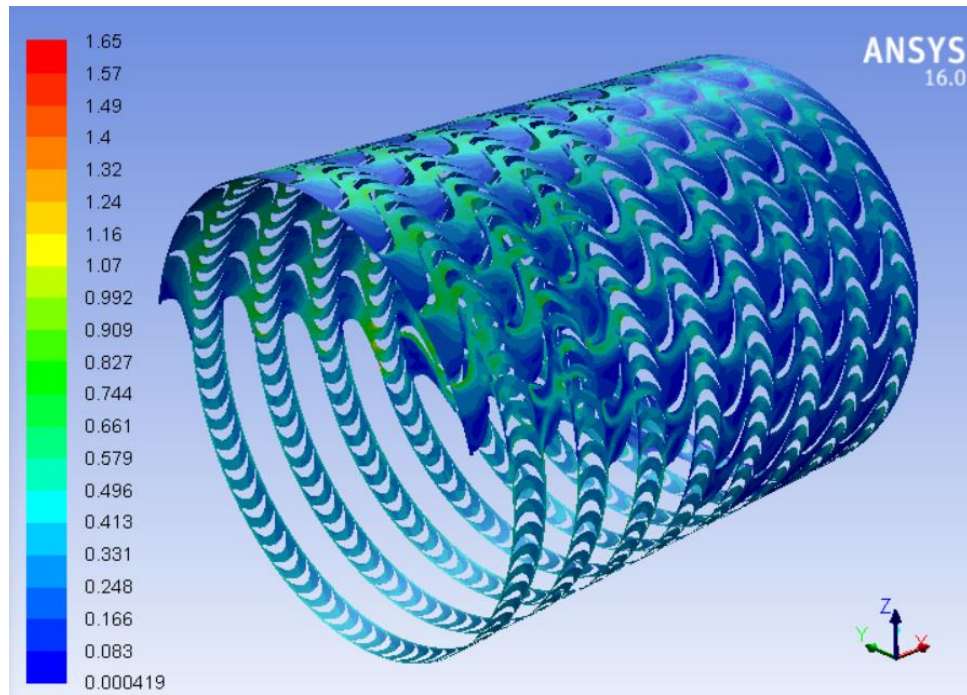
b) varijanta 2



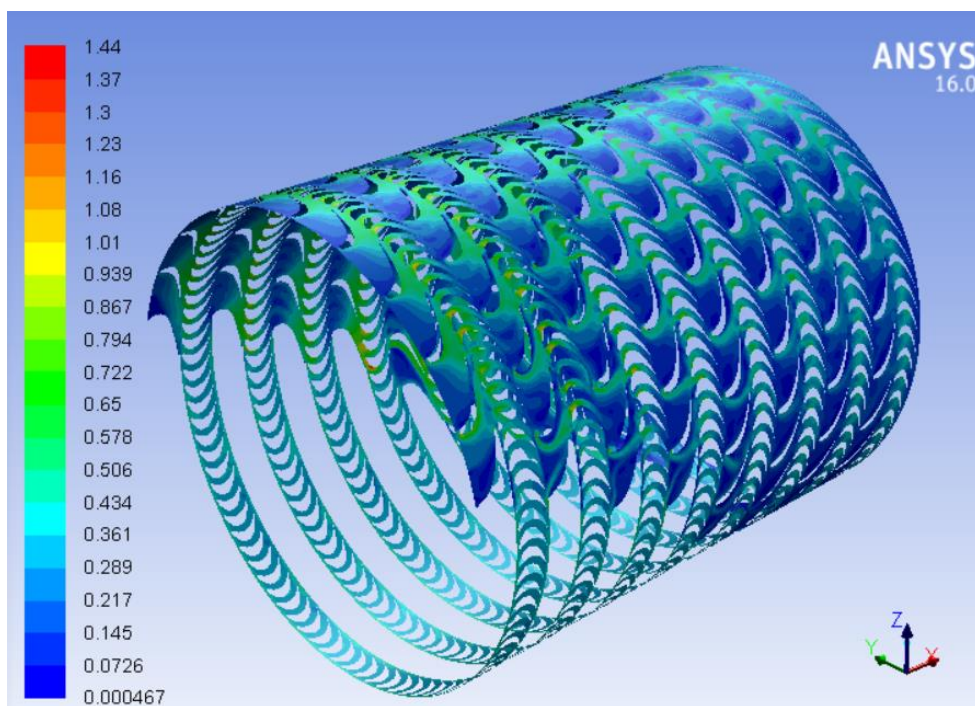
c) varijanta 3



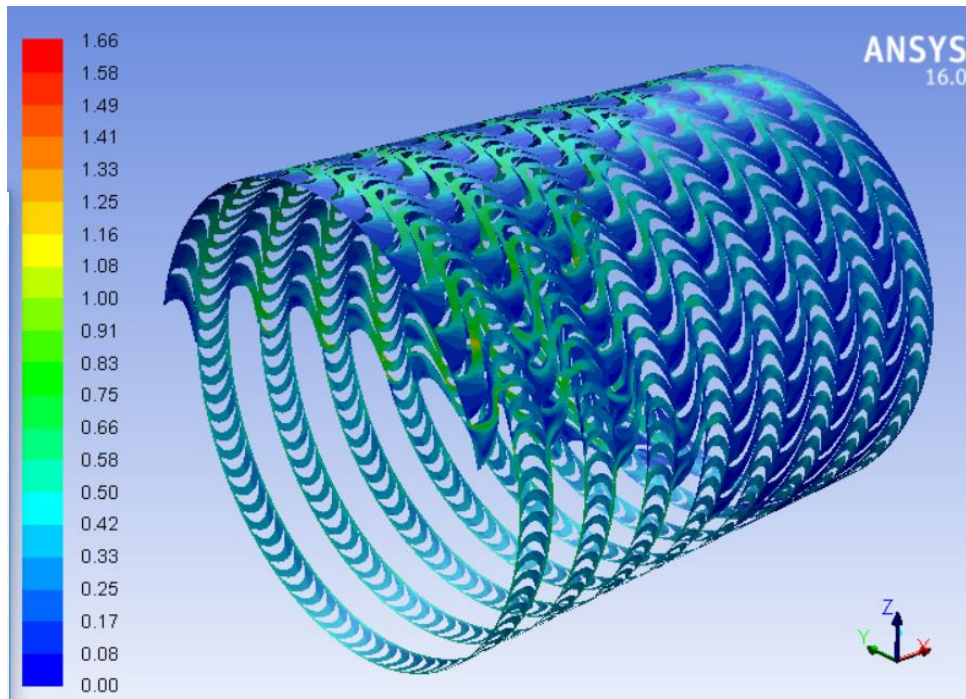
d) varijanta 4



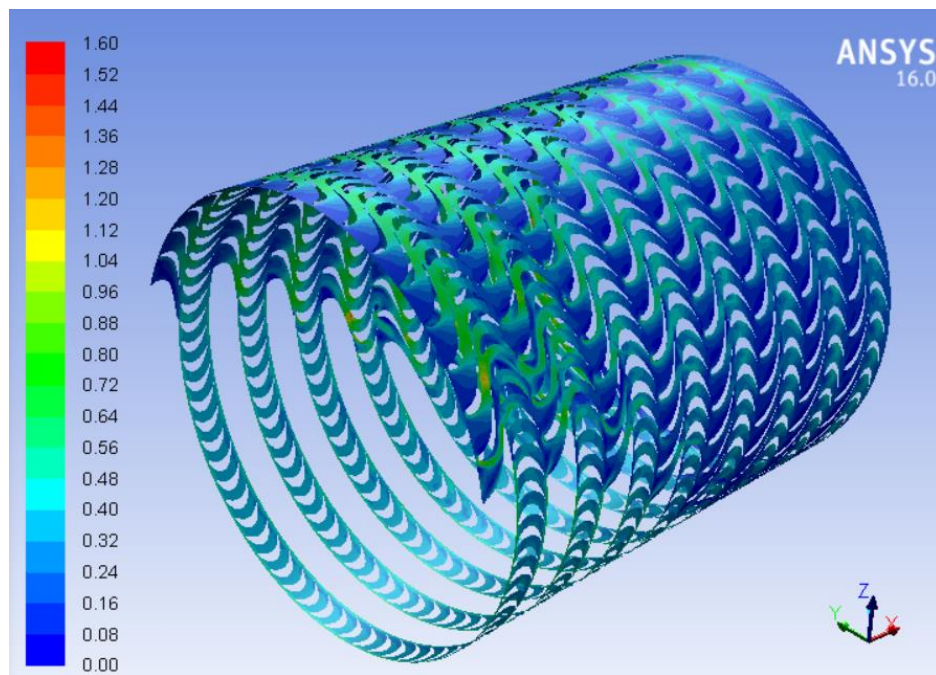
e) varijanta 5



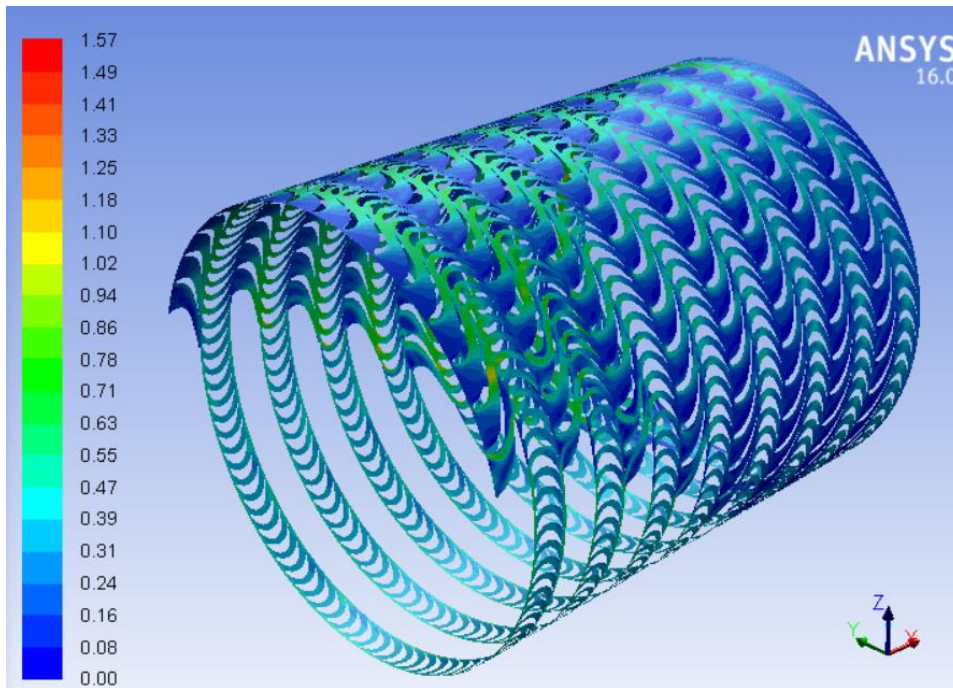
f) varijanta 6



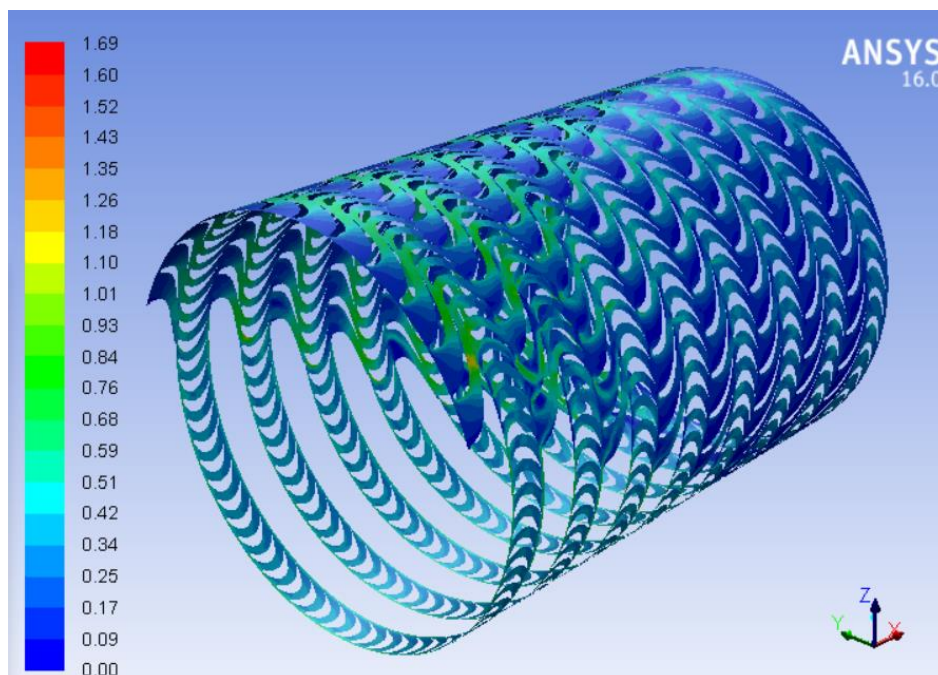
g) varijanta 7



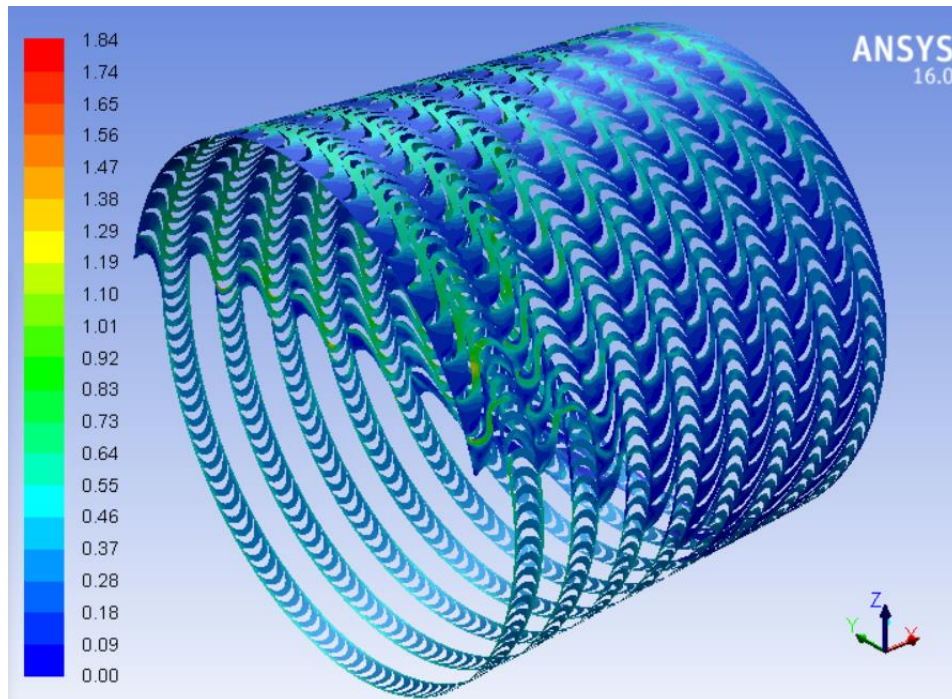
h) varijanta 8



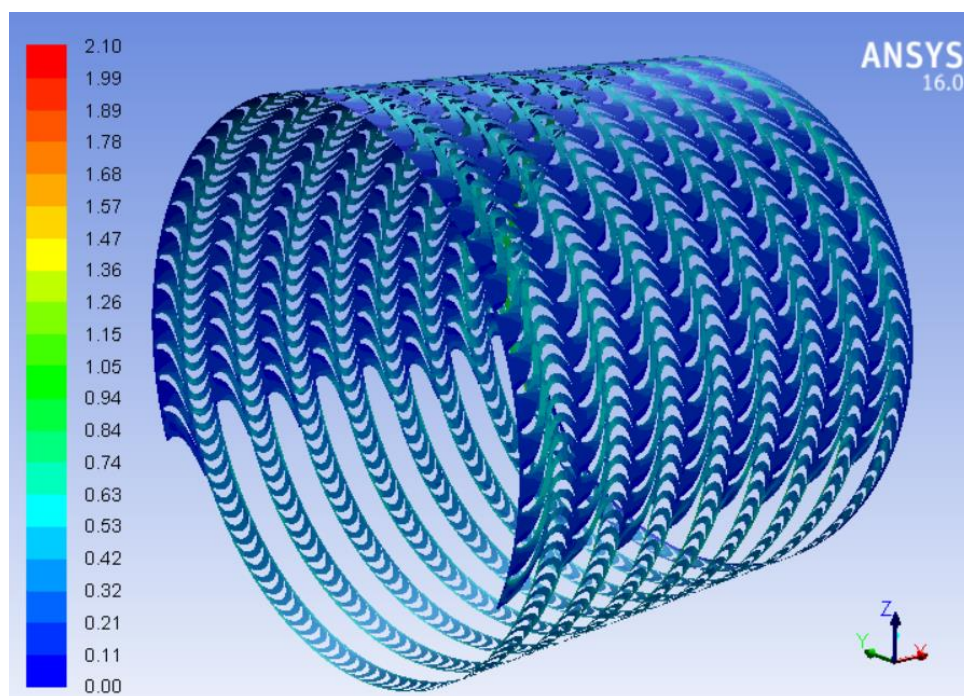
i) varijanta 9



j) varijanta 10



k) varijanta 11

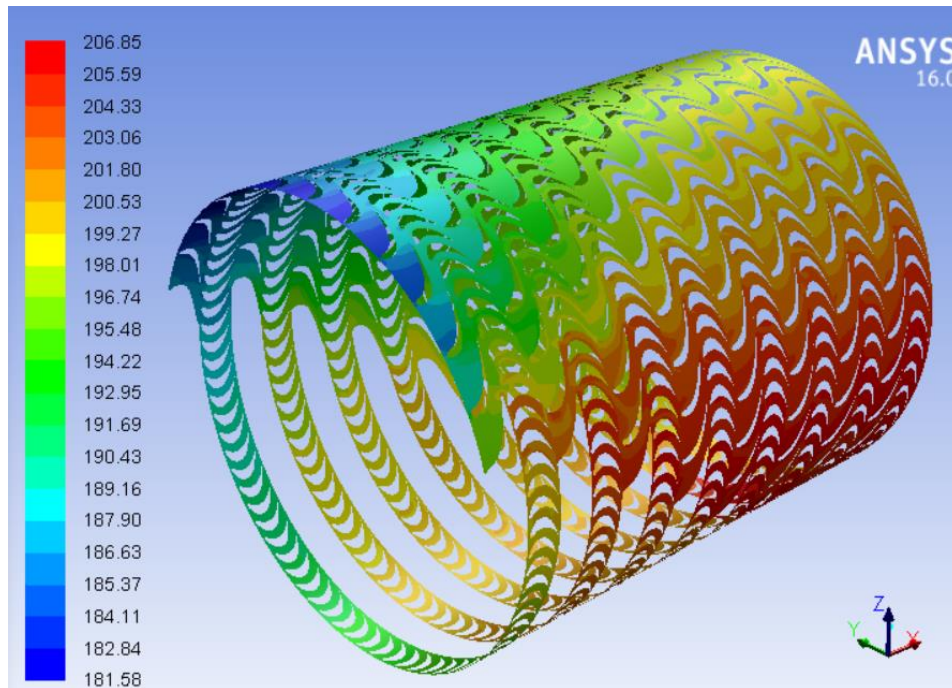


l) varijanta 14

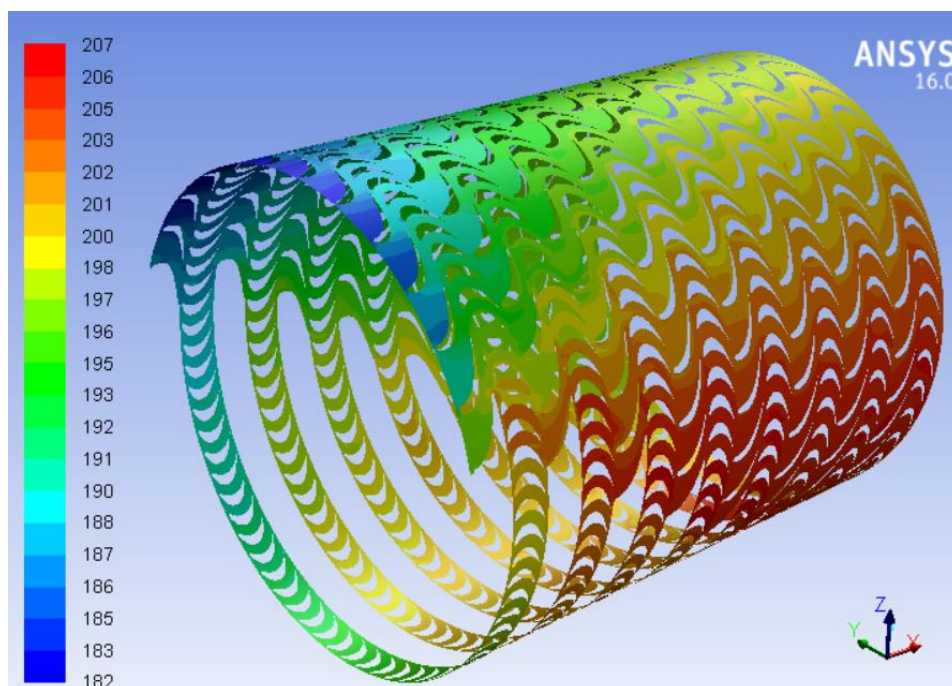
Slika 72.a-l. Raspodjele Machovih brojeva [-] za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

7.5. Usporedba brzine zvuka

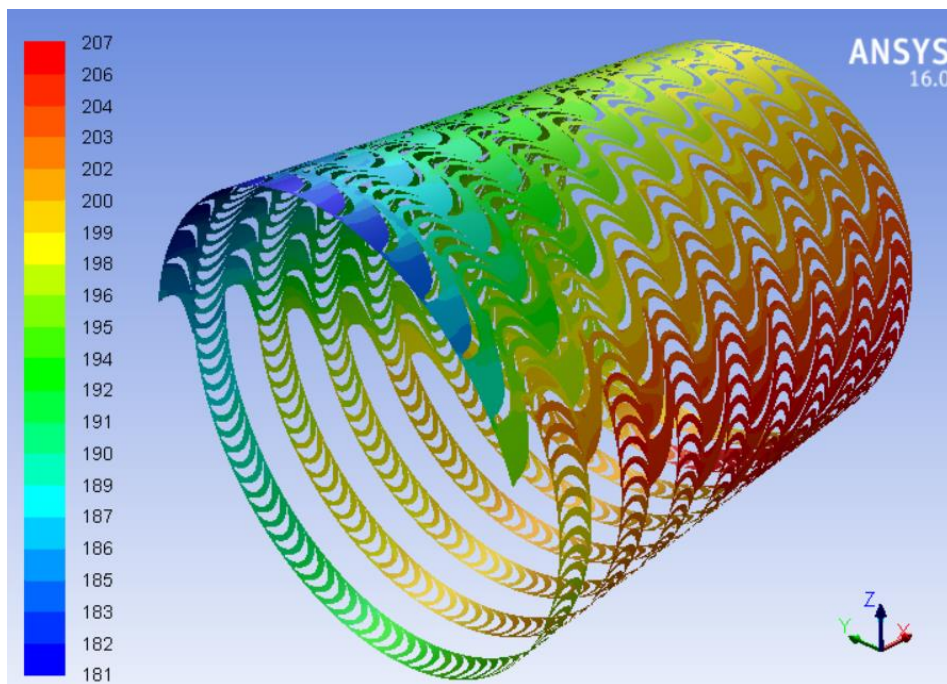
Slike 73.a-1. prikazuju raspodjele brzine zvuka u m/s za različite varijante protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.



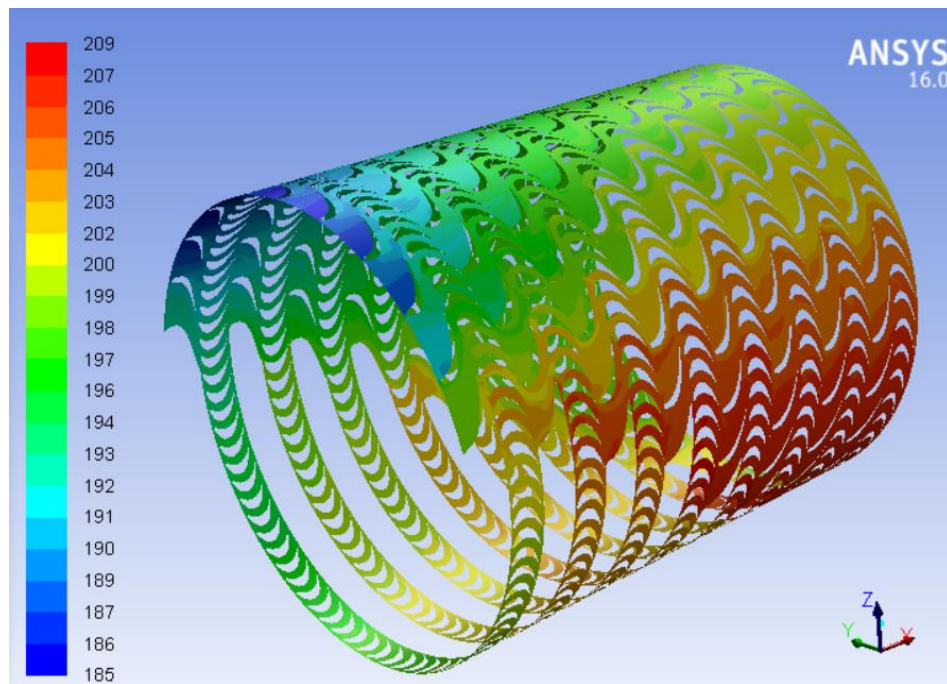
a) varijanta 1



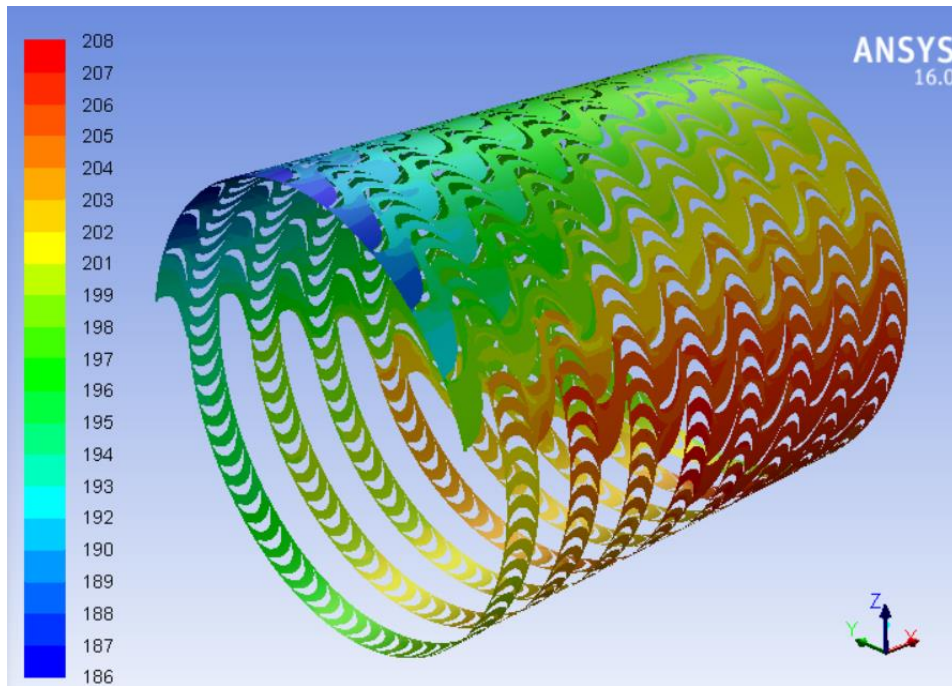
b) varijanta 2



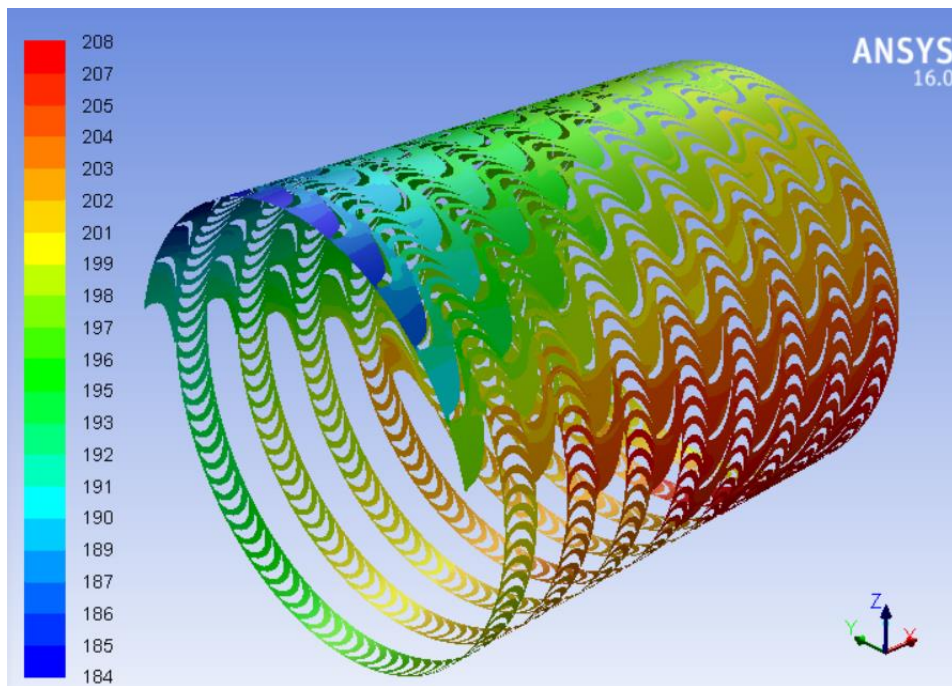
c) varijanta 3



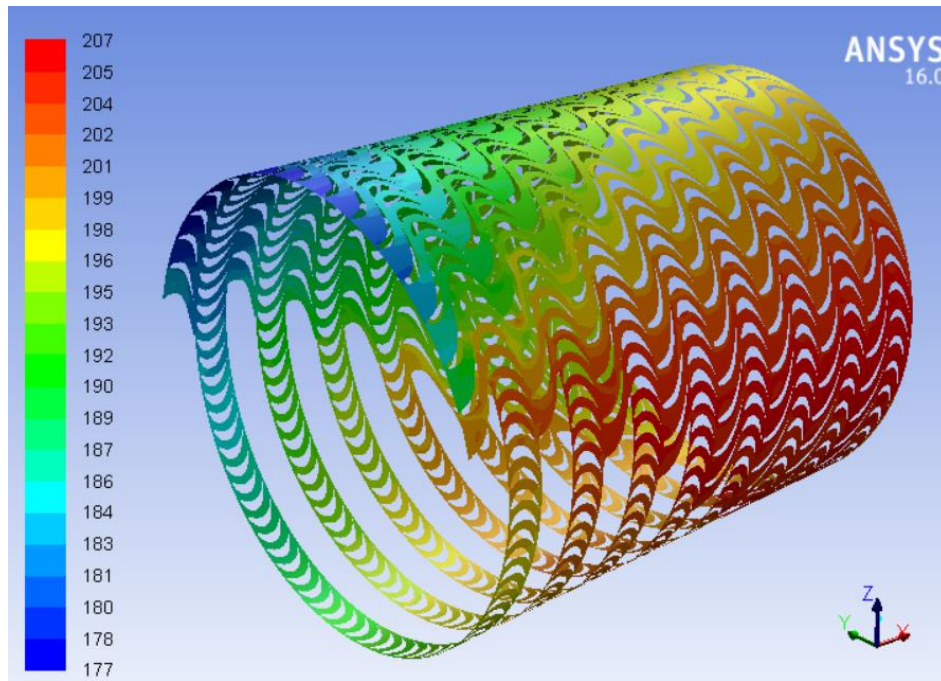
d) varijanta 4



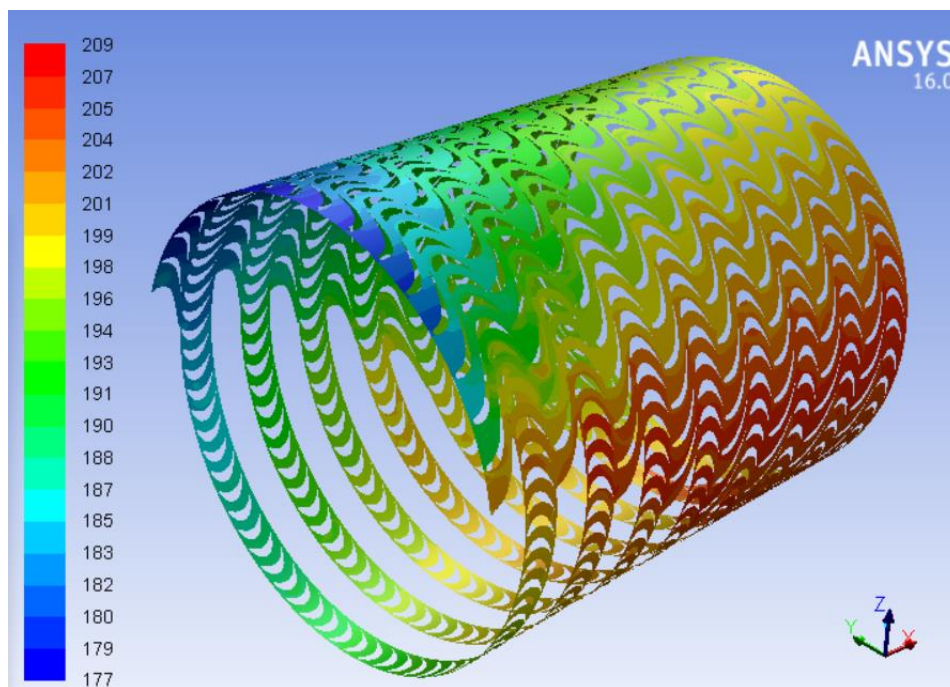
e) varijanta 5



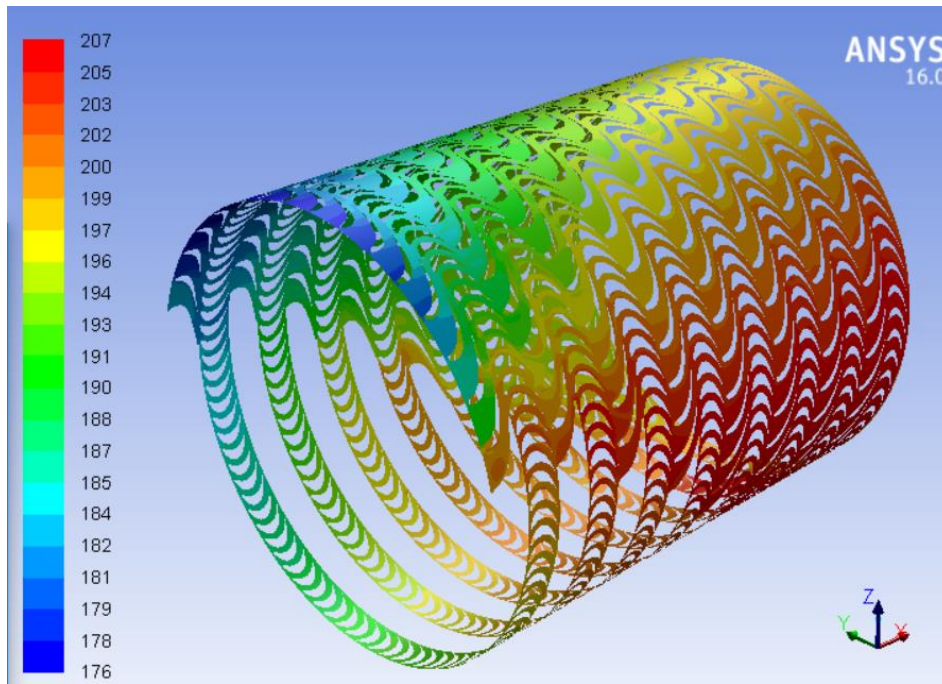
f) varijanta 6



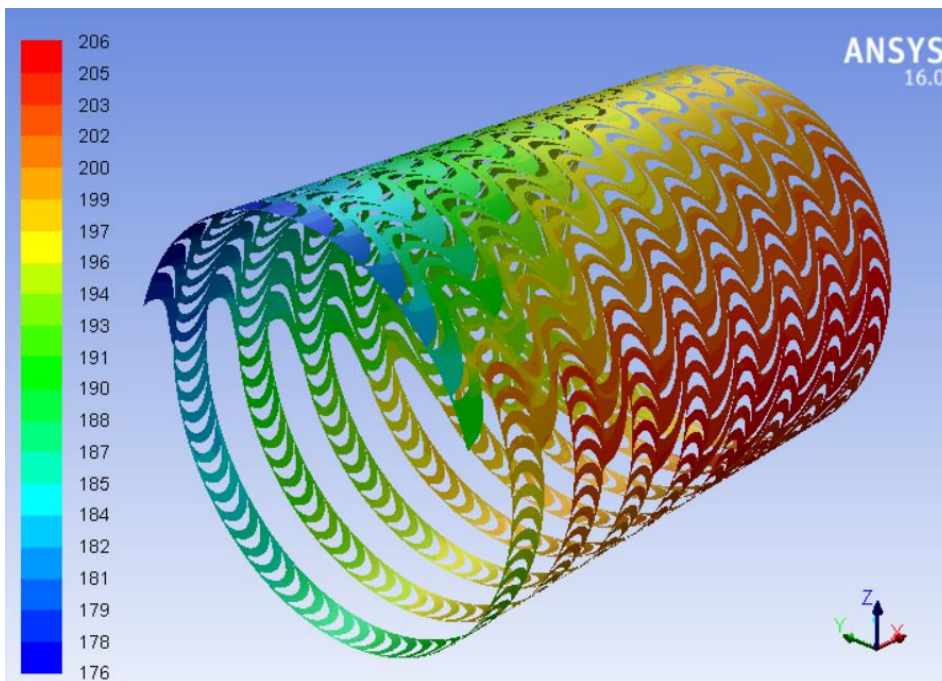
g) varijanta 7



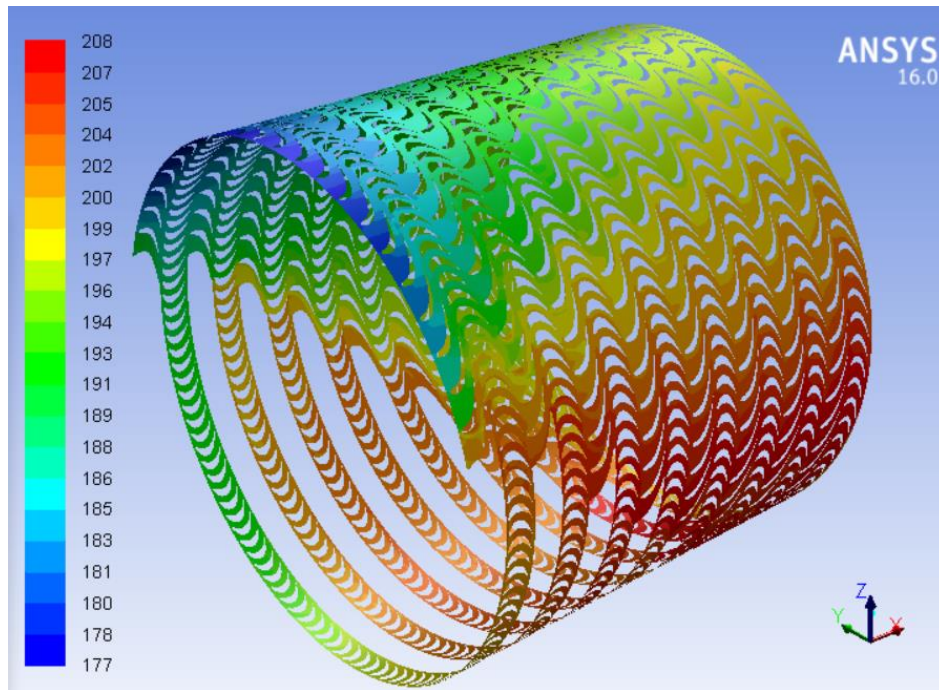
h) varijanta 8



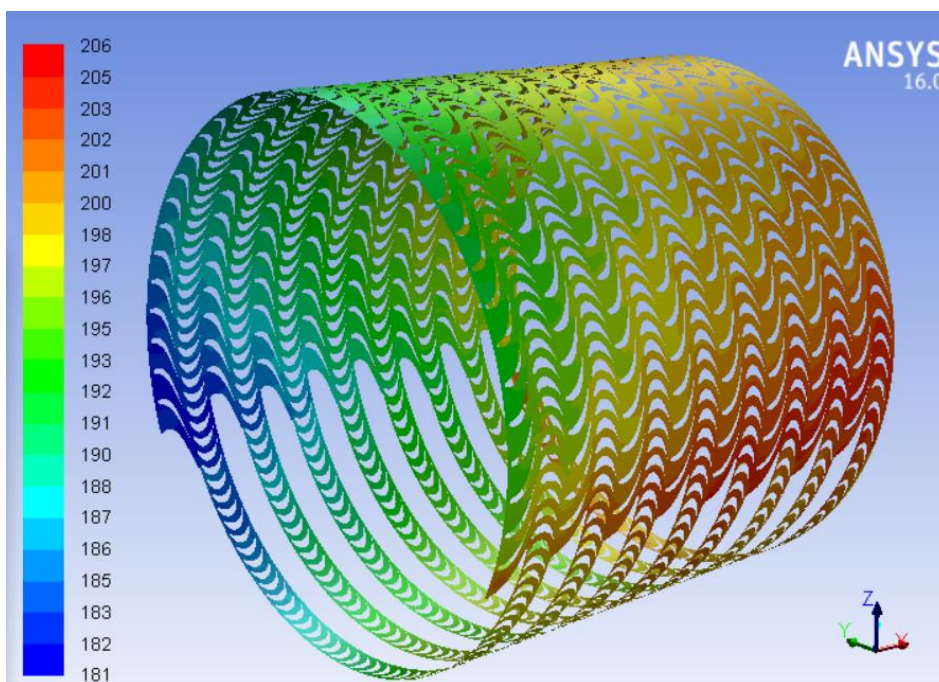
i) varijanta 9



j) varijanta 10



k) varijanta 11

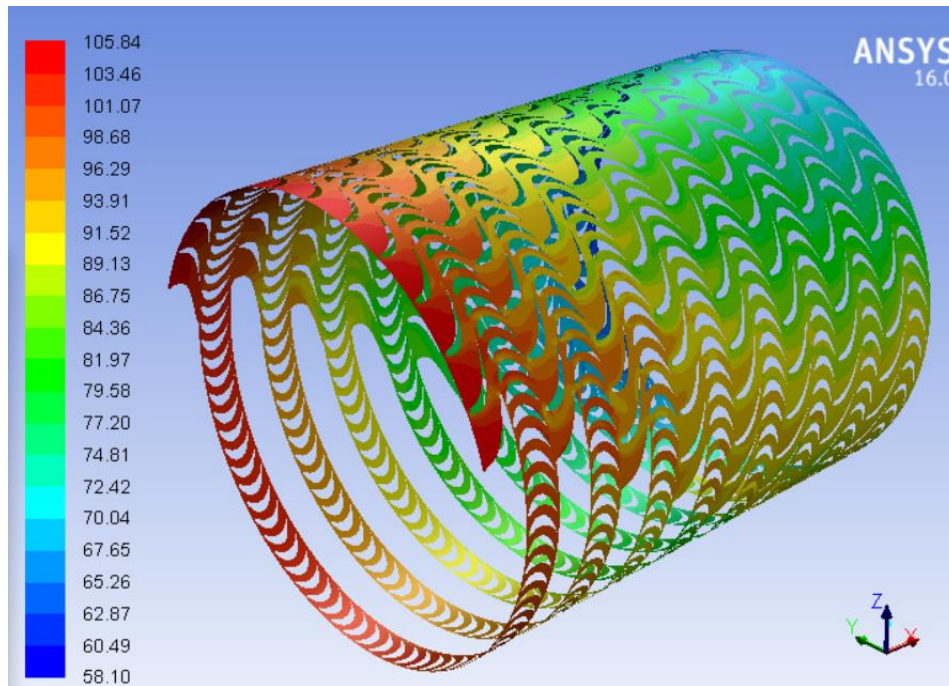


l) varijanta 14

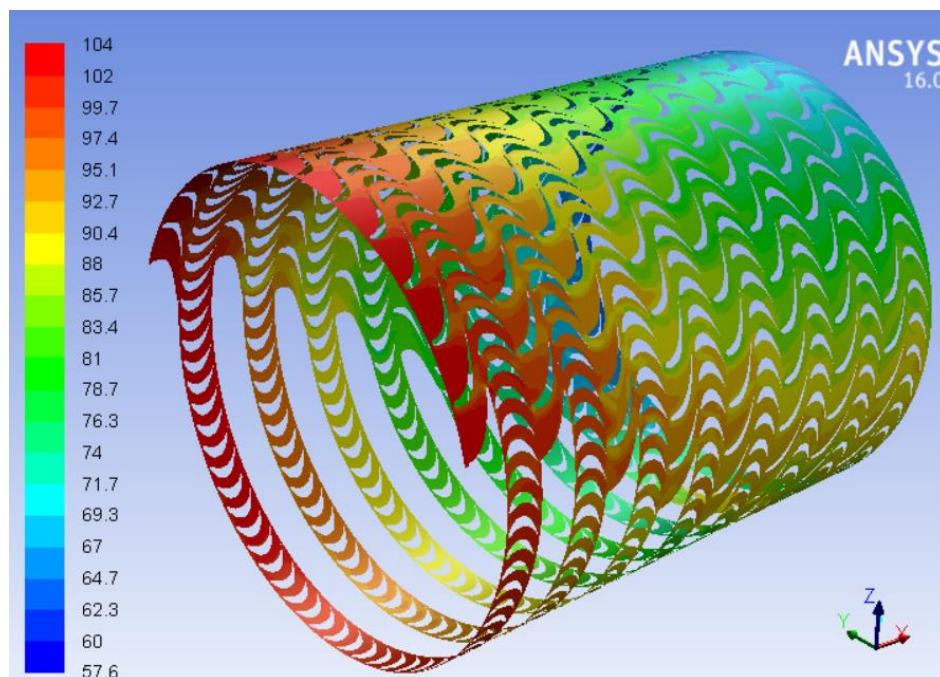
Slika 73.a-l. Raspodjele brzine zvuka u m/s za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

7.6. Usporedba statičkih temperatura

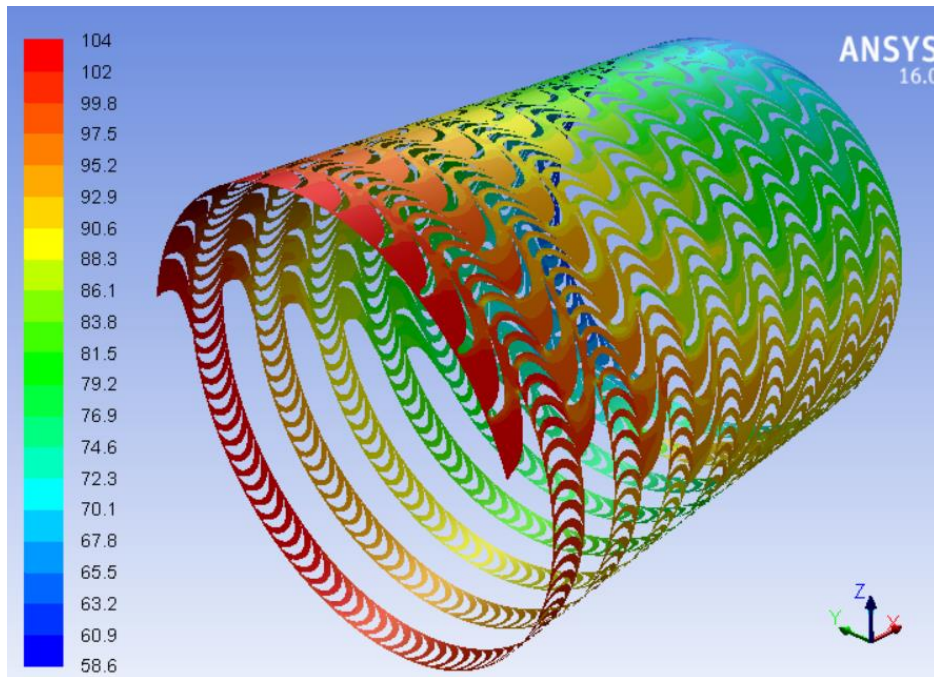
Slike 74.a-l prikazuju raspodjele statičke temperature u °C za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki.



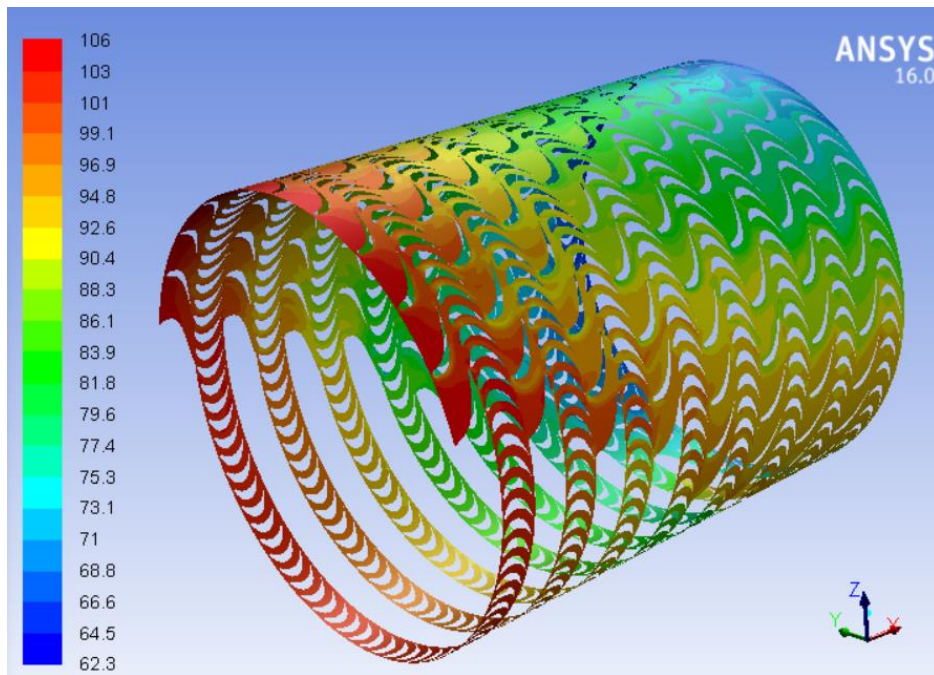
a) varijanta 1



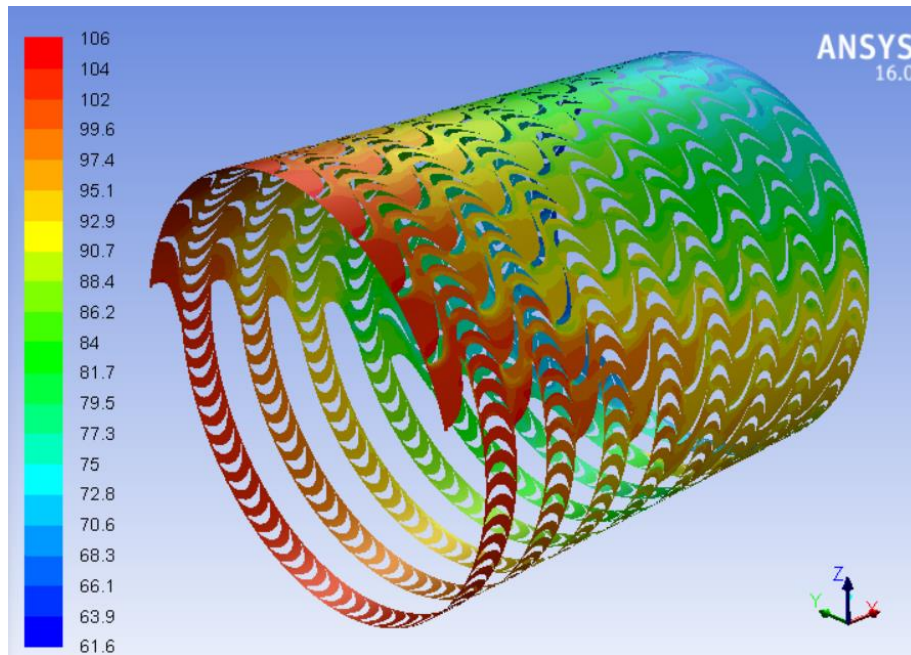
b) varijanta 2



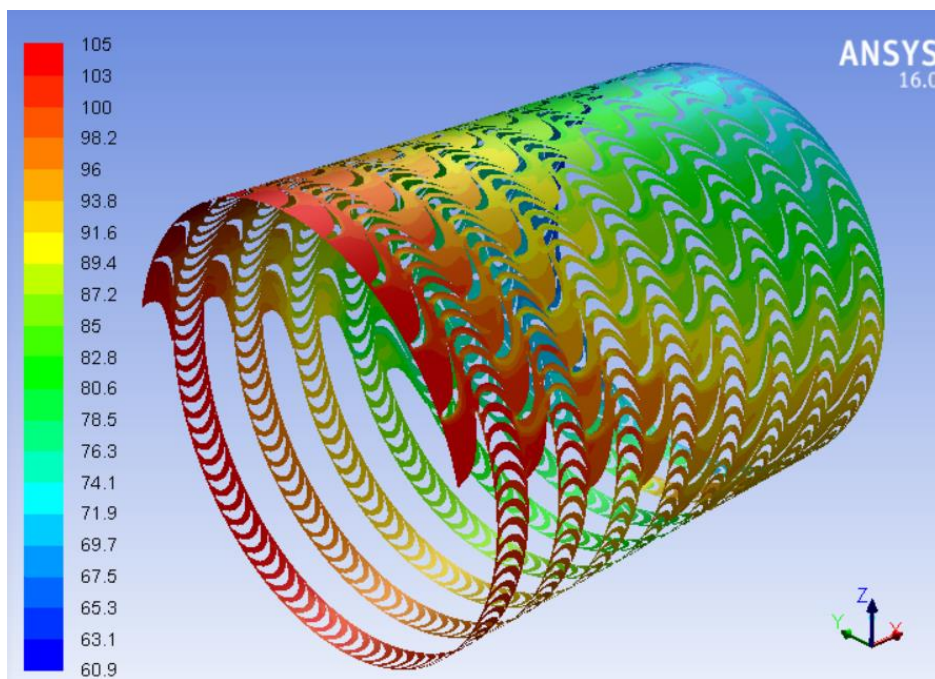
c) varijanta 3



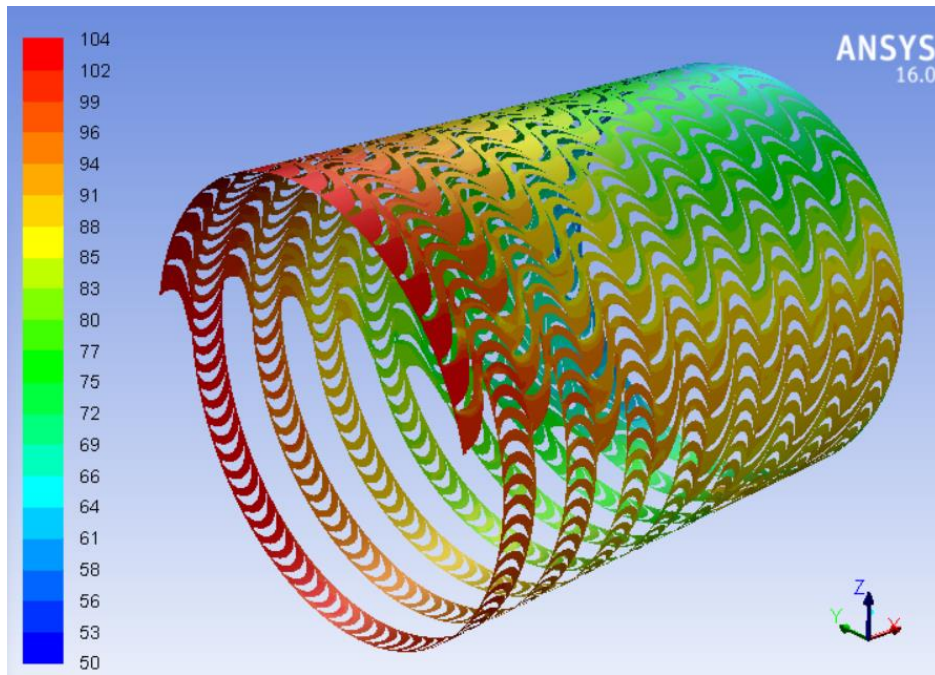
d) varijanta 4



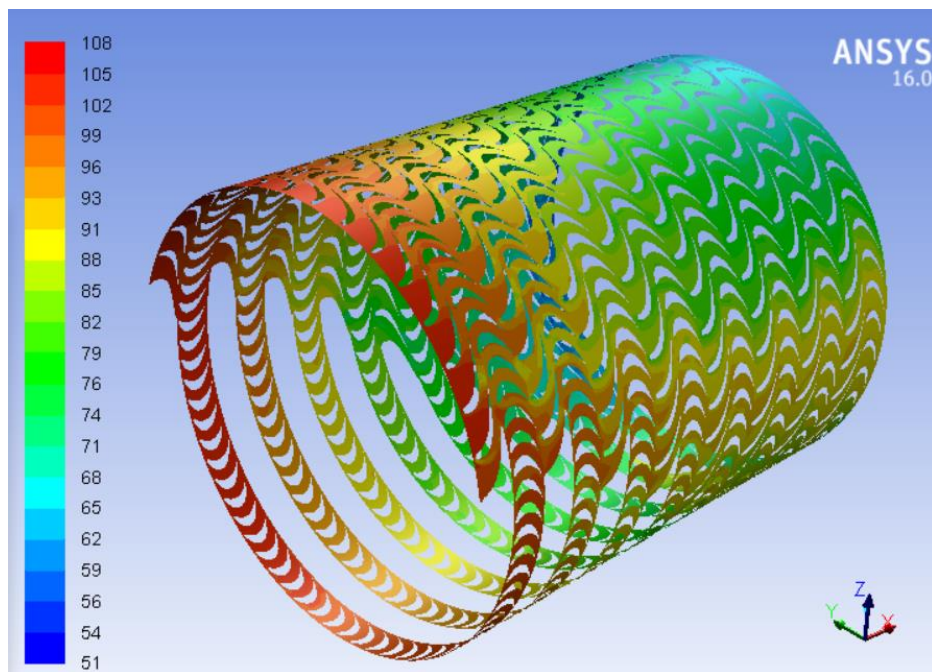
e) varijanta 5



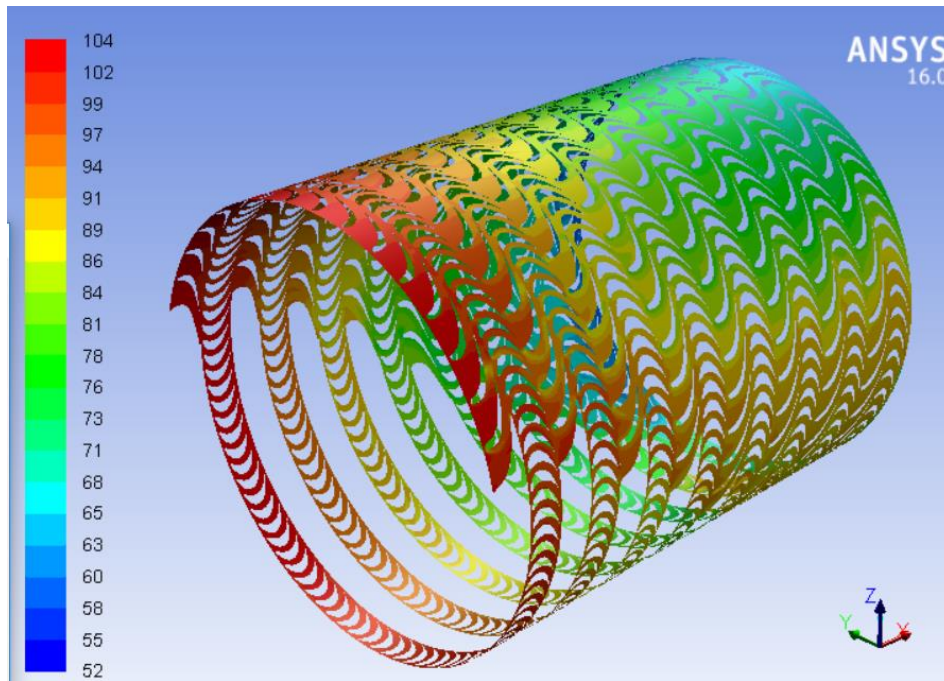
f) varijanta 6



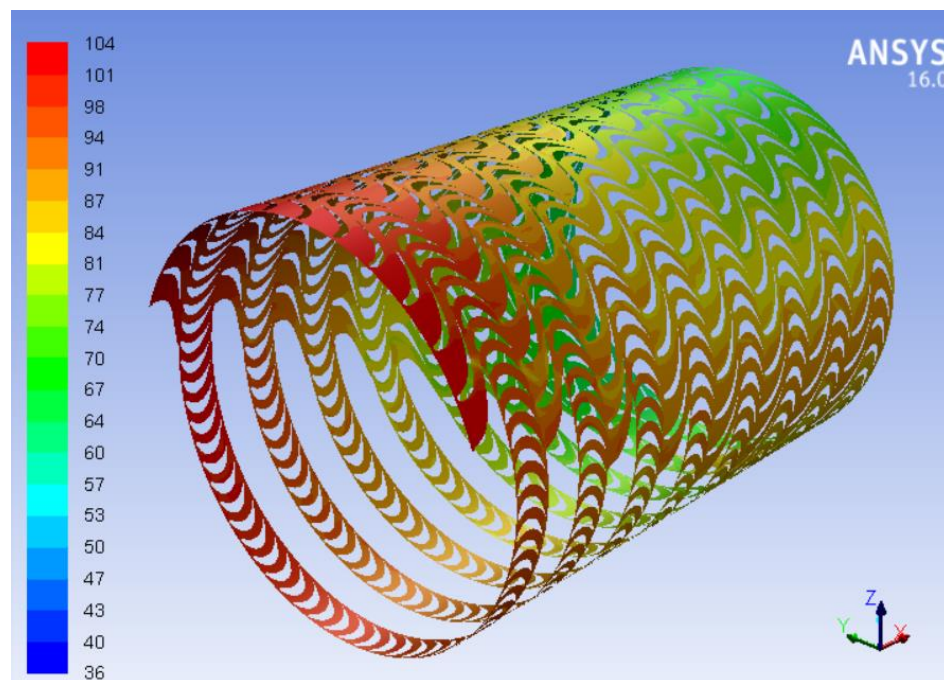
g) varijanta 7



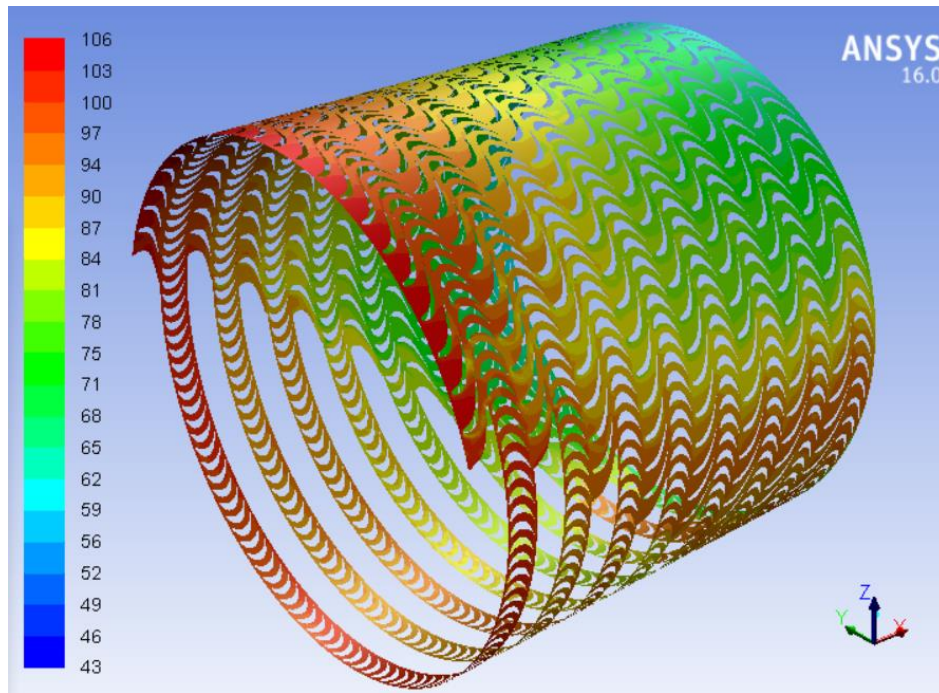
h) varijanta 8



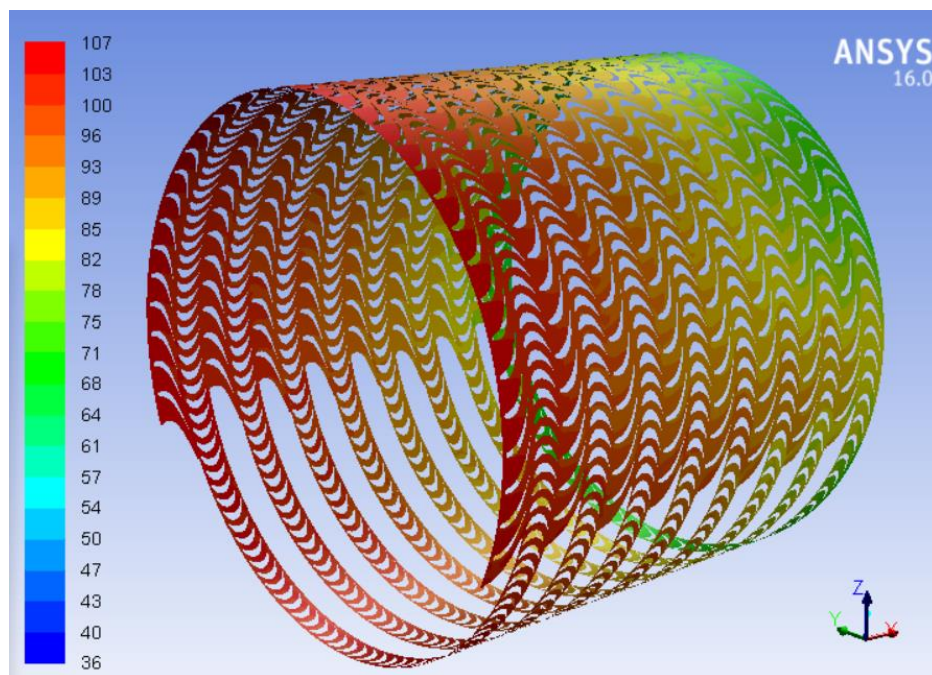
i) varijanta 9



j) varijanta 10



k) varijanta 11



l) varijanta 14

Slika 74.a-l. Raspodjele statičke temperature u °C za različite varijate protočnog dijela s obzirom na parcijalnost, širinu i korak rešetki

7.7. Komentar rezultata

Analizirajući rezultate simulacija za različite geometrije protočnog dijela može se ustvrditi da postoje određena kombinacija optimalnih vrijednosti parcijalnosti, koraka i širine rešetki pri kojoj se postiže maksimalna iskoristivost i snaga.

Poznato je da manji korak znači bolje vođenje toka pare (manji gubici na ulazu u rešetku), ali istodobno su veći i gubici trenja. Isti je slučaj i sa širinom rešetke. Što se tiče parcijalnosti njena optimalna vrijednost je kompromis između gubitaka trenja (visine lopatice) i samih gubitaka zbog parcijalnog privoda. Rezultati pokazuju da je optimalna vrijednost parcijalnosti e_{opt} blizu vrijednosti dobivenoj po poznatoj jednadžbi za parne turbine $e_{opt} = 0,33\sqrt{e l_1}$ [205, 206].

S tim u skladu najbolje su Varijanta 8 (64,11 kW uz iskoristivost 0,757) i Varijanta 9 (63,74 kW uz iskoristivost 0,772) U oba slučaja relativni korak statorskih rešetki iznosi 0,62, a relativni korak rotorskih iznosi 0,49.

8. POGLAVLJE

ZAKLJUČAK

Općenito je prihvaćeno da su tehnologije za iskorištavanje otpadne topline značajne za daljnje smanjivanje potrošnje goriva i CO₂ emisija motora s unutarnjim izgaranjem. U ovom radu, ORC je integriran s plinskim motorom koji kao gorivo koristi bio plin, električne snage 537 kW, kako bi se procijenila mogućnost proizvodnje električne energije iskorištavanjem otpadne topline (od ispušnih plinova i rashladne tekućine). ORC se trenutno smatra jednim od najboljih kandidata za iskorištavanje otpadne topline motora s unutarnjim izgaranjem za proizvodnju električne energije. Ključne stavke za maksimizaciju iskoristivosti ORC sustava su odabir radnog fluida i konstrukcija ekspandera.

Glavni doprinos ovog rada je razvoj inovativne male aksijalne višestupanjske turbine s parcijalnim privodom. Za tu svrhu razvijena je hibridna metodologija konstruiranja, u kojoj 3D CFD analiza ide ruku pod ruku s 2D preliminarnim proračun po srednjem promjeru za proračun osnovnih geometrijskih i strujnih parametara turbine. Formulacija izopentana kao realnog plina koristi se uporabom REFPROP[®] softvera. Provedena je 3D simulacija stacionarnog strujanja. Može se zaključiti sljedeće:

1. Rezultati CFD analize pokazuju da diskretizacija, tj. kvaliteta mreže kontrolnih volumena ima značajan utjecaj na rezultate. Statorske i rotorske rešetke moraju se modelirati i meširati u potpunosti budući da se periodički rubni uvjeti u slučaju parcijalnog privoda ne mogu primijeniti.
2. Simulacije su računalno zahtjevne u vidu RAM-a, opterećenja CPU-a i slobodnog prostora na tvrdom disku kako bi se spremile “case i data” datoteke.
3. Na početku simulacije u ANSYS Fluent 16[®] softveru moraju se započeti s izopentanom kao idealnim plinom i nakon što se postigne zadovoljavajuća konvergencija, uključuju se jednadžbe stanja realnog plina. Ako se simulacija odmah započne s jednadžbama stanja realnog plina, srušit će se.
4. Rezultati 2D preliminarnog proračuna koriste se kako bi se validirali rezultati 3D CFD simulacija. Rezultati 3D CFD simulacija dobro se slažu s 2D PP rezultatima u pogledu izentropske iskoristivosti (9,8%) i dobivene snage (6,8%). Također, vrijednosti tlaka,

statičke temperature, entropije i Mach-ovog broja (brzine zvuka) na izlazu i ulazu svakog turbinskog stupnja općenito se dobro slažu s 2D PP rezultatima. Iznimka je Mach-ov broj, posebno u slučaju rotorskih rešetki, gdje dolazi do značajnih odstupanja, a što je rezultat pojave lokalnih visokih Mach-ovih brojeva. S druge strane, ovo potvrđuje da 3D CFD simulacije bolje opisuju fiziku strujanja od 2D PP.

5. Iako je ovo podzvučna turbina, nadzvučno strujanje se javlja lokalno u cijelom strujnom dijelu turbine. Zbog toga se javljaju dodatni gubici u područjima nadzvučnih strujanja. Također, entropija se povećava u područjima koja nisu direktno pod djelovanjem svježe pare, što je rezultat ventilacijskih i gubitaka na krajevima segmenata u stupnjevima s parcijalnim privodom.
6. Strujnice u 3D CFD simulaciji prikazuju da strujanje u turbini nije osno simetrično već trodimenzionalno. Također su i prisutni lokalni vrtlozi u graničnim područjima.
7. Turbina je pokazala izentropsku iskoristivost od 74.8%, izlaznu snagu od 60.35 kW uz termodinamičku iskoristivost ORC-a od 11.18%. Ovi rezultati naglašavaju potencijal korištenja višestupanjske aksijalne turbine za poboljšanje termodinamičkih karakteristika ORC sustava malih snaga.

Daljnja istraživanja biti će usmjerena na detaljnije istraživanje utjecaja geometrijskih parametara (parcijalnost, kotrak i širina rešetki) na iskoristivost energetske pretvorbe te istraživanje utjecaja različitih radnih fluida na konstrukciju i karakteristike male ORC turbine.

9. POGLAVLJE

LITERATURA

- [1] Karapekmez A, Dincer I. Comparative efficiency and environmental impact assessments of a solar assisted combined cycle with various fuels. *Applied Thermal Engineering* 164 (2020) 114409, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114409>.
- [2] Macchi E, Astolfi M (Editors). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems – Technologies and Applications*. Woodhead Publishing, ISBN 978-0-08-100510-1, Amsterdam 2017.
- [3] Guzović Z, Majcen B, Cvetković S. Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia from medium-temperature geothermal sources. *Applied Energy* 98 (2012) 404–414, <https://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.03.064>.
- [4] Keshvarparasta A, Ajarostaghib SSM, Delavard MA. Thermodynamic analysis the performance of hybrid solar-geothermal power plant equipped with air-cooled condenser. *Applied Thermal Engineering* 172 (2020) 115160, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115160>.
- [5] Mascuch J, Novotny V, Vodicka V, Spale J, Zeleny Z. Experimental development of a kilowatt-scale biomass fired micro – CHP unit based on ORC with rotary vane expander. *Renewable Energy* (2018), <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.113>.
- [6] Jeon E, Heo G, Kim I, Kim H, Jung H. Conceptual design for combined ocean thermal energy conversion using computational fluid dynamics and heat balance analysis. *Int. J. Energy Res.* (2020), pp. 1–18., <https://doi:10.1002/er.5469>.
- [7] Gaoliang L, Jiaqiang E, Zhang F, Chen J, Leng E. Advanced exergy analysis for Organic Rankine Cycle-based layout to recover waste heat of flue gas. *Applied Energy* 266 (2020) 114891, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114891>.
- [8] Akorede MF, Hizam H, Pouresmaeil E. Distributed energy resources and benefits to the environment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 724–734, <https://doi:10.1016/j.rser.2009.10.025>.

- [9] Zhang X, Zhang Y, Wang J. New classification of dry and isentropic working fluids and a method used to determine their optimal or worst condensation temperature used in Organic Rankine Cycle. *Energy* (2020), <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117722>.
- [10] Huster, W.R., Schweidtmann, A.M. & Mitsos, A. Working fluid selection for organic rankine cycles via deterministic global optimization of design and operation. *Optim Eng* 21, 517–536 (2020), <https://doi.org/10.1007/s11081-019-09454-1>.
- [11] Invernizzi CM, Ayub A, Di Marcoberardino G, Iora P. Pure and Hydrocarbon Binary Mixtures as Possible Alternatives Working Fluids to the Usual Organic Rankine Cycles Biomass Conversion Systems, *Energies* 2019, 12, 4140; <https://doi.org/10.3390/en12214140>.
- [12] Akbari H, Sorin M. Thermal design and selection of the optimal working fluid for organic Rankine cycles based on the equivalent temperature concept. *Applied Thermal Engineering* 168 (2020) 114860, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114860>.
- [13] Kolasinski P. The Method of the Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems Employing Volumetric Expanders. *Energies* 2020, 13, 573, <https://doi.org/10.3390/en13030573>.
- [14] Fenga Y, Zhanga W, Niaza H, Hec Z, Wang S, Wang X, Liua Y. Parametric analysis and thermo-economical optimization of a Supercritical-Subcritical organic Rankine cycle for waste heat utilization. *Energy Conversion and Management* 212 (2020) 112773, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112773>.
- [15] Dai Y, Wang J, Gao L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50 (2009), pp. 576–582, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.10.018>.
- [16] Fana W, Hana Z, Lia P, Jiab Y. Analysis of the thermodynamic performance of the organic Rankine cycle (ORC) based on the characteristic parameters of the working fluid and criterion for working fluid selection. *Energy Conversion and Management* 211 (2020) 112746, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112746>.
- [17] Han Z, Jia X, Li P. Preliminary design of radial inflow turbine and working fluid selection based on particle swarm optimization. *Energy Conversion and Management* 199 (2019) 111933, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111933>.

- [18] Maali R, Khir T. Performance analysis of different ORC power plant configurations using solar and geothermal heat sources. *International Journal of Green Energy* (2020), pp. 1-15, <https://doi.org/10.1080/15435075.2020.1731517>.
- [19] Guzović Z, Rašković P, Blatarić Z. The comparison of a basic and a dual-pressure ORC (Organic Rankine Cycle): Geothermal Power Plant Velika Ciglena case study. *Energy* (2014), 1-12, <https://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.005>.
- [20] Wu T, Wei X, Meng X, Ma X, Han J. Experimental study of operating load variation for organic Rankine cycle system based on radial inflow turbine. *Applied Thermal Engineering* (2019), pp. 1-25, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114641>.
- [21] Wanga Z, Zhanga Z, Xiaa X, Zhaoc B, Hea N, Preliminary design and numerical analysis of a radial inflow turbine in organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Thermal Engineering* 162 (2019) 114266, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114266>.
- [22] Zhang X, Zhang Y, Li Z, Wang J, Wu Y, Ma C. Zeotropic Mixture Selection for an Organic Rankine Cycle Using a Single Screw Expander. *Energies* 2020, 13, 1022; <https://doi.org/10.3390/en13051022>.
- [23] Liu C, Wang S, Zhang C, Li Q, Xu X, Huo E. Experimental study of micro-scale organic Rankine cycle system based on scroll expander. *Energy* 188 (2019) 115930, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115930>.
- [24] Han Y, Zhang Y, Zuo T, Chen R, Xu Y. Experimental Study and Energy Loss Analysis of an R245fa Organic Rankine Cycle Prototype System with a Radial Piston Expander. *Applied Thermal Engineering* 19 (2020) 114939, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114939>.
- [25] Deligant M, Sauret E, Danel Q, Bakir F. Performance assessment of a standard radial turbine as turbo expander for an adapted solar concentration ORC. *Renewable Energy* (2018), pp. 1-14, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.019>.
- [26] Quan Y, Liu J, Zhang C, Wen J, Xu G, Dong B. Aerodynamic design of an axial impulse turbine for the high-temperature organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* 19 (2019) 114708, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114708>.

- [27] Tang B, Liu Y, Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review. *Energy Conversion and Management* 199 (2019) 111944, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111944>.
- [28] Talluri L, Dumont O, Manfrida G, Lemort V, Fiaschi D. Experimental investigation of an Organic Rankine Cycle Tesla turbine working with R1233zd(E). *Applied Thermal Engineering* 19 (2020) 115293, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115293>.
- [29] Peng N, Wang E, Meng F. Off-design performance comparison of single-stage axial turbines using CO₂ and zeotropic mixture for low-temperature heat source. *Energy Conversion and Management* 213 (2020) 112838, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112838>.
- [30] Lampe, M., De Servi, C., Schilling, J., Bardow, A., and Colonna, P. (October 8, 2019). "Toward the Integrated Design of Organic Rankine Cycle Power Plants: A Method for the Simultaneous Optimization of Working Fluid, Thermodynamic Cycle, and Turbine." *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. November 2019; 141(11): 111009. <https://doi.org/10.1115/1.4044380>.
- [31] Joel R. Basic Engineering Thermodynamics, Fourth edition, Longman Inc., New York, ISBN:0582424232.
- [32] Macchi E, Astolfi M. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications, Woodhead Publishing Series in Energy: Number 107 Woodhead Publishing is an imprint of Elsevier, ISBN: 978-0-08-100511-8, UK 2017.
- [33] Quoilin S, Van Den Broek M, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013) 168–186. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
- [34] Bundela PS, Chawla V. Sustainable development through waste heat recovery. *American Journal of Environmental Sciences* 2010;6(1):83–9, <https://doi.org/10.3844/ajessp.2010.83.89>.

- [35] Vankeirsbilck I, Vanslambrouck B, Gusev S, De Paepe M. Organic Rankine Cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. In: Proceedings of the HEFAT 2011 conference, Mauritius, 2011, <https://repository.up.ac.za/handle/2263/41796?show=full>.
- [36] Persson JG. Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types. VDI Berichte, nr. 859, Dusseldorf, 1990, https://ft.mb.tu-dortmund.de/storages/ft-mb/r/Publikationen/ICSM/1990/Persson_-_Performance_mapping_vs_design_paramters.pdf.
- [37] Quoilin S. Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications. Ph.D. thesis, University of Liege, Belgium, 2011, https://www.researchgate.net/publication/261696692_Sustainable_energy_conversion_through_the_use_of_Organic_Rankine_Cycles_for_waste_heat_recovery_and_solar_applications.
- [38] Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. 24: p. 325-342, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>.
- [39] Desai NB, Bandyopadhyay S. Process integration of organic Rankine cycle. Energy 2009; 34(10):1674–86, <https://DOI.org//10.1016/j.energy.2009.04.037>.
- [40] Liu BT, Chien KH, Wang CC. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. Energy 2004; 29(8):1207–17, DOI: [10.1016/j.energy.2004.01.004](https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004).
- [41] Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010; 14(9):3059–67, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>.
- [42] Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy 1997; 22(7):661–7, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00165-X](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(96)00165-X).
- [43] Hung TC, Wang SK, Kuo CH, Pei BS, Tsai KF. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. Energy 2010; 35(3):1403–11, <https://DOI.org/10.1016/j.energy.2009.11.025>.

- [44] Mago PJ, Chamra LM, Srinivasan K, Somayaji C. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(8–9):998–1007, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025>.
- [45] Roy JP, Mishra MK, Misra A. Performance analysis of anorganic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy* 2011; 88(9):2995–3004, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.02.042>.
- [46] Stijepovic MZ, Linke P, Papadopoulos AI, Grujic AS. On the role of working fluid properties in organic Rankine cycle performance. *Applied Thermal Engineering* 2012; 36:406–13, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.057>.
- [47] Maizza V, Maizza A. Unconventional working fluids in organic Rankine- cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 2001;21(3):381–90, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00044-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00044-2).
- [48] Larjola J. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Production Economics* 1995;41 (1–3):227–35, [https://doi.org/10.1016/0925-5273\(94\)00098-0](https://doi.org/10.1016/0925-5273(94)00098-0).
- [49] Drescher U, Brüggemann D. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* 2007;27(1):223–8, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024>.
- [50] Mikielwicz D, Mikielwicz J. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering* 2010;30(16):2357–62, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.035>.
- [51] Kuo CR, Hsu SW, Chang KH, Wang CC. Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system. *Energy* 2011;36(10):5877–85, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.08.035>.
- [52] Heberle F, Preiinger M, Brüggemann D. Zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources. *Renewable Energy* 2012; 37(1):364–70, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.044>.

- [53] Wang ZQ, Zhou NJ, Guo J, Wang XY. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy* 2012;40(1):107–15, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.022>.
- [54] He C, Liu C, Gao H, Xie H, Li Y, Wu S, Xu J. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 2012; 38(1):136–43, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.022>.
- [55] Macchi E, Perdichizzi A. Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids. *Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power* 1981; 103:718–24 (October), <https://doi.org/10.1115/1.3230794>.
- [56] Angelino, G., Invernizzi, C., Macchi, E. (1991). Organic Working Fluid Optimization for Space Power Cycles. In: Angelino, G., De Luca, L., Sirignano, W.A. (eds) *Modern Research Topics in Aerospace Propulsion*. Springer, New York, NY. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-0945-4_16.
- [57] Maizza V, Maizza A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 1996;16(7):579–90, [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00044-5](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00044-5).
- [58] Papadopoulos AI, Stijepovic M, Linke P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering* 2010;30(6–7):760–9, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.12.006>.
- [59] Borsukiewicz-Gozdur A. Pumping work in the organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2013;51(1–2):781–6, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.033>.
- [60] Invernizzi C, Iora P, Silva P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27(1):100–10, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.05.003>.
- [61] G. Angelino and P. C. di Paliano, "Organic Rankine cycles (ORCs) for energy recovery from molten carbonate fuel cells," *Collection of Technical Papers. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC) (Cat. No.00CH37022)*, Las Vegas, NV, USA, 2000, pp. 1400-1409 vol.2, <http://doi.org/10.1109/IECEC.2000.870957>.

- [62] Bruno JC, López-Villada J, Letelier E, Romera S, Coronas A. Modelling and optimisation of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(17–18):2212–26, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.022>.
- [63] Tabor H, Bronicki L. Establishing criteria for fluids for small vapour turbines. In: SAE National transportation, power plant, and fuels and lubricants meeting. Baltimore.1964, <https://doi.org/10.4271/640823>.
- [64] Garrido JM, Quinteros-Lama H, Mejía A, Wisniak J, Segura H. A rigorous approach for predicting the slope and curvature of the temperature–entropy saturation boundary of pure fluids. *Energy* 2012;45(1):888–99, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.073>.
- [65] Wang D, Ling X, Peng H, Liu L, Tao L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy* 2013; 50:343–52, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.11.010>.
- [66] Rayegan R, Tao YX. A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs). *Renewable Energy* 2011; 36(2):659–70, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.010>.
- [67] Kim KH, Han CH, Kim K. Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia–water based power cycles. *Thermochimica Acta* 2012;530:7–16, <https://doi.org/10.1016/j.tca.2011.11.028>.
- [68] Chen H, Goswami DY, Rahman MM, Stefanakos EK. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low grade heat into power. *Energy* 2011;36(1):549–55, <https://DOI:10.1016/j.energy.2010.10.006>.
- [69] Baik Y, Kim M, Chang K, Lee Y, Yoon H. Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation. *Energy* 2012;47(1):70–6, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.041>.
- [70] Angelino G, Colonna Di Paliano P. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 1998;23(6):449–63, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(98\)00009-7](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00009-7).

- [71] Wang XD, Zhao L. Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy* 2009;83(5):605–13, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.10.006>.
- [72] Chys M, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy* 2012;44(1):623–32, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.030>.
- [73] Andersen WC, Bruno TJ. Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. *Industrial and Engineering Chemistry Research* 2005;44(15):5560–6, <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ie050351s>.
- [74] Vélez F, Segovia JJ, Martín MC, Antolín G, Chejne F, Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012;16(6):4175–89, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>.
- [75] DiPippo R. *Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact*. ISBN: 9780080982069, Elsevier; 2008.
- [76] Hutterer GW. *Geothermal Power Generation in the World 2015-2020 Update Report*, Proceedings World Geothermal Congress 2020, Reykjavik, Iceland, April 26 – May 2, 2020, <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/WGC/2020/01017.pdf>.
- [77] Tchanche BF, Lambrinos G, Frangoudakis A, Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3963–3979, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024>.
- [78] Bronicki LY. *Organic Rankine Cycles in Geothermal Power Plants – 25 years of ORMAT experience*, GRC Annual Meeting Reno, NV; 2007, <https://publications.mygeoenergynow.org/grc/1025267.pdf>.
- [79] Brasz JJ, Biederman BP, Holdmann G. *Power Production from a Moderate Temperature – Geothermal Resource* GRC Annual Meeting, Reno, NV, USA; 2005.

- [80] Tchanche BF, Quoilin S, Declaye S, Papadakis G, Lemort V. Economic Optimization of Small Scale Organic Rankine Cycles. In: 23rd International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems (ECOS), Lausanne, Switzerland, June 14–17, 2010, <https://orbi.uliege.be/handle/2268/64416>
- [81] Richter C, Teske S, Schort R. Concentrating solar power – global outlook 09. Greenpeace International 2009, <http://www.solarpaces.org/wp-content/uploads/concentrating-solar-power-2009.pdf>.
- [82] Badr O, O’Callaghan PW, Hussein M, Probert SD. Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines. Applied Energy 1984;16:129–46, https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1986_200_017_02.
- [83] Trieb F, Langni O, Klai H. Solar electricity generation – a comparative view of technologies, costs and environmental impact. Solar Energy 1997;59:89–99, [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)80946-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)80946-2).
- [84] Bronicki LY, Robert AM. Solar ponds, encyclopedia of physical science and technology. ISBN 0122274105, 9780122274107; New York: Academic Press; 2001. p. 149–66.
- [85] Fritzmann C, Lowenberg J, Wintgers T, Melin T. State-of-the-art of reverse osmosis desalination. Desalination 2007;216:1–76, <https://doi.org/10.1016/j.desal.2006.12.009>.
- [86] Key World Energy Statistics. International Energy Agency (IEA); 2008, <https://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2020>.
- [87] Karekezi S. Poverty and energy in Africa – a brief review. Energy Policy 2002;30:915–9, [https://doi.org/10.1016/S0301-4215\(02\)00047-2](https://doi.org/10.1016/S0301-4215(02)00047-2).
- [88] Dong L, Liu H, Riffat S. Development of small-scale and micro-scale biomassfuelled CHP systems – a literature review. Applied Thermal Engineering 2009;29:2119–26, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.004>.
- [89] Drescher U, Bruggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. Applied Thermal Engineering 2007;27:223–8, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024>.

- [90] Schuster A, Karellas S, Kakaras E, Spliethoff H. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:1809–17, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.016>.
- [91] Bonilla JJ, Blanco JM, Lopez L, Sala JM. Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country. *Applied Thermal Engineering* 1997;17:283–8, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00024-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00024-5).
- [92] Latour SR, Menningmann JG, Blanney BL. Waste heat recovery potential in selected industries. Environmental Protection Agency (EPA) USA 1982, <https://p2infohouse.org/ref/14/13865.pdf>.
- [93] Quoilin S, Lemort V. Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems. In: 5th European conference on economics and management of energy in industry, Algarve-Portugal. 2009, https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/14609/1/ECEMEI_PaperULg_SQVL090916.pdf.
- [94] BCS Inc. Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry, US Dept. of Energy (DOE); 2008, https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf.
- [95] Bios-bionergiesysteme GmbH, <https://www.bios-bioenergy.at/index.php/en/technology-info/heat-recovery-efficiency-improvement>.
- [96] Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, <https://www.energyefficiencyasia.org/>.
- [97] Galanis N, Cayer E, Roy P, Denis ES, Desilets M. Electricity generation from low temperature sources. *Journal of Applied Fluid Mechanics* 2009;2:55–67, https://www.researchgate.net/publication/237722901_Electricity_Generation_from_Low_Temperature_Sources/fulltext/025fcb540cf2576db5fbb43e/Electricity-Generation-from-Low-Temperature-Sources.pdf.
- [98] Bohl R. Waste heat recovery from existing simple cycle gas turbine plants –a case study. In: 18th Symposium on industrial application of gas turbines (IAGT). 2009, <http://www.gten.ca/downloads/2009papers/205%20paper%20final.pdf>.

- [99] Tchanche BF. Low-grade heat conversion into power using small scale organic Rankine cycles. Ph.D. Thesis. Agricultural University of Athens, Athens. Greece; 2010. p. 200, http://dspace.aua.gr/xmlui/bitstream/handle/10329/847/Tchanche_B.pdf?sequence=3.
- [100] Vanslambrouck B, Vankeirsbilck I, Gusev S, De Paepe M. Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle. In: 2nd European Conference on Polygeneration, Tarragona, Spain. 2011, <https://lib.ugent.be/catalog/pug01:1929360>.
- [101] Quoilin S, Declaye S, Lemort V. Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle. In: 7th International conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics (HEFAT). 2010, <https://hdl.handle.net/2268/62997>.
- [102] Bundela PS, Chawla V. Sustainable development through waste heat recovery. American Journal of Environmental Sciences 2010;6:83–9, <https://doi.org/10.3844/ajessp.2010.83.89>.
- [103] Sanchez D, Munoz de Escalona JM, Monje B, Chacartegui R, Sanchez T. Preliminary analysis of compound systems based on high temperature fuel cell, gas turbine and Organic Rankine Cycle. Journal of Power Sources 2011;196:4355–63, <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2010.07.060>.
- [104] Al-Sulaiman FA, Hamdullahpur F, Dincer I. Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production. Applied Thermal Engineering 2011;31:439–46, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.09.019>.
- [105] Chacartegui R, Sanchez D, Munoz JM, Sanchez T. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. Applied Energy 2009;86:2162–70, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.016>.
- [106] Srinivasan KK, Mago PJ, Krishnan SR. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle. Energy 2010;35:2387–99, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.02.018>.

- [107] Casci C, Angelino G, Ferrari P, Gaia M, Giglioli G, Macchi E. Heat recovery in a ceramic kiln with an organic rankine cycle engine. *Journal of Heat Recovery Systems* 1981;1:125–31, https://www.academia.edu/15241191/Heat_recovery_in_a_ceramic_kiln_with_an_organic_rankine_cycle_engine .
- [108] Walsh C, Thornley P. Cost effective greenhouse gas reductions in the steel industry from an organic Rankine cycle. *Chemical Engineering Transactions* 2011;25:905–10, <https://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/pres2011-and-icheap10/PRES11/182Walsh.pdf>.
- [109] Vescovo R. ORC recovering industrial heat – power generation from waste energy streams. *Cogeneration and On-Site Power Production* 2009;(March–April), <https://www.powerengineeringint.com/decentralized-energy/equipment-technology/orc-recovering-industrial-heat-power-generation-from-waste-energy-streams/>.
- [110] Nowak W, Borsukiewicz-Gozdur A, Stachel AA. Using the low-temperature Clausius-Rankine cycle to cool technical equipment. *Applied Energy* 2008;85:582–8, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.09.001>.
- [111] El Chalmas R, Clodic D. Combined cycle for hybrid vehicles. In: SAE world congress. 2005, <https://doi.org/10.4271/2005-01-1171>.
- [112] Endo T, Kawajiri S, Kojima Y, Takahashi K, Baba T, Ibaraki S, Takahashi T, Shinorama M. Study on maximizing exergy in automotive engines, SAE world Congress, Detroit. Michigan 2007, <https://doi.org/10.4271/2007-01-0257>.
- [113] Kuo Tien W, Hua Yeh R, Hong JM. Theoretical analysis of cogeneration system for ships. *Energy Conversion and Management* 2007;48:1965–74, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.01.032>.
- [114] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 2008;28:1216–24, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.07.019>.
- [115] Quoilin RAS, Grill A, Schuster A, Lemort V, Spliethoff H. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy* 2011;88:2183–90, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.01.015>.

- [116] <http://www.nrel.gov/otec/what.html>.
- [117] Finney KA. Ocean thermal energy conversion. Guelph Engineering Journal 2008;1:17–23, http://www.soe.uoguelph.ca/webfiles/gej/articles/GEJ_001-017-023_Finney_Ocean_Thermal_Energy.pdf.
- [118] Takahashi PK, Trenka A. Ocean thermal energy conversion: its promise as a total resource system. Energy 1992;17:657–68, [https://DOI.org/10.1016/0360-5442\(92\)90073-9](https://DOI.org/10.1016/0360-5442(92)90073-9).
- [119] www.seao2.com/otec.
- [120] Uehara H. History and the future of OTEC. Renewable Energy, Japan 2006.
- [121] Spalding DB, Taborek J (editors). Heat exchanger design handbook 1-5, ISBN 3-1841-9080-3, Hemisphere Publishing Corporation, London 1983.
- [122] Saghatoun S, Zhuge W, Zhang Y, Review of expander selection for small-scale organic rankine cycle. Proceedings of the ASME 2014 4th joint US-European fluids engineering division summer meeting – FEDSM, 2014 august 3-7, Chicago, Illinois, USA, <https://doi.org/10.1115/FEDSM2014-21904>.
- [123] Zywicka G, Kaczmarczyk TZ, Ihnatowicz E. A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects. Proc IMechE Part A: J Power and Energy 0(0) 1–16, IMechE 2016, <https://doi.org/10.1177/0957650916661465>.
- [124] Zhao Y, Liu G, Li L, Yang Q, Tang B, Liu Y. Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review. Energy Conversion and Management 199 (2019) 111944, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111944>.
- [125] Smith IK, Stosic N, Kovacevic A, et al. Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low enthalpy geothermal resources. In: ASME 2006 international mechanical engineering congress and exposition advanced energy systems, Chicago, USA, 2006, <https://www.semanticscholar.org/paper/develop-Cost-Effective-Small-Scale-ORC-Systems-for-Smith-Stosic/1403863891c48141a5b045e617e8771ce08f02a9>.

- [126] Smith IK, Stosic N, Kovacevic A. Power recovery from low cost two-phase expanders. 2005, <https://www.semanticscholar.org/paper/POWER-RECOVERY-FROM-LOW-COST-TWO-PHASE-EXPANDERS-Smith-Stosic/a4522edb9b46719f06086509cbd9f24923fb437a>.
- [127] Smith IK, Stosic N, Aldis CA. Lysholm machines as two-phase expanders. In: International compressor engineering conference, West Lafayette, Indiana, USA, Purdue University, 1994 (Paper 957), <https://core.ac.uk/download/pdf/4956659.pdf>.
- [128] Qiu G, Liu H, Riffat S. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Appl Therm Eng* 2011; 31: 3301–3307, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.06.008>.
- [129] Liu L, Zhu T, Gao N, et al. A Review of Modeling Approaches and Tools for the Off-design Simulation of Organic Rankine Cycle. *J. Therm. Sci.* **27**, 305–320 (2018). <https://doi.org/10.1007/s11630-018-1023-2>.
- [130] Song P, Wei M, Shi L, et al. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems. *Appl Therm Eng* 2015; 75: 54–64, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.094>.
- [131] Mathias JA, Johnston JR, Cao J, et al. Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of an Organic Rankine Cycle. *J Energy Resources Technology* 2009; 131: 012201–9, <https://doi.org/10.1115/1.3066345>.
- [132] Harada KJ. Development of a small scale scroll expander. MSc Thesis, Oregon State University, USA, 2010, https://ir.library.oregonstate.edu/concern/graduate_thesis_or_dissertations/dj52w838c.
- [133] Montenegro G, Della Torre A, Fiocco M, et al. Evaluating the performance of a rotary vane expander for small scale Organic Rankine Cycles using CFD tools. *Energy Procedia* 2014; 45: 1136–1145, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.119>.
- [134] Aoun B. Micro combined heat and power operating on renewable energy for residential building. *Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris*, 2008, <https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/Public/46/026/46026955.pdf>.

- [135] Weiss AP. Volumetric expander versus turbine – which is the better choice for small ORC plants. In: 3rd ASME ORC conference, Brussels, Belgium, 2015., https://www.oth-aw.de/files/oth-aw/Forschung/Institute/kwk/ASME-ORC2015_weiss_22_inform_apw060715.pdf.
- [136] Kaczmarczyk TZ, Ihnatowicz E, Zywica G, et al. Experimental investigation of the ORC system in a cogenerative domestic power plant with a scroll expanders. Open Eng 2015; 5: 411–420, <https://doi.org/10.1515/eng-2015-0026>.
- [137] Kaczmarczyk T, Zywica G and Ihnatowicz E. Experimental investigation of a radial microturbine in organic Rankine cycle system with HFE-7100 as working fluid. In: 3rd ASME ORC conference, Brussels, Belgium, 2015, https://www.researchgate.net/publication/282870143_EXPERIMENTAL_INVESTIGATION_OF_A_RADIAL_MICROTURBINE_IN_ORGANIC_RANKINE_CYCLE_SYSTEM_WITH_HFE7100_AS_WORKING_FLUID.
- [138] Conklin JC, Szybist JP. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery. Energy 2010;35:1658–64, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.12.012>.
- [139] Dolz V, Novella R, Garcia A, Sanchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. Applied Thermal Engineering 2012(36): 269–278, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.025>.
- [140] Wang T, Zhang Y, Zhang J, Shu G, Peng Z. Analysis of recoverable exhaust energy from a light-duty gasoline engine. Applied Thermal Engineering 2012. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.03.025> .
- [141] Mori M, Yamagami T, Oda N, Hattori M, Sorazawa M, Haraguchi T. Current possibilities of thermoelectric technology relative to fuel economy. SAE Paper No. 2009-01-0170, Presented at SAE World Congress & Exhibition, April 2009, Detroit, MI, USA, Session: Thermal Management Systems (Part 1 of 2), <https://doi.org/10.4271/2009-01-0170>.

- [142] Saidur R, Rezaei M, Muzammil WK, Hassan MH, Paria S, Hasanuzzaman M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 5649–5659, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.018>.
- [143] Vélez F, Segovia JJ, Martín MC, Antolín G, Chejne F, Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (2012) 4175-4189, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>.
- [144] Wang T, Zhang Y, Peng Z, Shu G. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (2011) 2862-2871, <http://DOI.org/10.1016/j.rser.2011.03.015>.
- [145] Sprouse III C, Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 51 (2013) 711-722, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.017>.
- [146] Quoilin S, Broek MVD, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22 (2013) 168-186, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
- [147] Vélez F, Segovia JJ, Martín MC, Antolín G, Chejne F, Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (2012) 4175-4189, <http://DOI.org/10.1016/j.rser.2012.03.022>.
- [148] Yu G, Shu G, Tian H, Wei H, Liu L. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy*, 51 (2013) 281-290, <http://DOI.org/10.1016/j.energy.2012.10.054>.
- [149] Lu Y, Wang Y, Dong C, Wang L, Roskilly AP. Design and assessment on a novel integrated system for power and refrigeration using waste heat from diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 91 (2015) 591-599, <http://doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.08.057>.

- [150] Wang EH, Zhang HG, Zhao Y, Fan BY, Wu YT, Mu QH. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. *Energy*, 43 (2012) 385-395, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.006>.
- [151] Wang EH, Zhang HG, Fan BY, Ouyang MG, Yang FY, Yang K, Wang Z, Zhang J, Yang FB. Parametric analysis of a dual-loop ORC system for waste heat recovery of a diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 67 (2014) 168-178, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.023>.
- [152] Shu G, Liu L, Tian H, Wei H, Yu G. Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Applied Energy*, 113 (2014) 1188-1198, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.08.027>.
- [153] Milewski J, Szablowski L, Kuta J. Control strategy for an Internal Combustion engine fuelled by Natural Gas operating in Distributed Generation. *Energy Procedia* 14 (2012) 1478 – 1483, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.1120>.
- [154] Mao, G, Zou, H, Chen, G, Du, H, Zuo, J. Past, current and future of biomass energy research: A bibliometric analysis. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2015, 52, 1823–1833, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.141>.
- [155] Divya D, Gopinath L, Christy PM. A review on current aspects and diverse prospects for enhancing biogas production in sustainable means. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2015**, 42, 690–699, <http://DOI.org/10.1016/j.rser.2014.10.055>.
- [156] Cesaro A, Belgiorno V. Combined biogas and bioethanol production: Opportunities and challenges for industrial application. *Energies* **2015**, 8, 8121–8144, <http://DOI.org/10.3390/en8088121>.
- [157] Kumar S. *Biogas*; InTech: Rijeka, Croatia, 2012, <http://DOI.org/10.5772/1793>.
- [158] Pantaleo A, de Gennaro B, Shah N. Assessment of optimal size of anaerobic co-digestion plants: An application to cattle farms in the province of Bari (Italy). *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2013, 20, 57–70, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.068>.
- [159] Deublein D, Steinhauser A. *Biogas from Waste and Renewable Resources: An Introduction*; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2011, ISBN: 978-3-527-64371-4.

- [160] Benato A, Macor A. Biogas Engine Waste Heat Recovery Using Organic Rankine Cycle. *Energies* 2017, 10, 327; <http://doi.org/10.3390/en10030327>.
- [161] Dolz V, Novella R, García A, Sánchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. *Appl. Therm. Eng.* 2012, 36, 269–278, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.025>.
- [162] Quoilin S, Broek MVD, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2013, 22, 168–186, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
- [163] Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* 1997, 22, 661–667, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(96\)00165-X](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(96)00165-X).
- [164] Andersen WC, Bruno TJ Rapid screening of fluids for chemical stability in Organic Rankine Cycle applications. *Ind. Eng. Chem. Res.* 2005, 44, 5560–5566, <https://doi.org/10.1021/ie050351s>.
- [165] Tchanche BF, Quoilin S, Declaye S, Papadakis G, Lemort V. Economic feasibility study of a small scale organic rankine cycle system in waste heat recovery application. In *Proceedings of the ASME 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Istanbul, Turkey, 12–14 July 2010; Volume 1, pp. 249–256*, <https://doi.org/10.1115/ESDA2010-24828>.
- [166] Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 2010, 35, 1084–1093, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.001>.
- [167] Wang E, Zhang H, Fan B, Ouyang M, Zhao Y, Mu Q. Study of working fluid selection of Organic Rankine Cycles (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy* 2011, 36, 3406–3418, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.041>.
- [168] Tian H, Shu G, Wei H, Liang X, Liu L. Fluids and parameters optimization for the Organic Rankine Cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy* 2012, 47, 125–136, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.09.021>.

- [169] Peris B, Navarro-Esbrí J, Molés F. Bottoming Organic Rankine Cycles configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.* 2013, 61, 364–371, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.016>.
- [170] Serrano J, Dolz V, Novella R, Garcia, A. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: Evaluation of alternative solutions. *Appl. Therm. Eng.* 2012, 36, 279–287, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.024>.
- [171] Boretti A.A. Transient operation of internal combustion engines with Rankine waste heat recovery systems. *Appl. Therm. Eng.* 2012, 48, 18–23, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.043>.
- [172] Yao B, Yang F, Zhang H, Wang E, Yang K. Analyzing the performance of a dual loop organic Rankine cycle system for waste heat recovery of a heavy-duty compressed natural gas engine. *Energies* 2014, 7, 7794–7815, <https://doi.org/10.3390/en7117794>.
- [173] Wang X, Tian H, Shu G. Part-Load Performance Prediction and Operation Strategy Design of Organic Rankine Cycles with a Medium Cycle Used for Recovering Waste Heat from Gaseous Fuel Engines. *Energies* 2016, 9, 527, <https://doi.org/10.3390/en9070527>.
- [174] Wang H, Zhang H, Yang F, Song S, Chang Y, Bei C, Yang K. Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle system for diesel engine based on particle swarm optimization. *Energies* 2015, 8, 9751–9776, <https://doi.org/10.3390/en8099751>.
- [175] Grljušić M, Medica V, Radica G. Calculation of efficiencies of a ship power plant operating with waste heat recovery through combined heat and power production. *Energies* 2015, 8, 4273–4299, <https://doi.org/10.3390/en8054273>.
- [176] Sprouse C, Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.* 2013, 51, 711–722, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.017>.
- [177] Schulz W, Heitmann S, Hartmann D, Manske S, Peters-Erjawetz S, Risse S. Utilization of Heat Excess from Agricultural Biogas Plants. Bremer Energie Institut, Universität Bremen, Institut für Umweltverfahrenstechnik: Bremen, Germany, 2007.

- [178] Niemczewska J. Characteristics of utilization of biogas technology. *Nafta-Gaz* 2012, 68, 293–297, <http://archiwum.inig.pl/INST/nafta-gaz/nafta-gaz/Nafta-Gaz-2012-05-03.pdf>.
- [179] Kane EHM, Favrat D, Gay B, Andres O. Scroll expander Organic Rankine Cycle (ORC) efficiency boost of biogas engines. In *Proceedings of the ECOS 2007, Padova, Italy, 25–28 June 2007*; Università degli Studi Di Padova: Padova, Italy, 2007; Volume 2, pp. 1017–1024, <https://www.semanticscholar.org/paper/Scroll-expander-Organic-Rankine-Cycle-boost-of-Kane-Favrat/3be30e0ef76397e7e8c020576c69ebbfdc631f49>.
- [180] Saravia JR, Galaz JRV, Villena AC, Ortiz JN. Technical and Economical Evaluation Of Landfill-Biogas Fired Combined Cycle Plants. *Distrib. Gener. Altern. Energy J.* 2012, 27, 7–25, <https://www.journal.riverpublishers.com/index.php/DGAEJ/article/view/1179>.
- [181] Di Maria F, Micale C, Sordi A. Electrical energy production from the integrated aerobic-anaerobic treatment of organic waste by ORC. *Renew. Energy* 2014, 66, 461–467, <http://DOI.org/10.1016/j.renene.2013.12.045>.
- [182] Uusitalo A, Uusitalo V, Grönman A, Luoranen M, Jaatinen-Värri A. Greenhouse gas reduction potential by producing electricity from biogas engine waste heat using Organic Rankine Cycle. *J. Clean. Prod.* 2016, 127, 399–405, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.03.125>.
- [183] Meinel D, Wieland C, Spliethoff H. Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic Rankine cycle (ORC) concept. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 63, 246–253, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.016>.
- [184] Kane M, Favrat D, Gay B, Andres O. Scroll expander organic Rankine cycle (ORC) efficiency boost of biogas engines. In: *Mirandola A, Arnas O, Lazzaretto A, editors. ECOS 2007 Conference, Padova, Italy, vol. 2; 2007. pp. 1017–24*, <https://infoscience.epfl.ch/record/112249>.
- [185] Modi A, Bühler F, Andreasen JG, Haglind F. A review of solar energy based heat and power generation systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67 (2017), pp. 1047–1064, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.075>.

- [186] Vaja I. Definition of an Object Oriented Library for the Dynamic Simulation of Advanced Energy Systems: Methodologies, Tools and Application to Combined ICE–ORC Power Plants, Ph.D. Thesis in Industrial Engineering, University of Parma, Italy, 2009, <https://hdl.handle.net/1889/1051>.
- [187] Liu BT, Chien KH, Wang CC. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 2004;29:1207–17, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004>.
- [188] Incropera FP, De Witt DP. Fundamentals of heat and mass transfer. ISBN-10: 0-471-45728-0; John Wiley & Sons; 2001.
- [189] Invernizzi C, Iora P, Silva P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Appl Ther Eng* 2007;27:100–10, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.05.003>.
- [190] Kurzspezifikation BHKW: Container-Aggregat ETW 540 BG-CO-TCG 2016 V12.
- [191] Lemmon EW, Huber ML, McLinden, MO, 2008. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP, NIST Standard, Reference Database 23, Version 8.0. Physical and Chemical Properties Division, U.S. Secretary of Commerce on behalf of The United States of America, USA, <https://www.nist.gov/srd/refprop>.
- [192] Al Jubori AM, Al-Dadah RK, Mahmoud S, Daabo A. Modelling and parametric analysis of small-scale axial and radialoutflow turbines for Organic Rankine Cycle applications. *Applied Energy* 190 (2017) 981–996, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.169>.
- [193] Al Jubori AM, Daabo A, Al-Dadah RK, Mahmoud S, Ennil AB. Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* 130 (2016) 141–155, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.043>.
- [194] Al Jubori AM, Al-Dadah RK, Mahmoud S, Ennil ASB, Rahbar K. Three dimensional optimization of small-scale axial turbine for low temperature heat source driven organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management* (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.060>.

- [195] Al Jubori AM, Al-Dadah R, Mahmoud S. An innovative small-scale two-stage axial turbine for low-temperature organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* 144 (2017) 18–33, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.039>.
- [196] Quan Y, Liu J, Zhang C, Wen J, Xu G, Dong B. Aerodynamic design of an axial impulse turbine for the high-temperature organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* (2019), doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114708>.
- [197] Sun H, Qin J, Yan P, Huang H, Hung TC. Performance evaluation of a partially admitted axial turbine using R245fa, R123 and their mixtures as working fluid for small-scale organic Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management* 171 (2018) 925–935, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.048>.
- [198] Peng N, Wang E, Meng F. Off-design performance comparison of single-stage axial turbines using CO₂ and zeotropic mixture for low-temperature heat source. *Energy Conversion and Management*. 213. 112838. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112838>.
- [199] Al Jubori AM, Al-Dadah R, Mahmoud S. New performance maps for selecting suitable small-scale turbine configuration for low power organic Rankine cycle applications, *Journal of Cleaner Production* (2017), <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.05.177>.
- [200] Anand N, Colonna P, Pini M. Design guidelines for supersonic stators operating with fluids made of complex molecules, *Energy, Volume 203*, 15 July 2020, 117698, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117698>.
- [201] Tayeb NT, Mostefa T, Laib L, Aissaoui D. Performance enhancement of three-stage axial turbine for Clean Organic Rankine Cycle system driven by low-temperature heat source. November 2021, *Journal of Cleaner Production* 5(1):28, <http://dx.doi.org/10.1016/j.clet.2021.100336>.
- [202] Baljé O.E. A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A – Similarity Relations and Design Criteria of Turbines, *ASME Journal of Engineering for Power*. Vol.84(1), pp. 83-102, 1 Januar 1962, <https://doi.org/10.1115/1.3673386>.

- [203] Dixon SL, Hall CA. Fluid Mechanics and Thermodynamics of turbomachinery, sixth ed. Butterworth-Heinemann, 2010, ISBN: 978-1-85617-793-1, <http://dx.doi.org/10.1016/C2009-0-20205-4>.
- [204] Horlock JH. Axial Flow Turbines – Fluid Mechanics and Thermodynamics. ISBN-10:0882750976, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington, 1973 New York.
- [205] Guzović Z. Turbostrojevi II . Podloge za vježbe, FSB, 1999.
- [206] Guzović Z. Konstrukcija i proračun čvrstoće parnih i plinskih turbina, FSB, 1999.
- [207] Tuković Ž. Flow characteristics of aerodynamically optimal cascades of axial turbines. Master's thesis, University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Zagreb 2001.
- [208] ANSYS Inc., ANSYS 17 TurboSystem user's guide; 2016.
- [209] ANSYS Inc., ANSYS 17 TurboGrid user's guide; 2016.
- [210] ANSYS Inc., ANSYS 17 Solver Theory Guide; 2016.
- [211] Khalil KM, Mohmoud S, Al-Dadah RK. Development of innovative nonrepeated annular dual stage small-scale nitrogen axial turbine for hybrid open-closed rankine cycle. Energy Convers. Manage. 2018(164), 157–174, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.02.088>.

ŽIVOTOPIS

Mario Klun rođen je 22. listopada 1983. godine u Zagrebu, gdje je završio opću gimnaziju. Studij strojarstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje upisuje 2003. godine. Preddiplomski studij strojarstva, procesno – energetska smjer, usmjerenje energetika, završava 2008. godine. Diplomski studij istog smjera završava 2010. godine s vrlo dobrim uspjehom.

Po završetku studija zapošljava se u Pireko d.o.o. kao tehnolog-konstruktor na poslovima izrade komponenti postrojenja u energetici i brodogradnji.

U kolovozu 2011. zapošljava se u Ministarstvu obrane Republike Hrvatske, gdje polazi program Temeljne časničke izobrazbe (TČI) na Hrvatskom vojnom učilištu – „Dr. Franjo Tuđman“ (HVU) u ak. god. 2011./12. Po završetku TČI, karijeru dalje nastavlja u Gardijsko oklopno-mehaniziranoj brigadi gdje obnaša dužnosti tehnologa, zapovjednika voda i kontrolora bliske zračne potpore.

U rujnu 2016. dolazi na HVU gdje do danas obnaša dužnost nastavnika oklopništva.

U dosadašnjoj vojnoj karijeri završio je Školu zračno-kopnenih operacija Američkih zračnih snaga u Europi (2013.) u Zračnoj bazi Spangdahlem, Njemačka, Naprednu časničku izobrazbu smjera manevar (pješaštvo / oklopništvo) u Fort Benning, SAD (2019.), tečajeve za poslužitelja na radio uređajima Thales 148, Harris 152 i 117 F/G u Bojni veze (2014. – 2015.), Program za stjecanje nastavničkih kompetencija od Sveučilišta u Zadru (2018.) te Osnovni tečaj za vojnog predavača (2021.) na HVU.

Na Vojnim studijima Sveučilišta u Zagrebu drži predavanja na predmetima Suvremeni borbeni sustavi i sredstva i Temelji uporabe rodova i službi te vježbe iz predmeta Borbena oklopna vozila, Borbena oklopna vozila pješaštva s naoružanjem, Naoružanje i streljivo u oklopništvu te Vojno stručna praksa – Oklopništvo.

Nastavu iz rodova pješaštva i oklopništva drži i na Vojnoj izobrazbi na HVU.

Autor je 1 CC/SCI rada te je sudjelovao s radovima na brojnim međunarodnim konferencijama. Bio je član lokalnog organizacijskog odbora međunarodne konferencije o održivom razvoju energetike, voda i okoliša (SDEWES) 2013. godine.

Oženjen je i otac dvoje male djece.

Govori i piše engleski jezik.