Poboljšanje termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja primjenom organskih radnih medija

Katulić, Stjepko

Doctoral thesis / Disertacija

2016

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:235:760892

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-24**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Stjepko Katulić

POBOLJŠANJE TERMODINAMIČKE ISKORISTIVOSTI PARNOTURBINSKOG DIJELA KOMBINIRANOG POSTROJENJA PRIMJENOM ORGANSKIH RADNIH MEDIJA

DOKTORSKI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Mislav Čehil

Zagreb, 2016.

University of Zagreb

Faculty of mechanical engineering and naval architecture

Stjepko Katulić

THERMODYNAMIC EFFICIENCY IMPROVEMENT OF COMBINED POWER PLANT'S BOTTOM CYCLE BY USING ORGANIC WORKING FLUIDS

DOCTORAL THESIS

Supervisor:

Asst. Prof. Mislav Čehil

Zagreb, 2016

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:	621.181.27:519.8
Ključne riječi:	generator pare na otpadnu toplinu, kombinirano postrojenje, parnoturbinsko postrojenje, genetski algoritmi, optimizacija, organski fluidi
Znanstveno područje:	Tehničke znanosti
Znanstveno polje:	Strojarstvo
Institucija u kojoj je rad izrađen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje
Mentor rada:	doc. dr. sc. Mislav Čehil
Broj stranica:	231
Broj slika:	192
Broj tablica:	43
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	103
Datum obrane:	14. prosinca 2016.
Povjerenstvo	prof. dr. sc. Daniel R. Schneider – predsjednik prof. dr. sc. Antun Galović – član prof. dr. sc. Veljko Filipan – član
Institucija u kojoj je rad pohranjen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAHVALE

Ponajprije bih se zahvalio svome mentoru doc. dr. sc. Mislavu Čehilu na pomoći i usmjeravanju prilikom izrade ovoga rada. Tijekom godina međusobne suradnje razvio se ne samo profesionalni već i prijateljski međusobni odnos koji je dodatno, pozitivno, utjecao na usvajanje znanja korištenih u izradi rada.

Također zahvalio bih se prof. dr. sc. Danielu Rolph Schneideru, prof. dr. sc. Antunu Galoviću i prof. dr. sc. Veljku Filipanu što su svojim komentarima doprinijeli poboljšanju ovog rada.

Zahvala ide i prof. dr. sc. Željku Bogdanu koji mi je omogućio da dođem u situaciju da izradim ovaj doktorski rad.

Posebne zahvale idu mojoj supruzi Maji koja je bila uz mene i pružala mi podršku u najvažnijim trenucima pisanja rada.

Na kraju bih se zahvalio i svojim roditeljima, ne zato što su mi dali dovoljnu dozu pameti da izradim ovaj rad, jer to je poklon neke Više Sile, već što su mi tokom odgoja usadili moralne vrijednosti bez kojih znanje i doktorati ništa ne vrijede.

Hvala vam svima!

SADRŽAJ

I. SAŽETAK NA HRVATSKOM JEZIKU 1

II. SAŽETAK NA ENGLESKOM JEZIKU 2

III. INFORMACIJE O MENTORU 3

IV. POPIS OZNAKA 4

V. POPIS KRATICA U INDEKSIMA VARIJABLI 8

VI. POPIS SLIKA 9

VII. POPIS TABLICA 23

1 UVOD 26

1.1 Potrošnja fosilnih goriva 26

1.2 Kombinirani ciklus 27

1.3 Hipoteza istraživanja 27

1.4 Dosadašnja istraživanja 27

2 KOMBINIRANO POSTROJENJE 31

2.1 Osnovne karakteristike kombiniranog postrojenja 31

2.2 Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja 33

2.3 Generator pare na otpadnu toplinu 36

3 ODABRANI RADNI MEDIJI I NJIHOVA SVOJSTVA 39

3.1 Aceton 39

3.2 Amonijak 40

3.3 Cikloheksan 41

3.4 R11 42

3.5 R123 43

3.6 Toluen 43

3.7 Voda 44

4 GENETSKI ALGORITAM 46

4.1 Evolucijsko programiranje 46

4.2 Opis rada genetskog algoritma 47
5 OPIS MATEMATIČKOG MODELA 50
5.1 Fizikalne osnove 50
5.1.1 Termodinamička iskoristivost postrojenja 50
5.1.2 Gubici eksergije 51
5.2 Dodatni krugovi pare 53
5.3 Opis matematičkog modela parnoturbinskog postrojenja 55
5.4 Opis algoritma matematičkog modela 56
5.5 Ulazni podaci 62
5.6 Optimizacijske varijable 63
6 METODOLOGIJA 66
6.1 Analiza pinch temperature 66
6.2 Izlazne temperature dimnih plinova 74
6.3 Maseni protok radnog medija unutar generatora pare 74
6.4 Entropija pretvorbe faze pri natkritičnim tlakovima 80
6.5 Višestupanjska ekspanzija u parnoj turbini 82
6.6 Ekspanzija organskih radnih medija u turbini 83
6.7 Funkcija cilja eksergoekonomske optimizacije 85
6.8 Računanje veličine izmjenjivačkih površina 86
6.9 Određivanje mase izmjenjivačkih površina 88
7 REZULTATI 90
7.1 Termodinamička optimizacija 91
7.1.1 Preliminarna termodinamička optimizacija 91
7.1.2 Termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 94
7.1.3 Termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 123
7.2 Eksergoekonomska optimizacija 144

7.2.1 Eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 145
7.3 Analiza termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja 169
8 CASE STUDY 173
8.1 Kombinirano postrojenje Irsching 4 (Kraftwerk Ulrich Hartmann) 173
8.2 Postrojenje predloženo u patentu US 20110113786 A1 179
9 ZAKLJUČAK 181
10 LITERATURA 185
11 PRILOZI 193

I. SAŽETAK NA HRVATSKOM JEZIKU

U radu je opisan matematički model koji je korišten za potrebe optimiranja parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Generator pare na otpadnu toplinu modeliran je na način da različiti krugovi pare, uključujući i međupregrijanje prvog kruga, čine skup izmjenjivača u kojima se može izmjenjivati toplinski tok između dimnih plinova i radnih. Izmjenjivači mogu biti u međusobnom paralelnom i serijskom razmještaju. Za radni medij prvog kruga odabrana je voda dok je u drugom krugu pare, osim vode, korišten radni organski fluid. Provedena je termodinamička i eksergoekonomska optimizacija rada postrojenja, gdje su optimizacijske varijable bile razmještaj izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu, te parametri radnog medija svakog kruga pare i međupregrijanja. Kod termodinamičke optimizacije funkcija cilja je bila maksimiranje termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja, dok je kod eksergoekonomske optimizacije funkcija cilja bila minimiziranje eksergijskih gubitaka i minimiziranje investicijskih troškova. Kao optimizacijski alat koristili su se genetski algoritam i gradijentne optimizacijske metode. Matematički model je napravljen u programskom paketu Matlab. Dokazano je da se korištenjem paralelnih i serijskih razmještaja izmjenjivačkih površina, te korištenjem vode u prvom krugu pare i organskih radnih medija u drugom krugu pare, mogu postići više vrijednosti termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja.

II. SAŽETAK NA ENGLESKOM JEZIKU

In this work a mathematical model of a steam cycle (bottom cycle, Rankine cycle), which is part of combined cycle power plant, was made. The heat recovery steam generator is modeled in such a way that various pressure levels, including reheating of first pressure level, form a heat exchangers network in which heat can be exchanged between flue gases and working fluids in their parallel and serial configuration. Water is chosen as the working fluid of the first pressure level, while for the other pressure levels an organic fluid is chosen as the working fluid. A thermodynamic and exergoeconomic optimization was conducted. Optimization variables were configuration of heat exchangers inside the heat recovery steam generator and operating parameters of working fluid of each pressure level and reheating. In the case of thermodynamic optimization objective function is represented by the maximum thermodynamic efficiency of the bottom cycle, but in the case of exergoeconomic optimization objective function is represented by minimal exergetic losses and minimal investment costs. The genetic algorithm and gradient optimization methods were used as optimization tools. The mathematical model was made in Matlab software package. In comparison to other available works it is shown that by using parallel and serial configuration of heat exchangers and by using water in the first level pressure and organic working fluids in second pressure level better thermodynamic efficiency of the bottom cycle can be achieved.

III. INFORMACIJE O MENTORU

Doc. dr. sc. Mislav Čehil rođen je 17. 08. 1978. u Zagrebu. Osnovnu školu "Ante Kovačić" i prirodoslovno - matematičku gimnaziju 'Lucijan Vranjanin' završio je u Zagrebu s odličnim uspjehom. Nakon gimnazije upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu gdje je diplomirao 2003. i stječe zvanje diplomiranog inženjera strojarstva. Iste godine zapošljava se na Fakultetu strojarstva i brodogradnje kao znanstveni novak. Doktorirao je na istom fakultetu 2010. gdje je 2015. izabran u znanstveno nastavno zvanje docenta. Sunositelj je kolegija "Generatori pare", "Termoenergetska postrojenja", "Projektiranje energetskih postrojenja" i "Kotlovi". Objavio je dva znanstvena rada pod naslovom "Power system optimization" i "A novel method for finding the optimal heat storage tank capacity for a cogeneration power plant". Služi se engleskim jezikom.

IV. POPIS OZNAKA

Oznaka	Opis oznake	Mjerna jedinica
A	površina	m^2
α	kut	°
A_{eko}	površina ekonomajzera	m^2
A_{isp}	površina isparivača	m^2
A_{mpreg}	površina međupregrijača	m^2
A_{preg}	površina pregrijača	m^2
c	specifični toplinski kapacitet	J/(kg K)
c_{eko}	jedinična cijena ekonomajzera	USD/m^2
C_{eko}	ukupna cijena ekonomajzera	USD
c_{el}	cijena električne energije	USD/kWh
c_{isp}	jedinična cijena isparivača	USD/m^2
C_{isp}	ukupna cijena isparivača	USD
$C_{izm,uk}$	ukupna cijena izmjenjivačkih površina	USD
c_{mpreg}	jedinična cijena međupregrijača	USD/m^2
c_p	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku	J/(kg K)
c_{preg}	jedinična cijena pregrijača	USD/m^2
C_{preg}	ukupna cijena pregrijača	USD
c_{ref}	referentna cijena izmjenjivačkih površina	USD
D, d_v	vanjski promjer	mm
dA	infinitezimalni dio površine	m^2
Δh_{is}	izentropska promjena entalpije	J/kg
ΔT	temperaturna razlika	°C
$\Delta T_{eko,sr}$	srednja temperaturna razlika unutar ekonomajzera	°C
$\Delta T_{gp,ul}$	razlika temperature dimnih plinova i temperature radnog medija na ulazu u generator pare	°C
ΔT_m	srednja logaritamska temperaturna razlika	°C
dx	infinitezimalni dio duljine	mm
F	profit	USD
F_{ee_uk}	ukupna dobit od prodaje električne energije	USD
f_{opt}	faktor opterećenja postrojenja	
G_{el}	gubici uslijed neproizvedene električne energije	USD
$G_{el,bezd}$	gubici uslijed neproizvedene električne energije, bezdimenzijski oblik	
G_{invest}	investicijski gubici	USD
$G_{invest,bezd}$	investicijski gubici, bezdimenzijski oblik	
G_{uk}	ukupni financijski gubitak	USD

$G_{\text{uk,bezd}}$	ukupni financijski gubitak, bezdimenzijski oblik	
g_{zrac}	gubici zračenja u generatoru pare	
h	entalpija	J/kg
η_{carnot}	termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa	
η_{CCGT}	termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja	
η_{ciklus}	termodinamička iskoristivost parnoturbinskog ciklusa	
H_{d}	donja ogrjevna vrijednost goriva	MJ/kg
η_{eks}	eksergijska iskoristivost	
η_{el}	iskoristivost električnog generatora	
η_{GT}	termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja	
η_{gp}	termodinamička iskoristivost generatora pare	
η_{meh}	mehanička iskoristivost povezana s gubicima u ležajevima turbine	
η_{post}	termodinamička iskoristivost postrojenja	
η_{ST}	termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja	
I	eksergijski gubici	W
k	koeficijent prolaza topline	$\text{W/(m}^2\text{ K)}$
k_{eko}	koeficijent prolaza topline ekonomajzera	$\text{W/(m}^2\text{ K)}$
k_{isp}	koeficijent prolaza topline isparivača	$\text{W/(m}^2\text{ K)}$
k_{mpreg}	koeficijent prolaza topline međupregrijača	$\text{W/(m}^2\text{ K)}$
k_{preg}	koeficijent prolaza topline pregrijača	$\text{W/(m}^2\text{ K)}$
L	duljina	mm
n_{eko}	broj ekonomajzera	
n_{mp}	broj međupregrijača	
n_{preg}	broj pregrijača	
p	tlak	bar
P_{CCPP}	električna snaga kombiniranog postrojenja	W
P_{GT}	električna snaga plinske turbine	W
p_{kond}	kondenzatorski tlak	bar
p_{krit}	kritični tlak	bar
p_{max}	maksimalno dopušteni tlak	bar
p_{ok}	okolišni tlak	bar
P_{p}	snaga pumpe	W
P_{potr}	potrebna snaga za vlastitu potrošnju	W
P_{ST}	mehanička snaga dobivena na turbini	W
q	specifični toplinski tok	W/kg
q_{m}	maseni protok	kg/s

$q_{m,dp}$	maseni protok dimnih plinova	kg/s
$q_{m,rm}$	maseni protok radnog medija	kg/s
R	opća plinska konstanta	J/(mol K)
ρ	gustoća čelika	kg/m^3
r	radijus cijevi	mm
r_1	unutarnji radijus cijevi	mm
r_2	vanjski radijus cijevi	mm
s	specifična entropija	J/(kg K)
T	temperatura	K, °C
T'	temperatura vrele kapljevine	°C
T''	temperatura suhozasićene pare	°C
$T_{dp,iz}$	temperatura dimnih plinova na izlazu u generator pare	°C
$T_{dp,min}$	minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare	°C
$T_{dp,ul}$	temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare	°C
t_{god}	broj godina	god
T_{kond}	temperatura kondenzacije	°C
T_{preg}	temperatura pregrijanja	°C
$T_{preg,max}$	maksimalno dopuštena temperatura pregrijanja	°C
T_{rm_ul}	temperatura radnog medija na ulazu u generator pare	°C
t_{rs}	broj radnih sati	h/god
T_{rv}	temperatura rashladne vode	°C
T_{zas}	temperatura zasićenja	°C
W	rad	J
w	specifični rad	J/kg
x	sadržaj pare	
x(i), i = 1,..,n	optimizacijska varijabla	
x_{min}	minimalno dopušteni sadržaj pare na izlazu iz turbine	
Ψ	eksergija	W
δ	debljina stijenke	mm
ΔT_{pp}	pinch temperatura	°C
$\Delta T_{pp,eco}$	pinch temperatura unutar ekonomajzera	°C
ΣA_i	suma svih površina	m^2
$\Sigma \Delta h_{i,is}$	suma svih izentropskih specifičnih entalpijskih padova	J/kg
σ_{ekv}	ekvivalentno naprezanje	N/mm^2
σ_r	radijalno naprezanje	N/mm^2
ΣW	suma svih radova	W
$\Sigma \Psi_{ul}$	suma svih ulaznih eksergija	W

$\Sigma \psi_{iz}$	suma svih izlaznih eksergija	W
$\Sigma \psi_{rm,iz}$	suma izlaznih eksergija svih radnih medija	W
$\Sigma \psi_{rm,ul}$	suma ulaznih eksergija svih radnih medija	W
σ_z	aksijalno naprezanje	N/mm^2
σ_φ	cirkularno naprezanje	N/mm^2
Φ	toplinski tok	W
Φ_{dov}	doveden toplinski tok	W
$\Phi_{dp_uk_udio}$	udio ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova	
Φ_{eco}	predani toplinski tok u ekonomajzeru	W
Φ_{GT}	toplinski tok doveden plinskoturbinskom ciklusu	W
Φ_{isp}	predani toplinski tok u isparivaču	W
Φ_{odv}	odvedeni toplinski tok	W
Φ_{preg}	predani toplinski tok u pregrijaču	W

V. POPIS KRATICA U INDEKSIMA VARIJABLI

Kratica	**Opis kratice**
CCGT	kombinirano postrojenje
d.p.	dimni plinovi
dov	dovođenje
eko	ekonomajzer
ekv	ekvivalentno
el	električno
gp	generator pare
GT	plin
isp	isparivač
iz	izlaz
izm	izmijenjeno
kond	kondenzator
max	maksimalno
min	minimalno
mpreg	međupregrijač
NT	niskotlačni
odv	odvođenje
ok	okoliš
post	postrojenje
preg	pregrijač
ref	referentno
rm	radni medij
rv	rashladna voda
sr	srednja
ST	parna turbina
tg	toplinski gubici
uk	ukupno
ul	ulaz
vs	višestupanjska
VT	visokotlačni

VI. POPIS SLIKA

Slika 1.1 Potrošnja primarne energije u razdoblju od 1988. do 2013. (SAD) 26
Slika 1.2. Projekcije potrošnje pojedinih energenata do 2040. (SAD) 26
Slika 2.1. Shematski prikaz kombiniranog postrojenja 31
Slika 2.2. Tokovi energije u kombiniranom postrojenju 33
Slika 2.3. Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog ciklusa, $T_{dp,ul}$ = 1000 °C 35
Slika 2.4. Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog ciklusa, $T_{dp,ul}$ = 1500 °C 36
Slika 2.5. Vertikalni generator pare na otpadnu toplinu 37
Slika 2.6. Horizontalni generator pare na otpadnu toplinu 38
Slika 4.1 Pojednostavljeni dijagram toka genetskog algoritma 49
Slika 5.1 Rankineov ciklus u *T-s* dijagramu 50
Slika 5.2. Predani toplisnki tok dimnih plinova radnom mediju velikog toplinskog kapaciteta 54
Slika 5.3. Shema parnoturbinskog postrojenja s generatorom pare na otpadnu toplinu 56
Slika 5.4. Dijagram toka algoritma matematičkog modela 61
Slika 5.5. Ovisnost specifične entalpije dimnih plinova o temperaturi 63
Slika 6.1 Pinch temperatura u generatoru pare na otpadnu toplinu 66
Slika 6.2. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta vode u blizini temperature zasićenja za različite potkritične tlakove 67
Slika 6.3. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta acetona u blizini temperature zasićenja za različite potkritične tlakove 68
Slika 6.4. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove vode 68
Slika 6.5. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove acetona 69
Slika 6.6. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na ulazu u generator pare 69
Slika 6.7. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare 70
Slika 6.8. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 200 bar i temperature dimnih plinova od 700 °C, 900 °C i 1300 °C. 72

Slika 6.9. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 800 bar i temperature dimnih plinova od 450 °C, 650 °C i 1000 °C. 72
Slika 6.10. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 1500 bar i temperature dimnih plinova od 500 °C, 750 °C i 1000 °C. 73
Slika 6.11. Iznos stvarne pinch temperature (voda kao radni medij) u ovisnosti o tlaku i temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare 73
Slika 6.12. Presijecanje temperaturnog profila vode i dimnih plinova 75
Slika 6.13. Odnos masenog protoka radnog medija, izlazne temperature dimnih plinova i ukupno predanog toplinskog toka (voda kao radni medij). 76
Slika 6.14. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova kada uz pretpostavku da se pinch temperatura nalazi isključivo na ulazu u isparivač (potkritični tlakovi) 77
Slika 6.15. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova za stvarnu poziciju pinch temperature (potkritični tlakovi) 77
Slika 6.16. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova uz pretpostavku da se pinch temperatura nalazi isključivo na ulazu u isparivač (natkritični tlakovi) 77
Slika 6.17. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova za stvarnu poziciju pinch temperature (natkritični tlakovi) 78
Slika 6.18. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 600 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka 78
Slika 6.19. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 800 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka 78
Slika 6.20. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 1000 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka 79
Slika 6.21. Usporedba masenih protoka vode, acetona i R11 pri nižim ulaznim temperaturama dimnih plinova u generator pare 79

Slika 6.22. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta vode o temperaturi (radni tlak p = 400 bar) 80
Slika 6.23. Ovisnost entropije "pretvorbe faze" o radnom tlaku 81
Slika 6.24. Razlika termodinamičkih iskoristivosti između jednostupanjske i dvostupanjske ekspanzije u turbini u ovisnosti o tlaku na ulazu u drugi stupanj 83
Slika 6.25. Prikaz višestupanjske ekspanzije u turbini u *h*-*s* dijagramu 83
Slika 6.26. Linije zasićenja toluena i cikloheksana u *T*-*s* dijagramu 84
Slika 6.27. Linije zasićenja acetona i R11 u *T*-*s* dijagramu 84
Slika 6.28. Ekspanzija R123 u turbini 85
Slika 6.29. Temperaturni profil dimnih plinova i radnog medija unutar ekonomajzera 87
Slika 6.30. Podjela ekonomajzera na segmente 87
Slika 7.1. Ovisnost temperature kondenzacije vodene pare o molnom udjelu vodene pare u dimnim plinovima 92
Slika 7.2. Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare 94
Slika 7.3 *T*-*Φ* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 96
Slika 7.4 *T*-*Φ* dijagram jednostavnog postrojenja s jednim krugom pare i vodom kao radnim medijem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C 96
Slika 7.5 *T*-*s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 97
Slika 7.6 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o faktoru z na izlazu iz turbine za vodu kao radni medij 99
Slika 7.7 *h*-*s* dijagram vode 99
Slika 7.8 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 101
Slika 7.9 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C - termodinamička optimizacija 102
Slika 7.10 *T*-*Φ* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 102
Slika 7.11 *T*-*s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 103

Slika 7.12 *T-Φ* dijagram - jedan krug pare s vodom kao radnim medijem radnih parametara *p* = 241,4 bar i T_{preg} = 598,6 °C.....104
Slika 7.13 Linije zasićenja različitih radnih medija u ovisnosti o temperaturi.....105
Slika 7.14 Linije zasićenja različitih radnih medija u ovisnosti o tlaku, *p-s* dijagram 105
Slika 7.15 Utjecaj radnih tlakova na temperaturni profil vode i acetona.....106
Slika 7.16 *T-Φ* dijagram serijski razmještenih izmjenjivačkih površina prvog (voda) i drugog (aceton) kruga pare. 107
Slika 7.17 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o o faktoru *z* na izlazu iz turbine za aceton kao radni medij 108
Slika 7.18 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija.....109
Slika 7.19 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija.....109
Slika 7.20 *T-Φ* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 110
Slika 7.21 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 111
Slika 7.22 Utjecaj radnih tlakova na temperaturni profil R11 111
Slika 7.23 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o faktoru *z* na izlazu iz turbine za R11 kao radni medij.....112
Slika 7.24 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija.....113
Slika 7.25 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija.....113
Slika 7.26 *T-Φ* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare.....115
Slika 7.27 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 115
Slika 7.28 Ovisnost termodinamičke iskoristivosti ciklusa vode kao radnog medija o radnom tlaku i temperaturi 116

Slika 7.29 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 117
Slika 7.30 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 117
Slika 7.31 *T-Φ* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 118
Slika 7.32 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 118
Slika 7.33 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = od 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 119
Slika 7.34 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 119
Slika 7.35 *T-Φ* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 120
Slika 7.36 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare 121
Slika 7.37 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 122
Slika 7.38 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 122
Slika 7.39 Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 123
Slika 7.40 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 125
Slika 7.41 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 126

Slika 7.42 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 127
Slika 7.43 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 128
Slika 7.44 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 129
Slika 7.45 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 129
Slika 7.46 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 130
Slika 7.47 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 131
Slika 7.48 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 132
Slika 7.49 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 132
Slika 7.50 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 133
Slika 7.51 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 133
Slika 7.52 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 135

Slika 7.53 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 136
Slika 7.54 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 136
Slika 7.55 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 137
Slika 7.56 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 138
Slika 7.57 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 138
Slika 7.58 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 139
Slika 7.59 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 139
Slika 7.60 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 140
Slika 7.61 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 141
Slika 7.62 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 142
Slika 7.63 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija 142

Slika 7.64 Prosječni godišnji faktor opterećenja kombiniranih postrojenja, 2005. – 2015. (SAD) 144
Slika 7.65 Usporedba raspodjele faktora opterećenja kombiniranih postrojenja u 2005. i 2015. (SAD) 145
Slika 7.66 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 146
Slika 7.67 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 147
Slika 7.68 *T-A* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 148
Slika 7.69 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 149
Slika 7.70 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 151
Slika 7.71 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 151
Slika 7.72 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 152
Slika 7.73 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 153
Slika 7.74 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 154
Slika 7.75 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 155

Slika 7.76 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 156
Slika 7.77 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 156
Slika 7.78 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 157
Slika 7.79 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 158
Slika 7.80 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 159
Slika 7.81 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 160
Slika 7.82 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 161
Slika 7.83 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 161
Slika 7.84 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija 162
Slika 7.85 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 3500 h/god. – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 163
Slika 7.86 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 7500 h/god. – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 164

Slika 7.87 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o godišnjem broju radnih sati. 165
Slika 7.88 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i c_{ref} /2 – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 166
Slika 7.89 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i 3*c_{ref} – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 167
Slika 7.90 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o jediničnoj cijeni izmjenjivačkih površina. 168
Slika 7.91 Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja za temperaturu dimnih plinova na ulazu u generator pare od 600 °C – aceton radni medij drugog kruga pare 170
Slika 7.92 Usporedba termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja gdje su temperature na ulazu u generator pare 500 °C odnosno 600 °C (termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je rezultat termodinamičke optimizacije) – aceton radni medij drugog kruga pare 170
Slika 7.93 Usporedba termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja gdje su temperature na ulazu u generator pare 500 °C odnosno 600 °C (termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je rezultat eksergoekonomske optimizacije) – voda radni medij drugog kruga pare 172
Slika 8.1 Shema parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem 173
Slika 8.2 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem 175
Slika 8.3 *T-s* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem 175
Slika 8.4 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 176
Slika 8.5 *T-s* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 177

Slika 8.6 *T-Φ* dijagram postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 178
Slika 8.7 *T-s* dijagram postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem 178
Slika 8.8 *T-Φ* dijagram termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1 s R123 kao radnim medijem u trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – tri kruga pare i međupregrijanje 180
Slika 8.9 *T-s* dijagram termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1 s R123 kao radnim medijem u trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – tri kruga pare i međupregrijanje 180
Slika 11.1 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (voda) 193
Slika 11.2. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (aceton) 194
Slika 11.3. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R11) 195
Slika 11.4 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R123) 196
Slika 11.5 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (amonijak) 197
Slika 11.6 Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (voda) 198
Slika 11.7. Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (aceton) 199

Slika 11.8. Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (R11) 200
Slika 11.9 Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (R123) ..201
Slika 11.10 Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (amonijak) 202
Slika 11.11 Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (voda) 203
Slika 11.12. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (aceton) 204
Slika 11.13. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R11) 205
Slika 11.14. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R123) 206
Slika 11.15. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (amonijak) 207
Slika 11.16 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare 208
Slika 11.17 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare 209
Slika 11.18 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare 210
Slika 11.19 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare 211

Slika 11.20 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare 212
Slika 11.21 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare 213
Slika 11.22 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare 214
Slika 11.23 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare 215
Slika 11.24 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare 216
Slika 11.25 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare 217
Slika 11.26 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare 218
Slika 11.27 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,u\,l}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare .219
Slika 11.28 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare 220
Slika 11.29 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare ...221
Slika 11.30 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare ...222
Slika 11.31 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare 223
Slika 11.32 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare .224
Slika 11.33 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare 225
Slika 11.34 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare ...226
Slika 11.35 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare ...227
11.36 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god 228

Slika 11.37 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god 229
Slika 11.38 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god 230

VII. POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Kemijska svojstva acetona 40
Tablica 3.2. Kemijska svojstva amonijaka 41
Tablica 3.3. Kemijska svojstva cikloheksana 42
Tablica 3.4. Kemijska svojstva R11 42
Tablica 3.5. Kemijska svojstva R123 43
Tablica 3.6. Kemijska svojstva toluena 44
Tablica 3.7. Kemijska svojstva vode 45
Tablica 5.1 Ulazni podaci 62
Tablica 5.2 Sastav goriva 63
Tablica 5.3 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare 64
Tablica 5.4 Popis optimizacijskih varijabli – eksergoekonomska optimizacija, dva kruga pare 64
Tablica 5.5 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem 64
Tablica 5.6 Popis optimizacijskih varijabli – eksergoekonomska optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem 65
Tablica 5.7 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem 65
Tablica 6.1 Podaci o materijalima izmjenjivačkih površina 88
Tablica 7.1 Preliminarni rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s dva kruga pare 92
Tablica 7.2 Preliminarni rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 93
Tablica 7.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare 101
Tablica 7.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare 109
Tablica 7.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare 113
Tablica 7.6 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare 116
Tablica 7.7 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare 119

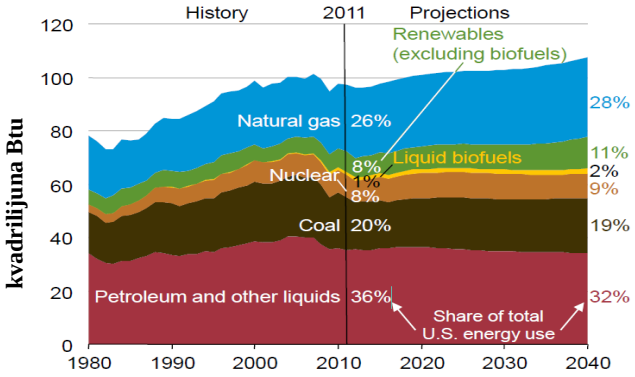
Tablica 7.8 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare 121
Tablica 7.9 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 127
Tablica 7.10 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 130
Tablica 7.11 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 133
Tablica 7.12 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 136
Tablica 7.13 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 139
Tablica 7.14 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 141
Tablica 7.15 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem 149
Tablica 7.16 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem 152
Tablica 7.17 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem 154
Tablica 7.18 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem 157

Tablica 7.19 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem 159
Tablica 7.20 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem 162
Tablica 7.21 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 3500 h/god. – dva kruga s međupregrijanjem 164
Tablica 7.22 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 7500 h/god. – dva kruga s međupregrijanjem 165
Tablica 7.23 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i c_{ref} /2 – dva kruga s međupregrijanjem 167
Tablica 7.24 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i 3*c_{ref} – dva kruga s međupregrijanjem 168
Tablica 7.25 Financijski rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, 5500 h/ god, c_{ref} 169
Tablica 8.1 Tehnička specifikacija postrojenja Irsching 4.....173
Tablica 8.2 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem 174
Tablica 8.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 176
Tablica 8.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem 177
Tablica 8.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1, R123 kao radni medij trećeg kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem.....180

1 UVOD

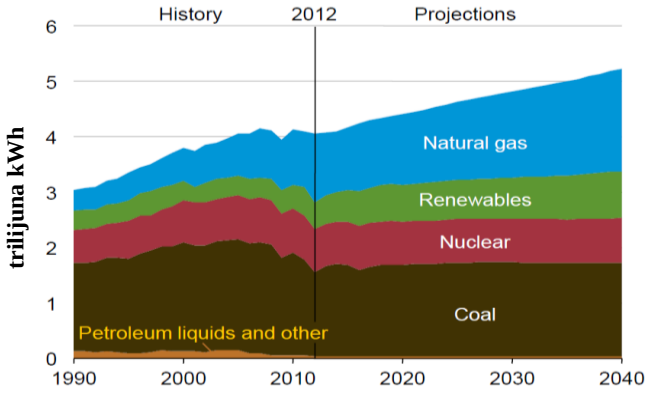
1.1 Potrošnja fosilnih goriva

Ukupna potrošnja energije iz primarnih energenata je daleko veća nego li potrošnja energije iz obnovljivih izvora energije. Kao primjer na Slici 1.1 prikazana je ukupna potrošnja primarnih energenata u Sjedinjenim Američkim Državama [1]. Sa slike se uočava da su nafta, ugljen i plin najviše korišteni energenti. Prosječni godišnji porast potrošnje nafte je oko 1,5 %, ugljena 3,24 % a plina više od 4 % u razdoblju od 2000. do 2011.



Slika 1.1 Potrošnja primarne energije u razdoblju od 1988. do 2013. (SAD) [1]

Dobivanje električne energije iz fosilnih goriva je i dalje dominantno u usporedbi s dobivanjem električne energije iz obnovljivih izvora energije. Projekcije buduće potrošnje pojedinih energenata u proizvodnji električne energije u Sjedinjenim Američkim Državama **[2]** pokazuju tendenciju njihova porasta (Slika 1.2). Kako se može vidjeti na dijagramu, plin će postati primarni energent s udjelom u ukupnoj potrošnji od oko 35 %. Navedeni podaci ukazuju da će se proizvodnja električne energije u kombiniranim postrojenjima u budućnosti i dalje povećavati.



Slika 1.2. Projekcije potrošnje pojedinih energenata do 2040. (SAD) [2]

1.2 Kombinirani ciklus

Proces pretvorbe energije sadržane u gorivu u električnu energiju uključuje generiranje mehaničkog rada koji se zatim transformira u električnu energiju pomoću električnog generatora. U cilju poboljšanja ukupnog stupnja iskoristivosti termoenergetskog postrojenja pri proizvodnji električne energije može biti objedinjeno više različitih radnih ciklusa. Postrojenje koje se sastoji od više ciklusa se naziva kombiniranim postrojenjem. Takvo postrojenje može imati termodinamičku iskoristivost višu od 60 %. U izvještaju General Electrica iz 2016. tvrdi se da je ostvarena termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja od 62,22 % **[3].** Kombinirano postrojenje se obično sastoji od plinskoturbinskog i parnoturbinskog ciklusa tj. od Braytonovog i Rankineovog ciklusa. Dimni plinovi na izlazu iz plinske turbine imaju temperaturu od oko 600 °C **[4]** te predstavljaju izvor topline koji se iskorištava u generatoru pare na otpadnu toplinu (eng. heat recovery steam generator, HRSG), u svrhu proizvodnje pare za pogon parne turbine, čime se dodatno proizvodi električna energija, a samim time i povećava stupanj termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Generatori pare najčešće imaju više krugova pare u kojima je radni medij voda **[5]**. Razlog korištenja više krugova pare je pinch temperatura koja onemogućava dovoljno iskorištavanje topline u generatoru pare. Dodatni radni krugovi pare koriste toplinu dimnih plinova pri nižim temperaturama i zbog toga imaju niže vrijednosti termodinamičkih iskoristivosti ciklusa.

1.3 Hipoteza istraživanja

Hipoteza je da će, zamjenom vode u drugom i trećem krugu pare organskim fluidom, doći do povećanja termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja, a samim time i cijelog kombiniranog postrojenja.

1.4 Dosadašnja istraživanja

Statistički podaci potvrđuju [6] da razvojem suvremenog društva nužno raste i potreba za električnom energijom. Činjenica da su fosilna goriva neobnovljivi izvori energije znači da su njihove zalihe sve manje i da je za daljnji održivi razvoj nužno unaprijediti tehničku razinu današnjih termoenergetskih postrojenja, tako da se unaprijede materijali elemenata postrojenja, koji će omogućiti više radne parametre (temperatura, tlak) radnog medija te da se unaprijedi način iskorištavanja otpadne topline u generatoru pare na otpadnu toplinu. Posebno zanimljivim se čini povećanje stupnja iskoristivosti kombiniranog postrojenja tako da se pravilnim rasporedom izmjenjivačkih površina generatora pare na otpadnu toplinu, pravilnim odabirom vrste i broja radnih medija, te pravilnim odabirom radnih parametara poveća

stupanj iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja. Pronalaskom boljih, prethodno navedenih, parametara došlo bi, za isti iznos proizvedene električne energije, do smanjenja potrošnje goriva, a samim time i do smanjenja emisije stakleničkih i ostalih štetnih plinova koji su produkt izgaranja goriva. Pregledom znanstvene literature, istraživanje povećanja iskoristivosti kombiniranog postrojenja može se ugrubo podijeliti u tri kategorije:

a) Istraživanje poboljšanja iskoristivosti plinskoturbinskog (Braytonov ciklus) i parnoturbinskog (Rankineov ciklus) ciklusa ([7], [8] ,[9] , [10], [11], [12], [13], [14]) ,
b) istraživanje poboljšanja cjelokupnog kombiniranog ciklusa ([15], [16], [17]),
c) istraživanje primjene novih radnih medija ([18], [19], [20], [21], [22], [23]).

Poboljšanja u radu plinskoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja su usko vezana za razvoj plinskih turbina, točnije, za povećanje temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu. Zahvaljujući razvoju avionskih mlaznih motora, prvenstveno razvojem novih materijala i inovativnim tehnikama hlađenja turbinskih lopatica, temperature na ulazu u plinsku turbinu su postupno rasle od početnih 700 °C pa sve do današnjih 1500 °C [24], što je omogućilo veću termodinamičku iskoristivost plinskih turbina.

Što se tiče parnoturbinskog ciklusa, istraživanja su se fokusirala na poboljšanje iskoristivosti ciklusa na način da se poboljša iskorištavanje topline dimnih plinova koji izlaze iz plinske turbine. Poboljšanje je moguće postići upotrebom više krugova pare u generatoru pare na otpadnu toplinu [25]. Upotrebom kompleksnih konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu pojavila se potreba za korištenjem optimizacijskih metoda, pomoću kojih je moguće pronaći optimalne vrijednosti radnih parametara generatora pare u ovisnosti o funkciji cilja koja je najčešće tehničkog ili ekonomskog karaktera. Dosada su provedene brojne studije na temu optimiranja rada kombiniranog postrojenja. Neke studije koriste energoekonomski pristup, a koji je zapravo kompromis između potrebe za poboljšanjem termodinamičke iskoristivosti i smanjenja investicijskih troškova. Valdes et al. [26] su u svom radu optimirali kombinirani ciklus s generatorom pare s jednim i više krugova pare koristeći trošak proizvodnje po jedinici generirane električne energije, te godišnji tok novca kao funkciju cilja. Katovicz i Bartela [27] su optimirali generator pare na otpadnu toplinu s tri kruga pare i s međupregrijanjem, analizirajući pri tome utjecaj cijene goriva na optimalne radne parametre. Funkcija cilja je bila neto sadašnja vrijednost investicije. Rovir et al. [28] su razvili termoekonomski optimizacijski model kojemu je funkcija cilja minimiziranje cijene

električne energije, uzimajući pri tom u obzir činjenicu da kombinirano postrojenje često radi u režimu smanjenog opterećenja. Xiang et al. [29] u svome radu navode da današnja parnoturbinska postrojenja dosežu termodinamičku iskoristivost od 39,2 %. Pošto u njihovu radu nije navedena metodologija izračuna termodinamičke iskoristivosti, pretpostavlja se da su autori primijenili neku drugu metodologiju izračuna negoli što je primijenjena metodologija u ovom doktorskom radu.

Kompleksnije optimizacijske metode, temeljene na eksergoenergetskoj analizi su također predmetom brojnih znanstvenih radova. Eksergoekonomska teorija ([30], [31], [32]) objedinjuje drugi zakon termodinamike s ekonomskim principima u svrhu uzimanja u obzir troškova termodinamičkih nesavršenosti (gubitaka) u ukupni iznos troška rada nekog energetskog postrojenja [33]. Posljednjih nekoliko godina raste interes za eksergoekonomsku optimizaciju režima rada energetskih postrojenja, uključujući kogeneracijske sustave ([34], [35]), sustave s obnovljivim izvorima energije [36], te termoenergetska postrojenja s ugljenom kao primarnim energentom [37]. Ahmadi i Dincer [38] su primijenili u svom radu eksergoekonomsku analizu za optimiranje kombiniranog postrojenja s dva kruga pare i s dodatnim izgaranjem goriva, te pritom promatrali utjecaj cijene goriva na optimizacijske parametre. Petrakopoulou et al. [39] proveli su opsežnu eksergijsku analizu radi utvrđivanja potencijalnih prednosti korištenja sustava s tri kruga pare. Carapelluci i Giordano [40] u svom radu su primijenili dvije metode optimiranja radnih parametara kombiniranog postrojenja s plinskom turbinom: a) minimiziranje cijene po jedinici generirane električne energije i b) minimiziranje funkcije cilja koja predstavlja eksergoekonomske gubitke povezane s termodinamičkom nepovratnošću procesa. Optimizacija je provedena za različite konfiguracije kombiniranog postrojenja s različitim brojem krugova pare unutar generatora pare, različite tehnologije izvedbe plinske turbine, te različite cijene goriva.

Postrojenja s plinskom turbinom u gornjem ciklusu uglavnom imaju vodu kao radni medij u donjem ciklusu zato što voda, pri visokim temperaturama, ima dobra fizikalna i termodinamička svojstva, te je lako dostupna. U sustavima kod kojih je izvor topline na nižim temperaturama moguće je koristiti i druge radne tvari kao npr. mješavinu vode i amonijaka u procesu koji se naziva Kalina ciklus ([18], [19]). Općenito, u području nižih temperatura organski Rankineov ciklus (eng. organic Rankine Cycle – ORC) predstavlja alternativu vodi u donjem ciklusu kombiniranog postrojenja, jer ima bolja termodinamička svojstva ([41], [42], [43]). Zanimanje za organske radne medije postoji već dulje vrijeme te se koriste u različitim energetskim sustavima manjih snaga kao npr. u sustavima s obnovljivim izvorima

energije ([44], [45]). Carcasci et al. [46] u svome radu istražuju utjecaj izbora vrste radnog medija na iskorištavanje topline dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine. Od organskih radnih medija ispitani su toluen, benzen, cikloheksan i ciklopentan. Postrojenje se sastojalo samo od jednog kruga pare. Rezultati su pokazali da za različitu temperaturu izvora topline postoje različiti optimalni radni fluidi. Chacartegui et al. [20] istraživali su upotrebu toluena i cikloheksana u Rankineovom ciklusu kombiniranog postrojenja. Analizirane su dvije konfiguracije kombiniranog postrojenja s postojećim komercijalno dostupnim plinskim turbinama. Postrojenje se sastojalo od jednog kruga pare, te se koristio komercijalno dostupan simulacijski alat pod nazivom Thermoflow GT Pro. Sagledavajući troškove investicije Saleh et al. [21] u svome radu zaključuju da volumni protok organskog radnog medija na ulazu u turbinu i omjer volumnih protoka medija na ulazu i na izlazu iz turbine utječu na veličinu turbine, a samim time i na cijenu investicije. Hettiarachchi et al. [22] su u svome radu prezentirali ekonomske rezultate, koji prikazuju utjecaj vrste radnog medija na cijenu investicije. Kao radni medij uzeta su četiri različita organska fluida. Autori zaključuju da je cijena izmjenjivačkih površina daleko najdominantnija u ukupnoj cijeni investicije. Drescher i Bruggemann [23] odredili su u svome radu pogodne radne fluide za primjenu u elektranama na biomasu. U radu se također navode određena fizikalno-kemijska svojstva radnih fluida korištenih pri simulaciji rada elektrane. Autori ipak nisu objasnili kako navedena svojstva fluida utječu na termodinamičku iskoristivost postrojenja.

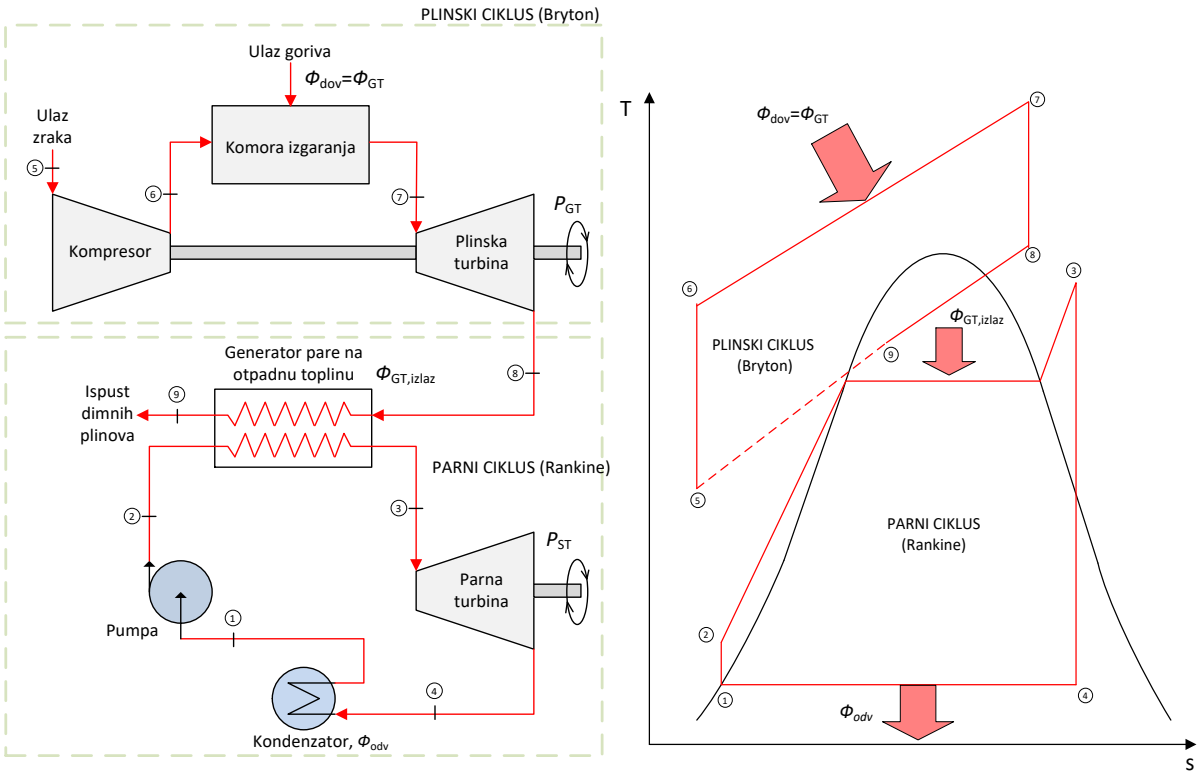
General Electric Company je 2011. patentirao [47] konfiguraciju generatora pare na otpadnu toplinu s tri i četiri kruga pare gdje treći, odnosno četvrti, krug pare ima organski fluid kao radni medij. Iz prikaza generatora pare nije vidljiva mogućnost paralelnog razmještaja izmjenjivačkih površina, već samo serijskog.

Na temelju pregledanih radova ostalih autora može se zaključiti da dosad nisu rađeni matematički modeli parnoturbinskog dijela kombiniranog ciklusa koji bi imali mogućnost optimiranja razmještaja izmjenjivačkih površina različitih krugova pare i radnih parametara uz upotrebu organskih radnih medija. U ovom radu bit će prikazani razultati optimizacije parnoturbinskog postrojenja koje, uz vodu, koristi i organske fluide kao radne medije.

2 KOMBINIRANO POSTROJENJE

2.1 Osnovne karakteristike kombiniranog postrojenja

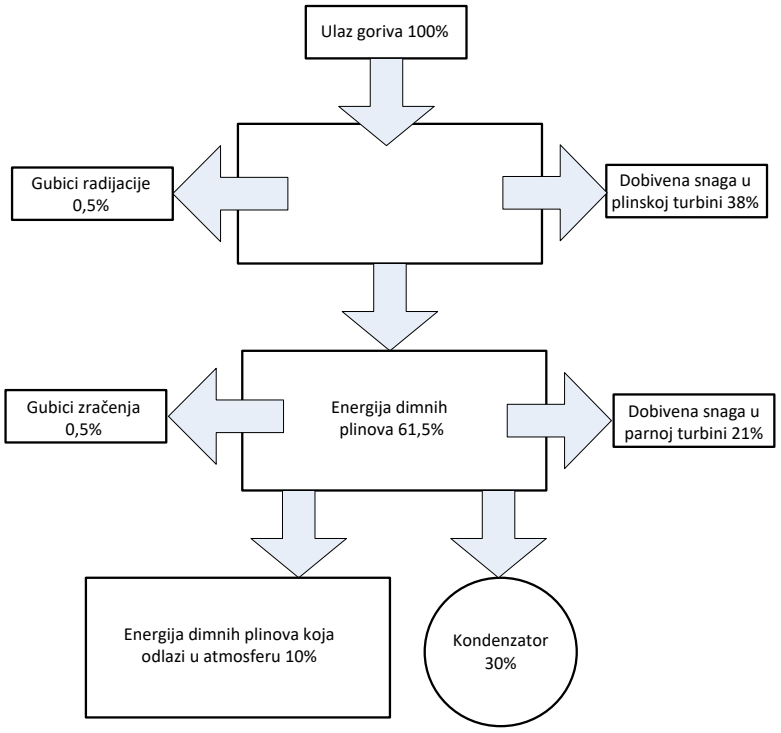
Kombinirano postrojenje sastoji se od dva kružna ciklusa, Braytonovog ili plinskoturbinskog (gornji, eng. top cycle) i Rankineovog ili parnoturbinskog (donji, eng. bottom cycle) ciklusa. Primarni ciklus naziva se gornjim ciklusom, a sekundarni ciklus koji iskorištava odbačenu toplinu primarnog ciklusa naziva se donjim ciklusom. Tipično kombinirano postrojenje koristi ispušne plinove iz plinske turbine za proizvodnju pare u generatoru pare na otpadnu toplinu (Slika 2.1). Upravo je to i osnovna ideja spajanja plinskog i parnog postrojenja, jer bi u klasičnom plinskom postrojenju toplina dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine ostala neiskorištena. U plinskoturbinskom ciklusu radni medij je dimni plin nastao izgaranjem goriva, dok je u parnoturbinskom dijelu kombiniranog postrojenja radni medij najčešće voda, no mogu se koristiti i organski radni fluidi.



Slika 2.1. Shematski prikaz kombiniranog postrojenja

Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja je oko 60 % (npr. termoelektrana Irsching, Njemačka, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja od 60,43 % [48]). U plinskoturbinskom dijelu postrojenja proizvede se približno 67 % rada, a u parnoturbinskom oko 33 % [49]. Toplinski tok koji plinska turbina preda generatoru pare na otpadnu toplinu je

otprilike jednaka nominalnoj snazi plinske turbine. Pri uvjetima rada, različitim od projektnih, zakretne turbinske lopatice (eng. inlet guide vanes) koriste se za regulaciju protoka dimnih plinova, kako bi se održala visoka temperatura na ulazu u generator pare. Slika 2.2 prikazuje raspodjelu energije koja ulazi u kombinirano postrojenje. U klasičnom kombiniranom postrojenju zrak ulazi u kompresor gdje se komprimira na radni tlak, a zatim ulazi u komoru izgaranja gdje se miješa s gorivom, te dolazi do izobarnog izgaranja, uslijed čega dimni plinovi postižu vrlo visoke temperature. Dimni plinovi, visoke temperature i tlaka, potom ulaze u plinsku turbinu u kojoj ekspandiraju do tlaka bliskog atmosferskom tlaku. Ta ekspanzija razvija mehaničku snagu koja se koristi za pokretanje kompresora i električnog generatora. Kompresor koristi 50 % do 60 % snage dobivene na plinskoj turbini. Nakon izlaska iz plinske turbine dimni plinovi su približno na atmosferskom tlaku i na temperaturi između 510 °C i 650 °C [4] te ulaze u generator pare na otpadnu toplinu gdje se proizvodi para. Proizvedena para koristi se za pokretanje parne turbine. U većini velikih postrojenja parna turbina sastoji se od tri dijela: visokotlačnog dijela (VT) s ulaznim tlakovima između 100 i 120 bar, srednjetlačnog dijela (ST) s tlakovima između 23 i 37 bar te niskotlačnog dijela (NT) s tlakovima između 4 i 6 bar. Para koja izlazi iz visokotlačnog dijela turbine se obično ponovo pregrijava u međupregrijaču na otprilike istu temperaturu kao i svježa para, a prije međupregrijača se miješa s srednjetlačnom parom iz generatora pare. Para koja izlazi iz srednjetlačnog dijela turbine miješa se s niskotlačnom parom iz generatora pare te ulazi u niskotlačni dio turbine. Para iz niskotlačnog dijela turbine ulazi u kondenzator u kojem se održava tlak između 0,015 bar i 0,13 bar što ovisi o temperaturi rashladnog medija. Povećanje tlaka u kondenzatoru rezultira smanjenjem dobivena snaga na turbini. Potrebno je voditi računa da para na izlazu iz niskotlačnog dijela turbine nema preveliki sadržaj vlage kako ne bi došlo do erozije lopatica niskotlačnog dijela turbine [49].



Slika 2.2. Tokovi energije u kombiniranom postrojenju

2.2 Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja

Uz pretpostavku da se gorivo dovodi samo plinskoturbinskom postrojenju i da nema dodatnog izgaranja goriva u generatoru pare na otpadnu toplinu termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja računa se prema izrazu

$$\eta_{\mathrm{CCGT}} = \frac{P_{\mathrm{GT}} + P_{\mathrm{ST}}}{\Phi_{\mathrm{GT}}} \tag{2.1}$$

Pri definiranju snage dobivene u plinskoturbinskom ciklusu (P_{GT}) uračunata je potrebna snaga za pogon kompresora, a kod parnoturbinskog postrojenja (P_{ST}) uzeta je u obzir snaga potrebna za pogon napojnih pumpi. Termodinamičke iskoristivosti pojedinih postrojenja možemo prikazati sljedećim jednadžbama:

$$\eta_{\mathrm{GT}} = \frac{P_{\mathrm{GT}}}{\Phi_{\mathrm{GT}}} \tag{2.2}$$

$$\eta_{\mathrm{ST}} = \frac{P_{\mathrm{ST}}}{\Phi_{\mathrm{GT,izlaz}}} \tag{2.3}$$

gdje je

$$\Phi_{\mathrm{GT,izlaz}} = \Phi_{\mathrm{GT}} \cdot (1 - \eta_{\mathrm{GT}}) \tag{2.4}$$

Ovdje valja naglasiti da je u stvarnom procesu toplinski tok koji ulazi u generator pare na otpadnu toplinu manji od $\Phi_{\mathrm{GT,izlaz}}$ zato što postoje određeni toplinski gubici između izlaza iz

plinske turbine i ulaza u generator pare. U ovom radu je to zanemareno zato što se u proračunu uzima temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare a ne na izlazu iz plinske turbine. Iz jednadžbi **(2.3)** i **(2.4)** dobiva se izraz:

$$\eta_{ST} = \frac{P_{ST}}{\Phi_{GT} \cdot (1-\eta_{GT})} \tag{2.5}$$

koji predstavlja termodinamičku iskoristivost parnog postrojenja. Uvrštavanjem jednadžbi **(2.2)** i **(2.5)** u jednadžbu **(2.1)** dobivamo izraz za termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja:

$$\eta_{CCGT} = \frac{\eta_{GT} \cdot \Phi_{GT} + \eta_{ST} \cdot \Phi_{GT} \cdot (1-\eta_{GT})}{\Phi_{GT}} \tag{2.6}$$

odnosno

$$\eta_{CCGT} = \eta_{GT} + \eta_{ST} \cdot (1-\eta_{GT}) \tag{2.7}$$

Diferenciranjem jednadžbe **(2.7)** je moguće procijeniti utjecaj promjene termodinamičke iskoristivosti plinskog postrojenja na termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja:

$$\frac{\partial \eta_{CCGT}}{\partial \eta_{GT}} = 1 + \frac{\partial \eta_{ST}}{\partial \eta_{GT}} \cdot (1-\eta_{GT}) - \eta_{ST} \tag{2.8}$$

Povećanje termodinamičke iskoristivosti plinskog postrojenja povećava termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja što se može prikazati sljedećim izrazom:

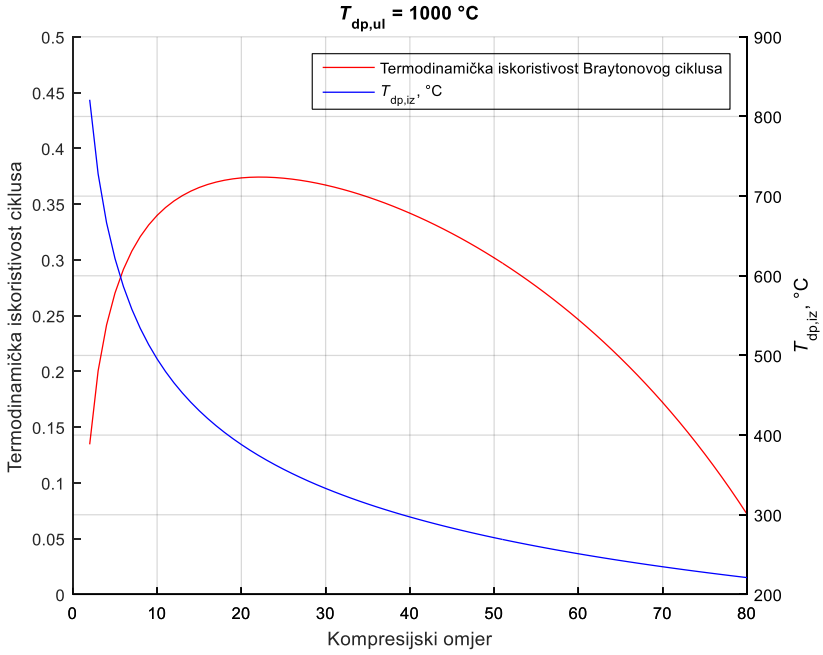
$$\frac{\partial \eta_{CCGT}}{\partial \eta_{GT}} > 0 \tag{2.9}$$

Ako se izraz **(2.9)** uvrsti u izraz **(2.8)** dobivamo izraz:

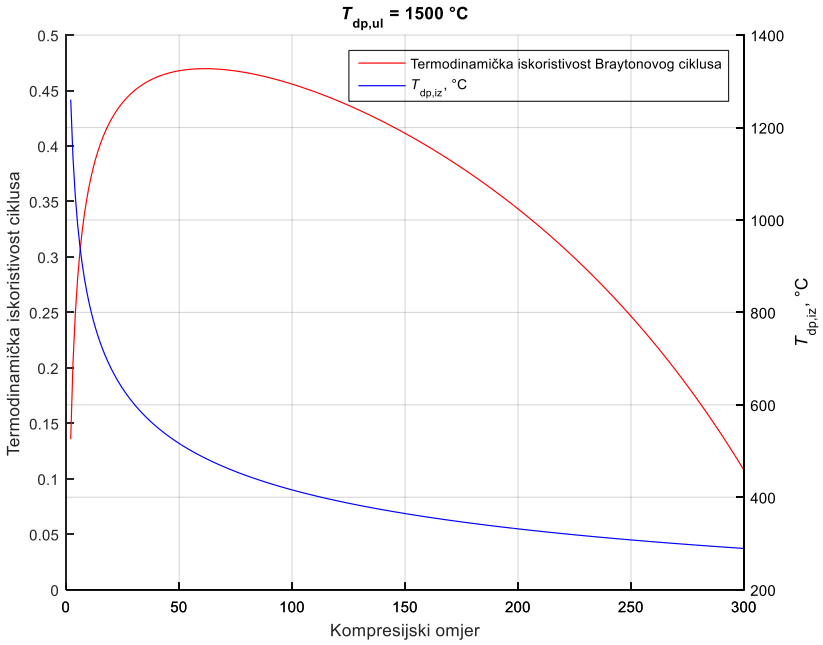
$$-\frac{\partial \eta_{ST}}{\partial \eta_{GT}} < \frac{1-\eta_{ST}}{1-\eta_{GT}} \tag{2.10}$$

Gornja jednadžba navodi na zaključak da je porast termodinamičke iskoristivosti plinskog postrojenja poželjan samo ako ne uzrokuje preveliko smanjenje termodinamičke iskoristivosti parnog postrojenja **[50]**. Naime, termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja ovisi o tlaku radnog medija (kompresijski omjer) i o temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu. Na Slikama 2.3 i 2.4 su prikazane ovisnosti termodinamičkih iskoristivosti postrojenja i temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine o kompresijskom omjeru i to za temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu od 1000 °C (Slika 2.3) i 1500 °C (Slika 2.4). Sa slika se može uočiti da za zadanu temperaturu dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu postoji kompresijski omjer tj. tlak radnog medija pri kojem je termodinamička iskoristivost postrojenja maksimalna. Povećanjem odnosno smanjivanjem kompresijskog omjera u odnosu na optimalnu vrijednost dolazi do snižavanja

termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Povećanjem temperature dimnih plinova na ulazu u turbinu moguće je postići više vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, no u praksi su te maksimalne temperature ograničene svojstvima materijala koji se koristi kod plinskih turbina. Maksimalne ulazne temperature dimnog plina na ulazu u plinsku turbinu kreću se oko 1600 °C **[51]**. Također, kako je vidljivo sa slika, temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine opada s povećanjem kompresijskog omjera. Snižavanjem temperature dimnih plinova na izlazu iz turbine, kod kombiniranih postrojenja, dolazi do smanjenja termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog dijela postrojenja stoga je za postizanje maksimalne termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja potrebno pronaći optimalni omjer između termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog i parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Valja naglasiti, a kako je i vidljivo na slikama, da povećanjem temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu raste i izlazna temperatura dimnih plinova pri kojoj se javlja optimalna termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja. Razvojem plinskih turbina ide se ka povećanju ulaznih temperatura dimnih plinova, što će u budućnosti omogućiti manji odmak radne točke plinske turbine od optimalnih vrijednosti, jer će se izlazne temperature dimnih plinova primicati sadašnjim 600 °C, a što je približno maksimalna dopuštena temperatura pregrijanja pare.



Slika 2.3. Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog ciklusa, $T_{dp,ul}$ = 1000 °C



Slika 2.4. Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog ciklusa, $T_{dp,ul}$ = 1500 °C

2.3 Generator pare na otpadnu toplinu

Generator pare na otpadnu toplinu je poveznica između plinskoturbinskog i parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. S obzirom na mogućnost dodatnog izgaranja goriva generatori pare na otpadnu toplinu dijele se na:

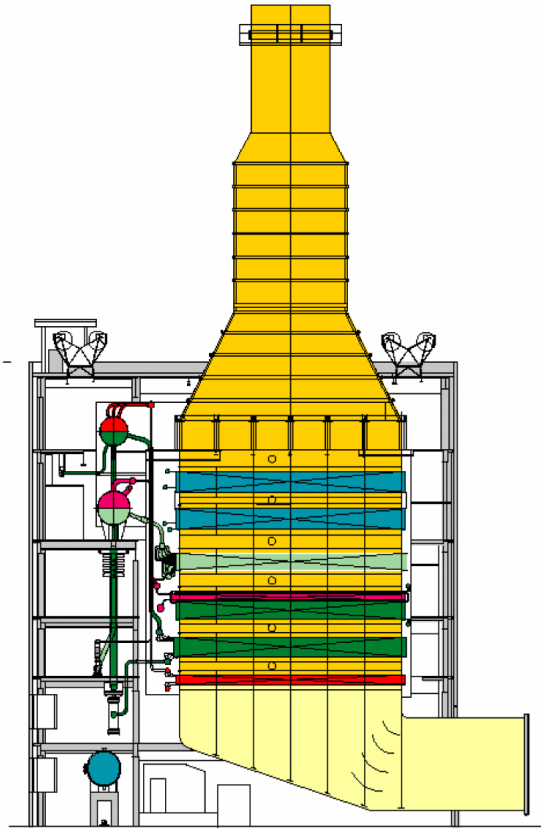
a) generatore pare na otpadnu toplinu bez dodatnog izgaranja i
b) generatore pare na otpadnu toplinu s dodatnim izgaranjem.

Generatori pare na otpadnu toplinu bez dodatnog izgaranja se najčešći primjenjuju kod kombiniranih postrojenja. Zadaća generatora pare na otpadnu toplinu je iskoristiti toplinu dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine za proizvodnju pare. Nakon zagrijavanja u ekonomajzeru, pothlađena kapljevina ulazi u bubanj. Iz bubnja voda cirkulira kroz isparivač te se ponovo vraća u bubanj kao mješavina suhozasićene pare i vrele kapljevine. Suhozasićena para zatim izlazi iz bubnja i ulazi u pregrijač gdje je izložena najvišoj temperaturi unutar generatora pare tj. temperaturi bliskoj temperaturi dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine. Toplina unesena u generator pare može se predati radnom mediju kroz više krugova pare, a današnji generatori pare najčešće koriste dva ili tri kruga pare **[4]** te vodu kao radni medij. Dominantni načini prijenosa topline u generatoru pare bez dodatnog izgaranja su konvekcija i kondukcija. Ovisno o smjeru strujanja dimnih plinova generatori pare na otpadnu toplinu dijele se na:

a) vertikalne generatore pare i

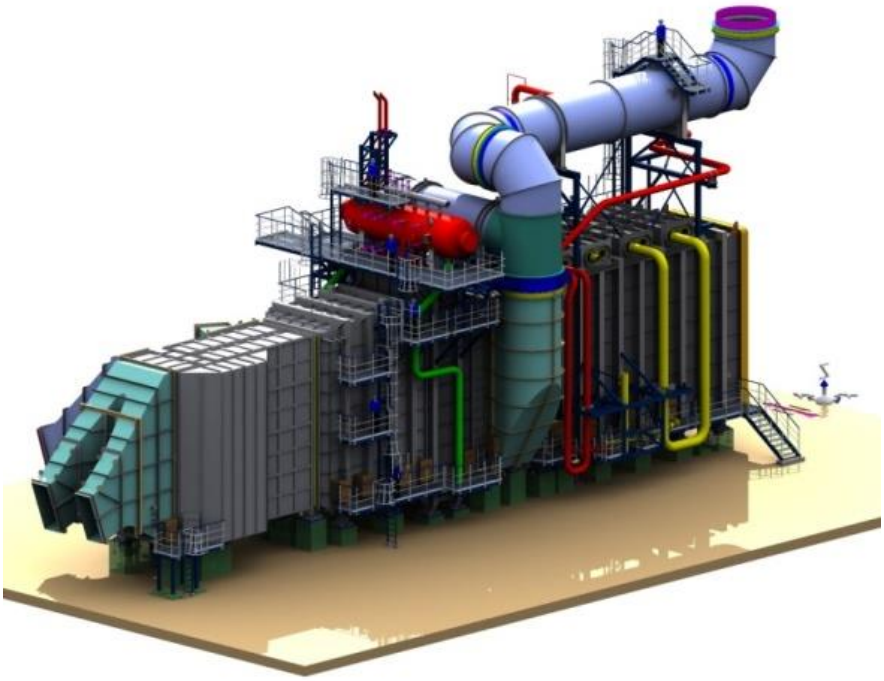
b) horizontalne generatore pare.

Vertikalni generatori pare na otpadnu toplinu (Slika 2.5) nazivaju se još i generatorima pare s prisilnom cirkulacijom, zbog upotrebe cirkulacijskih pumpi koje se koriste za postizanje cirkulacije i osiguravanja stalnog protoka vode kroz isparivač. Kod ove vrste generatora pare cijevi su postavljene horizontalno te vise na nosačima cijevi koji su smješteni u dimnom kanalu. Vertikalni generatori pare mogu, u iznimnim slučajevima, imati i isparivače koji rade bez cirkulacijskih pumpi. Međutim, dok se prirodna cirkulacija u horizontalnim generatorima pare odvija sama od sebe, kod vertikalnih generatora pare ona se mora osigurati posebnom konstrukcijom izmjenjivačkih površina.



Slika 2.5. Vertikalni generator pare na otpadnu toplinu [52]

Druga vrsta generatora pare je horizontalni generator pare na otpadnu toplinu (Slika 2.6), koji se još naziva i generatorom pare s prirodnom cirkulacijom, zato što se kod njega cirkulacija kroz isparivač ostvaruje u potpunosti pomoću gravitacijske sile, na osnovi razlike u gustoći vrele vode i suhozasićene vodene pare. Kod ove vrste generatora pare izmjenjivačke cijevi su u vertikalnom položaju i u osnovi samonosive. Dimni plinovi struje horizontalno kroz dimni kanal. Čelična konstrukcija je kompaktnija od one s vertikalnim protokom dimnih plinova.



Slika 2.6. Horizontalni generator pare na otpadnu toplinu [53]

3 ODABRANI RADNI MEDIJI I NJIHOVA SVOJSTVA

U ovom radu odabrano je nekoliko radnih medija koji su razmatrani za korištenje u nižim krugovima pare generatora pare na otpadnu toplinu koji je dio parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Odabrani radni mediji su aceton, amonijak, cikloheksan, R11, R123, toluen i voda. Odabir radnih medija izvršen je na temelju istraživanja, koja su pokazala, da ti radni mediji imaju bolja termodinamička svojstva pri vršnim temperaturama od oko 300 °C **[41]**. Opis kemijsko-fizikalnih svojstava odabranih radnih fluida dan je u nastavku.

3.1 Aceton

Aceton (poznat još i pod nazivom propanon) je organski spoj kemijske formule $(CH_3)_2CO$ **[54]**. Bezbojna je, hlapljiva i zapaljiva tekućina pri standardnim uvjetima. Miješa se s vodom i služi kao otapalo. Proizvodi se uglavnom kao otapalo te za dobivanje metil metakrilata i bisfenola A **[55]**. Čest je sastavni element u organskoj kemiji. 2010. godine svjetska proizvodnja acetona procijenjena je na 6,7 milijuna tona godišnje. S 1,56 milijuna tona godišnje, SAD su najveći svjetski proizvođač acetona. Najveća kompanija proizvođač acetona je INEOS Phenol koji, prema podacima iz 2010. godine, posjeduje 17 % ukupnih svjetskih kapaciteta za proizvodnju acetona, a slijede ga Mitsui, Sunoco i Shell (sa oko 7-8 %) **[56]**.

Najopasnije svojstvo acetona je njegova zapaljivost. Pri temperaturama višim od točke zapaljenja (eng. flash point) mješavine zraka između 2,5 % i 12,8 % acetonske pare mogu eksplodirati ili uzrokovati požar. Pare acetona se mogu zapaliti iskrom statičkog elektriciteta, no unatoč tome što aceton ima vrlo nisku točku zapaljenja i slučajno zapaljenje acetona je vrlo rijetko. Industrijski aceton vrlo često sadrži malu količinu vode koja također otežava zapaljenje. Provedena su vrlo detaljna istraživanja vezana za toksičnost acetona, te je otkriveno da ima nisku akutnu i kroničnu toksičnost prilikom unosa u organizam udisanjem ili oralnim putem **[57]**. Iako se aceton prirodno pojavljuje u okolišu kao npr. u biljkama, stablima, vulkanskim plinovima te kao proizvod razlaganja tjelesne masnoće, većina acetona koji se ispusti u okoliš je industrijskog podrijetla. Aceton brzo ishlapljuje, čak i iz vode i zemlje. U atmosferi ima vrijeme poluraspada 22 dana te se razgrađuje pod utjecajem UV zračenja putem fotolize **[58]**. Korozivno djelovanje na čelik (13Cr) i nehrđajući čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.1. Kemijska svojstva acetona

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	58,08	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 25 °C)	784	kg/m^3
Temperatura taljenja	−93	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	57	°C
Molarni toplinski kapacitet	125,45	J/(mol·K)
Plamište	−20	°C
Temperatura samozapaljenja	465	°C
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	2,6–12,8	%

3.2 Amonijak

Amonijak je kemijski spoj dušika i vodika kemijske formule NH_3. Amonijak je, direktno ili indirektno, sastojak za sintezu mnogih lijekova, a koristi se i u mnogim sredstvima za čišćenje. Iako je čest u prirodi i širokoj potrošnji, amonijak ima korozivna i toksična svojstva u koncentriranom obliku. Pri standardnim uvjetima lakši je od zraka, gustoće 0,589 puta manje od gustoće atmosferskog zraka. Isparava na -33,3 °C (p = 1,01 bar), a pretvara se u krutinu na -77,7 °C (p = 1,01 bar), kada formira bijele kristale. Molekula amonijaka ima trigonalno-piramidnu strukturu. Takva struktura čini molekulu polarnom, zbog čega je amonijak lako topiv u vodi. Atom dušika u molekuli ima jedan slobodni elektronski par pa se amonijak ponaša kao baza. To znači da u vodenoj otopini može preuzeti proton od molekule vode, kada nastaje hidroksidni anion (OH-) i jedan amonijev kation (NH_4+) koji ima oblik pravilnog tetraedra. Stupanj do kojeg amonijak stvara amonijeve ione zavisi od pH vrijednosti otopine: pri pH~7 disocirano je oko 99 % molekula amonijaka. Temperatura i salinitet dodatni su faktori u omjeru NH_4+. Kapljeviti amonijak je vrlo ionizirajući te ima veliku molarnu toplinu isparavanja (23,35 kJ/mol). Amonijak ima termodinamička svojstva koja ga čine pogodnim da se koristi kao rashladno sredstvo, a koristio se u gotovo svim vrstama rashladnih uređaja i sustava sve do 1928. godine i pojave diklorodifluorometana poznatog još kao freon R12 koji ga je djelomično zamijenio. No amonijak se i danas koristi kao radni medij u rashladnim postrojenjima.

Upotreba amonijaka ima nekoliko nedostataka. Amonijak je toksičan i djeluje kao iritant, te djeluje korozivno na sve legure s bakrom. Njegova uporaba u malim rashladnim sustavima je uvelike zamijenjena butanom i alkalnim halogenidima, koji nisu toksični i praktički su nezapaljivi. Amonijak se i dalje koristi kao rashladno sredstvo u velikim

industrijskim procesima, kao što su proizvodnja leda u prehrambenoj industriji. Otkad je upotreba alkalnih halogenida doprinijela smanjenju ozonskog sloja, ponovo se povećala uporaba amonijaka kao rashladnog sredstva. 2014. godine svjetska proizvodnja amonijaka bila je oko 176 mil. tona **[59]**. Korozivno djelovanje na aluminij i nehrđajući čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.2. Kemijska svojstva amonijaka

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	17,031	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 15 °C)	730	kg/m^3
Temperatura taljenja	−77,73	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	−33,34	°C
Molarni toplinski kapacitet	36,06	J/(mol·K)
Temperatura samozapaljenja	651	°C
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	15–28	%

3.3 Cikloheksan

Cikloheksan je cikloalkan kemijske formule C_6H_{12}. Koristi se u industrijskoj proizvodnji adipinske kiseline i kaprolaktama. Cikloheksan je bezbojna, zapaljiva tekućina prepoznatljivog, deterdžentu sličnog, mirisa, koji podsjeća na proizvode za čišćenje (u kojima se ponekad koristi) **[60]**. Cikloheksan se industrijski proizvodi reakcijom benzena s vodikom. Proizvođači cikloheksana troše oko 11,4 % ukupne svjetske potrošnje benzena. Cikloheksan ima nisku toksičnost kod oralne i dermalne primjene, te prilikom udisanja. Smatra se iritantom za kožu te blago iritira oči i dišni sustav. Na razinama znatno višim od dopuštene granice izlaganja, koja iznosi 300 ppm, može doći do reverzibilne akutne depresije središnjeg živčanog sustava ili mogućih negativnih učinaka na bubrege ili jetru. Postojanost cikloheksana u vodi je niska, a postojanost u tlu niska do srednja, ovisno o svojstvima tla. Lako se biološki razgrađuje u vodenim sustavima **[61]**. Korozivno djelovanje na čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.3. Kemijska svojstva cikloheksana

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	84,16	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 0 °C)	778	kg/m^3
Temperatura taljenja	6,47	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	80,74	°C
Molarni toplinski kapacitet	156	J/(mol K)
Plamište	−20	°C
Temperatura samozapaljenja	245	°C
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	1,3 - 8	%

3.4 R11

Triklorofluorometan, poznat i pod imenom freon-11, CFC-11 ili R-11 je klorofluorougljik. Ima vrelište otprilike pri sobnoj temperaturi (23,77 °C) pri tlaku od 1,01 bar **[62]**. Zbog svog visokog vrelišta (za razliku od većine rashladnih sredstava) može se koristiti u sustavima s niskim radnim tlakovima, te je time prihvatljiviji s aspekta čvrstoće materijala, u odnosu na ostale plinove s višim radnim tlakovima, kao što su primjerice R-12 ili R-22. R-11 ima potencijal uništenja ozona ODP = 1 (eng. ozone depletion potential) te je njegov ODP izabran kao referentna vrijednost s kojom se uspoređuju ostali kemijski spojevi **[63]**. Udisanje para može uzrokovati nepravilan rad srca i može biti smrtonosno. Budući da su pare triklorofluorometana četiri do pet puta teže od zraka, njegova koncentracija je najveća u donjim slojevima zraka. Triklorofluorometan iritira kožu i oči dok dodir s kapljevinom izaziva ozebline. Izlaganje izaziva ošamućenost i vrtoglavicu kod ljudi. Opetovano izlaganje izaziva suhoću i ispucanost kože. Triklorofluorometan nije testiran na mogućnost izazivanja karcinoma niti su testirani njegovi učinci na reproduktivnu sposobnost **[64]**. Izvori emisija su najčešće rashladni sustavi, sredstva za pjenjenje poliuretanskih pjena, otapala i odmašćivači, te sredstva za gašenje požara. Korozivno djelovanje na čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.4. Kemijska svojstva R11

Svojstvo	**Iznos**	**Jedinica**
Molarna masa	137,36	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 17,2 °C)	1494	kg/m^3
Temperatura taljenja	−110,48	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	23,77	°C
Molarni toplinski kapacitet	96	J/(mol K)
Plamište	nije zapaljiv	
Temperatura samozapaljenja	nije zapaljiv	
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	nije zapaljiv	

3.5 R123

2,2-dikloro-1,1,1-trifluoroetan ili R-123 predstavljen je kao za okoliš prihvatljiva, zamjena za klorofluorougljik R11 u rashladnim sustavima i sustavima za prijenos topline. Nisko su toksični, nezapaljivi i nekorozivni. Osim toga, oni imaju termodinamička i fizikalna svojstva koja ih čine idealnima za uporabu u mnogim tehničkim sustavima. Koriste se kao rashladna sredstva, sredstva za sušenje u izradi izolacije, ambalaže i pjena za jastuke, kao sredstva za čišćenje metala i elektroničkih komponenti. Međutim, stabilnost klorofluorougljika, povezana s njihovim sadržajem klora, dovela ih je u vezu s razaranjem ozona. Posljedično, predstavljene su za okoliš prihvatljive alternative, kao što su hidroklorofluorougljik HCFC-123. Iako HCFC-123 sadrži klor, njegove molekule koje sadrže vodik, raspadaju se u nižim slojevima atmosfere prije nego uopće dođu do sloja ozona. Budući da se klor rasprši na nižim slojevima atmosfere, hidroklorofluorougljici imaju relativno kratak vijek trajanja u atmosferi te mnogo manji potencijal razaranja ozona od klorofluorougljika. HCFC-123 je održiva zamjena za CFC-11 kao rashladno sredstvo i kao fluid za prijenos topline. Budući da HCFC-123 ima dopuštenu granicu izloženosti 50 ppm, njegova upotreba ograničena je na sustave u kojima se može sigurno pohraniti unutar posuda pod tlakom **[65]**. Korozivno djelovanje na aluminij i čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.5. Kemijska svojstva R123

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	159,93	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 25 °C)	1463	kg/m^3
Temperatura taljenja	−107	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	27,82	°C
Molarni toplinski kapacitet	102,3	J/(mol K)
Plamište	nije zapaljiv	
Temperatura samozapaljenja	nije zapaljiv	
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	nije zapaljiv	

3.6 Toluen

Toluen, poznat još i kao toluol, bezbojna je kapljevina koja se ne otapa u vodi. Derivat je benzena, koji se sastoji od CH_3 grupe vezane za fenil grupu **[66]**. Toluen se u manjim količinama nalazi u sirovoj nafti, a dobiva se u procesu proizvodnje benzina katalitički krekiranjem ili u procesu proizvodnje koksa iz ugljena. Završno odvajanje, destilacijom ili ekstrakcijom, događa se u jednom od mnogih procesa ekstrakcije BTX (benzena, toluena i

izomera ksilena) aromatika. Udisanje toluena u malim do umjerenim količinama može uzrokovati umor, smetenost, slabost, opijenost, gubitak pamćenja, mučninu, gubitak apetita te gubitak sluha i vida. Simptomi obično nestanu po završetku izlaganja. Udisanje velikih količina toluena u kratkom vremenu može prouzročiti vrtoglavicu, mučninu ili pospanost, nesvijest pa čak i smrt. **[67]** Toluen je, međutim, manje toksičan od benzena te ga je posljedično u velikoj mjeri zamijenio kao aromatsko otapalo **[68]**. Korozivno djelovanje na nehrđajući čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.6. Kemijska svojstva toluena

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	92,14	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 20 °C)	867	kg/m^3
Temperatura taljenja	−95	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	111	°C
Molarni toplinski kapacitet	155,96	J/(mol K)
Plamište	4,4	°C
Temperatura samozapaljenja	535	°C
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	1,2-7,1	%

3.7 Voda

Voda (H_2O) je prozirna kapljevina. Kao kemijski spoj, molekula vode sastoji se od jednog atoma kisika i dva atoma vodika koji su povezani kovalentnim vezama. Voda je u kapljevitom agregatnom stanju pri standardnim uvjetima, ali na Zemlji se često nalazi i u svom čvrstom stanju, ledu, kao i u plinovitom stanju, vodenoj pari. Voda se često koristi u kemijskim reakcijama kao otapalo ili reaktant, a nešto manje kao topljiva tvar ili katalizator. U neorganskim reakcijama, voda je uobičajeno otapalo, koje otapa ionske spojeve. U organskim reakcijama, ona se obično ne koristi kao reakcijsko otapalo, jer ne otapa dobro reaktante, a ujedno je amfoterna (kisela i bazna) i nukleofilna. Voda i vodena para su uobičajeni mediji korišteni za prijenos topline, zbog svoje lake dostupnosti ali i zbog velikog specifičnog toplinskog kapaciteta. Posebno je učinkovita za prijenos topline isparavanjem i kondenzacijom, najviše zbog svoje velike latentne topline. Nedostaci vode ogledaju se u tome što najčešći metali koji se primjenjuju u industrijama poput čelika i bakra, mnogo brže oksidiraju, ako dolaze u dodir s kemijski neobrađenom vodom. U gotovo svim termoelektranama, voda se koristi kao radni fluid (unutar zatvorenog sustava između generatora pare, parne turbine i kondenzatora) i rashladno sredstvo (za odvođenje otpadne topline). U nekim nuklearnim elektranama voda se koristi i kao moderator (usporivač)

neutrona. U većini nuklearnih reaktora voda je ujedno i rashladno sredstvo i moderator. Korozivno djelovanje na aluminij i nehrđajući čelik je manje od 0,1 mm/god.

Tablica 3.7. Kemijska svojstva vode

Svojstvo	Iznos	Jedinica
Molarna masa	18,01	g/mol
Gustoća (p = 1,01 bar, T = 25 °C)	995	kg/m^3
Temperatura taljenja	0	°C
Temperatura vrenja (pri 1 bar)	100	°C
Molarni toplinski kapacitet	75,375	J/(mol K)
Plamište	nije zapaljiva	
Temperatura samozapaljenja	nije zapaljiva	
Granice eksplozivnosti u smjesi zraka	nije zapaljiva	

4 GENETSKI ALGORITAM

Za optimizaciju rada parnoturbinskog postrojenja u ovom radu koristi se genetski algoritam kao primarna optimizacijska metoda te se stoga u nastavku daje kratak opis evolucijskog i genetskog programiranja.

4.1 Evolucijsko programiranje

Evolucijsko programiranje, koje je američki inženjer Lawrence J. Fogel prvi put primijenio u svojim radovima 1960-ih ([69]**,** [70]), je stohastička optimizacijska metoda slična genetskim algoritmima, ali stavlja naglasak na povezanost ponašanja između roditelja i njihovih potomaka tj. koristi genetske operatore selekcije i mutacije, a ne na oponašanje određenog genetskog operatora iz prirode kao što je npr. križanje. Poput genetskih algoritama, evolucijsko programiranje je korisna metoda optimizacije kada druge metode, kao što su gradijentne metode ili izravno, analitičko optimiranje, nisu moguće. Funkcija cilja u kojoj je optimizacijska površina ili optimizacijski prostor pun "neravnina", te ima mnogo lokalnih optimuma, pogodna je za primjenu evolucijskog programiranja. Evolucijsko programiranje je našlo široku primjenu u farmaceutskoj industriji, vojnom planiranju, sustavima identifikacije, epidemiologiji, upravljanju prometom pa čak i pri tehnikama otkrivanja raka [71]**.**

Za evolucijsko programiranje, kao i za genetske algoritme, postoji početna pretpostavka da se prostor zadane funkcije može opisati pomoću varijabli i da postoji optimalno rješenje (ili nekoliko njih) dobiveno pomoću tih istih varijabli. Ako uzmemo za primjer problem trgovačkog putnik **[72]**, kod njega bi svi mogući putovi sačinjavali prostor zadane funkcije. Svakom putu bi se mogla pridodati brojčana vrijednost, koja bi ocjenjivala dužinu puta. Kao rezultat optimizacije funkcije cilja može se postaviti traženje najkraćeg puta u cijelom prostoru ili još praktičnije, brzo pronaći lokalno najkraće putove. Osnovna metoda evolucijskog programiranja uključuje 3 koraka, koji se ponavljaju sve dok se ne postigne neki zadani uvjet za ponavljanje, ili dok se ne dobije prikladno rješenje:

1) slučajnim se odabirom generira početna populacija. Broj rješenja u populaciji vrlo je važan za brzinu optimizacije, no nije poznato koji je broj rješenja prikladan (osim >1), a koliko rješenja se jednostavno može odbaciti.
2) Svaka jedinka se kopira u novu populaciju gdje mutira prema zadanoj distribuciji mutacije, od neznatne do ekstremne s mnogo mutacija između njih. Jačina mutacije ovisi o funkcijskim promjenama nametnutim od strane roditelja.

3) Iznos rješenja svake jedinke se evaluira. Obično se održi tzv. stohastički turnir kako bi se odredio broj rješenja koja će se zadržati za populaciju rješenja, no ponekad se broj rješenja koja se zadržavaju određuje deterministički. Ne postoji uvjet da se veličina populacije održava konstantnom, a niti da se samo jedna jedinka može generirati iz svakog roditelja.

Evolucijsko programiranje je usko povezano s genetskim algoritmima. Obje tehnike inicijaliziraju početnu populaciju jedinki te ih potom iterativno mijenjaju u svrhu približavanja rješenju određenog problema. Glavna razlika je u tome da se metoda genetskih algoritama oslanja na genetski operator križanja, dok evolucijsko programiranje stavlja naglasak na provođenje mutacije. Genetskim algoritmima se vrši selekcija jedinki prema njihovoj dobroti, kako bi križanjem nastali što vrjedniji potomci. Posljedica ovog postupka je da jedinke imaju sve sličniji genetski sastav. Takva uniformnost može dovesti do konvergencije rješenja prema lokalnom optimumu. Stoga, u svrhu nalaženja globalno najboljeg rješenja, primjenjuje se operator mutacije kojim čuvamo raznolikost jedinki tokom iteracija. Takav problem ne postoji u slučaju evolucijskog programiranja, s obzirom da se u radu algoritma ne koristi operator križanja [**73**].

4.2 Opis rada genetskog algoritma

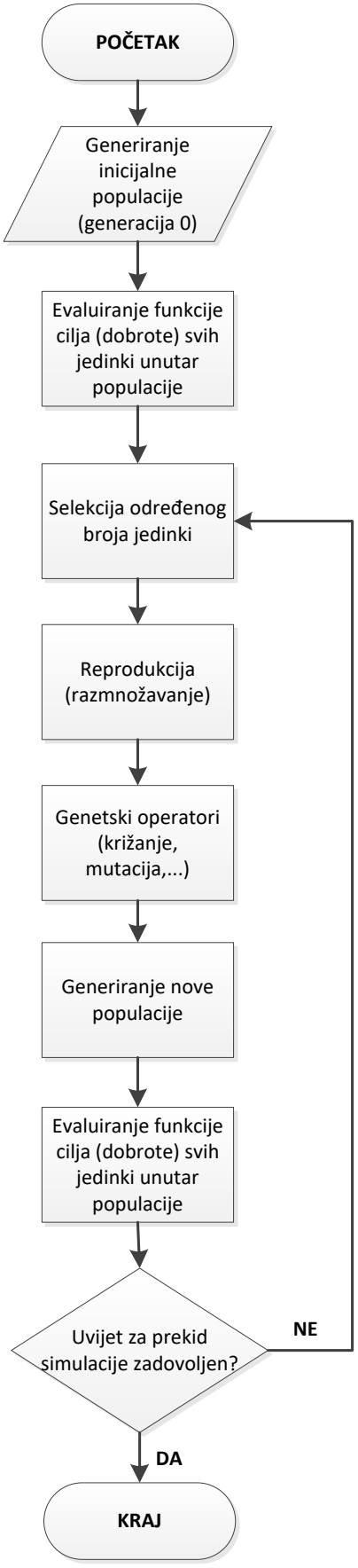
Genetski algoritam **[74]** predstavlja model strojnog učenja čiji rad potječe iz procesa evolucije koji se odvija u prirodi. To se postiže strojnim stvaranjem populacije jedinki prikazane kromosomima, koje su u osnovi niz znakova koji odgovaraju kromosomima s 4 kromatide (eng. base-4 chromosomes), koje nalazimo u ljudskoj DNA. Jedinke unutar populacije zatim prolaze proces evolucije. U prirodi vidimo da se kodiranje naših genetskih informacija (genom) radi na način koji prihvaća nespolno razmnožavanje (kao npr. pupanje) koje obično rezultira potomcima koji su genetski jednaki roditelju. S druge pak strane spolno razmnožavanje omogućava stvaranje genetski radikalno različitih potomaka koji imaju isti opći nazivnik (rod). Na molekularnoj razini par kromosoma se sudari jedan s drugim, izmijene djeliće genetske informacije (kod) i razdvoje se. Taj se proces zove rekombinacija, koja se kod genetskog algoritma naziva križanje, zbog načina na koji genetski materijal prelazi s jednog kromosoma na drugi. Križanje se događa u okruženju gdje je selekcija onih kojim će se pariti funkcija tzv. dobrote jedinke, tj. koliko je jedinka dobra u natjecanju u svom okruženju. Neki genetski algoritmi koriste jednostavnu funkciju procjene dobrote da bi odabrali jedinke, koje će biti podvrgnute genetskim postupcima, kao što su križanje ili

nespolno razmnožavanje (širenje genetskog materijala je nepromijenjeno). To se zove selekcija proporcionalna dobroti. Druge implementacije koriste model u kojem se određeni broj slučajno odabranih jedinki u nekoj skupini međusobno natječu te se odabiru one najbolje. Taj se način natjecanja naziva turnirski odabir i oblik je selekcije koju možemo vidjeti i u prirodi. Dva procesa koja najviše doprinose evoluciji su križanje i selekcija. No, i mutacija također igra važnu ulogu u tom procesu, iako je važnost tog procesa stvar rasprave mnogih znanstvenika (neki je smatraju pozadinskim operatorom, dok drugi pak misle da igra glavnu ulogu u evolucijskom procesu). Treba naglasiti da genetski algoritam (kao simulacija genetskog procesa) nije nasumična potraga za rješenjem određenog problema, ali koristi stohastičke procese čiji je krajnji rezultat izrazito nenasumičan.

Genetski algoritmi se koriste za rješavanje različitih tipova problema. Primjer su višedimenzijski optimizacijski problemi kod kojih se niz kromosoma može koristiti za kodiranje vrijednosti optimizacijskih varijabli. U praksi se primjenjuje takav genetski model računanja koji se sastoji od niza bitova ili znakova koji predstavljaju kromosome. Jednostavne operacije manipulacije bitovima omogućavaju simulaciju genetskih operatora, kao što su križanje i mutacija. Genetski algoritam radi na sljedeći način:

a) evaluira se dobrota (funkcija cilja) za sve jedinke unutar populacije.
b) Stvara se nova populacija provođenjem operacija kao što su križanje, razmnožavanje proporcionalno dobroti i mutacija na jedinkama čija se dobrota evaluirala.
c) Odbacuje se stara populacija i sve se ponavlja s novom populacijom.

Jedno ponavljanje tog ciklusa naziva se generacijom. Prva generacija (tzv. generacija 0) tog procesa je populacija s nasumce generiranim jedinkama. Nadalje, genetske operacije, u skladu s procjenom dobrote tj. procjenom vrijednosti funkcije cilja, rade na poboljšanju populacije. Na Slici 4.1 prikazan je jednostavan dijagram toka rada genetskog algoritma.



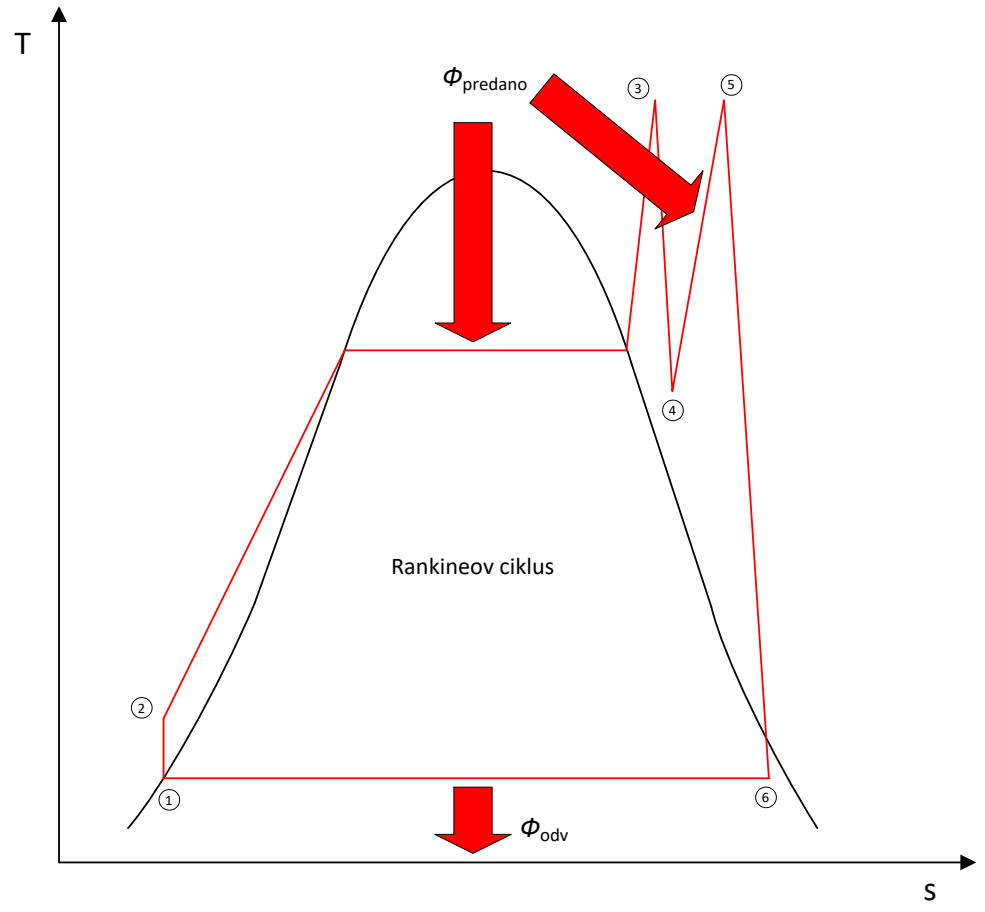
Slika 4.1 Pojednostavljeni dijagram toka genetskog algoritma

5 OPIS MATEMATIČKOG MODELA

5.1 Fizikalne osnove

5.1.1 Termodinamička iskoristivost postrojenja

Matematički model napravljen u sklopu ovog doktorskog rada opisuje rad parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Parnoturbinski ciklus predstavlja Rankineov ciklus, koji se generalno govoreći odvija između dvije izobare i dvije izentrope. Ciklus se u svojem osnovnom obliku sastoji od generatora pare (dovođenje topline od točke 2 do 3 te od 4 do 5), parne turbine (ekspanzija od točke 3 do 4 te od 5 do 6), kondenzatora (odvođenje topline od točke 6 do 1) i napojne pumpe (od točke 1 do 2). Primjer Rankineovog ciklusa s međupregrijanjem dan je na Slici 5.1.



Slika 5.1 Rankineov ciklus u *T-s* dijagramu

Predani toplinski tok dimnih plinova radnom mediju u generatoru pare računamo pomoću izraza

$$\Phi_{\text{predano}} = q_{\text{m,rm}} \cdot \left[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \right] \tag{5.1}$$

Odvedeni toplinski tok u kondenzatoru dan je izrazom

$$\Phi_{\text{odv}} = q_{m,rm} \cdot (h_6 - h_1) \tag{5.2}$$

Dobivena neto električna snaga na u parnoturbinskom ciklusu

$$P_{\text{ST}} = q_{\text{m,rm}} \cdot \left[(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \right] \cdot \eta_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{meh}} - P_{\text{p}} \tag{5.3}$$

gdje je snaga potrebna za pogon napojne pumpe

$$P_{\text{p}} = q_{m,rm} \cdot (h_2 - h_1) \tag{5.4}$$

Termodinamička iskoristivost kružnog ciklusa dana je izrazom

$$\eta_{\text{ciklus}} = \frac{P_{\text{ST}}}{\Phi_{\text{predano}}} \tag{5.5}$$

Termodinamička iskoristivost postrojenja predstavlja stupanj pretvorbe topline, unesene dimnim plinovima u generator pare, u električnu energiju **(5.6)**. Ona ovisi o ulaznoj temperaturi tj. entalpiji dimnih plinova u generator pare.

$$\eta_{\text{post}} = \frac{P_{\text{ST}}}{q_{\text{m,dp}} \cdot (h_{\text{dp,ul}} - h_{\text{dp,T=0 °C}})} \tag{5.6}$$

Pošto termodinamička iskoristivost postrojenja ovisi o termodinamičkoj iskoristivosti ciklusa i termodinamičkoj iskoristivosti generatora pare **(5.7)** proizlazi da će termodinamička iskoristivost postrojenja biti niža pri nižim ulaznim temperaturama dimnih plinova **(5.8)**.

$$\eta_{\text{gp}} = \frac{\Phi_{\text{predano}}}{q_{m,\text{dp}} \cdot (h_{\text{dp,ul}} - h_{\text{dp,T=0 °C}})} \tag{5.7}$$

$$\eta_{\text{post}} = \eta_{\text{gp}} \cdot \eta_{\text{ciklus}} \tag{5.8}$$

5.1.2 Gubici eksergije

Eksergija nekog sustava se definira kao maksimalni tehnički rad otvorenog sustava, pri čemu jedan tlak odgovara početnom tlaku otvorenog sustava, dok drugi tlak odgovara zadanom tlaku okoliša. Tijekom svojih promjena sustav reverzibilno izmjenjuje toplinski tok s jednim toplinskim spremnikom – okolišem **[75].** U slučaju termoenergetskog postrojenja toplinski spremnik je okoliš. Generalno, eksergiju se može prikazati izrazom **(5.9)**.

$$\Psi = q_m \cdot \left[(h - h_{\text{ok}}) - T_{\text{ok}} \cdot (s - s_{\text{ok}}) \right] \tag{5.9}$$

Veličine stanja kao što su entalpija i entropija za radne medije korištene u ovom radu moguće je izračunati korištenjem kalkulatora pod nazivom "NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)" koji se može koristiti u Matlab softverskom paketu. Valja naglasiti da postoji mogućnost da kalkulator ne daje sasvim točne veličine stanja radnih medija u cjelokupnom opsegu tlakova i temperatura. Za računanje entalpija dimnih plinova koriste se funkcije napisane u Matlabu. Razlika entropija dimnih plinova računa se iz jednadžbe za idealni plin **(5.10)**.

$$s - s_{\mathrm{ok}} = c_{\mathrm{p}} \cdot \ln(\frac{T}{T_{\mathrm{ok}}}) - R \cdot \ln(\frac{p}{p_{\mathrm{ok}}}) \tag{5.10}$$

U ovom radu zanemaren je pad tlaka dimnih plinova duž dimnog kanala unutar generatora pare pa se stoga zanemaruje član $R \cdot \ln(\frac{p}{p_{\mathrm{ok}}})$ u gornjoj jednadžbi. Za bilo koji sustav vrijedi sljedeća jednakost

$$\sum \Psi_{\mathrm{ul}} = \sum \Psi_{\mathrm{iz}} + \sum P + I \tag{5.11}$$

Gornju jednadžbu, primijenjenu na generator pare na otpadnu toplinu, moguće je zapisat kao

$$\Psi_{\mathrm{dp,ul}} + \sum \Psi_{\mathrm{rm,ul}} - \Psi_{\mathrm{dp,iz}} - \sum \Psi_{\mathrm{rm,iz}} - \Psi_{\mathrm{tg}} - I = 0 \tag{5.12}$$

Gornjom jednadžbom zapisana je bilanca eksergije na granicama generatora pare gdje je eksergija dimnih plinova i radnog medija na njegovu ulazu umanjena za eksergiju dimnih plinova i radnog medija na njegovu izlazu, gubitke eksergije zbog predaje toplinskog toka dimnih plinova radnom mediju te eksergiju toplinskog toka predanog okolišu zbog povišene temperature stjenke generatora pare. Eksergijski gubici se mogu izraziti iz jednadžbe **(5.12)**.

$$I = \Psi_{\mathrm{dp,ul}} - (\Psi_{\mathrm{dp,iz}} + \Psi_{\mathrm{tg}}) - (\sum \Psi_{\mathrm{rm,iz}} - \sum \Psi_{\mathrm{rm,ul}}) \tag{5.13}$$

Gubici eksergije u generatoru pare jednaki su razlici smanjenja eksergije dimnih plinova i povećanja eksergije radnog medija unutar generatora pare. Gornja jednadžba pretpostavlja da se izlazna eksergija dimnih plinova i eksergija toplinskog toka predanog okolišu, mogu iskoristiti u nekom drugom termodinamičkom procesu pa se mogu odbiti od eksergijskih gubitaka unutar generatora pare. U stvarnosti se te eksergije ne mogu iskoristiti te će ih se u ovom radu ubrojiti u eksergijske gubitke. Eksergiju radnog medija na izlazu iz generatora pare (izlaz generatora pare je mjesto izlaza dimnih plinova a ulaza radnih medija u generator pare) je zbog njenog malog iznosa moguće zanemariti. Uz navedene pretpostavke, eksergijski gubitci unutar generatora pare dani su izrazom **(5.14)**.

$$I = \Psi_{\mathrm{dp,ul}} - \sum \Psi_{\mathrm{rm,iz}} \tag{5.14}$$

Eksergijske tokove unutar parnoturbinskog postrojenja moguće je izraziti pomoću jednadžbe **(5.11)**.

$$\Psi_{\mathrm{dp,ul}} + \Psi_{\mathrm{rv,ul}} = P_{\mathrm{SC}} + \Psi_{\mathrm{dp,iz}} + \Psi_{\mathrm{tg}} + \Psi_{\mathrm{rv,iz}} + I \tag{5.15}$$

Članovi izraza **(5.15)** $\Psi_{\mathrm{rv,ul}}$ i $\Psi_{\mathrm{rv,iz}}$ odnose se na eksergiju rashladne vode u kondenzatoru. Eksergijski gubitak iz izraza **(5.15)** prikazan je jednadžbom **(5.16)**.

$$I = \Psi_{\mathrm{dp,ul}} - (\Psi_{\mathrm{dp,iz}} + \Psi_{\mathrm{tg}}) - (\Psi_{\mathrm{rv,iz}} - \Psi_{\mathrm{rv,ul}}) - P_{\mathrm{SC}} \tag{5.16}$$

U stvarnosti se eksergija dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, toplinski gubici prema okolišu te ulazna i izlazna eksergija rashladne vode mogu smatrati gubicima jer ih se praktički ne može iskoristiti za dobivanje mehaničkoga rada i stoga ih se mora pridodati eksergijskim gubicima parnoturbinskog postrojenja. Tada izraz **(5.16)** prelazi u

$$I = \Psi_{\mathrm{dp,ul}} - P_{\mathrm{SC}} \tag{5.17}$$

Iz izraza **(5.17)** se uočava da eksergijski gubitak parnoturbinskog postrojenja ovisi samo o neto dobivenoj snazi postrojenja. Eksergija dimnih plinova na ulazu u generator pare je za zadanu ulaznu temperaturu konstantna. Stupanj eksergijske iskoristivosti može se iskazati izrazom **(5.18)**.

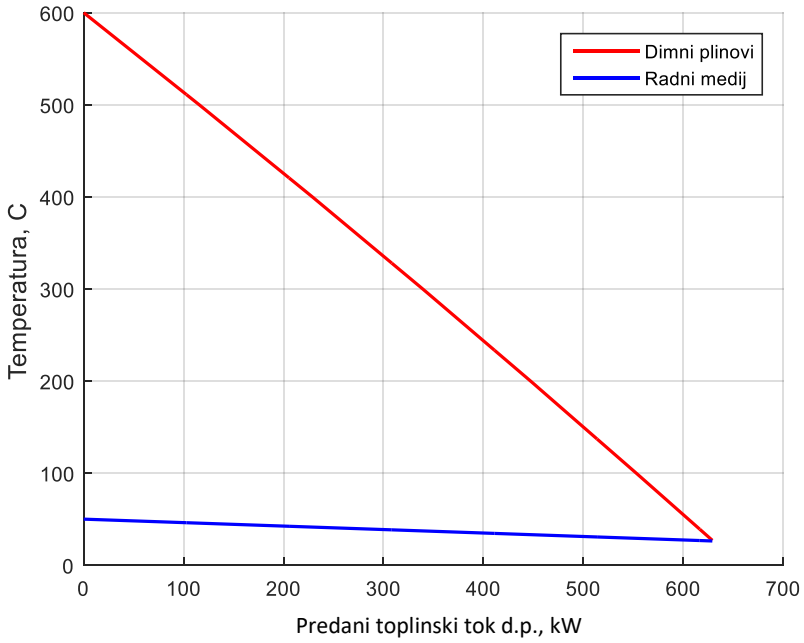
$$\eta_{eks} = \frac{P_{\mathrm{SC}}}{\Psi_{\mathrm{dp,ul}}} \tag{5.18}$$

Iz gornjeg izraza uočava se podudaranje termodinamičke iskoristivost postrojenja s eksergijskom iskoristivošću. Pri računanju termodinamičke i eksergijske iskoristivosti brojnik je isti, dok je u nazivniku kod termodinamičke iskoristivosti entalpija, a kod eksergijske iskoristivosti eksergija dimnih plinova na ulazu u generator pare. Apsolutni iznos eksergijske iskoristivosti je veći od termodinamičke iz razloga što je eksergija na ulazu u generator pare niža od entalpije dimnih plinova. Može se zaključiti da se maksimalne vrijednosti eksergijske iskoristivosti, odnosno minimalni eksergijski gubici, podudaraju s maksimalnim vrijednostima termodinamičke iskoristivosti.

5.2 Dodatni krugovi pare

Za razliku od generatora pare samo s jednim krugom pare, uvođenjem dodatnih krugova pare moguće je dodatno ohladiti dimne plinove. Kvaliteta predaje toplinskog toka dimnih plinova radnom mediju iskazana je preko termodinamičke iskoristivosti generatora

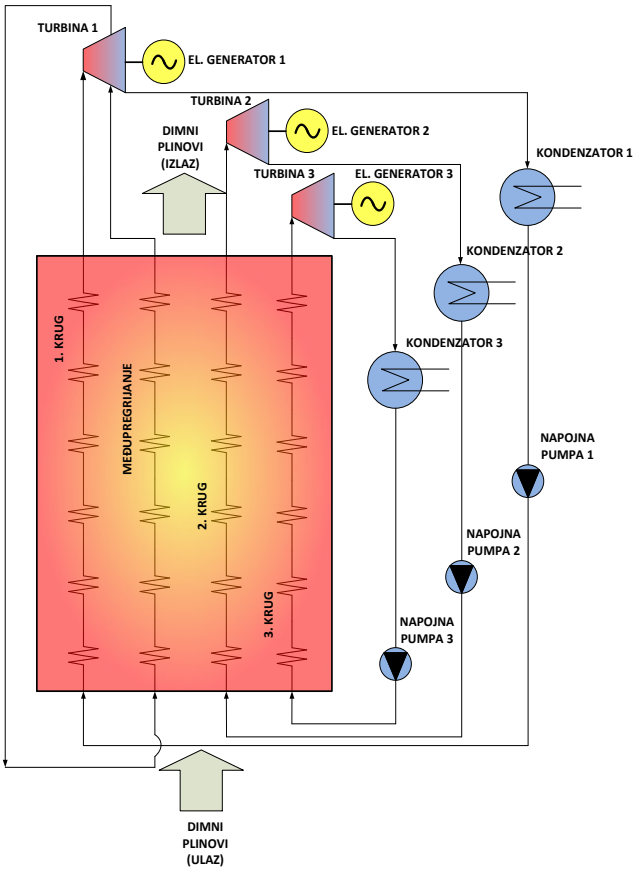
pare. Samo iskorištavanje topline dimnih plinova nije jedini kriterij za ocjenu valjanosti procesa. Kao primjer može se navesti predaja toplinskog toka dimnih plinova radnom mediju vrlo velikog masenog protoka (Slika 5.2). U tom slučaju dimni plinovi će se ohladiti do ulazne temperature radnog medij u generator pare, a radni medij će neznatno promijeniti svoju temperaturu. U tom slučaju toplina dimnih plinova, iako u potpunosti izmijenjena s radnim medijem, je degradirana jer radni medij nema gotovo nikakav potencijal za obavljanje rada. Zato je toplinu dimnih plinova potrebno maksimalno iskoristiti uz osiguravanje takvih radnih parametara koji će dati najviše snage na parnoj turbini. Istovremeno visoka termodinamička iskoristivost generatora pare i radnog ciklusa daje visoku termodinamičku iskoristivost postrojenja. Da bi se toplina dimnih plinova maksimalno iskoristila potrebno je optimirati radne parametre svih krugova pare. Parametri koji se optimiraju su radni tlakovi, temperature pregrijanja i međupregrijanja te razmještaj izmjenjivačkih površina. Dodatni krugovi pare iskorištavaju toplinu dimnih plinova pri nižim temperaturama, što znači da su termodinamičke iskoristivosti tih krugova niže od iskoristivosti prvog kruga. Kao radni medij dodatnih krugova pare koristi se voda kao radni medij. Zamjenom vode organskim fluidima, u području nižih temperatura, postoji mogućnost dodatnog ohlađivanja dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, ali i dobivanja većih vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, a što će biti prikazano u ovom radu.



Slika 5.2. Predani toplisnki tok dimnih plinova radnom mediju velikog toplinskog kapaciteta

5.3 Opis matematičkog modela parnoturbinskog postrojenja

U ovom radu parnoturbinsko postrojenje se sastoji od više Rankineovih ciklusa tj. više krugova radnih medija. Glavni dio postrojenja je generator pare na otpadnu toplinu koji se sastoji od više krugova pare, čije izmjenjivačke površine mogu biti u međusobnom paralelnom i serijskom razmještaju. U radu je analizirano više konfiguracija postrojenja. Detaljno su analizirane konfiguracije s dva kruga pare i dva kruga pare s međupregrijanjem pare prvog kruga. Dodatno je, ukratko, još analizirana i konfiguracija s tri kruga pare i međupregrijanjem pare prvog kruga. Shematski prikaz generatora pare s tri kruga pare i međupregrijanjem dan je na Slici 5.3. Svaki krug pare, uključujući i međupregrijanje, predstavljen je jednim stupcem izmjenjivača koji se sastoji od više serijski spojenih izmjenjivačkih površina. Zadani broj mogućih serijskih spojeva izmjenjivača pojedinog kruga pare je 6 a što se pokazalo dovoljnim brojem za neograničavajuću optimizaciju tj. omogućen je neograničavajući međusobni razmještaj svih izmjenjivača. Izmjenjivačke površine predstavljaju ekonomajzer, isparivač, pregrijač i međupregrijač. Optimizacijski algoritam određuje predani toplinski tok u svakom izmjenjivaču svakog kruga pare, radne tlakove, tlak međupregrijanja, temperaturu pregrijanja i međupregrijanja, masene protoke radih medija (osim protoka radnog medija prvog kruga) te iznos pinch temperature, ako se radi o eksergoekonomskoj optimizaciji. Svaki krug pare, kao i međupregrijanje, ima svoju turbinu radi što manjih ograničenja u povezanosti svakog kruga pare, a i zbog toga što nije u svim krugovima pare isti radni medij. Zanemareni su padovi tlaka na strani radnih medija i dimnih plinova, zato što oni ovise o geometrijskim karakteristikama generatora pare te su donekle nezavisni o razmještaju izmjenjivačkih površina. Pad tlaka na strani dimnih plinova moguće je smanjiti povećanjem poprečnog presjeka generatora pare, jer se time smanjuje i brzina strujanja dimnih plinova. Pad tlaka na strani radnih medija moguće je smanjiti povećanjem broja paralelnih cjevovoda u pojedinom izmjenjivaču. U radu će se pojam "ulaz u generator pare" odnositi na mjesto ulaza dimnih plinova u generator pare, odnosno na mjesto izlaza radnog medija iz generatora pare. S druge pak strane, pojam "izlaz iz generatora pare" će se odnositi na mjesto izlaza dimnih plinova iz generatora pare, odnosno na mjesto ulaza radnog medija u generator pare.



Slika 5.3. Shema parnoturbinskog postrojenja s generatorom pare na otpadnu toplinu

5.4 Opis algoritma matematičkog modela

U nastavku je dan algoritam proračuna parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Postrojenje koje je dano u opisu sastoji se od dva kruga pare i međupregrijanja. Sličan algoritam je primijenjen i kod postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja te kod postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem. Valja naglasiti da se na početku optimizacije mora odrediti konfiguracija postrojenja, radni medij drugog/trećeg kruga te temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare.

Algoritam termodinamičke optimizacije:

1) Učitavaju se svi ulazni podaci.
2) Izvršava se skripta koja definira sve optimizacijske parametre genetskog algoritma, kao što su faktor križanja, faktor mutacije, broj optimizacijskih varijabli, broj generacija, broj populacije te donje i gornje granice vrijednosti optimizacijskih varijabli.
3) Poziva se genetski algoritam koji poziva funkciju cilja.

4) Funkcija cilja definirana je kao funkcija kod koje su ulazni argumenti optimizacijske varijable čije je iznose odredio optimizacijski algoritam. Funkcija cilja definirana je vrstom optimizacije. Ako se radi o termodinamičkoj optimizaciji onda je izlazna varijabla ukupna termodinamička iskoristivost zadanog postrojenja, dok je u slučaju eksergoekonomske optimizacije izlazna varijabla bezdimenzijska značajka koja predstavlja eksergijske gubitke iskazane u financijskom obliku.
5) Unutar funkcije cilja najprije se izračunavaju sve relevantne entalpije kao što su entalpija dimnih plinova na ulazu u generator pare te entalpije radnih medija na izlazu iz generatora pare.
6) Određuju se položaji isparivača pojedinih krugova pare (osim kruga međupregrijanja jer on nema isparivač već samo pregrijač) koji može biti smješten na 2., 3., 4. ili 6. mjestu unutar pojedinog kruga pare zato što minimalni broj ekonomajzera (a ujedno je to i maksimalan broj) u svakom krugu mora biti 1. Ako se radi o natkritičnim radnim tlakovima gdje nema isparavanja, tada se optimizacijska varijabla koja predstavlja položaj isparivača koristi za određivanje broja ekonomajzera i pregrijača.
7) Određuju se relevantna fizikalna svojstva pojedinih radnih medija kao što su: kritični tlak i temperatura te iznos specifične entropije u kritičnoj točki.
8) Ako se radni tlak nekog kruga pare koji zadaje optimizacijski algoritam nađe u području prema izrazu **(5.19)**, tada se radni tlak korigira na način da se njegov iznos postavi na vrijednost prema izrazu **(5.20)**. Ovo se radi zato što toplinske tablice koje se koriste u radu nemaju definirane iznose fizikalnih veličina radnog medija u uskom području oko kritične točke.

$$0,995 \cdot p_{\text{krit}} > p > 1,005 \cdot p_{\text{krit}} \tag{5.19}$$

$$p = 1,005 \cdot p_{\text{krit}} \tag{5.20}$$

9) Entalpije zasićenja određuju se na osnovi radnih tlakova. Ako se radi o natkritičnim radnim tlakovima tada se za iznose temperature zasićenja i entalpija zasićenja uzimaju vrijednosti u točki radnog tlaka i kritične entropije. Time pretpostavljamo da se proces pretvorbe vrele kapljevine u suhozasićenu paru nalazi u toj točki. Tada entalpije vrele kapljevine i suhozasićene pare poprimaju jednaku vrijednost te u tom krugu pare ne postoji isparivač. Problematika pronalaska entropije pretvorbe faze pri natkritičnim tlakovima opisana je u poglavlju 6.4.
10) Pošto optimizacijski algoritam određuje i temperature pregrijanja pojedinih krugova pare, moguće je izračunati i entalpije radnih medija na izlazu iz generatora pare.

11) Znajući sve relevantne entalpije radnih medija može se izračunati ukupni specifični toplinski tok doveden pojedinom krugu pare, tj. mogu se izračunati za zadani radni tlak i specifični toplinski tokovi dovedeni ekonomajzeru, isparivaču i pregrijaču.
12) Poznavanjem položaja isparivača unutar pojedinog kruga pare može se izračunati broj ekonomajzera i pregrijača u tom krugu pare. Isparivač zauzima uvijek samo jedno mjesto u razmještaju izmjenjivačkih površina jednog kruga pare. Ukupni broj izmjenjivačkih površina unutar jednog kruga pare je 6. Ako se radi o potkritičnim radnim tlakovima tada se broj ekonomajzerskih izmjenjivačkih površina unutar kruga pare računa prema izrazu **(5.21)** dok se broj pregrijačkih izmjenjivačkih površina računa prema izrazu **(5.22)**. Ako se radi o natkritičnim radnim tlakovima tada se broj pregrijačkih i ekonomajzerskih izmjenjivačkih površina računa prema izrazima **(5.23)** i **(5.24)**.

$$n_{\text{eko}} = polozaj_isparivaca - 1 \tag{5.21}$$

$$n_{\text{preg}} = 6 - polozaj_isparivaca \tag{5.22}$$

$$n_{\text{preg}} = 6 - polozaj_isparivaca \tag{5.23}$$

$$n_{\text{eko}} = 6 - n_{preg} \tag{5.24}$$

13) Određuje se tlak međupregrijanja. Optimizacijski algoritam određuje tlak međupregrijanja tako da on mora biti manji ili jednak tlaku svježe pare. Tlak međupregrijanja se dodatno provjerava pozivanjem funkcije koja računa ekspanziju u visokotlačnoj turbini. Ta funkcija provjerava da li je na izlazu iz turbine para zasićena. Ako je para zasićena tada se pomoću funkcije *fzero*, koja je dio Matlab softverskog paketa, traži viši tlak međupregrijanja za koji je na izlazu iz visokotlačne turbine sadržaj pare $x = 1$. Taj uvjet je nametnut radi pojednostavljenja proračuna. U slučaju da je dana mogućnost da sadržaj pare na izlazu iz visokotlačnog dijela turbine bude manji od jedan, što bi značilo da je ekspanzija završila u području zasićene pare te bi tada trebali imati još jedan dodatni isparivač koji bi doveo tu zasićenu paru do suhozasićenog stanja. Također, pretpostavka je da bi se pri ekspanziji radnog medija u zasićeno područje pojavila nova pinch temperatura (izotermna promjena stanja), koja bi djelovala negativno na hlađenje dimnih plinova.
14) Nakon određivanja tlaka međupregrijanja određuje se temperatura međupregrijanja koju zadaje optimizacijski algoritam.

15) Kad su nam poznati tlak i temperatura međupregrijanja može se odrediti i entalpija pare na ulazu i izlazu iz međupregrijača. Poznavanjem entalpija računa se specifični predani toplinski tok u međupregrijačkom krugu.
16) Optimizacijski algoritam također određuje i položaj međupregrijača unutar međupregrijačkog kruga. Broj međupregrijačkih površina unutar kruga određuje se prema izrazu **(5.25)**.

$$n_{\mathrm{mp}} = 6 - polozaj_mp \tag{5.25}$$

17) Optimizacijski algoritam na temelju ukupnog izmijenjenog specifičnog toplinskog toka u pojedinom krugu pare određuje pojedine udjele specifičnog toplinskog toka svake izmjenjivačke površine unutar tog kruga pare.
18) Potrebno je izračunati protok radnog medija u pojedinim krugovima. Maseni protok 2. odnosno 3. kruga određuje optimizacijski algoritam i to tako da optimizacijska varijabla određuje udio masenog protoka 2. odnosno 3. kruga u masenom protoku 1. kruga kao što je prikazano izrazima **(5.26)** i **(5.27)**.

$$q_{\mathrm{m2}} = q_{\mathrm{m1}} \cdot opt_varijabla_1 \tag{5.26}$$

$$q_{\mathrm{m3}} = q_{\mathrm{m1}} \cdot opt_varijabla_2 \tag{5.27}$$

Maseni protok 1. kruga određuje se pomoću već spomenute *fzero* funkcije za pronalaženje onog masenog protoka koji će zadovoljiti zadani iznos pinch temperature unutar ekonomajzerskih izmjenjivačkih površina generatora pare.
19) Nakon izračuna svih masenih protoka računaju se dobivene snage na visokotlačnoj turbini 1. Kruga, uključujući i snagu dobivenu na turbini nakon međupregrijanja te turbini 2. odnosno 3. kruga. Tlak kondenzacije u pojedinim krugovima pare ovisi o temperaturi unutar kondenzatora (zadana vrijednost) te o vrsti radnog medija. Prilikom proračuna dobivenih snaga treba voditi računa o sadržaju pare na izlazu iz turbine (ulaz u kondenzator). Ako je sadržaj pare manji od x = 0,8 , kako je zadano ulaznim podacima, tada se pomoću *fzero* funkcije traži onaj tlak kondenzacije, veći od postojećeg, koji će na izlazu iz turbine dati sadržaj pare od x = 0,8.
20) Računa se snaga napojnih pumpi.
21) Nakon poznatih dobivenih snaga u turbinama i snaga potrebnih za pogon napojnih pumpi, moguće je izračunati neto dobivenu snagu.
22) Na posljetku računa se termodinamička iskoristivost parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja.

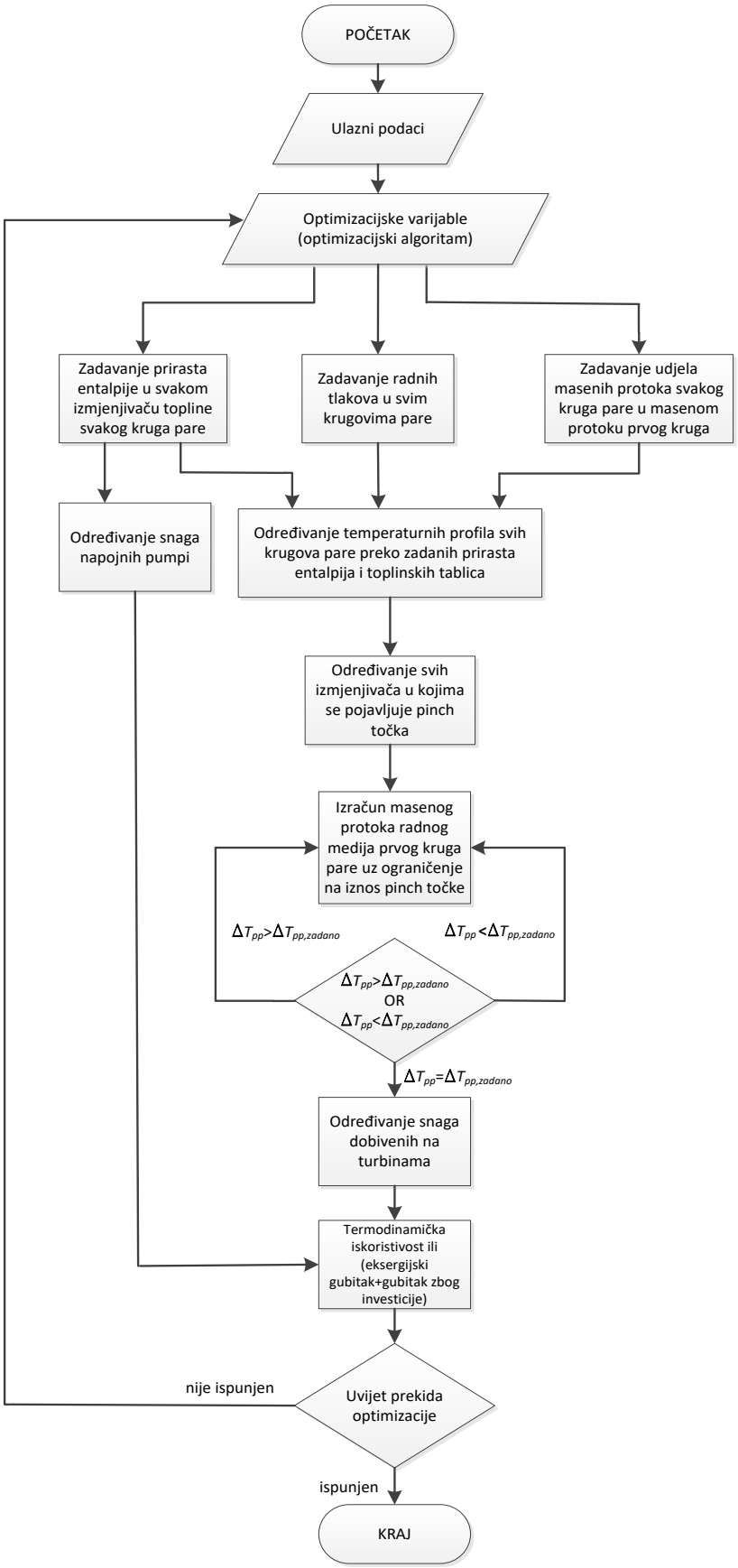
23) Proces se ponavlja tako da optimizacijski algoritam zadaje nove varijable te se računa nova vrijednost termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Proces se zaustavlja kad su promijene u funkciji cilja dovoljno male.

Algoritam eksergoekonomske optimizacije:

Proračun od točke 1) do točke 21) je identičan kao i kod termodinamičke optimizacije. Točke koje se razlikuju dane su u nastavku.

22) Poziva se funkcija za izračunavanje eksergijskih gubitaka postrojenja.
23) Za svaku izmjenjivačku površinu unutar svakog kruga pare izračunava se potrebna veličina površine.
24) Za svaku vrstu izmjenjivačke površine (ekonomajzer, isparivač, pregrijač i međupregrijač) računa se cijena materijala. Jedinične referentne cijene pojedinih izmjenjivačkih površina dane su kao ulazni podaci.
25) Nakon toga se računaju, u bezdimenzijskom obliku, trošak zbog eksergijskih gubitaka te trošak investicije. Poznavanjem prethodno navedenih veličina računaju se ukupni gubitci koji predstavljaju optimizacijsku veličinu.
24) Kao i u termodinamičkoj optimizaciji, proces se zaustavlja kad su promijene u funkciji cilja dovoljno male.

Dodatna pojašnjenja vezana za izračunavanje pojedinih veličina navedenih u opisu algoritma matematičkog modela bit će dana u poglavlju "Metodologija". Sažeti oblik algoritma proračuna dan je u obliku dijagrama toka na Slici 5.4.



Slika 5.4. Dijagram toka algoritma matematičkog modela

5.5 Ulazni podaci

Popis svih ulaznih podataka korištenih pri optimizaciji dan je u Tablici 5.1.

Tablica 5.1 Ulazni podaci

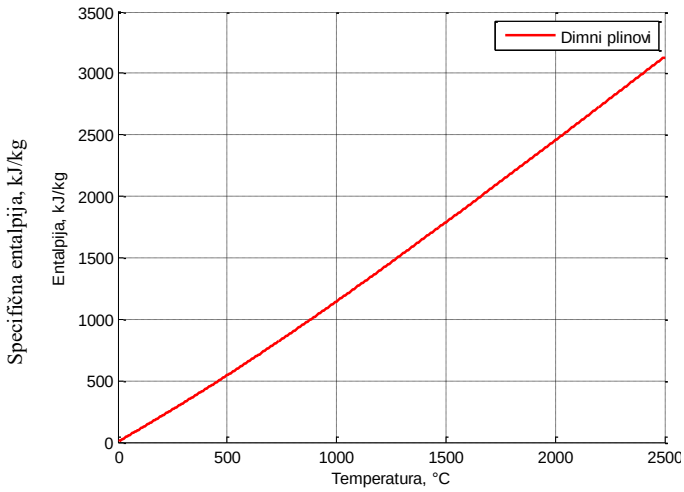
$T_{dp,ul}$, °C (termodinamička optimizacija)	500, 600, 700, 800
$T_{dp,ul}$, °C (eksergoekonomska optimizacija)	500, 600, 700
$T_{preg,max}$ 1. krug, °C (termodin. optimizacija)	499, 599, 699, 799
$T_{preg,max}$ 1. krug, °C (eksergoekon. optimizacija)	499, 599, 699
$T_{preg,max}$ drugog kruga, °C:	
a) aceton	276
b) amonijak	324
c) R11	349
d) R123	324
e) voda (termodin. optimizacija)	499, 599, 699, 799
voda (eksergoekon. optimizacija)	499, 599, 699
T_{rm_uk}, °C	26,5
T_{ok}, °C	25
T_{rv}, °C	15
T_{kond}, °C	25
$T_{dp,min}$, °C:	
a) termodinamička optimizacija	27
b) eksergoekonomska optimizacija	45
p_{max}, bar (termodinamička optimizacija):	
a) aceton	300
b) amonijak	600
c) R11	300
d) R123	300
e) voda	1000
η_{ST}, %	90
$\eta_{el} \cdot \eta_{meh}$, %	98
η_p, %	84
g_{zrac},	0,005
x_{min}	0,8
$q_{m,dp}$, kg/s	1
k_{eko}, W/(m^{2}K)	42,6
k_{isp}, W/(m^{2}K)	43,7
k_{preg}, W/(m^{2}K)	50
k_{mpreg}, W/(m^{2}K)	50
c_{eko}, USD/kg	1,8 **[7]**
c_{isp}, USD/kg	1,37 **[7]**
c_{preg}, USD/kg	2,04 **[76]**, 3,78 **[7]**, 7,87 **[77]**,78,75 **[78]**
c_{mpreg}, USD/kg	kao i za c_{preg}
c_{el}, USD/kWh	0,04
t_{god}, god	30
t_{rs}, h/god	3500, 4500, 5500
ρ, kg/m^3	7800

Zadani sastav plinskog goriva dan je u Tablici 5.2.

Tablica 5.2 Sastav goriva

Komponenta	Volumni udio, %
CH_4	85
C_2H_6	5
C_3H_8	3
CO_2	3,5
N_2	3,5

Specifična donja ogrjevna vrijednost goriva iznosi H_d = 41,57 MJ/kg a pretičak zraka iznosi λ= 3. Ovisnost specifične entalpije dimnih plinova o temperaturi dana je na Slici 5.5.



Slika 5.5. Ovisnost specifične entalpije dimnih plinova o temperaturi

5.6 Optimizacijske varijable

Kao što je već spomenuto, model kombiniranog postrojenja napravljen je u programskom paketu Matlab. Optimizacijski algoritmi korišteni u ovom radu dio su tzv. Global Optimization Toolbox-a, koji predstavlja softverski dodatak osnovnom paketu Matlab programa. Broj optimizacijskih varijabli ovisi o konfiguraciji postrojenja, te o tome radi li se o termodinamičkoj ili eksergoekonomskoj optimizaciji. Kod modela postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja, broj optimizacijskih varijabli je 17, ako se radi o termodinamičkoj optimizaciji, odnosno 18, ako se radi o eksergoekonomskoj optimizaciji. Kod modela s dva kruga pare i međupregrijanjem broj optimizacijskih varijabli je 25, ako se radi o termodinamičkoj optimizaciji, odnosno 26, ako se radi o eksergoekonomskoj optimizaciji. Kod termodinamičke optimizacije postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem broj optimizacijskih varijabli je 34.

Popis optimizacijskih varijabli:

a) Postrojenje s dva kruga pare (termodinamička optimizacija)

Tablica 5.3 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare

$x(1) - x(5)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 1. kruga
$x(6)$	položaj isparivača 1. kruga u mreži izmjenjivača
$x(7) - x(11)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 2. kruga
$x(12)$	položaj isparivača 2. kruga u mreži izmjenjivača
$x(13)$	radni tlak medija 1. kruga
$x(14)$	radni tlak medija 2. kruga
$x(15)$	temperatura pregrijanja 1. kruga
$x(16)$	temperatura pregrijanja 2. kruga
$x(17)$	udio masenog protoka 2. kruga u masenom protoku 1. kruga

b) Postrojenje s dva kruga pare (eksergoekonomska optimizacija)

Tablica 5.4 Popis optimizacijskih varijabli – eksergoekonomska optimizacija, dva kruga pare

$x(1) - x(17)$	isto kao i pod a)
$x(18)$	iznos pinch temperature

c) Postrojenje s dva kruga pare i jednim međupregrijanjem prvog kruga pare (termodinamička optimizacija)

Tablica 5.5 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem

$x(1) - x(5)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 1. kruga
$x(6)$	položaj isparivača 1. kruga u mreži izmjenjivača
$x(7) - x(11)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 2. kruga
$x(12)$	položaj isparivača 2. kruga u mreži izmjenjivača
$x(13)$	radni tlak medija 1. kruga
$x(14)$	radni tlak medija 2. kruga
$x(15)$	temperatura pregrijanja 1. kruga
$x(16)$	temperatura pregrijanja 2. kruga
$x(17)$	udio masenog protoka 2. kruga u masenom protoku 1. kruga
$x(18) - x(22)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij međupreg.
$x(23)$	pozicija međupregrijača u mreži izmjenjivača
$x(24)$	tlak međupregrijanja
$x(25)$	temperatura međupregrijanja

d) Postrojenje s dva kruga pare i jednim međupregrijanjem prvog kruga pare (eksergoekonomska optimizacija)

Tablica 5.6 Popis optimizacijskih varijabli – eksergoekonomska optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem

$x(1) - x(25)$	isto kao i pod c)
$x(26)$	iznos pinch temperature

e) Postrojenje s tri kruga pare i jednim međupregrijanjem prvog kruga pare (termodinamička optimizacija)

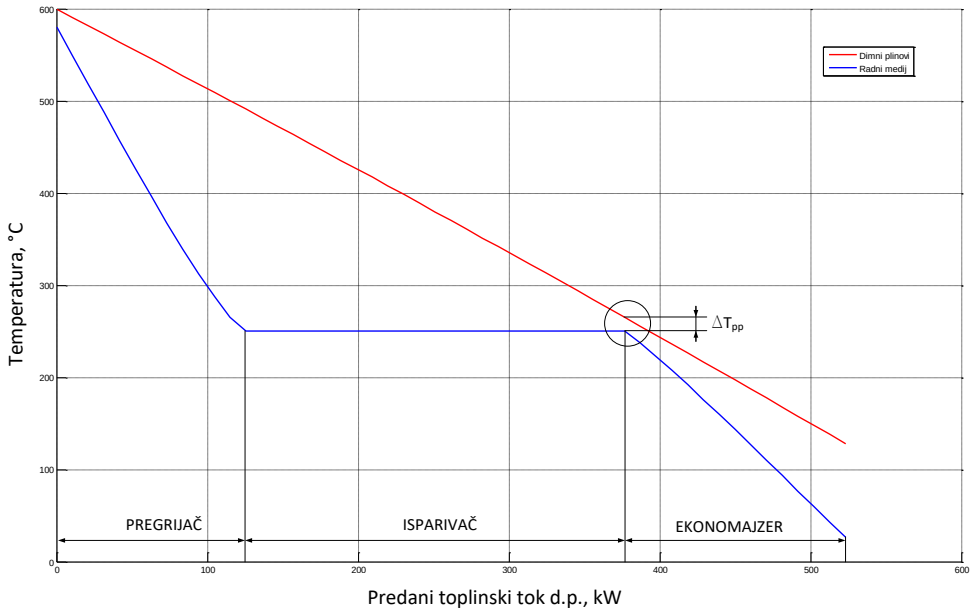
Tablica 5.7 Popis optimizacijskih varijabli – termodinamička optimizacija, dva kruga pare s međupregrijanjem

$x(1) - x(5)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 1. kruga
$x(6)$	položaj isparivača 1. kruga u mreži izmjenjivača
$x(7) - x(11)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 2. kruga
$x(12)$	položaj isparivača 2. kruga u mreži izmjenjivača
$x(13)$	radni tlak medija 1. kruga
$x(14)$	radni tlak medija 2. kruga
$x(15)$	temperatura pregrijanja 1. kruga
$x(16)$	temperatura pregrijanja 2. kruga
$x(17)$	udio masenog protoka 2. kruga u masenom protoku 1. kruga
$x(18) - x(22)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij međupreg.
$x(23)$	pozicija međupregrijača u mreži izmjenjivača
$x(24)$	tlak međupregrijanja
$x(25)$	temperatura međupregrijanja
$x(26) - x(30)$	udjeli toplinskog toka u mreži izmjenjivača predani s d. p. na radni medij 3. kruga
$x(31)$	položaj isparivača 3. kruga u mreži izmjenjivača
$x(32)$	radni tlak medija 3. kruga
$x(33)$	temperatura pregrijanja 3. kruga
$x(34)$	udio masenog protoka 3. kruga u masenom protoku 1. kruga

6 METODOLOGIJA

6.1 Analiza pinch temperature

Pinch točka se definira kao temperaturna razlika između dimnih plinova i radnog medija na mjestu ulaza radnog medija u isparivač (Slika 6.1), tj. to je razlika između temperature dimnih plinova na izlazu iz isparivača i temperature zasićenja radnog medija. Generalno se može tvrditi da, što je manji iznos pinch temperature, bolje je iskorištavanje topline dimnih plinova. Niža vrijednost pinch temperature ima za posljedicu i veću izmjenjivačku površinu, a samim time i veći iznos investicijskih troškova. U teorijskom razmatranju, za iznos pinch temperature $\Delta T_{\mathrm{pp}} = 0$ potrebna je beskonačno velika izmjenjivačka površina.



Slika 6.1 Pinch temperatura u generatoru pare na otpadnu toplinu

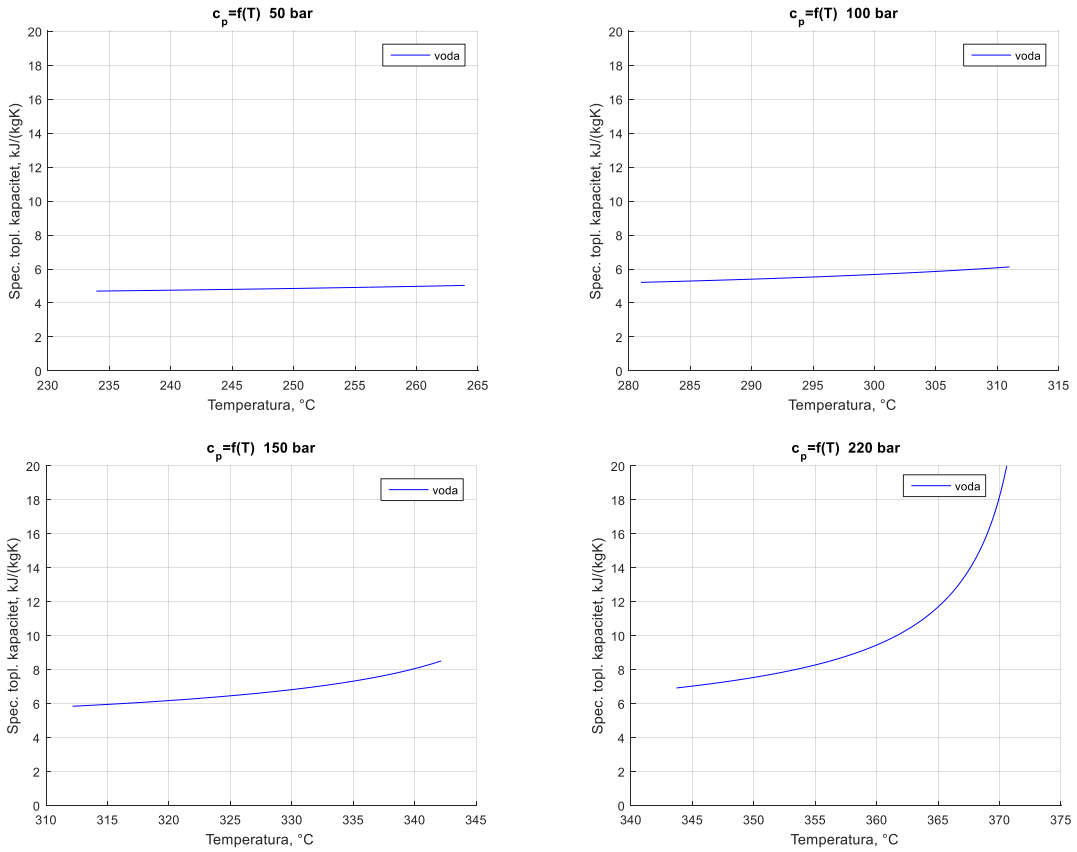
Do pojave pinch temperature unutar generatora pare dolazi zbog promjene specifičnog toplinskog kapaciteta radnog medija. U području isparavanja specifični toplinski kapacitet radnog medija poprima beskonačnu vrijednost. Nakon izlaska dimnih plinova iz područja isparivača dolazi do razdvajanja temperaturnih profila dimnih plinova i radnog medija. Generator pare na otpadnu toplinu maksimalno bi mogao iskoristiti toplinu dimnih plinova, kada bi se oni ohladili do ulazne temperature radnog medija u generator pare. Prepreka hlađenju dimnih plinova do ulazne temperature radnog medija je pojava pinch temperature. Odabirom radnih parametara ranih medija kao što su tlak i temperatura utječemo na iznos temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Za dobivanje optimalne

termodinamičke iskoristivosti postrojenja potrebno je osigurati istodobno visoku termodinamičku iskoristivost ciklusa i generatora pare na otpadnu toplinu.

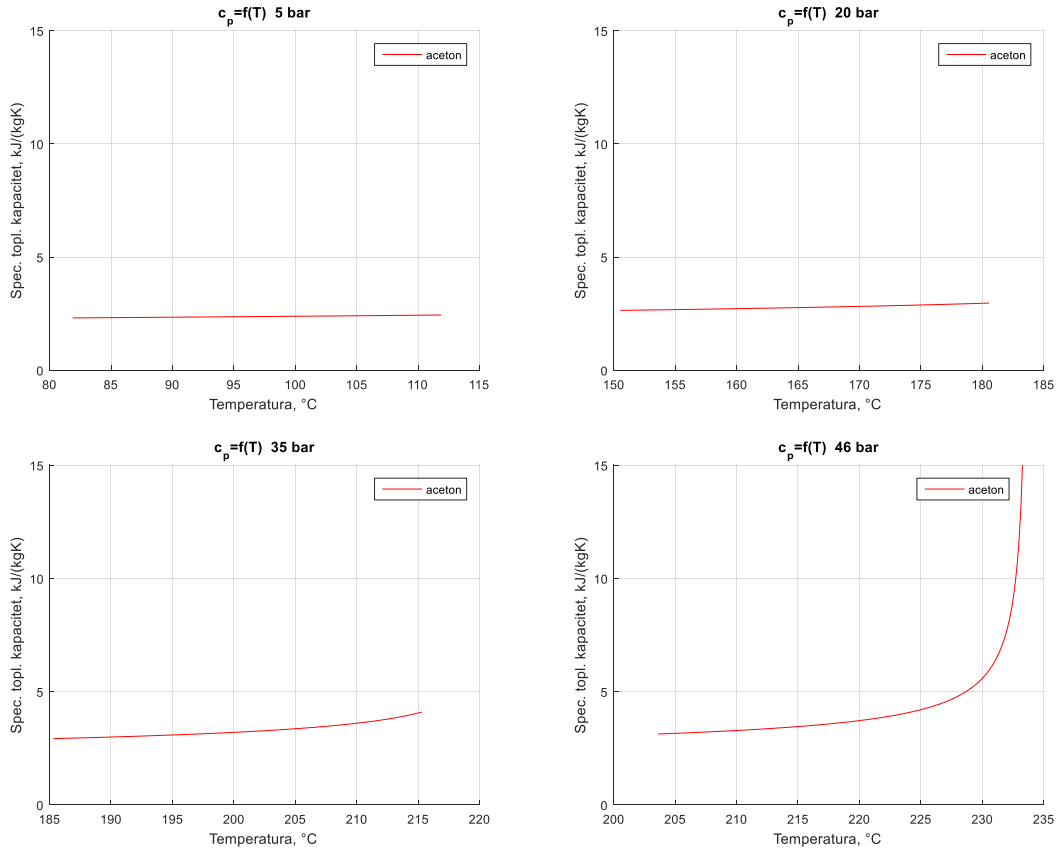
Pretpostavka da se pinch temperature javlja isključivo na ulazu u isparivač odnosno na izlazu iz ekonomajzera nije u potpunosti ispravna. S povećanjem radnog tlaka (potkritične vrijednosti) specifični toplinski kapacitet radnog medija u blizini temperature zasićenja, unutar ekonomajzera, poprima veći gradijent negoli pri nižim tlakovima te u trenutku postizanja temperature zasićenja poprima beskonačno veliku vrijednost a što se može prikazati izrazom **(6.1)** gdje je $T'' = T'$

$$c_p = \frac{\Phi}{q_m \cdot (T'' - T')} \tag{6.1}$$

Na Slikama 6.2 i 6.3 prikazana je ovisnost promjene specifičnog toplinskog kapaciteta vode i acetona u blizini temperature zasićenja za različite potkritične tlakove.

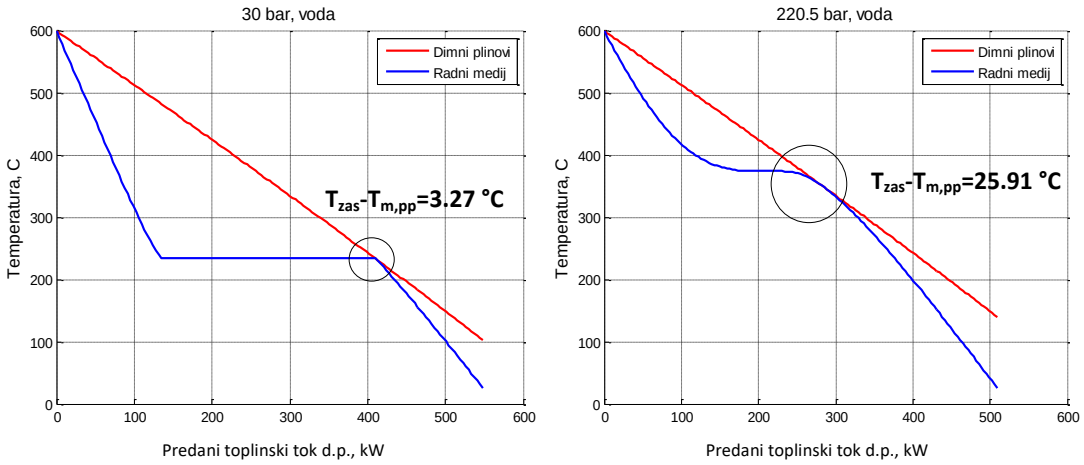


Slika 6.2. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta vode u blizini temperature zasićenja za različite potkritične tlakove

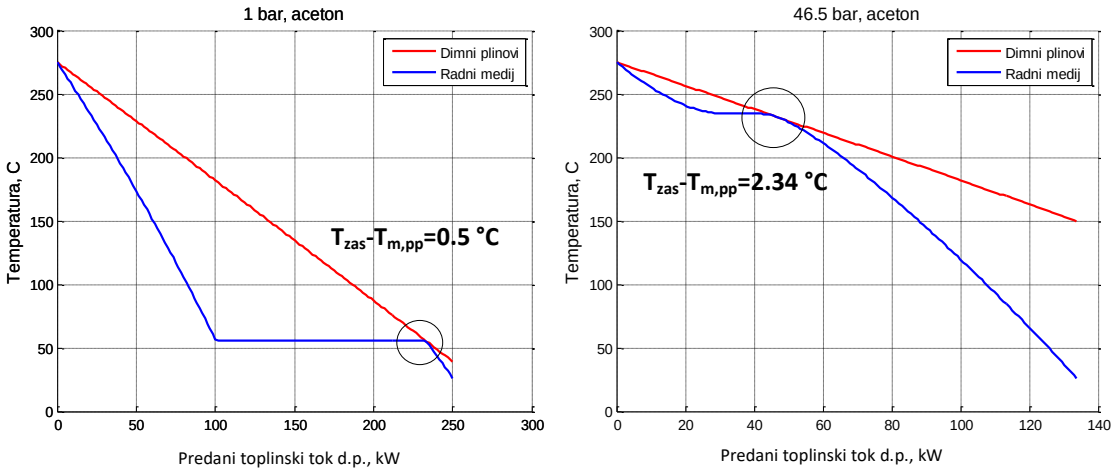


Slika 6.3. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta acetona u blizini temperature zasićenja za različite potkritične tlakove

U radnim područjima gdje specifični toplinski kapacitet s temperaturom poprima veći gradijent, a prije samog isparavanja, profil temperature poprima zakrivljeniji oblik što uzrokuje pojavu pinch temperature na temperaturama nižim od temperature zasićenja. Na Slikama 6.4 i 6.5 prikazana je razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove vode i acetona.

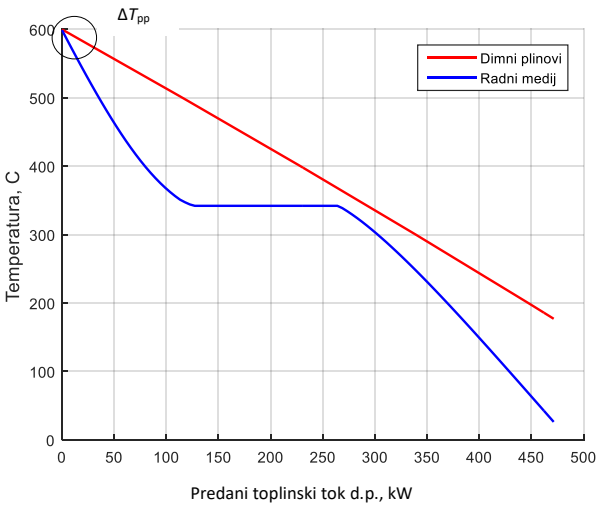


Slika 6.4. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove vode



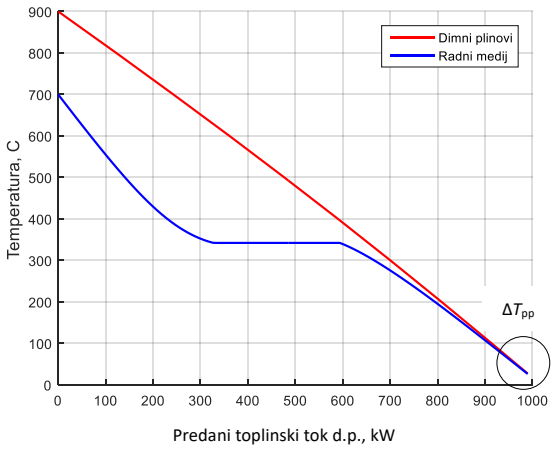
Slika 6.5. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove acetona

Uočava se da s porastom tlaka raste i temperatura pri kojoj se javlja pinch temperatura što je posljedica porasta temperature zasićenja s porastom tlaka. Detaljniji prikaz razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove vode, acetona, R11, R123 i amonijaka dan je u Prilogu (Slika 11.1. - Slika 11.3). Prikaz ovih radnih medija je odabran zato što su ti radni mediji korišteni u termodinamičkoj optimizaciji. Pri natkritičnim tlakovima za temperaturu zasićenja uzeta je temperatura pri radnom tlaku i entropiji u kritičnoj točki. Na Slici 11.1 uočava se da za razliku temperatura $\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C na ulazu u generator pare razlika između temperature pri kojoj se javlja pinch temperatura i temperature zasićenja, pri nekim tlakovima i temperaturama pregrijanja radnog medija, poprima negativne vrijednosti. To se dešava zato što se najmanja temperaturna razlika, koju možemo tretirati kao svojevrsnu pinch temperaturu, između radnog medija i dimnih plinova javlja upravo na ulazu dimnih plinova u generator pare (Slika 6.6) a ne unutar ekonomajzera.



Slika 6.6. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na ulazu u generator pare

Kod ostalih iznosa temperaturne razlike $\Delta T_{\mathrm{gp,ul}}$, najmanja temperaturna razlika između radnog medija i dimnih plinova se, osim u ekonomajzeru, može pojaviti samo na izlazu iz generatora pare (Slika 6.7), uz uvjet da je zadana ulazna temperatura radnog medija 26 °C a minimalna temperatura dimnih plinova 27 °C.



Slika 6.7. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare

Za pronalaženje mjesta pinch temperature unutar generatora pare potrebno je poznavati temperaturne profile radnog medija (ili više radnih medija) i dimnih plinova te minimalni iznos pinch temperature, koji se proizvoljno zadaje. Kako je već prije spomenuto, pinch temperatura se ne nalazi uvijek na mjestu ulaska radnog medija u isparivač, već se može pojaviti i unutar ekonomajzera. Da bi se pronašlo točno mjesto, odnosno temperatura, pri kojoj se javlja pinch temperatura, ekonomajzer (ali i sve ostale izmjenjivačke površine) je podijeljen na 200 dijelova. Na taj se način može precizno izraditi temperaturni profil radnog medija i dimnih plinova unutar ekonomajzera, a samim time i pronaći točno mjesto pojave pinch temperature. Temperaturni profili radnih medija i dimnih plinova unutar generatora pare može se odrediti rješavanjem sljedećih jednadžbi:

a) Jednadžbe za određivanje temperaturnog profila *i*-tog kruga pare i predanog toplinskog toka dimnih plinova (temperaturni profil se računa u smjeru od izlaza prema ulazu dimnih plinova u generator pare). Svaki segment svih izmjenjivačkih površina generatora pare označen je s *j*.

$$h_{\mathrm{rm},i}(j+1) = h_{\mathrm{rm},i}(j) + \Delta h_i \tag{6.2}$$

$$T_{\mathrm{rm},i}(j+1) = f\left(h_{\mathrm{rm},i}(j+1), p_{\mathrm{rm},i}\right) \tag{6.3}$$

$$\Phi_{\mathrm{rm},i}(j+1) = \Phi_{\mathrm{rm},i}(j) + \Delta h_i \cdot q_{\mathrm{m},i} \tag{6.4}$$

b) Jednadžbe za određivanje temperaturnog profila dimnih plinova i ukupnog predanog toplinskog toka dimnih plinova (temperaturni profil se računa u smjeru od ulaza prema izlazu dimnih plinova iz generator pare, što je suprotno od načina računanja temperaturnog profila radnog medija) za svaki *j*-ti element.

$$h_{\mathrm{dp}}(j+1) = h_{\mathrm{dp}}(j) + \sum_{k=1}^{n} \frac{q_{\mathrm{m},k} \cdot \Delta h_k}{1 - g_{\mathrm{zrac}}} \tag{6.5}$$

$$T_{\mathrm{dp}}(j+1) = f\left(h_{\mathrm{dp}}(j+1)\right) \tag{6.6}$$

$$\Phi_{\mathrm{dp}}(j+1) = \Phi_{\mathrm{dp}}(j) + \sum_{k=1}^{n} \frac{\Delta h_k \cdot q_{\mathrm{m},k}}{1 - g_{\mathrm{zrac}}} \tag{6.7}$$

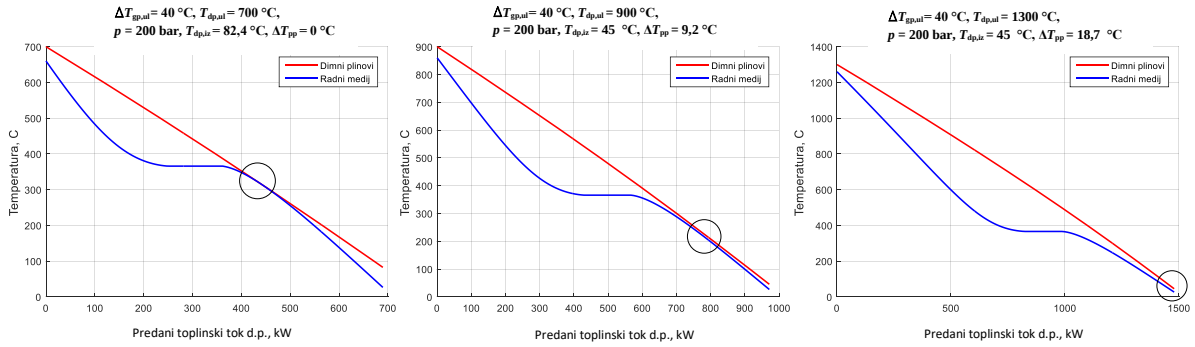
Pomoću gornjih jednadžbi najprije računamo entalpijski prirast u svakom segmentu izmjenjivačke površine **(6.2**) a zatim temperature na granicama podjeljaka **(6.3**). Temperatura radnog medija dana je kao funkcija entalpije i radnog tlaka te se može izračunati korištenjem kalkulatora "REFPROP". Ovisnost temperature dimnih plinova o entalpiji **(6.6**) računa se pomoću funkcije *gorivoX1* koja je u obliku skripte napisana u Matlab programskom paketu. Moguće je izračunati i ukupni predani toplinski tok dimnih plinova u pojedinom segmentu izmjenjivača. Masene protoke radnih medija krugova pare različitih od prvog kruga određuje optimizacijski algoritam, dok maseni protok radnog medija prvog kruga određuje *fzero* funkcija, na način da se izračuna temperaturni profil svih radnih medija i dimnih plinova te se među njima traži najmanja temperaturna razlika **(6.8)**, koja mora biti jednaka zadanom minimalnom iznosu pinch temperature **(6.9)**.

$$\Delta T_{\mathrm{pp},i} = T_{\mathrm{dp},i} - T_{\mathrm{rm},i} \tag{6.8}$$

$$\min(\Delta T_{\mathrm{pp},i}) = \Delta T_{\mathrm{pp,zadano}} \tag{6.9}$$

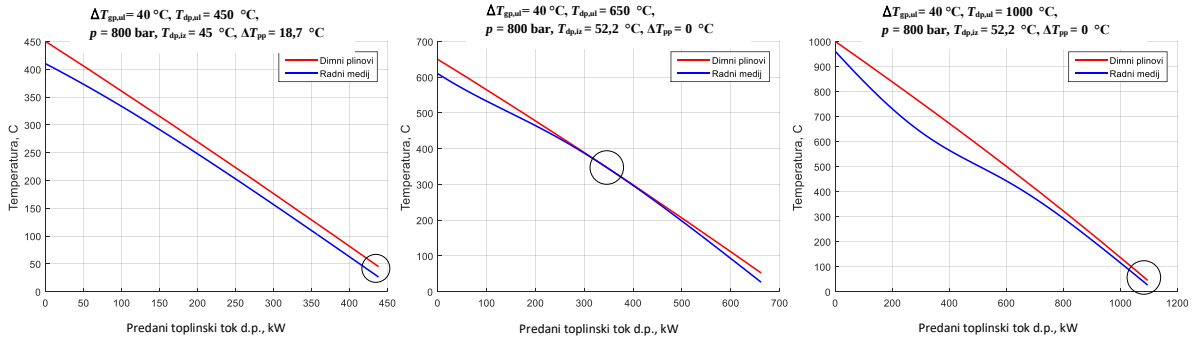
Ako je sustav preodređen tj. ako su mu zadani gotovo svi radni parametri kao npr. temperatura dimnih plinova i radnog medija na ulazu u generator pare, temperatura radnog medija na izlazu iz generatora pare te ako je zadana minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, tada je moguće da *fzero* funkcija ne nađe pinch temperaturu zadanog iznosa već će taj iznos biti viši. Kao primjer zadana je razlika temperatura vode i dimnih plinova na ulazu u generator pare $\Delta T_{\mathrm{gp,ul}}$ = 40 °C, minimalna dopuštena temperatura do koje se dimni plinovi mogu ohladiti na izlazu iz generatora pare $T_{\mathrm{dp,iz}} = 45\,^{\circ}\mathrm{C}$, ulazna temperatura vode u generator pare $T_{\mathrm{rm,iz}} = 26{,}3\,^{\circ}\mathrm{C}$ te iznos zadane

minimalne pinch temperature $\Delta T_{pp} = 0\,°C$. Kao što se može vidjeti na Slici 6.11 postoji područje tlaka i temperature pregrijanja u kojem, za zadane radne uvijete, nije moguće postići vrijednost pinch temperature ΔT_{pp} = 0 °C. Za radni tlak u intervalu od 70 bar do otprilike 220 bar povećanjem temperature pregrijanja, a time i temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare, iznad 800 °C, dolazi do povećanja minimalne temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija (Slika 6.8).



Slika 6.8. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 200 bar i temperature dimnih plinova od 700 °C, 900 °C i 1300 °C.

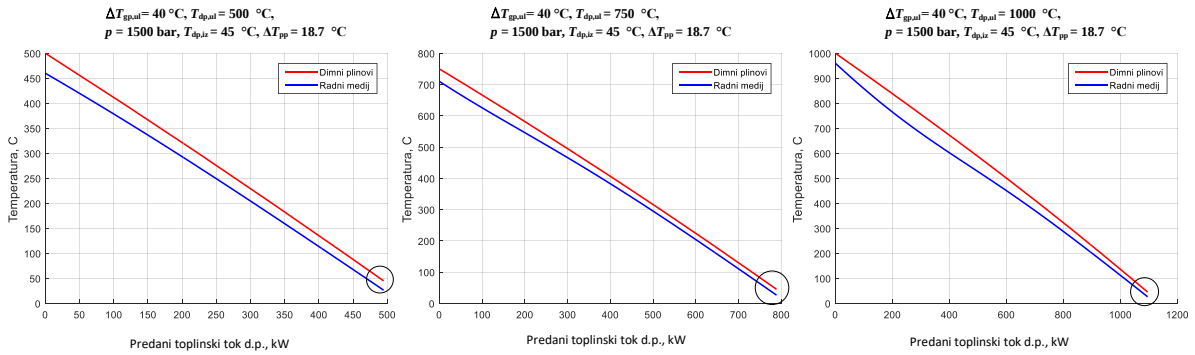
U intervalu tlakova od oko 220 bar pa do 1000 bar pri nižim temperaturama pregrijanja također se ne može postići ΔT_{pp} = 0 °C, jer se minimalna temperaturna razlika javlja na izlazu iz generatora pare. Povećanjem temperature do određenog iznosa (ovisno o tlaku) dolazi do smanjenja iznosa minimalne temperaturne razlike te je, u nekom intervalu temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare, minimalna temperaturna razlika jednaka 0 °C. Daljnjim povećanjem temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare minimalna temperaturna razlika ponovo počinje rasti (Slika 6.9).



Slika 6.9. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 800 bar i temperature dimnih plinova od 450 °C, 650 °C i 1000 °C.

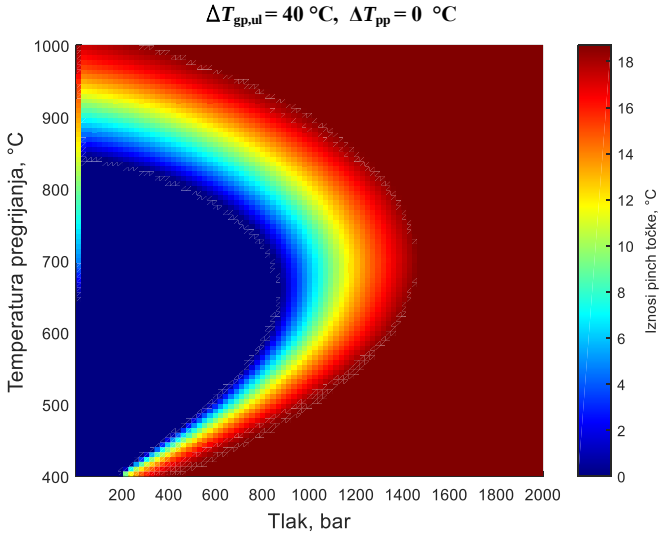
Pri jako visokim tlakovima (iznad 1400 bar) nije više moguće postići ΔT_{pp} = 0 °C bez obzira na temperaturu pregrijanja. U tom području voda više nema dovoljno izražen konveksni oblik

temperaturnog profila unutar ekonomajzera te se stoga temperatura vode ne može približiti temperaturnom profilu dimnih plinova. U tom cjelokupnom području pinch temperatura se javlja samo na izlazu iz generatora pare (Slika 6.10).



Slika 6.10. Pojava najmanje temperaturne razlike između dimnih plinova i radnog medija na izlazu iz generatora pare za radni tlak od 1500 bar i temperature dimnih plinova od 500 °C, 750 °C i 1000 °C.

Rezultati iznosa minimalno fizikalno mogućih pinch temperatura za različite radne tlakove i temperature pregrijanja dani su na Slici 6.11.



Slika 6.11. Iznos stvarne pinch temperature (voda kao radni medij) u ovisnosti o tlaku i temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare

Fizikalna i kemijska svojstva radnog medija određuju njegovu karakteristiku temperaturnog profila u ovisnosti o izmijenjenoj toplini, a što na kraju utječe na mjesto pojave pinch temperature, temperaturu dimnih plinova na izlazu iz generatora pare te na iznos masenog protoka radnog medija koji je rezultat proračuna.

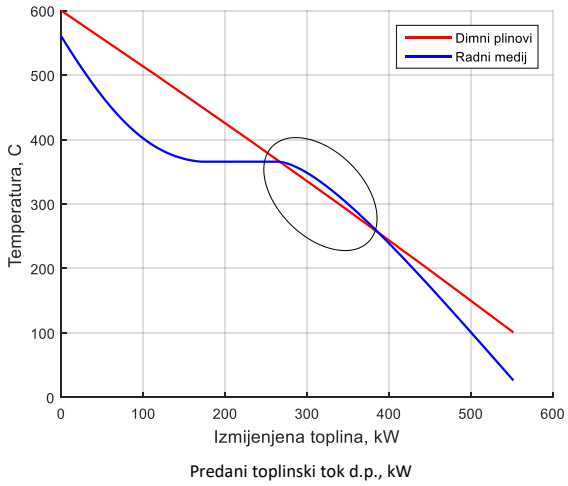
6.2 Izlazne temperature dimnih plinova

Termodinamička iskoristivost generatora pare ovisi o predanom toplinskom toku dimnih plinova radnom mediju (jednadžba **(5.7)**). Što je više raspoloživog toplinskog toka izmijenjeno to je termodinamička iskoristivost veća. Veličina koja nam daje informaciju koliko je izmijenjeno toplinskog toka je temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Niža temperatura na izlazu znači da su se dimni plinovi više ohladili tj. da su u generatoru pare dimni plinovi predali više toplinskog toka. Koliko će se toplinskog toka dimnih plinova predati radnom mediju unutar generatora pare ovisi o više faktora kao npr. o temperaturi pregrijanja radnog medija, ulaznoj temperaturi dimnih plinova u generator pare, tlaku radnog medija, iznosu pinch temperature, vrsti radnog medija te o broju krugova pare. Iznos izlaznih temperatura dimnih plinova iz generatora pare za neke radne medije (voda, aceton i R11) u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja radnog medija, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare te o iznosu zadane minimalne pinch temperature ($\Delta T_{\mathrm{pp}} = 0$) dan je u Prilogu (Slika 11.6 - Slika 11.8). Navedene slike se odnose na konfiguraciju generatora pare s jednim krugom pare. Na Slici 11.6 može se uočiti da se s povećanjem razlike između temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare i temperature pregrijanja radnog medija, maksimalni se iznosi temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare pojavljuju pri nižim tlakovima i višim temperaturama pregrijanja radnog medija. Slični odnosi vrijede i za aceton i R11. Detaljniji opis ovisnosti temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare o radnom tlaku i temperaturi pregrijanja dan je u idućem poglavlju (6.3).

6.3 Maseni protok radnog medija unutar generatora pare

Snaga dobivena na parnoj turbini ovisi, između ostalog, i o masenom protoku radnog medija. Povećanjem protoka radnog medija raste i dobivena snaga. Kako je naglašeno u prethodnim poglavljima, pinch temperatura se generalno javlja unutar ekonomajzera tj. na temperaturama nižim od temperature zasićenja pri višim tlakovima. Ako bi se uzimalo u proračunu da se pinch temperatura nalazi isključivo na ulazu radnog medija u isparivač tada bismo dobili krive iznose masenih protoka tj. računski bi se dobile veće vrijednosti masenog protoka od fizikalno mogućih. Takva situacija bi značila da u nekom djelu generatora pare dolazi do presijecanja temperaturnih profila radnog medija i dimnih plinova odnosno, da u tom dijelu izmjenjivača toplina spontano prelazi s niže na višu temperaturu, a što se protivi drugom zakonu termodinamike. Na Slici 6.12 je prikazan slučaj kada se uzima ulaz u isparivač kao mjesto pojave pinch temperature. Kao što se može primijetiti temperaturni

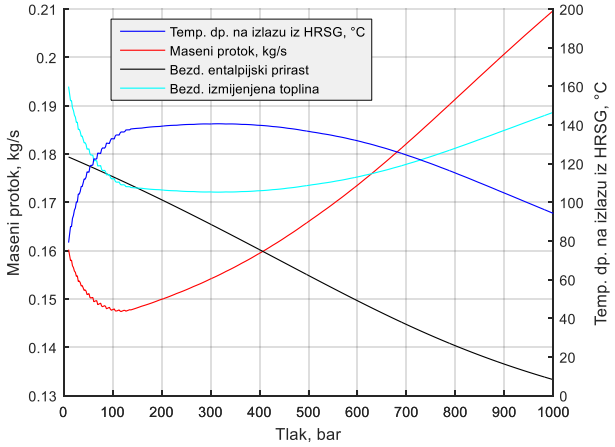
profil radnog medija (voda) presijeca temperaturni profil dimnih plinova što je, kako je već rečeno, fizikalno nemoguće.



Slika 6.12. Presijecanje temperaturnog profila vode i dimnih plinova

Krivim izračunom masenog protoka dobili bismo više vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Na Slici 6.13 prikazan je maseni protok radnog medija, izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare te ukupni predani toplinski tok dimnih plinova radnom mediju, za ulaznu temperaturu dimnih plinova u generator pare i istu temperaturu pregrijanja radnog medija od 600 °C ($\Delta T_{\mathrm{gp,ul}}$ = 0 °C) te minimalnu zadanu vrijednost pinch temperature od ΔT_{pp} = 0 °C (voda kao radni medij). U području tlakova od 10 bar do 110 bar uočava se pad masenog protoka radnog medija, pad ukupno predanog toplinskog toka te porast temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Razlog tome je povećanje utjecaja pinch temperature, jer porastom tlaka raste temperatura zasićenja te temperaturni profil vode, unutar ekonomajzera, počinje poprimati sve više konveksni oblik. Samim time i pinch temperatura javlja se na višim temperaturama. U području od 110 bar pa do 315 bar maseni protok počinje rasti, ali ukupni predani toplinski tok još uvijek pomalo opada, a što ima za posljedicu daljnji rast temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Intuitivno bi se možda moglo zaključiti da se s porastom masenog protoka nužno mora smanjivati i izlazna temperatura dimnih plinova. No, tome nije tako zato što entalpijski prirast radnog medija, od ulaza radnog medija u generator pare pa do izlaza iz njega, stalno opada s porastom tlaka. Taj entalpijski pad pomiče minimum masenog protoka prema nižim tlakovima, tako da se minimum masenog protoka i maksimum temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare ne javljaju pri istom tlaku. U ovom radnom području entalpijski pad radnog medija ima veći (negativan) utjecaj na hlađenje dimnih plinova negoli povećanje masenog protoka (pozitivan utjecaj). Pri tlakovima većim od 315 bar dominantniji utjecaj

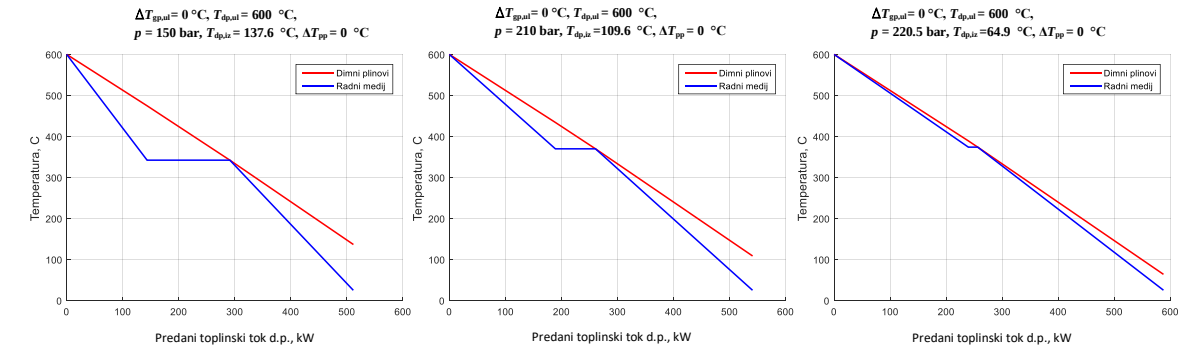
počinje imati maseni protok te stoga dolazi do pada temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Iznosi entalpijskog prirasta i izmijenjene topline nisu prikazani na osima već je prikazan samo njihov trend promijene.



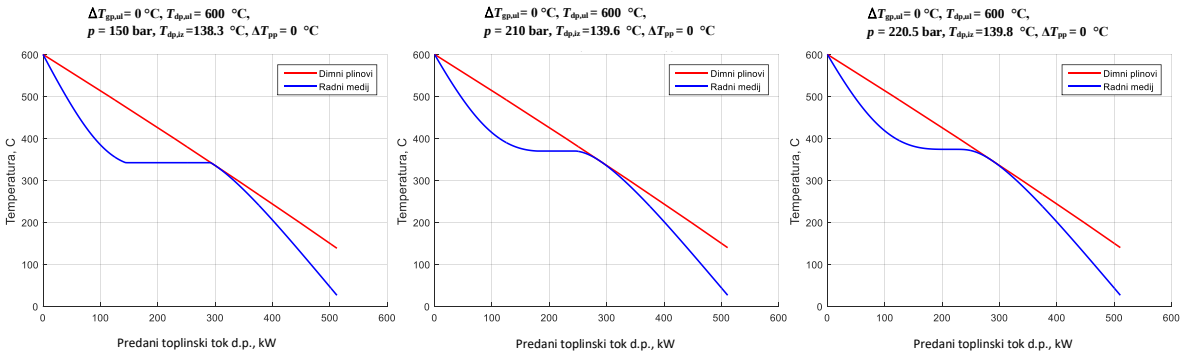
Slika 6.13. Odnos masenog protoka radnog medija, izlazne temperature dimnih plinova i ukupno predanog toplinskog toka (voda kao radni medij).

Usporedba računanja masenog protoka vode, uz pretpostavku pojave pinch temperature na mjestu ulaska radnog medija u isparivač i računanja masenog protoka pri pojavi pinch temperature na stvarnom mjestu unutar ekonomajzera dana je na Slikama 6.18, 6.19 i 6.20. Rezultati su dani za vodu radnih tlakova od 0 do 2000 bar te za temperature pregrijanja radnog medija i ulaza dimnih plinova od 600 °C, 800 °C i 1000 °C ($\Delta T_{\mathrm{gp,ul}}$ = 0 °C). Na dijagramima je dana i vrijednost relativne pogreške pri računanju protoka na dva, prethodno opisana, različita načina. Također, dane su i usporedne vrijednosti iskoristivosti generatora pare na otpadnu toplinu, termodinamičke iskoristivosti ciklusa i termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Oznaka (1) se odnosi na proračun kada se pretpostavi da je pinch temperatura na ulazu u isparivač, a oznaka (2) kada je pinch temperatura unutar ekonomajzera.

Na Slici 6.18 može se uočiti da je relativna pogreška najveća u nekom intervalu tlakova (200 - 400 bar), dok je za niže i vrlo visoke tlakove gotovo zanemariva. Kada računamo maseni protok na način da se pretpostavi da se pinch temperatura javlja isključivo na ulazu u isparivač, tada se maksimalni protok dobiva pri kritičnom tlaku (oko 220 bar). To je zato što temperaturni profil vode počinje poprimati sve više linearni oblik približavajući se kritičnom tlaku (Slika 6.14). Zbog tog oblika, a samim time i zbog nepostojanja konveksnog oblika temperaturnog profila u području ekonomajzera koji se javlja kada se traži stvarno mjesto pojave pinch temperature (Slika 6.15), pinch temperatura nema negativan utjecaj na maseni protok.

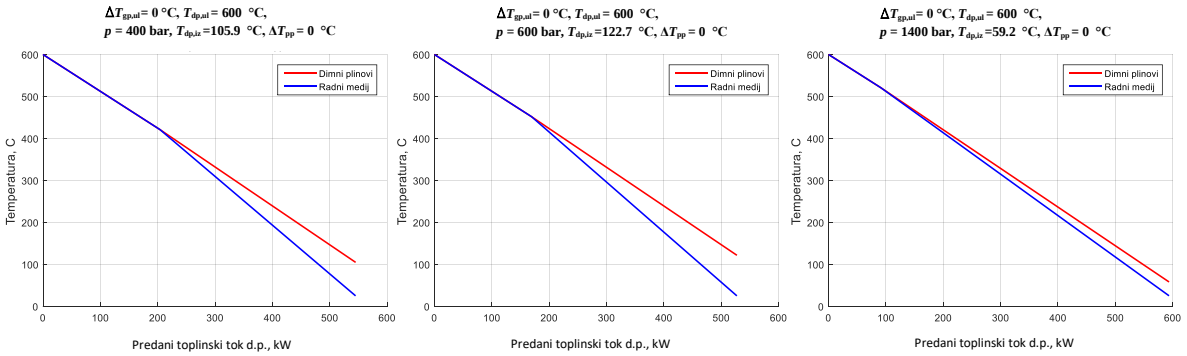


Slika 6.14. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova kada uz pretpostavku da se pinch temperatura nalazi isključivo na ulazu u isparivač (potkritični tlakovi)

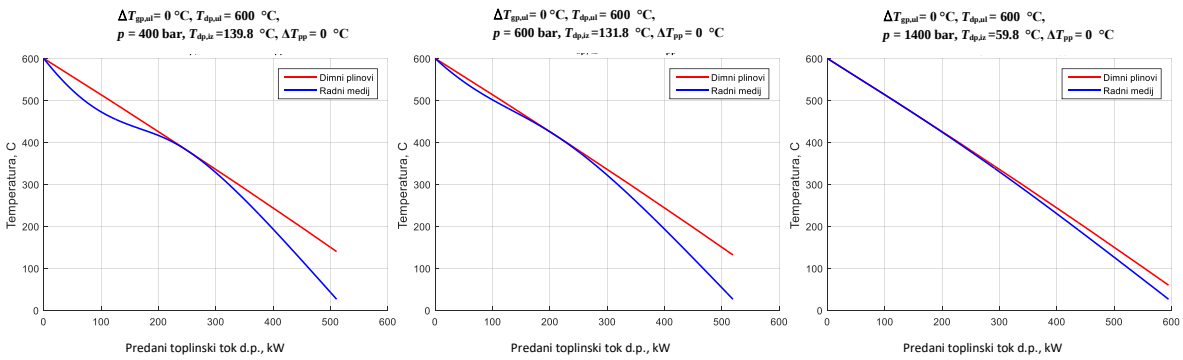


Slika 6.15. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova za stvarnu poziciju pinch temperature (potkritični tlakovi)

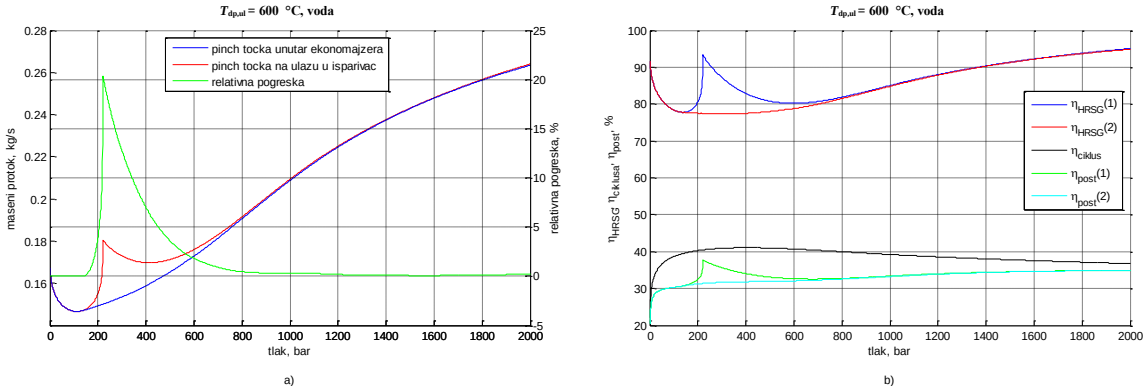
Povećanjem natkritičnih tlakova, pri pretpostavci da se pinch temperatura javlja na ulazu u isparivač, temperaturni profil vode (Slika 6.16) počinje poprimati sve više oblik temperaturnog profila vode koji se računa pri pronalasku stvarnog mjesta pojave pinch temperature (Slika 6.17). To rezultira i smanjenjem razlika u izračunatim masenim protocima. Pri tlakovima višim od 800 bar maseni protoci, računati na dva različita gore opisana načina, poprimaju jednake vrijednosti. Na Slikama 6.19 i 6.20 se uočava da s porastom temperature pregrijanja vode opada maksimalna relativna pogreška izračuna masenog protoka što je posljedica slabljenja utjecaja pinch temperature s porastom temperature pregrijanja.



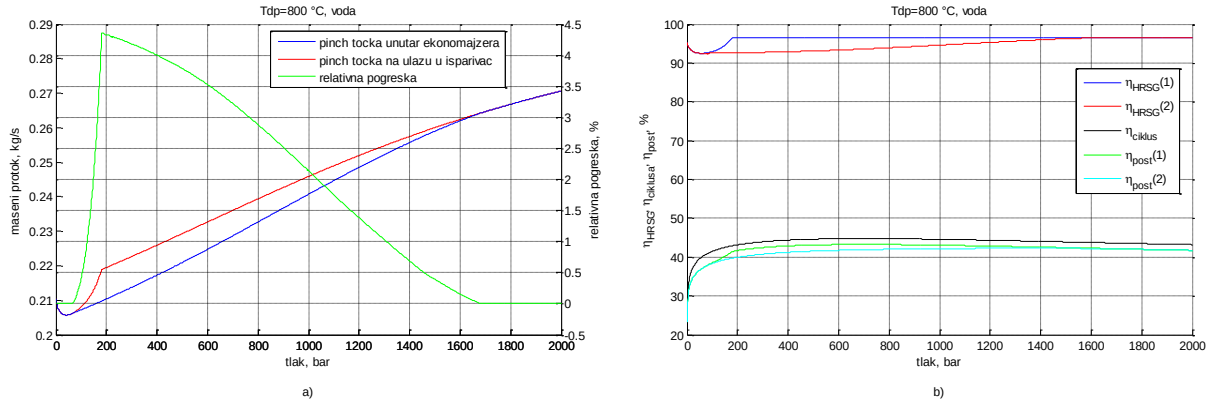
Slika 6.16. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova uz pretpostavku da se pinch temperatura nalazi isključivo na ulazu u isparivač (natkritični tlakovi)



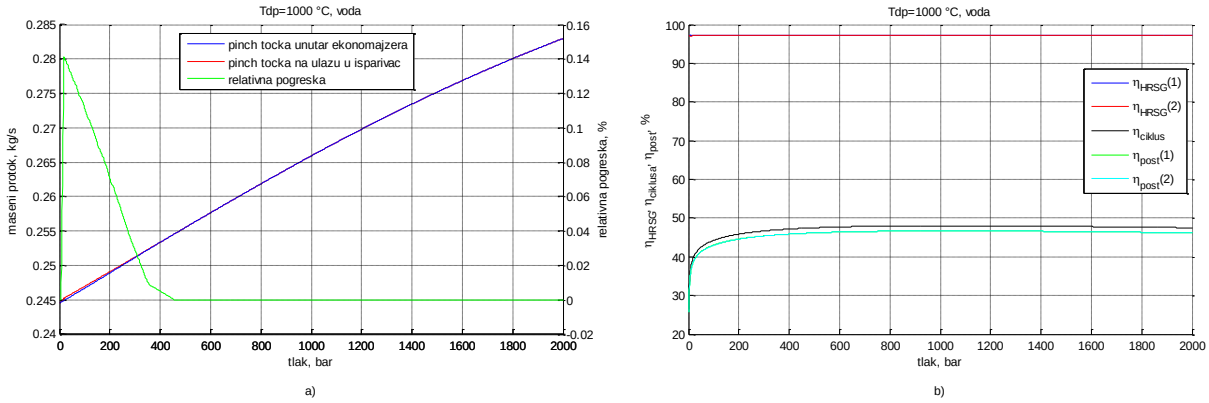
Slika 6.17. Oblik temperaturnog profila vode i dimnih plinova za stvarnu poziciju pinch temperature (natkritični tlakovi)



Slika 6.18. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 600 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka

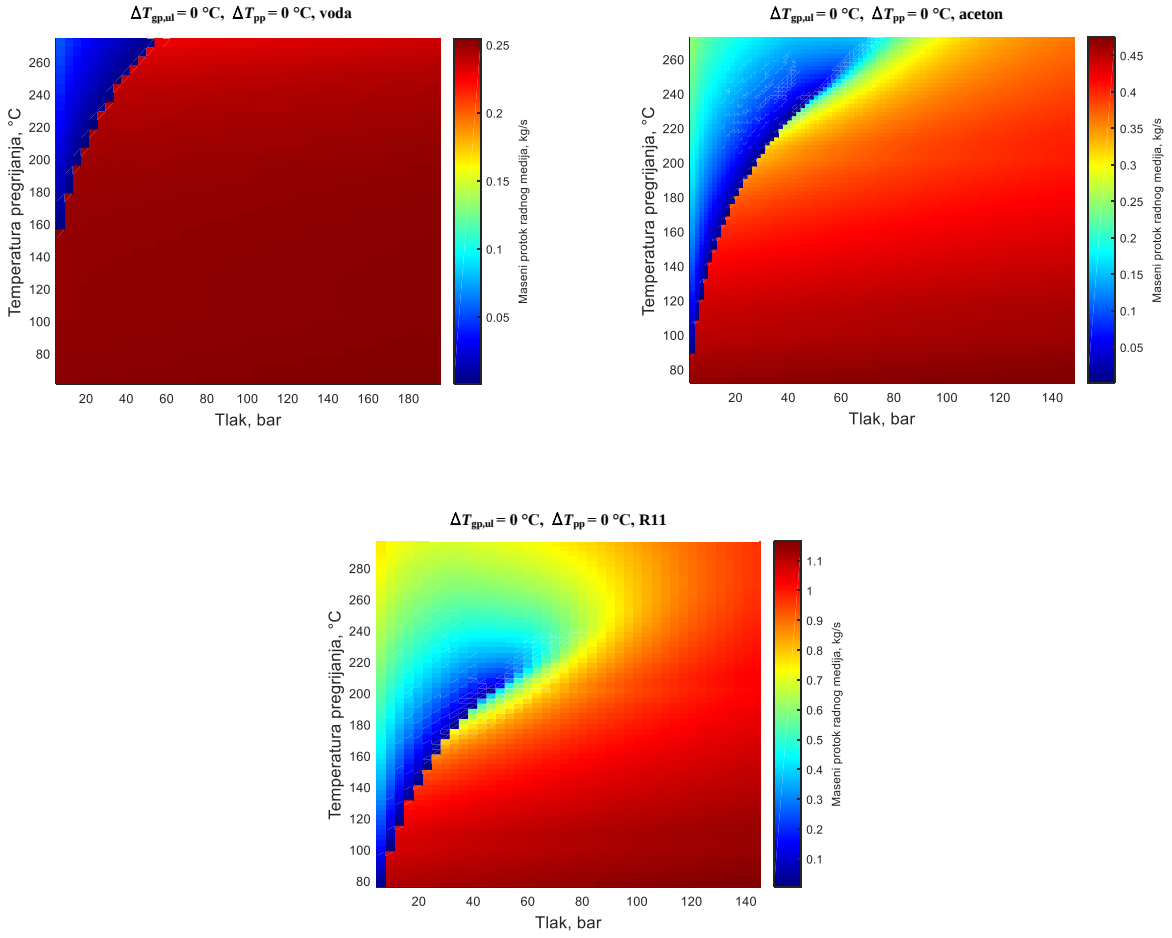


Slika 6.19. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 800 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka



Slika 6.20. a) Maseni protoci vode i relativna pogreška pri njihovom računanju za temperaturu pregrijanja i $T_{dp,ul}$ = 1000 °C ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) b) Termodinamičke iskoristivosti postrojenja, ciklusa i generatora pare za različite načine računanja masenog protoka

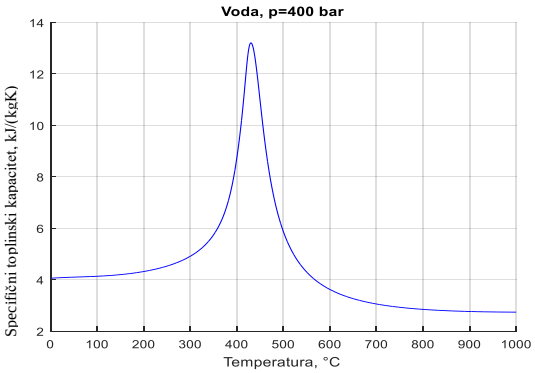
Organski radni mediji imaju bolju termodinamičku iskoristivost generatora pare od vode u područjima temperatura do otprilike 300 °C kao što je prikazano u poglavlju Rezultati. Kao primjer dani su na Slici 6.21 rezultati masenog protoka vode, acetona i R11 u području do 150 bar i do 300 °C.



Slika 6.21. Usporedba masenih protoka vode, acetona i R11 pri nižim ulaznim temperaturama dimnih plinova u generator pare

6.4 Entropija pretvorbe faze pri natkritičnim tlakovima

Kako je navedeno u opisu rada algoritma u poglavlju 5.4, kod natkritičnih radnih tlakova pretpostavljeno je, za potrebe proračuna, da do pretvorbe faze radnog medija dolazi pri entropiji u kritičnoj točki. Kod potkritičnih tlakova pretvorba faze definirana iznosom specifičnog toplinskog kapaciteta koji u tom slučaju poprima beskonačno veliku vrijednost. Pri natkritičnim tlakovima nije jasno definirana točka (područje) pretvorbe faze jer specifični toplinski kapacitet u tom području poprima konačne vrijednosti. Mogli bismo pretpostaviti da do pretvorbe faze, pri natkritičnim tlakovima, dolazi kada specifični toplinski kapacitet poprimi maksimalnu vrijednost. Maksimalnu vrijednost toplinskog kapaciteta je moguće pronaći tako da se za neki zadani natkritični radni tlak te za neki temperaturni interval izračunaju vrijednosti specifičnog toplinskog kapaciteta te se među njima nađe maksimalna vrijednost. Kao primjer dane su vrijednosti specifičnog toplinskog kapaciteta vode pri tlaku 400 bar u temperaturnom intervalu od 1 °C do 1000 °C (Slika 6.22).



Slika 6.22. Ovisnost specifičnog toplinskog kapaciteta vode o temperaturi (radni tlak p = 400 bar)

Nakon što je pronađena maksimalna vrijednost specifičnog toplinskog kapaciteta moguće je pronaći entropiju pri kojoj se nalazi taj maksimum. Analiza je provedena za radne medije aceton, amonijak, R11, R123 i vodu. Rezultati ovisnosti entropije, pri kojoj se javlja maksimalna vrijednost specifičnog toplinskog kapaciteta, o radnom tlaku za navedene radne medije dani su na Slici 6.23. Vrijednosti specifičnih entropija u kritičnoj točki za navedene radne medije iznose:

aceton → s_{kr}=1,266 kJ/(kgK),

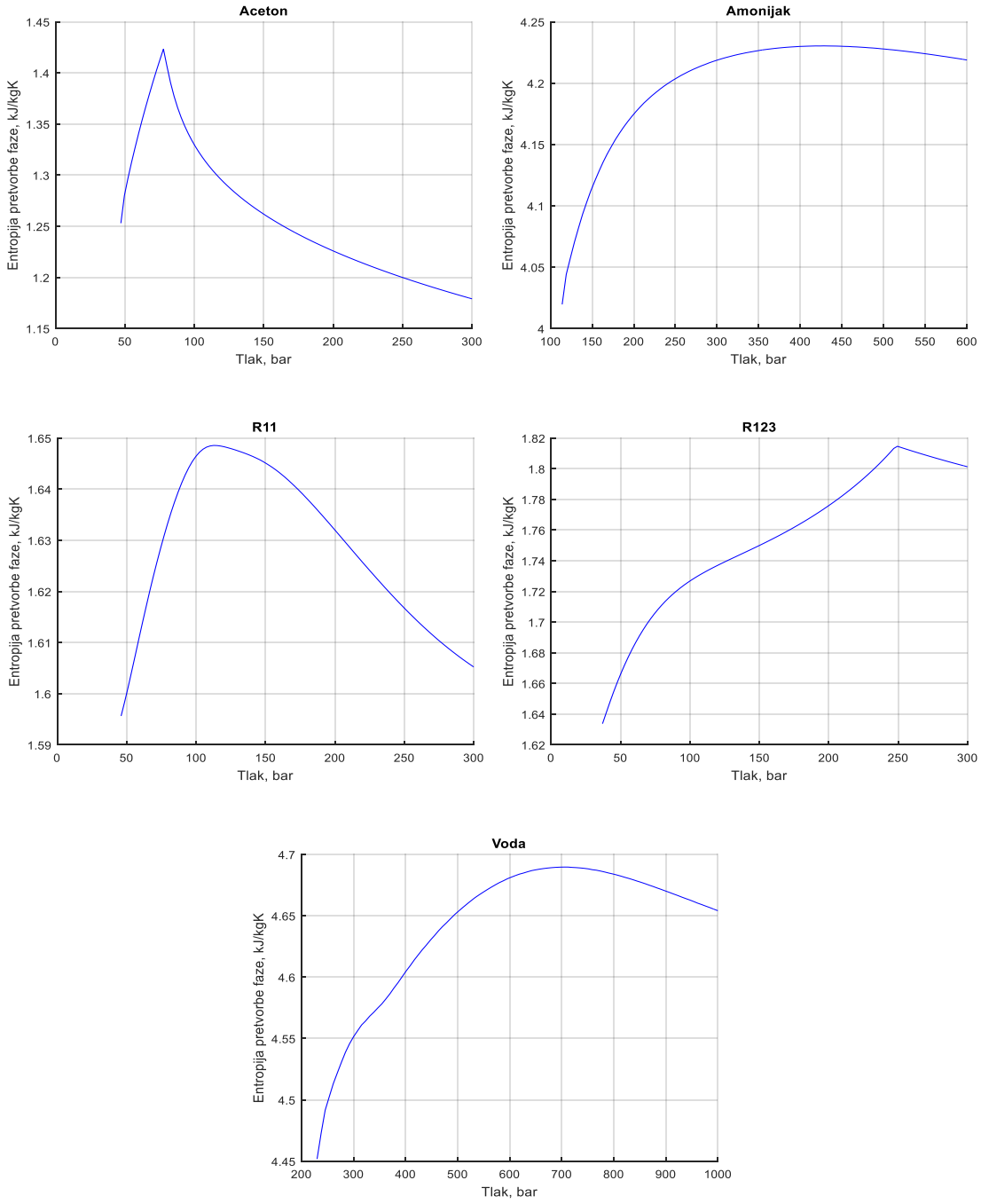
amonijak → s_{kr}=4,163 kJ/(kgK),

R11 → s_{kr}=1,572 kJ/(kgK),

R123 → s_{kr}=1,637 kJ/(kgK),

voda → s_{kr}=4,432 kJ/(kgK).

Uspoređujući ta dva, gora opisana, načina računanja entropije pri kojoj dolazi do pretvorbe faze uočava se da postoje određena odstupanja tj. da entropija pri maksimalnoj vrijednosti specifičnog toplinskog kapaciteta malo oscilira. No, te oscilacije su zanemarive na krajnje rezultate optimizacije jer su njihove vrijednosti vrlo bliske entropiji u kritičnoj točki. Također, svaka izmjenjivačka površina je podijeljena na 200 dijelova, pri čemu se precizno računaju temperaturni profili radnog medija tako da ni s tog aspekta ne postoji mogućnost neke pogreške.



Slika 6.23. Ovisnost entropije "pretvorbe faze" o radnom tlaku

6.5 Višestupanjska ekspanzija u parnoj turbini

Pri analizi rezultata, u ovom radu, primijećena je razlika u termodinamičkim iskoristivostima postrojenja, pri temperaturama dimnih plinova na ulazu u generator pare od 700° i 800 °C, između postrojenja s dva kruga pare i dva kruga pare s međupregrijanjem, gdje je optimizacijski algoritam izbacio međupregrijanje tj. međupregrijanje nije korišteno. Uzrok navedene razlike u termodinamičkim iskoristivostima postrojenja bit će opisan na primjeru ekspanzije vodene pare. Ako npr. računamo dobivenu snagu u krugu pare s mogućnošću međupregrijanja u kojem optimizacijski algoritam odredi da dimni plinovi ne predaje toplinski tok u međupregrijaču (međupregrijanje je izbačeno), tada će se snaga dobivena u turbini računati na način da se prvo izračuna entalpijski pad od tlaka i temperature pregrijanja do tlaka međupregrijanja i pripadajuće temperature na izlazu iz visokotlačnog dijela turbine te zatim od iste te temperature i tlaka do kondenzatorskog tlaka. Dobivena snaga na turbini, računata na taj način, bit će veća negoli da smo snagu na turbini računali preko entalpijskog pada direktno s tlaka i temperature pregrijanja do kondenzatorskog tlaka. Samim time dolazi i do razlike u termodinamičkim iskoristivostima postrojenja. Na Slici 6.24 prikazana je razlika u termodinamičkoj iskoristivosti jednostavnog postrojenja, gdje se snaga dobivena u turbini računa preko jednostupanjske i dvostupanjske ekspanzije u ovisnosti o različitim tlakovima na ulazu u drugi stupanj turbine. Uzeta je temperatura pregrijanja od 600 °C i radni tlak od 300 bar. Uzrok pojave razlika u termodinamičkoj iskoristivosti postrojenja, odnosno u snazi dobivenoj na turbini, je u divergenciji linija konstantnog tlaka s porastom entropije a što je posljedica kemijsko-fizikalnih svojstava vode. Stvarni entalpijski pad u turbini računamo preko izraza **(6.10)** (Slika 6.25).

$$\Delta h = \eta_{\mathrm{T}} \cdot \Delta h_{\mathrm{is}} \tag{6.10}$$

Kod višestupanjske ekspanzije u turbini ukupni izentropski entalpijski pad se računa prema izrazu **(6.11)**.

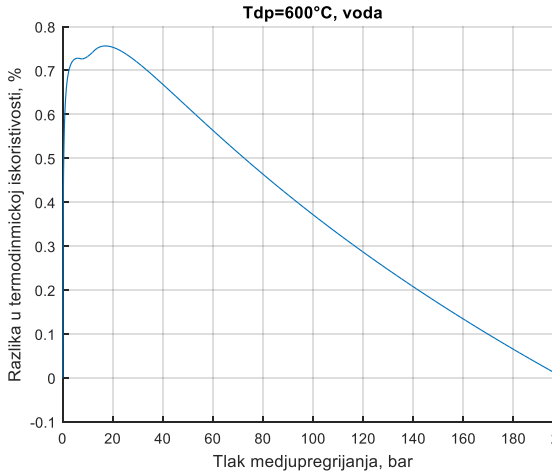
$$\Delta h_{\mathrm{is,vs}} = \Delta h_{\mathrm{x,is}} + \Delta h_{\mathrm{y,is}} + \ldots = \sum_{i=x}^{n} \Delta h_{i,\mathrm{is}} \tag{6.11}$$

Zbog divergencije linija konstantnog tlaka u smjeru porasta entropije vrijedi

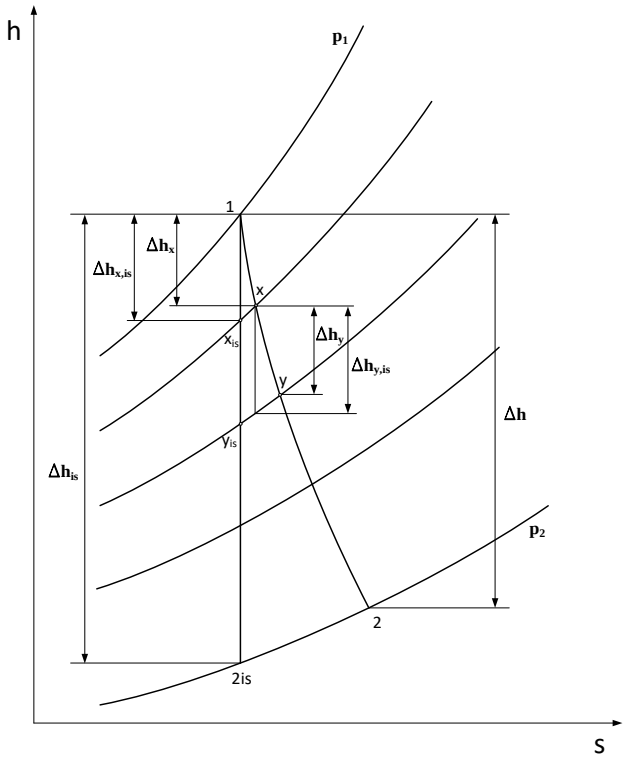
$$\Delta h_{\mathrm{is,vs}} > \Delta h_{\mathrm{is}} \tag{6.12}$$

Iz izraza **(6.12)** se zaključuje da je entalpijski pad kod višestupanjske ekspanzije veći negoli kod jednostupanjske ekspanzije. Ovo vrijedi, kako je već naglašeno, uz pretpostavku da je unutarnja termodinamička iskoristivost turbine za svaki stupanj jednaka kao i za cijelu turbinu, a što u stvarnosti nije točno. U ovom radu takve razlike su zanemarene zato što je cilj

bio usporedba primjene različitih radnih medija kod kojih je kriterij za izračun snage dobivene u turbini bio ujednačen.



Slika 6.24. Razlika termodinamičkih iskoristivosti između jednostupanjske i dvostupanjske ekspanzije u turbini u ovisnosti o tlaku na ulazu u drugi stupanj

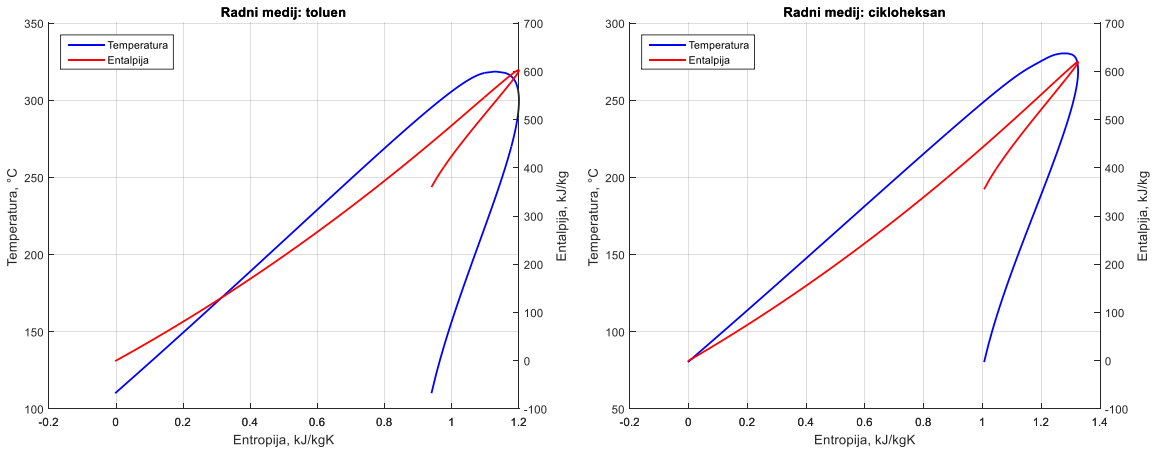


Slika 6.25. Prikaz višestupanjske ekspanzije u turbini u *h-s* dijagramu

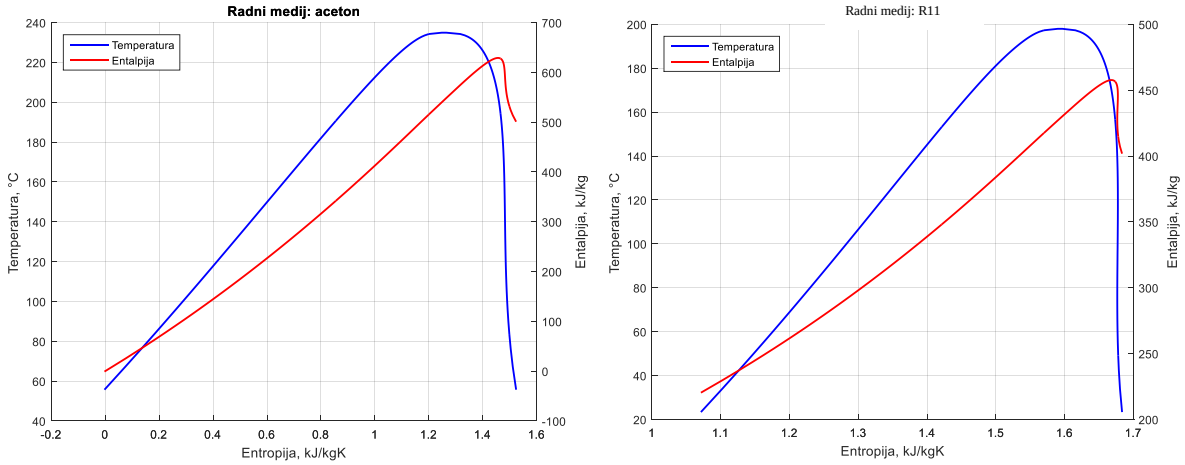
6.6 Ekspanzija organskih radnih medija u turbini

Radni fluidi mogu imati različite nagibe linije suhozasićene pare (*h-s* i *T-s* dijagrami). Voda, koja se najčešće upotrebljava kao radni fluid, pripada skupini mokrih fluida što znači da s opadanjem temperature suhozasićene pare dolazi do povećanje entropije tj. nagib linije

suhozasićene pare, u *T-s* ili *h-s* dijagramu, ima negativnu vrijednost. Organski radni fluidi, prema nagibu linije suhozasićene pare, mogu biti suhi (eng. dry), s pozitivnim nagibom krivulje, i izentropski (eng. isentropic) fluidi. Suhim fluidima se nazivaju fluidi kod kojih s opadanjem temperature suhozasićene pare dolazi do smanjenja njezine entropije. Kod izentropskih fluida s opadanjem temperature suhozasićene pare specifična entropija suhozasićene pare ostaje gotovo konstantna. Primjeri suhog fluida su toluen i cikloheksan (Slika 6.26) a izentropskog aceton i R11 (Slika 6.27). Za ekspanziju unutar turbine važan je sadržaj pare na njenom izlazu. Ako je udio kapljevite faze prevelik tada dolazi do intenzivne erozije lopatica zadnjih stupnjeva turbine. U ovom radu uzeta je vrijednost minimalnog dopuštenog sadržaja pare na izlazu iz turbine od 80 %



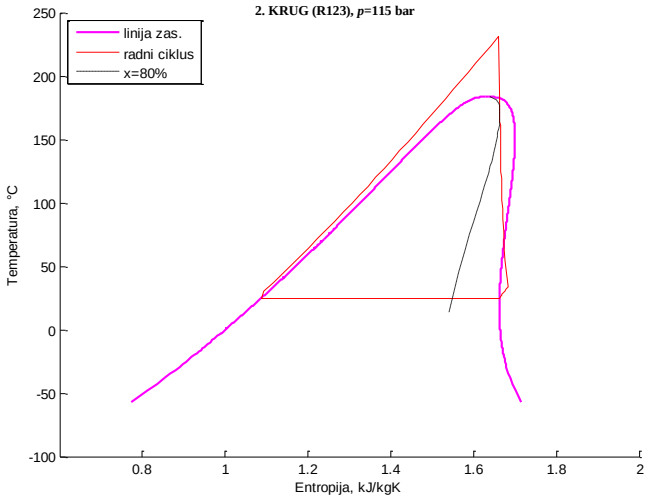
Slika 6.26. Linije zasićenja toluena i cikloheksana u *T-s* dijagramu



Slika 6.27. Linije zasićenja acetona i R11 u *T-s* dijagramu

Za razliku od vode, kod koje pri ekspanziji pare u turbini do kondenzatorskog tlaka kontinuirano raste sadržaj vlage, kod organskih radnih medija to nije slučaj. Kao primjer

prikazana je na Slici 6.28 ekspanzija fluida R123. Može se uočiti da pri ekspanziji, unutar područja zasićene pare i u okolici kritičnog tlaka, sadržaj vlage raste. Pri određenom tlaku sadržaj vlage postiže maksimum, a zatim se daljnjim padom tlaka sadržaj vlage smanjuje. Zbog te pojave, kod nižih krugova pare, u ovom radu nije bilo dovoljno provjeriti vlažnost pare samo na izlazu iz turbine, već je sadržaj pare bilo potrebno provjeriti na liniji ekspanzije u cijelom zasićenom području. To je izvedeno tako da se linija ekspanzije, od tlaka pri ulazu u zasićeno područje pa sve do zadanog kondenzatorskog tlaka, podijelila na 200 dijelova (tlakova), te se za svaki od tih tlakova provjeravao sadržaj pare. Ako je linija ekspanzije presijecala liniju sadržaja pare od x = 0,8 tada je, korištenjem funkcije *fzero*, pronađena vrijednost kondenzatorskog tlaka koja daje na izlazu iz turbine sadržaj pare od minimalno zadanih x = 0,8. U slučaju da linija ekspanzije nije presijecala liniju x = 0,8 tada je za vrijednost kondenzatorskog tlaka uzeta upravo početna zadana vrijednost (tlak zasićenja za okolišnu temperaturu). Na taj način je izbjegnuta mogućnost da se na nekom mjestu unutar turbine pojavi sadržaj vlage veći od 20 %.



Slika 6.28. Ekspanzija R123 u turbini

6.7 Funkcija cilja eksergoekonomske optimizacije

Kod eksergoekonomske optimizacije cilj je što više smanjiti gubitke uzrokovane propuštenom mogućnošću za proizvodnjom električne energije, izražene u novčanom obliku, a koji su posljedica eksergijskih gubitaka. Period za koji se promatraju posljedice eksergijskih gubitaka je životni vijek termoenergetskog postrojenja. Gubitcima nastalim zbog neproizvedene električne energije potrebno je pribrojiti i iznos investicijskih troškova za koje je uzeto da će ih predstavljati troškovi investiranja u izmjenjivačke površine. Navedena metoda optimiranja eksergijskih gubitaka također predstavlja i optimiranje prihoda od

prodaje električne energije tokom životnog vijeka postrojenja, gdje nam je cilj maksimalno povećati zaradu od prodaje električne energije umanjenu za trošak investicije. Financijske gubitke uzrokovane eksergijskim gubicima i troškovima investicije moguće je prikazati izrazom **(6.13**)

$$G_{\mathrm{uk}} = G_{\mathrm{el}} + G_{\mathrm{invest}} \tag{6.13}$$

gdje su

$$G_{\mathrm{el}} = c_{\mathrm{el}} \cdot t_{\mathrm{rs}} \cdot t_{\mathrm{god}} \cdot I \tag{6.14}$$

$$G_{invest} = \sum_{i}^{n} c_{\mathrm{eko}} \cdot A_{\mathrm{eko},i} + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{isp}} \cdot A_{\mathrm{isp},i}) + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{preg}} \cdot A_{\mathrm{preg},i}) + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{mpreg}} \cdot A_{\mathrm{mpreg},i}) \tag{6.15}$$

Jednadžbu **(6.13)** možemo prikazati u bezdimenzijskom obliku tako da svaki član podijelimo s izrazom $c_{\mathrm{el}} \cdot t_{\mathrm{rs}} \cdot t_{\mathrm{god}} \cdot \Psi_{\mathrm{dp,ul}}$. Tada izrazi **(6.14)** i **(6.15)** prelaze u oblik

$$G_{\mathrm{el,bezd}} = \frac{I}{\Psi_{\mathrm{dp,ul}}} \tag{6.16}$$

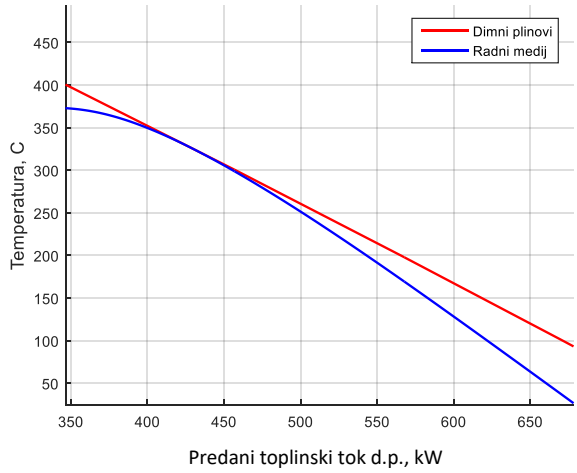
$$G_{invest,bezd} = \frac{\sum_{i}^{n} c_{\mathrm{eko}} \cdot A_{\mathrm{eko},i} + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{isp}} \cdot A_{\mathrm{isp},i}) + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{preg}} \cdot A_{\mathrm{preg},i}) + \sum_{i}^{n} (c_{\mathrm{mpreg}} \cdot A_{\mathrm{mpreg},i})}{c_{\mathrm{el}} \cdot t_{\mathrm{rs}} \cdot t_{\mathrm{god}} \cdot \Psi_{\mathrm{dp,ul}}} \tag{6.17}$$

$$G_{\mathrm{uk,bezd}} = G_{\mathrm{el,bezd}} + G_{\mathrm{invest,bezd}} \tag{6.18}$$

Jednadžba **(6.18)** predstavlja funkciju cilja eksergoekonomske optimizacije.

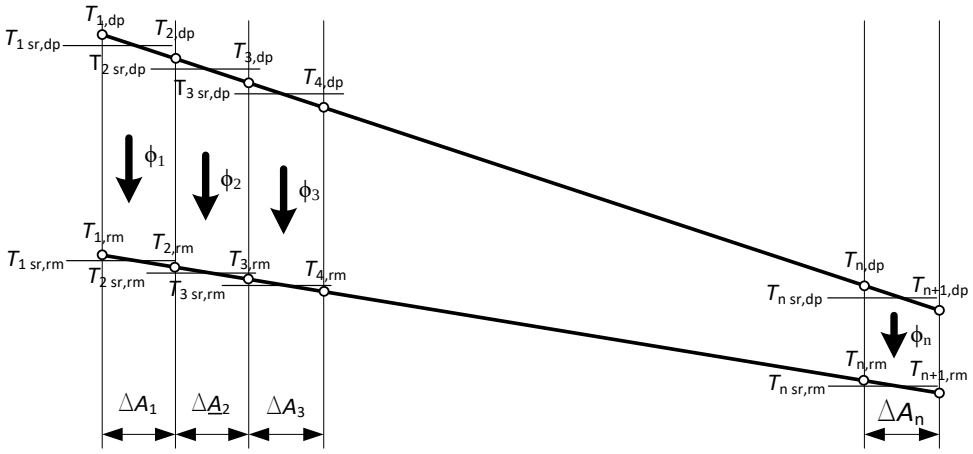
6.8 Računanje veličine izmjenjivačkih površina

Veličinu površine izmjenjivača topline moguće je izračunati koristeći srednju logaritamsku temperaturnu razliku no, u ovom radu se nije primjenjivao taj način proračuna zato što u nekim slučajevima ne bi davao valjane rezultate. Kao primjer možemo uzeti prijenos topline u ekonomajzeru kod termodinamičke optimizacije gdje je iznos zadane pinch temperature bio ΔT_{pp} = 0 °C. Samim time pinch temperatura se pojavljuje unutar ekonomajzera te je temperaturni profil imao oblik kao što je prikazano na Slici 6.29. Vidljivo je da je na jednom dijelu ekonomajzera temperaturna razlika između radnog medija i dimnih plinova jednaka 0 °C te da je na krajevima ekonomajzera temperaturna razlika veća od 0 °C.



Slika 6.29. Temperaturni profil dimnih plinova i radnog medija unutar ekonomajzera

Računanjem izmijenjenog toplinskog toka dimnih plinova i površine izmjenjivača, korištenjem srednje logaritamske temperaturne razlike, ne bi u obzir bio uzet navedeni ekstrem (pinch temperatura). U stvarnosti bi potrebna izmjenjivačka površina bila beskonačno velika, dok bi korištenjem srednje logaritamske temperaturne razlike, koja u obzir uzima samo temperature na krajevima izmjenjivača, ta površina bila konačne veličine. Samim time dobili bismo pogrešnu veličinu površine a zatim i pogrešan iznos investicijskih troškova koji su vezani za veličinu izmjenjivačke površine. Da bi se izbjegla opisana pogreška, ekonomajzer je podijeljen na 200 dijelova (Slika 6.30). Za svaki je segment izračunata srednja temperatura dimnih plinova i radnog medija te njegova površina kako je prikazano jednadžbama **(6.19)** – **(6.23)**. Time je izbjegnuta pogreška računanja izmjenjivačke površine.



Slika 6.30. Podjela ekonomajzera na segmente

$$T_{i,\mathrm{sr,dp}} = \frac{T_{i,\mathrm{dp}} + T_{i+1,\mathrm{dp}}}{2} \tag{6.19}$$

$$T_{i,\mathrm{sr,rm}} = \frac{T_{i,\mathrm{rm}} + T_{i+1,\mathrm{rm}}}{2} \tag{6.20}$$

$$\Phi_i = k \cdot A_i \cdot (T_{i,\mathrm{sr,dp}} - T_{i,\mathrm{sr,rm}}) \tag{6.21}$$

Iz jednadžbe **(6.21)** slijedi

$$\Delta A_i = \frac{\Phi_i}{k \cdot (T_{i,\mathrm{sr,dp}} - T_{i,\mathrm{sr,rm}})} \tag{6.22}$$

Ukupna površina izmjenjivača dana je izrazom **(6.23)**.

$$A_{\mathrm{uk}} = \sum_{i=1}^{n} A_i \tag{6.23}$$

U idućem poglavlju bit će analizirani rezultati termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije.

6.9 Određivanje mase izmjenjivačkih površina

Različite izmjenjivačke površine su, uglavnom, izrađene su od različitog materijala koji je namijenjen za specifične uvijete rada. Za potrebe ovog rada odabrani su materijali ekonomajzerskih, isparivačkih, pregrijačkih i međupregrijačkih površina iz kataloga **[79]**. Nazivi materijala korištenih za pojedine izmjenjivačke površine, radne temperature za koje su ti materijali namijenjeni te maksimalno dopušteno naprezanje dani su u Tablici 6.1

Tablica 6.1 Podaci o materijalima izmjenjivačkih površina

Izmjenjivačka površina	**Materijal**	**Temperatura, °C**	**Dopušteno naprezanje, N/mm^2**
ekonomajzer	ASTM A106 Gr. B	317 **[80]**	115 **[80]**
isparivač	DIN 16Mo5	400 **[81]**	167 **[81]**
pregrijač	DIN 16Mo5	do 500 **[82]**	137 **[82]**
	DIN 13CrMo44	od 500 do 600 **[83]**	140 **[83]**
	ASTM A213	od 600 do 650 **[84]**	115 **[84]**
	Inconel 617	do 700 **[85]**	95 **[85]**
međupregrijač	kao i pregrijač	kao i pregrijač	kao i pregrijač

Odabrane su cijevi vanjskog promjera 38 mm. U programskom paketu Matlab napravljena je funkcija koja za zadani radni tlak i dopušteno naprezanje u stijenci cijevi izračunava potrebnu debljinu stijenke cijevi. U matematičkom modelu je zadano da najmanja dopuštena debljina stijenke cijevi može biti 3,6 mm dok je najveća dopuštena debljina stijenke ograničena na 7

mm. Ako je za zadani radni tlak izračunata potrebna debljina stjenke manja od minimalno dopuštene debljine tada je uzeta upravo ta minimalna dopuštena vrijednost za debljinu stjenke.

Korištene cijevi zbog svojih dimenzija spadaju u debelostjene cijevi jer ispunjavaju kriterij **[80]**

$$r_2 - r_1 > \frac{1}{10} \cdot \frac{r_2 + r_1}{2} \tag{6.24}$$

Prema teoriji naprezanja za debelostjene cijevi naprezanja u stijenci mogu se izračunati prema izrazima **(6.25) [80].**

$$\begin{aligned} \sigma_{\mathrm{r}} &= \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \\ \sigma_{\varphi} &= \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \left[1 + \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right] \\ \sigma_{\mathrm{z}} &= \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \end{aligned} \tag{6.25}$$

Korištenjem energetske teorije (HMH teorija) čvrstoće može se izračunati ekvivalentno naprezanje prema izrazu **(6.26)**.

$$\sigma_{\mathrm{ekv,HMH}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_{\varphi} - \sigma_{\mathrm{z}})^2 + (\sigma_{\mathrm{z}} - \sigma_{\mathrm{r}})^2 + (\sigma_{\mathrm{r}} - \sigma_{\varphi})^2} \tag{6.26}$$

Da bi se izračunala masa izmjenjivača topline potrebno je prije izračunati njegovu površinu kako je opisano u poglavlju 6.8. Uz poznatu površinu, za izračunavanje mase izmjenjivača, potrebno je izračunati i ukupni volumen cijevi izmjenjivača. Poznavajući debljinu stijenke cijevi izmjenjivača i njegovu površinu može se izračunati ukupni volumen cijevi prema izrazu **(6.27)**.

$$m = \left[\left(\frac{r_2}{1000} \right)^2 - \left(\frac{r_1}{1000} \right)^2 \right] \cdot \frac{A}{2 \cdot \frac{r_2}{1000}} \cdot \rho \tag{6.27}$$

Na kraju, poznavanjem mase i specifične cijene izmjenjivačke površine moguće je izračunati i ukupnu cijenu izmjenjivača.

7 REZULTATI

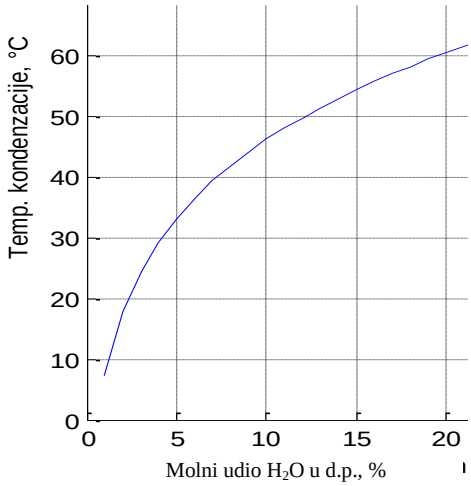
U ovom poglavlju će biti prikazani rezultati termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja. Kod termodinamičke optimizacije dani su i analizirani rezultati za postrojenje s dva kruga pare te dva kruga pare i međupregrijanjem. Kod eksergoekonomske optimizacije dani su i analizirani rezultati samo za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem. Postrojenje samo s jednim krugom pare nije razmatrano, jer kod njega ne postoji mogućnost optimiranja razmještaja izmjenjivačkih površina, već je moguće optimirati samo radne parametre radnog medija. S obzirom da je jedna od glavnih prednosti, opisane metode u ovom radu, optimizacija razmještaja izmjenjivačkih površina zaključilo se da bi optimizacija postrojenja s jednim krugom bila trivijalna i stoga nezanimljiva za analizu. Također, u ovom radu je opisana prednost korištenja organskih fluida u drugom krugu pare, a koja bi bila izostavljena pri analizi postrojenja samo s jednim krugom pare. Korištenjem postrojenja s dva kruga pare, bez međupregrijanja, pokazalo se lošijim i s aspekta termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije. Kod termodinamičke optimizacije, analiza postrojenja s dva kruga pare, bez međupregrijanja, je odabrana samo zbog usporedbe rada takvog postrojenja s postrojenjem s međupregrijanjem. U prvom krugu pare (visokotlačni dio) radni medij je voda, dok se u drugom krugu pare (niskotlačni dio) koristi voda ili organski fluid.

Potrebno je naglasiti da su kod termodinamičke optimizacije radni tlakovi postizali vrlo visoke vrijednosti (negdje i preko 700 bar) te da je vrijednost pinch temperature bila 0 °C što znači da je površina izmjenjivača, u kojem se pojavljuje pinch točka, beskonačno velika. Također, današnji materijali od kojih se izrađuju izmjenjivačke cijevi ne mogu istovremeno podnijeti visoke tlakove i temperature. S tog aspekta, rezultati dobiveni termodinamičkom optimizacijom pri kojoj se javljaju vrlo visoki tlakovi i iznosi pinch temperature od 0 °C ne predstavljaju realna rješenja za primjenu u praksi. Njihova vrijednost je u tome što, s teorijskog aspekta, prikazuju granicu postizanja maksimalno mogućih vrijednosti termodinamičkih iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja s kojima uspoređujemo rezultate dobivene eksergoekonomskom optimizacijom, a koji su primjenjivi u praksi zbog realnih vrijednosti radnih parametara.

7.1 Termodinamička optimizacija

7.1.1 Preliminarna termodinamička optimizacija

Cilj termodinamičke optimizacije je bio postići što višu vrijednost termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Prvo se napravila preliminarna termodinamička optimizacija za dvije konfiguracije postrojenja, dva kruga pare bez međupregrijanja i dva kruga pare s međupregrijanjem. Ta preliminarna analiza je napravljena zato da bi se za detaljnu analizu odabrali oni organski radni mediji čijim se korištenjem postižu najbolje termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Za ulaznu temperaturu dimnih plinova ($T_{dp,ul}$) uzeta je vrijednost od 600 °C, dok je maksimalna dopuštena temperatura pregrijanja prvog kruga pare i međupregrijanja bila 565 °C. Ove temperature su odabrane zato što se navode kao uobičajene temperature kod generatora pare na otpadnu toplinu **[87]** ali i zato da bi se mogli lakše usporediti rezultati drugih autora **[103]**. Kao radni fluidi u drugom krugu pare, osim vode, koristili su se aceton, amonijak, toluen, cikloheksan, R11 i R123. Zadane minimalne vrijednosti pinch temperatura bile su ΔT_{pp} = 0 °C i ΔT_{pp} = 10 °C. Pinch temperatura od ΔT_{pp} = 0 °C odnosi se na minimalnu teorijsku temperaturnu razliku koju bi bilo moguće postići te je ona odabrana kao referentna vrijednost s kojom možemo usporediti ostale iznose (stvarne) pinch temperature. S druge pak strane, pinch temperatura od ΔT_{pp} = 10 °C odabrana je kao neka realna vrijednost. Za ta dva različita iznosa ΔT_{pp} htjelo se pokazati kolike su razlike u dobivenim termodinamičkim iskoristivostima postrojenja. Zadana minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare kod termodinamičke optimizacije iznosi $\Delta T_{dp,iz}$ = 27 °C, kada je ΔT_{pp} = 0 °C. Ova temperatura je odabrana zato što je vrlo blizu temperaturama radnih medija na ulazu u generator pare. Time se htjela dati mogućnost da optimizacijski algoritam maksimalno iskoristi toplinu dimnih plinova tj. mogućnost da ih se maksimalno ohladi. Kada je zadana pinch temperatura bila ΔT_{pp} = 10 °C tada je minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare iznosila 45 °C (temperatura početka kondenzacije vodene pare u dimnim plinovima). Minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare kod eksergoekonomske optimizacije je također odabrana prema temperaturi kondenzacije vodene pare u dimnim plinovima. Temperatura kondenzacije vodene pare je određena njenim udjelom u dimnim plinovima. U ovom slučaju sadržaj pare u dimnim plinovima iznosi 6,57 %. Na Slici 7.1 se vidi da je za ovaj sadržaj pare temperatura zasićenja 38 °C. Iz sigurnosnih razloga ta temperatura je uvećana za 7 °C tako da minimalna dopuštena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare iznosi 45 °C.



Slika 7.1. Ovisnost temperature kondenzacije vodene pare o molnom udjelu vodene pare u dimnim plinovima

Rezultati preliminarne termodinamičke optimizacije dani su u Tablicama 7.1 i 7.2. Iz tablica se može uočiti da su za zadane radne parametre najbolje termodinamičke rezultate dali radni fluidi aceton, R11, R123 i amonijak. Pošto je za provođenje optimizacije potrebno određeno vrijeme, a koje je u ovom radu znalo biti i 30 sati po jednoj optimizaciji, bilo je potrebno odabrati reprezentativne medije za koje će se provesti eksergoekonomska optimizacija. Tako su za eksergoekonomsku optimizacijama odabrani radni mediji voda, aceton i R11. Amonijak je u praksi sve manje u primjeni te se stoga za njega nije radila eksergoekonomska optimizacija. Voda je, iako najlošiji radni medij za drugi krug pare, korištena u svrhu usporedbe s drugim radnim medijima.

Tablica 7.1 Preliminarni rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s dva kruga pare

radni medij	η_{uk} , %	p_1 , bar	p_2 , bar	T_{1_preg} , °C	T_{2_preg} , °C	$T_{dp,iz}$, °C	$T_{dp,izMIN}$, °C	ΔT_{pp} , °C
aceton	35,71	196	42	565	228	32	27	0
amonijak	35,66	196	216	565	308	36	27	0
toluen	35,20	192	103	565	353	37	27	0
cikloheksan	35,33	190	123	565	312	34	27	0
R11	35,71	193	167	565	287	29	27	0
R123	35,66	196	147	565	279	28	27	0
voda	34,48	195	5	565	149	59	27	0
aceton	34,94	196	64	565	265	45	45	10
amonijak	34,82	196	198	565	309	45	45	10
toluen	34,30	196	17	565	253	47	45	10
cikloheksan	34,59	193	102	565	309	47	45	10
R11	34,89	196	132	565	303	45	45	10
R123	34,64	194	140	565	304	45	45	10
voda	33,63	196	5	565	388	73	45	10

Tablica 7.2 Preliminarni rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

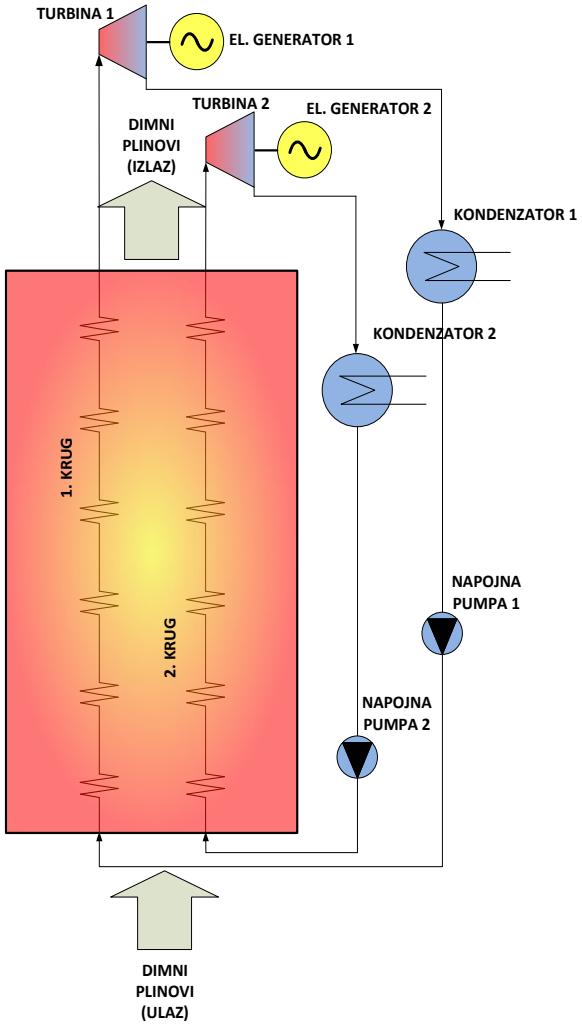
radni medij	η_{uk}, %	p_1, bar	p_{1_mp}, bar	p_2, bar	T_{1_preg}, °C	T_{1_mpreg}, °C	T_{2_preg}, °C	$T_{dp,iz}$, °C	$T_{dp,izMIN}$, °C	ΔT_{pp}, °C
aceton	36,98	408	72	45	565	564	232	32	27	0
amonijak	36,73	398	90	399	565	565	317	35	27	0
toluen	36,47	435	190	197	565	561	364	37	27	0
cikloheksan	36,40	398	168	86	565	559	306	31	27	0
R11	37,00	403	54	85	565	537	240	28	27	0
R123	37,00	330	34	100	565	565	238	28	27	0
voda	35,23	331	65	7	565	402	167	68	27	0
aceton	36,10	404	64	45	565	564	232	45	45	10
amonijak	35,81	400	92	400	565	534	321	46	45	10
toluen	35,49	426	148	111	565	558	354	45	45	10
cikloheksan	35,48	302	120	111	565	565	311	45	45	10
R11	36,12	389	49	86	565	565	253	45	45	10
R123	36,00	354	40	117	565	563	260	45	45	10
voda	34,65	409	55	7	565	536	162	88	45	10

Termodinamičke optimizacije rađene su za različite temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu za radne medije aceton, R11, R123 i vodu. Temperature dimnih plinova bile su $T_{dp,ul}$ = 500 °C, $T_{dp,ul}$ = 600 °C, $T_{dp,ul}$ = 700 °C i $T_{dp,ul}$ = 800 °C. Odabrane su različite temperature zato da bi se vidio njihov utjecaj na termodinamičku iskoristivost postrojenja. U radu su detaljno opisani rezultati optimizacije postrojenja s dva kruga pare i dva kruga pare s međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i $T_{dp,ul}$ = 800 °C i to za radne medije, u drugom krugu, vodu, aceton i R11. Za R123 nije izvršena detaljna analiza već su dani rezultati u Prilogu. Kod svih konfiguracija dopuštena temperatura pregrijanja prvog kruga je bila za 1 °C manja od ulazne temperature dimnih plinova. Ta minimalna razlika je zadana da algoritam, u slučaju da smo je zadali da bude 0 °C, pri traženju pinch točke pomoću *fzero* funkcije, pogrešno ne proglasi to mjesto mjestom pojave pinch točke. Kod ostalih krugova pare, dopuštena temperatura pregrijanja ovisila je o radnom mediju tj. o maksimalnoj temperaturi koja je za taj medij dana u REFPROP kalkulatoru. Zadani minimalni iznos pinch temperature bio je ΔT_{pp} = 0 °C.

Također, provedena je i termodinamička analiza postrojenja Irsching 4 (tri kruga pare i međupregrijanje, voda u trećem krugu) te postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1 (tri kruga pare i međupregrijanje, organski fluid u trećem krugu). Analiza navedenih postrojenja dana je u poglavlju 8.

7.1.2 Termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare dana je na Slici 7.2. Postrojenje se sastoji od generatora pare, parnih turbina, napojnih pumpi, kondenzatora i električnih generatora.

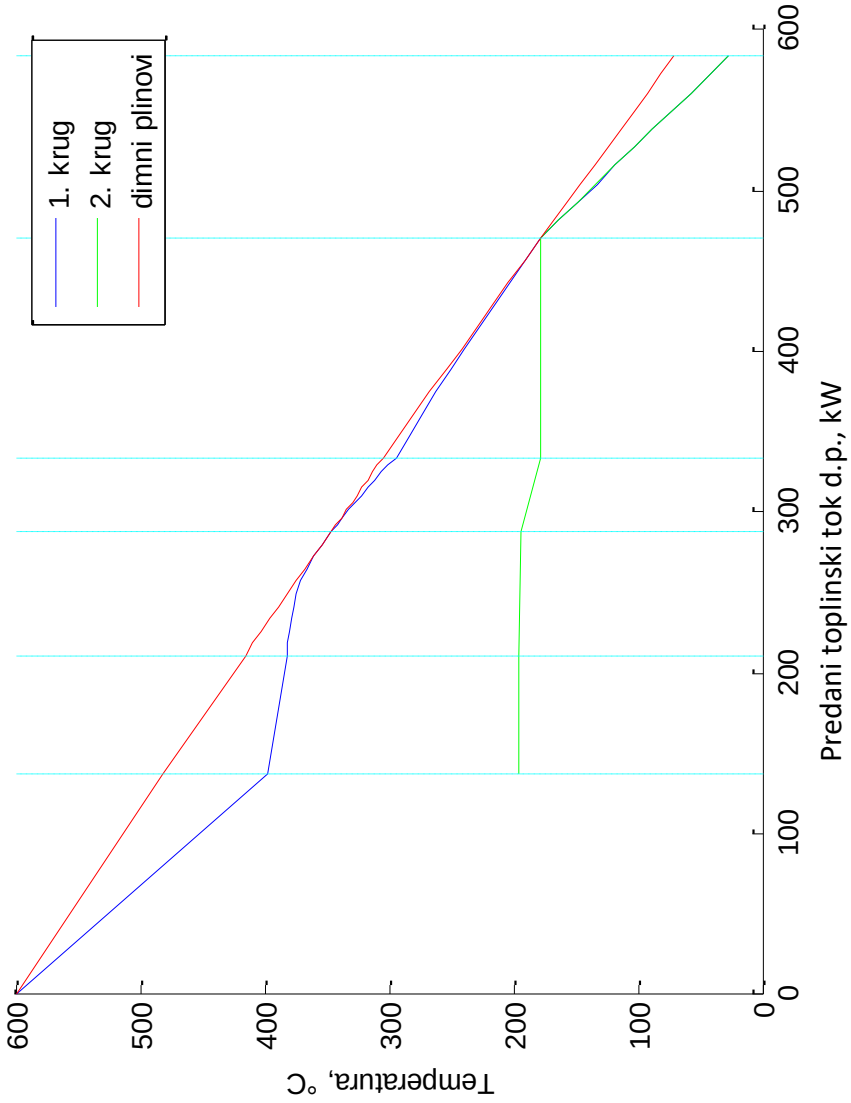


Slika 7.2. Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare

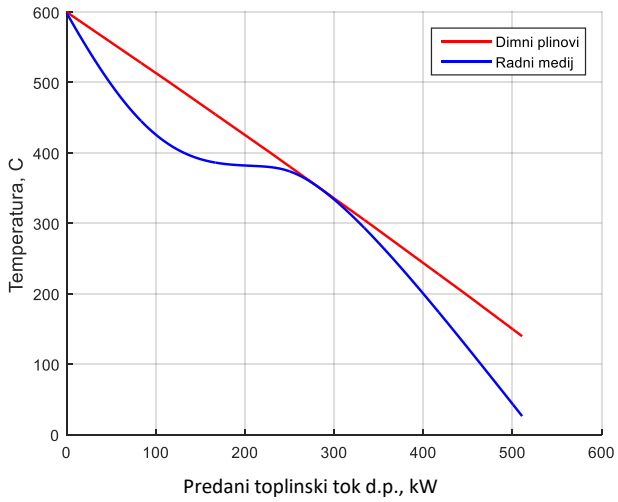
7.1.2.1 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

Na Slici 7.3 prikazan je dijagram predanog toplinskog toka dimnih plinova radnim medijima (*T*-*Φ* dijagram). Radni medij prvog i drugog kruga pare je voda. Na osi apscisa prikazana je ukupno izmijenjeni toplinski tok (kW) a na osi ordinata prikazane su temperature medija pojedinih krugova pare i dimnih plinova (°C). Ulazna temperatura dimnih plinova je $T_{dp,ul}$ = 600 °C. Temperatura pregrijanja medija prvog kruga je 598,69 °C, a

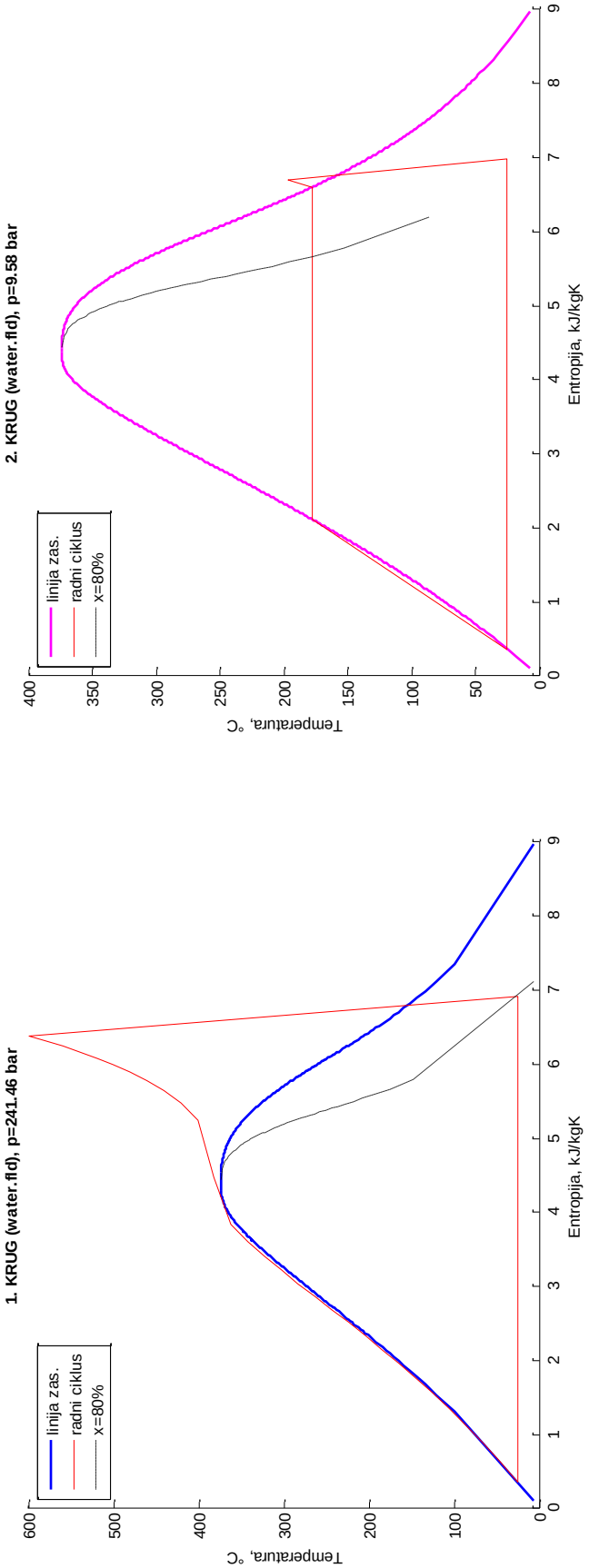
drugog kruga 197,37 °C. Radni tlakovi su 241,46 bar i 9,58 bar. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 70,28 °C. Pinch točka prvog kruga se nalazi na temperaturi od oko 350 °C, dok je kod drugog kruga pinch temperaturana oko 190 °C. Niža pinch temperatura drugog kruga izravno je posljedica nižeg tlaka u odnosu na prvi krug. Kada bismo promotrili slučaj generatora pare samo s jednim krugom pare (Slika 7.4) i parametrima radnog medija jednakim parametrima prvog kruga, kao u ovom slučaju, tada bismo zamijetili da su se dimni plinovi na izlazu iz generatora pare ohladili samo do temperature od 140 °C. Ispod pinch temperature došlo je do naglog razdvajanja temperaturnog profila radnog medija i dimnih plinova. Kod generatora pare s dva kruga pare, kao što je navedeno, temperatura dimnih plinova je znatno niža što znači da je uvođenjem dodatnog kruga pare izmijenjen dodatni toplinski tok dimnih plinova koji rezultira dodatnim snižavanjem njegove temperature. Na taj način povećali smo termodinamičku iskoristivost generatora pare. No, samo ohlađivanje dimnih plinova tj. povećanje termodinamičke iskoristivosti generatora pare nije jedini faktor koji utječe na termodinamičku iskoristivost postrojenja. Potrebno je u tom slučaju i povećati srednju termodinamičku iskoristivost ciklusa koja se sastoji od termodinamičke iskoristivosti ciklusa prvog i drugog kruga pare. Termodinamička iskoristivost postrojenja ovisi o termodinamičkoj iskoristivosti generatora pare i o termodinamičkoj iskoristivosti ciklusa, kako je dano jednadžbom **(5.8)**. Kod generatora pare s dva kruga pare termodinamička iskoristivost postrojenja iznosila je 34,74 %, dok je kod postrojenja s jednim krugom pare iskoristivost postrojenja bila 30,96 %. Uočavamo da je doprinos drugog kruga pare ukupnoj termodinamičkoj iskoristivosti postrojenja manji negoli prvog kruga. To je i razumljivo zbog toga što drugi krug dominantno iskorištava toplinski tok dimnih plinova ispod pinch temperature prvog kruga tj. iskorištava toplinski tok niže temperature. Također, preostali tok koji se može predati drugom krugu je znatno manji negoli tok koji je predan prvom krugu.



Slika 7.3 *T-Φ* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



Slika 7.4 *T-Φ* dijagram jednostavnog postrojenja s jednim krugom pare i vodom kao radnim medijem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C



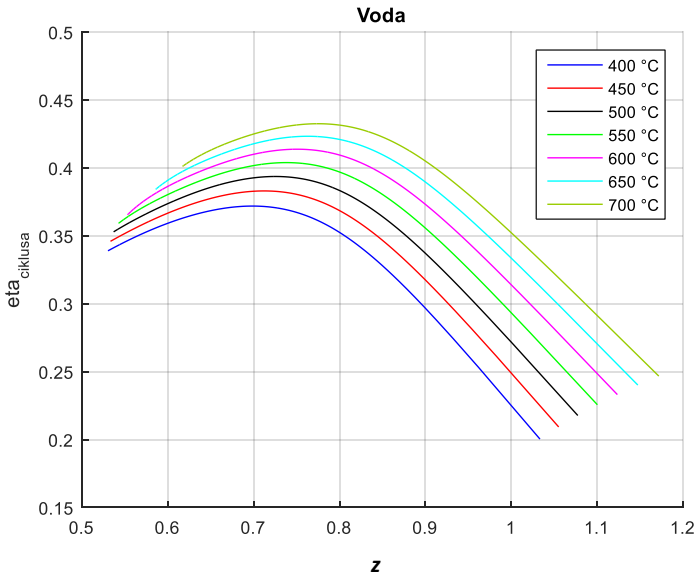
Slika 7.5 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

Kod postrojenja s dva kruga pare maseni protok prvog kruga pare je 0,151 kg/s a drugog 0,027 kg/s. Na Slici 7.5 prikazan je *T-s* dijagram radnog medija prvog i drugog kruga. Sadržaj pare na izlazu iz turbine prvog kruga je $x = 0{,}8$ dok je kod drugog kruga sadržaj pare $x = 0{,}81$. Sadržaj pare na izlazu iz turbine u oba kruga dosegnuo je minimalnu dopuštenu vrijednost. Za zadanu temperaturu pregrijanja i zadani tlak kondenzacije, povećanjem radnog tlaka smanjuje se sadržaj pare na izlazu iz turbine a istodobno, ako se nalazimo u području niskih tlakova, povećanje radnog tlaka uzrokuje povećanje temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (Prilog, Slika 11.6 – Slika 11.8). Ako se nalazimo u području visokih tlakova tada će povećanje radnog tlaka uzrokovati smanjenje temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare.

Generalno govoreći, za zadani radni tlak i temperaturu, postizanje što veće vlažnosti na izlazu iz turbine doprinosi povećanju termodinamičke iskoristivosti ciklusa, no u stvarnosti to ne mora biti uvijek tako. Za primjer navedene tvrdnje dan je dijagram (Slika 7.6), za vodu kao radni medij, ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o faktoru *z* koji opisuje koliko je stanje pare na izlazu iz turbine, pri kondenzatorskom tlaku, udaljeno od linije zasićenja $x = 0$. Time je omogućeno definiranje stanja pare izvan zasićenog područja te je moguća usporedba sa sadržajem pare. Unutar zasićenog područja veličina faktora *z* podudara se s veličinom sadržaja pare. Faktor *z* definiran je izrazom

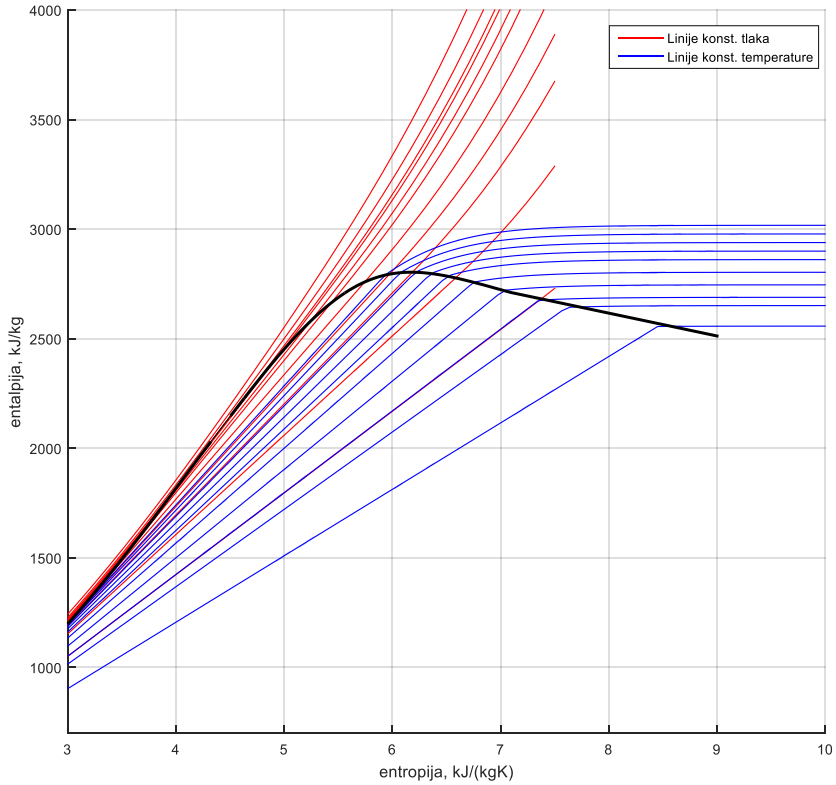
$$z = \frac{h - h'}{h'' - h''} \tag{7.1}$$

Kako je prikazano na dijagramu sa Slike 7.6 temperatura pregrijanja i kondenzatorski tlak su držani konstantnima dok su se mijenjali radni tlakovi. Može se vidjeti da npr., za temperature pregrijanja od 400 °C i 450 °C, postoji iznos *z* na izlazu iz turbine pri kojem je termodinamička iskoristivost ciklusa najveća. Svaki porast ili smanjenje iznosa *z* od optimalnog sadržaja uzrokuje smanjenje termodinamičke iskoristivosti ciklusa.



Slika 7.6 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o faktoru *z* na izlazu iz turbine za vodu kao radni medij

Ovu pojavu je moguće objasniti pomoću *h-s* dijagrama (Slika 7.7). Za zadanu temperaturu pregrijanja, radni tlak i tlak kondenzacije dobije se, pri ekspanziji na izlazu iz turbine određeni sadržaj pare (ili iznos *z* u zasićenom području). Da bismo promijenili sadržaj pare potrebno je ili povećati ili smanjiti radni tlak. Povećanjem tlaka opada sadržaj pare dok smanjenjem tlaka sadržaj pare raste.



Slika 7.7 *h-s* dijagram vode

Termodinamička iskoristivost ciklusa dana je izrazom **(7.2)** odnosno **(7.3)**. Možemo vidjeti da ona ovisi o omjeru odvedenog i dovedenog toplinskog toka. Porastom radnog tlaka, za zadanu temperaturu pregrijanja, smanjuje se odvedeni toplinski tok ali se istodobno smanjuje i dovedeni toplinski tok. Omjer odvedenog i dovedenog toplinskog toka, s promjenom radnog tlaka, će se mijenjati u ovisnosti o početnom (pregrijanom) stanju pare. Ako npr. povećanje radnog tlaka uzrokuje veću promjenu smanjenja odvedenog toplinskog toka od promjene smanjenja dovedenog toplinskog toka tada će termodinamička iskoristivost ciklusa porasti. U suprotnom će se termodinamička iskoristivost ciklusa smanjiti.

$$\eta = \frac{P}{\Phi_{dov}} \tag{7.2}$$

$$\eta = \frac{\Phi_{dov} - \Phi_{odv}}{\Phi_{dov}} = 1 - \frac{\Phi_{odv}}{\Phi_{dov}} \tag{7.3}$$

Kod optimizacije nam je cilj pronaći optimalne odnose između temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (termodinamička iskoristivost generatora pare) i sadržaja pare na izlazu iz turbine (termodinamička iskoristivost ciklusa), tako da postizanje minimalno dopuštenog sadržaja pare na izlazu iz turbine, ne znači da je to i optimalna radna točka radnog medija. Rezultati optimizacije u pravilu pokazuju da visokotlačni krugovi pare postižu maksimalno dopušteni sadržaj vlage na izlazu iz turbine, dok niskotlačni krugovi pare postižu niže vrijednosti sadržaja vlage pare od dopuštenog iznosa.

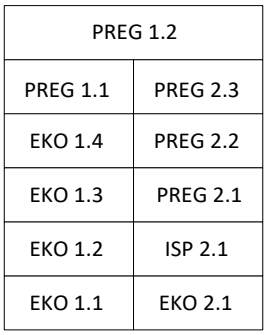
Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.3) može se uočiti da se predaja toplinskog toka dimnih plinova i radnih medija odvija pri paralelnom razmještaju izmjenjivača prvog i drugog kruga pare. Radni medij drugog kruga pare prima toplinski tok dimnih plinova isključivo u području ispod pinch temperature prvog kruga. Pregrijanje medija drugog kruga u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova od 135 kW do 290 kW je zanemarivo. Ekonomajzer, isparivač i pregrijač drugog kruga u paralelnom su razmještaju s ekonomajzerom prvoga kruga. Razmještaj isparivača i pregrijača drugog kruga koji je u paralelnom razmještaju s ekonomajzerom prvog kruga bi mogao biti i drugačiji na način, da se ekonomajzer prvog kruga koji je u paralelnom razmještaju s isparivačem drugog kruga, spoji s ekonomajzerom prvog kruga koji je u paralelnom razmještaju s pregrijačem drugog kruga. Na taj bi način ukupni predani toplinski tok dimnih plinova između pinch temperatura prvog i drugog kruga ostao nepromijenjen. Također dva pregrijača prvog kruga mogu se zamijeniti jednim pregrijačem. Zaključak je da raspored izmjenjivačkih površina između

dvije pinch temperature, uz uvjet da predani toplinski tok dimnih plinova između njih ostaje konstantna te da ne dolazi do stvaranja novih pinch temperatura, ne utječe na iznos termodinamičke iskoristivosti postrojenja **[87]**. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 680,9 kW.

U Tablici 7.3 dani su svi relevantni rezultati optimizacije. Na Slici 7.8 prikazan je računski dobiveni razmještaj izmjenjivačkih površina. Taj raspored bi se mogao preurediti uzimajući u obzir tvrdnje iznesene u prethodnom odjeljku (Slika 7.9).

Tablica 7.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			70,28
η_{post_uk}, %			34,70
η_{cikl_uk}, %			39,29
η_{gp_uk}, %			88,40
η_{ciklus}, %	41,07	26,93	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,01	
p, bar	241,46	9,58	
p_{kond}, bar	0,032	0,032	
z	0,80	0,81	
T_{preg}, °C	598,69	197,37	
q_m, kg/s	0,151	0,027	
Φ_{eco}, W	297992	17320	
Φ_{isp}, W	0,00	54506	
Φ_{preg}, W	209843	1320	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	87,4	12,6	
P_{ST_uk}, W	212917	19732	
P_{p_uk}, W	4328	30,73	
P_{neto_uk}, W	208588	19701	



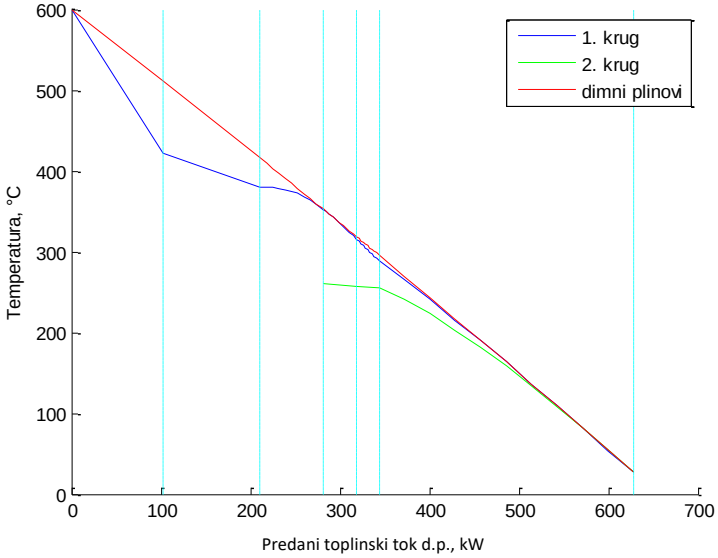
Slika 7.8 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

<table>
<tr><td colspan="2">PREG 1.1</td></tr>
<tr><td colspan="2">EKO 1.4</td></tr>
<tr><td>EKO 1.3</td><td>PREG 2.1</td></tr>
<tr><td colspan="2">ISP 2.1</td></tr>
<tr><td>EKO 1.1</td><td>EKO 2.1</td></tr>
</table>

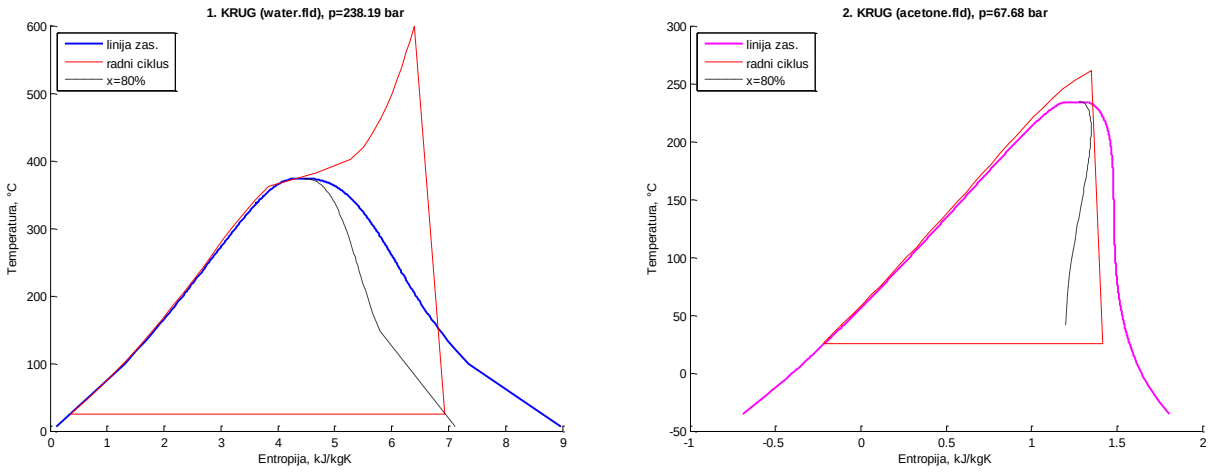
Slika 7.9 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C - termodinamička optimizacija

7.1.2.2 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

U ovom slučaju radni medij drugog kruga pare je aceton. *T-Φ* i *T-s* dijagrami prikazani su na Slikama 7.10 i 7.11. Radni tlak prvog kruga je 238,19 bar a drugog kruga 67,68 bar. Temperature pregrijanja su 599 °C i 261,36 °C. Temperatura pregrijanja prvog kruga je postigla maksimalno dopuštenu temperaturu tj. temperaturu za 1 °C manju od ulazne temperature dimnih plinova. Ta minimalna razlika je zadana da algoritam, u slučaju da smo je zadali da bude 0 °C, pri traženju pinch temperature pomoću *fzero* funkcije, pogrešno ne proglasi to mjesto mjestom pojave pinch temperature.



Slika 7.10 *T-Φ* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

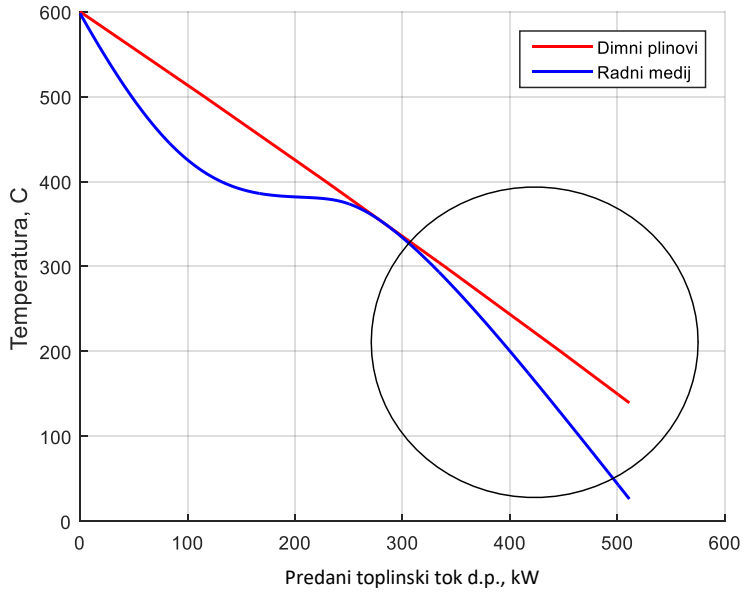


Slika 7.11 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 27,85 °C a što znači da je toplina dimnih plinova u ovom slučaju gotovo u potpunosti iskorištena, (minimalna dopuštena temperatura je 27 °C) jer ne postoji više mogućnost njihovog daljnjeg hlađenja.

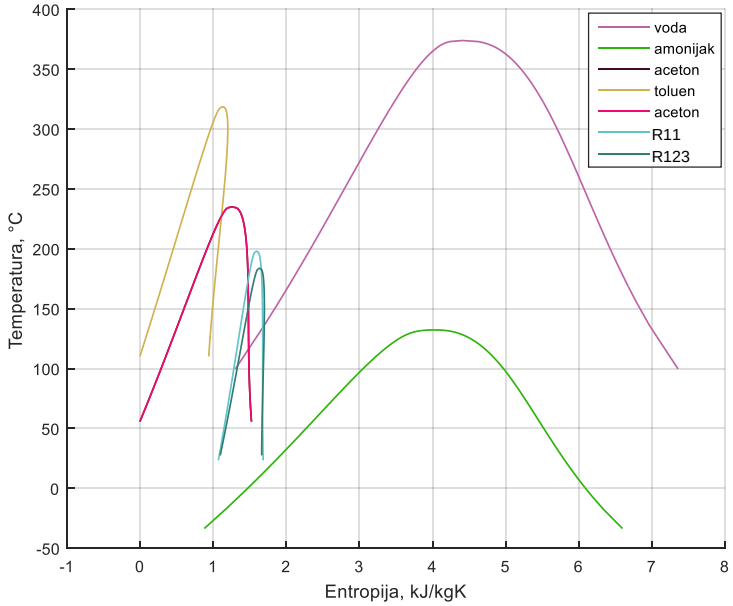
Ako usporedimo prvi krug pare u ovom slučaju s prvim krugom pare u poglavlju 7.1.2.1 tada uočavamo da su radni parametri u oba slučaja gotovo identični. Razlika je jedino u radnim parametrima drugog kruga pare. Maseni protok acetona iznosi 0,182 kg/s. Također, temperatura pregrijanja acetona je za 64 °C viša negoli u poglavlju 7.1.2.1. Ovom kombinacijom masenog protoka i više temperature pregrijanja ostvaruje se neto rad parne turbine drugog kruga pare za 55 % viši negoli što se dobije u drugom krugu pare u poglavlju 7.1.2.1. Ukupna termodinamička iskoristivost postrojenja u ovom slučaju je veća od termodinamičke iskoristivosti postrojenja u poglavlju 7.1.2.1 i iznosi 36,17 %. Zanimljivo je, u ovom slučaju, uočiti da je prosječna termodinamička iskoristivost ciklusa oba kruga pare, koja iznosi 38,03 %, manja negoli u 7.1.2.1 gdje iznosi 39,29 %. Ova razlika je rezultat razlike termodinamičkih iskoristivosti ciklusa drugog kruga pare pošto je termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga pare u oba slučaja identična. No, o ukupnoj valjanosti procesa ne može se zaključiti samo na temelju termodinamičke iskoristivosti ciklusa već u obzir treba uzeti i termodinamičku iskoristivost generatora pare. Termodinamička iskoristivost generatora pare iznosi visokih 95,12 % , što je posljedica dobro ohlađenog dimnih plinova odnosno njegove niske temperature na izlasku iz generatora pare, u usporedbi sa 88,41 % koliko je iznosila termodinamička iskoristivost generatora pare u 7.1.2.1. Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.10) možemo uočiti da se temperaturni profili vode i acetona gotovo poklapaju s temperaturnim profilom dimnih plinova na temperaturama ispod 150 °C čime se

eliminira pojava pinch temperature unutar prvog kruga, koja uzrokuje nemogućnost dovoljnog hlađenja dimnih plinova. Glavnu ulogu u dobrom hlađenju dimnih plinova ima aceton koji prima toplinski tok dimnih plinova ispod temperature nastajanja pinch temperature unutar prvog kruga pare što je i razumljivo jer pri tim temperaturama dolazi do naglog razilaženja temperaturnih profila dimnih plinova i vode kao radnog medija prvog kruga pare (Slika 7.12).

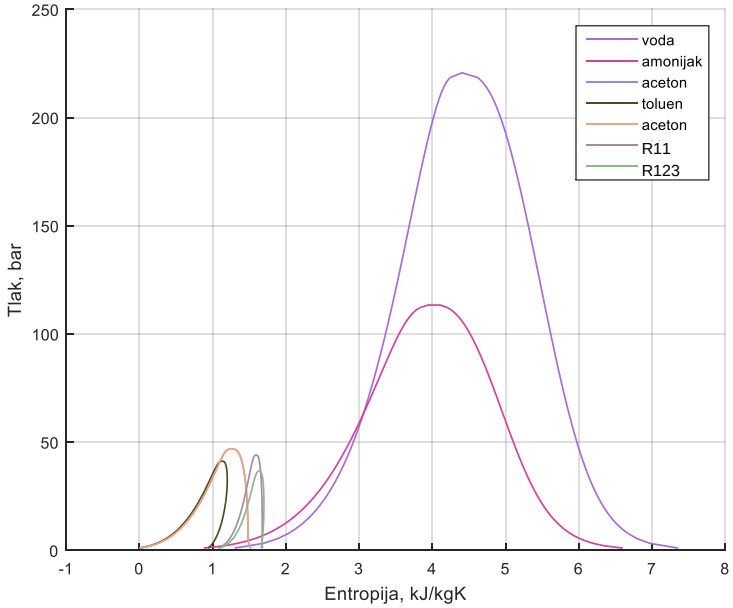


Slika 7.12 *T*-*Φ* dijagram - jedan krug pare s vodom kao radnim medijem radnih parametara p = 241,4 bar i T_{preg} = 598,6 °C

Prednost korištenja organskih radnih medija nad vodom u područjima nižih temperatura posljedica je njihovih nižih kritičnih temperatura (Slika 7.13), tj. nižih kritičnih tlakova koji im omogućavaju prelazak u natkritično područje pri nižim radnim parametrima, a što utječe na oblik krivulje temperaturnog profila te se na taj način eliminira pojava pinch temperature.



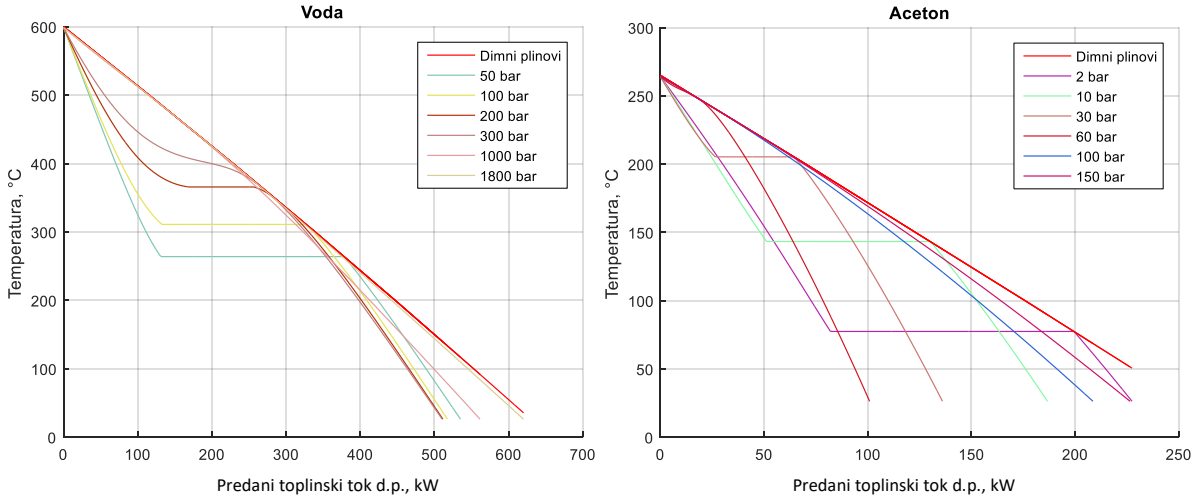
Slika 7.13 Linije zasićenja različitih radnih medija u ovisnosti o temperaturi



Slika 7.14 Linije zasićenja različitih radnih medija u ovisnosti o tlaku, *p-s* dijagram

Na Slici 11.7 Priloga može se vidjeti da se razlika između temperature acetona i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, pri temperaturama pregrijanja acetona od oko 250 °C ($\triangle T_{\mathrm{gp,ul}}$ = 30 °C), počinje naglo smanjivati pri tlakovima većim od oko 50 bar. Upravo ta karakteristika acetona omogućava dobro hlađenje dimnih plinova pri relativno niskim radnim tlakovima. Voda bi mogla postići također takav oblik krivulje, za temperature pregrijanja od 500 do 900 °C, samo pri radnim tlakovima većim od 1600 bar (Slika 11.6). Za današnja suvremena postrojenja ti tlakovi su previsoki, jer bi uzrokovali prevelika naprezanja

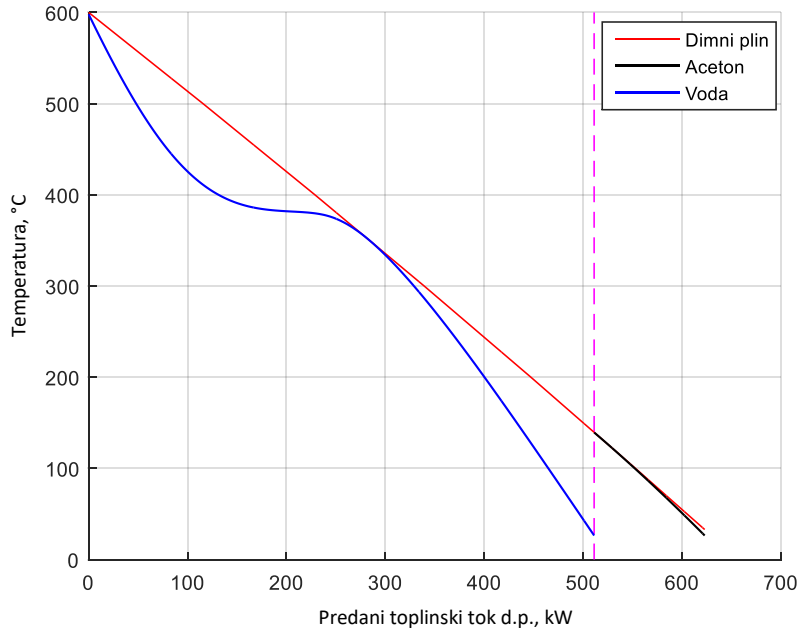
unutar materijala. Prikaz utjecaja radnih tlakova na krivulju temperaturnih profila vode i acetona a samim time i na temperaturu dimnih plinova na izlazu iz generatora pare dan je na Slici 7.15. Iz dijagrama na Slici 7.15 ($\Delta T_{gp,ul}$ = 0 °C) kao i sa Slika 11.7 i 11.8 može se zaključiti da i organski radni fluidi imaju područja rada (tlak i temperaturu) kod kojih je izlazna temperatura dimnih plinova visoka, ali što je i dalje niže negoli što je to slučaj kod vode. Aceton tako ima radna područja kod kojih je izlazna temperatura dimnih plinova preko 220 °C dok su kod R11 najviše izlazne temperature dimnih plinova preko 180 °C. Zaključak je da mogućnost hlađenja dimnih plinova ovisi o nekoliko faktora, kao što su razlika temperatura između dimnih plinova i radnog medija na ulazu u generator pare ($\Delta T_{gp,ul}$), radni tlak te temperatura pregrijanja. Općenito bi se moglo tvrditi da organski radni mediji mogu ostvariti bolje hlađenje dimnih plinova pri nižim temperaturama izvora topline dimnih plinova dok voda ima prednost nad organskim fluidima u području viših temperatura dimnih plinova. Također, povećanjem iznosa pinch temperature opada mogućnost hlađenja dimnih plinova.



Slika 7.15 Utjecaj radnih tlakova na temperaturni profil vode i acetona

Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.10) se može uočiti da su ekonomajzerske izmjenjivačke površine prvog kruga pare u paralelnom razmještaju s ekonomajzerskim i pregrijačkim površinama drugog kruga pare. Paralelni razmještaj izmjenjivačkih površina možemo promatrati kao razdvajanje protoka dimnih plinova na dvije struje, gdje jedan dio dimnih plinova predaje toplinski tok radnom mediju prvog kruga pare, a drugi dio radnom mediju drugog kruga pare. Prednost ovog načina (paralelnog) predaje toplinskog toka dimnih plinova nad predajom toplinskog toka pri serijskom razmještaju izmjenjivača je u tome što drugi krug pare u paralelnom razmještaju koristi manji protok dimnih plinova (od ukupnog protoka), ali

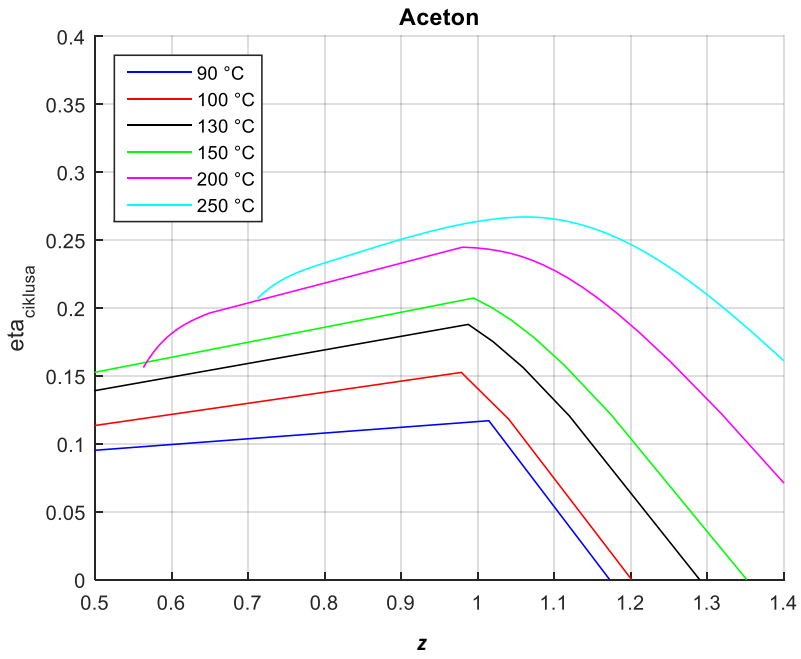
na višim temperaturama, dok u serijskom razmještaju izmjenjivača drugi krug pare koristi veći (ukupni) protok dimnih plinova, ali na nižim temperaturama. Pozitivni utjecaj manjeg masenog protoka dimnih plinova pri višim temperaturama je veći na umnožak termodinamičke iskoristivosti ciklusa i termodinamičke iskoristivosti generatora pare, negoli veći protok dimnih plinova na nižim temperaturama. Primjer serijski razmještenih izmjenjivačkih površina prvog i drugog kruga pare radnih parametara jednakih kao i u ovom poglavlju dan je na Slici 7.16. Termodinamička iskoristivost postrojenja takve konfiguracije iznosi 35,77 % za razliku od konfiguracije s paralelnim razmještajem gdje termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 36,17 %. Valja naglasiti da ovaj oblik serijskog razmještaja izmjenjivačkih površina nije nužno najbolji.



Slika 7.16 *T-Φ* dijagram serijski razmještenih izmjenjivačkih površina prvog (voda) i drugog (aceton) kruga pare.

Sadržaj pare drugog kruga pare na izlazu iz turbine je x = 0,91. Bilo bi za očekivati maksimalno dopušteni iznos vlage na izlazu iz turbine, no u ovom slučaju ograničavajući faktor je bio tijek krivulje x = 0,8 u *T-s* dijagramu za aceton (Slika 7.11). Kada bi na izlazu iz turbine sadržaj pare bio x = 0,8, to bi značilo da negdje u zasićenom području, pri višim tlakovima, ekspanzijska krivulja presijeca krivulju x = 0,8 tj. da je na nekom mjestu, unutar turbine, sadržaj vlage veći od 20 %, a što zbog moguće pojave erozije turbinskih lopatica, nije poželjno. Upravo za ovaj sadržaj pare na izlazu iz turbine krivulja ekspanzije tangira liniju x=0,8, što znači da je sadržaj pare acetona od x = 0,91 minimalno moguć za radne tlakove više od tlaka pri kojem linija ekspanzije tangira liniju x = 0,8. Na Slici 7.17 možemo vidjeti da se za temperaturu pregrijanja acetona od 250 °C, a što je vrlo blizu temperaturi pregrijanja acetona u ovom slučaju, optimalna vrijednost termodinamičke iskoristivosti

ciklusa nalazi se u području suhozasićene pare. Na izlazu iz turbine je dobiven niži sadržaj pare zato što bi za povećanje sadržaja pare bilo potrebno smanjiti radni tlak sa 67,68 bar na neki niži no, kako se može vidjeti sa Slike 11.7 ($\Delta T_{gp,ul}$ = 30 °C), istodobno bi došlo do povećanja temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare te bi time bila smanjena i termodinamička iskoristivost generatora pare. U ovom slučaju, povećanje termodinamičke iskoristivosti generatora pare imalo je veći utjecaj na termodinamičku iskoristivost postrojenja od termodinamičke iskoristivosti ciklusa. Te dvije veličine (η_{gp_uk} i η_{ciklus}) ne možemo promatrati zasebno zato što je termodinamička iskoristivost postrojenja posljedica njihovog međudjelovanja. Ukupni izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 625 kW.

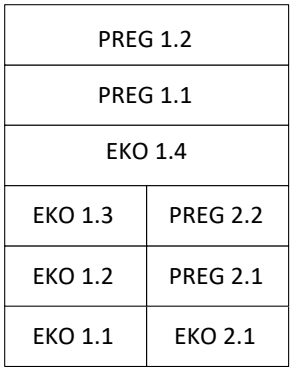


Slika 7.17 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o o faktoru *z* na izlazu iz turbine za aceton kao radni medij

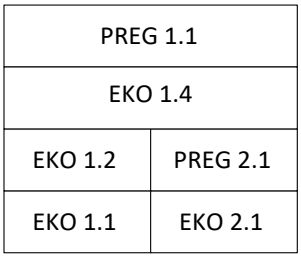
U Tablici 7.4 dani su svi relevantni rezultati optimizacije, a na Slici 7.18 prikazan je računski dobiveni razmještaj izmjenjivačkih površina. Taj raspored bi se mogao preurediti na način da se ekonomajzeri prvog kruga pare EKO 1.2 i EKO 1.3 spoje u jedan ekonomajzer, kao i pregrijači prvog kruga PREG 2.1 i PREG 2.2 da se spoje u jedan pregrijač. Također, i pregrijači prvog kruga PREG 1.1 i PREG 1.2 mogu se spojiti u jedan pregrijač.

Tablica 7.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			27,85
η_{post_uk}, %			36,17
η_{cikl_uk}, %			38,03
η_{gp_uk}, %			95,12
η_{ciklus}, %	41,06	25,35	
ΔT_{pp}, °C	0,02	0,00	
p, bar	238,19	67,68	
p_{kond}, bar	0,032	0,307	
z	0,80	0,91	
T_{preg}, °C	599,00	261,36	
q_m, kg/s	0,1498	0,1824	
Φ_{eco}, W	295658	112293	
Φ_{isp}, W	0,00	0,0000	
Φ_{preg}, W	209007	8091	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	80,7	19,3	
P_{ST_uk}, W	211446	32372	
P_{p_uk}, W	4238	1859	
P_{neto_uk}, W	207208	30513	



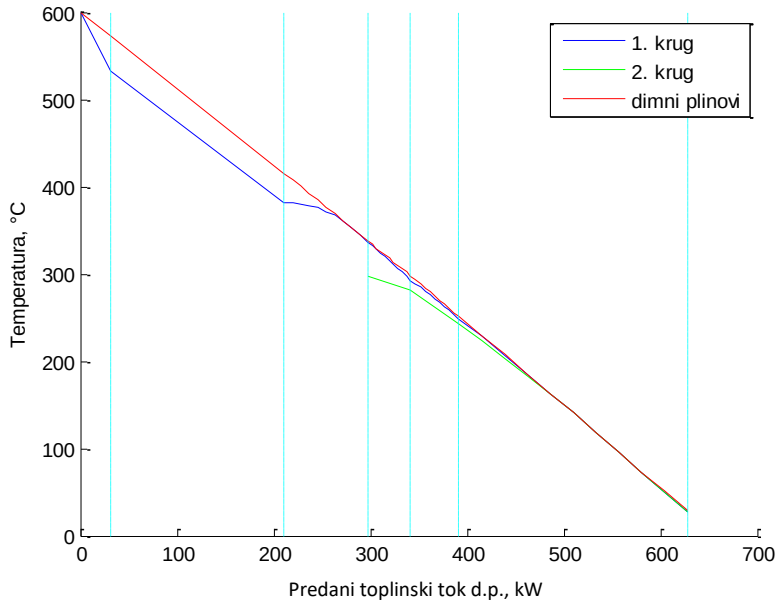
Slika 7.18 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija



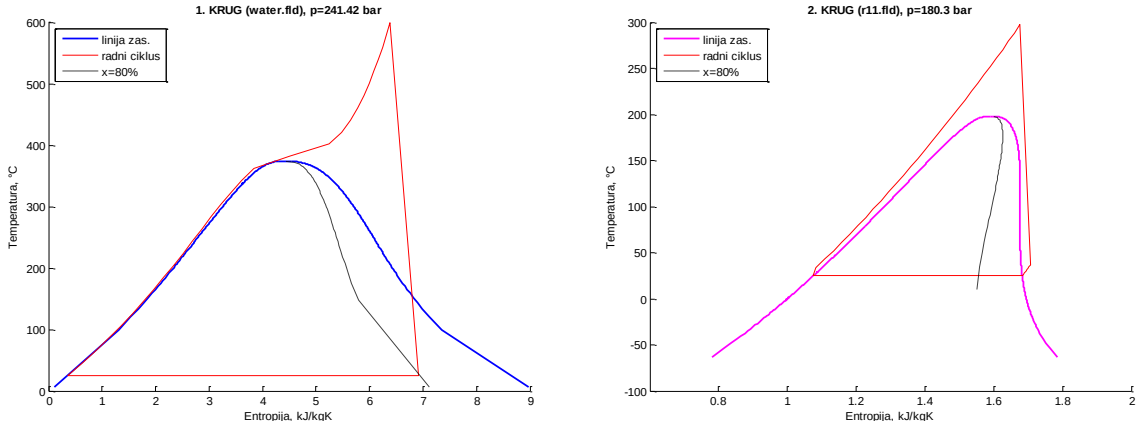
Slika 7.19 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.2.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

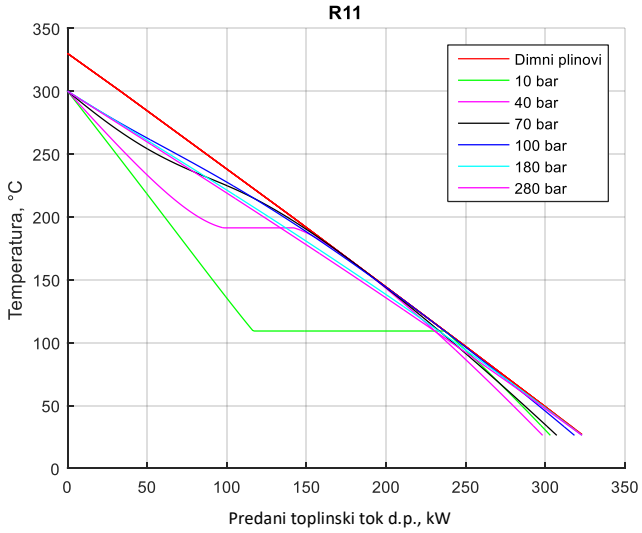
U ovom slučaju radni medij drugog kruga pare je R11. *T-Φ* i *T-s* dijagrami prikazani su na Slikama 7.20 i 7.21. Radni tlak prvog kruga je 241,42 bar a drugog kruga 180,3 bar. Temperature pregrijanja su 599 °C i 297,6 °C. Temperatura pregrijanja prvog kruga je postigla maksimalno dopuštenu temperaturu. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je niska kao i u poglavlju 7.1.2.2 i iznosi 28,5 °C. Prvi krug pare i u ovom slučaju ima vrlo slične parametre kao i u 7.1.2.1, a najveća razlika je u parametrima drugog kruga pare. Za razliku od 7.1.2.2 u ovom slučaju temperatura pregrijanja R11 je viša za 36 °C, dok je radni tlak viši za 113 bar. Ovisnost temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare o radnim tlakovima i za razliku temperatura dimnih plinova i R11 na ulazu u generator pare od 30 °C dana je na Slici 7.22.



Slika 7.20 *T-Φ* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



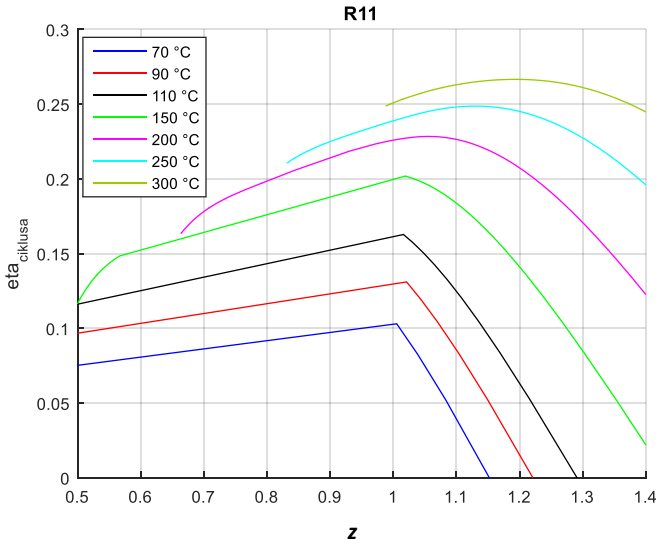
Slika 7.21 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



Slika 7.22 Utjecaj radnih tlakova na temperaturni profil R11

Razlog zbog kojeg je radni tlak R11, 180 bar, odnosno za 113 bar veći od radnog tlaka acetona u poglavlju 7.1.2.1 dan je na Slikama 7.22 i 11.8 ($\Delta T_{gp,ul}$ = 30 °C). Možemo uočiti da se dovoljno niska temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (28,5 °C) dobije za radni tlak od oko 180 bar. Istu temperaturu dimnih plinova na izlazu iz generatora pare dobili bismo i za jako niske radne tlakove, kao za npr. 1 bar, no u tom slučaju dobili bismo malu snagu na turbini. Intenzitet hlađenja dimnih plinova izravno je proporcionalan masenom protoku radnog medija kao što se može vidjeti na Slikama 11.11, 11.12. i 11.13. Kao što je već i prije naglašeno, potrebno je pronaći optimalni omjer između dobivene snage na turbini (termodinamička iskoristivost ciklusa, odnosno radni parametri radnog medija) i odvedenog toplinskog toka od dimnih plinova (termodinamička iskoristivost generatora pare, odnosno maseni protok radnog medija). Maseni protok R11 iznosi 0,444 kg/s. Dobivena snaga na turbini drugog kruga je za 4,5 % manja negoli u poglavlju 7.1.2.2. No, zbog nešto malo bolje

termodinamičke iskoristivosti ciklusa prvog kruga pare, ukupna termodinamička iskoristivost postrojenja je nešto malo bolja negoli u 7.1.2.2 (36,17 %) i iznosi 36,19 % . Uspoređujući te dvije vrijednosti možemo reći da se ovdje radi o praktički jednakim iznosima termodinamičkih iskoristivosti. Zanimljivo je i kod ove konfiguracije uočiti da je prosječna termodinamička iskoristivost ciklusa oba kruga pare, koja iznosi 38,09 %, manja negoli u 7.1.2.1. Ova razlika je rezultat razlike termodinamičkih iskoristivosti ciklusa drugog kruga pare pošto, je termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga pare u oba slučaja gotovo jednaka. Glavni utjecaj na ukupnu termodinamičku iskoristivost, u ovom slučaju, ima termodinamička iskoristivost generatora pare koja iznosi 95,01 %. Sadržaj pare na izlazu turbine prvog kruga je x = 0,8 dok je na izlazu iz turbine drugog kruga para pregrijana. Sa Slike 7.23 može se vidjeti da se za temperaturu pregrijanja R11 od 300 °C optimalna termodinamička iskoristivost ciklusa postiže se kada je para na izlazu iz turbine pregrijana (z = 1,2) a što je više negoli u ovom slučaju. Kao što je već objašnjeno u 7.1.2.2, optimalna termodinamička iskoristivost, postigla bi se smanjenjem radnog tlaka (180 bar) no, kako je vidljivo sa Slike 11.8 ($\Delta T_{gp,ul}$ = 30 °C), smanjenje tlaka bi uzrokovalo povećanje temperature dimnih plinova, a samim time i smanjenje termodinamičke iskoristivosti generatora pare, što bi u konačnici vjerojatno uzrokovalo smanjenje termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 624,3 kW.



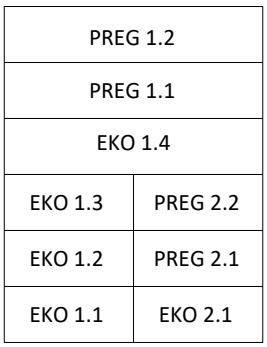
Slika 7.23 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti ciklusa o faktoru z na izlazu iz turbine za R11 kao radni medij

U Tablici 7.5 dani su svi relevantni rezultati optimizacije, a na Slici 7.24 prikazan je računski dobiveni razmještaj izmjenjivačkih površina. Isto, kao i u poglavlju 7.1.2.2, taj bi se raspored mogao preurediti na način da se ekonomajzeri prvog kruga pare EKO 1.2 i EKO 1.3 spoje u jedan ekonomajzer, kao i pregrijači prvog kruga PREG 2.1 i PREG 2.2, da se spoje u

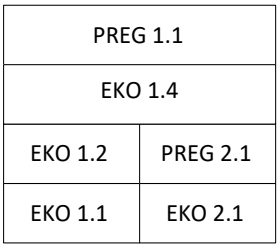
jedan pregrijač. Pregrijači prvog kruga PREG 1.1 i PREG 1.2 mogu se spojiti u jedan pregrijač.

Tablica 7.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			28,50
η_{post_uk}, %			36,19
η_{cikl_uk}, %			38,09
η_{gp_uk}, %			95,01
η_{ciklus}, %	41,08	25,01	
ΔT_{pp}, °C	0,01	0,00	
p, bar	241,42	180,30	
p_{kond}, bar	0,032	1,060	
z	0,80	1,04	
T_{preg}, °C	599,00	297,60	
q_m, kg/s	0,151	0,444	
Φ_{eco}, W	298077	91102	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	210049	25143	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	81,4	18,6	
P_{ST_uk}, W	213059	35436	
P_{p_uk}, W	4329	6357	
P_{neto_uk}, W	208730	29078	



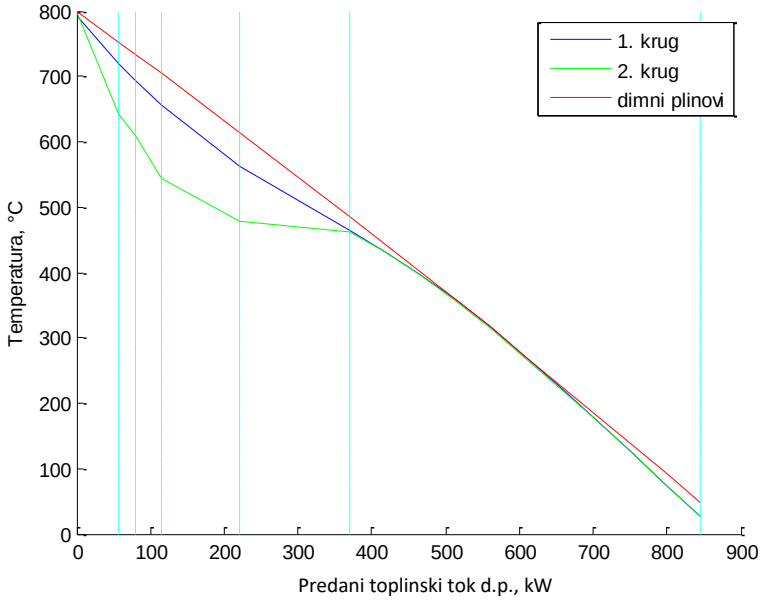
Slika 7.24 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija



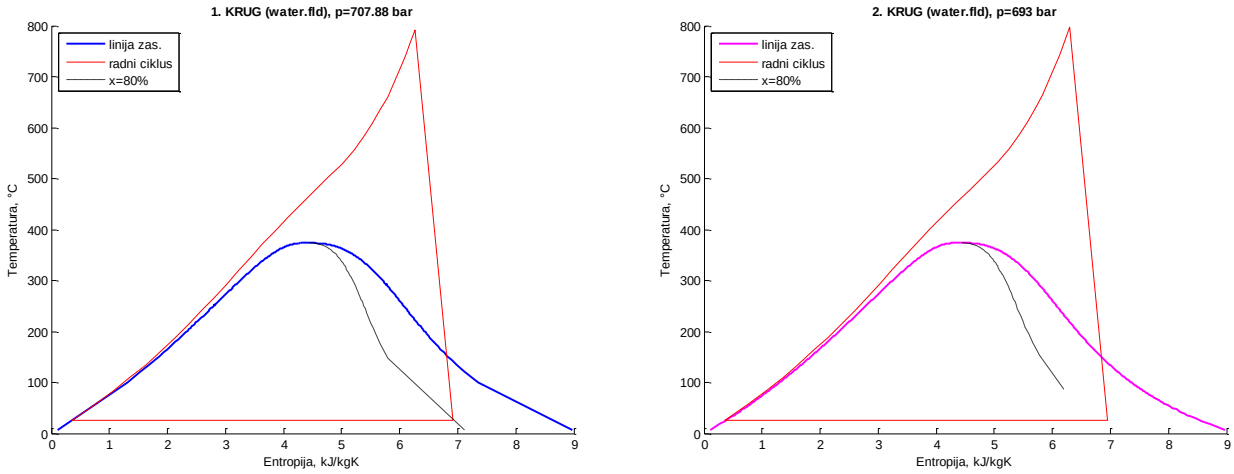
Slika 7.25 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.2.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

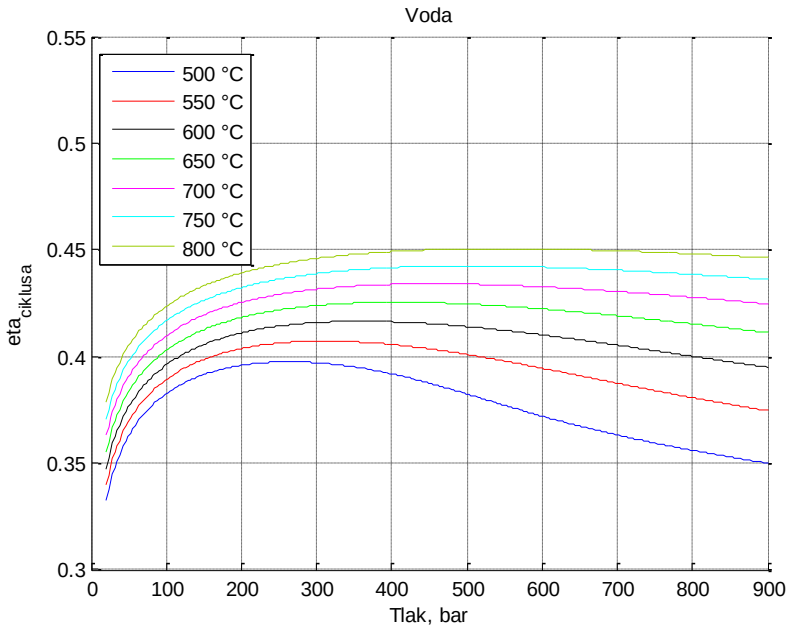
Za razliku od 7.1.2.1 - 7.1.2.3 u ovom slučaju temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu iznosi $T_{dp,ul}$ = 800 °C. Dopuštena temperatura pregrijanja vode u oba kruga bila je 799 °C. Kao što se može vidjeti na *T-Φ* i *T-s* dijagramima (Slika 7.26 i Slika 7.27) temperatura pregrijanja vode prvog kruga je 792 °C, što je skoro i maksimalno dopuštena temperatura. Radni tlak prvog kruga je visokih 707,8 bar. U ovom slučaju maseni protok drugog kruga pare je jednak 0,001 kg/s, a što se zapravo može zanemariti tj. optimizacijski algoritam je izbacio drugi krug pare. Zbog visoke temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare ne postoji potreba za drugim krugom pare, u kojem bi radni medij bila voda, zato što prvi krug pri radnom tlaku od 707 bar može u potpunosti iskoristiti toplinu dimnih plinova. Pri tom tlaku temperaturni profil radnog medija je takav da u području ispod pinch temperature vrlo dobro prianja uz krivulju temperaturnog profila dimnih plinova. Kao što je vidljivo sa Slike 11.6 za radne parametre prvog kruga pare, kao u ovom slučaju, temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare iznosi oko 50 °C, a što ukazuje da je toplina dimnih plinova dobro iskorištena. Ako se pogleda dijagram na Slici 7.28, uočava se da je za temperaturu pregrijanja od 800 °C maksimalna termodinamička iskoristivost ciklusa pri tlaku od oko 550 bar. Ako bi se tlak u ovom slučaju spustio na 550 bar tada bi došlo do porasta temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (vidi Slika 11.6), a time bi nešto pala i termodinamička iskoristivost generatora pare. Ponovo, kao i u prethodno opisanim primjerima, u ovoj optimizaciji bilo je potrebno pronaći kompromis između termodinamičke iskoristivosti ciklusa i termodinamičke iskoristivosti generatora pare. Termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 42,12 % a generatora pare 93,82 %. Ukupno izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 840,5 kW. U Tablici 7.6 dani su rezultati optimizacije.



Slika 7.26 *T-Φ* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



Slika 7.27 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



Slika 7.28 Ovisnost termodinamičke iskoristivosti ciklusa vode kao radnog medija o radnom tlaku i temperaturi

Tablica 7.6 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			49,07
η_{post_uk}, %			42,12
η_{cikl_uk}, %			44,89
η_{gp_uk}, %			93,82
η_{ciklus}, %	44,89	44,97	
ΔT_{pp}, °C	0,0	0,5	
p, bar	707,88	693,00	
p_{kond}, bar	0,032	0,032	
z	0,80	0,8	
T_{preg}, °C	792,35	797,00	
q_m, kg/s	0,231	0,0003	
Φ_{eco}, W	471767	549,11	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	367760	435,09	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	99,9	0,1	
P_{ST_uk}, W	396147	464,6	
P_{p_uk}, W	19245	21,95	
P_{neto_uk}, W	376901	442,64	

Na Slici 7.29 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.30. Izmjenjivači drugog kruga pare su izbačeni a pregrijači prvog drugog pare PREG 1.1. do PREG 1.5 su objedinjeni u jednu izmjenjivačku površinu.

PREG 1.5	PREG 2.5
PREG 1.4	PREG 2.4
PREG 1.3	PREG 2.3
PREG 1.2	PREG 2.2
PREG 1.1	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.29 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

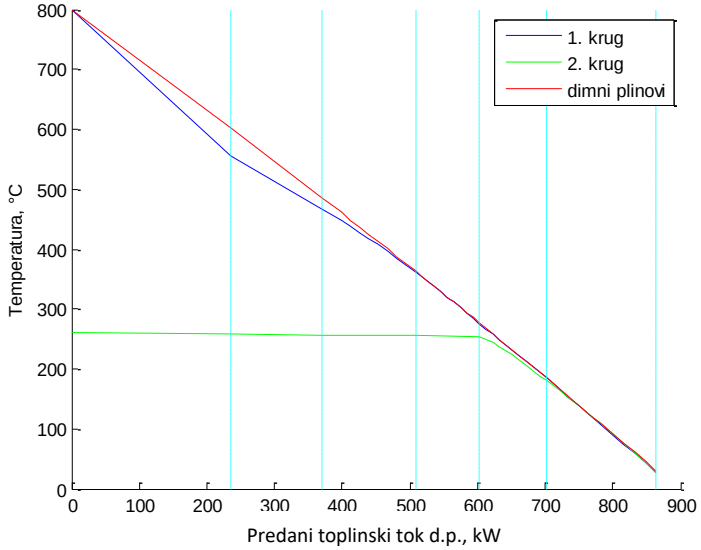
PREG 1.1
EKO 1.1

Slika 7.30 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

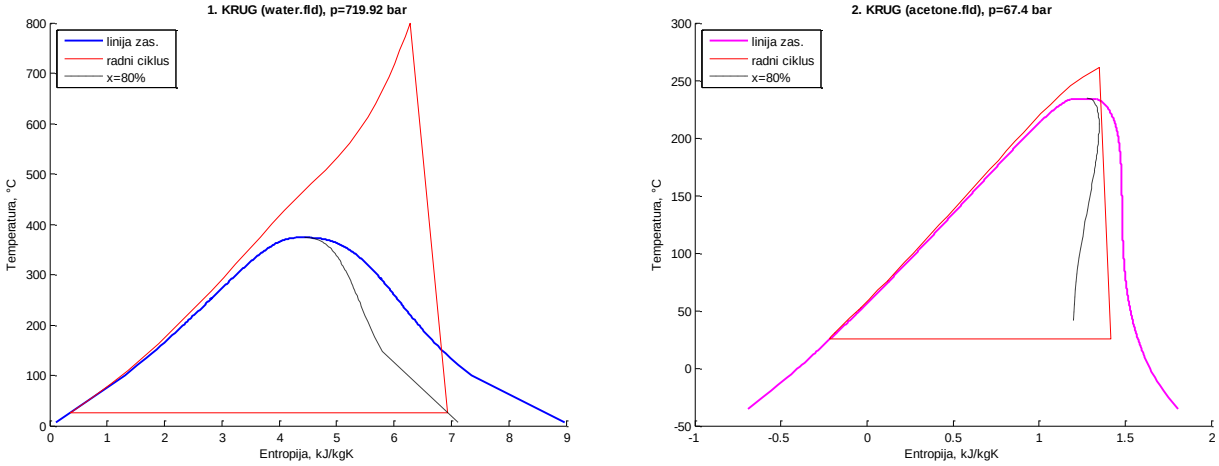
7.1.2.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

T-Φ i *T-s* dijagrami dani su na Slikama 7.31 i 7.32. Parametri prvog kruga pare su gotovo jednaki kao i u prethodnom poglavlju, a samim time su i termodinamičke iskoristivosti ciklusa prvog kruga gotovo jednake. Glavna razlika je u drugom krugu pare. Dok je optimizacijski algoritam u prethodnom poglavlju izbacio drugi krug pare, tako da je postavio da maseni protok bude jednak nuli, u ovom slučaju ipak dolazi do manjeg iskorištavanja drugog kruga pare, s acetonom, kao radnim medijem. Razlika se vidi u termodinamičkim iskoristivostima postrojenja koja u ovom slučaju iznosi 42,68 %, dok je u prethodnom slučaju bila 42,12 %. Ova razlika više nije toliko velika kao kod slučaja kad je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare bila $T_{dp,ul}$ = 600 °C. Razlog manje razlike je u tome što pri višim temperaturama i tlakovima pregrijanja (Slika 11.6) voda može dovoljno ohladiti dimne plinove čak s jednim krugom pare, a što je posljedica krivulje temperaturnog profila vode. Kod ove optimizacije uvođenje acetona u drugi krug pare ipak malo pridonosi dodatnom hlađenju dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, tako da njihova temperatura iznosi 30 °C. Kako se vidi na *T-Φ* dijagramu pregrijanje acetona u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova od 0 - 510 kW se može zanemariti jer je prirast temperature acetona zanemariv. Aceton se pregrijava na temperaturu od 261 °C dok mu je radni tlak 67,4 bar. I ovdje se može uočiti da radni medij drugog kruga pare

iskorištava toplinski tok na temperaturama ispod pojave pinch temperature unutar prvog kruga pare, koja u ovom slučaju iznosi 340 °C. Termodinamička iskoristivost generatora pare je 96,03 % Ukupno izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 860,2 kW.



Slika 7.31 *T-Φ* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

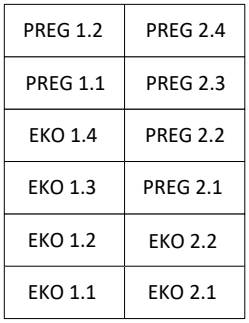


Slika 7.32 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

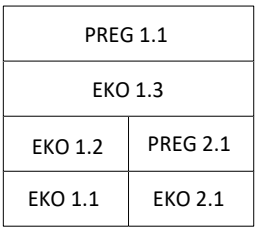
U Tablici 7.7 dani su rezultati optimizacije. Na Slikama 7.33 i 7.34 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.30. Pregrijanje acetona u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova od 0- 510 kW je zanemareno tj. pregrijači PREG 2.2 – PREG 2.4 su izbačeni iz konfiguracije. Također, ekonomajzeri prvog kruga EKO 1.1 i EKO 1.2 su spojeni u jedan ekonomajzer kao i ekonomajzeri drugog kruga EKO 2.1 i EKO 2.2. Jednako tako i pregrijači prvog kruga PREG 1.1 i PREG 1.2 mogu se spojiti u jedan pregrijač.

Tablica 7.7 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			30,05
η_{post_uk}, %			42,68
η_{cikl_uk}, %			44,45
η_{gp_uk}, %			96,03
η_{ciklus}, %	45,00	25,37	
ΔT_{pp}, °C	0	0	
p, bar	719,92	67,40	
p_{kond}, bar	0,032	0,307	
z	0,80	0,91	
T_{preg}, °C	798,84	261,27	
q_m, kg/s	0,229	0,037	
Φ_{eco}, W	468120	22687	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	367789	1676	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	97,2	2,8	
P_{ST_uk}, W	395573	6554	
P_{p_uk}, W	19404	374,09	
P_{neto_uk}, W	376169	6180	



Slika 7.33 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = od 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

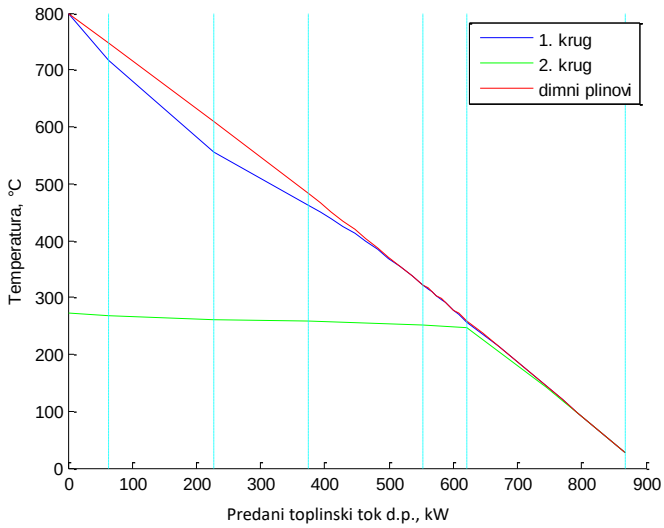


Slika 7.34 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

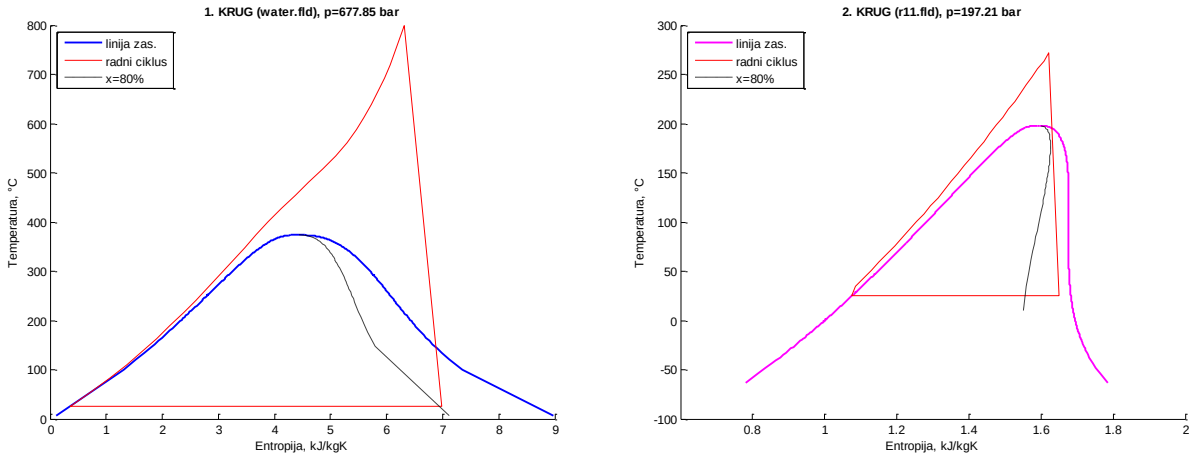
7.1.2.6 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

T-Φ i *T-s* dijagrami dani su na Slikama 7.35 i 7.36. Radni tlak prvog kruga je nešto niži nego u 7.1.2.4 i 7.1.2.5 i iznosi 677 bar, dok je temperatura pregrijanja slična.

Termodinamička iskoristivosti ciklusa prvog kruga je gotovo ista u odnosu na 7.1.2.5 i iznosi 45,01 %. Temperatura pregrijanja drugog kruga je 271 °C dok je radni tlak 197,21 bar. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga iznosi 22,95 % i niža je od termodinamičke iskoristivosti ciklusa drugog kruga u 7.1.2.5, (25,37%), što ima za posljedicu i nižu prosječnu termodinamičku iskoristivost ciklusa oba kruga pare (44,22 %), u odnosu na 7.1.2.5 (44,45 %). Termodinamička iskoristivost generatora pare iznosi 96,41% i malo je viša negoli u 7.1.2.5 (96,03 %), što proizlazi iz činjenice da je temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare nešto niža i iznosi 26,78 °C. Ove kombinacije termodinamičke iskoristivosti ciklusa i generatora pare daju termodinamičku iskoristivost postrojenja od 42,63% ,a što je nešto manje negoli u 7.1.2.5 (42,68 %). Sadržaj pare na izlazu iz turbine drugog kruga je x = 0,94. Na T-s dijagramu za R11 se vidi da ekspanzijska krivulja u turbini tangira liniju x = 0,8. Za radne parametre optimalno stanje pare bi bilo u pregrijanom području (z = 1,2) jer je pri tom iznosu sadržaja pare termodinamička iskoristivost ciklusa najveća (Slika 7.23), što znači da bi za postizanje optimalne termodinamičke iskoristivosti ciklusa trebalo smanjiti radni tlak. No, to smanjenje tlaka bi uzrokovalo povećanje temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, stoga i moguće da bi utjecalo na smanjenje termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 863,6 kW.



Slika 7.35 T-Φ dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare



Slika 7.36 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare

U Tablici 7.8 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.29 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.38. Pregrijanje R11 u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova od 0 - 560 kW je zanemareno zato što je u tom području prirast temperature zanemariv. Zbog toga pregrijači PREG 2.2 – PREG 2.5 su izbačeni iz konfiguracije. Pregrijači prvog kruga PREG 1.1 - PREG 1.3 mogu se spojiti u jedan pregrijač.

Tablica 7.8 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare

	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			26,78
η_{post_uk}, %			42,63
η_{cikl_uk}, %			44,22
η_{gp_uk}, %			96,41
η_{ciklus}, %	45,01	22,95	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,00	
p, bar	677,85	197,21	
p_{kond}, bar	0,032	1,060	
z	0,81	0,94	
T_{preg}, °C	799,00	271,92	
q_m, kg/s	0,227	0,132	
Φ_{eco}, W	462483	27246	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	370431	3502	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	96,4	3,6	
P_{ST_uk}, W	392980	9125	
P_{p_uk}, W	18107	2068	
P_{neto_uk}, W	374872	7057	

PREG 1.3	PREG 2.5
PREG 1.2	PREG 2.4
PREG 1.1	PREG 2.3
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.37 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

PREG 1.1	
EKO 1.3	
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.38 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.2.7 Kratka analiza ostalih rezultata postrojenja s dva kruga pare – termodinamička optimizacija

Detaljna analiza u prethodnim poglavljima nije obuhvatila rezultate optimizacije za radne medije amonijak i R123. Također nisu dani rezultati za ostale temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare ($T_{dp,ul}$ = 500 °C i $T_{dp,ul}$ = 700 °C), pa će ovdje biti samo ukratko opisani rezultati dok će detaljni rezultati, zajedno s *T-Φ* i *T-s* dijagramima kao i s prikazom rasporeda izmjenjivačkih površina, biti dani u Prilogu.

Za $T_{dp,ul}$ = 500 °C na ulazu u generator pare najbolju termodinamičku iskoristivost postrojenja ima aceton (32,04 %), a slijede ga R11 (32,00 %), amonijak (31,86 %), R123 (31,68 %) te voda (29,43 %). S obzirom na potrebnu čvrstoću materijala najneprihvatljiviji medij bi bio amonijak zato što ima najveći radni tlak (367,5 bar). Slijede ga R123 (182,4 bar), R11(126,5 bar), aceton (68,13 bar) i voda (4,5 bar). Amonijak, uz vodu, postiže najveći sadržaj vlage na izlazu iz turbine, što je posljedica oblika krivulje zasićenja koja ima negativan nagib linije suhozasićene pare (mokri fluid).

Za $T_{dp,ul}$ = 600 °C na ulazu u generator pare, postrojenje s amonijakom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 36,04%. U tom slučaju radni tlak prvog kruga je 241,5 bar, a drugog 300 bar. Postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 36,19 %. Radni tlak R11 je 180,3 bar a vode 241 bar.

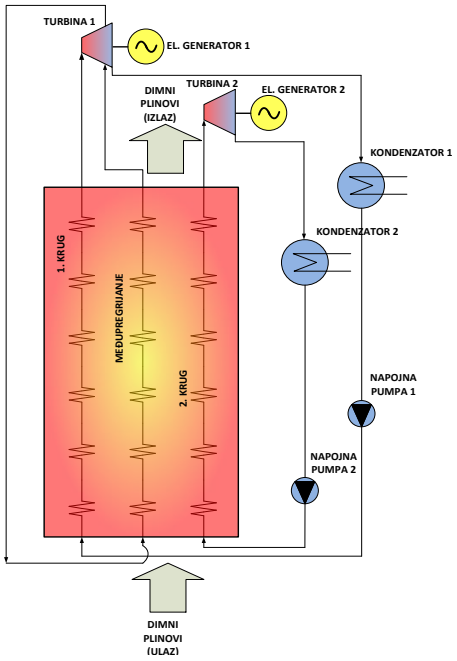
Za $T_{dp,ul}$ = 700 °C na ulazu u generator pare najbolju termodinamičku iskoristivost postrojenja ima R11 (39,82 %), a slijede ga aceton (39,79 %), R123 (39,76 %), amonijak (39,74 %) te voda (37,83 %). Zanimljivo je primijetiti kako je pri optimizaciji, gdje je radni medij drugog kruga pare bila voda, optimizacijski algoritam zamijenio uloge prvog i drugog kruga tj. drugi krug pare je postao primarni, dominantni, krug dok je prvi krug pare bio sekundaran. To nije ništa neobično, jer je s aspekta optimizacije, kada je u oba kruga isti radni medij, svejedno koji je krug primarni a koji sekundarni.

Za $T_{dp,ul}$ = 800 °C na ulazu u generator pare postrojenje s amonijakom kao radnim medijem u drugom krugu pare ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 42,66 %. U tom slučaju radni tlak prvog kruga je 719,5 bar a drugog 257 bar. Postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 42,7 %. Radni tlak R11 je 130,5 bar a vode 677,2 bar.

Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem analizirani su u sljedećim poglavljima.

7.1.3 Termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem dana je na Slici 7.39. Postrojenje se, kao i kod postrojenja s dva kruga pare bez međupregrijanja, sastoji od generatora pare, parnih turbina, napojnih pumpi, kondenzatora i električnih generatora. Razlika je jedino u dodatnom krugu pare koji predstavlja međupregrijač.



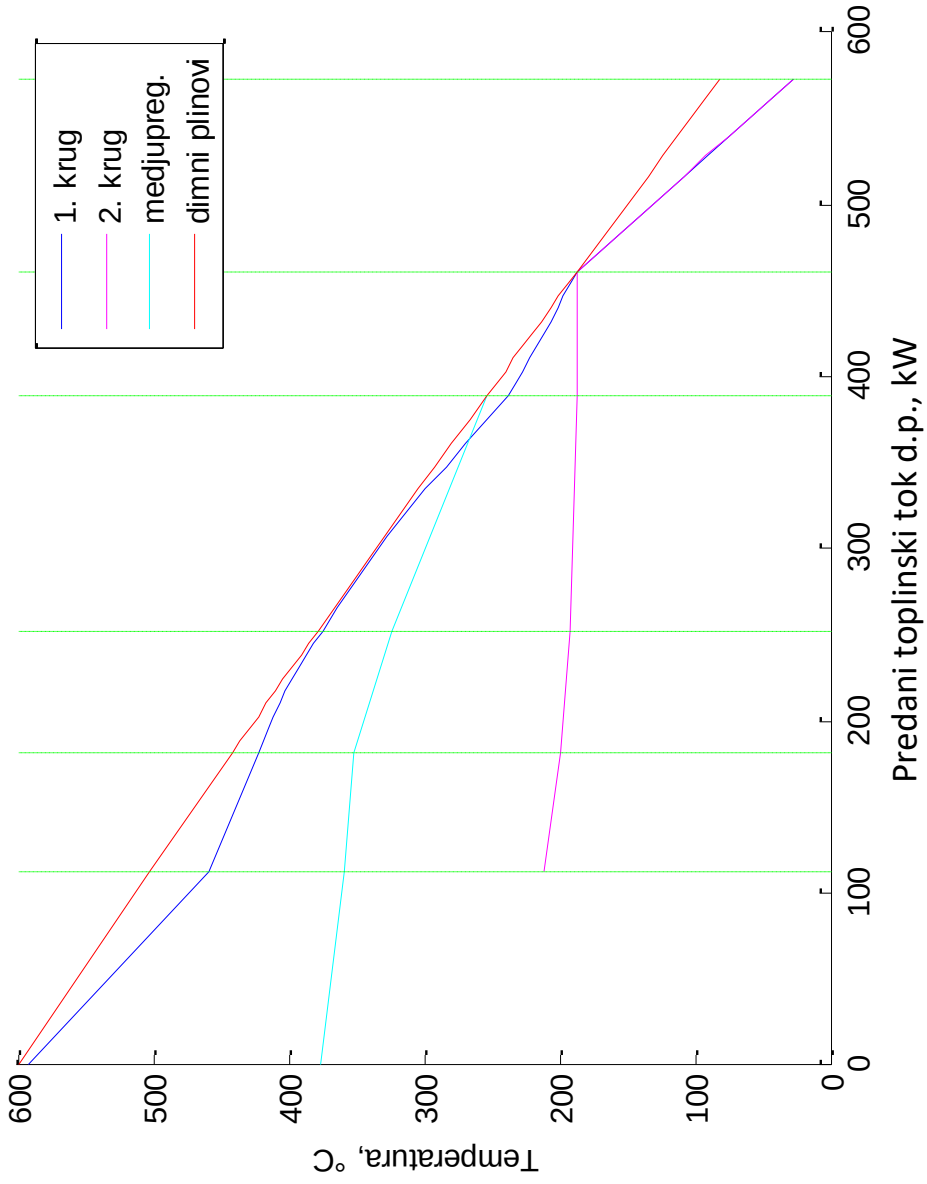
Slika 7.39 Shema parnoturbinskog postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

7.1.3.1 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

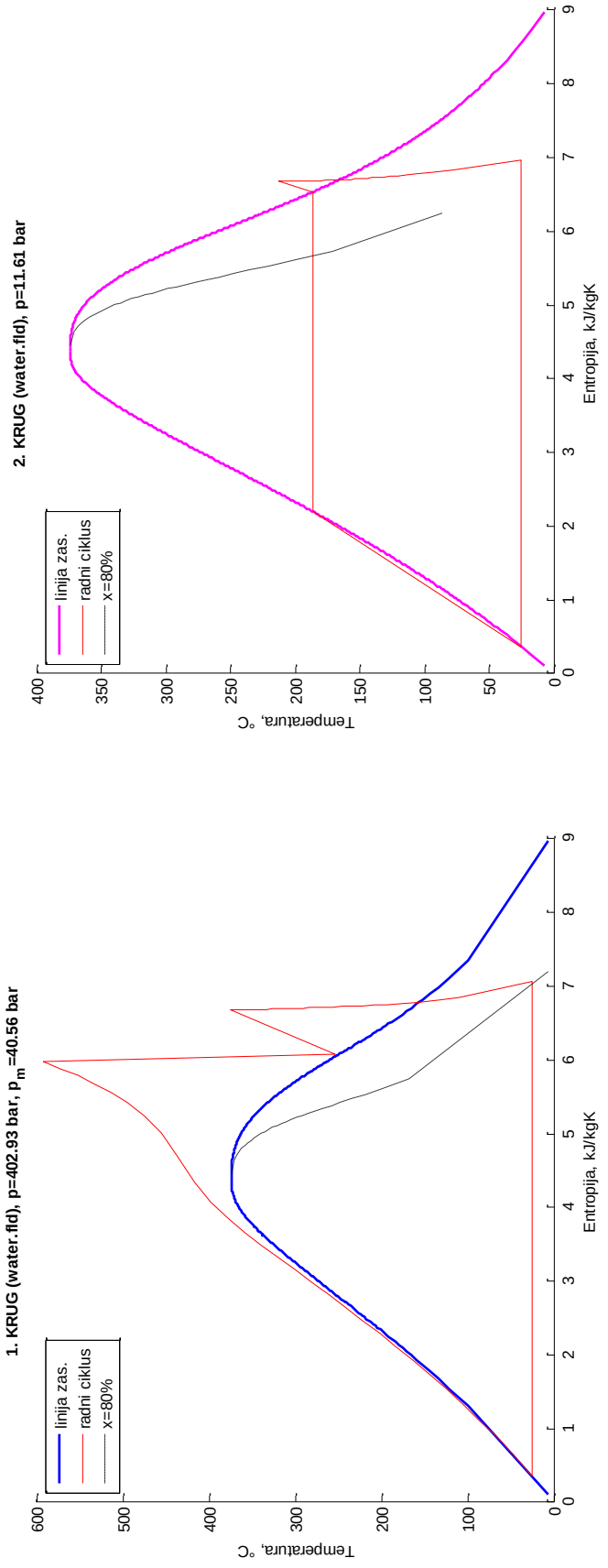
U ovom slučaju parnoturbinsko postrojenje, za razliku od analiziranog postrojenja u poglavlju 7.1.2, ima još i međupregrijač čiji je protok radnog medija određen protokom prvog kruga pare tj. protoci su im jednaki. Temperatura pregrijanja medija prvog kruga je 592 °C a međupregrijanja 375 °C. (*T-s* dijagram, Slika 7.41). Uočava se da temperatura međupregrijanja nije dostigla vrijednost pregrijanja svježe pare. Optimizacijski algoritam je odabrao ovu kombinaciju tlaka prvog kruga i temperature međupregrijanja, iako vjerojatno postoji rješenje s nižim tlakom prvog kruga i višom temperaturom međupregrijanja, koje daje vrlo sličan iznos termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Valja također zamijetiti da je ekspanzija u turbini prvog kruga došla do linije suhozasićene pare. Moglo bi se zaključiti da postoji mogućnost pronalaska boljeg rješenja unutar zasićenog područja, no matematički model to nije dozvoljavao. Pretpostavlja se da bi se pri ekspanziji radnog medija do zasićenog područja pojavila nova pinch temperatura (izotermna promjena stanja), koja bi djelovala negativno na hlađenje dimnih plinova. Maseni protok prvog kruga pare, koji iznosi 0,147 kg/s, je nešto manji negoli kod konfiguracije bez međupregrijanja, a što je posljedica uvođenja međupregrijanja koje preuzima dio topline dimnih plinova, koji je prije preuzimao protok prvog kruga. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga zajedno s međupregrijanjem je 42,12 %. Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.40) se može vidjeti da međupregrijanje započinje pri temperaturi nižoj od temperature nastajanja pinch temperature prvog kruga. Pošto je korisnije da međupregrijanje bude iznad te pinch temperature, postoji mogućnost da ovo rješenje nije najbolje, ali isto tako, kako se pokazalo prilikom optimizacije, postoji više kombinacija radnih parametara koje daju vrlo slične rezultate termodinamičkih iskoristivosti postrojenja.

Kako je prikazano u **[87]**, neuvođenje drugog kruga pare u postrojenje s jednim krugom pare i međupregrijanjem, rezultiralo bi s visokom temperaturom dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (oko 200 °C), čime se potvrđuje opravdanost uvođenja drugog kruga pare. Radni tlak drugog kruga pare je 11,61 bar a temperatura pregrijanja 212 °C. Maseni protok medija je 0,019 kg/s. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je gotovo minimalan i iznosi x = 0,81. Uvođenjem drugog kruga pare uspjelo se ohladiti dimne plinove na izlazu iz generatora pare na temperaturu 81,13 °C. U ovom je slučaju izlazna temperatura dimnih plinova veća negoli kod postrojenja bez međupregrijanja. Ovo se događa zato što se uvođenjem međupregrijanja nužno smanjio i maseni protok radnog medija prvog kruga, tako da ispod pinch temperature

postoji manji protok radnog medija za hlađenje dimnih plinova, a samim time dimni plinovi se manje i ohlade. Smanjenje protoka radnog medija prvog kruga, s obzirom na postrojenje bez međupregrijanja, je nužno, jer kada bi protok ostao jednak, tada ne bi bilo dovoljno topline za zagrijavanje kruga međupregrijanja. Tlak drugog kruga u ovom slučaju je nešto viši negoli kod konfiguracije bez međupregrijanja, čime je porasla njegova termodinamička iskoristivost ciklusa no, s druge strane, nešto malo se smanjila termodinamička iskoristivost generatora pare. Optimizacijom je pronađen kompromis između utjecajnih veličina koji je rezultirao termodinamičkom iskoristivošću postrojenja od 35,35 %. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 569,7 kW.



Slika 7.40 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

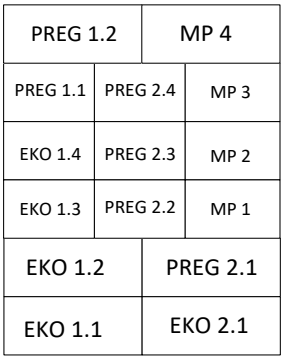


Slika 7.41 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

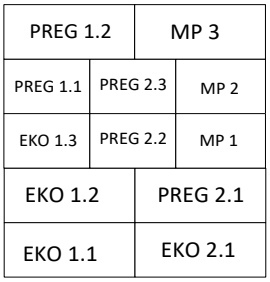
U Tablici 7.9 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.42 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina te se vidi da su na nekim mjestima istodobno u paralelnom razmještaju izmjenjivači sva tri izmjenjivačka kruga. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.43. Ekonomajzeri prvog kruga EKO 1.3 i EKO 1.4 mogu se spojiti u jedan ekonomajzer, kao i pregrijači drugog kruga PREG 2.2 i PREG 2.3. Međupregrijačke izmjenjivačke površine MP 1 i MP 2 se također mogu spojiti.

Tablica 7.9 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				81,13
η_{post_uk}, %				35,35
η_{cikl_uk}, %				40,78
η_{gp_uk}, %				86,69
η_{ciklus}, %	42,12	27,79		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,47	0,00		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	4,92	10,11		
p, bar	402,93	11,61	40,56	
p_{kond}, bar	0,03	0,03		
z	0,82	0,81		
T_{preg}, °C	591,60	212,52	375,70	
q_m, kg/s	0,147	0,019	0,147	
Φ_{eco}, W	294200	13250		
Φ_{isp}, W	0,00	38817		
Φ_{preg}, W	171471	1307	50667	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	81,74	9,37	8,89	
P_{ST_uk}, W	224476	14860		
P_{p_uk}, W	7008	26,95		
P_{neto_uk}, W	217468	14833		



Slika 7.42 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

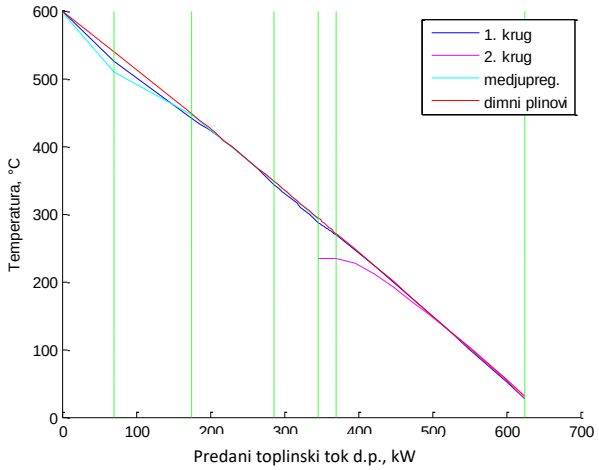


Slika 7.43 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

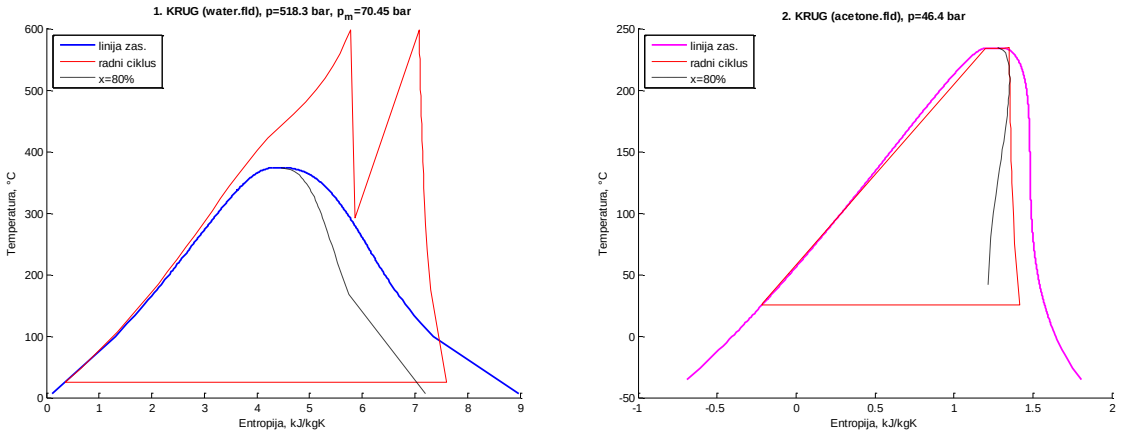
7.1.3.2 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

U ovom slučaju radni medij drugog kruga pare je aceton. Temperature pregrijanja svježe pare prvog kruga i međupregrijanja su gotovo iste i iznose 598 °C. Radni tlak vode u prvom krugu je 518 bar, a što je znatno više negoli u 7.1.3.1. To je zato što je temperatura međupregrijane pare visoka i iznosi skoro maksimalno dopuštenih 599 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja iznosi x = 0,88. U slučaju da je tlak prvog kruga niži, tada bi i sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja bio viši, što bi utjecalo na termodinamičku iskoristivost ciklusa jer, kako se može vidjeti sa Slike 7.6, termodinamička iskoristivost ciklusa opada s porastom sadržaja pare na izlazu iz turbine. Također na sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja utječe i temperatura međupregrijanja. Njenim snižavanjem snižava se i sadržaj pare na izlazu iz turbine. Optimizacijski algoritam, između ostalog, pokušava pronaći onu kombinaciju tlaka prvog kruga, temperature međupregrijanja i sadržaja pare na izlazu iz turbine, koji će u konačnici dati maksimalnu vrijednost termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Tlak međupregrijanja iznosi 70,4 bar. Maseni protok prvog kruga pare, a ujedno i međupregrijanja, je 0,122 kg/s što je nešto manje negoli u kod konfiguracije bez međupregrijanja, a što je, kako je već objašnjeno u 7.1.3.1, posljedica uvođenja međupregrijanja koje preuzima dio topline dimnih plinova koju je prije u potpunosti preuzimao protok prvog kruga. Kako se može vidjeti sa *T-Φ* dijagrama (Slika 7.44) temperaturni profili prvog kruga pare i međupregrijanja gotovo prianjaju uz temperaturnu krivulju dimnih plinova, što je indikator dobrog iskorištavanja topline dimnih plinova. Tlak drugog kruga pare je vrlo blizu kritičnom tlaku i iznosi 46,4 bar. Na *T-s* dijagramu (Slika 7.45) može se uočiti da kod acetona ne dolazi do pregrijanja pare već ulazi u turbinu kao suhozasićena para. Temperatura na ulazu u turbinu je 234,5 °C što odgovara temperaturi

zasićenja za radni tlak (46,4 bar). Sadržaj pare na izlazu iz turbine je x = 0,91. Kako se vidi na *T-s* dijagramu ekspanzijska linija tangira liniju x = 0,8, čime se zapravo za zadani radni tlak drugog kruga dobila maksimalno mogući sadržaj vlage na izlazu iz turbine. Maseni protok acetona je 0,225 kg/s. I u ovom slučaju kao i u prethodnim, toplina dimnih plinova se iskorištava pri temperaturama dimnih plinova ispod nastajanja pinch temperature prvog kruga pare (390 °C). Dimni plinovi na izlazu iz generatora pare ima temperaturu 30,15 °C, što je za 50 °C niže negoli u slučaju kad je voda radni medij drugog kruga. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga pare je 24,95 %, a što je manje negoli u 7.1.3.1 (27,79 %). Ukupna iskoristivost postrojenja je veća i iznosi 37,24 %, a što je zapravo posljedica vrlo visoke termodinamičke iskoristivosti generatora pare koja iznosi 94,75 %, za razliku od termodinamičke iskoristivosti generatora pare u 7.1.3.1 koja iznosi 86,69 %. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 622,6 kW.



Slika 7.44 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

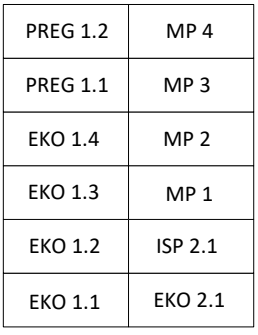


Slika 7.45 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U Tablici 7.10 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.46 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. U ovom slučaju nema istodobnog paralelnog razmještaja izmjenjivača u sva tri izmjenjivačka kruga, već su maksimalno dva izmjenjivačka kruga u paralelnom razmještaju. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.47. Ekonomajzeri prvog kruga EKO 1.3 i EKO 1.4 mogu se spojiti u jedan ekonomajzer kao i međupregrijači MP 1 i MP 2 u jedan međupregrijač. Također, i međupregrijači MP 3 i MP 4 se također mogu spojiti, kao i pregrijači prvog kruga PREG 1.1 i PREG 1.2.

Tablica 7.10 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	**2. krug**	**Međupreg.**	**Postrojenje**
$T_{dp,iz}$, °C				30,15
η_{post_uk}, %				37,24
η_{cikl_uk}, %				39,30
η_{gp_uk}, %				94,75
η_{ciklus}, %	43,75	24,95		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,12		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,78		
p, bar	518,30	46,40	70,45	
p_{kond}, bar	0,03	0,31		
z	0,88	0,91		
T_{preg}, °C	598,30	234,58	597,51	
q_m, kg/s	0,122	0,225	0,122	
Φ_{eco}, W	245294,17	129828,85		
Φ_{isp}, W	0,00	13848,09		
Φ_{preg}, W	127792,51	3702,30	102195,95	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	59,92	23,67	16,41	
P_{ST_uk}, W	215369,10	38348,76		
P_{p_uk}, W	7438,69	1573,67		
P_{neto_uk}, W	207930,41	36775,09		



Slika 7.46 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

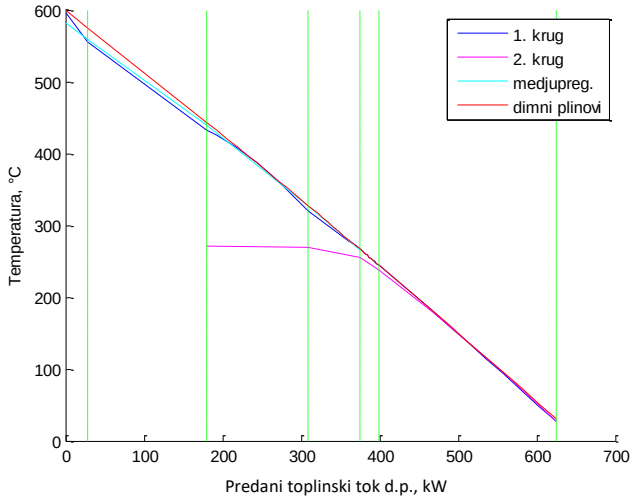
PREG 1.1	MP 2
EKO 1.3	MP 1
EKO 1.2	ISP 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.47 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

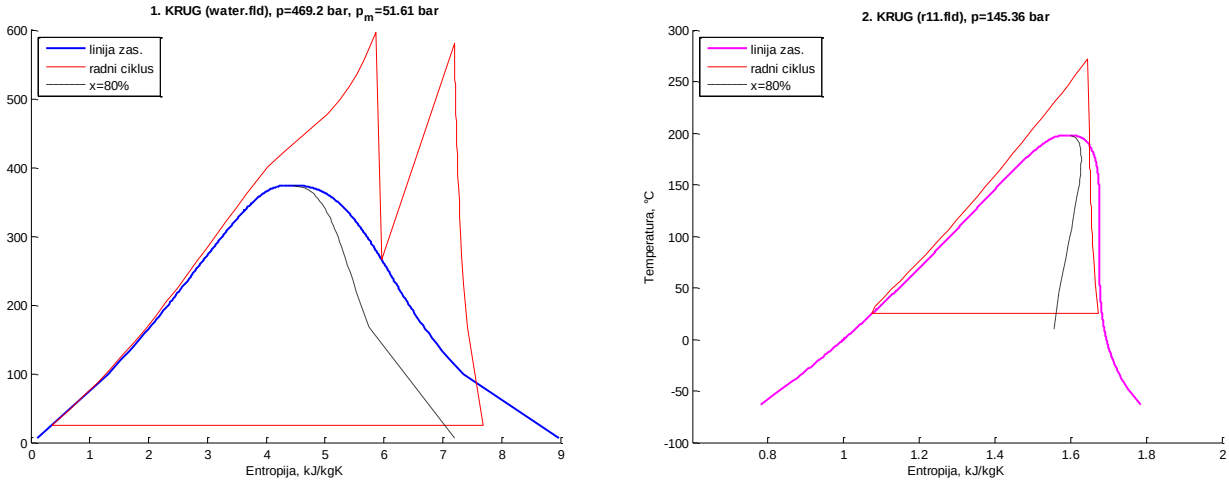
7.1.3.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

Radni medij drugog kruga je R11. Radni tlak prvog kruga pare je 469 bar a tlak međupregrijanja 51,9 bar. Temperatura pregrijanja prvog kruga je 596 °C, dok je temperatura međupregrijanja nešto niža i iznosi 581 °C. Maseni protok pare prvog kruga pare je 0,124 kg/s. Sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja iznosi x = 0,89. Kako se može uočiti sa *T-s* dijagrama (Slika 7.49) ekspanzija radnog medija u visokotlačnoj turbini došla je do linije suhozasićene pare. Kao što je već opisano u 7.1.3.1, možda postoji rješenje unutar zasićenog područja koje je bolje od dobivenog rješenja u ovom slučaju, no ta opcija u matematičkom modelu nije bila dopuštena. Pinch točka prvog kruga se javlja na temperaturi od oko 385 °C, te radni medij drugog kruga iskorištava toplinu dimnih plinova ispod te temperature kako se i može vidjeti na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.48). Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga približno je jednaka kao i u 7.1.3.2. Radni parametri drugog kruga pare su 272,13 °C i 145 bar. Radni tlak u ovom slučaju je natkritičan. Maseni protok R11 je 0,554 kg/s. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je x = 0,98. Sa Slike 7.23 se može vidjeti da je maksimalna termodinamička iskoristivost, za zadanu temperaturu pregrijanja, u području pregrijane pare (z = 1,18). Taj iznos moguće postići smanjenjem radnog tlaka, no smanjenjem radnog tlaka dolazi do porasta temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare (Slika 11.8), a samim time opada i termodinamička iskoristivost generatora pare. Ponovo je optimizacijski algoritam, i u ovom slučaju, pokušao naći kompromis između termodinamičke iskoristivosti ciklusa i generatora pare. Na *T-Φ* dijagramu se može uočiti da je promjena temperature radnog medija drugog kruga, u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova od 170 kW do 310 kW, gotovo zanemariva, tako da se taj izmjenjivač topline drugog kruga može izbaciti. Prema proračunskom rasporedu izmjenjivačkih površina vidi se da su ekonomajzerske površine prvog kruga EKO 1.3 i EKO

1.4, pregrijačke površine drugog kruga PREG 2.2 i PREG 2.3 te međupregrijačke površine MP 1 i MP 2 u međusobnom paralelnom položaju. Termodinamička iskoristivost generatora pare iznosi 94,74 %, a termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 37,2 %. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 622,2 kW. U Tablici 7.11 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.49 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Izvedba stvarnog razmještaja je prikazana na Slici 7.50. Ekonomajzeri prvog kruga EKO 1.3 i EKO 1.4 mogu se spojiti u jedan ekonomajzer kao i međupregrijači MP 1 i MP 2 u jedan međupregrijač. Također, i međupregrijači MP 3 i MP 4 se također mogu spojiti kao i pregrijači prvog kruga PREG 1.1 i PREG 1.2.



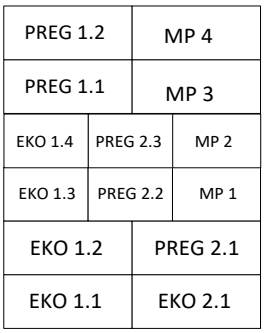
Slika 7.48 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



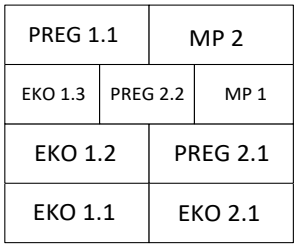
Slika 7.49 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.11 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				30,25
η_{post_uk}, %				37,20
η_{cikl_uk}, %				39,26
η_{gp_uk}, %				94,74
η_{ciklus}, %	43,51	23,73		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,08		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,48		
p, bar	469,20	145,36	51,59	
p_{kond}, bar	0,03	1,06		
z	0,89	0,98		
T_{preg}, °C	595,79	272,13	581,07	
q_m, kg/s	0,124	0,554	0,124	
Φ_{eco}, W	249556,24	112278,59		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	136549,64	21367,54	102807,24	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	62,02	21,47	16,51	
P_{ST_uk}, W	219595,80	38109,79		
P_{p_uk}, W	6880,31	6391,39		
P_{neto_uk}, W	212715,49	31718,41		



Slika 7.50 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija



Slika 7.51 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

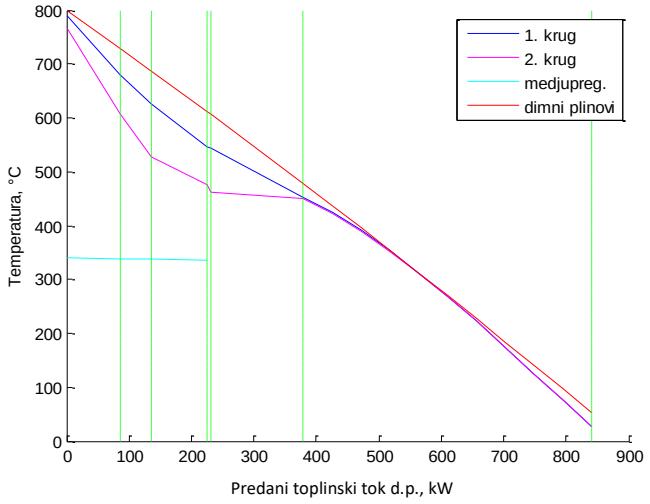
7.1.3.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

U ovom slučaju temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare bila je $T_{dp,ul}$ = 800 °C a dopuštena maksimalna temperatura pregrijanja vode u prvom krugu pare i u krugu međupregrijanja bila je 799 °C. Temperatura pregrijanja pare prvog kruga je 789 °C a radni tlak je 607 bar. Temperatura pregrijanja je nešto niža od maksimalno dopuštene temperature, zato što se na taj način smanjuje utjecaj pojave pinch temperature (povećanje iznosa $\Delta T_{gp,ul}$). Zanimljivost ovog slučaja, u odnosu na prethodno opisane, je u tome da je optimizacijski algoritam zapravo izbacio međupregrijanje (predani toplinski tok dimnih plinova u međupregrijanju je 0,45 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova) i drugi krug pare. Maseni protok drugog kruga pare je jednak nuli, dok je temperatura međupregrijanja jednaka temperaturi na koju dođe para pri ekspanziji u visokotlačnoj turbini do tlaka, kojeg je optimizacijski algoritam, odredio kao tlak međupregrijanja. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 52 °C. Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.52) se vidi da ispod temperature nastanka pinch temperature (310 °C) dolazi do malog razdvajanja temperaturnog profila vode i dimnih plinova. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je minimalnih x = 0,8. Međupregrijanje je izbačeno zato što radni medij prvog kruga može postići dovoljno visoku temperaturu pregrijanja pri visokom radnom tlaku, iako je utjecaj pinch temperature vrlo mali. Na nižim temperaturama pregrijanja radnog medija prvog kruga nije moguće dovoljno smanjiti njen utjecaj. Kad bi bilo međupregrijanja, tada bi morao biti smanjen maseni protok prvog kruga pare, zato da bi ostalo nešto topline i za međupregrijanje, a ujedno bi bio pojačan utjecaj pinch temperature, a što bi rezultiralo povećanjem temperature dimnih plinova na izlazu iz generatora pare. Uvođenjem međupregrijanja bi porasla srednja temperatura dovođenja topline, a samim time i termodinamička iskoristivost ciklusa no, zbog povećanja temperature na izlazu iz generatora pare, smanjila bi se termodinamička iskoristivost generatora pare. Sama termodinamička iskoristivost ciklusa bi mogla biti neznatno povećana uvođenjem međupregrijanja kada bi radni tlak prvog kruga bio još viši, no taj utjecaj bi bio gotovo zanemariv, zato što su u *T-s* dijagramu za vodu izobare pri visokim tlakovima smještene vrlo blizu jedna drugoj, tako da bi predani toplinski tok dimnih plinova u međupregrijaču bio vrlo mali. Tada bi se možda mogao uvesti i drugi krug pare, no prema optimizacijskim rezultatima izgleda da je ipak bolje rješenje bez međupregrijanja i drugog kruga pare. Također se može zaključiti da je pri dovoljno visokim temperaturama pregrijanja bolje koristiti jedan krug pare s većim masenim protokom, negoli smanjiti taj protok

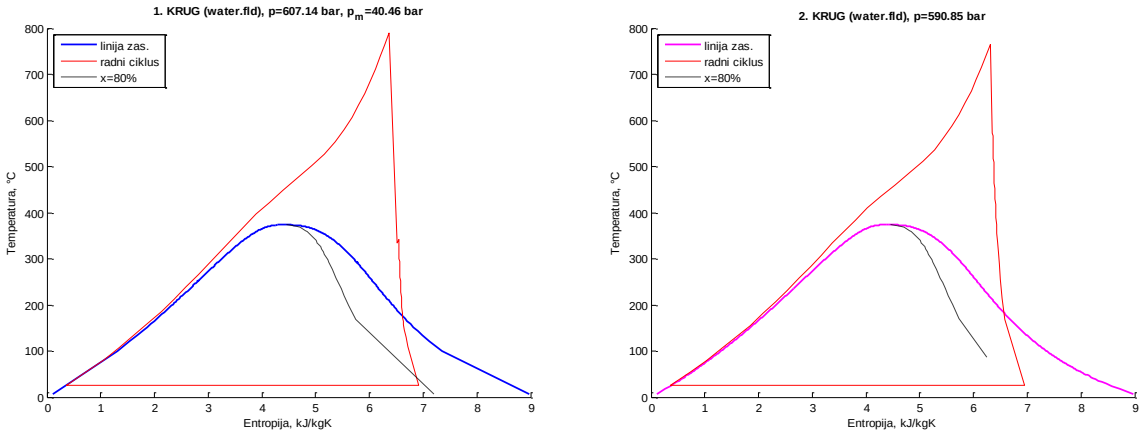
uvođenjem međupregrijanja. Drugi krug je izbačen zbog toga što su se dimni plinovi dovoljno ohladili. U ovom slučaju voda u drugom krugu vjerojatno ne bi ni postigla pregrijano stanje. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 836 kW.

Problematika višestupanjske ekspanzije je opisana u poglavlju 6.5 tako da ovdje neće biti ponovo objašnjavana. Valja samo napomenuti, još jedanput, da iznosi termodinamičke iskoristivosti postrojenja, kod kojih postoji mogućnost međupregrijanja, ali ih optimizacijski algoritam nije koristio, nisu točni po apsolutnoj vrijednosti, zato što nije uzimana različita unutarnja termodinamička iskoristivost svakog ekspanzijskog stupnja parne turbine, već je pretpostavljeno da svaki stupanj ima jednaku iskoristivost. No, ta činjenica nije bitna, zato što je cilj bio usporediti valjanost procesa s različitim radnim medijima u drugom krugu pare, a pošto je isti kriterij bio primijenjen kod svih slučajeva optimizacije valjanost usporedbe ostaje relevantna. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga iznosi 45,88 % a generatora pare 93,41 %. Termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 42,85 %

U Tablici 7.12 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.54 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Pošto u ovom slučaju ne postoji međupregrijanje niti drugi krug pare izbačene su sve međupregrijačke izmjenjivačke površine kao i izmjenjivačke površine drugog kruga pare. Takav pojednostavljeni raspored izmjenjivačkih površina izgleda kao što je prikazano na Slici 7.55.



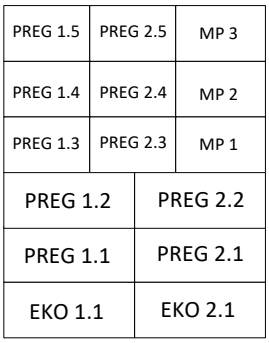
Slika 7.52 *T*-*Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 7.53 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.12 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				52,68
η_{post_uk}, %				42,85
η_{cikl_uk}, %				45,88
η_{gp_uk}, %				93,41
η_{ciklus}, %	45,88	44,45		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,60		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	3,06		
p, bar	607,14	590,85	40,46	
p_{kond}, bar	0,03	0,03		
z	0,80	0,80		
T_{preg}, °C	789,77	765,69	341,18	
q_m, kg/s	0,226	0,001	0,226	
Φ_{eco}, W	457850,16	1690,30		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	372106,35	1320,73	3804,02	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	99,19	0,36	0,45	
P_{ST_uk}, W	398701,80	1396,38		
P_{p_uk}, W	16145,69	58,08		
P_{neto_uk}, W	382556,11	1338,30		



Slika 7.54 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

PREG 1.1
EKO 1.1

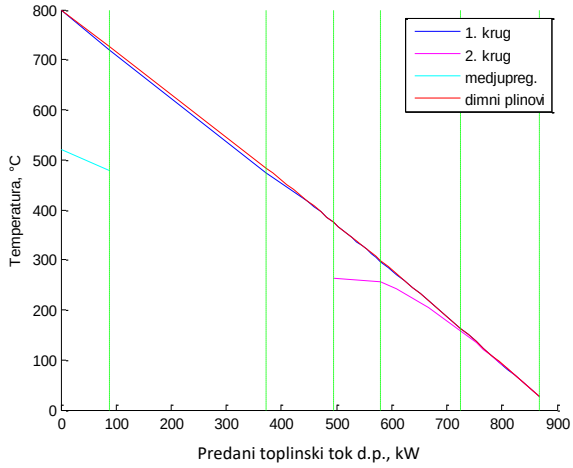
Slika 7.55 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, voda u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.3.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

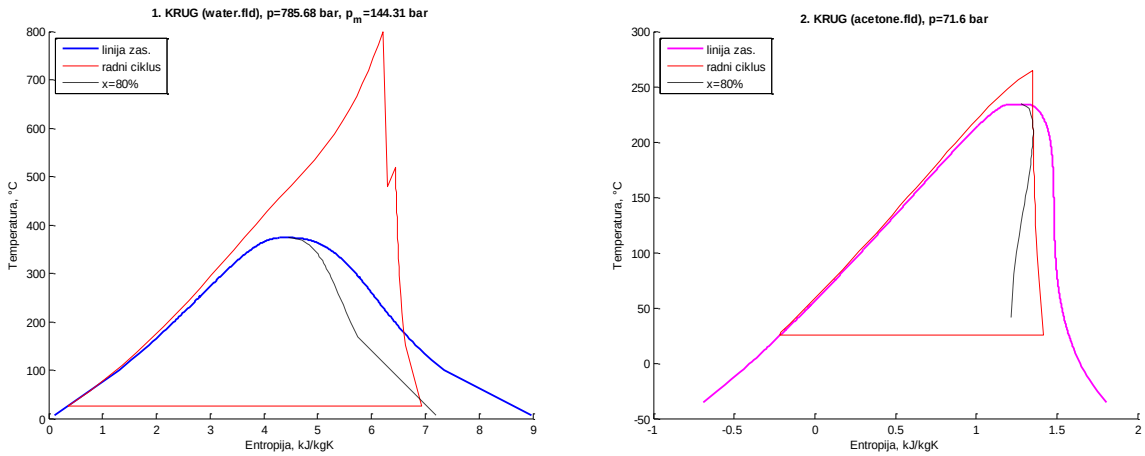
U ovom slučaju temperatura pregrijanja svježe pare je maksimalno dopuštenih 799 °C a radni tlak je 785 bar, što je za skoro 180 bar više negoli u 7.1.3.4. Taj visok radni tlak prvog kruga pare omogućio je malo međupregrijanje do temperature 519 °C, pri tlaku od 144,3 bar. Kod međupregrijanja se izmijeni samo 2,98 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je minimalnih x = 0,8. Zbog visokog tlaka prvog kruga pare temperaturni profil radnog medija, iznad temperature pojave pinch temperature koja iznosi oko 370 °C, se gotovo poklapa s temperaturnim profilom dimnih plinova. Za ove radne parametre prvog kruga pare, temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare bi bila 54 °C. Maseni protok prvog kruga pare je 0,22 kg/s, što je nešto manje negoli u 7.1.3.4, a čime se doprinijelo mogućnosti uvođenja međupregrijanja. Uvođenjem međupregrijanja utjecaj pinch temperature je vrlo malo porastao, jer je i međupregrijanje vrlo malo, a što ima za posljedicu malo povećanje izlazne temperature dimnih plinova. Taj utjecaj pinch temperature vrlo dobro iskorištava aceton kao radni medij drugog kruga pare. Kako se može vidjeti sa T-Φ dijagrama (Slika 7.56), drugi krug pare iskorištava toplinu dimnih plinova ispod temperature pojave pinch temperature. Krajnji rezultat uvođenja drugog kruga pare je hlađenje dimnih plinova na izlazu iz generatora pare do temperature 27,8 °C. Uvođenjem međupregrijanja je malo povećana termodinamička iskoristivost ciklusa, ali istodobno i smanjena termodinamička iskoristivost generatora pare. S druge strane, uvođenjem drugog kruga pare dobilo se nešto dodatne snage na turbini drugog kruga, ali se istodobno iskoristila ostatna toplina dimnih plinova i samim time povećala termodinamička iskoristivost generatora pare. Drugi krug pare ima pregrijanje do 264,4 °C te radni tlak od 71,6 bar. Sadržaj pare na izlazu iz turbine drugog kruga iznosi x = 0,91. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 862,5 kW. Kombinacijom opisanih međusobnih utjecaja uvođenja međupregrijanja i drugog kruga pare ipak se dobila veća termodinamička iskoristivost postrojenja, koja iznosi 43,46 %, negoli u 7.1.3.4 (42,85 %). Ova razlika u termodinamičkim

iskoristivostima postrojenja, kao posljedica korištenja organskog fluida u drugom krugu pare, iznosi 0,61 % a što je dosta manje negoli u slučaju kada je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C. Tamo razlika u termodinamičkim iskoristivostima postrojenja iznosi 1,89 %.

U Tablici 7.13 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.58 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Ekonomajzeri prvog kruga pare, EKO 1.1 i EKO 1.2, mogu se spojiti u jedan izmjenjivač kao i ekonomajzeri drugog kruga pare EKO 2.1 i EKO 2.2. Pojednostavljeni raspored izmjenjivačkih površina izgleda kao što je prikazano na Slici 7.59.



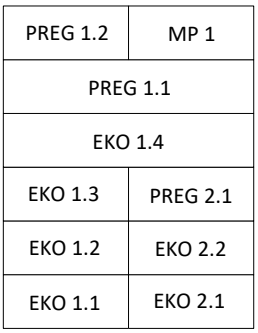
Slika 7.56 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



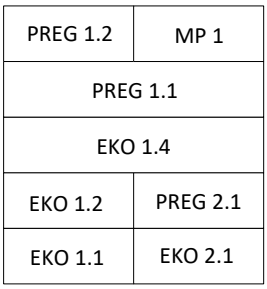
Slika 7.57 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.13 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				27,82
η_{post_uk}, %				43,46
η_{cikl_uk}, %				45,13
η_{gp_uk}, %				96,29
η_{ciklus}, %	46,11	25,39		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,03		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,39		
p, bar	785,68	71,60	144,31	
p_{kond}, bar	0,03	0,31		
z	0,80	0,91		
T_{preg}, °C	799,00	264,46	519,97	
q_m, kg/s	0,220	0,062	0,220	
Φ_{eco}, W	451494,95	38094,36		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	344557,17	2746,10	25693,98	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	92,29	4,73	2,98	
P_{ST_uk}, W	399259,94	11034,81		
P_{p_uk}, W	20325,88	666,48		
P_{neto_uk}, W	378934,06	10368,32		



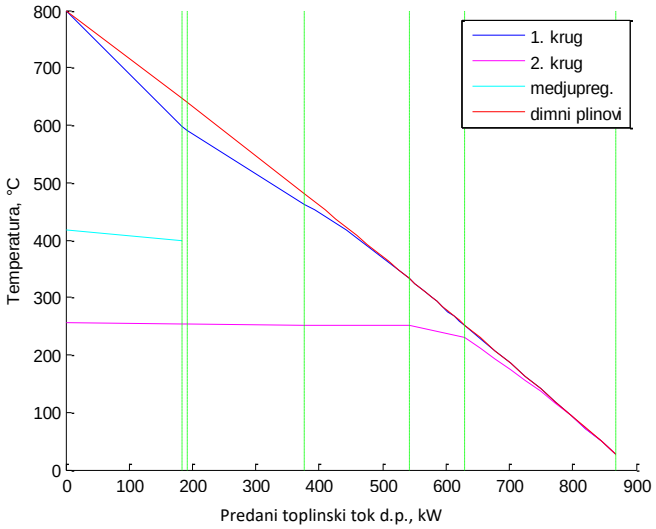
Slika 7.58 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija



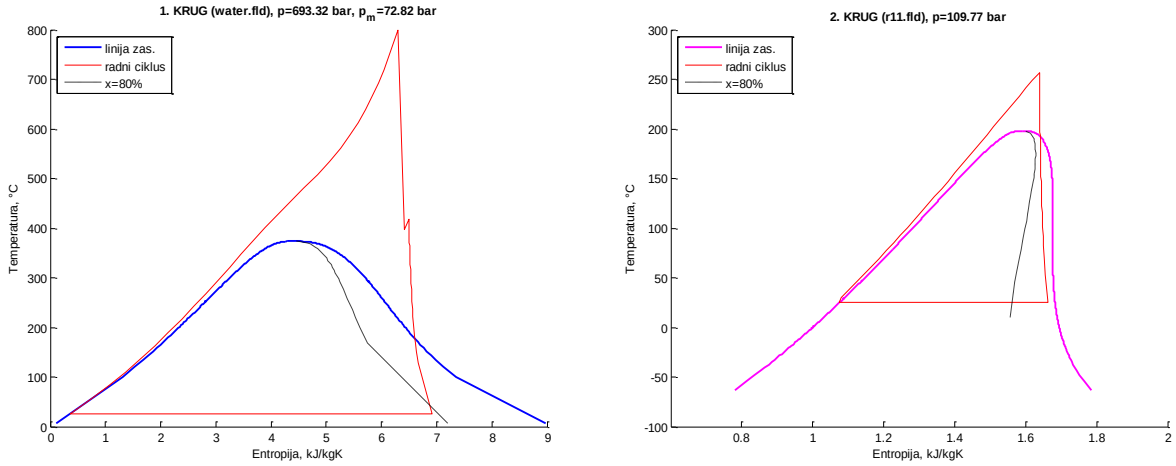
Slika 7.59 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, aceton u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.3.6 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare s međupregrijanjem

Temperatura pregrijanja radnog medija prvog kruga je 799 °C, a radni tlak je nešto niži negoli u 7.1.3.5 i iznosi 693 bar. Sadržaj pare na izlazu iz turbine prvog kruga je minimalnih x = 0,8. U ovom slučaju je međupregrijanje manje negoli u 7.1.3.5. Predani toplinski tok dimnih plinova kod međupregrijanja iznosi 1,33 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova. Samim time je i maseni protok prvog kruga pare nešto malo veći nego u 7.1.3.5 i iznosi 0,223 kg/s. Objašnjenja izložena u 7.1.3.5 vrijede i u ovom slučaju. Razlika je jedino u radnom tlaku prvog kruga i u radnim parametrima drugog kruga koji su posljedica svojstava radnog fluida R11 (Slika 7.13 i Slika 7.14). Na *T-Φ* dijagramu (Slika 7.60) može se uočiti da je prirast temperature R11 u području ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova 0 kW – 540 kW gotovo zanemariv i iznosi 2°C. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare iznosi 26,86 °C. Ukupno predani toplinski tok dimnih plinova iznosi 863,5 kW.



Slika 7.60 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

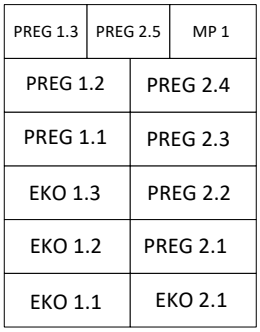


Slika 7.61 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

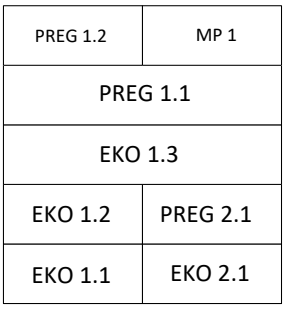
U Tablici 7.14 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.62 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Pregrijači drugog kruga pare PREG 2.2, PREG 2.3, PREG 2.4 i PREG 2.5 mogu se izbaciti jer je u njima prirast temperature radnog medija zanemariv. Pregrijači prvog kruga pare PREG 1.1 i PREG 1.2 se mogu spojiti. Pojednostavljeni raspored izmjenjivačkih površina izgleda kao što je prikazano na Slici 7.63.

Tablica 7.14 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 800 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				26,86
η_{post_uk}, %				43,51
η_{cikl_uk}, %				45,14
η_{gp_uk}, %				96,40
η_{ciklus}, %	46,06	23,27		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,27		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,12	1,34		
p, bar	693,32	109,77	72,82	
p_{kond}, bar	0,03	1,06		
z	0,80	0,97		
T_{preg}, °C	799,00	256,69	417,27	
q_m, kg/s	0,223	0,149	0,223	
Φ_{eco}, W	455141,45	29913,04		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	362016,36	5049,32	11462,11	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	94,62	4,05	1,33	
P_{ST_uk}, W	399876,24	9437,93		
P_{p_uk}, W	18205,67	1301,57		
P_{neto_uk}, W	381670,58	8136,36		



Slika 7.62 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija



Slika 7.63 Termodinamički ekvivalentan razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R11 u drugom krugu pare - termodinamička optimizacija

7.1.3.7 Kratka analiza ostalih rezultata postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem – termodinamička optimizacija

Detaljna analiza postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, u prethodnim poglavljima, nije obuhvatila rezultate optimizacije za radne medije amonijak i R123. Također nisu dani rezultati za ostale temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare ($T_{dp,ul}$ = 500 °C i $T_{dp,ul}$ = 700 °C) .

Za $T_{dp,ul}$ = 500 °C na ulazu u generator pare, najbolju termodinamičku iskoristivost postrojenja ima postrojenje s R11 kao radnim medijem drugog kruga pare (32,94 %), a slijede ga aceton (32,93 %), R123 (32,82 %), amonijak (32,72 %) te voda (30,00%). Radni tlakovi su: amonijak (469, bar, voda u prvom krugu pare 321 bar), R123 (201, bar, voda u prvom krugu pare 272 bar), R11 (158, bar, voda u prvom krugu pare 241 bar), aceton (41, bar, voda u prvom krugu pare 277 bar) i voda (10, bar, voda u prvom krugu pare 302 bar). Prvi krug pare u svim slučajevima ima međupregrijanje te u svim slučajevima postoji drugi krug pare.

Za $T_{dp,ul}$ = 600 °C na ulazu u generator pare, postrojenje s amonijakom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 36,89 %. U tom slučaju radni tlak prvog kruga je 356 bar, a drugog 431 bar. Međupregrijanje koristi 7,17 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova. Postrojenje s R123, kao radnim medijem u drugom krugu pare, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja 37,15 %. Radni tlak R11 je 140 bar, a vode 390 bar. Međupregrijanje koristi 12,5 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnog plina.

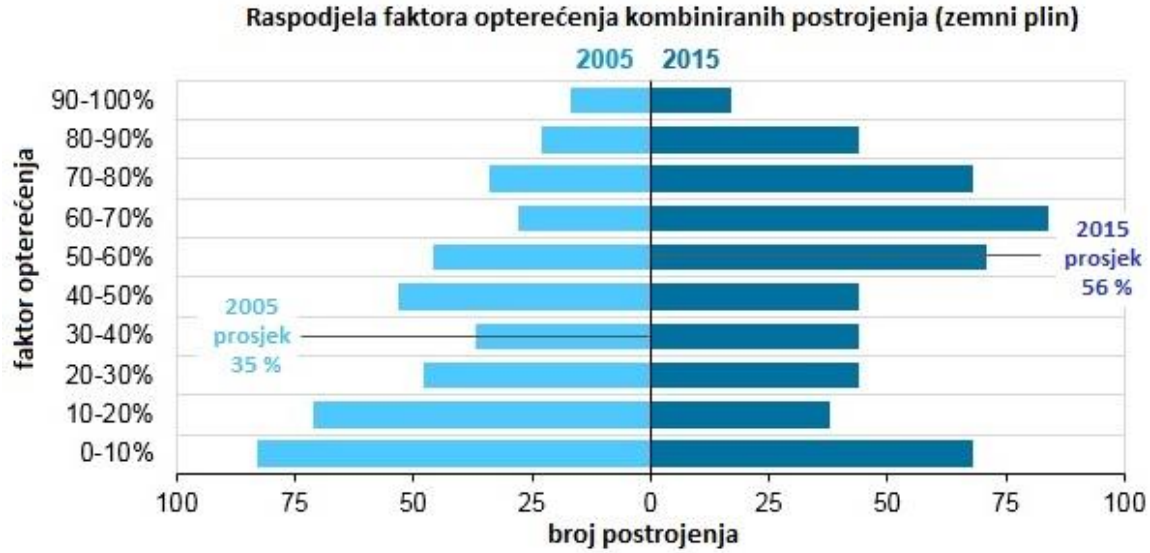
Za $T_{dp,ul}$ = 700 °C na ulazu u generator pare najbolju termodinamičku iskoristivost postrojenja ima aceton (40,46 %), a slijede ga R11 i amonijak (40,45 %), R123 (40,12 %) te voda (39,52 %). Postrojenja kod kojih je u drugom krugu radni medij aceton, amonijak i R11 imaju međupregrijanje u prvom krugu. Postrojenja kod kojih je u drugom krugu radni medij R123 i voda gotovo da i nemaju međupregrijanja, jer su pri tim temperaturama dimnih plinova na ulazu u generator pare, uvjeti rada (za te radne medije) jednaki, kao što je opisano u poglavljima za slučaj temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare od 800 °C.

Za $T_{dp,ul}$ = 800 °C na ulazu u generator pare, postrojenje s amonijakom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 43,43 %. Radni tlak prvog kruga je 620 bar, a drugog 559 bar. Međupregrijanje koristi 0,5 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova pa ga se može gotovo i zanemariti. Postrojenje s R123, kao radnim medijem u drugom krugu pare, ima termodinamičku iskoristivost postrojenja u iznosu od 43,55 %. Radni tlak R11 je 115 bar a vode 624 bar. Međupregrijanje koristi 0,31 % od ukupno predanog toplinskog toka dimnih plinova te ga se, kao i u slučaju s acetonom, može zanemariti. Svi detaljniji rezultati zajedno s *T-Φ* i *T-s* dijagramima prikazani su u Prilogu.

7.2 Eksergoekonomska optimizacija

Fizikalne pretpostavke i metodologija primijenjena pri eksergoekonomskoj optimizaciji dani su u poglavljima 5.1.2, 6.7, 6.8 i 6.9. Ulazni podaci korišteni pri eksergoekonomskoj optimizaciji dani su u Tablici 5.1. Optimizacija je izvršena za postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem te za $T_{dp,ul}$ = 500 °C, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i $T_{dp,ul}$ = 700 °C. Također, promatrali su se utjecaj faktora opterećenja, odnosno broj godišnjih radnih sati (eng. capacity factor) te cijena izmjenjivačkih površina na konfiguraciju generatora pare i radne parametre postrojenja. Detaljna analiza rezultata prikazana je za broj godišnjih radnih sati od t_{rs} = 5500 h/god, radne medije vodu, aceton i R11 te za $T_{dp,ul}$ = 600 °C i $T_{dp,ul}$ = 700 °C. Broj radnih sati odabran je iz razloga što prema podacima iz **[102]** prosječan broj godišnjih radnih sati kombiniranih postrojenja u Sjedinjenim Američkim Državama, u 2015. godini, iznosi 56,3 % (4932 h) s tendencijom godišnjeg porasta (Slika 7.64 i Slika 7.65). Najveći broj kombiniranih postrojenja radi s faktorom opterećenja između 60 % i 70 % (5256 h/g – 6132 h/g). Za radni medij aceton, u drugom krugu pare, izvršila se još optimizacija za t_{rs} = 3500 i t_{rs} = 7500 pri $T_{dp,ul}$ = 600 °C. Time se željelo ukazati na utjecaj broja godišnjih radnih sati na konfiguraciju generatora pare i na radne parametre postrojenja. Također, napravljena je i analiza osjetljivosti utjecaja cijene izmjenjivačkih površina na postrojenje. U tu svrhu provedena je optimizacija za radne medije aceton i R11, t_{rs} = 5500, $T_{dp,ul}$ = 600 °C te za cijene izmjenjivača koje su duplo manje i tri puta veće od referentnih cijena.

Slika 7.64 Prosječni godišnji faktor opterećenja kombiniranih postrojenja, 2005. – 2015. (SAD) [102]



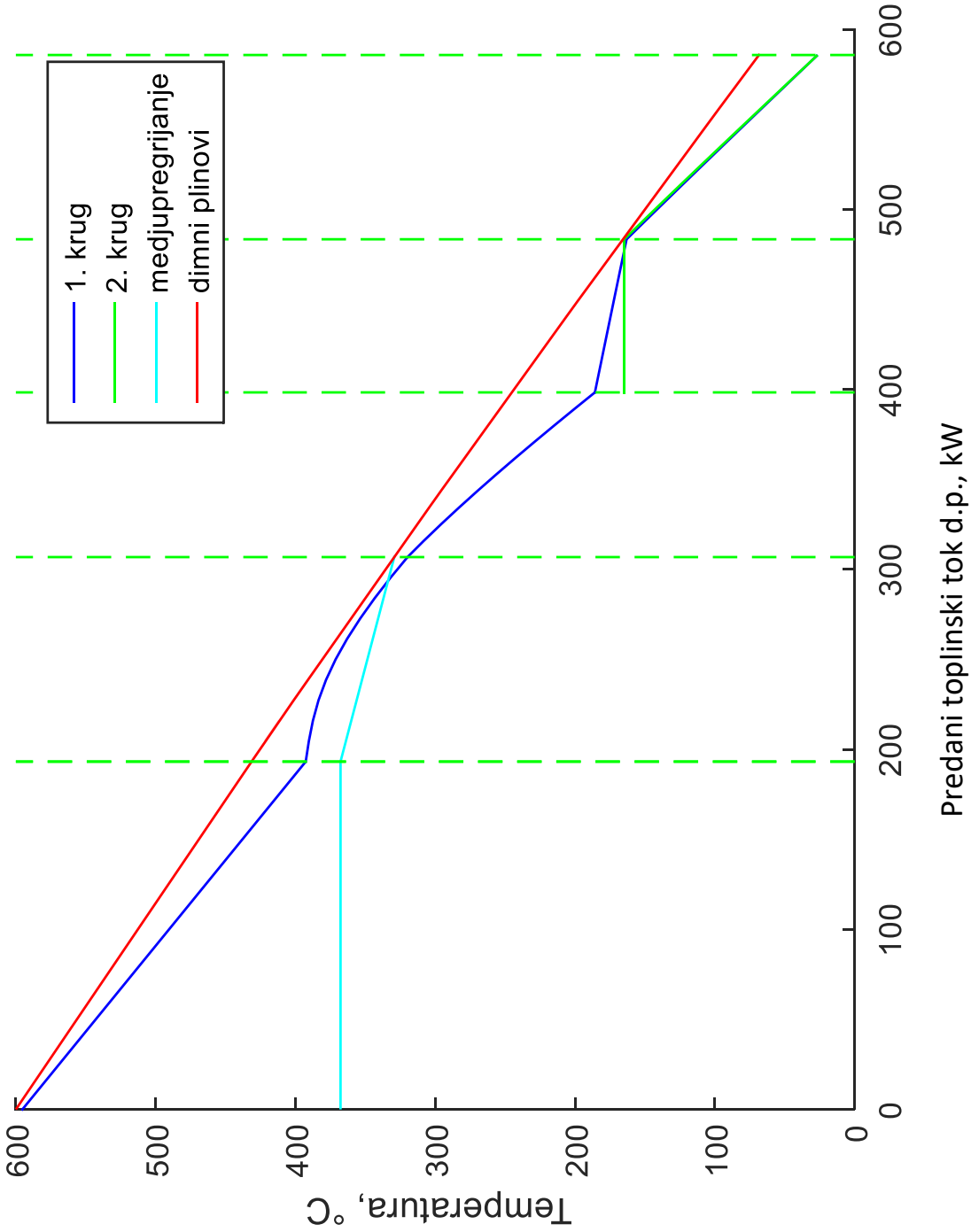
Slika 7.65 Usporedba raspodjele faktora opterećenja kombiniranih postrojenja u 2005. i 2015. (SAD) [102]

7.2.1 Eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

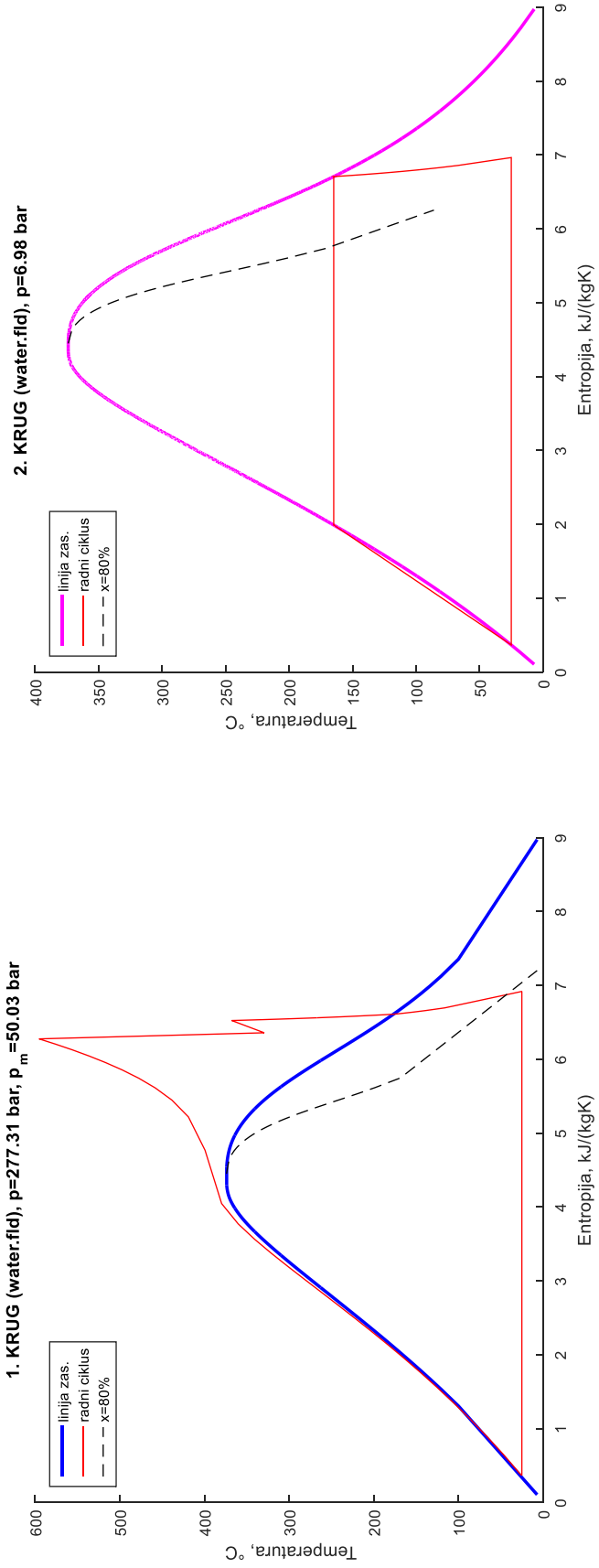
7.2.1.1 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

Radni medij drugog kruga pare, kod ovog postrojenja, je voda. Za razliku od termodinamičke optimizacije, u ovom slučaju je iznos pinch temperature bio optimizacijska varijabla. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 2,51 °C a drugog kruga ΔT_{pp} = 0,84 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 14,48 °C a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 10,52 °C. Radni parametri medija prvog kruga su 277,31 bar i 595,35 °C, što je niže negoli u slučaju termodinamičke optimizacije što je posljedica utjecaja tlaka na debljinu stijenke cijevi izmjenjivačke površine, a samim time i na cijenu izmjenjivačke površine. Kao što se može vidjeti na *T-s* dijagramu (Slika 7.67) optimizacijski algoritam je gotovo izbacio međupregrijanje. Obrazloženje za izbacivanje međupregrijanja možemo tražiti u činjenici da bi višom temperaturom međupregrijanja (za zadani radni tlak) sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja porastao sa sadašnjih x = 0,8, a što bi imalo negativan utjecaj na termodinamičku iskoristivost ciklusa. Viša temperatura međupregrijanja bez utjecaja na sadržaj pare na izlazu iz turbine bi bila moguća samo u slučaju da se poveća radni tlak prvog kruga, no tada bi nužno porasla i masa (debljina stijenke) cijevi izmjenjivača, a što bi uzrokovalo porast investicijskih troškova. Također, povećanje temperature međupregrijanja, uz istodoban porast sadržaja pare na izlazu iz turbine, bi bilo opravdano u

slučaju da je u drugom krugu, umjesto vode, radni medij organski fluid koji bi imao pri nižim temperaturama višu termodinamičku iskoristivost od vode. Optimizacijski algoritam je pronašao kompromis između povećanja termodinamičke iskoristivosti ciklusa povećanjem temperature međupregrijanja, radnog tlaka i površine (mase) izmjenjivačkih površina.



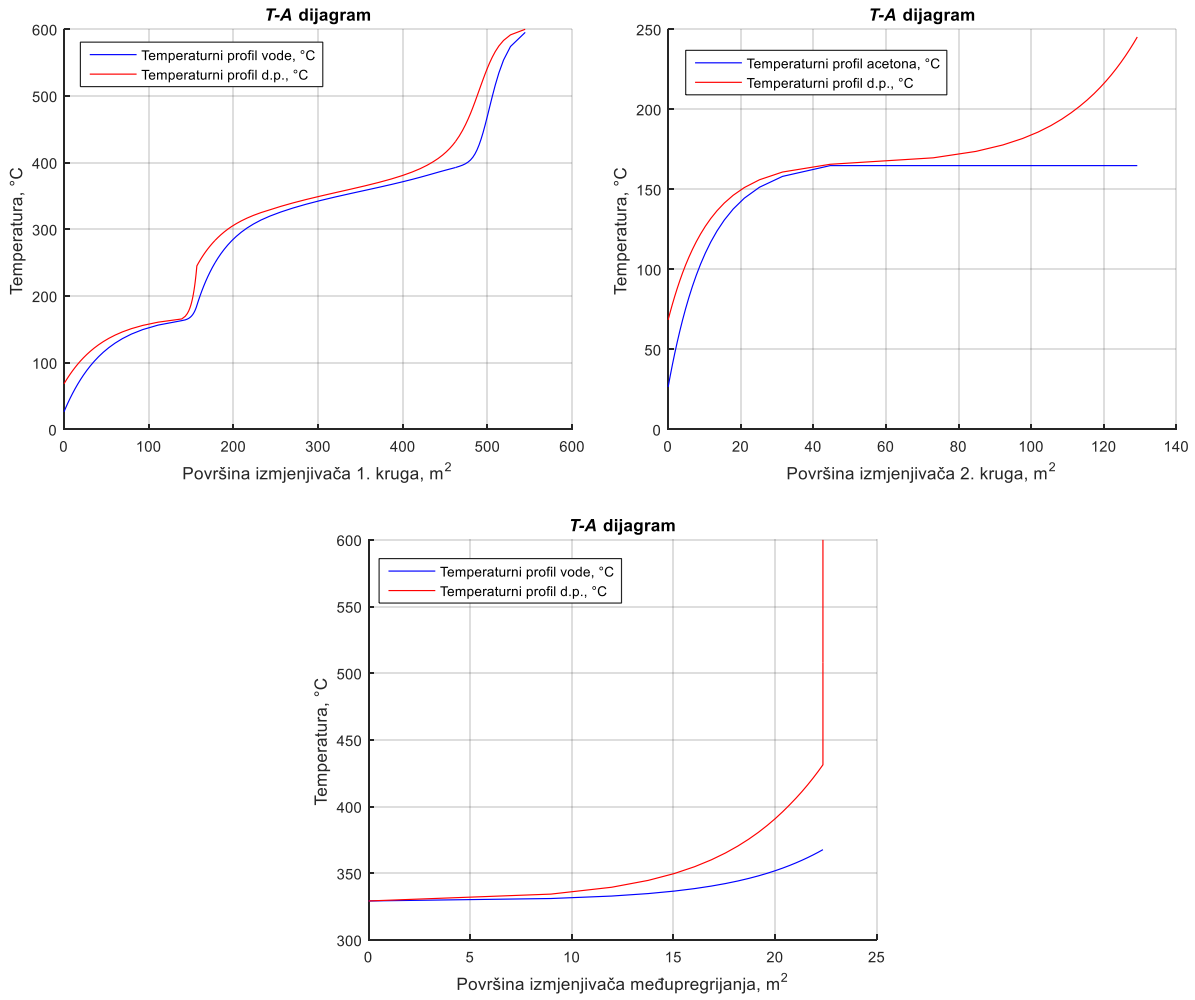
Slika 7.66 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 7.67 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U termodinamičkoj optimizaciji je postojalo međupregrijanje ali, kako se može vidjeti iz rezultata, radni tlak prvog kruga je bio puno viši negoli u ovom slučaju zato što nije imao nikakvog utjecaja na financijske rezultate jer oni nisu bili objekt promatranja. Radni parametri medija drugog kruga su 6,98 bar i 164,83 °C. Kako se može vidjeti na *T-s* dijagramu ne dolazi do pregrijanja radnog medija već radni medij u turbinu ulazi kao suhozasićena para. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je $x = 0{,}81$. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 25,5 % koja bi se mogla povećati povećanjem radnog tlaka. U tom bi slučaju nužno porasla temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare pa bi time bila narušena termodinamička iskoristivost postrojenja, koja u ovom slučaju iznosi 34,96 %, a što je manje negoli kod termodinamičke optimizacije. Ukupni financijski dobici u razdoblju od 30 godina iznose 1 476 845 USD.

Na Slici 7.68 prikazani su *T-A* dijagrami prvog i drugog kruga pare te međupregrijanja.

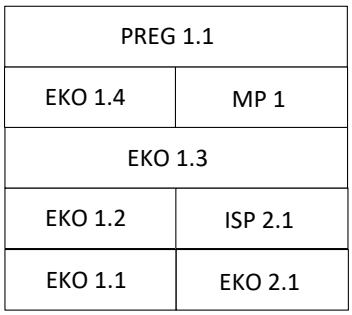


Slika 7.68 *T-A* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U Tablici 7.15 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.69 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina.

Tablica 7.15 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				68,45
η_{post_uk}, %				34,96
η_{cikl_uk}, %				39,41
η_{gp_uk}, %				88,70
η_{ciklus}, %	41,97	25,50		
ΔT_{pp_eco}, °C	2,51	0,84		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	14,48	10,52		
p, bar	277,31	6,98	50,03	
p_{kond}, bar	0,03	0,03	0,00	
z	0,80	0,81	0,00	
T_{preg}, °C	595,35	164,83	367,77	
q_m, kg/s	0,144	0,03	0,144	
Φ_{eco}, W	285117,19	20001,66	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	70673,56	0,00	
Φ_{preg}, W	192273,31	0,04	14820,17	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,819	0,16	0,025	
P_{ST_uk}, W	211337,04	23148,43	0,00	
P_{p_uk}, W	4735,86	28,37	0,00	
P_{neto_uk}, W	206601,18	23120,05	0,00	
A_{eco}, m^2	462,07	44,65	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	84,59	0,00	
A_{preg}, m^2	82,47	0,00	22,35	
C_{eko}, USD	25719,60	2041,36	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	2949,14	0,00	
C_{preg}, USD	7924,75	0,00	679,53	
F_{ee_uk}, USD	1363567,78	152592,34	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	33644,36	4990,50	679,53	
F, USD	1329923,42	147601,84		
F_{uk}, USD	1476845,74			

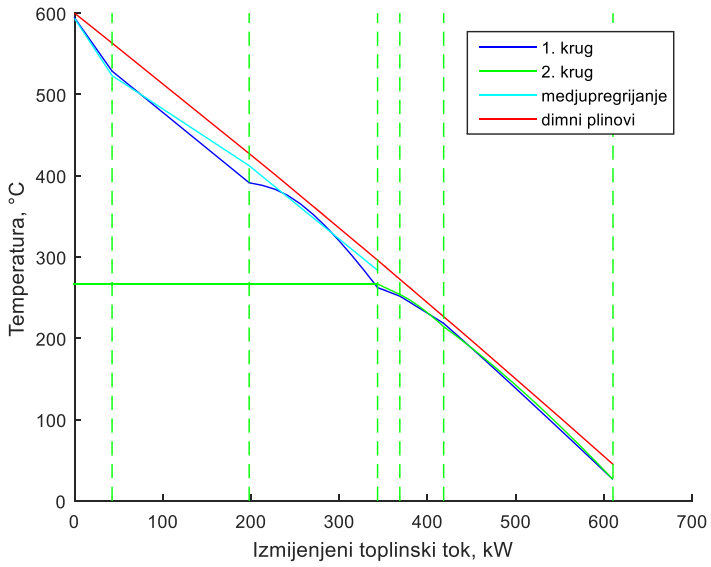


Slika 7.69 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, voda u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

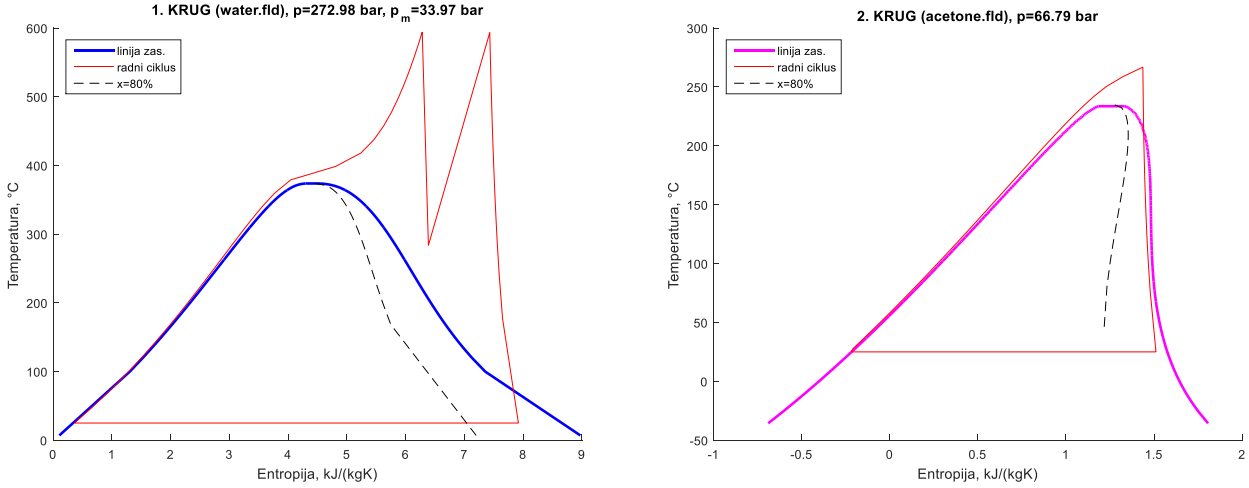
7.2.1.2 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

Radni medij u drugom krugu pare je aceton. Radni parametri radnog medija prvog kruga su 272,98 bar i 594,22 °C. Radni parametri međupregrijanja su 33,97 bar i 593,49 °C. Maseni protok radnog medija prvog kruga te međupregrijanja je 0,115 kg/s. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 8,29 °C, a drugog kruga ΔT_{pp} = 7,95 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 13,95 °C, a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 10,54 °C. Za razliku od 7.2.1.1 u ovom slučaju postoji međupregrijanje unatoč tome što je sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja x = 0,92 čime je niža i termodinamička iskoristivost ciklusa, nego u slučaju da je sadržaj pare x = 0,8. No, izgleda da je u ovom slučaju, prema optimizacijskim rezultatima, bolje imati međupregrijanje te djelomično izgubiti na termodinamičkoj iskoristivosti ciklusa prvog kruga zbog povećanog sadržaja pare na izlazu iz turbine. Izgubljeni dio iskoristivosti ciklusa nadoknađuje drugi krug pare, koji u ovom slučaju ima aceton kao radni medij, koji bolje iskorištava toplinu dimnih plinova pri nižim temperaturama. Radni tlak prvog kruga je znatno niži negoli u 7.1.3.2 (518,3 bar), a što je i razumljivo jer porast tlaka ima znatan utjecaj na investicijske troškove. U ovom slučaju, za razliku od 7.1.3.2, ekspanzija u turbini prvog kruga nije išla do linije suhozasićene pare zato što radni tlak nije bio dovoljno visok da bi osigurao niže vrijednosti sadržaja pare na izlazu iz turbine međupregrijanja. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga pare i 43,4 %, što je niže negoli u 7.1.3.2 (43,75 %). Radni parametri medija drugog kruga su 66,79 bar i 266,8 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je x = 0,96. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 26,25 % što je više negoli kod termodinamičke optimizacije (24,95 %). To je zato što je kod termodinamičke optimizacije više topline dimnih plinova iskorišteno u prvom krugu pare i međupregrijanju (76,3 %) a manji dio u drugom krugu pare (23,7 %), dok je u ovom slučaju udio topline dimnih plinova iskorištene u drugom krugu pare 25 %, čime je omogućena viša temperatura pregrijanja. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 45,08 °C, a termodinamička iskoristivost generatora pare 92,39 %. Termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 36,14 %. Ukupni financijski dobici u razdoblju od 30 godina iznose 1 520 810 USD.

U Tablici 7.16 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.72 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Ne postoji mogućnost daljnjeg pojednostavljenja razmještaja izmjenjivačkih površina.



Slika 7.70 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 7.71 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.16 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				36,14
η_{cikl_uk}, %				39,12
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	43,40	26,25		
ΔT_{pp_eco}, °C	8,29	7,54		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	13,95	10,54		
p, bar	272,98	66,79	33,97	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,92	0,96	0,00	
T_{preg}, °C	594,22	266,80	593,493	
q_m, kg/s	0,113	0,215	0,11	
Φ_{eco}, W	222905,99	132242,51	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,000	
Φ_{preg}, W	150592,80	19550,83	81864,545	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,615	0,250	0,13	
P_{ST_uk}, W	201288,30	42011,15	0,00	
P_{p_uk}, W	3646,48	2161,33	0,00	
P_{neto_uk}, W	197641,82	39849,82	0,00	
A_{eco}, m^2	375,08	294,55	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	71,85	16,72	86,28	
C_{eko}, USD	20551,57	13466,21	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	6903,86	870,09	4842,43	
F_{ee_uk}, USD	1304436,04	263008,81	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	27455,43	14336,30	4842,43	
F, USD	1276980,61	248672,51		
F_{uk}, USD	1520810,69			

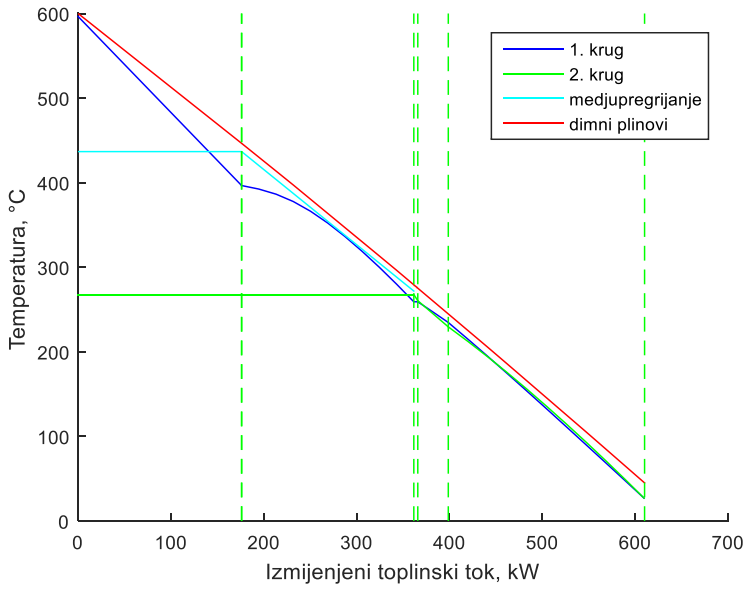
PREG 1.2	MP 3
PREG 1.1	MP 2
EKO 1.4	MP 1
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.72 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, aceton u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

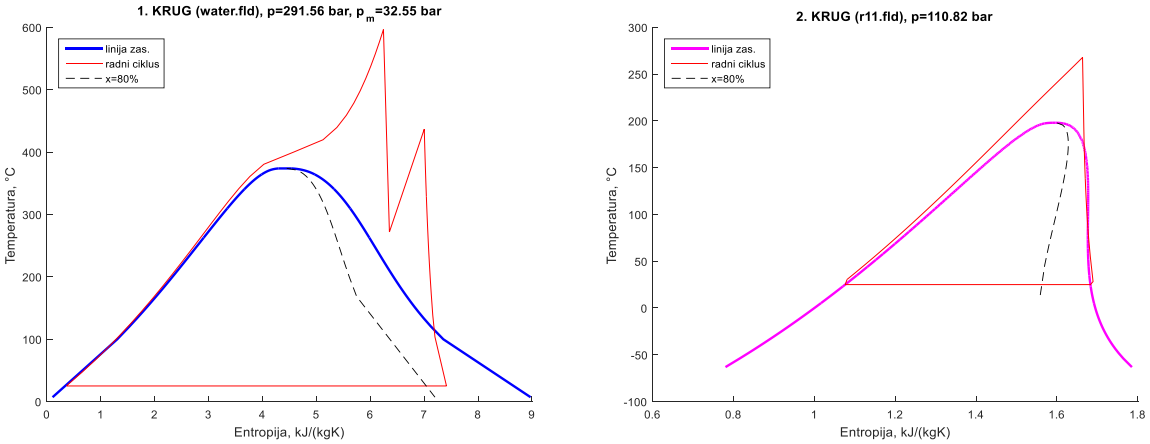
7.2.1.3 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ *= 600 °C – dva kruga pare s međupregrijanjem*

Radni medij drugog kruga je R11. Radni parametri radnog medija prvog kruga su 291,56 bar i 596,43 °C, a međupregrijanja 32,55 bar i 436,74 °C. Maseni protok radnog

medija prvog kruga te međupregrijanja je 0,133 kg/s. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 10,13 °C, a drugog kruga ΔT_{pp} = 11,94 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 14,3 °C, a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 11,94 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja je x = 0,86. Ni u ovom slučaju, za razliku od 7.1.3.3, ekspanzija u turbini prvog kruga nije išla do linije suhozasićene pare zato što, kako je već objašnjeno u 7.2.1.2, radni tlak nije bio dovoljno visok da bi osigurao niže vrijednosti sadržaja pare na izlazu iz turbine međupregrijanja. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga pare je 42,4 % a što je niže negoli kod termodinamičke optimizacije (43,51 %). Radni parametri medija drugog kruga su 110,82 bar i 267,75 °C. Na izlazu iz turbine para je pregrijana (z = 1,01). Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 24,13 %, što je više negoli kod termodinamičke optimizacije (23,73 %). Obrazloženje ove razlike je dano na primjeru u 7.2.1.2. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 45 °C, a termodinamička iskoristivost generatora pare 92,39 %, jednako kao i u 7.2.1.2. Termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 35,96 %. Ukupni financijski dobici u razdoblju od 30 godina iznose 1 513 930 USD.



Slika 7.73 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 7.74 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U Tablici 7.17 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.75 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina.

Tablica 7.17 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 600 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				35,96
η_{cikl_uk}, %				38,92
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	42,40	24,13		
ΔT_{pp_eco}, °C	10,13	9,79		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	14,30	11,94		
p, bar	291,56	110,82	32,55	
p_{kond}, bar	0,03	1,06	0,00	
z	0,86	1,01	0,00	
T_{preg}, °C	596,43	267,75	436,74	
q_m, kg/s	0,13	0,47	0,133	
Φ_{eco}, W	262998,42	93632,01	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	175246,30	22052,03	53227,92	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,72	0,19	0,088	
P_{ST_uk}, W	212946,38	32029,29	0,00	
P_{p_uk}, W	4585,44	4111,73	0,00	
P_{neto_uk}, W	208360,94	27917,55	0,00	
A_{eco}, m^2	431,6218	184,0565	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	74,36	30,42	90,07	
C_{eko}, USD	25259,28	8414,60	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	7512,56	1583,08	2738,42	
F_{ee_uk}, USD	1375182,20	184255,85	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	32771,84	9997,68	2738,42	
F, USD	1342410,35	174258,16		
F_{uk}, USD	1513930,10			

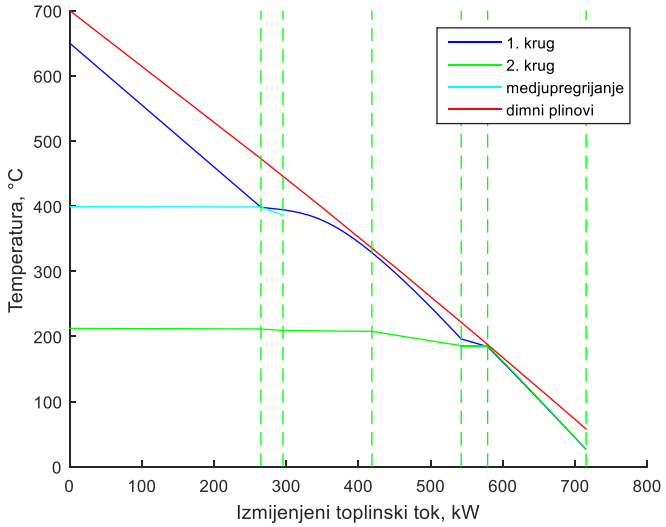
PREG 1.1.	
EKO 1.3	MP 1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 7.75 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R11 u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

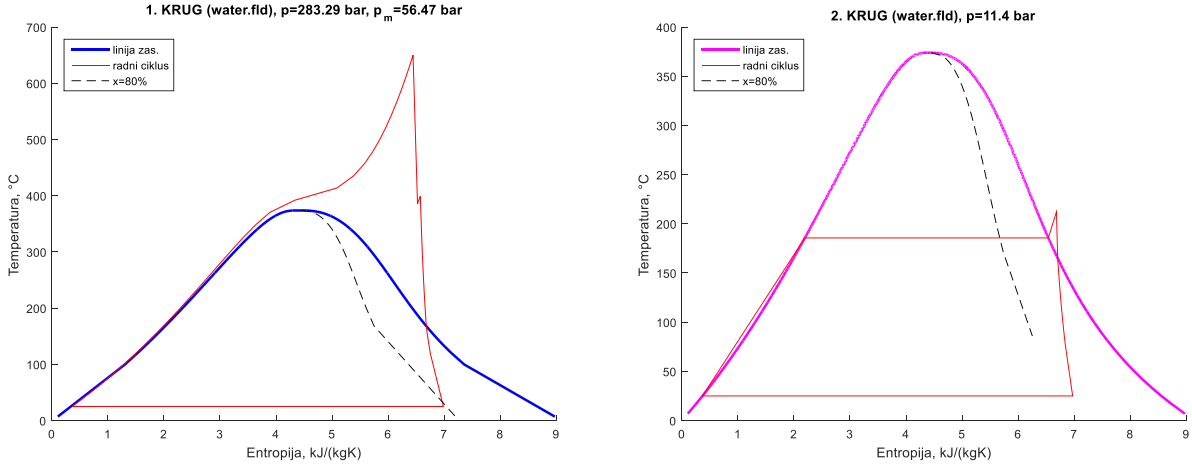
7.2.1.4 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ *= 700 °C – dva kruga pare s međupregrijanjem*

U ovom slučaju temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare bila je 700 °C a dopuštena maksimalna temperatura pregrijanja vodene pare u prvom krugu pare i u krugu međupregrijanja bila je 699 °C. Radni parametri prvog kruga su 283 bar i 650 °C. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 3,19 °C a drugog kruga ΔT_{pp} = 1,70 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 12,3 °C, a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 9,55 °C. U ovom slučaju, kao i kod termodinamičke optimizacije, optimizacijski algoritam je izbacio međupregrijanje (predani toplinski tok dimnih plinova u međupregrijanju je 0,9 % od ukupno predanog toplinskog toka), kako se može vidjeti na *T*-*s* dijagramu (Slika 7.77). Temperatura međupregrijanja gotovo je jednaka temperaturi na koju ekspandira para pri ekspanziji u visokotlačnoj turbini do tlaka kojeg je optimizacijski algoritam odredio kao tlak međupregrijanja, a što zapravo znači da međupregrijanja nema. Obrazloženje izbacivanja međupregrijanja dano je u poglavlju 7.2.1.1. Iako je dozvoljena temperatura pregrijanja bila 700 °C optimizacijski algoritam je odredio da temperatura pregrijanja prvog kruga bude 650 °C. S termodinamičkog aspekta, višom temperaturom pregrijanja postigla bi se viša termodinamička iskoristivost postrojenja. Ovdje nije postignuta maksimalno dopuštena temperatura pregrijanja zato što je kao materijal izmjenjivačkih cijevi, pri temperaturama višim od 650 °C, odabran Alloy 617 (inconel 617) čija je cijena nekoliko puta viša od cijene materijala koji se koristi u pregrijaču pri temperaturama nižim od 650 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja je x = 0,81 a maseni protok radnog medija je 0,192 kg/s. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga je 42,82 %. Radni parametri drugog kruga su 11,4 bar i 212,24 °C. Kao što se može vidjeti na *T*-*s* dijagramu pregrijanje u drugom krugu je relativno malo te omogućava na izlazu iz turbine gotovo minimalni dopušteni sadržaj pare (x = 0,807). Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 27,72 %. Udio dobivene snage drugog kruga u ukupno dobivenoj snazi postrojenja je 3,5 %. Temperatura dimnih

plinova na izlazu iz generatora pare je 57,79 °C, a time je termodinamička iskoristivost generatora pare 91,77 %. Termodinamička iskoristivost postrojenja iznosi 42,05 %, a što je niže negoli kod termodinamičke optimizacije (42,85 %). Ukupno izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 711,75 kW.



Slika 7.76 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

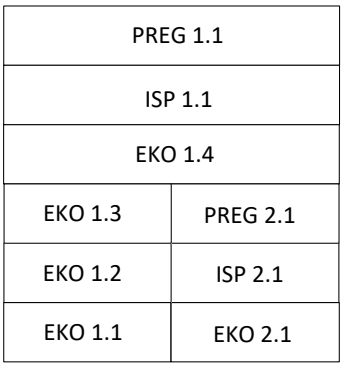


Slika 7.77 *T-s* dijagram postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U Tablici 7.18 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.78 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Ne postoji mogućnost daljnjeg pojednostavljenja razmještaja izmjenjivačkih površina.

Tablica 7.18 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				57,79
η_{post_uk}, %				38,59
η_{cikl_uk}, %				42,05
η_{gp_uk}, %				91,77
η_{ciklus}, %	42,82	27,72		
ΔT_{pp_eco}, °C	3,19	1,70		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	12,30	9,55		
p, bar	283,29	11,40	56,47	
p_{kond}, bar	0,03	0,03	0,00	
z	0,81	0,807	0,00	
T_{preg}, °C	650,00	212,24	399,01	
q_m, kg/s	0,19	0,013	0,192	
Φ_{eco}, W	381525,86	8987,26	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	26508,19	0,00	
Φ_{preg}, W	287330,92	905,72	6493,54	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,94	0,051	0,009	
P_{ST_uk}, W	295677,92	10107,10	0,00	
P_{p_uk}, W	6469,43	18,05	0,00	
P_{neto_uk}, W	289208,49	10089,06	0,00	
A_{eco}, m^2	728,14	22,09	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	53,09	0,00	
A_{preg}, m^2	61,04	0,22	1,91	
C_{eko}, USD	41403,70	1009,74	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	1850,92	0,00	
C_{preg}, USD	15198,70	11,48	57,95	
F_{ee_uk}, USD	1908776,06	66587,77	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	56602,40	2872,14	57,95	
F, USD	1852173,66	27,72		
F_{uk}, USD	2399337,18			

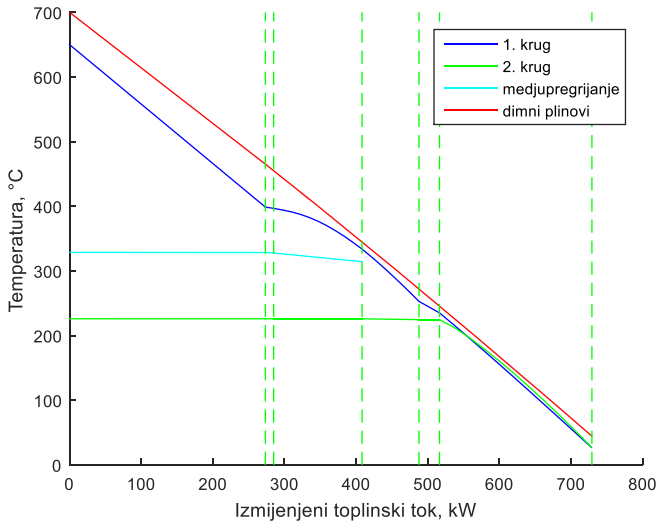


Slika 7.78 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

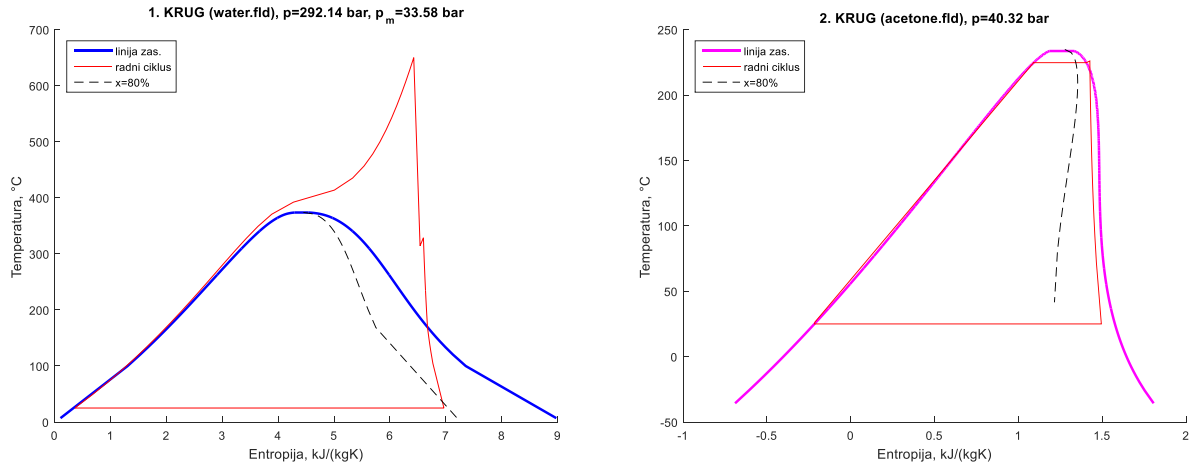
7.2.1.5 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga pare s međupregrijanjem

Radni medij drugog kruga pare je aceton. Radni parametri prvog kruga su 292,14 bar i 650 °C. Temperatura pregrijanja radnog medija prvog kruga nije maksimalno dopuštena iz

razloga koji je naveden u poglavlju 7.1.2.4. Radni tlak je niži negoli kod termodinamičke optimizacije. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 10,32 °C, a drugog kruga ΔT_{pp} = 6,61 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 14,78 °C, a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 9,54 °C. Kao i u slučaju s vodom u drugom krugu pare, optimizacijski algoritam je izbacio međupregrijanje. Uvođenjem međupregrijanja porastao bi sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja te bi time opala termodinamička iskoristivost prvog kruga. U ovom slučaju sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja je blizu minimalno dopuštenih x = 0,8 (x = 0,806). Povećanjem tlaka prvog kruga moglo bi se uvesti međupregrijanje i istodobno se zadržati niski sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja, no tada bi radni tlak bio previsok što bi utjecalo na cijenu izmjenjivačkih površina. Također, ograničenje na visinu tlaka ima i dopuštena debljina stijenka cijevi koja iznosi 7 mm koja je povezana s dopuštenim naprezanjem materijala. Radni parametri drugog kruga su 40,32 bar i 226,02 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je x = 0,95. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 25,3 %. Udio dobivene snage drugog kruga u ukupno dobivenoj snazi postrojenja je 4,8 %. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 45 °C, a time je termodinamička iskoristivost generatora pare 93,55 %. Ukupno izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 725,54 kW.



Slika 7.79 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

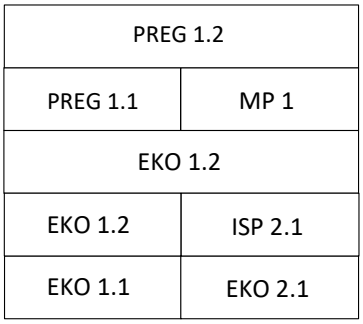


Slika 7.80 *T-s* dijagram postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

U Tablici 7.19 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.81 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina.

Tablica 7.19 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,00
η_{post_uk}, %				38,84
η_{cikl_uk}, %				41,52
η_{gp_uk}, %				93,55
η_{ciklus}, %	42,91	25,30		
ΔT_{pp_eco}, °C	10,32	6,61		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	14,78	9,54		
p, bar	292,14	40,32	33,58	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,806	0,95	0,00	
T_{preg}, °C	650,00	226,02	328,648	
q_m, kg/s	0,191	0,08	0,191	
Φ_{eco}, W	378494,47	43292,39	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	13027,70	0,00	
Φ_{preg}, W	283055,98	856,78	6821,969	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,912	0,079	0,009	
P_{ST_uk}, W	293396,09	14971,60	0,00	
P_{p_uk}, W	6611,96	503,84	0,00	
P_{neto_uk}, W	286784,13	14467,76	0,00	
A_{eco}, m^2	601,21	106,48	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	9,25	0,00	
A_{preg}, m^2	60,00	0,21	1,95	
C_{eko}, USD	35254,72	4867,85	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	322,52	0,00	
C_{preg}, USD	15404,84	11,18	59,14	
F_{ee_uk}, USD	1892775,25	95487,22	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	50659,56	5201,55	59,14	
F, USD	1842115,69	90285,67		
F_{uk}, USD	1932342,22			

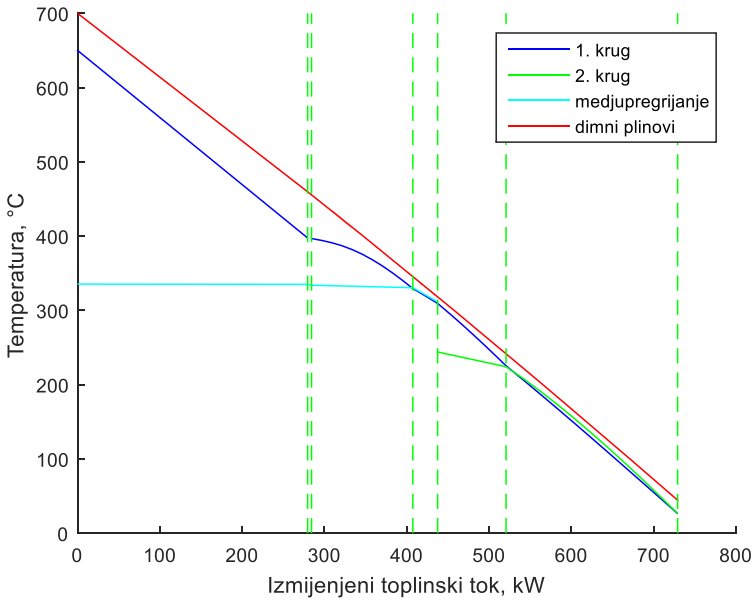


Slika 7.81 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

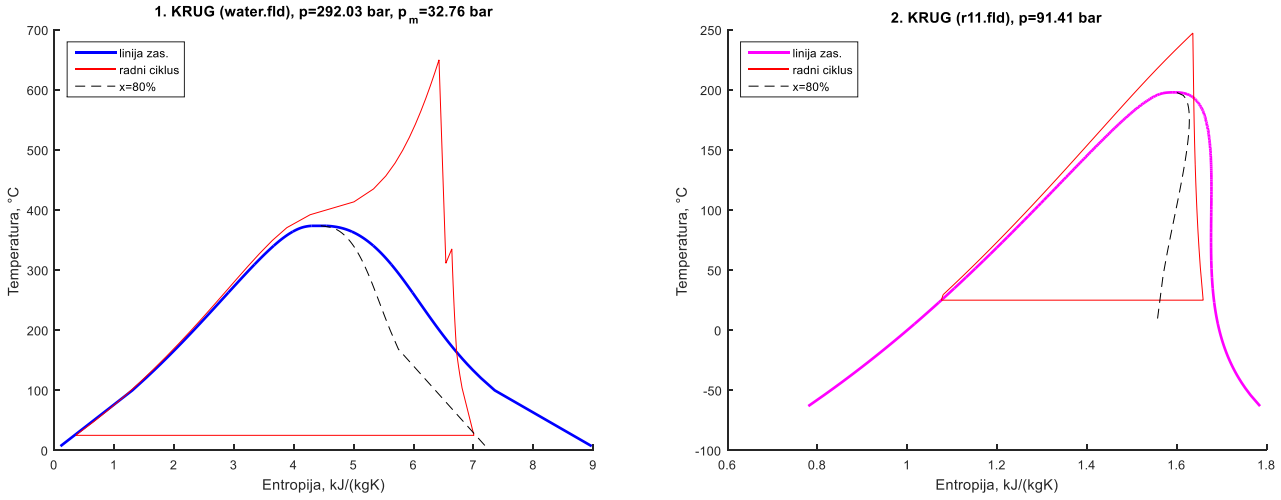
7.2.1.6 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ *= 700 °C – dva kruga pare s međupregrijanjem*

Radni medij drugog kruga pare je R11. Radni parametri prvog kruga su 292,03 bar i 650 °C. I u ovom slučaju je radni tlak niži negoli kod termodinamičke optimizacije. Iznos pinch temperature prvog kruga pare je ΔT_{pp} = 8,83 °C a drugog kruga ΔT_{pp} = 9,32 °C. Prosječna temperaturna razlika unutar ekonomajzera prvog kruga je $\Delta T_{eko,sr}$ = 16,31 °C, a drugog kruga $\Delta T_{eko,sr}$ = 11,72 °C. Optimizacijski algoritam je izbacio međupregrijanje. Maseni protok radnog medija prvog kruga i međupregrijanja je 0,19 kg/s. Sadržaj pare na izlazu iz turbine međupregrijanja je x = 0,81. Termodinamička iskoristivost ciklusa (prvi krug + međupregrijanje) je 42,92 %, što je više negoli kod termodinamičke optimizacije (44,05 %). Radni parametri drugog kruga su 91,41 bar i 247,3 °C. Sadržaj pare na izlazu iz turbine je u x = 0,96. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugog kruga je 23,04 %. Udio dobivene snage drugog kruga u ukupno dobivenoj snazi postrojenja je 4,3 %. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je 45 °C te je time termodinamička iskoristivost generatora pare 93,55 %. Ukupno izmijenjeni toplinski tok dimnih plinova iznosi 725,54 kW.

U Tablici 7.20 dani su rezultati optimizacije. Na Slici 7.84 prikazan je proračunski razmještaj izmjenjivačkih površina. Ne postoji mogućnost daljnjeg pojednostavljenja razmještaja izmjenjivačkih površina.



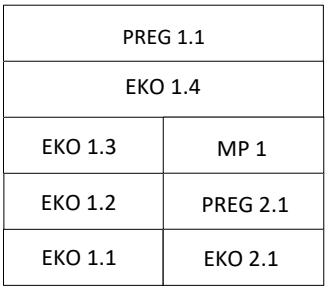
Slika 7.82 *T-Φ* dijagram postrojenje s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 7.83 *T-s* dijagram postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.20 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s R11 kao radnim medijem u drugom krugu pare i $T_{dp,ul}$ = 700 °C – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,00
η_{post_uk}, %				38,72
η_{cikl_uk}, %				41,39
η_{gp_uk}, %				93,55
η_{ciklus}, %	42,92	23,04		
ΔT_{pp_eco}, °C	8,83	9,32		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	16,31	11,72		
p, bar	292,03	91,41	32,76	
p_{kond}, bar	0,03	1,06	0,00	
z	0,81	0,96	0,00	
T_{preg}, °C	650,00	247,30	335,34	
q_m, kg/s	0,190	0,24	0,190	
Φ_{eco}, W	376628,03	48198,27	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	281685,63	7767,60	11269,76	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,907	0,077	0,016	
P_{ST_uk}, W	293955,65	14650,62	0,00	
P_{p_uk}, W	6576,87	1757,13	0,00	
P_{neto_uk}, W	287378,77	12893,49	0,00	
A_{eco}, m^2	541,94	96,52	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	59,41	3,53	18,23	
C_{eko}, USD	31766,83	4412,49	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	15247,12	183,66	554,15	
F_{ee_uk}, USD	1896699,89	85097,04	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	47013,96	4596,15	554,15	
F, USD	1849685,94	80500,89		
F_{uk}, USD	1929632,68			



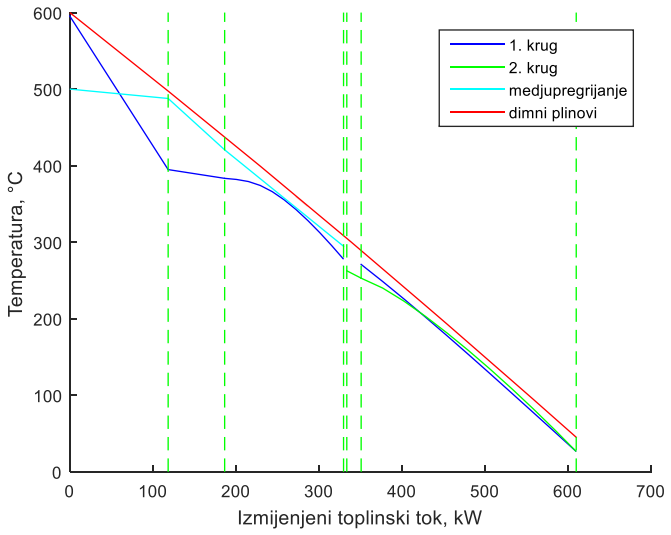
Slika 7.84 Računski dobiven razmještaj izmjenjivačkih površina u generatoru pare na otpadnu toplinu s dva kruga pare i međupregrijanjem te $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 u drugom krugu pare - eksergoekonomska optimizacija

7.2.1.7 Financijska analiza eksergoekonomske optimizacije postrojenja – dva kruga pare s međupregrijanjem

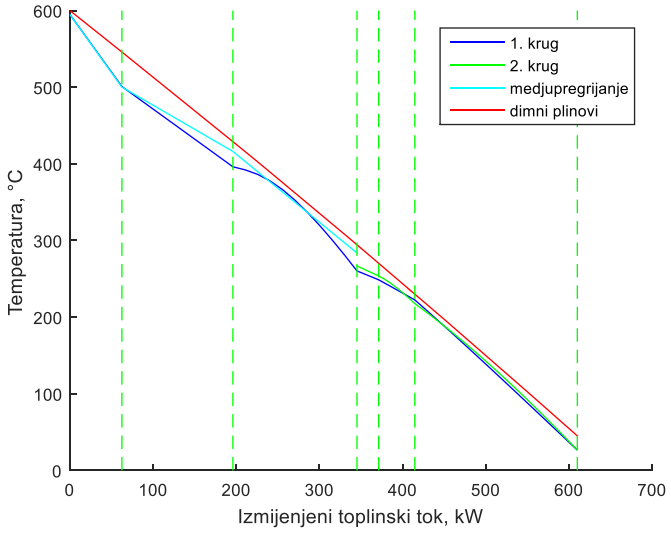
U ovom poglavlju će biti prikazana usporedba rezultata eksergoekonomske optimizacije za različita vremena rada postrojenja tokom godine i različite cijene izmjenjivačkih površina. Usporedba je rađena za postrojenje s dva kruga pare i

međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i acetonom kao radnim medijem drugog kruga pare. Za analizu utjecaja broja godišnjih radnih sati postrojenja na radne parametre i konfiguraciju generatora pare odabrane su vrijednosti t_{rs} = 3500 h/god i t_{rs} = 7500 h/god.

Na Slikama 7.85 i 7.86 prikazani su *T*-*Φ* dijagrami, a u Tablicama 7.21 i 7.22 rezultati eksergoekonomske optimizacije za t_{rs} = 3500 h/god i t_{rs} = 7500 h/god i referentne cijene izmjenjivačkih površina. Iz navedenih rezultata, uključujući i rezultate za slučaj t_{rs} = 5500 h/god prikazane u poglavlju 7.2.1.2, može se zaključiti da povećanjem radnih sati godišnje raste i razlika između prihoda ostvarenih prodajom električne energije i investicijskih troškova (profit), što je i razumljivo, ali raste još i termodinamička iskoristivost postrojenja. Njen porast je, dominantno, omogućen zato što se radni tlakovi prvog kruga povećavaju s porastom t_{rs}. Istodobno se povećava i tlak drugog kruga i međupregrijanja no ta povećanja imaju puno manji utjecaj na povećanje termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Povećavanjem radnog tlaka povećava se stijenka cijevi, a samim time i investicijski troškovi. No, povećanje termodinamičke iskoristivosti ipak ima veći (pozitivan) utjecaj na porast profita negoli što ga ima (negativan) povećanje investicijskih troškova. Na Slici 7.87 dani su dijagrami ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o godišnjem broju radnih sati.



Slika 7.85 *T*-*Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 3500 h/god. – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



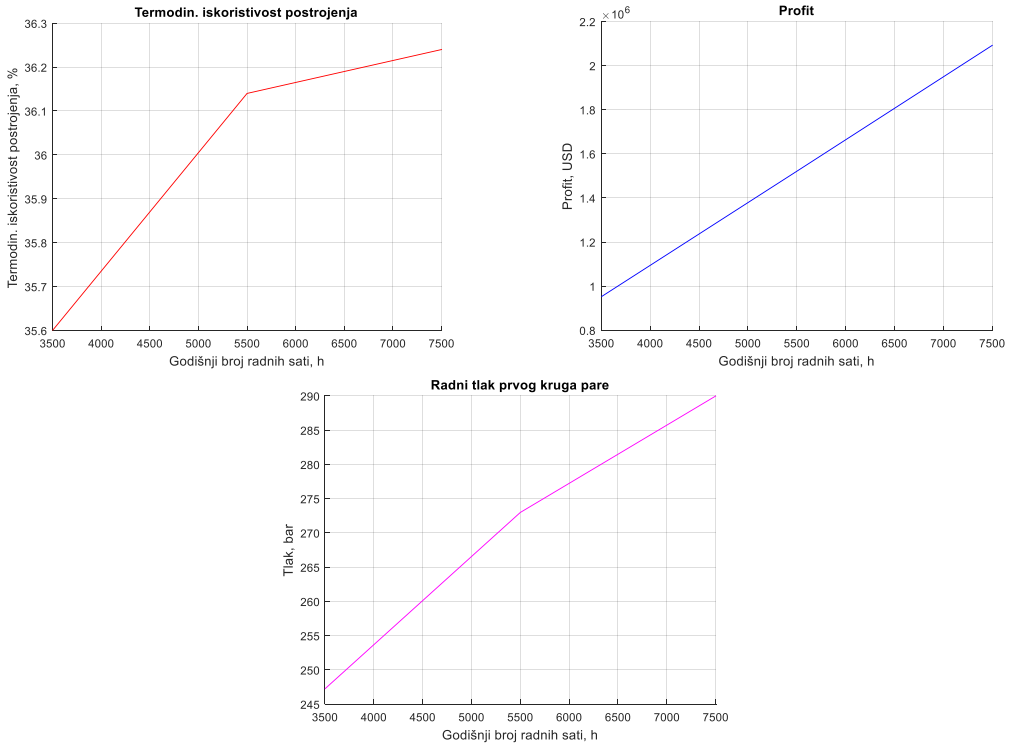
Slika 7.86 *T*-*Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 7500 h/god. – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.21 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 3500 h/god. – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				35,60
η_{cikl_uk}, %				38,53
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	42,61	26,02		
ΔT_{pp_eco}, °C	15,16	9,83		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	19,18	13,64		
p, bar	247,23	65,15	33,12	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,89	0,95	0,00	
T_{preg}, °C	595,39	263,50	500,000	
q_m, kg/s	0,120	0,215	0,12	
Φ_{eco}, W	236076,57	132060,17	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,000	
Φ_{preg}, W	164129,70	17127,51	57762,725	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,659	0,246	0,10	
P_{ST_uk}, W	198643,52	40917,66	0,00	
P_{p_uk}, W	3508,50	2106,26	0,00	
P_{neto_uk}, W	195135,02	38811,40	0,00	
A_{eco}, m^2	289,00	227,35	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	57,88	8,72	72,70	
C_{eko}, USD	14341,17	10393,67	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	5561,34	453,84	2210,27	
F_{ee_uk}, USD	819567,06	163007,88	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	19902,51	10847,52	2210,27	
F, USD	799664,55	152160,36		
F_{uk}, USD	951824,91			

Tablica 7.22 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i t_{rs} = 7500 h/god. – dva kruga s međupregrijanjem

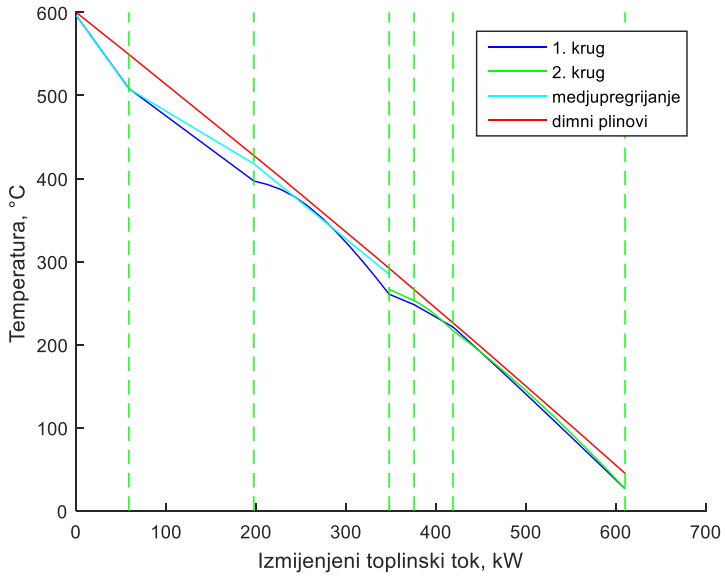
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				36,23
η_{cikl_uk}, %				39,21
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	43,49	26,29		
ΔT_{pp_eco}, °C	7,54	7,13		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	13,36	10,07		
p, bar	289,98	66,48	36,21	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,92	0,97	0,00	
T_{preg}, °C	594,94	266,80	594,943	
q_m, kg/s	0,113	0,213	0,11	
Φ_{eco}, W	224019,68	131028,51	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,000	
Φ_{preg}, W	148984,58	19866,99	83256,920	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,614	0,249	0,14	
P_{ST_uk}, W	202300,42	41803,49	0,00	
P_{p_uk}, W	3885,32	2131,65	0,00	
P_{neto_uk}, W	198415,10	39671,84	0,00	
A_{eco}, m^2	393,71	305,47	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	77,61	18,61	95,33	
C_{eko}, USD	22915,36	13965,21	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	7798,99	968,70	5350,73	
F_{ee_uk}, USD	1785735,87	357046,59	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	30714,35	14933,92	5350,73	
F, USD	1755021,52	342112,67		
F_{uk}, USD	2091783,46			



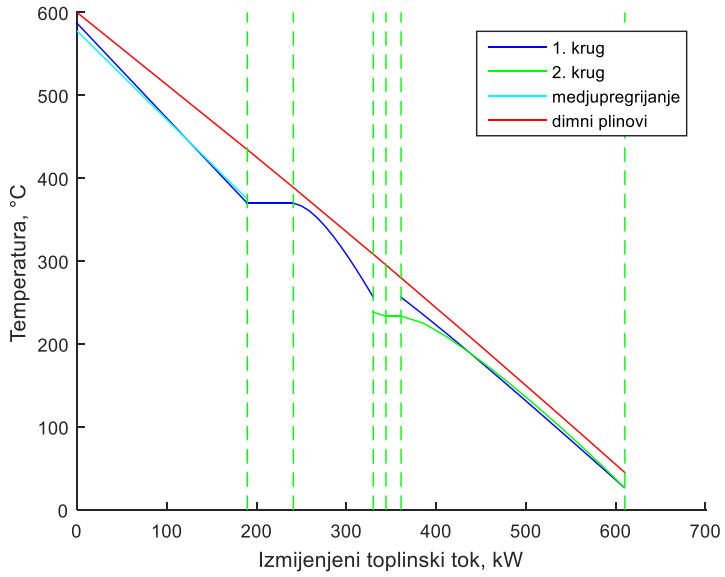
Slika 7.87 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o godišnjem broju radnih sati.

Za analizu utjecaja cijena izmjenjivačkih površina na radne parametre i konfiguraciju generatora pare odabrane su cijene koje su duplo manje i tri puta veće od referentnih cijena. Broj godišnjih radnih sati je bio t_{rs} = 5500 h/god. Rezultati optimizacije, kod koje su mijenjane cijene izmjenjivačkih površina, dani su na Slikama 7.88 i 7.89 te u Tablicama 7.23**Tablica 7.23** i 7.24.

Prema rezultatima, uključujući i rezultate za slučaj c_{ref} prikazane u poglavlju 7.2.1.2, može se zaključiti da smanjenjem jedinične cijene (USD/kg) izmjenjivačkih površina raste profit i termodinamička iskoristivost postrojenja. Kao u slučaju kada je bio prikazan utjecaj t_{rs} na termodinamičku iskoristivost postrojenja, i u ovom slučaju povećanje termodinamičke iskoristivosti je omogućeno zato što se radni tlakovi prvog kruga povećavaju sa snižavanjem jedinične cijene izmjenjivačkih površina. Za c_{ref} i c_{ref}/2 radni tlak drugog kruga je bio vrlo sličan (66,79 i 65,17 bar) dok je kod 3* c_{ref} tlak bio nešto niži (46,13 bar). Niže jedinične cijene izmjenjivačkih površina omogućavaju, za isti iznos investicije, više radne tlakove pri kojima se postiže veća termodinamička iskoristivost postrojenja a samim time i viša proizvedena količina električne energije. Na Slici 7.90 dani su dijagrami ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o jediničnim cijenama izmjenjivačkih površina.



Slika 7.88 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i C_{ref} /2 – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



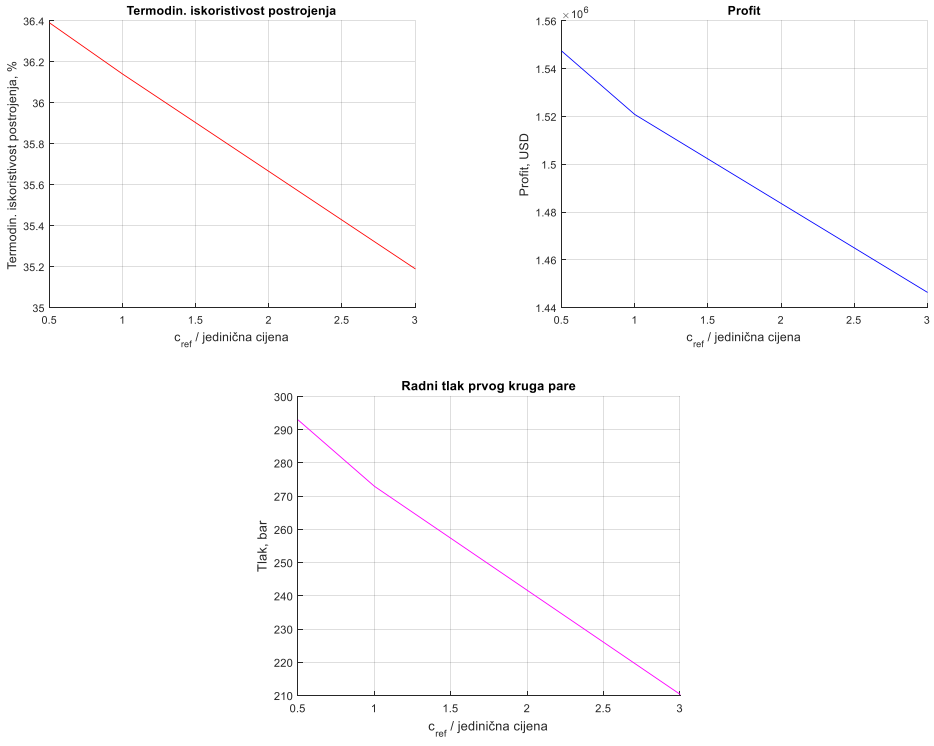
Slika 7.89 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i 3*C_{ref} – eksergoekonomska optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

Tablica 7.23 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i C_{ref} /2 – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				36,39
η_{cikl_uk}, %				39,38
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	43,53	26,43		
ΔT_{pp_eco}, °C	5,02	5,26		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	11,06	7,99		
p, bar	292,98	65,17	36,66	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,92	0,98	0,00	
T_{preg}, °C	596,34	266,65	596,336	
q_m, kg/s	0,114	0,205	0,11	
Φ_{eco}, W	225736,89	126276,43	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	0,000	
Φ_{preg}, W	150165,57	20949,87	84027,919	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,619	0,242	0,138	
P_{ST_uk}, W	204157,80	40925,51	0,00	
P_{p_uk}, W	3954,29	2014,64	0,00	
P_{neto_uk}, W	200203,51	38910,87	0,00	
A_{eco}, m^2	479,24	371,08	0,00	
A_{isp}, m^2	0,00	0,00	0,00	
A_{preg}, m^2	84,57	22,63	119,23	
C_{eko}, USD	14091,24	8482,39	0,00	
C_{isp}, USD	0,00	0,00	0,00	
C_{preg}, USD	4293,07	588,92	3346,01	
F_{ee_uk}, USD	1321343,18	256811,75	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	18384,31	9071,31	3346,01	
F, USD	1302958,86	247740,43		
F_{uk}, USD	1547353,28			

Tablica 7.24 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C i 3*c_{ref} – dva kruga s međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				45,08
η_{post_uk}, %				35,19
η_{cikl_uk}, %				38,09
η_{gp_uk}, %				92,39
η_{ciklus}, %	42,72	25,74		
ΔT_{pp_eco}, °C	12,07	13,48		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	19,33	17,57		
p, bar	210,37	46,13	54,94	
p_{kond}, bar	0,03	0,31	0,00	
z	0,89	0,97	0,00	
T_{preg}, °C	587,02	238,49	577,693	
q_m, kg/s	0,115	0,236	0,11	
Φ_{eco}, W	201870,93	134737,05	0,00	
Φ_{isp}, W	51045,75	16764,86	0,000	
Φ_{preg}, W	132800,54	14043,02	55894,535	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,635	0,273	0,09	
P_{ST_uk}, W	191537,15	44248,83	0,00	
P_{p_uk}, W	2867,66	1636,78	0,00	
P_{neto_uk}, W	188669,49	42612,04	0,00	
A_{eco}, m^2	245,17	180,02	0,00	
A_{isp}, m^2	31,24	7,17	0,00	
A_{preg}, m^2	42,63	4,23	28,06	
C_{eko}, USD	33625,86	24689,82	0,00	
C_{isp}, USD	3267,12	750,02	0,00	
C_{preg}, USD	12287,46	660,51	4725,55	
F_{ee_uk}, USD	1245218,66	281239,49	0,00	
$C_{izm,uk}$, USD	49180,43	26100,35	4725,55	
F, USD	1196038,22	255139,14		
F_{uk}, USD	1446451,81			



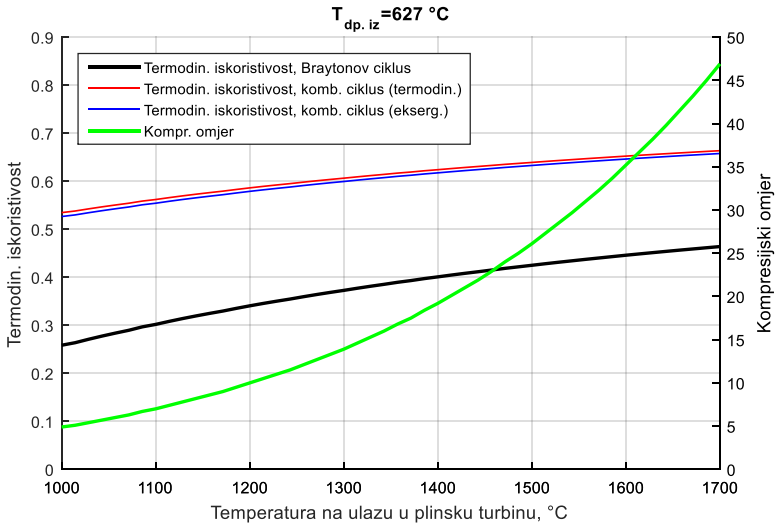
Slika 7.90 Ovisnosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, profita i radnog tlaka prvog kruga pare o jediničnoj cijeni izmjenjivačkih površina.

Tablica 7.25 Financijski rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, 5500 h/ god, C_{ref}

$T_{dp,ul}$,°C	500		600		700	
Radni medij	η_{post_uk}, %	**Profit,** USD	η_{post_uk}, %	**Profit,** USD	η_{post_uk}, %	**Profit,** USD
aceton	31,37	684 751	35,36	937 339	38,70	1 216 098
R11	31,46	682 069	35,20	933 987	38,70	1 213 875
voda	30,11	659 989	34,46	915 138	38,45	1 197 476

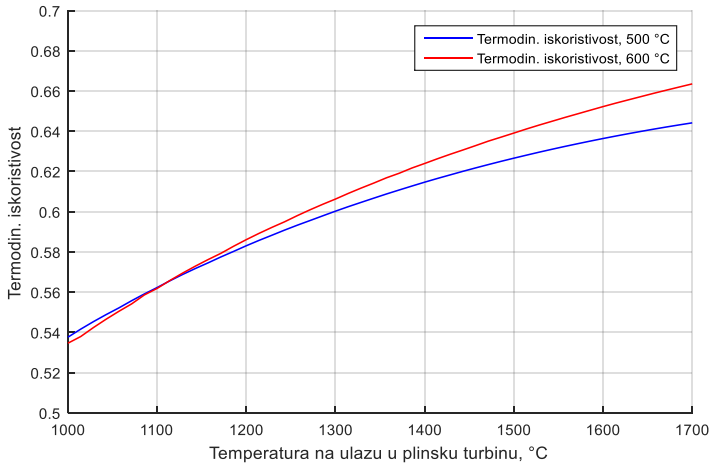
7.3 Analiza termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja

Nakon prethodno opisanih rezultata termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije, u ovom poglavlju prikazan je utjecaj dobivenih rezultata na termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja. Osnovni princip rada kombiniranog postrojenja, shema postrojenja i jednadžbe, dan je u poglavlju 2.1. Jednostavni matematički model plinskoturbinskog postrojenja je, također kao i parnoturbinsko postrojenje, napravljen u programskom paketu Matlab. Radi jednostavnosti proračuna, kao radni medij plinskoturbinskog postrojenja odabran je zrak, čija su termodinamička svojstva dana u "REFPROP" kalkulatoru. Za analizu su odabrani dobiveni rezultati termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije za $T_{dp,ul}$ = 600 °C i to za konfiguraciju postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem. Uzeto je da je temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine za 27 °C viša od temperature na ulazu u generator pare (kao i u postrojenju Irsching 4), zato što postoje toplinski gubici u dimovodnom kanalu koji spaja izlaz plinske turbine s generatorom pare. Temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu za koje se računala termodinamička iskoristivost Braytonovog ciklusa (plinskoturbinsko postrojenje) su bile u rasponu od 1000 °C do 1700 °C. Termodinamička iskoristivost Braytonovog ciklusa računala se za zadanu temperaturu dimnih plinova na ulazu i izlazu iz plinske turbine. Na Slici 7.91 prikazani su rezultati za konfiguraciju kod koje je u drugom krugu pare radni medij bilo aceton. Na dijagramu se zamjećuje, kako je znano otprije, da termodinamička iskoristivost Braytonovog ciklusa, za zadanu izlaznu temperaturu dimnih plinova, raste s porastom temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu. Istodobno raste i kompresijski omjer plinske turbine. Ako uzmemo iznose termodinamičkih iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja koji su rezultat termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije (t_{rs} = 5500), tada prema izrazu **(2.7)** možemo izračunati i termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja, također u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu (Slika 7.91).



Slika 7.91 Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja za temperaturu dimnih plinova na ulazu u generator pare od 600 °C – aceton radni medij drugog kruga pare

Iz dobivenih rezultata termodinamičke i eksergoekonomske optimizacije moguće je napraviti usporedbu termodinamičkih iskoristivosti kombiniranog postrojenja za različite temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare. Na Slici 7.92 je prikazana termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja gdje je termodinamička iskoristivost parnoturbinskog dijela postrojenja rezultat termodinamičke optimizacije. Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja je prikazana u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu (500 °C i 600 °C).

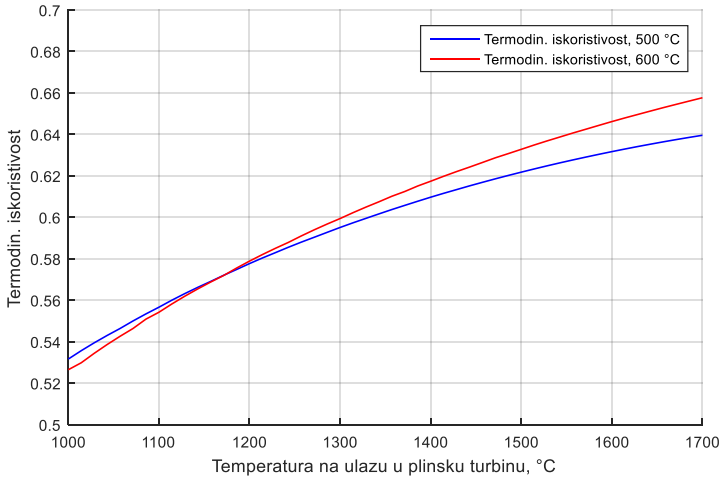


Slika 7.92 Usporedba termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja gdje su temperature na ulazu u generator pare 500 °C odnosno 600 °C (termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je rezultat termodinamičke optimizacije) – aceton radni medij drugog kruga pare

Na dijagramu (Slika 7.92) se može uočiti da je termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja kod kojeg je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare 500 °C, viša od termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja kod kojeg je temperatura dimnih

plinova na ulazu u generator pare 600 °C, za temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu manje od 1110 °C. Za temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu više od 1110 °C termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja, kod kojeg je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare 500 °C, je niža od termodinamičke iskoristivost kombiniranog postrojenja kod kojeg je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare 600 °C. Kako je prikazano rezultatima optimizacije parnoturbinskog postrojenja, termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je viša što je viša temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu. S druge pak strane, kako je ilustrativno prikazano na Slikama 2.3 i 2.4, termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja, ovisno o temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu, ima maksimalnu vrijednost pri nekoj temperaturi dimnih plinova na izlasku iz plinske turbine. Za temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine više od vrijednosti pri kojoj se javlja maksimum termodinamičke iskoristivosti postrojenja, termodinamička iskoristivost postrojenja počinje opadati. Tako za temperaturu dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu od 1000 °C termodinamička iskoristivost postrojenja počinje opadati pri temperaturama dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine višim od 380 °C (Slika 2.3), dok pri temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu od 1500 °C, termodinamička iskoristivost postrojenja počinje opadati pri temperaturama dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine višim od 450 °C (Slika 2.4). Znači, povećanjem temperature na izlazu iz plinske turbine opada termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja ali, zato raste termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja. Pošto te dvije veličine ovise o temperaturama dimnih plinova na ulazu i izlazu iz plinske turbine zaključuje se, kako je i prikazano jednadžbama **(2.8) - (2.10)**, da postoji neka vrijednost temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu kod koje su za oba slučaja (500 °C i 600 °C) termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja jednake, odnosno nakon koje je termodinamička iskoristivost postrojenja s 600 °C na ulazu u generator pare veća. To znači da postoji neka temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu pri kojoj porast termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja ima veći pozitivan utjecaj na termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja, negoli smanjenje termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog postrojenja. Na Slici 7.93 je prikazana termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja gdje je termodinamička iskoristivost parnoturbinskog dijela postrojenja rezultat eksergoekonomske optimizacije. Trend linija je sličan kao i na Slici 7.92 samo su apsolutne vrijednosti manje, što je i razumljivo, jer su termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog postrojenja eksergoekonomske optimizacije niže negoli kod termodinamičke optimizacije. Za razliku od

slučaja prikazanog na Slici 7.92, termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja za ulaznu temperaturu dimnih plinova od 600 °C u generator pare je viša od slučaja kada je temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare 500 °C pri temperaturi dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu od oko 1170 °C, što je za 70 °C stupnjeva više negoli u slučaju prikazanom Slikom 7.92. To se događa zato što je termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja dobivena eksergoekonomskom optimizacijom (t_{rs} = 5500), manja negoli ona dobivena termodinamičkom optimizacijom.



Slika 7.93 Usporedba termodinamičke iskoristivosti kombiniranog postrojenja gdje su temperature na ulazu u generator pare 500 °C odnosno 600 °C (termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je rezultat eksergoekonomske optimizacije) – voda radni medij drugog kruga pare

8 CASE STUDY

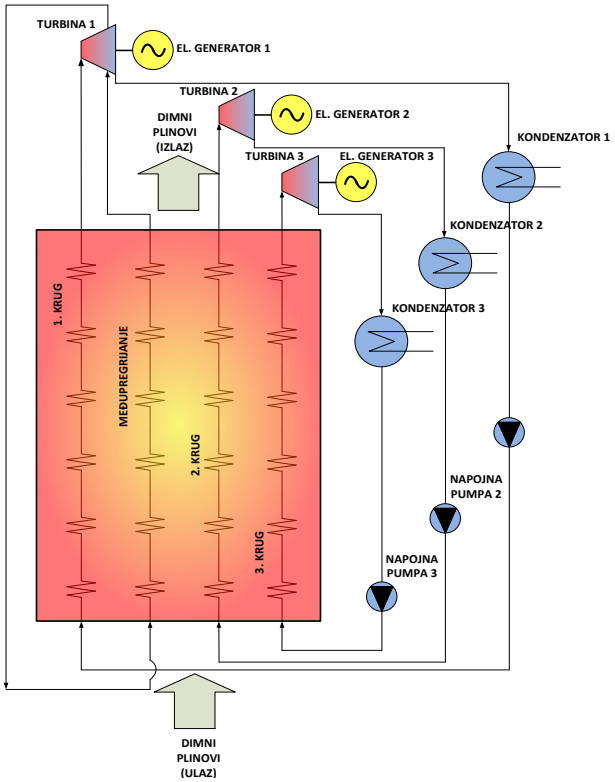
8.1 Kombinirano postrojenje Irsching 4 (Kraftwerk Ulrich Hartmann)

Kombinirano postrojenje Irsching 4 (Vohburg, Njemačka) izgrađeno je 2011. Postrojenje se sastoji od tri kruga pare u kojima je voda radni medij. Termodinamička iskoristivost postrojenja je 60,43 % (**[88]**, **[97]**). Tehnička specifikacija postrojenja **[98]** dana je u Tablici 8.1.

Tablica 8.1 Tehnička specifikacija postrojenja Irsching 4

Veličina	Iznos	Jedinica
Električna snaga (neto)	545	MW
Gorivo	zemni plin	
Temperatura svježe pare	600	°C
Tlak svježe pare	170	bar
Potrošnja goriva pri 100 % opterećenja	91 000	Nm^3/h
Temp. na izlazu iz plinske turbine	627	°C

U ovom radu izrađen je matematički model parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem kako bi se mogla provesti termodinamička optimizacija takvog postrojenja i usporediti dobivene rezultate s postrojenjem Irsching 4. Shema parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem dana je na Slici 8.1.

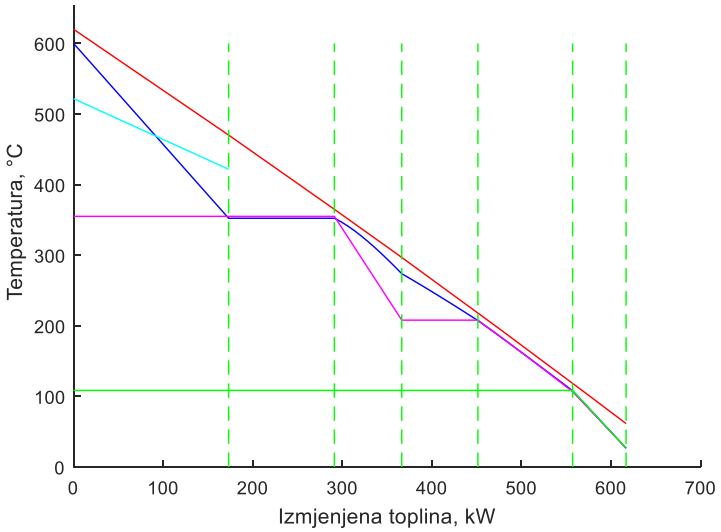


Slika 8.1 Shema parnoturbinskog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem

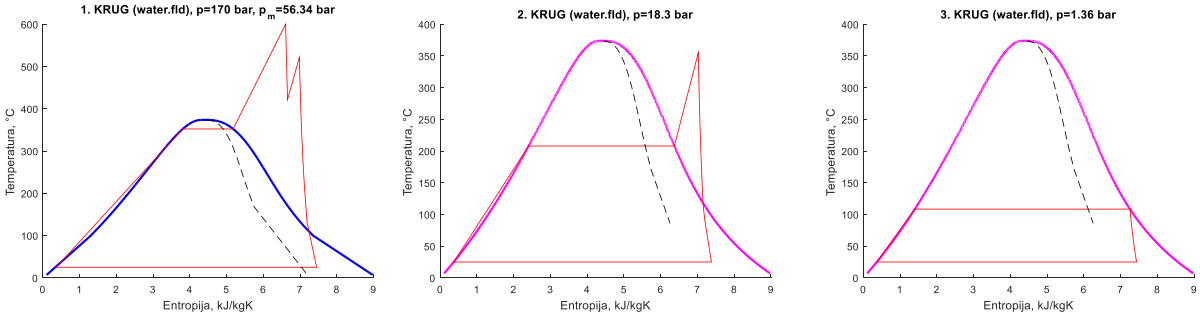
Za iznos termodinamičke iskoristivosti plinskoturbinskog dijela Irsching 4 postrojenja uzeta je vrijednost 39 %. U literaturi se navodi iznos termodinamičke iskoristivosti postrojenja od 40 % bruto (**[99]**, **[100]**), odnosno 39 % neto **[101]**. Prilikom optimizacije zadano je p_{max} = 170 bar (radni medij prvog kruga pare), $T_{dp,ul}$ = 627 °C i $T_{rm,1.\ krug,\ max}$ = 600 °C. Također odabrano je da je najmanji iznos pinch temperature ΔT_{pp} = 10 °C. Rezultati optimizacije dani su u Tablici 8.2, a *T-Φ* i *T-s* dijagrami na Slikama 8.2 i 8.3. Kako se može vidjeti na *T-s* dijagramu, prvi krug pare postigao je maksimalno dopuštenu temperaturu pregrijanja (600 °C) pri maksimalno dopuštenom radnom tlaku (170 bar). Tlak međupregrijanja iznosi 56,34 bar, a temperatura međupregrijanja 521 °C. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga iznosi 41,76 %. Drugi krug pare radi na nižim parametrima tako da radni tlak iznosi 18,3 bar dok temperatura pregrijanja iznosi 355 °C. Termodinamička iskoristivost ciklusa drugogo kruga pare iznosi 30,79 %. Taj iznos je manji, u odnosu na prvi krug pare, jer se toplina izmjenjuje pri nižem tlaku i temperaturi dimnih plinova. Treći krug pare ima najmanji iznos termodinamičke iskoristivosti ciklusa (18,12 %) jer su mu radni parametri najniži, u odnosu na prvi i drugi krug pare. Kod trećeg kruga pare nije niti došlo do pregrijanja već je u turbinu ušla suhozasićena para. To je zato što nije preostalo dovoljno topline dimnih plinova koja bi se iskoristila za pregrijanje. Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja iznosi 35,08 %. Ako se ova vrijednost uvrsti u izraz **(2.7)** tada dobivamo termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja od 60,399 % što je gotovo identično termodinamičkoj iskoristivosti navedenoj u **[88]**.

Tablica 8.2 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	3. krug	Međupreg.	Postrojenje
T_{dp_iz}, °C					61,39
$\eta_{post_uk,}$ %					35,08
$\eta_{cikl_uk,}$ %					38,91
$\eta_{qp_uk,}$ %					90,15
$\eta_{ciklus,}$ %	41,76	30,79	18,12		
p, bar	170,00	18,30	1,36	56,34	
p_{kond}, *bar*	0,03	0,032	0,032		
z	0,87	0,86	0,86		
T_{preq}, °C	600,00	354,99	108,39	521,68	
q_m, *kg/s*	0,137	0,022	0,017	0,137	
Q_{eco}, *W*	214154,55	17140,195	5692,840		
Q_{isp}, *W*	117459,74	42180,39	37036,13		
Q_{preq}, *W*	139471,17	7868,33	0,02	32776,33	
$Q_{dp_uk_udio,}$ %	76,75	10,95	6,96	5,34	
P_{t_uk}, *W*	213186,09	20735,40	7747,15		
P_{p_uk}, *W*	2769,71	48,19	2,63		
P_{neto_uk}, *W*	210416,38	20687,21	7744,52		



Slika 8.2 *T-Φ* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem



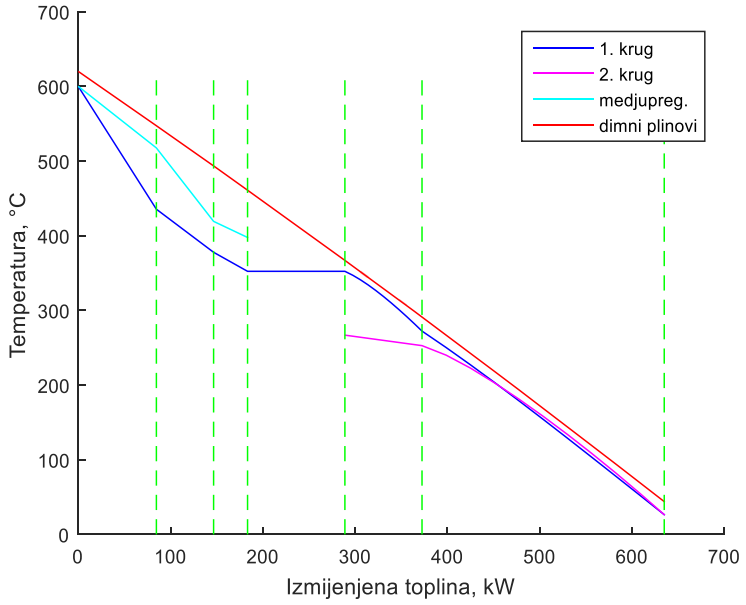
Slika 8.3 *T-s* dijagram postrojenje s vodom kao radnim medijem u drugom i trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem

Za usporedbu s prethodno opisanim postrojenjem s tri kruga pare i međupregrijanjem provela se optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem kod kojih su radni mediji u drugom krugu pare bili aceton i R123. Navedeni fluidi su korišteni kao radni mediji energetskih postrojenja u radovima brojnih autora (aceton – **[89]**, **[90]**; R123 – **[91]**, **[92]**, **[93]**, **[94]**, **[95]**, **[96]**). Nametnuta ograničenja na radne parametre su jednaka kao i kod postrojenja Irsching 4. Rezultati za slučaj acetona kao radnog medija drugog kruga pare dani su u Tablici 8.3, a *T-Φ* i *T-s* dijagrami na Slikama 8.4 i 8.5. Temperatura pregrijanja prvog kruga je bila maksimalnih 600 °C kao. Radni tlak je također postigao maksimalno dopuštenu vrijednost. Termodinamička iskoristivost ciklusa prvog kruga iznosi 42,60 %. Aceton, u drugom krugu pare, radi pri natkritičnom tlaku od 64,88 bar. Temperatura pregrijanja je 266,86 °C. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare je niža za 16 °C u odnosu na slučaj s tri kruga pare i međupregrijanjem. Termodinamička iskoristivost

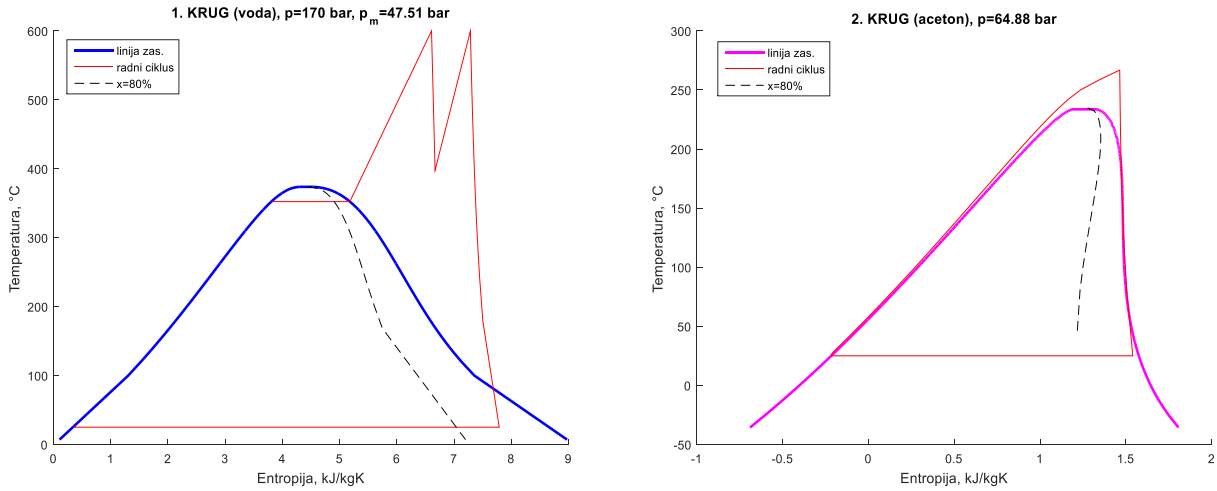
postrojenja u ovom slučaju je 35,92 %. Ovaj iznos termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog dijela kombiniranog ciklusa daje termodinamičku iskoristivost kombiniranog postrojenja od 60,911 %, a što je za 0,512 postotna boda više nego li termodinamička iskoristivost Irsching 4 postrojenja.

Tablica 8.3 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
T_{dp_iz}, °C				45,00
η_{post_uk}, %				35,92
η_{cikl_uk}, %				38,70
η_{qp_uk}, %				92,81
η_{ciklus}, %	42,60	26,49		
p, bar	170,00	64,88	47,51	
p_{kond}, bar	0,03	0,31		
z	0,91	0,98		
T_{preq}, °C	600,00	266,85	600,00	
q_m, kg/s	0,122	0,212	0,122	
Q_{eco}, W	191368,86	130569,71		
Q_{isp}, W	104962,20	0,00		
Q_{preq}, W	124631,67	22392,62	57953,88	
$Q_{dp_uk_udio}$ %	66,62	24,21	9,17	
P_{t_uk}, W	206494,81	42587,69		
P_{p_uk}, W	2475,01	2073,96		
P_{neto_uk}, W	204019,80	40513,73		



Slika 8.4 *T-Φ* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

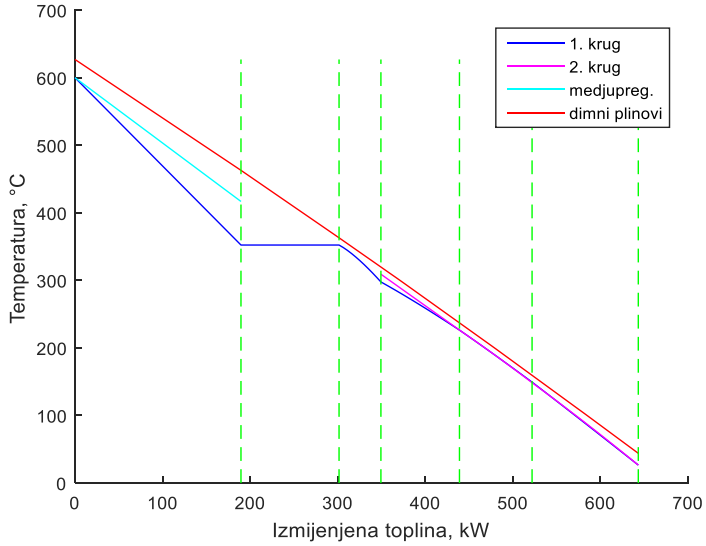


Slika 8.5 *T-s* dijagram postrojenje s acetonom kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

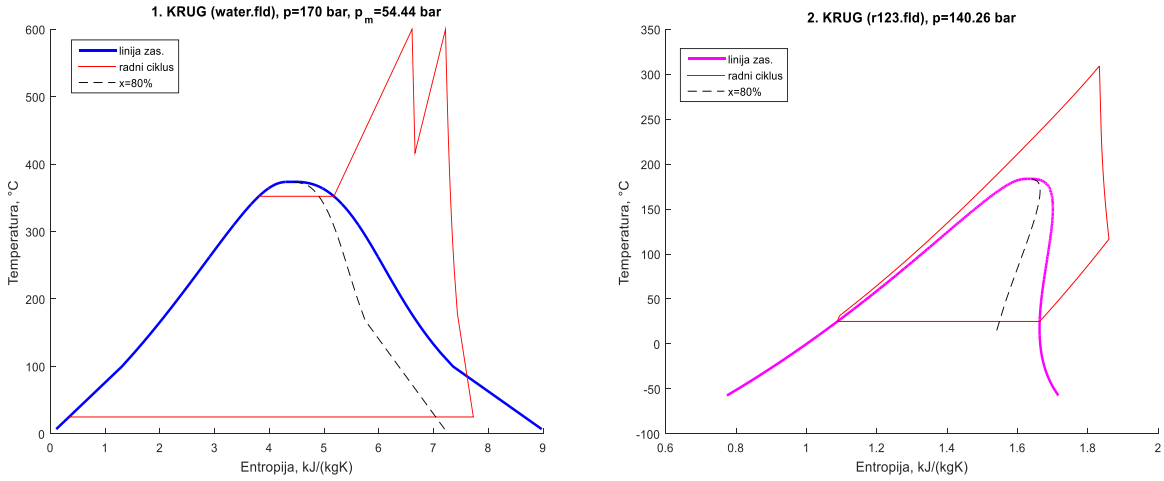
Rezultati optimizacije kod koje je u drugom krugu pare radni medij bio R123 dani su u Tablici 8.4 a *T-Φ* i *T-s* dijagrami na Slikama 8.6 i 8.7. I u ovom slučaju radni parametri prvog kruga pare su 600 °C i 170 bar dok je radni tlak R123 u drugom krugu pare 140,26 bar. Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja je nešto viša od postrojenja s acetonom i iznosi 35,94 %. Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja u ovom slučaju iznosi 60,923 % što je za 0,525 postotna boda više negoli postrojenje Irsching 4.

Tablica 8.4 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s dva kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
T_{dp_iz}, °C				45,00
η_{post_uk}, %				35,94
η_{cikl_uk}, %				38,69
η_{qp_uk}, %				92,90
η_{ciklus}, %	42,50	24,71		
p, bar	170,00	140,26	54,44	
p_{kond}, *bar*	0,03	0,91		
z	0,90	1,39		
T_{preq}, °C	600,00	309,10	600,00	
q_m, *kg/s*	0,130	0,420	0,130	
Q_{eco}, *W*	203203,88	92728,05		
Q_{isp}, *W*	111453,50	0,00		
Q_{preq}, *W*	132339,39	44157,45	56284,16	
$Q_{dp_uk_udio}$ %	69,83	21,38	8,79	
P_{t_uk}, *W*	216506,04	38534,91		
P_{p_uk}, *W*	2628,08	4712,49		
P_{neto_uk}, *W*	213877,96	33822,42		



Slika 8.6 *T-Φ* dijagram postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem



Slika 8.7 *T-s* dijagram postrojenje s R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – termodinamička optimizacija postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem

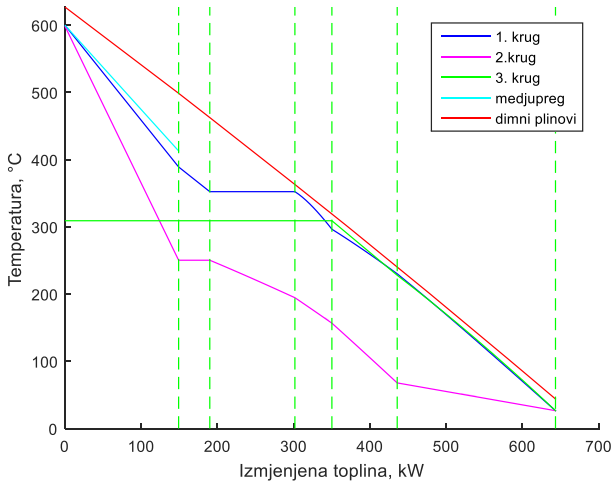
Iz navedenih rezultata se uočava da se korištenjem organskih medija, acetona i R123, može postići veća termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja negoli što je to slučaj kod Irsching 4 postrojenja

8.2 Postrojenje predloženo u patentu US 20110113786 A1

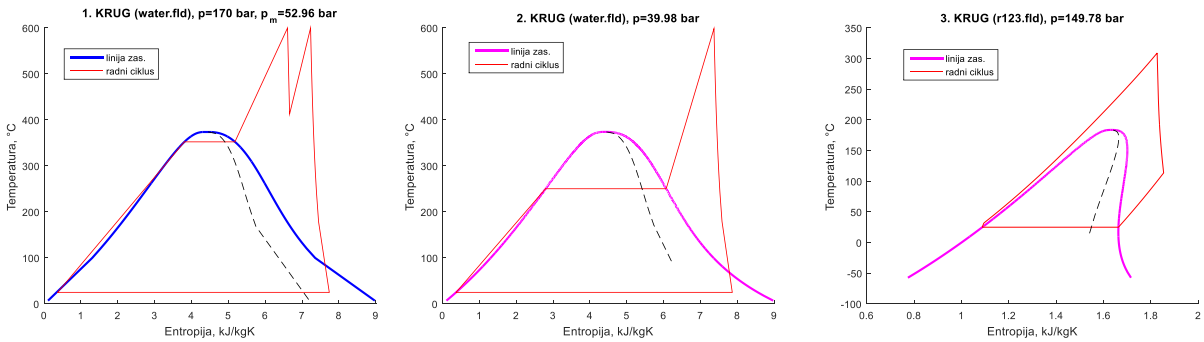
U ovom radu također se željelo ispitati rad parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja predloženog u **[47]**, koje je patent General Electrica iz 2011. Predložene su tri konfiguracije generatora pare. Dvije konfiguracije imaju ukupno četiri kruga pare. U prva tri kruga pare (visokotlačni, srednjetlačni i niskotlačni) je jedna vrsta radnog medija, dok je u četvrtom krugu pare radni medij neki organski fluid. Treća predložena konfiguracija ima ukupno tri kruga pare. U visokotlačnom i niskotlačnom krugu pare je jedan medij, dok je u trećem krugu pare radni medij neki organski radni fluid. Kod svih konfiguracija maseni protok niskotlačnog kruga pare je varijabilan što znači da se može regulirati udio masenog protoka, koji će se koristiti za zagrijavanje kruga pare u kojem je radni medij organski fluid. U patentu se ne spominje mogućnost paralelne predaje toplinskog toka dimnih plinova radnim medijima. Izrađeni matematički model sastojao se od tri kruga pare i međupregrijanja. U prva dva kruga pare radni medij je bila voda, dok je za radni medij trećeg kruga pare odabran R123. Odabrana ograničenja na radne parametre jednaka su kao kod postrojenja Irsching 4 (prethodno poglavlje). Temperatura dimnih plinova na ulazu u generator pare iznosila je $T_{dp,ul}$ = 600 °C. Rezultati optimizacije dani su u Tablici 8.5 dok su *T*-*Φ* i *T*-*s* dijagrami dani na Slikama 8.8 i 8.9. Iz prikazanih rezultata je vidljivo da je dobivena termodinamička iskoristivost postrojenja jednaka kao i u slučaju rada postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, R123 kao radnim medijem u drugom krugu pare i ograničenjima na radne parametre kao kod postrojenja Irsching 4 (Tablica 8.4). Termodinamička iskoristivost je jednaka zato što je optimizacijski algoritam izbacio drugi krug pare u kojem je radni medij voda, tj. optimizacijski algoritam je odredio da je maseni protok u drugom krugu pare jednak nuli. Opisana konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu se zapravo transformirala u konfiguraciju s dva kruga pare i međupregrijanjem. Uspoređujući predloženu konfiguraciju u **[47]** i konfiguraciju dobivenu kao rezultat termodinamičke optimizacije, uočava se da je konfiguracija dobivena termodinamičkom optimizacijom jednostavnija s aspekta potrebnog broja krugova pare. Zaključak je da, uvođenjem organskog radnog medija ne postoji potreba za trećim krugom pare, tj. toplina dimnih plinova se može u potpunosti iskoristiti sa samo dva kruga pare i međupregrijanjem.

Tablica 8.5 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1, R123 kao radni medij trećeg kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 627 °C i ΔT_{pp} = 10 °C – postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem

	1. krug	2. krug	3. krug	Međupreg.	Postrojenje
T_{dp_iz}, °C					45,00
η_{post_uk}, %					35,94
η_{cikl_uk}, %					38,69
η_{gp_uk}, %					92,90
η_{ciklus}, %	42,52	36,56	24,70		
p, bar	170,00	39,975	149,78	52,96	
p_{kond}, bar	0,032	0,03	0,914		
z	0,90	0,92	1,38		
T_{preq}, °C	600,00	598,572	309,06	600,00	
q_m, kg/s	0,130	0,000	0,425	0,130	
Q_{eco}, W	202500,15	0,1260	94211,639		
Q_{isp}, W	111067,51	0,22	0,0000		
Q_{preq}, W	131881,08	11,28%	43334,24	57171,32	
$Q_{dp_uk_udio}$,%	69,58	0,00	21,49	8,93	
P_{t_uk}, W	216330,61	0,17	39073,18	52,96	
P_{p_uk}, W	2618,98	0,00	5097,06		
P_{neto_uk}, W	213711,64	0,168	33976,13		



Slika 8.8 *T-Φ* dijagram termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1 s R123 kao radnim medijem u trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – tri kruga pare i međupregrijanje



Slika 8.9 *T-s* dijagram termodinamičke optimizacije postrojenja predloženog patentom US 20110113786 A1 s R123 kao radnim medijem u trećem krugu pare, ΔT_{pp} = 10 °C i $T_{dp,ul}$ = 627 ° – tri kruga pare i međupregrijanje

9 ZAKLJUČAK

Matematički model parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja, koji je napravljen u sklopu ovog rada, omogućava proizvoljan razmještaj izmjenjivačkih površina različitih krugova pare i međupregrijanja, kako u serijskom tako i u paralelnom međusobnom položaju. Manipuliranje paralelnim razmještajem izmjenjivačkih površina je zapravo manipuliranje masenim protocima dimnih plinova u pojedinim dijelovima krugova pare. Kako je vidljivo iz analiziranih rezultata, optimalno rješenje se sastoji od kompromisa između termodinamičke iskoristivosti ciklusa i termodinamičke iskoristivosti generatora pare. Visoka termodinamička iskoristivost ciklusa ne garantira visoku termodinamičku iskoristivost postrojenja, već je u sklopu pronalaženja optimalnog rješenja, potrebno pronaći one radne parametre svih krugova pare, uključujući i međupregrijanja, koji će na zadovoljavajući način pronaći povoljni odnos između termodinamičke iskoristivosti ciklusa i generatora pare. Veće iskorištavanje topline dimnih plinova unutar generatora pare na otpadnu toplinu onemogućava pojava pinch točke koja se, pri tlakovima koji se javljaju kod suvremenih energetskih postrojenjima, javlja unutar ekonomajzera. Dosadašnja rješenja su obuhvaćala korištenje vode u nižim krugovima pare čime se negativan efekt pinch temperature donekle ublažio. Problem korištenja vode u dodatnim krugovima pare je u tome što voda pri korištenju topline nižih temperatura ima nisku termodinamičku iskoristivost ciklusa, jer su u tom slučaju i radni parametri, kao što su temperatura i tlak, niski. Da bi se riješio taj problem, uz danu mogućnost paralelnog razmještaja izmjenjivačkih površina, u ovom radu su korišteni umjesto vode, u nižim krugovima pare, organski fluidi. Dobiveni rezultati optimizacije su pokazali da s termodinamičkog i eksergoekonomskog aspekta korištenje organskih radnih fluida, za iste zadane uvjete, u nižim krugovima pare parnoturbinskog postrojenja (niži radni parametri – tlak i temperatura), ima prednost nad postrojenjima s vodom u nižim krugovima pare, tj. korištenjem organskih fluida mogu se postići veće vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja. Da bi se pronašli uzroci prednosti korištenja organskih radnih medija nad vodom, detaljno je analizirano ponašanje pojedinih organskih fluida u ovisnosti o ulaznoj temperaturi dimnih plinova, temperaturi pregrijanja i radnim tlakovima te je na temelju tih rezultata zaključeno da bi njihova primjena imala prednost nad korištenjem vode. Rezultati te analize su dani u radu te u Prilogu. Provedena optimizacija i dobiveni rezultati potvrdili su opravdanost korištenja organskih radnih medija, čime je i potvrđena hipoteza ovog rada.

Prethodni izračuni termodinamičke optimizacije pokazali su da je kod postrojenja s dva kruga pare, kod ulaznih temperatura dimnih plinova u generator pare od 500 °C do 800 °C, najbolje u drugom krugu pare koristiti aceton i R11 kao radne medije. Najviše termodinamičke iskoristivosti postrojenja za zadanu temperaturu dimnih plinova na ulazu u generator pare bile su:

$T_{dp,ul}$ = 500 °C → aceton → η_{post_uk} = 32,04 %

$T_{dp,ul}$ = 600 °C → R11 → η_{post_uk} = 36,19 %

$T_{dp,ul}$ = 700 °C → R11 → η_{post_uk} = 39,82 %

$T_{dp,ul}$ = 800 °C → aceton → η_{post_uk} = 42,68 %

Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem također su pokazali, kao i kod konfiguracije s dva kruga pare, da su najbolji radni mediji za korištenje u drugom krugu pare aceton i R11. Najviše termodinamičke iskoristivosti postrojenja su:

$T_{dp,ul}$ = 500 °C → R11 → η_{post_uk} = 32,94 %

$T_{dp,ul}$ = 600 °C → aceton → η_{post_uk} = 37,24 %

$T_{dp,ul}$ = 700 °C → aceton → η_{post_uk} = 40,46 %

$T_{dp,ul}$ = 800 °C → R11 → η_{post_uk} = 43,51 %

Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s tri kruga pare (voda u prvom i drugom krugu te R11 u trećem krugu pare) i međupregrijanjem, pokazali su da je, za ulaznu temperaturu dimnih plinova u generator pare od 600 °C, drugi krug pare suvišan. U usporedbi s predloženom konfiguracijom generatora pare u **[47][23]**, konfiguracija predložena u ovom radu ima manji broj krugova pare, što ukazuje na činjenicu da je, s konstrukcijskog aspekta gledanja, jednostavnija za izvedbu.

Kod eksergoekonomske optimizacije ključnu ulogu pri pronalasku rješenja imala je cijena investicije koja se sastojala od cijene izmjenjivačkih površina. Termodinamička iskoristivost postrojenja kod ove optimizacije je bila uvijek manja negoli kod termodinamičke optimizacije. To je i razumljivo jer kod termodinamičke optimizacije iznos radnog tlaka nije imao utjecaja na funkciju cilja, dok je kod eksergoekonomske optimizacije iznos tlaka utjecao na debljinu stijenke cijevi izmjenjivačke površine. Optimizacijski algoritam je nastojao naći kompromis između troškova investicije i iznosa termodinamičke iskoristivosti postrojenja. I kod ove se optimizacije pokazala prednost korištenja organskih

radnih medija u nižim krugovima pare. Kod postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem najbolje rezultate je dalo postrojenje s acetonom u drugom krugu pare (t_{rs} = 5500 h/god):

$T_{dp,ul}$ = 500 °C → aceton → F_{uk} = 1 111 527 USD

$T_{dp,ul}$ = 600 °C → aceton → F_{uk} = 1 520 810 USD

$T_{dp,ul}$ = 700 °C → aceton → F_{uk} = 1 932 342 USD

Korištenje genetskog algoritma, kao primarnog optimizacijskog algoritma, pokazalo se učinkovitim pri rješavanju ovog tipa optimizacijskog problema. Pokazalo se da odabir većeg broja populacije pozitivno utječe na dobiveno rješenje, no prevelik broj populacije uvelike produljuje vrijeme optimizacije.

Na temelju svih dobivenih rezultata u ovom radu može se zaključiti da:

a) Upotrebom odabranih organskih radnih medija te omogućavanjem paralelnog razmještaja izmjenjivačkih površina različitih krugova pare, moguće je postići veće vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja, negoli kod postrojenja s vodom u nižim krugovima pare.
b) Nisu svi organski radni mediji jednako dobri za rad pri različitim temperaturama.
c) Više vrijednosti termodinamičke iskoristivosti postrojenja moguće je postići pri višim temperaturama dimnih plinova na ulazu u generator pare.
d) Razlike u termodinamičkim iskoristivostima između postrojenja s organskim radnim medijem i s vodom se smanjuju s povećanjem temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare.
e) Razlike u profitima između postrojenja s organskim radnim medijem i s vodom se smanjuju s povećanjem temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare.
f) Postizanje samo visoke termodinamičke iskoristivosti ciklusa, a ne i termodinamičke iskoristivosti generatora pare, nije dovoljno za postizanje visoke termodinamičke iskoristivosti postrojenja, već treba pronaći kompromis između te dvije veličine tj. treba postići maksimum njihova umnoška.
g) Termodinamička iskoristivost postrojenja kod termodinamičke optimizacije je veća negoli kod eksergoekonomske, zato što kod termodinamičke optimizacije iznos radnog tlaka nije imao utjecaja na funkciju cilja, dok je kod eksergoekonomske optimizacije iznos tlaka imao veliki utjecaj na funkciju cilja.
h) Kod eksergoekonomske optimizacije iznosi termodinamičkih iskoristivosti postrojenja i profita ovise o faktoru opterećenja postrojenja, ulaznim temperaturama

dimnih plinova na ulazu u generator pare, specifičnim cijenama pojedinih izmjenjivačkih površina, životnom vijeku postrojenja te cijeni električne energije.

Glavni znanstveni doprinosi ovog doktorskog rada su:

a) izrađen je matematički model kojim je moguće odrediti raspored izmjenjivačkih površina generatora pare na otpadnu toplinu i radne parametre parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja koje, uz vodu, koristi organski radni medij,
b) ukazano je na mogućnost postizanja veće termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja,
c) ukazano je na mogućnost pojednostavljenja konstrukcije generatora pare na otpadnu toplinu uvođenjem organskog fluida kao radnog medija,
d) određeni su termodinamički prikladni organski radni mediji za korištenje u generatorima pare na otpadnu toplinu koji koriste istodobno vodu i organski radni medij.

Predloženo daljnje znanstveno istraživanje obuhvaćalo bi nadogradnju sadašnjeg matematičkog modela plinskoturbinskim dijelom postrojenja, koje bi omogućilo termodinamičku i eksergoekonomsku optimizaciju cijelog kombiniranog postrojenja. Također, predlaže se, u sklopu predložene nadogradnje postojećeg modela, i optimiranje pojedinih udjela različitih organskih fluida u smjesi fluida, koja bi imala bolja termodinamička svojstva, od trenutačno postojećih organskih fluida.

10 LITERATURA

[1] http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383(2013).pdf, (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[2] Annual Energy Outlook 2014 with Projections to 2040. DOE/EIA-0383(2014). April 2014. (http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383(2014).pdf), (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[3] https://powergen.gepower.com/about/insights/power-plant-efficiency-record.html, (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[4] Boyce M.P. Handbook for cogeneration and combined cycle power plants. New York: ASM Press; 2002.

[5] Zhang G., Zheng J., Yang Y., Liu W. Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSH of gas-steam combined cycle under off-design condition. Energy Conversion and Management. 2016;122:372-384.

[6] https://www.iea.org/newsroomandevents/graphics/world-electricity-demand-since-1990-with-related-total-and-regional-co2-emissio.html, (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[7] Franco A., Russo A. Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters. International Journal of Thermal Sciences. 2002;41: 843–859.

[8] Nag P.K., De S. Design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility. Applied Thermal Engineering. 1997;17: 385–391.

[9] Cacarosa C., Franco A. Thermodynamic Optimization of the Operative Parameters for the Heat Recovery in Combined Power plants. Int.J. Applied Thermodynamics. 2001; 4: 43-52.

[10] Shin J.Y.,Son Y.S., Kim M.G., Kim J.S., Jeon Y.J. Performance Analysis of a Triple Pressure HRSG. KSME International Journal. 2003; 17: 1746-1755.

[11] Mohagheghi M, Shayegan J. Thermodynamic optimization of design variables and heat exchangers layout in HRSGs for CCGT, using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering. 2009;29: 290-299.

[12] Valdes M., Rapun J.L. Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants. Applied Thermal Engineering. 2001;21: 1149–1159.

[13] Bassily A.M. Modeling and numerical optimization of the dual and triple-pressure combined-cycles. Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Part A. Journal of Power Energy 2004;218 (A2): 97–109.

[14] van der Lee P., Terlaky T., Woudstra T. A new approach to optimizing energy systems. Computer methods in applied mechanics and engineering. 2001;190: 5297-5310.

[15] Franco A., Casarosa C. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. Applied Thermal Engineering. 2002; 22: 1501–1518.

16] Bassily A.M. Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle. Energy. 2007; 32: 778-794.

[17] Franco A., Casarosa C. Thermoeconomic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants. Energy. 2004; 29: 1963–1982.

[18] Poullikkas A. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2005;9:409–43.

[19] Marston C.H., Hyre M. Gas turbine bottoming cycles: Triple-pressure steam versus Kalina. Journal of Engineering Gas Turbines and Power. 1995;117:10–5.

[20] Chacartegui R., Sanchez D., Munoz J.M., Sanchez T. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. Appliedied Energy. 2009;86:2162–2170.

[21] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles. Energy. 2007; 32:1210-1221.

[22] Hettiarachchi M.H.D., Golubovic M., Worek W.M., Ikegami Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low-temperature geothermal heat sources. Energy. 2007; 32:1698-1706.

[23] Drescher U., Bruggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. Appl. Therm. Eng. 2007;27: 223-228.

[24] Hunt J.R. The History of the Industrial Gas Turbine (Part 1 The First Fifty Years 1940-1990). Institution of Diesel and Gas Turbine Engineers. Bedford. 2011

[25] Ganapathy V. Industrial boilers and heat recovery steam generators design, applications and calculations. New York: Marcel Dekker Inc; 2002.

[26] Valdes M., Duran D., Rovira A. Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. Applied Thermal Engineering. 2003;23:2169-82.

[27] Kotowicz J., Bartela L. The influence of economic parameters on the optimal values of the design variables of a combined cycle plant. Energy. 2010;35:911-19.

[28] Rovira A., Sánchez C., Muñoz M., Valdés M., Durán M.D. Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation. Energy Conversion and Management. 2011; 52:1840-49.

[29] Xiang W., Chen Y. Performance improvment of combined cycle power plant based on the optimization of the bottom cycle and heat recuperation. Energy Conversion and Management. 2007; 16:84-89.

[30] Rosen M., Dincer I. Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. Exergy, An International Journal. 2001;1:1-11.

[31] Dincer I., Cengel Y.A. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. Entropy. 2001;3(3):116-49.

[32] Verkhivker G., Kosoy B. On the exergy analysis of power plants. Energy Conversion and Management. 2001;42:2053-59.

[33] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal design and optimization. New York: John Wiley & Sons, Inc; 1996.

[34] Mert M.S., Dilmaç O.F., Semra Özkan S., Karaca F., Bolat E. Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory. Energy. 2012;46:78-84.

[35] Zare V., Mahmoudi S.M.S., Yari M., Amidpour M. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. Energy. 2012;47:271-83.

[36] Baghernejad A., Yaghoubi M. Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm. Energy Conversion and Management. 2011;52:2193-203.

[37] Xiong J., Zhao H., Zhang C., Zheng C., Luh P.B. Thermoeconomic operation optimization of a coal-fired power plant. Energy. 2012;42:486-96.

[38] Ahmadi P., Dincer I. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. Energy Conversion and Management. 2011;52:2296-308.

[39] Petrakopoulou F., Tsatsaronis G., Morosuk T., Carassai A. Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant. Energy. 2012; 41:146-52.

[40] Carapelluci R., Giordano L. A comparison between exergetic and economic criteria for optimizing the heat recovery steam generators of gas-steam power plants. Energy. 2013;58:458-72.

[41] Yamamoto T., Furuhata T., Arai N., Mori K. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. Energy. 2001;26:239–51.

[42] Angelino G., Colonna P. Multicomponent working fluids for Organic Rankine Cycles (ORC). Energy. 1998; 23(6):449–63.

[43] Prabhu E. Solar trough Organic Rankine electricity system (STORES) stage 1:Power plant optimization and economics, subcontract report NREL/SR-550-39433; March 2006.

[44] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle. Energy. 2007;32(4):344–52.

[45] Mago P.J., Chamra L.M., Srinivasan K., Somayaji C. An examination of regenerative Organic Rankine Cycles using dry fluids. Applied Thermal Engineering. 2008;28:998–1007.

[46] Carcasci C., Ferraro R., Miliotti E. Thermodynamic analyses of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines. Energy. 2014; 65:91-100.

[47] Rancruel D.F., Ranasinghe J. (General Electric Company). US Patent No. US20110113786 A1. 19 May 2011.

[48] http://www.siemens.com/press/en/feature/2011/energy/2011-09-irsching4.php (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[49] Handbook for cogeneration and combined power plants, Boyce P. Meherwan, ASM Press, New York, 2002.

[50] Combined-cycle gas and steam power plants, Kehlhofer R. et al., PennWell Corporation, Tulsa, USA, 2009.

[51] http://www.mhps.com/en/news/20140605.html (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[52] http://www.ses.sk/en/image.php?gid = 154 (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[53] http://www.bertsch.at/system/assets/1025/original/120.jpg (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[54] Allen P.W., Bowen H.J.M., Sutton L.E., Bastiansen O. (1952). The molecular structure of acetone. Transactions of the Faraday Society. 1952;48:991-995.

[55] Sifniades S., Levy A.B. "Acetone" in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH, Weinheim, 2005.

[56] Camara G., Funada, C. CEH Marketing Research Report: ACETONE. Chemical Economics Handbook. SRI Consulting, 2011.

[57] American Chemistry Council. Acetone VCCEP Submission. September 10. 2003.

[58] Darwent B., Allard M.J., Hartman M.F., Lange L.J. (1960). The Photolysis of Acetone. Journal of Physical Chemistry. 1960;64 (12):1847–1850.

[59] Mineral comodity summaries 2016. U.S. Geological Survey. Reston, Virginia, 2016.

[60] Campbell, M.L. Cyclohexane. Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry. 2011.

[61] Product Stewardship Summary Cyclohexane. Chevron Phillips Chemical Company LP. 2014. (http://www.cpchem.com/en- us/ehs/Documents/ Cyclohexane%20PPS%202014%20update%20final.pdf)

[62] https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/Trichlorofluoromethane (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[63] http://www.engineeringtoolbox.com/Refrigerants-Environment-Properties-d_1220.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[64] http://dhss.delaware.gov/dhss/dph/files/trichlfluorfaq.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[65] https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h52157_Suva123_push.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[66] http: //www.ceresana.com/en/market-studies/chemicals/toluene (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[67] http://www.ccohs.ca/oshanswers/chemicals/chem_profiles/toluene.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[68] https://www3.epa.gov/airtoxics/hlthef/toluene.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[69] Fogel L.J. Levels of Intelligence in Decision Making. Annals of the New York Academy of Sciences. 1962;89: 732–751.

[70] Fogel L.J., Owens A.J., Walsh M.J. An Evolutionary Prediction Technique. IEEE International Symposium on Microwaves, Circuit Theory, and Information Theory. 1964;IEEE: 173–174.

[71] Duan P. Nonlinear modelling: Genetic programming vs. fast evolutionary programming. Milwuakee Umiversity, Wisconsin, 1999.

[72] http://mathworld.wolfram.com/TravelingSalesmanProblem.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[73] Bell A. A Tasteful Example of Evolutionary Programming, Georgetown University. 2007.

[74] Mitchell M. An Introduction to Genetic Algorithms (Complex Adaptive Systems). MIT Press. 1998.

[75] Galović A. Termodinamika I. AJA. Zagreb, Hrvatska, 2002.

[76] https://www.alibaba.com/product-detail/1-5423-seamless-carbon-molybdenum-alloy_60150377706.html?spm=a2700.7724838.0.0.8ZrfAi (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[77] https://www.alibaba.com/product-detail/CHINA-PIPE-ASTM-A213-TP310HCbN-Stainless_1873104359.html

[78] https://www.alibaba.com/product-detail/High-Quality-Thick-Wall-Alloy-Steel_60515661343.html?spm=a2700.7724838.0.0.pQNiNv (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[79] https://www.nssmc.com/product/catalog_download/pdf/P008en.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[80] http://www.engineeringtoolbox.com/astm-steel-pipes-pressure-temperature-d_742.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[81] http://www.ccsteels.com/Structural_steel/576.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[82] http://www.ccsteels.com/Structural_steel/576.html (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[83] http://www.s-k-h.com/media/de/Service/Werkstoffblaetter_englisch/Kesselrohre_EN/13CrMo45_P12_T12_engl.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[84] http://smt.sandvik.com/en/products/tube-pipe-fittings-and-flanges/high-performance-materials/high-temperature-stainless-steels/sanicro-25/

[85] Di Gianfrancesco A. Materials for Ultra-Supercritical and Advanced Ultra-Supercritical Power Plants. Woodhead Publishing; 1 edition. 2016.

[86] Alfirević I. Nauka o čvrstoći II. Golden marketing, Zagreb, 1999.

[87] http://www.energy.siemens.com/us/pool/hq/energy-topics/technical-papers/Enhanced%20WaterSteam%20Cycle%20for%20Advanced%20Combined%20Cycle%20Technology.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[88] https://www.vgb.org/en/hv_11_praesentationen-dfid-39895.html (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[89] Ferrara F., Gimelli A., Luongo A. Small-scale concentrated solar power (CSP) plant: ORCs comparison for different organic fluids. Energy Procedia. 2014;45:217-226.

[90] Pierobon L., Van Nguyen T., Larsen U., Haglind F., Elmegaard B. Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. Energy. 2013;58:538-549.

[91] Shengjun Z., Huaixin W., Tao G. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low temperature geothermal power generation. Applied Energy. 2011;88:2740-2754.

[92] Feng Y.Q., Hung T.C., Wu S.L., Lin C.H., Li B.X., Huang K.C., Qin J. Operation characteristic of a R123-based prganic Rankine cycle depending on working fluid mass flow rates and heat source temperatures. Energy Conversion and Management. 2017;131:55-68.

[93] Hettiarachchi H.D.M., Golubovic M., Worek W.M., Ikegami Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. Energy. 2007;32:1698-1706.

[94] Mokhtari H., Hadiannasab H., Mostafavi M., Ahmadibeni A., Shahriari B. Determination of optimum geothermal Rankine cycle parameters utilizing coaxial heat exchanger. Energy. 2016;102:260-275.

[95] Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. Renewable Energy. 2010;35:112-121.

[96] Li M., Wang J., He W., Gao L., Wang B., Ma S., Dai Y. Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123. Renewable Energy. 2013;57:216-222.

[97] http://www.siemens.com/press/en/feature/2011/energy/2011-09-irsching4.php (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[98] http://apps.eon.com/documents/Broschuere_Irsching_Internet_engl.pdf (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[99] http://www.powerengineeringint.com/articles/print/volume-18/issue-3/features/ccgt-breaking-the-60-per-cent-efficiency-barrier.html (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

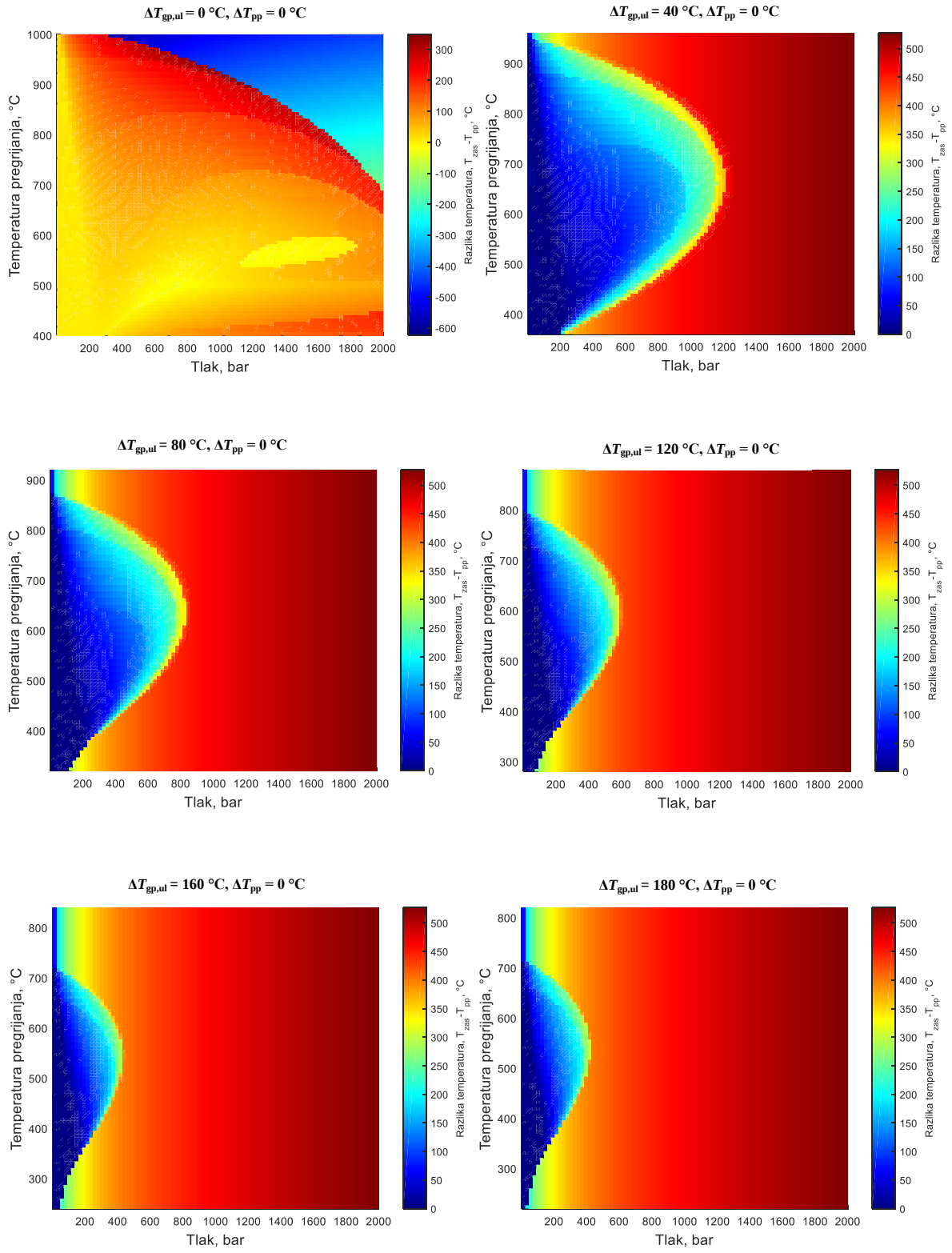
[100] http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt5-8000h.htm#content=Technical%20data (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

[101] http://www.power-technology.com/projects/irsching/ (zadnji put pristupljeno stranici 28.10.2016.)

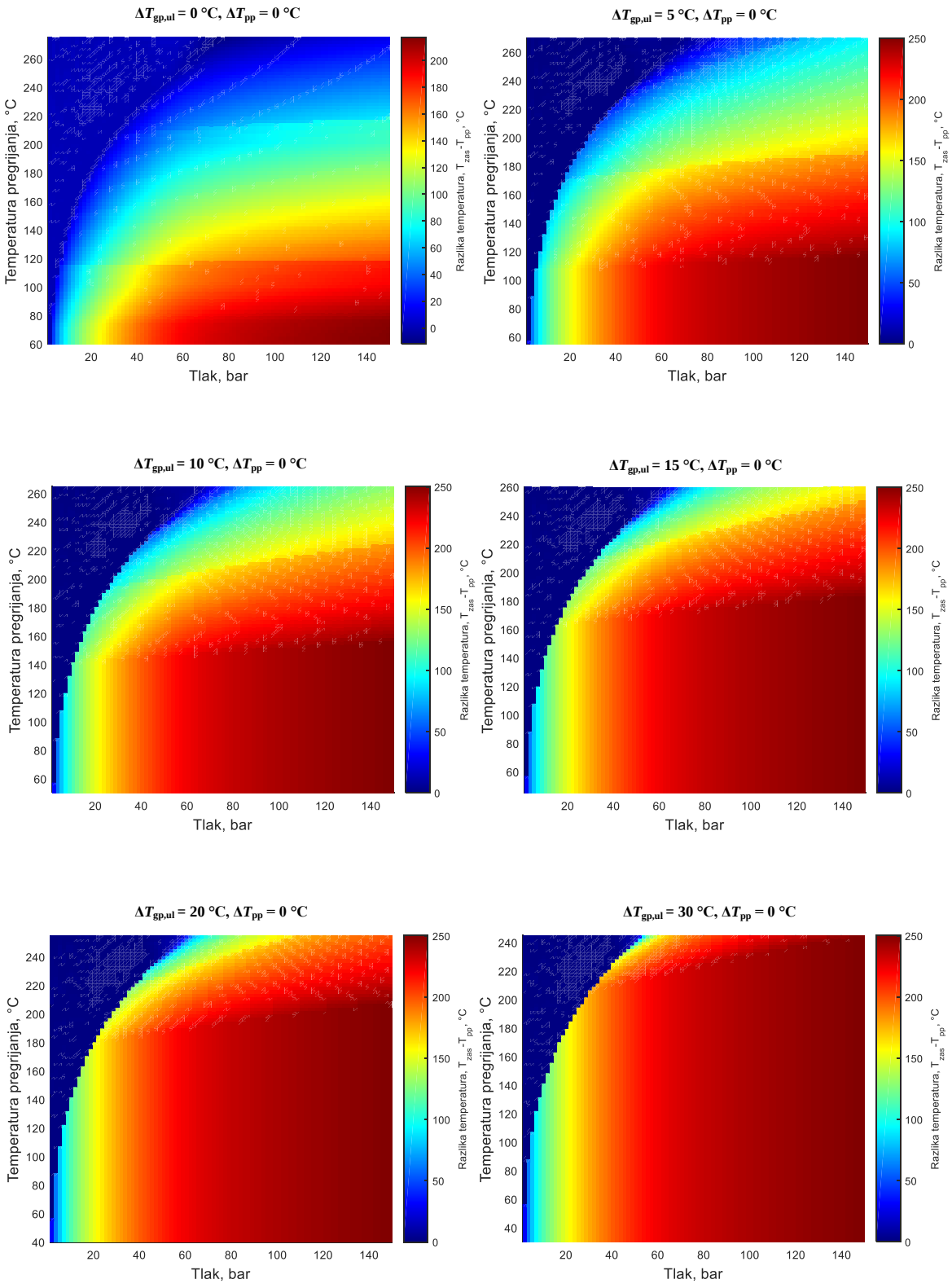
[102] http://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=25652 (zadnji put pristupljeno stranici 02.11.2016.)

[103] Čehil M. Optimalno korištenje otpadne topline u parnoturbinskom ciklusu [doktorski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2010.

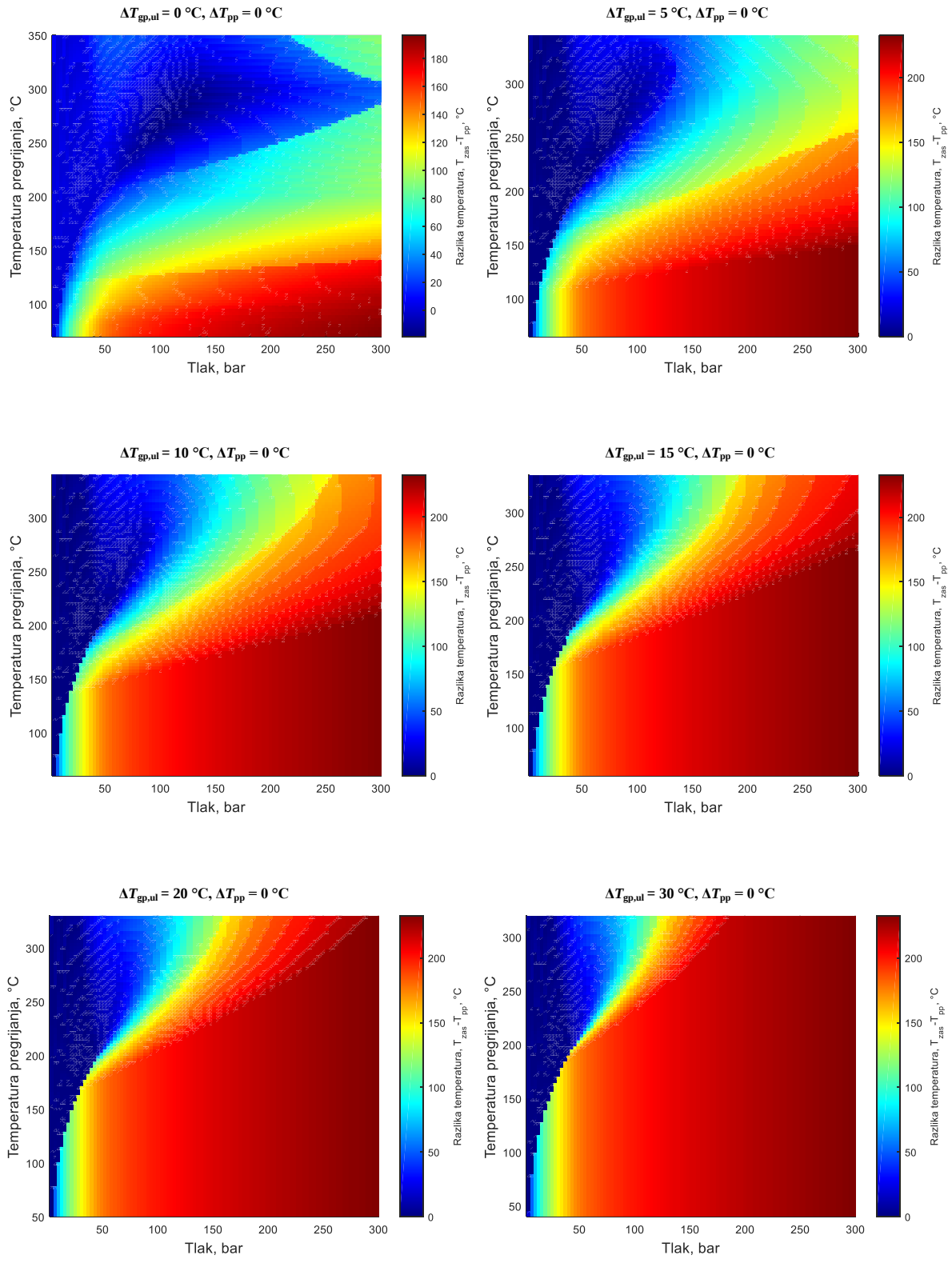
11 PRILOZI



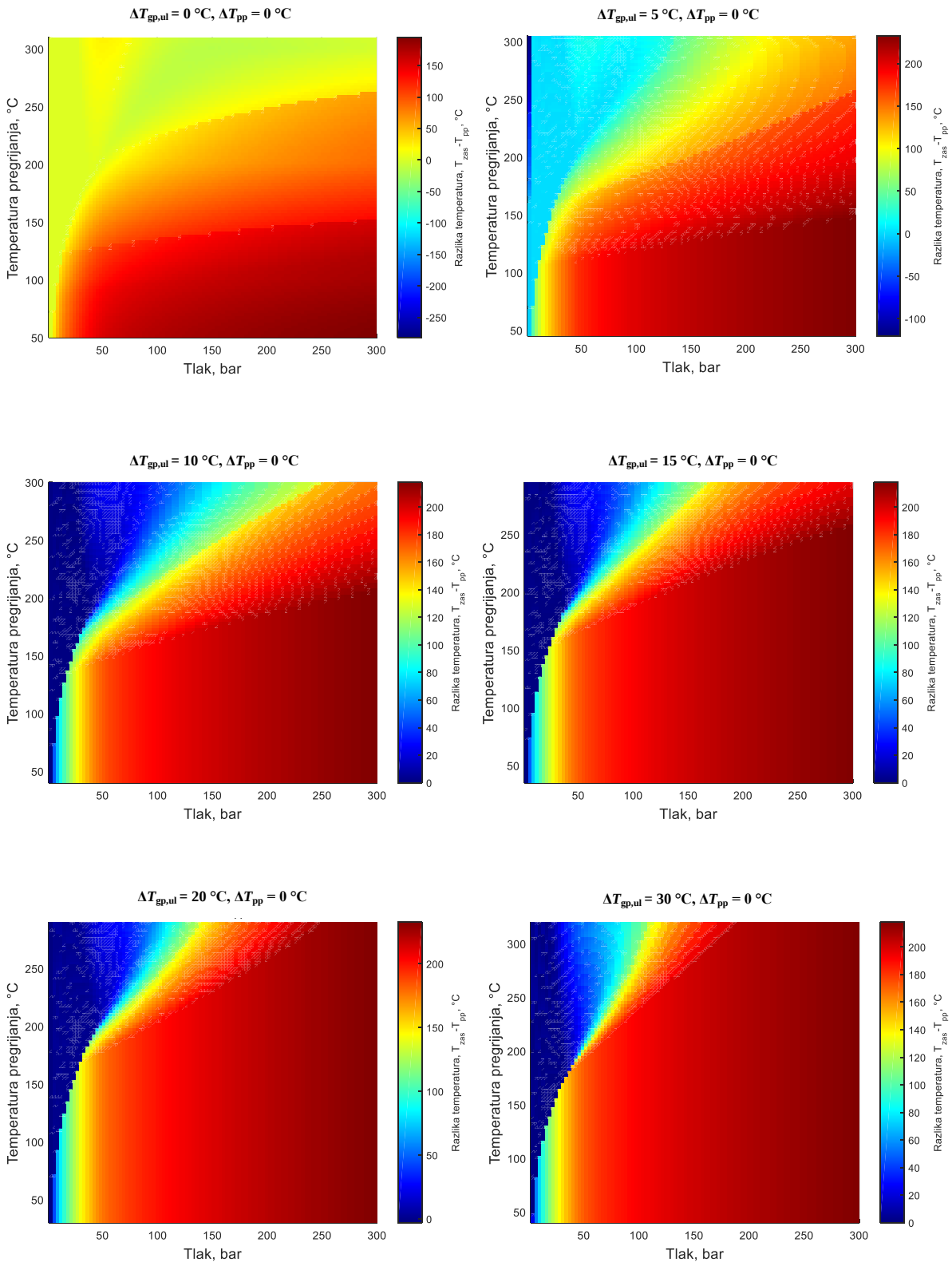
Slika 11.1 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (voda)



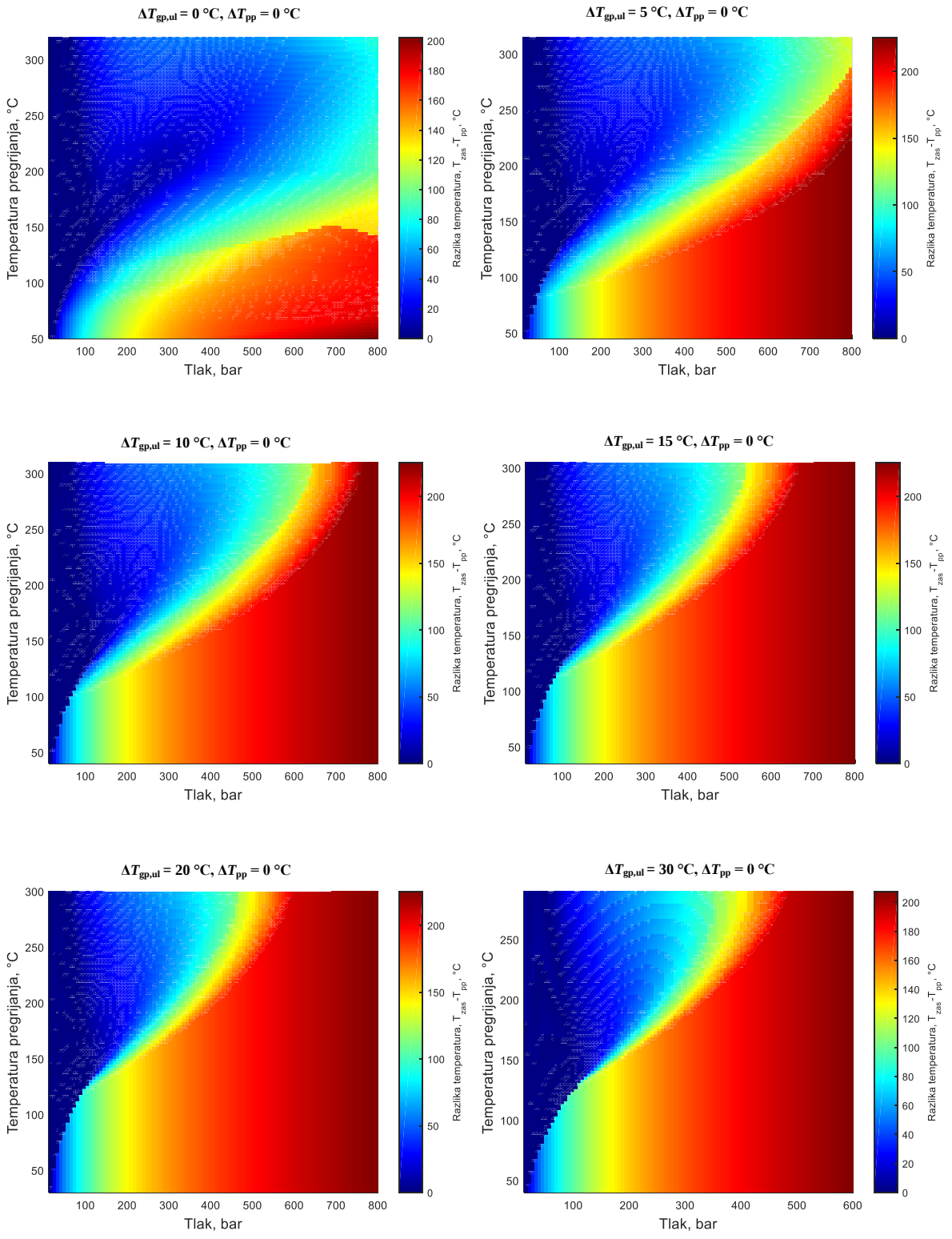
Slika 11.2. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (aceton)



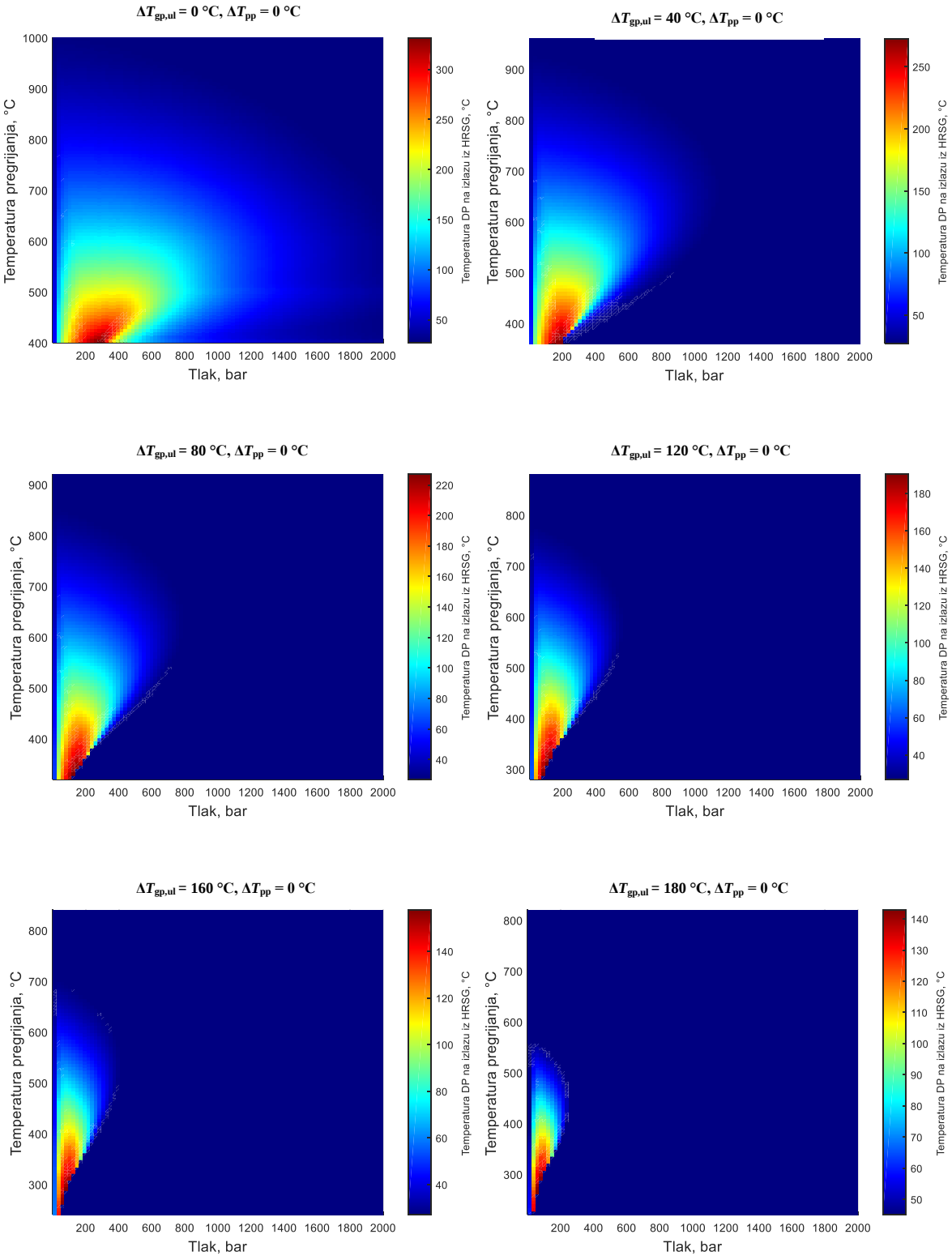
Slika 11.3. Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R11)



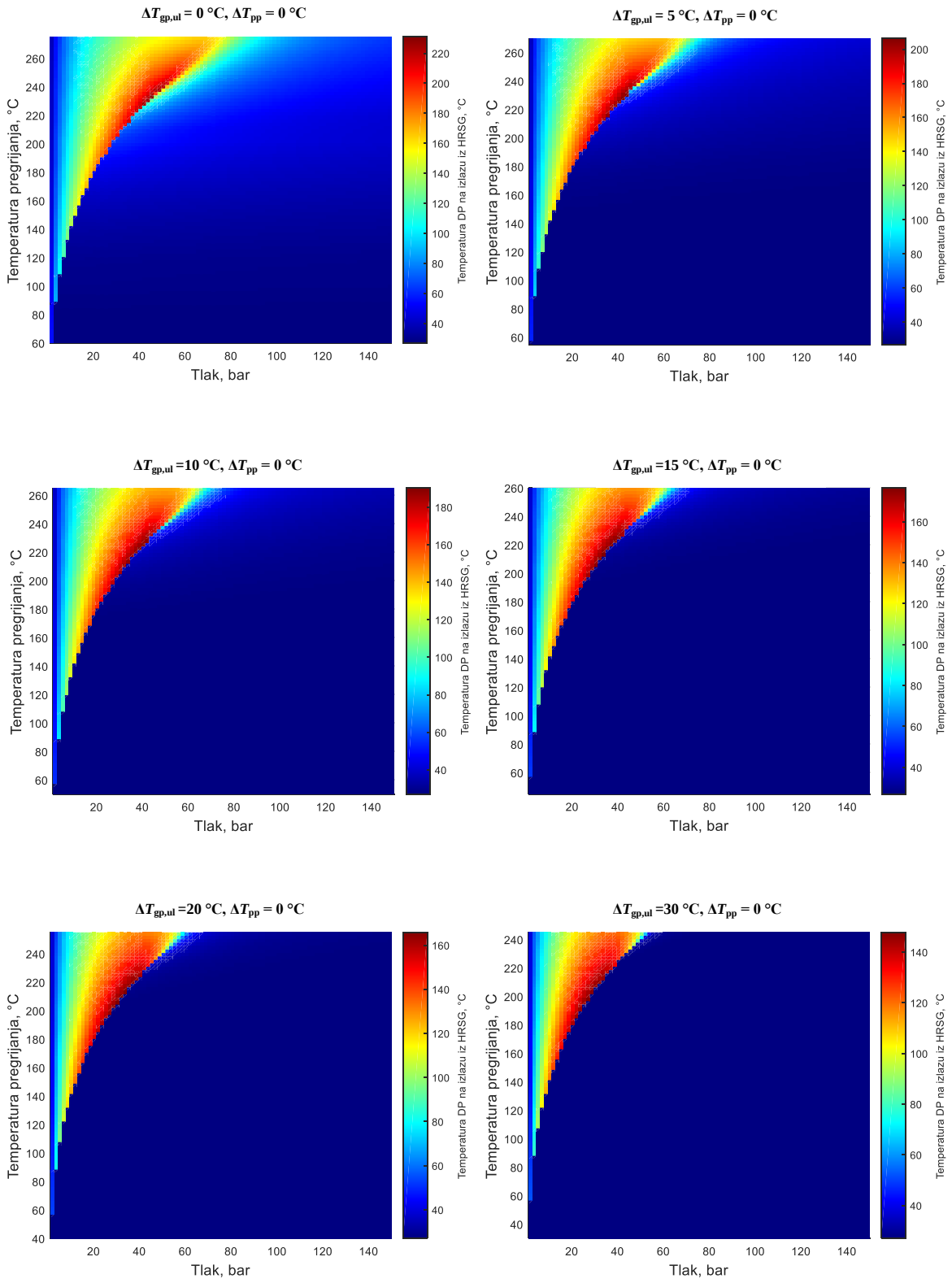
Slika 11.4 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R123)



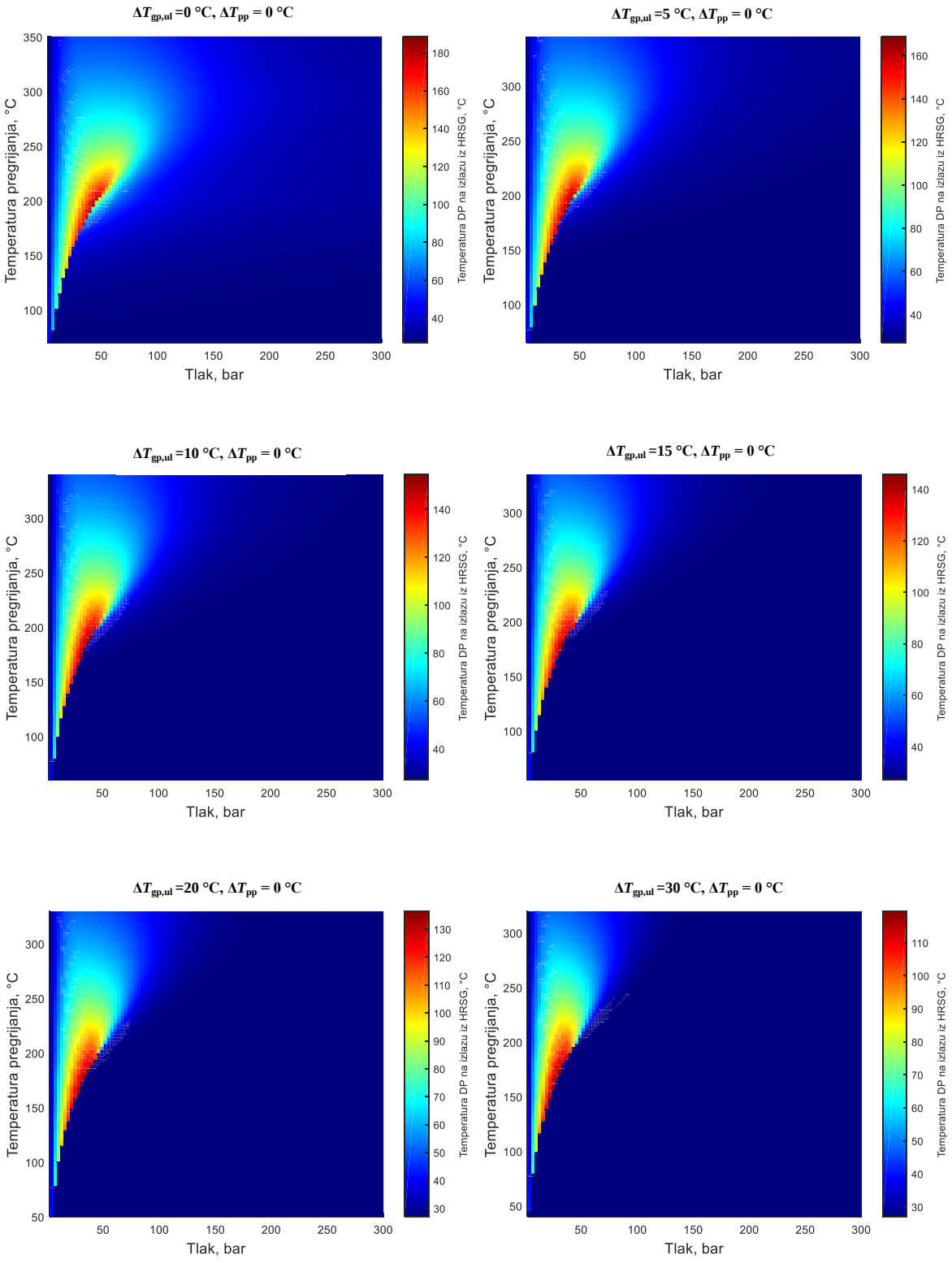
Slika 11.5 Razlika između temperature zasićenja i pinch temperature za različite tlakove, temperature i različite razlike temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (amonijak)



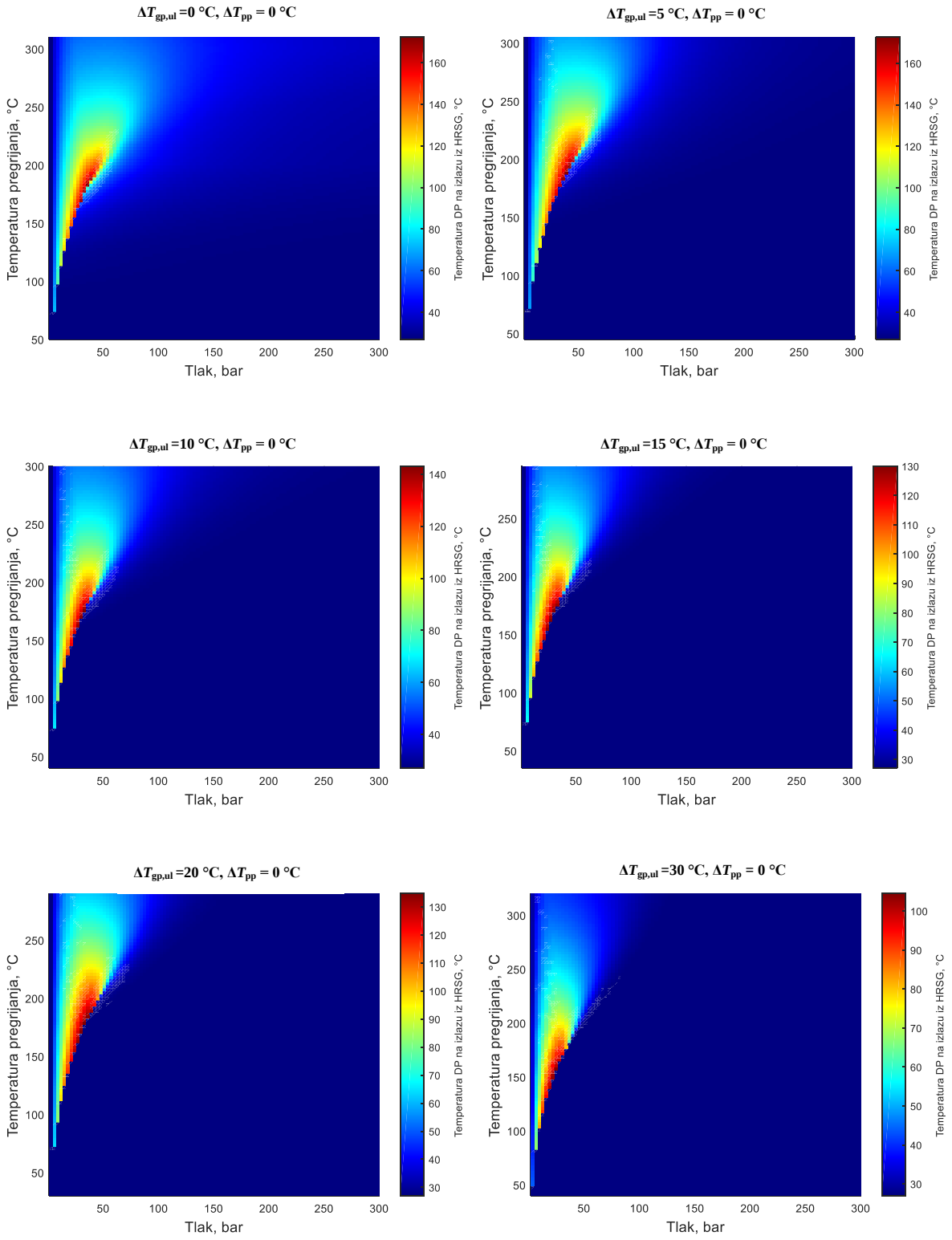
Slika 11.6 Temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (voda)



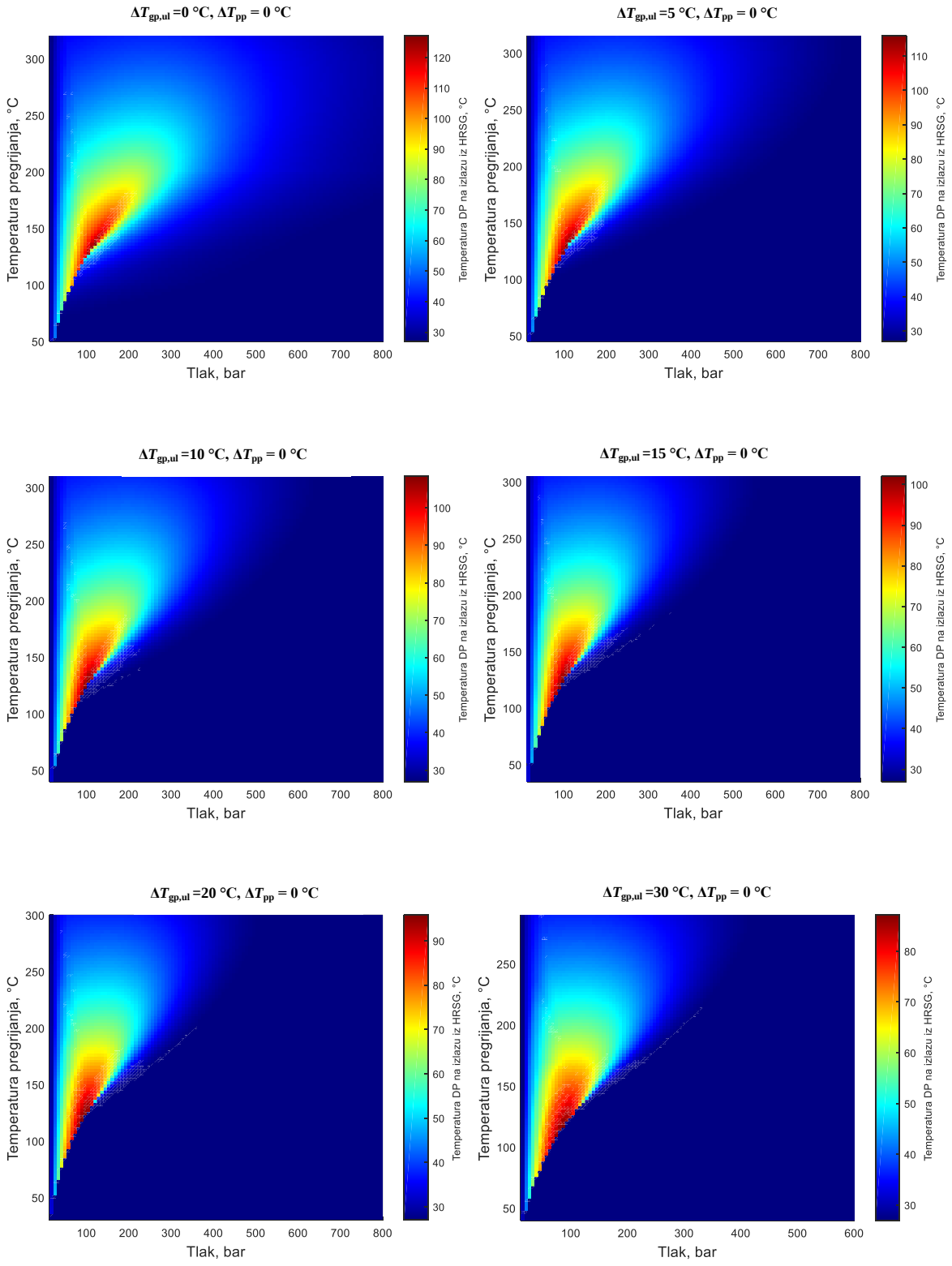
Slika 11.7. Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (aceton)



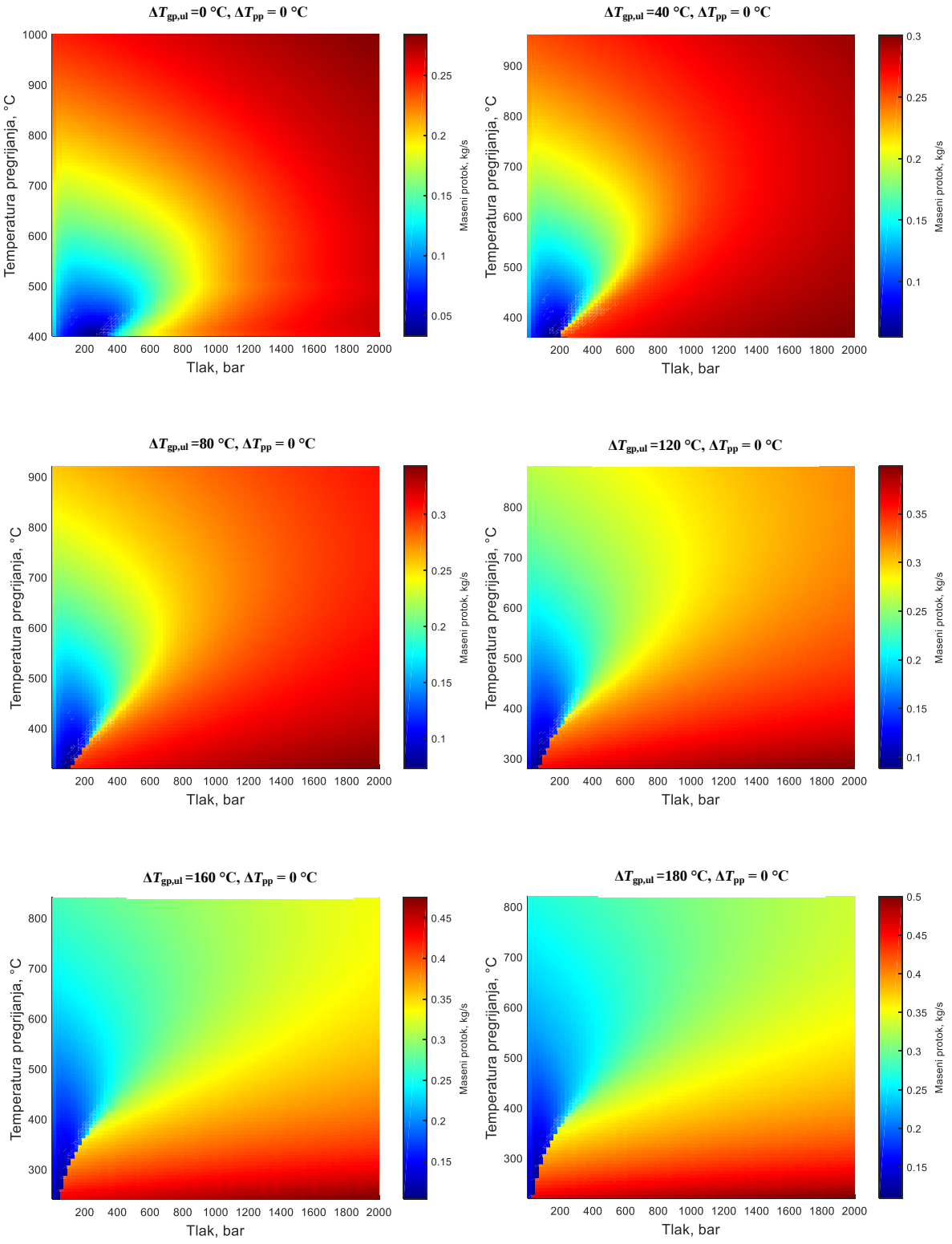
Slika 11.8. Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (R11)



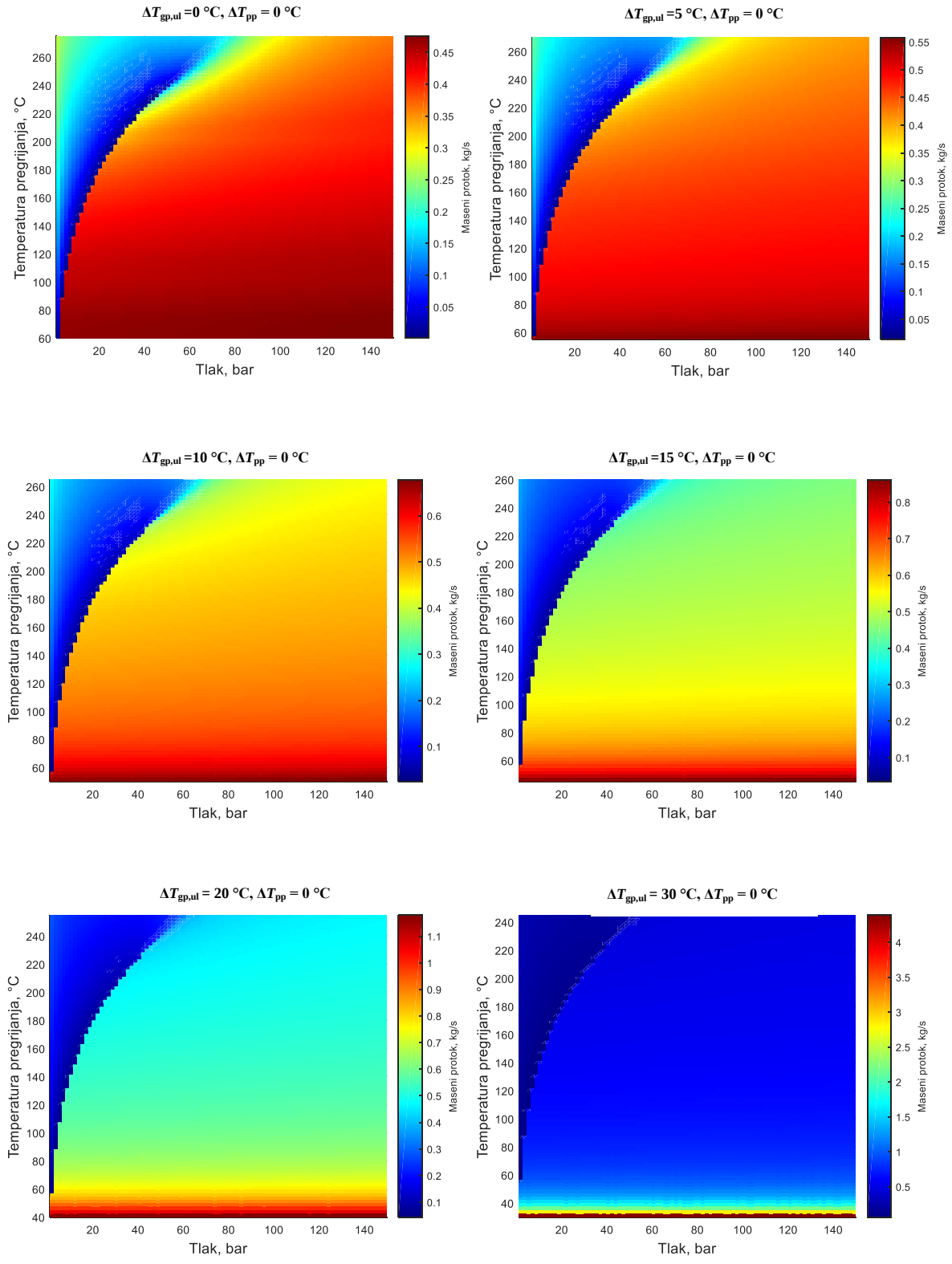
Slika 11.9 Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (R123)



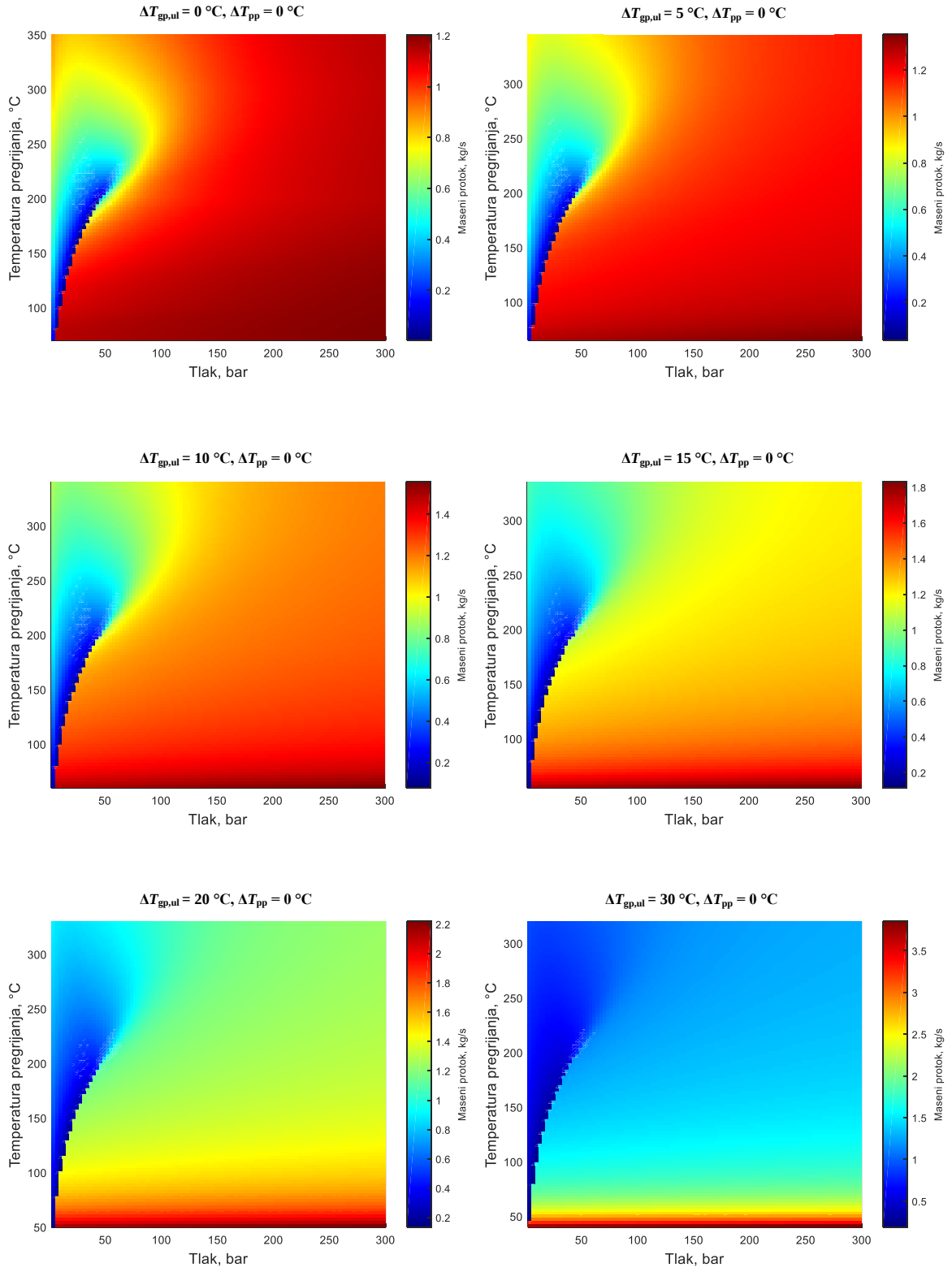
Slika 11.10 Razlika između temperature radnog medija i dimnih plinova na izlazu iz generatora pare u ovisnosti o radnom tlaku, temperaturi pregrijanja i razlici temperatura radnog medija i dimnih plinova na ulazu u generator pare (amonijak)



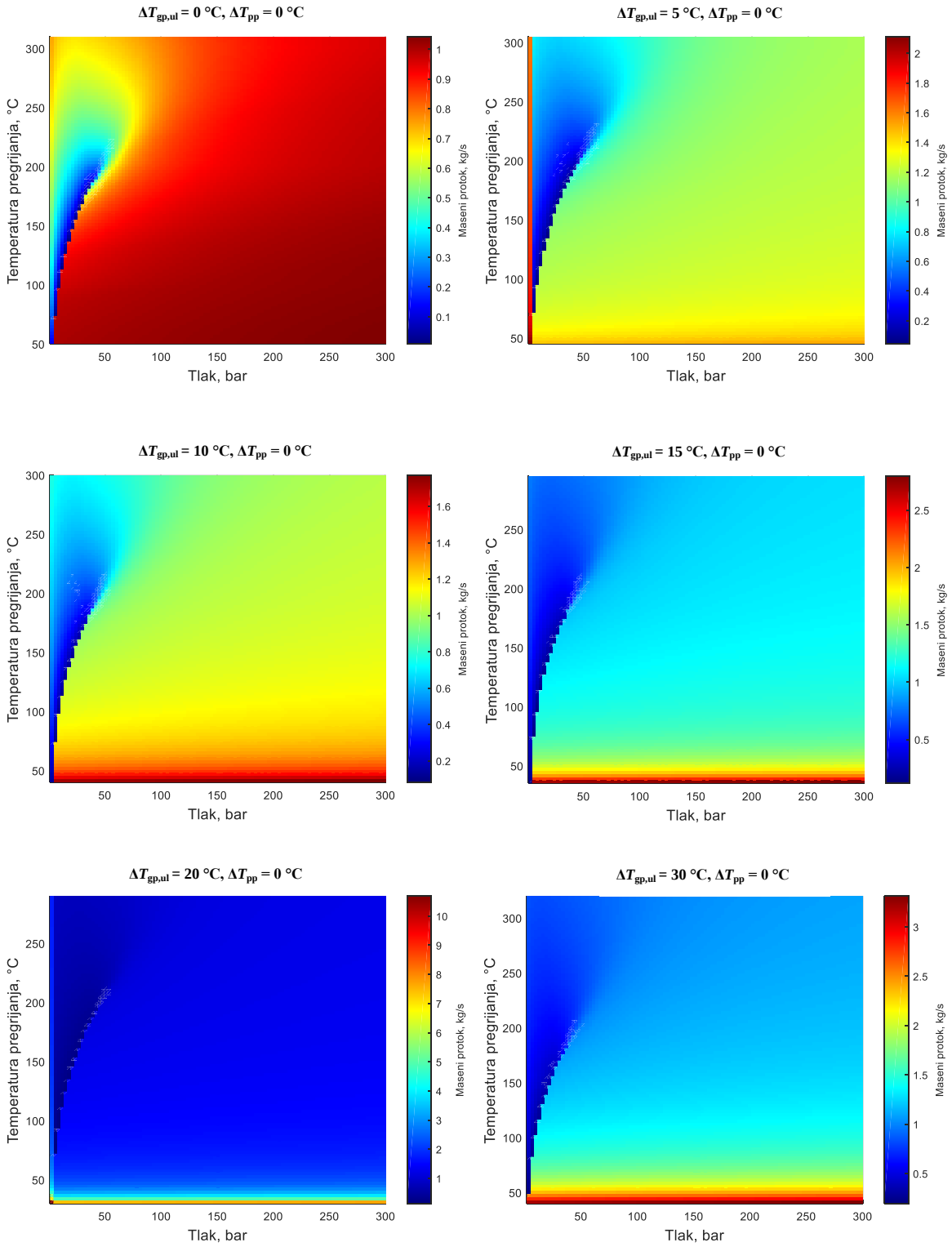
Slika 11.11 Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (voda)



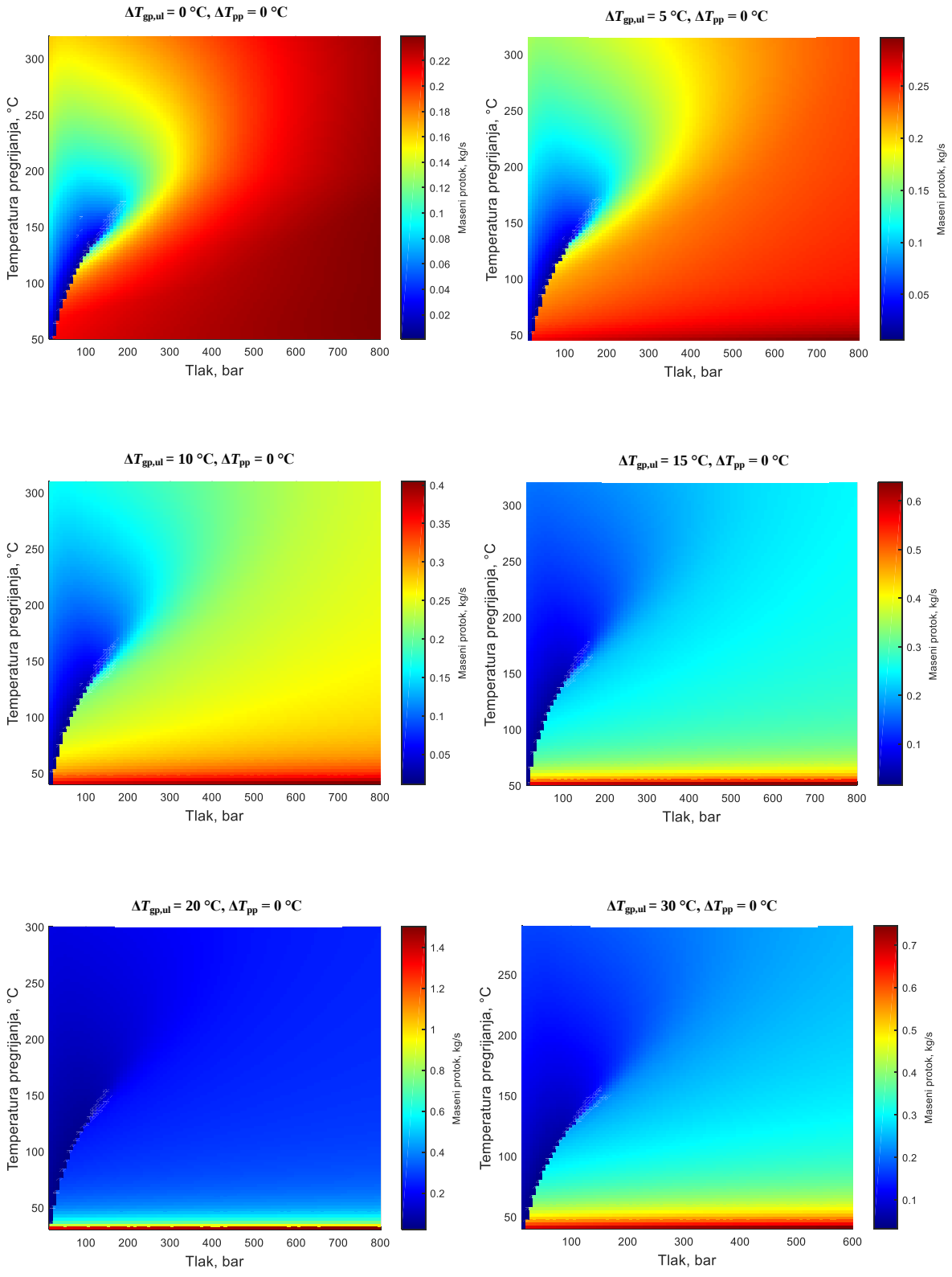
Slika 11.12. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (aceton)



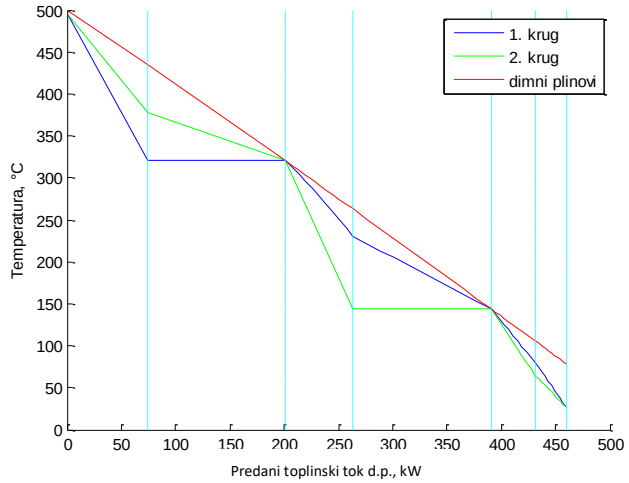
Slika 11.13. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R11)



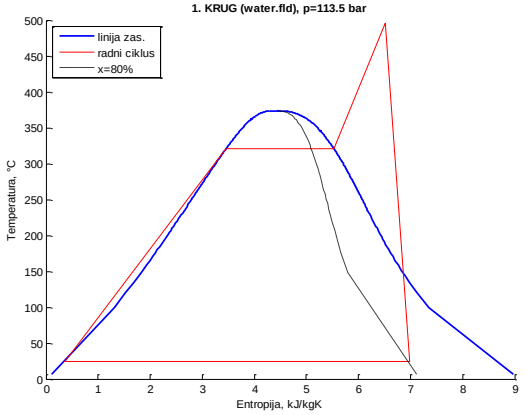
Slika 11.14. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (R123)

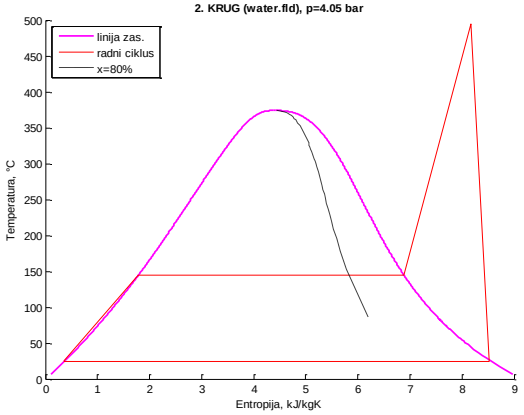


Slika 11.15. Maseni protok radnog medija u ovisnosti o tlaku, minimalnom zadanom iznosu pinch temperature, temperaturi pregrijanja, temperaturi dimnih plinova na ulazu u generator pare na otpadnu toplinu (amonijak)



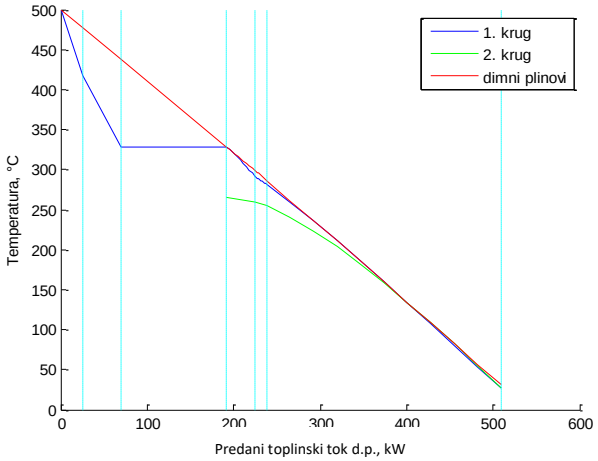
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			78,16
η_{post_uk}, %			29,43
η_{cikl_uk}, %			34,81
η_{gp_uk}, %			84,53
η_{ciklus}, %	38,16	27,33	
ΔT_{pp}, °C	0,0	0,1	
p, bar	113,50	4,05	
p_{kond}, bar	0,032	0,032	
z	0,81	1,00	
T_{preg}, °C	495,58	494,90	
q_m, kg/s	0,098	0,042	
Φ_{eco}, W	131852	20803	
Φ_{isp}, W	121144	89552	
Φ_{preg}, W	63524	30911	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	69,1	30,9	
P_{ST_uk}, W	122100	38622	
P_{p_uk}, W	1326	20,17	
P_{neto_uk}, W	120773	38602	



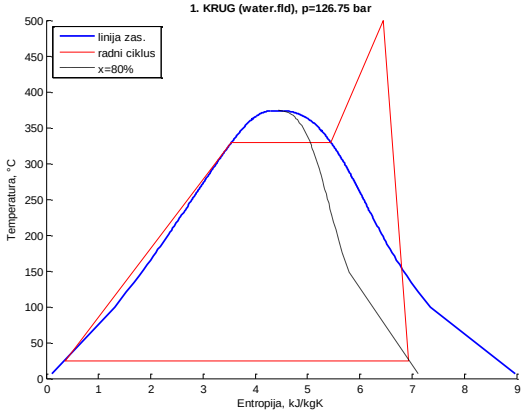


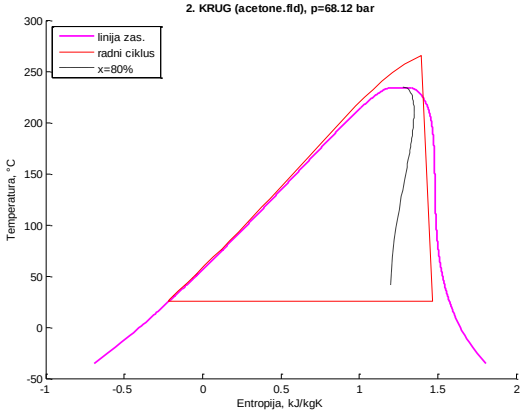
PREG 1.1	PREG 2.3
ISP 1.1	PREG 2.2
EKO 1.4	PREG 2.1
EKO 1.3	ISP 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

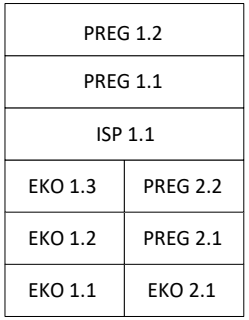
Slika 11.16 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare



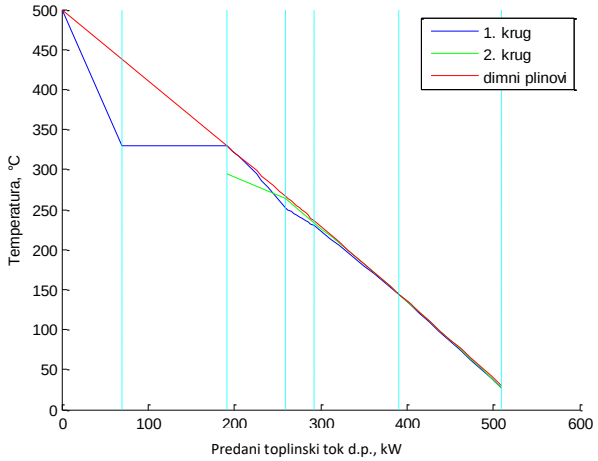
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			30,97
η_{post_uk}, %			32,04
η_{cikl_uk}, %			34,24
η_{gp_uk}, %			93,58
η_{ciklus}, %	38,46	25,86	
ΔT_{pp}, °C	0	0	
p, bar	126,75	68,12	
p_{kond}, bar	0,032	0,307	
z	0,80	0,94	
T_{preg}, °C	499,00	265,17	
q_m, kg/s	0,105	0,248	
Φ_{eco}, W	146308	152504	
Φ_{isp}, W	120721	0,00	
Φ_{preg}, W	70048	17209	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	66,5	33,5	
P_{ST_uk}, W	131216	46427	
P_{p_uk}, W	1581	2541	
P_{neto_uk}, W	129634	43886	



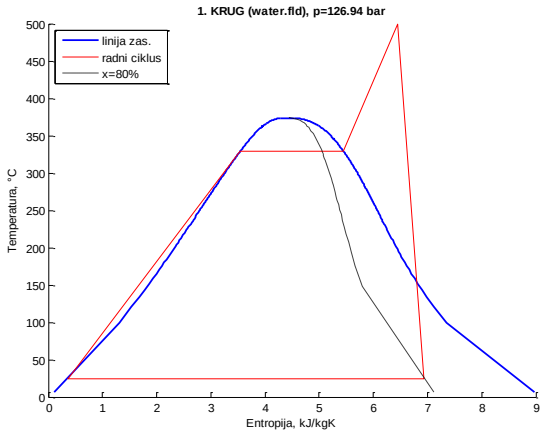


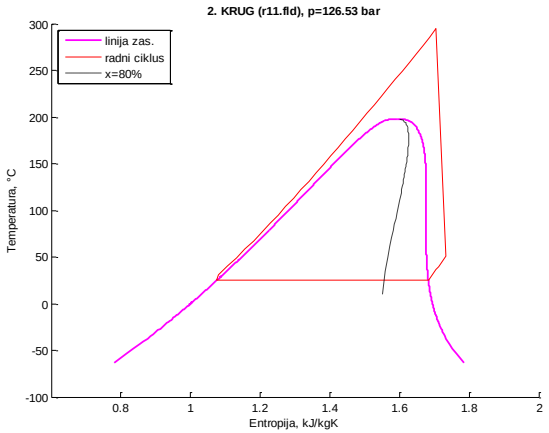


Slika 11.17 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare



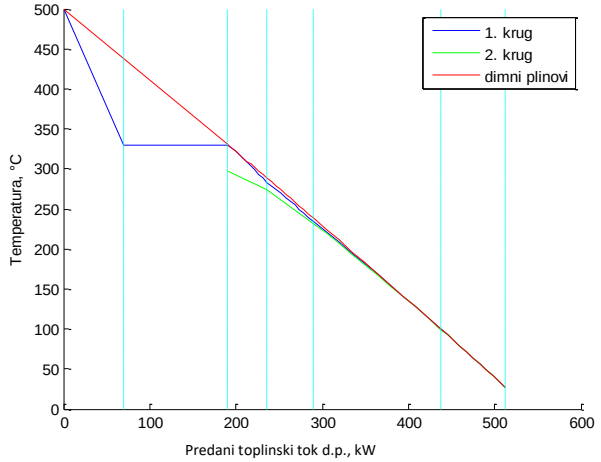
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			30,49
η_{post_uk}, %			32,00
η_{cikl_uk}, %			34,17
η_{gp_uk}, %			93,67
η_{ciklus}, %	38,46	25,67	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,00	
p, bar	126,94	126,53	
p_{kond}, bar	0,032	1,060	
z	0,80	1,09	
T_{preg}, °C	499,00	294,65	
q_m, kg/s	0,105	0,625	
Φ_{eco}, W	146358	125785	
Φ_{isp}, W	120574	0,00	
Φ_{preg}, W	70055	44518	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	66,4	33,6	
P_{ST_uk}, W	131194	49984	
P_{p_uk}, W	1583	6273	
P_{neto_uk}, W	129611	43711	



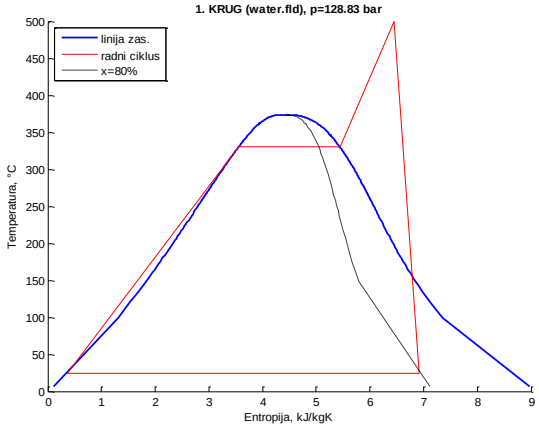


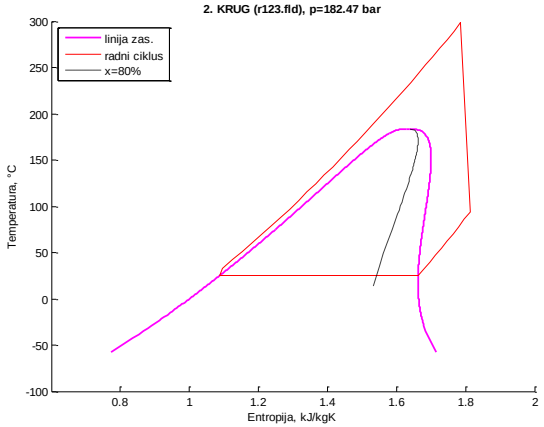
PREG 1.1	
ISP 1.1	
EKO 1.4	PREG 2.2
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.18 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare



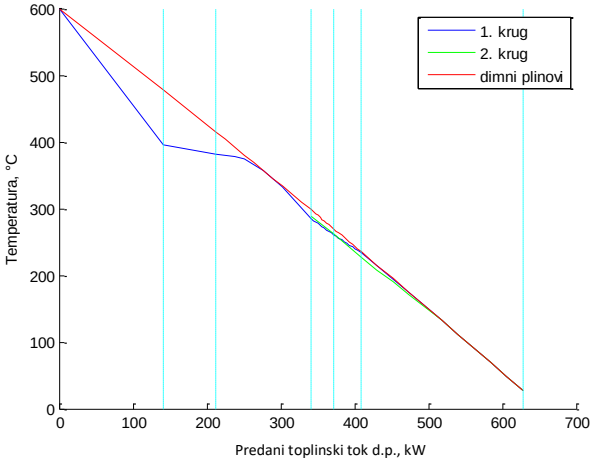
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			27,67
η_{post_uk}, %			31,68
η_{cikl_uk}, %			33,63
η_{gp_uk}, %			94,21
η_{ciklus}, %	38,49	24,25	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,07	
p, bar	128,83	182,47	
p_{kond}, bar	0,032	0,914	
z	0,80	1,29	
T_{preg}, °C	499,00	298,15	
q_m, kg/s	0,105	0,575	
Φ_{eco}, W	146750	128579	
Φ_{isp}, W	119011	0,00	
Φ_{preg}, W	70079	45796	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	65,8	34,2	
P_{ST_uk}, W	130883	50676	
P_{p_uk}, W	1602	8387	
P_{neto_uk}, W	129280	42288	



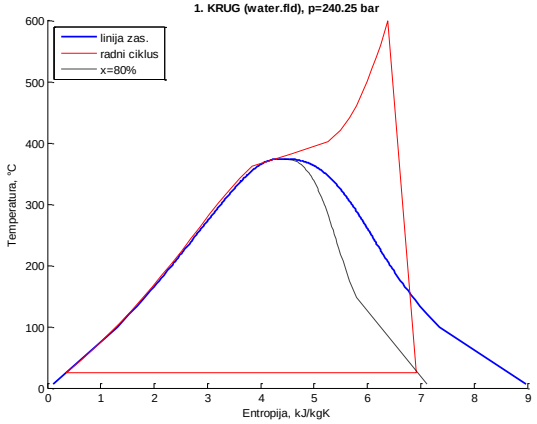


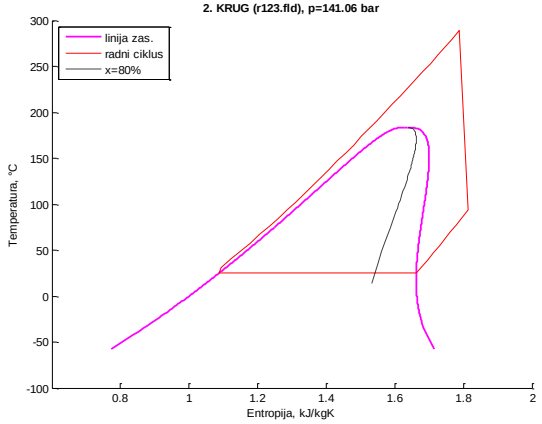
PREG 1.1	
ISP 1.1	
EKO 1.4	PREG 2.2
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.19 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



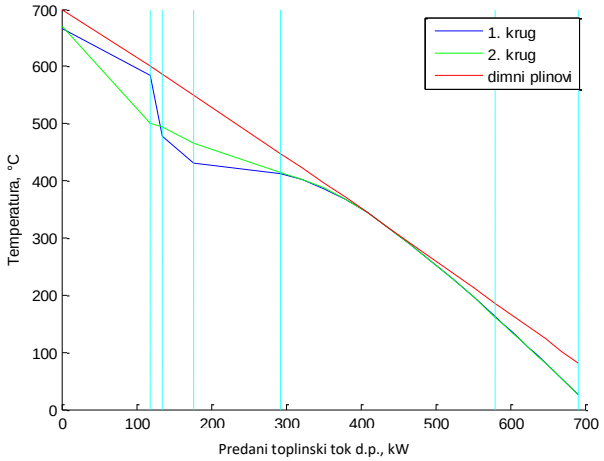
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			28,27
η_{post_uk}, %			36,03
η_{cikl_uk}, %			37,90
η_{gp_uk}, %			95,05
η_{ciklus}, %	41,07	24,09	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,45	
p, bar	240,25	141,06	
p_{kond}, bar	0,032	0,914	
z	0,80	1,29	
T_{preg}, °C	599,00	288,80	
q_m, kg/s	0,151	0,388	
Φ_{eco}, W	297934	85749	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	210190	30731	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	81,4	18,6	
P_{ST_uk}, W	213000	32443	
P_{p_uk}, W	4306	4381	
P_{neto_uk}, W	208693	28062	



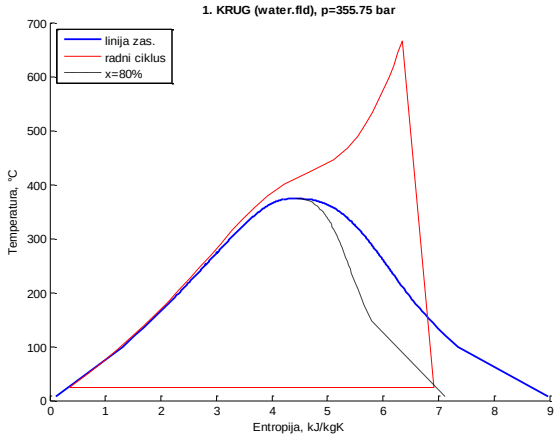


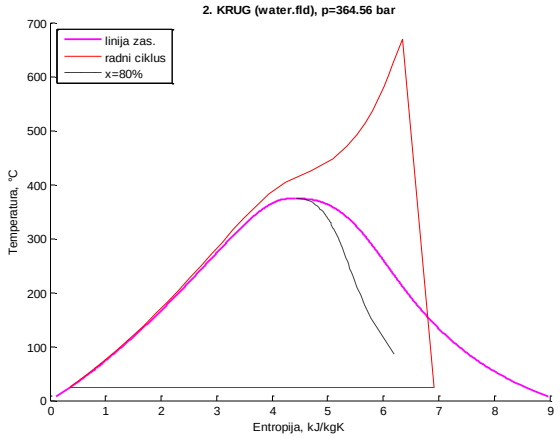
PREG 1.2	
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.20 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



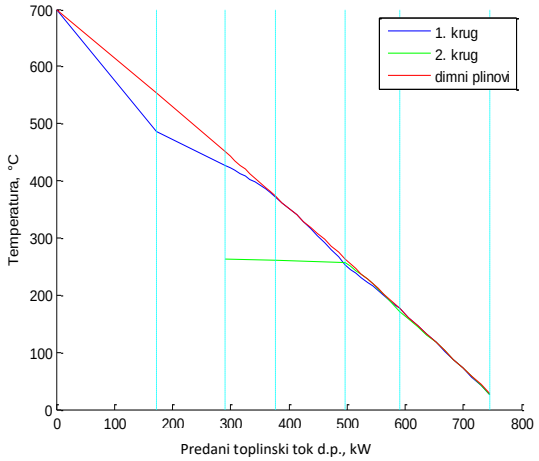
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			80,59
η_{post_uk}, %			37,83
η_{cikl_uk}, %			42,64
η_{gp_uk}, %			88,72
η_{ciklus}, %	42,56	42,65	
ΔT_{pp}, °C	0,0	0,0	
p, bar	355,75	364,56	
p_{kond}, bar	0,032	0,032	
z	0,80	0,80	
T_{preg}, °C	665,41	669,72	
q_m, kg/s	0,022	0,176	
Φ_{eco}, W	44466	351820	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	32669	259116	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	11,2	88,8	
P_{ST_uk}, W	33765	268145	
P_{p_uk}, W	939	7611	
P_{neto_uk}, W	32825	260534	



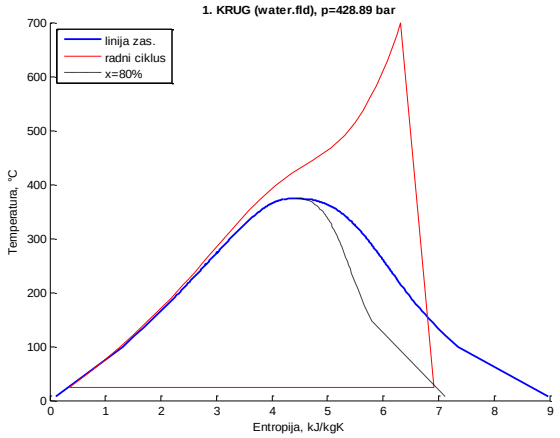


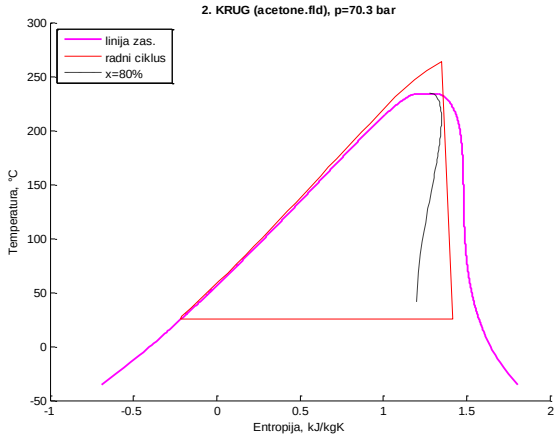
PREG 1.4	PREG 2.4
PREG 1.3	PREG 2.3
PREG 1.2	PREG 2.2
PREG 1.1	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.21 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare



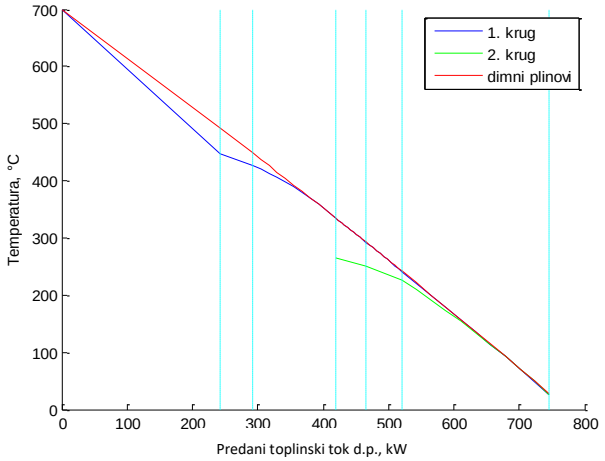
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			28,61
η_{post_uk}, %			39,79
η_{cikl_uk}, %			41,58
η_{gp_uk}, %			95,68
η_{ciklus}, %	43,23	25,37	
ΔT_{pp}, °C	0	0	
p, bar	428,89	70,30	
p_{kond}, bar	0,032	0,307	
z	0,80	0,91	
T_{preg}, °C	698,92	263,47	
q_m, kg/s	0,192	0,104	
Φ_{eco}, W	385235	63920	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	288295	4607	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	90,8	9,2	
P_{ST_uk}, W	300922	18486	
P_{p_uk}, W	9744	1098	
P_{neto_uk}, W	291178	17388	



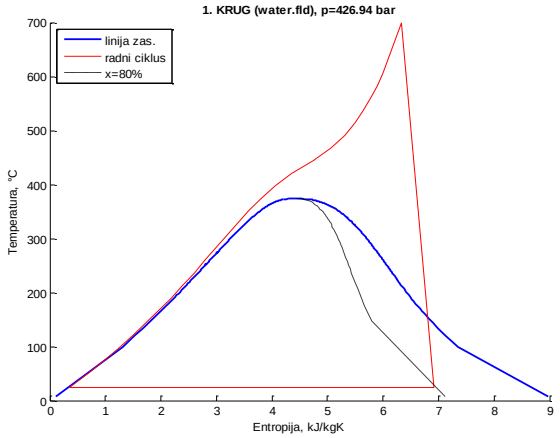


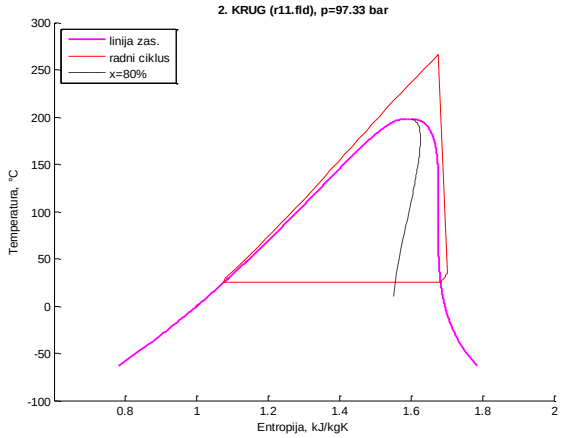
PREG 1.2	
PREG 1.1	
EKO 1.4	PREG 2.2
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.22 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare



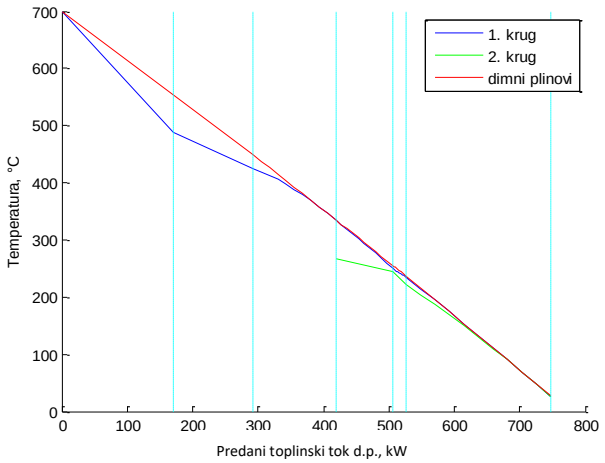
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			28,08
η_{post_uk}, %			39,82
η_{cikl_uk}, %			41,58
η_{gp_uk}, %			95,75
η_{ciklus}, %	43,23	24,42	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,00	
p, bar	426,94	97,33	
p_{kond}, bar	0,032	1,060	
z	0,80	1,03	
T_{preg}, °C	699,00	266,08	
q_m, kg/s	0,193	0,257	
Φ_{eco}, W	387287	51255	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	290251	13809	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	91,2	8,8	
P_{ST_uk}, W	302652	17873	
P_{p_uk}, W	9753	1985	
P_{neto_uk}, W	292899	15887	



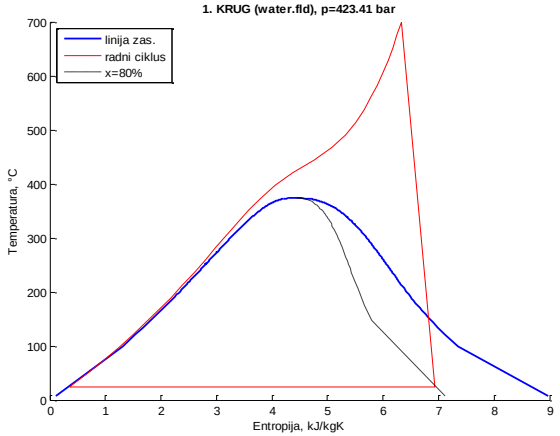


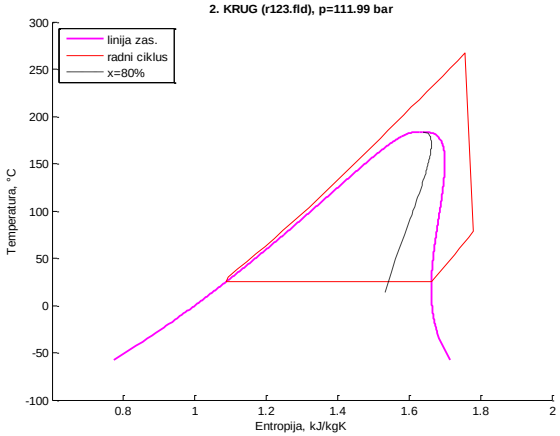
PREG 1.2	
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.23 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare



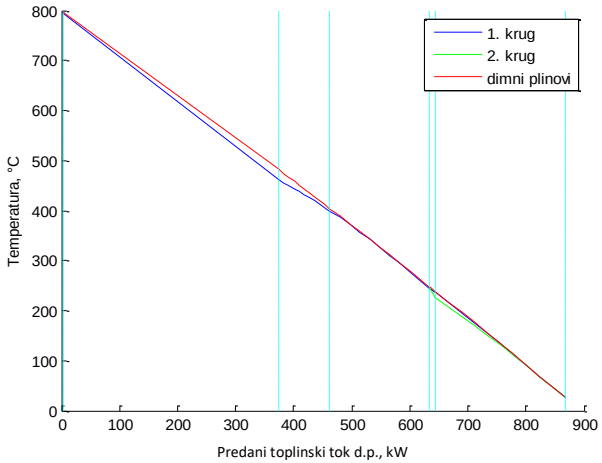
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			26,93
η_{post_uk}, %			39,76
η_{cikl_uk}, %			41,46
η_{gp_uk}, %			95,91
η_{ciklus}, %	43,22	23,39	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,00	
p, bar	423,41	111,99	
p_{kond}, bar	0,032	0,914	
z	0,80	1,22	
T_{preg}, °C	699,00	266,85	
q_m, kg/s	0,193	0,236	
Φ_{eco}, W	386858	51770	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	290606	14565	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	91,1	8,9	
P_{ST_uk}, W	302494	17635	
P_{p_uk}, W	9665	2120	
P_{neto_uk}, W	292829	15514	



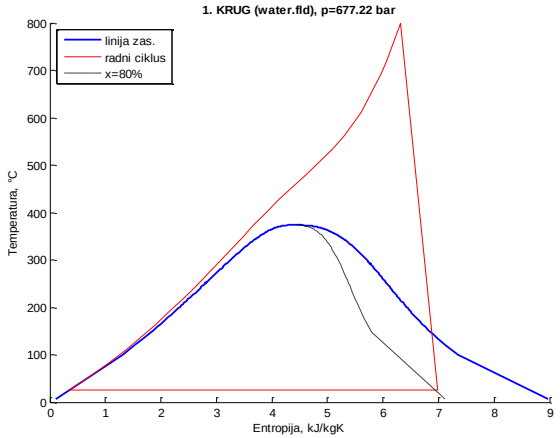


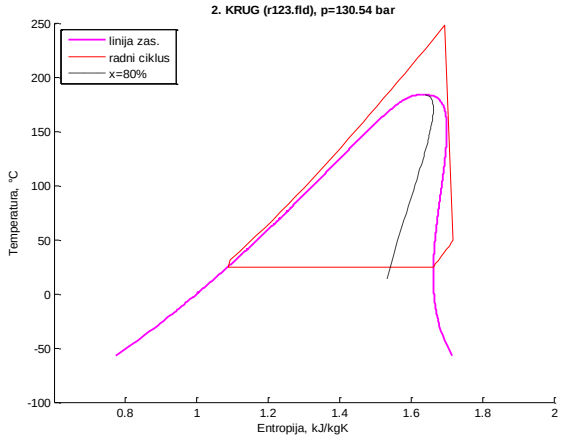
PREG 1.2	
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

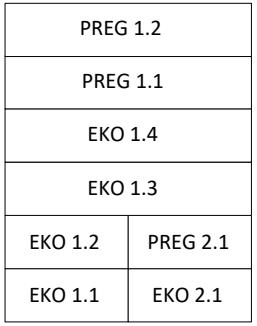
Slika 11.24 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



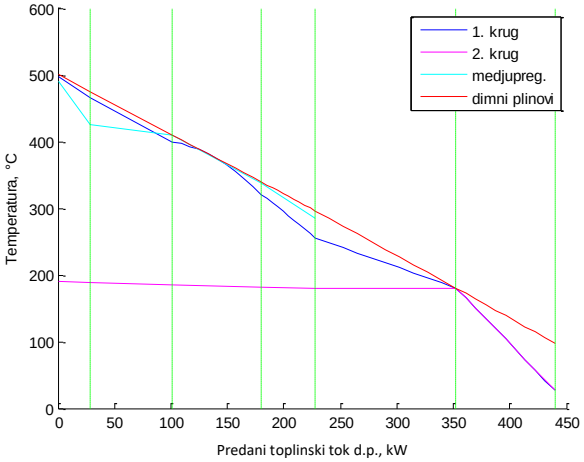
	1. krug	2. krug	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C			26,95
η_{post_uk}, %			42,70
η_{cikl_uk}, %			44,30
η_{gp_uk}, %			96,39
η_{ciklus}, %	45,01	22,10	
ΔT_{pp}, °C	0,00	0,04	
p, bar	677,22	130,54	
p_{kond}, bar	0,032	0,914	
z	0,81	1,10	
T_{preg}, °C	799,00	247,77	
q_m, kg/s	0,228	0,107	
Φ_{eco}, W	464612	23486	
Φ_{isp}, W	0,00	0,00	
Φ_{preg}, W	372242	3142	
$\Phi_{dp_uk_udio}$, %	96,9	3,1	
P_{ST_uk}, W	394820	6999	
P_{p_uk}, W	18175	1114	
P_{neto_uk}, W	376645	5885	



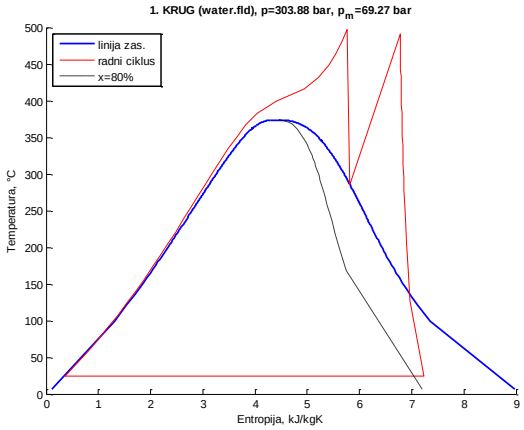


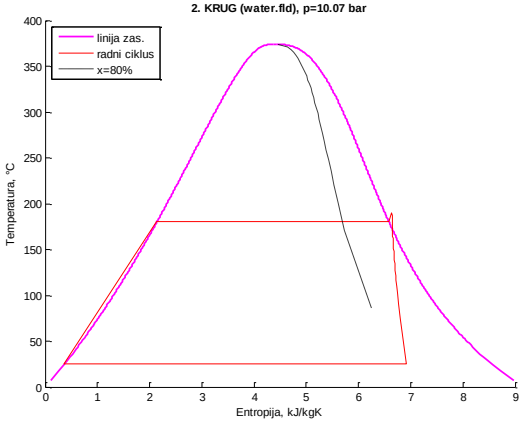


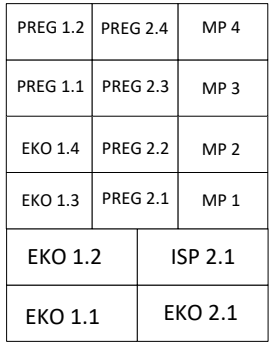
Slika 11.25 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare, $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



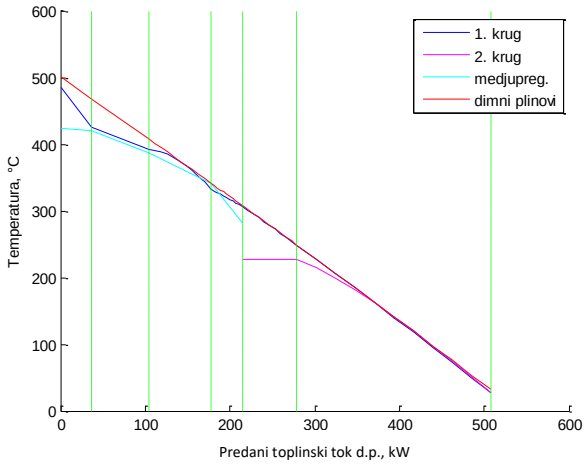
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				97,48
η_{post_uk}, %				30,00
η_{cikl_uk}, %				37,12
η_{gp_uk}, %				80,83
η_{ciklus}, %	41,22	27,11		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,03		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	4,91	13,59		
p, bar	303,88	10,07	69,25	
p_{kond}, bar	0,03	0,03	0,00	
z	0,84	0,80	0,00	
T_{preg}, °C	496,51	190,43	490,54	
q_m, kg/s	0,09	0,05	0,09	
Φ_{eco}, W	174279,98	30784,01	0,00	
Φ_{isp}, W	0,00	95078,41	0,00	
Φ_{preg}, W	82289,22	1262,09	54028,29	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	58,61	29,04	12,34	
P_{ST_uk}, W	131177,43	34520,15	0,00	
P_{p_uk}, W	3162,74	56,61	0,00	
P_{neto_uk}, W	128014,68	34463,54	0,00	



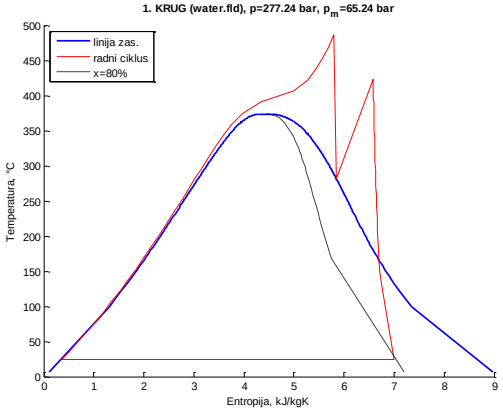


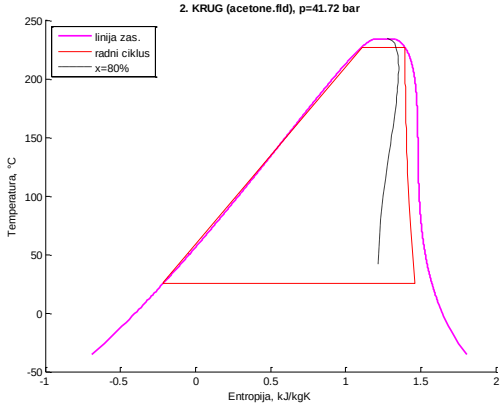


Slika 11.26 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare



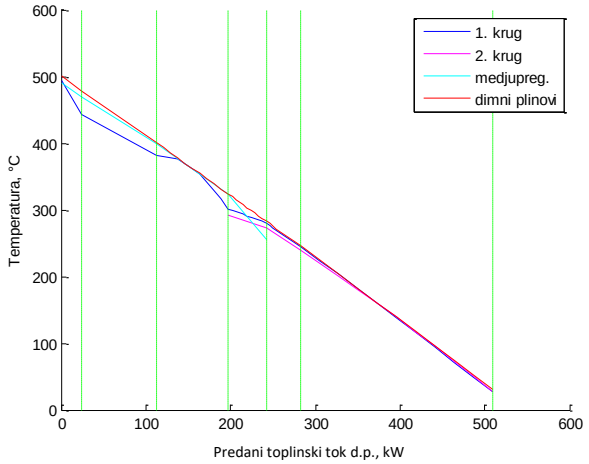
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				32,52
η_{post_uk}, %				32,93
η_{cikl_uk}, %				35,31
η_{gp_uk}, %				93,28
η_{ciklus}, %	40,47	25,13		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,17		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,99		
p, bar	277,24	41,72	65,24	
p_{kond}, bar	0,03	0,31		
z	0,81	0,94		
T_{preg}, °C	485,78	227,00	423,60	
q_m, kg/s	0,10	0,25	0,10	
Φ_{eco}, W	196600,51	134194,25		
Φ_{isp}, W	0,00	35930,87		
Φ_{preg}, W	93744,60	0,11	44713,73	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	57,47	33,68	8,85	
P_{ST_uk}, W	138868,51	44341,21		
P_{p_uk}, W	3264,74	1585,85		
P_{neto_uk}, W	135603,78	42755,36		



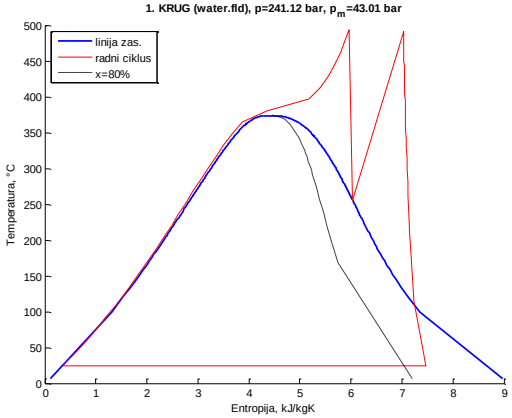


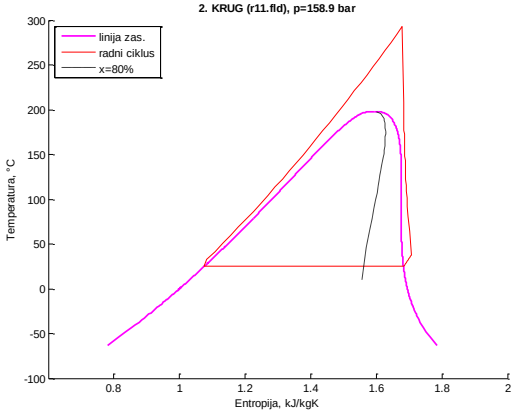
PREG 1.2	MP 4
PREG 1.1	MP 3
EKO 1.4	MP 2
EKO 1.3	MP 1
EKO 1.2	ISP 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

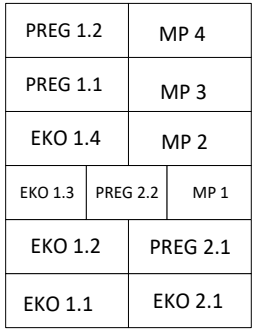
Slika 11.27 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,u\,l}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare



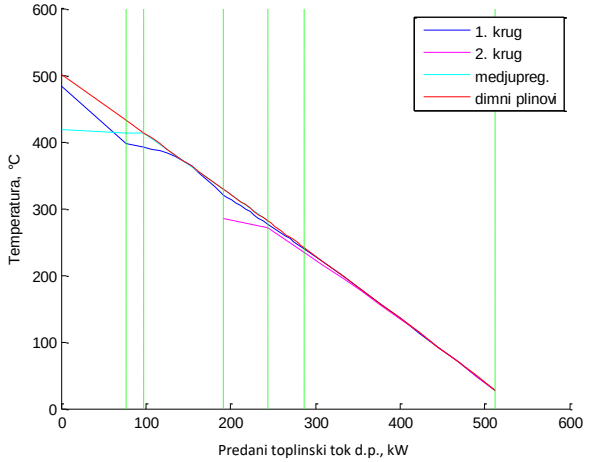
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				30,59
η_{post_uk}, %				32,94
η_{cikl_uk}, %				35,18
η_{gp_uk}, %				93,65
η_{ciklus}, %	41,00	25,00		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,02		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,29		
p, bar	241,12	158,90	43,01	
p_{kond}, bar	0,03	1,06		
z	0,87	1,04		
T_{preg}, °C	493,54	292,84	490,91	
q_m, kg/s	0,09	0,71	0,09	
Φ_{eco}, W	174691,28	144127,97		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	92778,79	40501,94	55083,36	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	52,74	36,40	10,86	
P_{ST_uk}, W	134790,24	55084,74		
P_{p_uk}, W	2534,06	8927,90		
P_{neto_uk}, W	132256,18	46156,84		



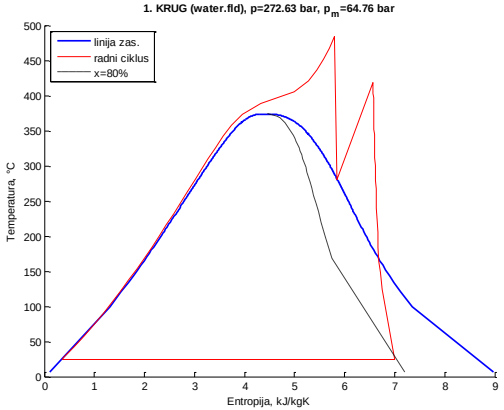


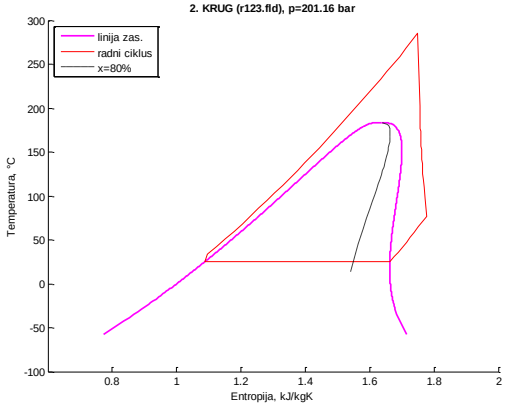


Slika 11.28 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare



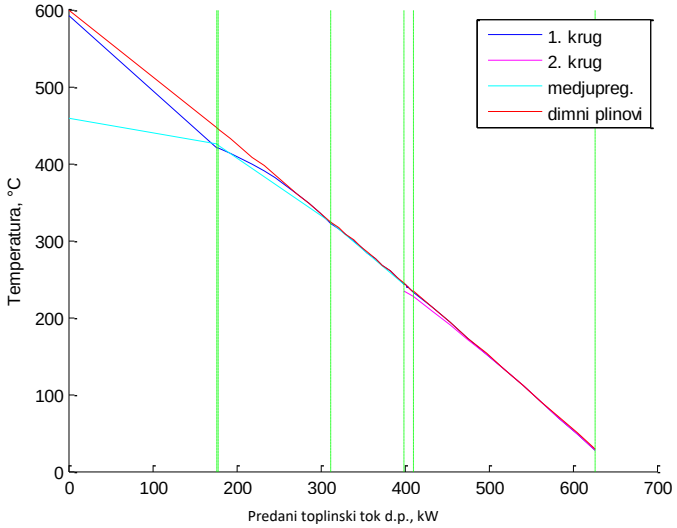
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				27,81
η_{post_uk}, %				32,82
η_{cikl_uk}, %				34,85
η_{gp_uk}, %				94,19
η_{ciklus}, %	40,39	23,59		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,03	0,00		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,36	0,00		
p, bar	272,63	201,16	64,79	
p_{kond}, bar	0,03	0,91		
z	0,81	1,22		
T_{preg}, °C	483,53	284,98	418,85	
q_m, kg/s	0,10	0,59	0,10	
Φ_{eco}, W	201234,24	132857,05		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	95979,09	35425,01	44580,23	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	58,27	32,99	8,74	
P_{ST_uk}, W	141347,57	49189,02		
P_{p_uk}, W	3287,95	9499,43		
P_{neto_uk}, W	138059,62	39689,58		



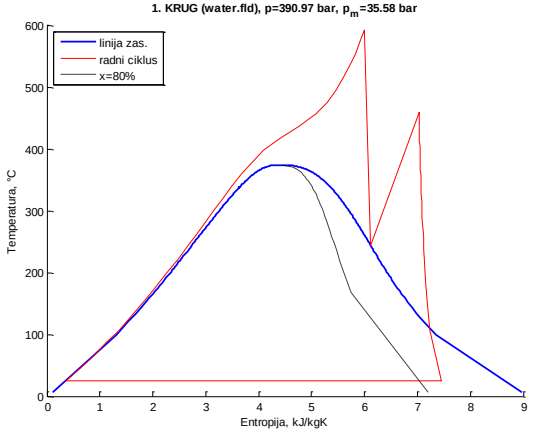


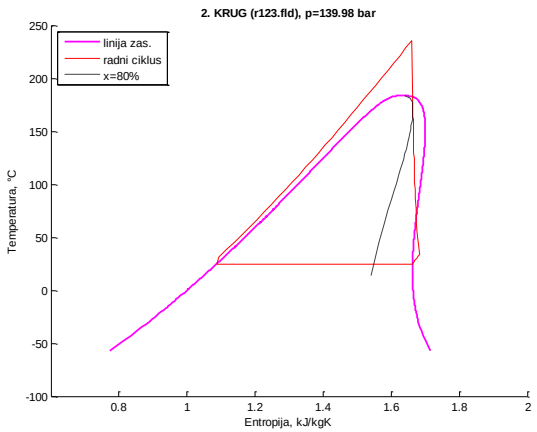
PREG 1.2	MP 2
PREG 1.1	MP 1
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.29 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



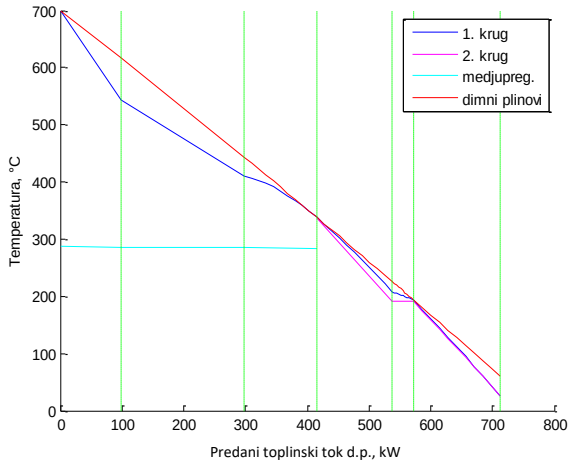
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				29,04
η_{post_uk}, %				37,15
η_{cikl_uk}, %				39,14
η_{gp_uk}, %				94,93
η_{ciklus}, %	42,51	21,04		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,10		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,47		
p, bar	390,97	139,98	35,58	
p_{kond}, bar	0,03	0,91		
z	0,87	1,04		
T_{preg}, °C	592,37	235,55	458,80	
q_m, kg/s	0,14	0,42	0,14	
Φ_{eco}, W	281231,33	93152,29		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	166565,65	4851,12	78005,99	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	71,78	15,71	12,50	
P_{ST_uk}, W	230022,32	25341,40		
P_{p_uk}, W	6507,82	4725,07		
P_{neto_uk}, W	223514,50	20616,33		



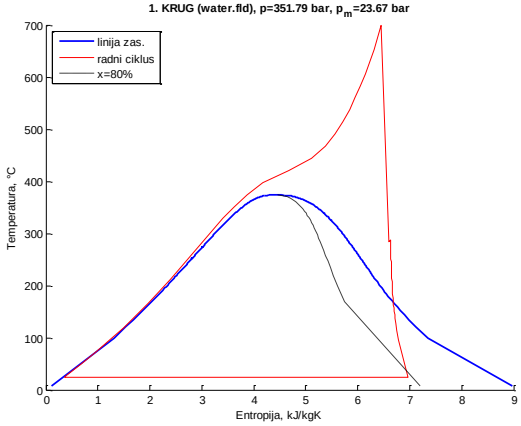


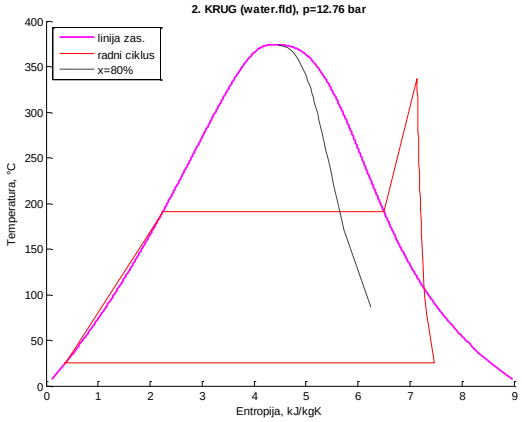
PREG 1.2	MP 4
PREG 1.1	MP 3
EKO 1.4	MP 2
EKO 1.3	MP 1
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.30 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 600 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



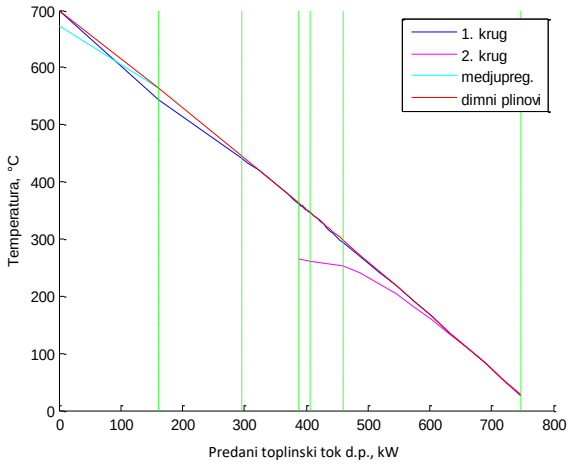
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				60,59
η_{post_uk}, %				39,52
η_{cikl_uk}, %				43,24
η_{gp_uk}, %				91,40
η_{ciklus}, %	43,95	29,25		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	3,04		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	2,31	12,11		
p, bar	351,79	12,76	23,67	
p_{kond}, bar	0,03	0,03		
z	0,81	0,87		
T_{preg}, °C	699,00	336,47	287,91	
q_m, kg/s	0,19	0,01	0,19	
Φ_{eco}, W	376241,48	7986,38		
Φ_{isp}, W	0,00	22583,40		
Φ_{preg}, W	296247,79	3860,52	1924,53	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	94,87	4,86	0,27	
P_{ST_uk}, W	304291,42	10088,70		
P_{p_uk}, W	7864,29	17,37		
P_{neto_uk}, W	296427,13	10071,33		



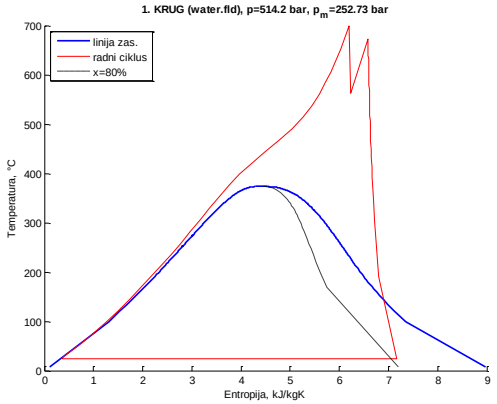


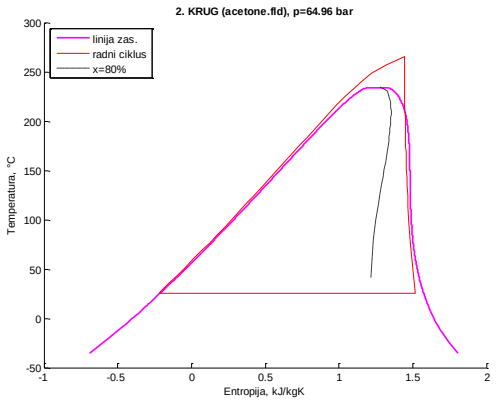
PREG 1.2	MP 3
PREG 1.1	MP 2
EKO 1.4	MP 1
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	ISP 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.31 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare



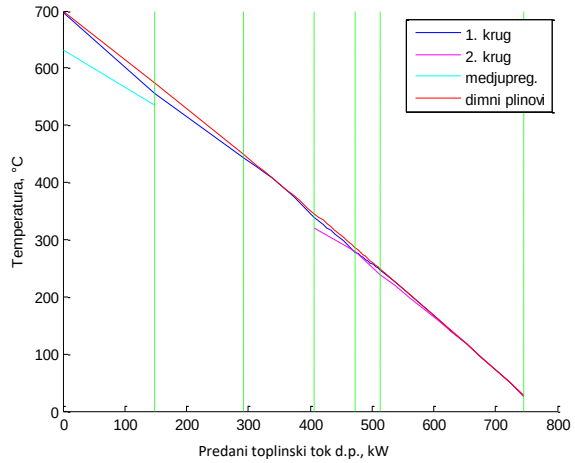
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				27,32
η_{post_uk}, %				40,46
η_{cikl_uk}, %				42,21
η_{gp_uk}, %				95,86
η_{ciklus}, %	44,98	26,28		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,01	0,05		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,17	0,00		
p, bar	514,20	64,96	252,73	
p_{kond}, bar	0,03	0,31		
z	0,83	0,97		
T_{preg}, °C	699,00	265,26	671,93	
q_m, kg/s	0,17	0,16	0,17	
Φ_{eco}, W	339527,66	95444,98		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	240113,55	14614,75	53700,70	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	77,97	14,80	7,22	
P_{ST_uk}, W	295072,73	30443,02		
P_{p_uk}, W	10218,55	1517,87		
P_{neto_uk}, W	284854,17	28925,15		



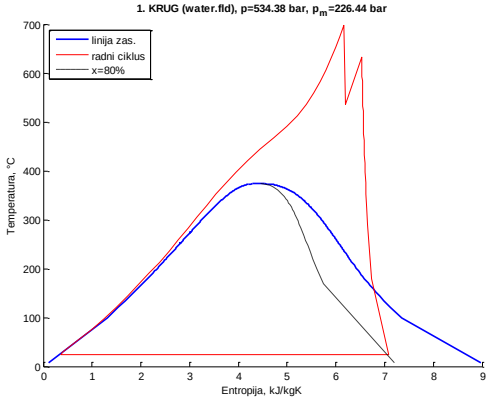


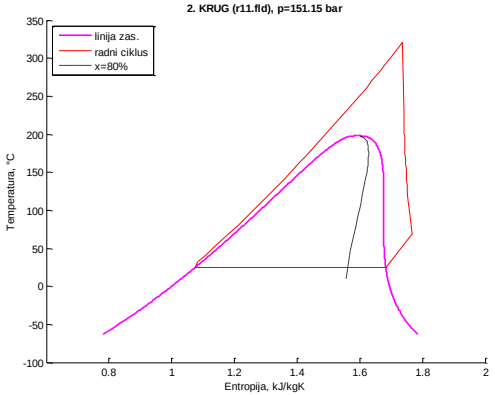
PREG 1.2	MP 1
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.32 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare



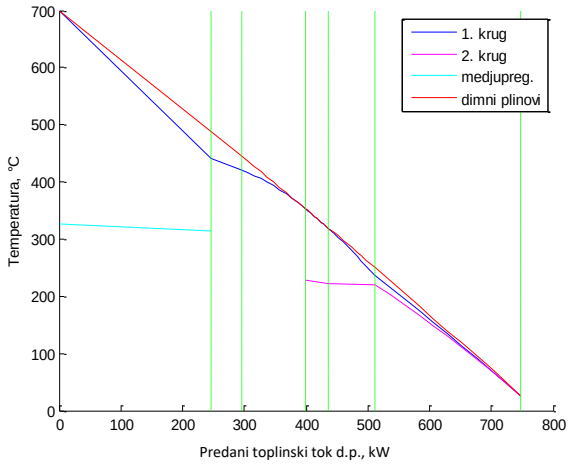
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				28,43
η_{post_uk}, %				40,45
η_{cikl_uk}, %				42,26
η_{gp_uk}, %				95,71
η_{ciklus}, %	44,81	26,72		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,01	0,01		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	0,12		
p, bar	534,38	151,15	226,44	
p_{kond}, bar	0,03	1,06		
z	0,82	1,15		
T_{preg}, °C	697,89	320,65	632,14	
q_m, kg/s	0,17	0,36	0,17	
Φ_{eco}, W	347147,09	72636,32		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	241558,89	32001,35	48899,75	
$\Phi_{dp_uk_udio,}$%	79,31	14,10	6,59	
P_{ST_uk}, W	296568,47	32255,48		
P_{p_uk}, W	10839,27	4291,26		
P_{neto_uk}, W	285729,20	27964,22		



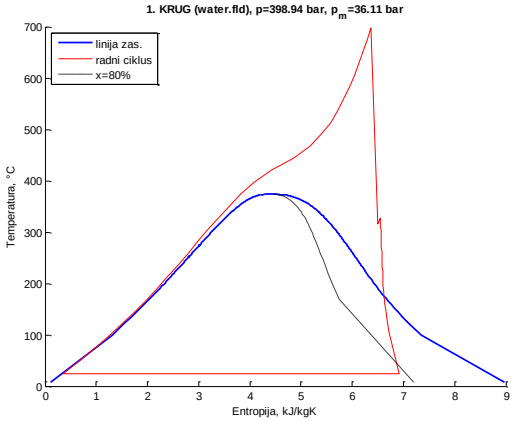


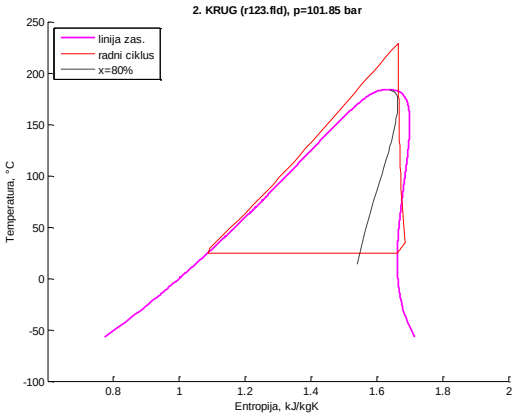
PREG 1.2	MP 1
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.33 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare



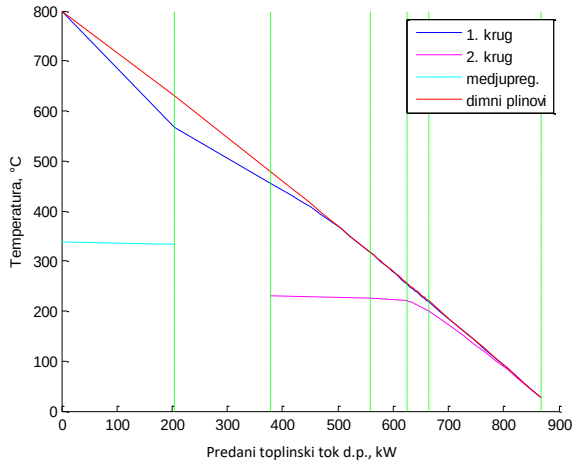
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				26,51
η_{post_uk}, %				40,12
η_{cikl_uk}, %				41,81
η_{gp_uk}, %				95,96
η_{ciklus}, %	44,05	21,10		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,00	0,01		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,20	2,49		
p, bar	398,94	101,85	36,11	
p_{kond}, bar	0,03	0,91		
z	0,80	1,04		
T_{preg}, °C	698,31	228,93	327,32	
q_m, kg/s	0,19	0,31	0,19	
Φ_{eco}, W	377665,70	68571,48		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	287914,88	4203,18	5887,02	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	89,43	9,78	0,79	
P_{ST_uk}, W	304688,59	17920,68		
P_{p_uk}, W	8910,61	2562,43		
P_{neto_uk}, W	295777,98	15358,25		



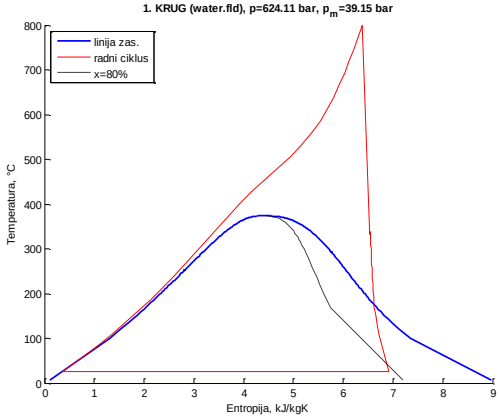


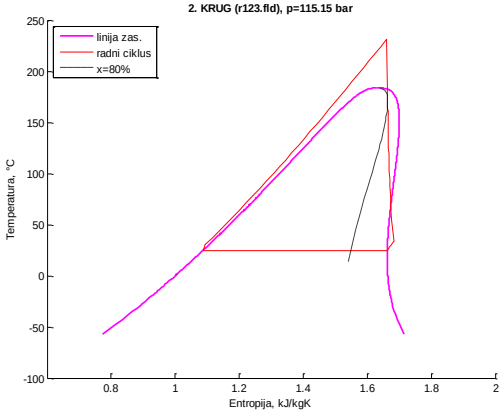
PREG 1.2	MP 1
PREG 1.1	
EKO 1.4	
EKO 1.3	PREG 2.2
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.34 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 700 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



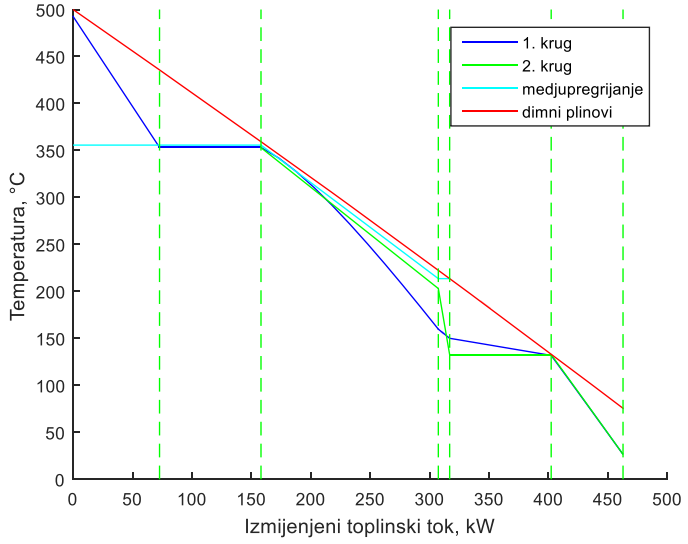
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				26,51
η_{post_uk}, %				43,55
η_{cikl_uk}, %				45,16
η_{gp_uk}, %				96,44
η_{ciklus}, %	46,06	21,03		
ΔT_{pp_eco}, °C	0,01	0,01		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	0,00	1,60		
p, bar	624,11	115,15	39,15	
p_{kond}, bar	0,03	0,91		
z	0,80	1,04		
T_{preg}, °C	799,00	230,87	337,76	
q_m, kg/s	0,22	0,13	0,22	
Φ_{eco}, W	455995,37	29491,85		
Φ_{isp}, W	0,00	0,00		
Φ_{preg}, W	374223,64	1575,63	2663,50	
$\Phi_{dp_uk_udio}$,%	96,10	3,60	0,31	
P_{ST_uk}, W	400103,28	7772,95		
P_{p_uk}, W	16507,23	1240,59		
P_{neto_uk}, W	383596,05	6532,36		

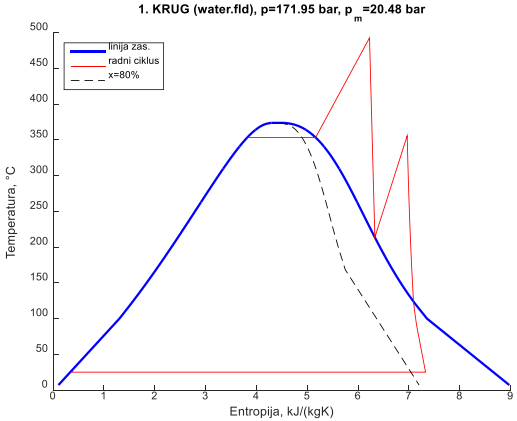


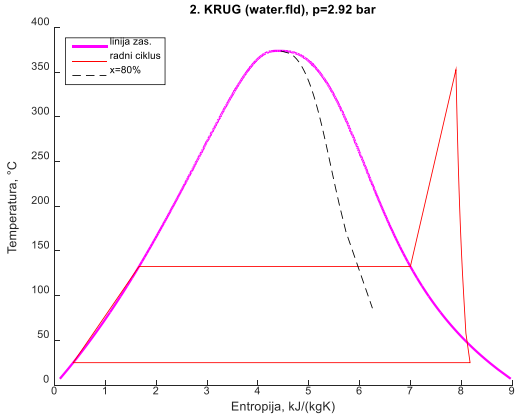


PREG 1.2	MP 1
PREG 1.1	
EKO 1.4	PREG 2.2
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	EKO 2.2
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.35 Rezultati termodinamičke optimizacije postrojenja s dva kruga pare i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 800 °C, R123 kao radni medij drugog kruga pare



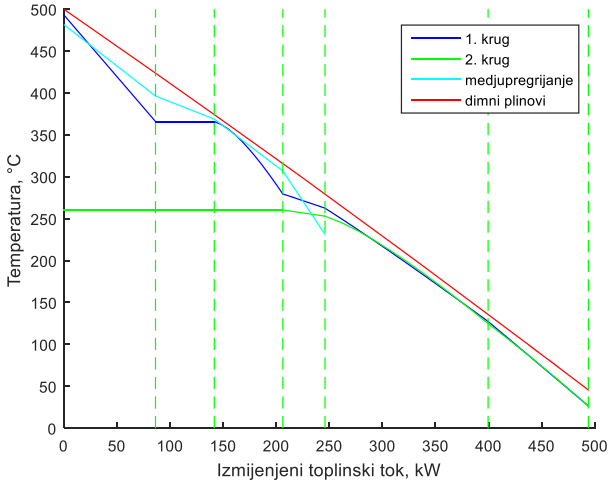




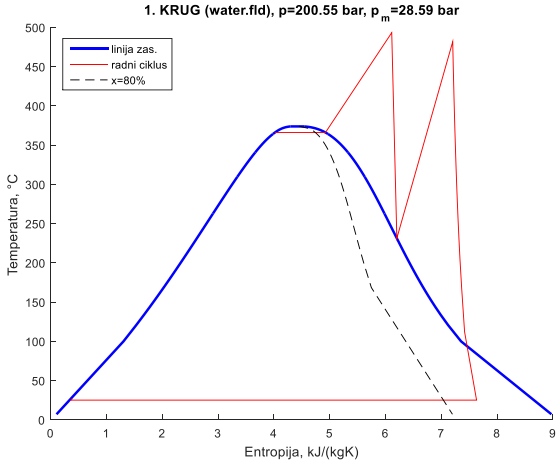
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dp,iz}$, °C				75,56
η_{post_uk}, %				30,50
η_{cikl_uk}, %				35,87
η_{gp_uk}, %				85,03
η_{ciklus}, %	39,63	23,81		
ΔT_{pp_eco}, °C	1,22	0,44		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	12,09	11,22		
p, bar	171,95	2,92	20,48	
p_{kond}, bar	0,03	0,03		
z	0,85	0,95		
T_{preg}, °C	492,67	352,97	355,68	
q_m, kg/s	0,101	0,04	0,101	
Φ_{eco}, W	158452,04	15905,55		
Φ_{isp}, W	84963,72	77219,36		
Φ_{preg}, W	72386,72	16205,04	35353,57	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,69	0,24	0,077	
P_{ST_uk}, W	141209,81	26044,14		
P_{p_uk}, W	2062,34	12,30		
P_{neto_uk}, W	139147,47	26031,84		
A_{eco}, m^2	307,66	33,28		
A_{isp}, m^2	65,60	98,59		
A_{preg}, m^2	31,89	20,73	76,71	
C_{eko}, USD	14065,57	1521,60		
C_{isp}, USD	2287,18	3437,33		
C_{preg}, USD	1660,02	1078,86	2332,28	
F_{ee_uk}, USD	918373,28	171810,15		
$C_{izm,uk}$, USD	18012,78	6037,79	2332,28	
F, USD	900360,51	165772,36		
F_{uk}, USD	1063800,59			

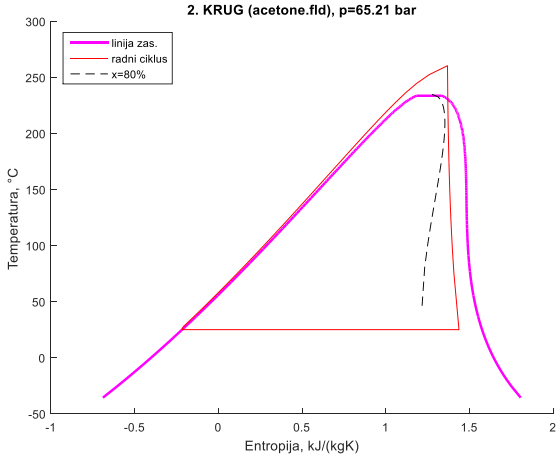
PREG 1.1	
ISP 1.1	
EKO 1.4	PREG 2.2
EKO 1.3	PREG 2.1
EKO 1.2	ISP 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

11.36 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, voda kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god



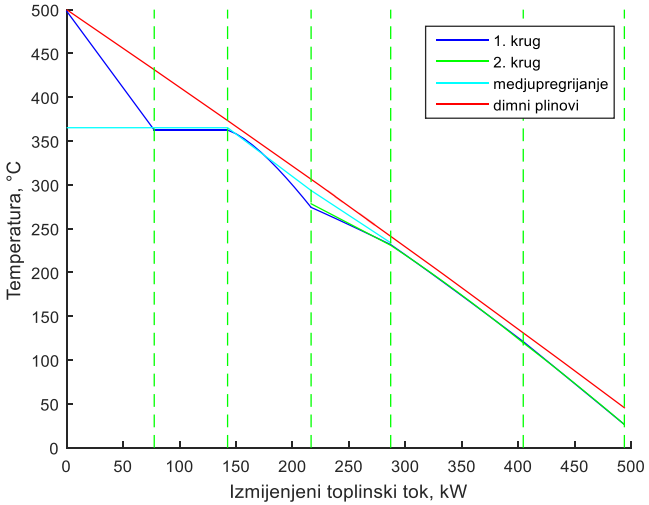
	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
T_{dn_iz}, °C				45,64
η_{post_uk}, %				32,06
η_{cikl_uk}, %				35,32
η_{gp_uk}, %				90,77
η_{ciklus}, %	40,67	25,52		
ΔT_{pp_eco}, °C	5,27	8,35		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	11,34	11,64		
p, bar	200,55	65,21	28,59	
p_{kond}, bar	0,032	0,307		
z	0,89	0,92		
T_{preg}, °C	493,16	260,42	481,62	
q_m, kg/s	0,086	0,259	0,086	
Φ_{eco}, W	146017,84	159525,38		
Φ_{isp}, W	49687,69	0,00		
Φ_{preg}, W	69434,09	14129,28	52767,16	
$\Phi_{dp_uk_udio}$	0,539	0,353	0,107	
P_{ST_uk}, W	131352,12	46869,55		
P_{p_uk}, W	2046,62	2546,80		
P_{neto_uk}, W	129305,49	44322,74		
A_{eco}, m^2	302,23	321,71		
A_{isp}, m^2	44,48	0,00		
A_{preg}, m^2	34,13	7,26	72,01	
C_{eko}, USD	13817,24	14707,59		
C_{isp}, USD	1550,57	0,00		
C_{preg}, USD	1776,28	377,76	2189,25	
F_{ee_uk},	853416,25	292530,10		
$C_{izm,uk}$,	17144,09	15085,35	2189,25	
F, USD	836272,17	277444,75		
F_{uk}, USD	1111527,67			

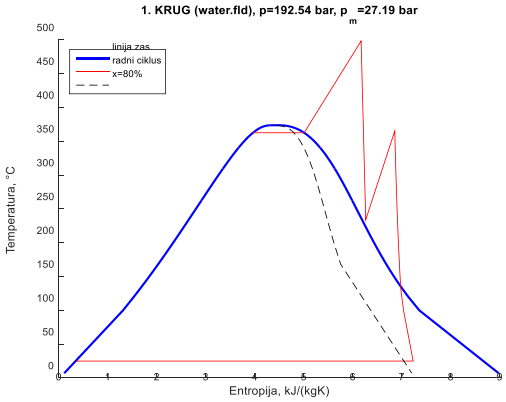


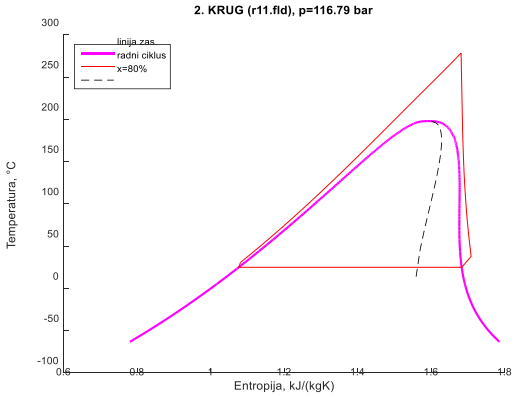


PREG 1.1		MP 4
ISP 1.1		MP 3
EKO 1.4		MP 2
EKO 1.3	PREG 2.1	MP 1
EKO 1.2		EKO 2.2
EKO 1.1		EKO 2.1

Slika 11.37 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, aceton kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god







	1. krug	2. krug	Međupreg.	Postrojenje
$T_{dn,iz}$, °C				45,63
η_{post_uk}, %				31,93
η_{cikl_uk}, %				35,17
η_{gp_uk}, %				90,77
η_{ciklus}, %	39,97	24,79		
ΔT_{pp_eco}, °C	7,50	8,40		
$\Delta T_{eko,sr}$, °C	11,84	10,75		
p, bar	192,54	116,79	27,19	
p_{kond}, bar	0,032	1,060		
z	0,84	1,04		
T_{preg}, °C	498,31	278,45	365,24	
q_m, kg/s	0,097	0,60	0,097	
Φ_{eco}, W	161632,76	120926,59		
Φ_{isp}, W	64656,72	0,00		
Φ_{preg}, W	77180,03	34430,73	32737,62	
$\Phi_{dp_uk_udio}$ %	0,617	0,316	0,067	
P_{ST_uk}, W	136616,51	44097,78		
P_{p_uk}, W	2227,94	5584,95		
P_{neto_uk}, W	134388,57	38512,83		
A_{eco}, m^2	320,52	264,02		
A_{isp}, m^2	46,84	0,00		
A_{preg}, m^2	44,49	39,30	59,55	
C_{eko}, USD	14653,45	12070,19		
C_{isp}, USD	1633,02	0,00		
C_{preg}, USD	2315,64	2045,66	1810,47	
F_{ee_uk}, USD	886964,54	254184,70		
$C_{izm,uk}$, USD	18602,11	14115,84	1810,47	
F, USD	868362,43	240068,86		
F_{uk}, USD	1093686,81			

PREG 1.1	MP 2
ISP 1.1	
EKO 1.3	MP 1
PREG 2.2	
EKO 1.2	PREG 2.1
EKO 1.1	EKO 2.1

Slika 11.38 Rezultati eksergoekonomske optimizacije postrojenja s dva kruga i međupregrijanjem, $T_{dp,ul}$ = 500 °C, R11 kao radni medij drugog kruga pare, t_{rs} = 5500 h/god

ŽIVOTOPIS AUTORA

Stjepko Katulić rođen je 31. listopada 1983. u Sisku gdje je pohađao osnovnu i srednju školu. 2002. upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. 2008. diplomira na procesno-energetskom smjeru i stječe naziv diplomiranog inženjera strojarstva. 2009. se zapošljava u tvrtki STSI d.o.o. gdje radi kao inženjer održavanja u Sektoru održavanja rafinerija. 2011. zapošljava se kao asistent na Fakultetu strojarstva i brodogradnje na Zavodu za energetska postrojenja, energetiku i ekologiju. Na Fakultetu radi na problemima optimizacije rada termoenergetskih postrojenja te sudjeluje u nastavi na kolegijima "Termoenergetska postrojenja", "Generatori pare", "Kotlovi" i "Projektiranje energetskih postrojenja". Do sada je sudjelovao na više međunarodnih konferencija te je objavio dva znanstvena rada kategorizirana u CC časopisima pod naslovom "A novel method for finding the optimal heat storage tank capacity for a cogeneration power plant" i "Dynamic model of a natural water circulation boiler suitable for on-line monitoring of fossil alternative fuel plants".

CURRICULUM VITAE

Stjepko Katulić was born on 31 October 1983 in Sisak, where he attended elementary school and high school. In 2002 he enrolled the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb. In 2008 he graduated Power Engineering and received B.Sc degree in mechanical engineering. In 2009 he was employed by the company STSI d.o.o. where he worked as a maintenance engineer at the Department of maintenance of refineries. In 2011 he started working as an assistant at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture at the Department of Energy, Power Engineering and Environment. At the Faculty he is working on problems of optimization of thermal power plants and he also participates in teaching the courses "Thermal power plants", "Steam generators", "Boilers" and "Design of power plants." He participated in several international conferences and has published two scientific papers in CC-indexed journals entitled "A novel method for finding the optimal heat storage tank capacity for a cogeneration power plant" and "Dynamic model of a natural water circulation boiler suitable for on-line monitoring of fossil alternative fuel plants".