

ANALIZA I OPTIMIZACIJA ORGANSKOG RANKINEOVOG CIKLUSA ZA NISKOTEMPURTURNE GEOTERMALNE IZVORE

Kerin, Matija

Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni

2018

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac
University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:164332>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-12**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied
Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
SPECIJALISTIČKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA**

Matija Kerin

**ANALIZA I OPTIMIZACIJA ORGANSKOG
RANKINEOVOG CIKLUSA ZA NISKOTEMPERATURNE
GEOTERMALNE IZVORE**

ZAVRŠNI RAD

Karlovac, 2018.

**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
SPECIJALISTIČKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA**

Matija Kerin

**ANALIZA I OPTIMIZACIJA ORGANSKOG
RANKINEOVOG CIKLUSA ZA NISKOTEMPERATURNE
GEOTERMALNE IZVORE**

ZAVRŠNI RAD

Mentor: dr. sc. Nenad Mustapić, prof. v. š.

Karlovac, 2018.

SAŽETAK

Ovaj rad fokusiran je na termodinamičku i ekonomsku analizu i optimizaciju organskog Rankineovog ciklusa za geotermalnu elektranu. Analiza je provedena za slučaj geotermalnog polja Rečica u blizini Karlovca. Termodinamička i ekonomska analiza provedena je za osam radnih fluida [R134a, isobutane, R245fa, R601, R601a, R290, R1234yf, and R1234ze(E)], u ovisnosti o utjecaju temperature odnosno tlaka isparavanja, temperature i tlaka kondenzacije te temperaturne razlike fluida u isparivaču i kondenzatoru, na vrijednosti kao što su neto snaga i ireverzibilnost. Ekonomska analiza bazirana je na odnosu neto dobivene snage i ukupnih troškova postrojenja. Analiza i optimizacija pokazale su da najbolje ekonomske performanse imaju n-pentane i isopentane, dok R1234yf i R290 imaju najbolje termodinamičke performanse. Analiza je pokazala da je geotermalna elektrana s podkritičnim organskim Rankineovim ciklusom moguća i obećavajući način proizvodnje električne energije.

Ključne riječi: *organski Rankineov ciklus, geotermalna energija, termodinamička optimizacija, ekonomska optimizacija, genetski algoritam*

SUMMARY

This paper is focused on the thermodynamic and economic analysis and optimization of an organic Rankine cycle based geothermal power plant. The analysis is applied to a case study of the geothermal field Rečica near the town Karlovac. Thermodynamic and economic performance of an organic Rankine cycle geothermal power plant is conducted using 8 working fluids [R134a, isobutane, R245fa, R601, R601a, R290, R1234yf, and R1234ze(E)]. The thermodynamic analysis is performed on the basis of the analysis of influence of the operation conditions, such as evaporation and condensation temperatures and pressures, and evaporator and condenser pinch point temperature difference, on the cycle characteristics such as net power output, and plant irreversibility. The economic analysis is performed on the basis of relationship between the net power output and the total cost of equipment used in the organic Rankine cycle. The analysis reveals that the working fluids, n-pentane and isopentane, show the best economic performances, while the working fluid R1234yf and R290 have the best thermodynamic performances. Analysis results demonstrate that the subcritical organic Rankine cycle geothermal power plant represents a promising option for electricity production application.

Keywords: organic Rankine cycle, geothermal energy, thermodynamic optimization, economic optimization, genetic algorithm

SADRŽAJ

1.	UVOD	1
2.	TEORIJSKE OSNOVE.....	2
2.1.	Geotermalna energija.....	2
2.1.1.	Geotermalni potencijal u svijetu	4
2.1.2.	Geotermalni potencijal u Republici Hrvatskoj	6
2.1.3.	Tehnologije za iskorištavanje geotermalne energije.....	14
2.2.	Optimizacija i analiza organskog Rankineovog ciklusa.....	17
2.3.	Organski Rankineov ciklus.....	17
2.4.	Opis komponenti.....	19
2.4.1.	Izmjenjivač topline	19
2.4.2.	Ekspander.....	23
2.4.3.	Pumpe	25
2.4.4.	Generatori	25
2.5.	Radni fluidi za organski Rankineov ciklus,.....	26
3.	POSTAVA ZADATKA	30
4.	RAZRADA ZADATKA	31
4.1.	Termodinamički model organskog Rankineovog ciklusa	31
4.1.1.	Pumpa	33
4.1.2.	Predgrijač	34
4.1.3.	Isparivač.....	35
4.1.4.	Turbina.....	36
4.1.5.	Kondenzator.....	37
4.2.	Dimenzioniranje komponenti	38
4.2.1.	Predgrijač i isparivač	39
4.2.2.	Kondenzator.....	40
4.3.	Modeli prijenosa topline i pada tlakova u izmjenjivačima topline.....	42

4.3.1. Korelacije za koeficijente prijelaza topline za jednofazni fluid	42
4.4. Korelacije prijelaza topline i pada tlaka prilikom isparavanja	44
4.5. Korelacije za prijelaz topline i pada tlaka prilikom kondenzacije.....	45
4.6. Ukupni koeficijent prijenosa topline	45
4.7. Srednja logaritamska temperaturna razlika (LMTD)	46
4.8. Ekonomski model	47
4.9. Metodologija analize i optimizacije	50
5. ANALIZA REZULTATA.....	52
6. ZAKLJUČAK	73
POPIS SLIKA	74
POPIS TABLICA.....	76
7. POPIS LITERATURE	77

POPIS OZNAKA

T_{crit}	[°C]	Kritična temperatura
P_{crit}	[kPa]	Kritični tlak
\dot{m}	[kg/s]	Maseni protok
T_E	[°C]	Temperatura u isparivaču
P_E	[kPa]	Tlak u isparivaču
T_C	[°C]	Temperatura u kondenzatoru
P_C	[kPa]	Tlak u kondenzatoru
ΔT_{pp}	[°C]	Temperaturna razlika u isparivaču
ΔT_{cond}	[°C]	Temperaturna razlika u kondenzatoru
η		Efikasnost
W_{net}	[kW]	Neto dobivena snaga
I	[kW]	Ireverzibilnost
C	[€]	Trošak
NPI	[W/€]	Indeks ekonomske učinkovitosti
ΔT_{lm}	[°C]	Srednja logaritamska temperaturna razlika
h	[J/kg]	Entalpija
s	[J/kg]	Entropija
c_p	[J/kgK]	Specifični toplinski kapacitet

1. UVOD

Organski Rankineov ciklus (skraćeno ORC) je termodinamički ciklus koji je dobio naziv po tome što koristi organske radne fluide velike molekularne mase. Takvi radni fluidi imaju niže točke zasićenja i po tome se razlikuju od termodinamičkog Rankineovog ciklusa koji kao radni fluid koristi vodu. Ovakvi radni fluidi omogućavaju korištenje topline odnosno toplinskog toka nižih energetske izvora kao što su geotermalna energija, solarna energija, industrijska otpadna toplina i slično. S obzirom na to da je u posljednjem stoljeću došlo do naglog ekonomskog i industrijskog razvoja mnogih dijelova svijeta, pojavila se potreba za većom količinom električne energije. Ograničene zalihe fosilnih goriva i sve stroži zahtjevi za očuvanjem okoliša i smanjenjem stakleničkih plinova, nameću novi pristup gospodarenja energijom. Iz navedenih razloga intenzivno raste interes za obnovljivim izvorima energijom i korištenjem alternativnih načina proizvodnje električne energije, pa tako i energije iz geotermalnih izvora.

Predmet ovog rada je analiza i optimizacija organskog Rankineovog ciklusa primijenjenog na niskotemperaturnim geotermalnim izvorima. Za analizu uzet je primjer za geotermalno polje Rečica u blizini grada Karlovca. U radu je opisana geotermalna energija te mogućnosti iskorištavanja geotermalne energije s ciljem dobivanja električne energije. Također je opisan i detaljnije objašnjen matematički model koji je korišten za termodinamičku, energetske, eksergetske i ekonomske analize. Za analizu i optimizaciju korišten je jednostavni ORC ciklus. Na temelju dostupnih podataka o geotermalnom fluidu izvršena je parametarska termodinamička analiza, te parametarska ekonomska analiza. Nakon parametarske analize izvršena je optimizacija ORC postrojenja s više slobodnih varijabli. Optimizacija je provedena pomoću genetskog algoritma.

Cilj rada je dobiti detaljne optimalne parametre za geotermalno postrojenje bazirano na organskom Rankineovom ciklusu, te je provedena detaljna analiza parametara koji utječu na stupanj djelovanja i ekonomsku isplativost ovakvog postrojenja.

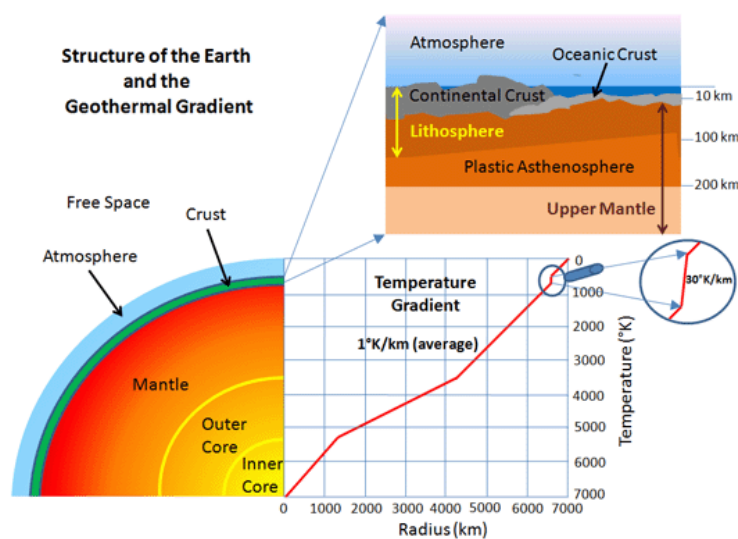
2. TEORIJSKE OSNOVE

U ovome poglavlju bit će objašnjena geotermalna energija, njezin nastanak i značajke. Provedena je kratka analiza geotermalnih potencijala prema trenutno dostupnim podacima za svijet i Republiku Hrvatsku, za koju su dani detaljniji podaci za potencijalne geotermalne izvore topline. Za usporedbu je prikazano koliko se električne energije u svijetu dobiva iz geotermalnih izvora topline, te koje zemlje imaju najveći potencijal. Za geotermalne izvore u Republici Hrvatskoj dani su podaci o temperaturama izvora i o mogućim masenim protocima geotermalnog fluida, te mogućnosti za koje se izvori mogu koristiti. Ukratko su opisane tehnologije za proizvodnju električne energije iz geotermalnih izvora topline, organski Rankineov ciklus te njegove komponente.

2.1. Geotermalna energija

Geotermalna energija je oblik obnovljivih izvora energije sadržan u zemljinoj kori i fluidima koji se nalaze u njoj. Riječ geotermalna dolazi od grčkih riječi *geo*, što znači zemlja i *therme* što znači toplina. Geotermalnu energiju opravdano možemo svrstati u obnovljive izvore energije u širem smislu, iako energija unutrašnjosti zemlje nije obnovljiva, ima je toliko da za praktične primjere njeno eventualno iscrpljivanje nije važno, pa prema tome ispunjava dva značajna koncepta pri iskorištavanju energetskih izvora: obnovljivost i održivost. Gravitaciona energija i zaostala toplina od formiranja Zemlje te radioaktivni raspad rezultirali su unutrašnjom kaloričkom energijom zemlje, a uglavnom nastaje polaganim prirodnim raspadanjem radioaktivnih elemenata koji se nalaze u Zemljinoj unutrašnjosti, te se često naziva i fosilnom nuklearnom energijom. Energija u Zemljinoj unutrašnjosti nastaje egzoenergijskim kemijskim reakcijama, kristalizacijom i skrućivanjem rastopljenih metala, te trenjem prilikom kretanja tektonskih ploča [1]. Temperatura unutrašnje Zemljine jezgre procjenjuje se na oko 6650 °C, te postupno opada do samo nekoliko stupnjeva na površini zemlje uz značajan doprinos sunčane energije [2]. Toplinski tok kroz Zemljinu površinu kao rezultat radioaktivne jezgre varira između 0,04 i 0,08 W/m². Geotermalna energija iskoristiva je samo iz područja Zemljine kore, posebno na spojevima tektonskih ploča, kao nagomilana energija u unutrašnjosti Zemljine kore u obliku vruće vode ili pare, te u suhim stijenama. Prema tome potrebno je iskoristiti prirodno kruženje vode ili umjetnim putem stvoriti takvo kruženje. Princip se temelji na dovođenju vode s površine u dublje slojeve gdje se voda ugrije i kao takva ponovno vraća na površinu. Za grubu procjenu geotermalnog potencijala može se koristiti temperaturni gradijent ispod površine zemlje. Prosječni temperaturni gradijent između središta Zemlje i ruba atmosfere iznosi 1

°C/km, dok u području fluidiziranih slojeva Zemlje (magma) može iznositi i manje zbog gibanja rastaljenih dijelova i izjednačavanja temperature. Temperaturni gradijent znatno je veći u području zemljine kore i iznosi od 25 °C/km do 30 °C/km dubine ovisno o području [3]. Za područja s ekstremnim potencijalom za iskorištavanje geotermalne energije temperaturni gradijent iznosi oko 100 °C na 1 km dubine. Temperaturni gradijent se koristi samo za pojednostavljeni prikaz, dok stvarno kretanje temperature ovisi o prirodi geotermalnog izvora i sastavu tla. Na slici 1. prikazan je temperaturni gradijent Zemlje te njezini slojevi. Geotermalni izvori klasificiraju se prema temperaturi geotermalne vode. Geotermalni resursi podijeljeni su na niske (<100 °C), srednje (100 – 200 °C) i visoko temperaturene geotermalne izvore fluida (>200 °C). [4] Geotermalna energija danas se koristi u različite svrhe, za proizvodnju električne energije, zagrijavanje prostora, drugih fluida, vode, staklenika, te u različitim industrijskim procesima, u medicinske svrhe i u ribnjačarstvu. Najvažniji način iskorištavanja geotermalne energije je proizvodnja električne energije iz visoko temperaturnih i srednje temperaturnih geotermalnih izvora.



Slika 1. Temperaturni gradijent [5]

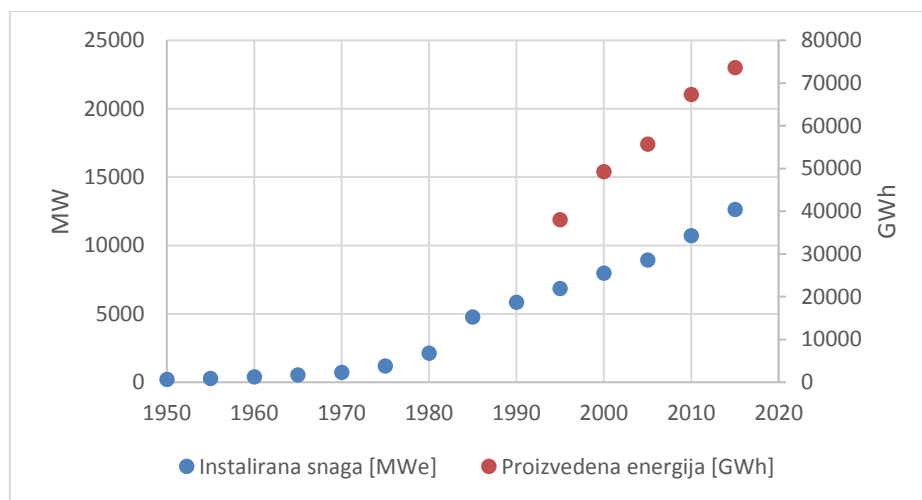
2.1.1. Geotermalni potencijal u svijetu

Geotermalna energija kao jedan od oblika obnovljivih izvora energije i kao ekološki prihvatljiva energija može imati bitnu ulogu u proizvodnji električne energije u budućnosti. Zemlje u razvoju s dobrim geotermalnim resursima mogu veliku količinu potrebne električne energije proizvesti iz geotermalnih izvora. Geotermalna energija u Zemlji je dostupna u enormnim količinama. Energetska agencija vlade Sjedinjenih Američkih Država procjenjuje da energije iz geotermalnih izvora ima 15000 puta više nego u svim poznatim rezervama nafte i plina. Bitno je napomenuti da za razliku od ostalih obnovljivih izvora energije, energija iz geotermalnih izvora je konstantna i ne mijenja se vremenski. Ukupna toplinska energija Zemlje procjenjuje se na otprilike $12,6 \times 10^{24}$ MJ, od koje na zemljinu koru otpada $5,4 \times 10^{21}$ MJ. Vidljivo je da je toplinski kapacitet zemlje ogroman, međutim jako mali dio toga može biti ekonomski isplativo eksploatiran [3]. Proizvodnja električne energije iz geotermalnih izvora počinje 1904 u Larderellu, Toskana u Italiji gdje je Prince Piero Ginori Conti pokrenuo klipni motor snage $\frac{3}{4}$ HP, koji je pokretao elektrogenerator, deset godina kasnije 1914. godine pokrenuta je i spojena na mrežu prva komercijalna geotermalna elektrana snage 250 KW [6]. U svijetu posljednjih 25-35 godina bilježi se značajan rast instalirane snage i proizvedene električne energije iz geotermalne energije. Instalirana snaga 1975. godine iznosila je 1,18 GW, 1985. godine 4,764 GW, 1995. godine 6,833 GW, 2005. godine 8,933 GW, 2010. godine 10,715 GW. Postignut je porast od prosječnih 1,8 GW u periodu od pet godina 2005-2010, s ugrubo pratećim standardnim linearnim trendom od 350 MW/godini. Danas proizvodnja energije zauzima mali postotak od 0.5% od ukupne potrebe za električnom energijom, dok u nekim zemljama više od 10% električne energije dobiva se iz geotermalnih izvora [7]. U tablici 1. prikazane su instalirana snaga elektrana iz geotermalnih izvora od 1950. godine do 2015. godine, te proizvedena električna energija od 1995. godine do 2015. godine na svjetskoj razini.

Tablica 1. Korištenje geotermalnih izvora od 1950. do 2015. godine

Godina	Instalirana snaga [MWe]	Proizvedena energija [GWh]	Godina	Instalirana snaga [MWe]	Proizvedena energija [GWh]
1950	200	-	1985	4764	-
1955	270	-	1990	5834	-
1960	386	-	1995	6832	38035
1965	520	-	2000	7972	49261
1970	720	-	2005	8933	55709
1975	1180	-	2010	10715	67246
1980	2110	-	2015	12635	73549

Na slici 2. prikazan je gotovo linearni porast instalirane snage od 1980. godine do 2015. godine, također zajedno s instaliranom snagom linearno raste i proizvedena električna energija iz geotermalnih izvora.



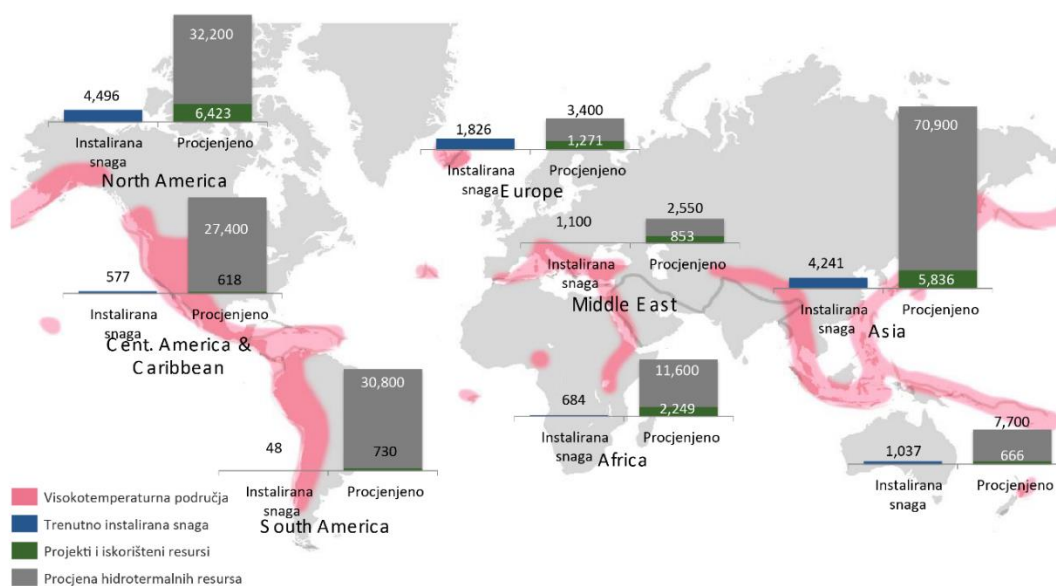
Slika 2. Grafički prikaz instalirane snage i proizvedene električne energije

Slika 3. prikazuje ukupno instaliranu snagu za proizvodnju električne energije iz geotermalnih izvora za 2016. godinu. Crveni pojas sa slike 3. predstavlja visoko temperaturna područja koja su pogodna za iskorištenje geotermalnih potencijala. Uglavnom se taj pojas proteže kroz prostor spajanja tektonskih ploča. Stupčasti dijagramni na slici 3. su prikaz instalirane snage u 2016. godini i poznati iskoristivi geotermalni potencijal za svaki od kontinenata. Tablica 2. prikazuje instaliranu snagu u MW od 1995. godine do 2015. godine za svaku od regija. Iz tablice vidljiv je porast instalirane snage u svim regijama svijeta, značajan porast vidljiv je od 2005. godine. Najveća instalirana snaga 3450 MWe u 2015. godini nalazi se na području Sjedinjenih Američkih Država, zatim slijede Filipini s 1870 MWe, Indonezija s 1340 MWe, Meksiko s 1017 MWe, Novi Zeland s 1005 MWe, Italija s 916 MWe, Island 665 MWe (oko 45% od ukupne nacionalne energetske potrošnje). Sve navedene zemlje prate linearni porast instalirane snage, te prema nekim očekivanjima ukupna instalirana snaga 2020. godine mogla bi iznositi oko 20000 MWe [8].

Tablica 2. Prikaz instalirane snage po regijama

Regija/godina	1995	2000	2005	2010	2015
Europa	722	1019	1124	1643	2133
Afrika	45	52	136	209	601
Sjeverna i južna Amerika	3800	3390	3911	4565	5089
Azija	1980	3075	3290	3661	3756
Oceanija	286	437	441	818	1056
Ukupno	6832	7973	8903	10897	12635

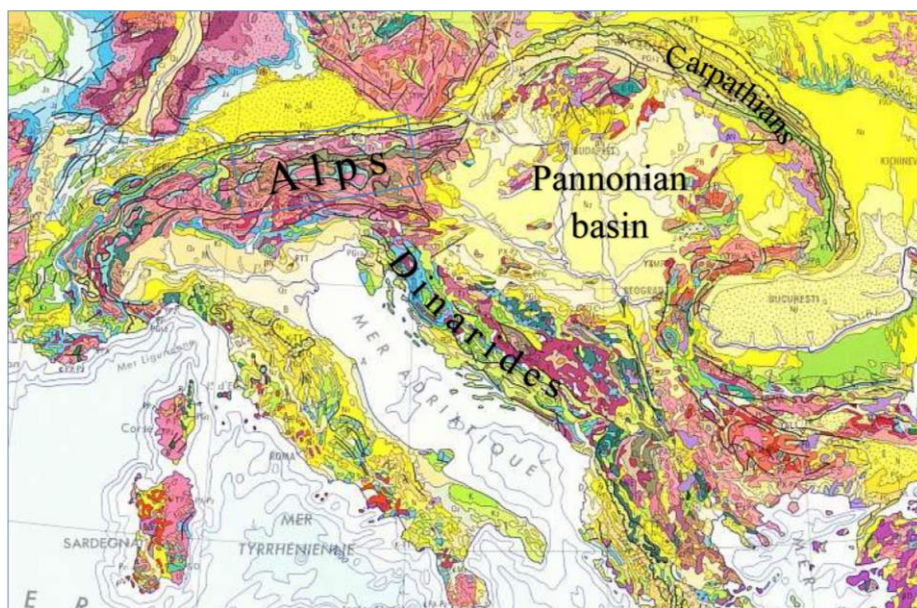
POTENCIJAL IZ GEOTERMAALNIH IZVORA (MWe)



Slika 3. Geotermalni potencijal u svijetu [9]

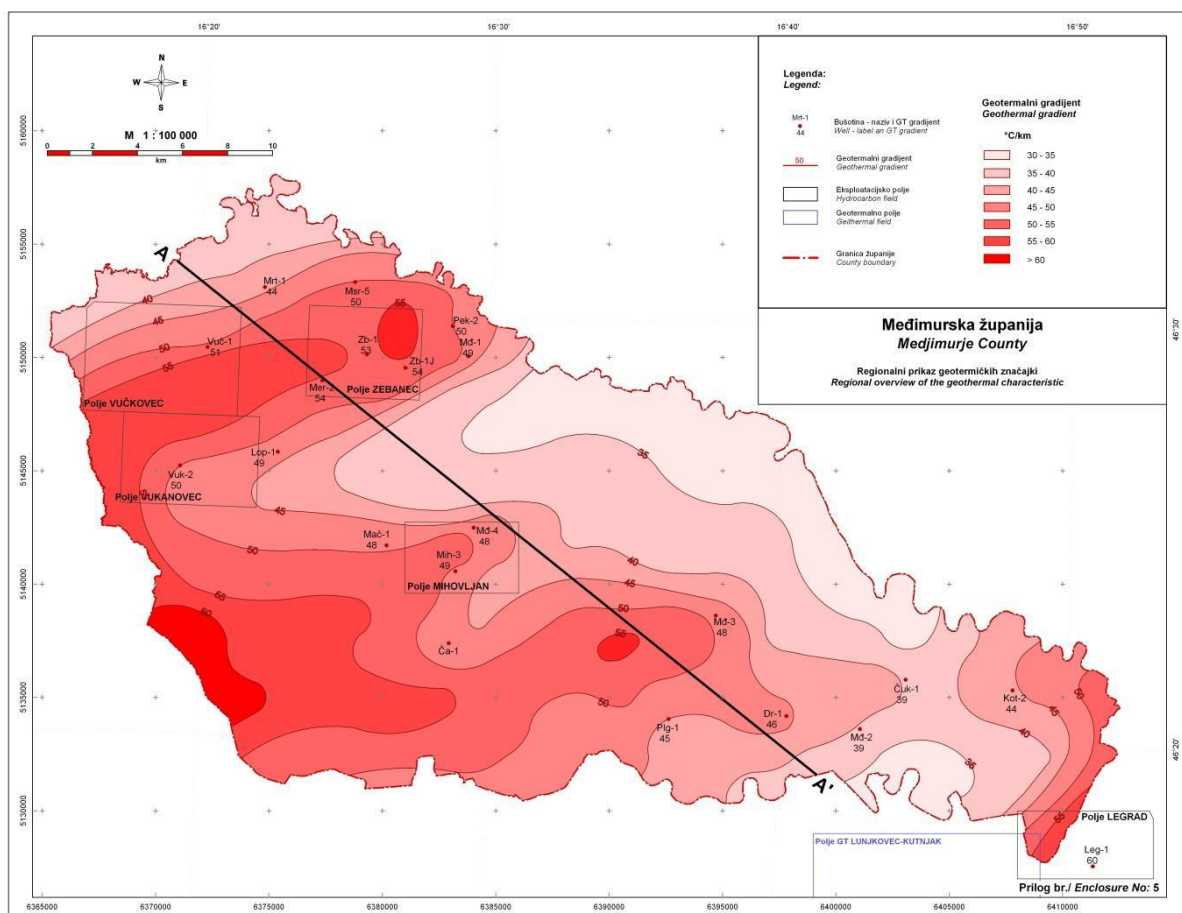
2.1.2. Geotermalni potencijal u Republici Hrvatskoj

Republika Hrvatska zemljopisno se nalazi između Srednje Europe, Balkana i Mediterana, te je vrlo geografski vrlo raznolika, od Jadranskog mora preko visokih planina Dinarida sve do Panonskog bazena. Hrvatska je smještena u dvije glavne regionalne geološke provincije, te dva sedimentna bazena pokrivaju gotovo cijelo područje Republike Hrvatske: Panonski bazen i Dinaridi. Na slici 4. prikazana su geološka područja koja zahvaćaju teritorij Republike Hrvatske.



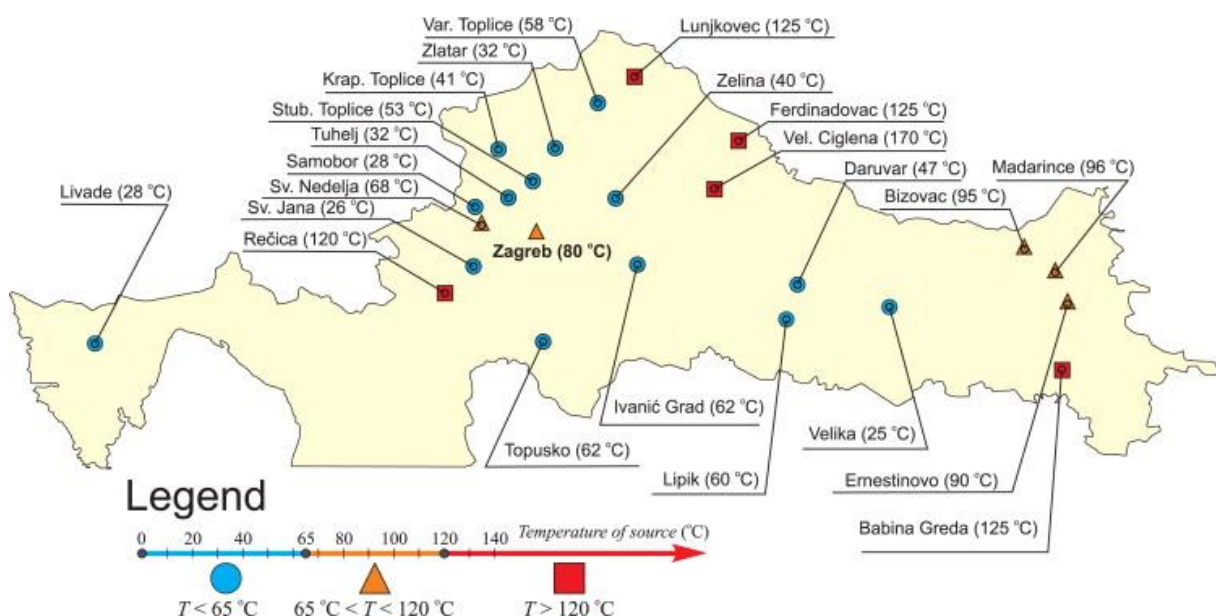
Slika 4. Geološka područja Republike Hrvatske [10]

Velike su razlike u geotermalnim potencijalima ta dva bazena koji su dobiveni istražnim radovima u svrhu pronalaska nafte i plina. U Dinaridima prosječni geotermalni temperaturni gradijent i toplinski tok iznose 0,018 °C/m i 29 mW/m². Na ovom području nije moguće očekivati otkrića značajnijih geotermalnih ležišta. Za razliku od Dinarida, u Panonskom bazenu prosječni geotermalni gradijent i toplinski tok su mnogo viši: 0,049°C/m i 76 mW/m² [10]. Slika 5. prikazuje temperaturni gradijent Međimurske županije. Vidljivo je da se gradijent kreće u veoma povoljnim intervalima za iskorištavanje geotermalnih izvora. Geotermalni potencijali u Hrvatskoj mogu se podijeliti u tri skupine srednje temperaturni izvori od 100 °C do 200 °C, nisko temperaturni izvori od 65 °C do 100°C i geotermalni izvori temperature vode ispod 65 °C. Geotermalna energija iz srednje temperaturnih izvora može se iskorištavati za grijanje prostora, u različitim tehnološkim procesima te proizvodnju električne energije. Geotermalna energija iz nisko temperaturnih ležišta može se iskorištavati za grijanje prostora, tople sanitarne vode, za rekreaciju te u različitim tehnološkim procesima.



Slika 5. Geotermalni gradijent Međimurske županije [11]

U Republici Hrvatskoj postoji višestoljetna tradicija iskorištavanja geotermalne energije iz prirodnih izvora u medicinske svrhe i za kupanje, sve do danas uglavnom se geotermalna energija koristi u lječilištima i rekreacijske svrhe. Geotermalna energija je osnova na kojem se zasniva brojni uspjeh toplica u Republici Hrvatskoj. Proizvodnja geotermalne vode za toplice prije se vršila kroz prirodne izvore dok se danas koriste plitke bušotine. U Republici Hrvatskoj postoji ukupno 28 geotermalnih polja, od kojih je 18 u uporabi. Za potrebe grijanja prostora koristi se ukupno 36,7 MW toplinske snage s godišnjom upotrebom energije od 189,6 TJ/god. Za kupanje se koristi 77,3 MW toplinske snage, odnosno 492,1 TJ/god energije. Uz djelatnost istraživanja nafte i plina razvijeni su tehnika i tehnologija za dobivanje geotermalne energije iz dubokih geotermalnih ležišta. Od 1976. godine INA Naftaplin radi na istraživanju geotermalnih ležišta. Postignuti su jako dobri istraživački rezultati uz mala financijska ulaganja. Temelj tih istraživanja bili su obrađeni podaci dobiveni istražnim bušotinama koje su imale za cilj pronaći rezerve nafte i plina. Procijenjena ukupna toplinska snaga geotermalnih energetskeg potencijala Republike Hrvatske iz već izrađenih bušotina 203,47 MW za temperature do 50 °C te 319,21 MW za temperature do 25 °C. Pretpostavlja se da je prema tome moguća snaga za proizvodnju električne energije iz srednje temperaturnih izvora iz već izrađenih bušotina 10,95 MW, odnosno 47,88 MW uz potpunu razradu ležišta. Na slici 6. prikazane su lokacije geotermalnih izvora i svrstane prema temperaturnim skupinama.



Slika 6. Geotermalni izvori u Republici Hrvatskoj [12]

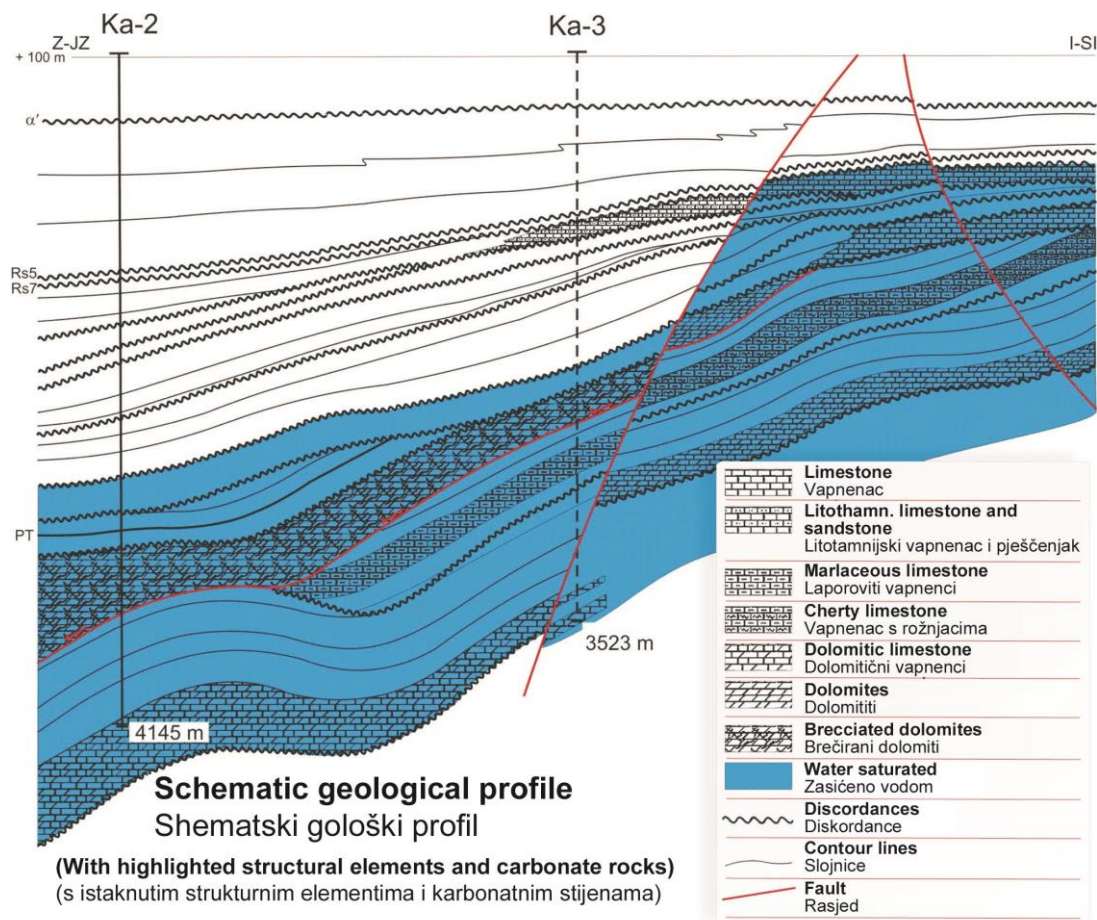
Proteklih godina nekoliko domaćih i stranih kompanija pokazalo je interes za geotermalnom energijom na području Republike Hrvatske, pogotovo u dijelu proizvodnje električne energije iz postojećih geotermalnih izvora koji već imaju postojeće proizvodne licence, kao što su Lunjkovac – Kutnjak i Velika Ciglana. Nadalje odobrene su istraživačke licence za proizvodnju električne energije za slijedeće geotermalne izvore: Draškovec, Prelog, Kotoriba, Legrad-1, Mali Bukovac, Ferdindovac-1, Slatina, Babina Greda. Istraživačke licence za direktno korištenje geotermalne energije posjeduju Bošnjaci – sjever i Sveta Nedjelja kraj Zagreba. Očekivana instalirana snaga u izvora za proizvodnju električne energije iznosi 2,5 MWe za Lunjkovac – Kutnjak, 3,1 MWe za Draškovec, 5 MWe za Kotoribu, Legrad, Mali Bukovac, Ferdinandovac te 10 MWe za Veliku Ciglenu. Investitori iz Turske izrazili su interes za gradnju geotermalnih elektrana i preuzeli tri istraživačke i dvije proizvodne licence. Na temelju istraživanja geotermalnog polja Lunjkovac - Kutnjak poznati su rezultati za za geotermalna polja: Kotoriba, Legrad-1 i Mali Bukovec. U svim bušotinama pronađeni su vodonosnici na dubinama između 1700m i 3000m sa temperaturama vode od 120 °C do 150 °C. Cijelo područje oko nalazišta Ferdinandovac ima slične geološke posebnosti pa temperaturni gradijent često iznosi više od 0,055 °C/m dok na mjestima je viši od 0,065 °C/m. U tablici 3. prikazane su lokacije u Republici Hrvatskoj s potencijalom za korištenje geotermalne energije s temperaturama i mogućim protocima s temperaturama geotermalnih izvora uz moguće masene protoke. Također prikazane su mogućnosti u koje se navedeni geotermalni izvori mogu koristiti [11].

Tablica 3. Geotermalni izvori u Republici Hrvatskoj i mogućnosti korištenja

No.	Lokacija	Prirodni izvor/bušotina	Temp. [°C]	Protok [kg/s]	Korištenje u svrhu
1	<i>Karlovac</i>	Bušotina Ka-2; Ka-3	120	94,38	Proizvodnja električne energije, sustav daljinskog grijanja
2	<i>Vukovar</i>	Bušotina Vu-1-7	43-82	-	Sustav daljinskog grijanja
3	<i>Osijek</i>	Bušotina Biz-2; Biz-4	96,8	1,4	Rekreacija, sustav daljinskog grijanja
4	<i>Vinkovci</i>	Bušotina	-	-	Sustav daljinskog grijanja
5	<i>Križevci</i>	Bušotina Kža-1	68	4	Sustav daljinskog grijanja
6	<i>Virovitica</i>	Bušotina	-	-	Sustav daljinskog grijanja
7	<i>Bjelovar</i>	Bušotina VC-1; VC1T	172	83	Proizvodnja električne energije, sustav daljinskog grijanja
8	<i>Legrad</i>	Bušotina Lun-1; Kt-1; Kt-2	140	53	Proizvodnja električne energije, sustav daljinskog grijanja
9	<i>Varaždinske Toplice</i>	Prirodni izvor; bušotina	57,6	35	Rekreacija
10	<i>Krapinske Toplice</i>	Prirodni izvor; bušotina	45	110	Rekreacija
11	<i>Lipik</i>	Prirodni izvor; bušotina	58-63	6,8	Rekreacija
12	<i>Sisak</i>	Prirodni izvor; bušotina, DB-5, Sisak-1, Siter-1	65	151	Rekreacija
13	<i>Topusko</i>	Prirodni izvor; bušotina TEB-1; TEB-3, TEB-4	65	151	Rekreacija, grijanje, direktno korištenje
14	<i>Kloštar Podravski</i>	Prirodni izvor; bušotina	-	-	Direktno korištenje
15	<i>Zagreb</i>	Bušotina KBZN-1B; KBNZ-1A	82	77	

2.1.2.1. Geotermalno polje Karlovac

Geotermalno polje smješteno je 8 km sjeveroistočno od Karlovca, kraj mjesta Rečica, a otkriveno je 1983. godine bušenjem prve bušotine Ka-2. Kasnije tijekom 1988. godine bušotina Ka-3 potvrdila je geotermalni potencijal navedenog područja. Radi otkrivanja ležišta ugljikovodika na širem području grada Karlovca izrađene su ukupno tri bušotine, koje su bile negativne s obzirom na ugljikovodike. Od tih su bušotina dvije pogodne za iskorištavanje geotermalnog ležišta. Predviđeno je da bušotina Ka-3 bude proizvodna, a bušotina Ka-2 utisna. Udaljenost dvaju bušotina iznosi oko 3200 m, te se nalaze na području koje je u vlasništvu Hrvatskih šuma, dok su oprema i bušotine u vlasništvu INA-e. Bušotina Ka-2 smještena je u najdubljem dijelu Karlovačke kotline, gdje debljina kompleksa tercijarnih klastičnih naslaga iznosi 3 000 m [13]. Bušotina Ka-2 dosegla je konačnu dubinu od 4145 m i bušena je kroz seriju sedimenata s karakterističnim svojstvima brtvljenja, kao što su lapor, siltit, škrljac. Bušotina Ka-3 dosegla je dubinu od 3523 m te je bušenje završilo u mezozojskom kompleksu stijena. Shematski geološki prikaz s istaknutim strukturnim elementima i karbonatnim stijenama za bušotine Ka-2 i Ka-3 prikazan je na slici 7.



Slika 7. Shematski geološki profil bušotina Ka-2 i Ka-3 [13]

Bušotina je testirana na priljev vode i testni uzorak dobiven je erupcijom (20 – 50 m³/h). Salinitet iznosi 0,99 hNaCl/l, a temperatura od 87 °C do 94 °C. Temperatura u spremniku bušotine Ka-3 na dubini od 2511 m iznosi 120 °C, dok je geotermalni temperaturni gradijent 4,32 °C/100 m. Prema gradijentu procijenjena temperatura na dubini 2821 m iznosi 133 °C. Spremnik bušotine Ka-2 temperature je 139 °C prema procijenjenom temperaturnom gradijentu od 3,81 °C/100 m, na dubini od 3344.4 m. Prema temperaturnom gradijentu temperatura na dubini od 3806 m doseže 157 °C [11]. Prema svim poznatim podacima područje karlovačkog geotermalnog polja pogodno je za proizvodnju električne energije iz geotermalnih izvora. Na primjeru geotermalnog polja Rečica u ovom radu biti će optimiran ORC ciklus s masenim protokom 94,38 kg/s i temperaturom geotermalne vode 120 °C [14].

2.1.2.2. Geotermalno polje Velika Ciglena

Geotermalni spremnici u Velikoj Cigleni nastali su od gustog kompleksa karbonatnih stijena u doba mezozoika. Do sada su izbušene 4 bušotine dubina od 2564 do 4790 m. Temperatura vode je 172 °C i mogući protok je 83 kg/s. Otkrivena količina vode u spremnicima iznosi 167 milijuna m³. Koristeći dvije bušotine VC1-a kao produkcijsku te VC-1 kao utisnu bušotinu moguće je postići protok od 115 kg/s, temperature od 165 – 170 °C i tlaka od 20 -25 bara. U izgradnji je geotermalna elektrana snage 16 MWe turskih i hrvatskih investitora, bazirana na ORC ciklusu. Vrijednost investicije zajedno s rudarsko geološkim radovima iznosi oko 60 milijuna eura [11].

2.1.2.3. Geotermalno polje Lunjkovac – Kutnjak

Geotermalno polje Lunjkovac – Kutnjak nalazi se u Koprivničko-Križevačkoj županiji u blizini općine Lagrad, te je površine 83 km². Dubina je 2010 m, dok je srednja debljina oko 117,5 m uz obujam geotermalnog fluida od 687 milijuna m³, te prema temperaturnoj kategorizaciji spada u srednje temperaturna nalazišta. Geotermalno ležište je zatvorena hidrogeološka cjelina bez prirodnog napajanja, što zahtjeva priliko eksploatacije vraćanje iscrpljene geotermalne vode natrag u ležište kako bi se očuvala održivost geotermalnog sustava. Bušenja su izvedena od strane INA-e, te je bušotina Kt-1 definirana kao proizvodna, Lun-1 kao utisna bušotina. Temperatura vode u proizvodnoj bušotini je 140 °C uz tlak od 6 bara i protok od maksimalnih 70 l/s. Termalna voda sadrži 5 g/l otopljene soli i 4.5 m³/m³ otopljenih plinova, uglavnom CO₂ i metan. Udaljenost utisne i proizvodne bušotine je 4,3 km. Predviđena je izgradnja novih bušotina kako bi se osigurao protok od dodatnih 300 l/s geotermalne vode temperature 140 °C [1].

2.1.2.4. Geotermalno polje Zagreb

Geotermalno polje Zagreb smješteno je na jugozapadnom ulazu u Zagreb. Otkriveno je 1997. godine prilikom hidrodinamičkih testiranja naftne bušotine Stupnik-1. Polje je površine 54 km², te je do sada izbušeno 14 bušotina. Spremnici se nalaze u dolomitnim i vapnenačkim stijenama na dubinama od 881-1374 m. Prosječna izmjerena temperatura bušotine Mla-1 iznosi 75 °C i tlak 104 bara. Prosječni salinitet vode se kreće u intervalu između 0,2 do 2,3 g NaCl/l. Geotermalna energija polja trenutno se koristi za grijanje bazenske vode i prostorija sportsko rekreativnog centra Mladost, te za grijanje prostora za nedovršeni objekt Sveučilišne bolnice u Zagrebu. Stupanj iskorištenja geotermalnog polja Zagreb manji je od 2%. Koristi se samo 0,34 MWt, od ukupno dostupne snage od 17,7 MWt [11].

2.1.2.5. Geotermalno polje Bizovac

Geotermalni izvor i spremnici mineralne vode u Bizovcu pronađeni su 1967. godine prilikom istraživanja izvora nafte i plina. Voda je izvučena s intervala dubine od 1761 do 1841 m, temperature 96,8 °C, s mineralizacijom od 25,29 g/l. Rezultati istraživanja su pokazali da je kapacitet bušotine Biz-4 ograničen na 1,4 kg/s, no ubrizgavanjem hladne vode u bušotinu Biz-2 moguće je proširenje protoka na 3,17 kg/s [11].

2.1.2.6. Geotermalno polje Babina Greda

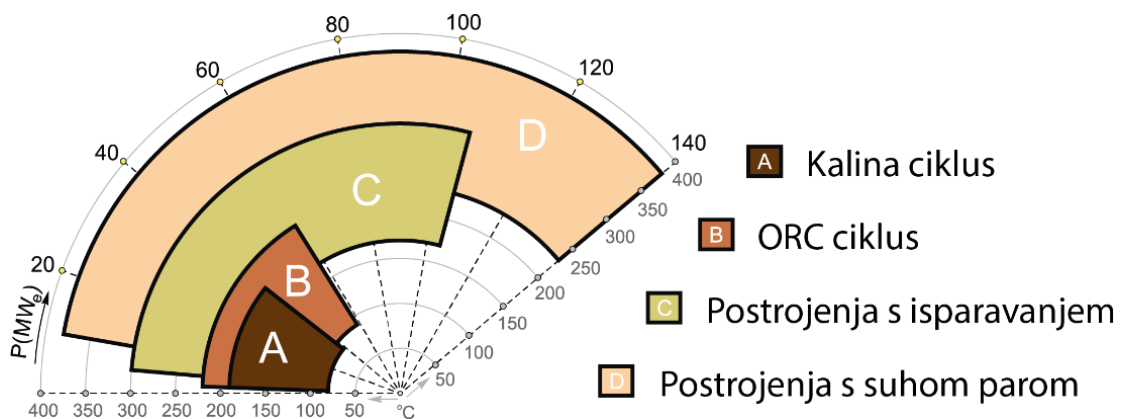
Regionalni geotermalni potencijal u Babinoj gredi 50 km od Vukovara proveden je na bušotini dubine 3802 m, voda doseže temperaturu od 110 °C s protokom od 1,75 kg/s u intervalima od 1671 – 1585 m, te 121 °C uz protok od 13,67 kg/s u intervalu od 1767 – 2266 m. Na lokaciji planirana je geotermalna elektrana snage 1,1 MWe [11].

2.1.2.7. Geotermalno polje Ivanić

Geotermalni spremnici vode kod Ivanića otkriveni su u području naftne industrije na dubinama od 1300 m. Voda je specifičnog naftnog mirisa, temperature 60 °C i ukupnom mineralizacijom od 15035,2 mg/l. Takva voda je poznata za tretmane različitih kožnih bolesti te je na tom mjestu sagrađena Specijalna bolnica za kožne bolesti [11].

2.1.3. Tehnologije za iskorištavanje geotermalne energije

Proizvodnja električne energije iz geotermalnih izvora zahtijeva mehanički rad koji se dobiva pomoću pare koja pokreće turbinu. Ona može biti dobivena kao vlažna ili suha para iz prirodnih ležišta. Ukoliko prirodni izvori pare ne postoje, ona se može dobiti u vrućim suhim stijenama. Na nižim temperaturnim izvorima, koriste se fluidi s nižom točkom ključanja. Takav ciklus naziva se organski Rankineov ciklus, jer su korištene organske tvari kao toulen (C_7H_8), pentan (C_5H_{12}), propan (C_3H_8), te ostali ugljikovodici. Primjenjuje se i Kalina ciklus koji koristi mješavinu vode i amonijaka (NH_3) kao radni fluid [3]. Tehnološki proces za pretvorbu toplinske energije u električnu energiju ovisi o svojstvima geotermalnog fluida, te se prema količini, temperaturi i tlaku, omjeru vruće vode i pare te pojavi korozije odabire najpovoljniji ciklus. U današnje vrijeme primjenjuju se tri osnovna tipa geotermalnih elektrana: postrojenja sa suhom parom, postrojenja s jednostrukim i dvostrukim isparavanjem te binarna postrojenja. Slika 8. pokazuje područja primjene osnovnih geotermalnih elektrana zavisno o jediničnoj snazi i temperaturi ležišta.

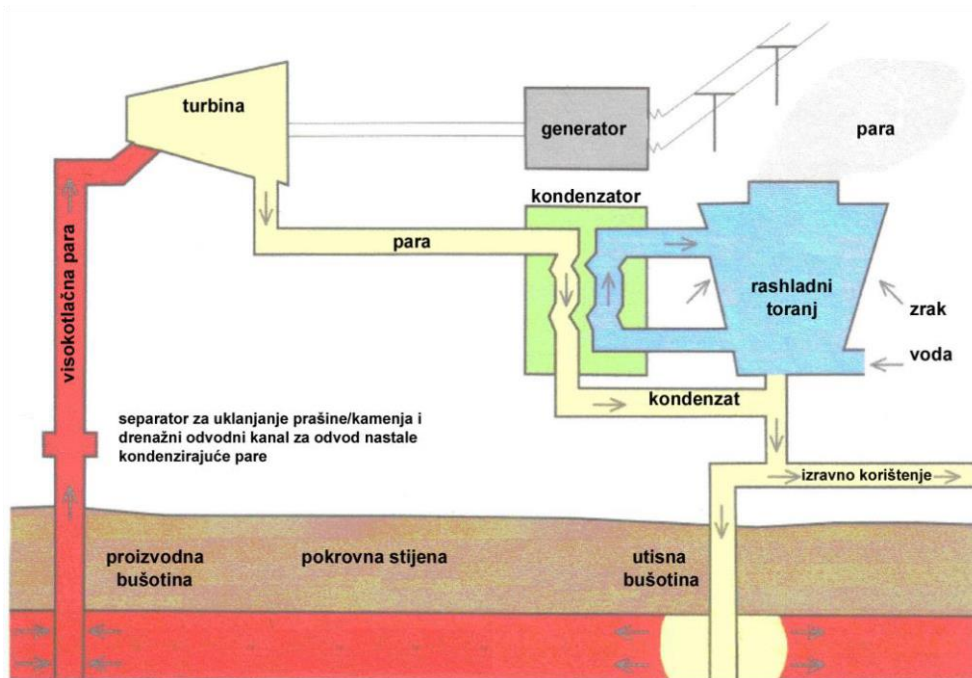


Slika 8. Tehnologije za iskorištavanje geotermalne topline prema temperaturi geotermalnog izvora i snazi postrojenja [3]

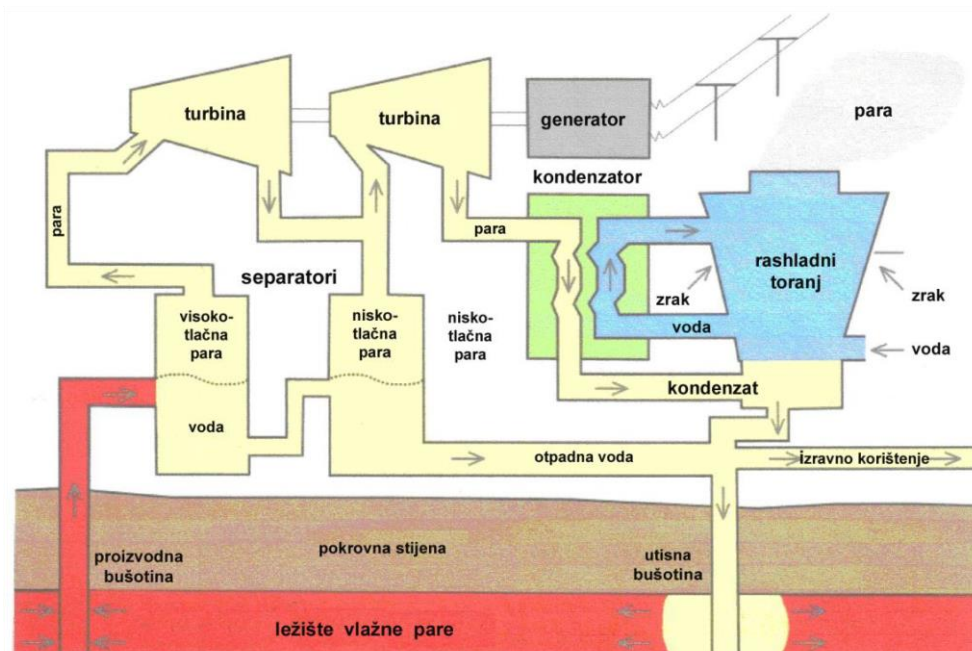
Geotermalni izvori u kojima dominira suha para, proizvode suhu paru uz neznatne količine vode. Suha para primjenjuje se u postrojenjima s suhom parom gdje ona ekspandira u turbini te se dobiva korisni mehanički rad za pogon generatora. Nakon ekspanzije u turbini, para kondenzira u kondenzatoru. Kondenzat je moguće utiskivati u utisnu bušotinu kako bi se nadoknadila količina vode i tlak u ležištu, te se može koristiti u rashladnom sustavu elektrane. Shematski prikaz geotermalne elektrane sa suhom parom prikazan je na slici 9.

Pri proizvodnji električne energije iz izvora koji dominiraju toplom vodom koriste se geotermalne elektrane s jednostrukim ili dvostrukim isparivanjem. Isparavanje tople vode odvija se u jednom ili dva separatora odnosno isparivača, a nastala para se kondenzira u

kondenzatoru. Kondenzat se kao i u sustavima sa suhom parom može utiskivati u ležište ili koristiti u rashladnom sustavu elektrane. Shematski prikaz geotermalne elektrane s dvostrukim isparavanjem prikazan je na slici 10.

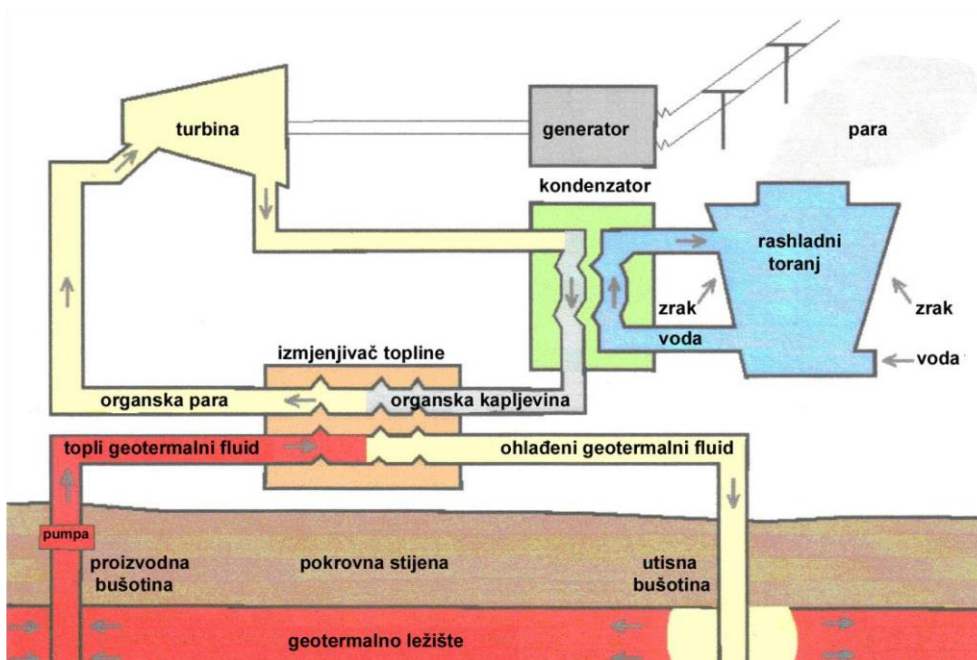


Slika 9. Geotermalna elektrana sa suhom parom [3]



Slika 10. Geotermalna elektrana s dvostrukim isparavanjem [3]

Srednje i nisko temperaturna geotermalna ležišta s temperaturama od 85 °C do 150 °C, imaju prenisku temperaturu za isparavanje, te se koriste za proizvodnju električne energije u binarnim geotermalnim elektranama s organskim Rankineovim ciklusom. Binarno postrojenje s ORC ciklusom sastoji se od predgrijača, isparivača, turbine s generatorom, napojne pumpe i zrakom hlađenog kondenzatora s ventilatorima. Kod binarnog geotermalnog ciklusa, geotermalni fluid prolaskom kroz izmjenjivač predaje toplinu na binarni (sekundarni) fluid koji ima nisku točku isparavanja. Zagrijavanjem sekundarni fluid postiže temperaturu višu od temperature isparavanja te prelazi u paru koja ekspandira u turbini. Nakon ekspanzije para se odvodi u kondenzator, a nastali kondenzat se pomoću napojne crpke ponovno vraća u izmjenjivač topline. Ova tehnologija pravilnim odabirom radnog fluida omogućila je korištenje geotermalnih izvora s manjim kapacitetom i nižom temperaturom. Prednosti većeg broja ovakvih manjih sustava su optimalno korištenje resursa prema potrebnim trenutnim zahtjevima za električnom energijom. Binarno postrojenje s Kalina ciklusom sastoji se od isparivača, separatora pare, turbine s generatorom, prigušnog ventila, miješališta, zrakom hlađenog kondenzatora, nisko temperaturnog i visoko temperaturnog rekuperatora, te napojne pumpe. [3] Binarno postrojenje s Kalina ciklusom kao sekundarni fluid umjesto čistog fluida koristi mješavinu vode i amonijaka (NH₃) koja isparava uz promjenjivu temperaturu čime se omogućuje da se prijelaz topline između geotermalnog i radnog fluida odvija uz manje temperaturne razlike [15].



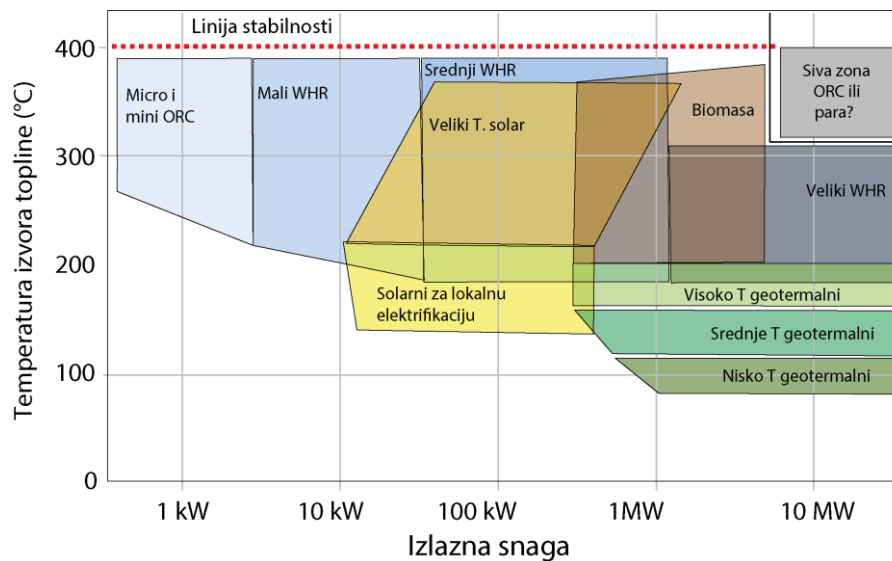
Slika 11. Geotermalna elektrana s binarnim ciklusom

2.2. Optimizacija i analiza organskog Rankineovog ciklusa

Optimizacija binarnog organskog Rankineovog ciklusa skraćeno ORC, provedena je za geotermalno polje Rečica kraj Karlovca. Za potrebe analize uzete su pretpostavljene vrijednosti masenog protoka geotermalnog fluida od 94,38 kg/s i temperatura geotermalne vode od 120 °C. Glavni radni parametri organskog Rankineovog ciklusa su temperatura i tlak isparavanja, te temperatura i tlak kondenzacije, kao i takozvane „pinch“ točke isparavanja i kondenzacije. Obje temperature su ograničene, temperatura isparavanja radnog fluida ograničena je njegovom kritičnom temperaturom, dok je temperatura kondenzacije ograničena temperaturom okoliša. Optimizacija i analiza provedena je sa različitim radnim fluidima.

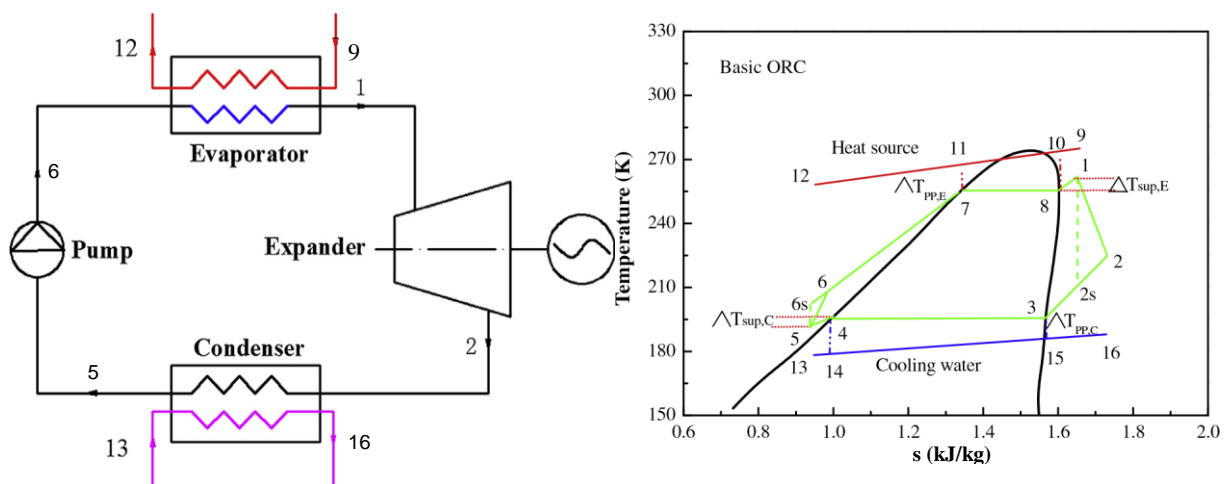
2.3. Organski Rankineov ciklus

Organski Rankineov ciklus je identičan Rankineovom ciklusu, ali koristi organski radni fluid velike molekularne mase s nižom temperaturom isparavanja, stoga je pogodan za korištenje u sustavima s malom dostupnošću toplinske energije i/ili s niskotemperaturnim izvorima energije, kao što su: Geotermalna energija, energija iz biomase, sunčeva energija, otpadna toplina iz industrijski postrojenja. U oba slučaja učinkovitost je ograničena, kao prvo malom iskoristivošću idealnog Carnoteovog ili Loenzovog ciklusa, te iskoristivošću ključnih komponenti kao što su ekspander i pumpa. Područje primjene ORC-a u ovisnosti o temperaturi izvora topline i izlaznoj snazi prikazano je na slici 12., pri čemu oznaka WHR označava „waste heat recovery“.

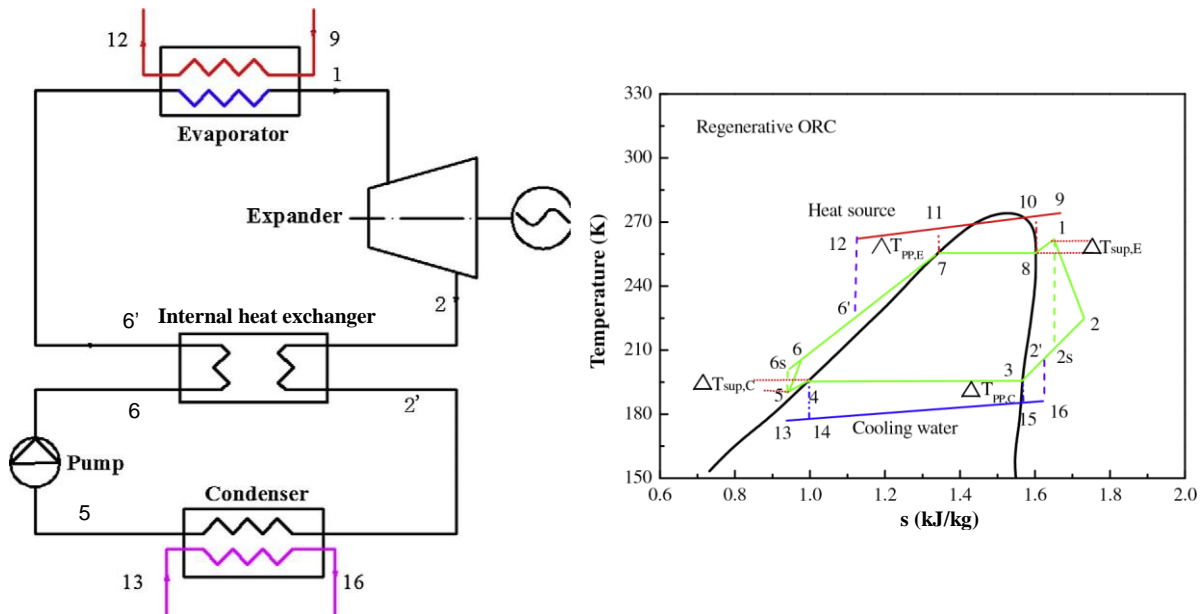


Slika 12. Područja primjene ORC [16]

Zbog ograničenih izlaznih snaga ORC-a sustav je manje kompleksan od parnog Rankineovog postrojenja. U usporedbi s velikim rekuperativnim parnim ciklusima, rijetko se primjenjuju višetlačni sustavi, izuzev u području iskorištavanja geotermalnih izvora, gdje su visoke cijene izvora energije zbog visoke cijene istraživanja i bušenja koje su glavni troškovi u ovakvim sustavima. Organski Rankineov ciklus sastoji se od pumpe koja tlači radni fluid na radni tlak koji je uvećan za gubitke u sustavu, zatim radnome fluidu se dovodi toplina u izmjenjivaču topline te on isparava, te kao takav ulazi u ekspander koji je uglavnom turbina, gdje predaje svoj koristan rad, prilikom čega dolazi do pada tlaka. S nižem tlakom radni fluid ulazi u kondenzator gdje kondenzira i predaje toplinu rashladnom mediju. Idealni slučaj ORC se odvija između dvije izentropne (komprasje i ekspanzije) te dvije izobare. Realni proces ipak odstupa od idealnog stoga imamo politropsku kompresiju i ekspanziju, te imamo lagane promjene tlaka zbog pada tlaka u sustavu. Najveća izlazna snaga za svaki pojedini ekspander općenito je ograničena na 14 MWe. U usporedbi s drugim sustavima zatvorenog ciklusa ORC karakterizira uglavnom jednostavnije postrojenje, jednostavan rad, mala toplinska inercija i velika fleksibilnost u izvanrednim uvjetima rada. Proces s komponentama jednostavnog organskog Rankineovog ciklusa (BORC) prikazan je na slici 13. s pripadajućim T-s dijagramom, te proces s komponentama regenerativnog organskog Rankineovog ciklusa (RORC) na slici 14., s pripadajućim T-s dijagramom.



Slika 13. Shema jednostavnog ORC s T-s dijagramom [17]



Slika 14. Shema regenerativnog ORC s T-s dijagramom [17]

2.4. Opis komponenti

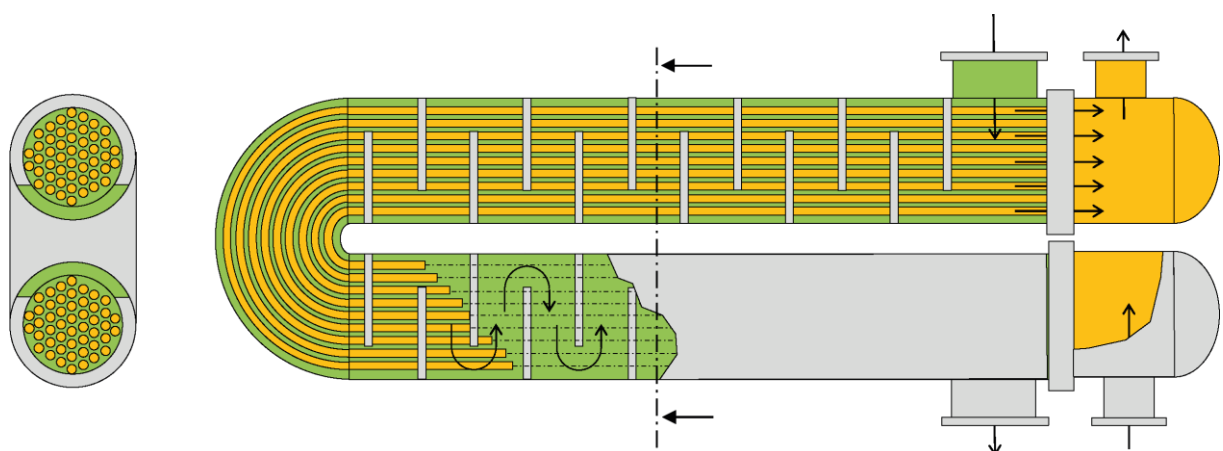
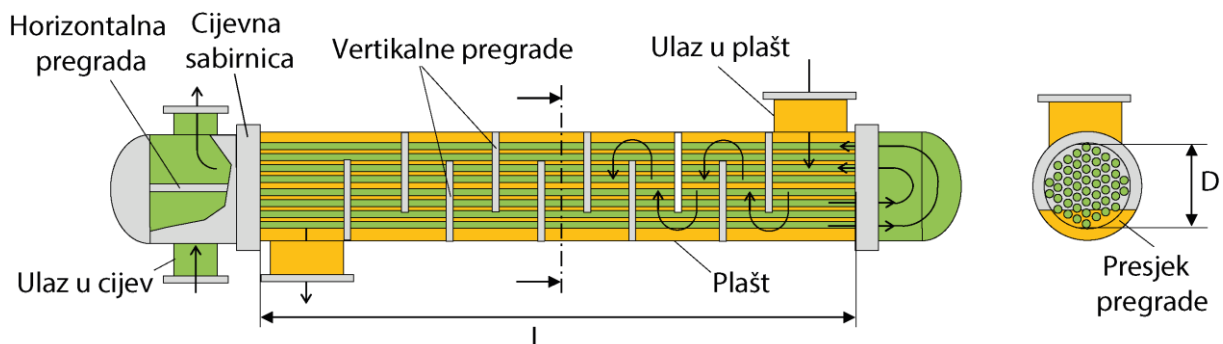
Svaki organski Rankineov ciklus sastoji se od četiri klase komponentata: izmjenjivači toplote, ekspander, crpka i generator. Uz ove glavne komponente i mnoge druge su potrebne kako bi se osigurao siguran i stabilan rad sustava te njegova kontrola.

2.4.1. Izmjenjivač toplote

Izmjenjivači toplote koriste se za „uvođenje“ toplote u proces, takozvani „Primary Heat Exchanger“ (PrHE), gdje u slučaju geotermalne energije, geotermalni fluid predaje energiju radnom fluidu u zatvorenom sustavu, za predaju toplote okolišu u kondenzatoru, te za rekuperaciju energije unutar ciklusa na izlazu iz turbine. Konstrukcija izmjenjivača toplote ovisi o primjeni, vrsti radnog fluida i uvjetima rada termodinamičkog ciklusa. Za podkritične cikluse sastoji se od ekonomizera s isparivačem i eventualno predgrijačem za nadkritične cikluse. Zbog niske učinkovitosti ORC-a potrebno je posebnu pažnju obratiti na dimenzioniranje izmjenjivača toplote jer uglavnom su oni najskuplji element sustava. Prilikom konstrukcije i proračuna izmjenjivača treba uzeti u obzir kompromis između površine izmjenjivača i njegove cijene. Prema termodinamici, povećanje površine izmjenjivača omogućava smanjenje proizvodnje entropije, odnosno veće performanse, ali pritom poskupljuje cijenu i negativno utječe na niveliranu cijenu električne energije „Levelized Cost Of Electricity“. Najčešće se proizvode od ugljičnog čelika uz prisustvo različitih premaza protiv korozije i stvaranja kamenca.

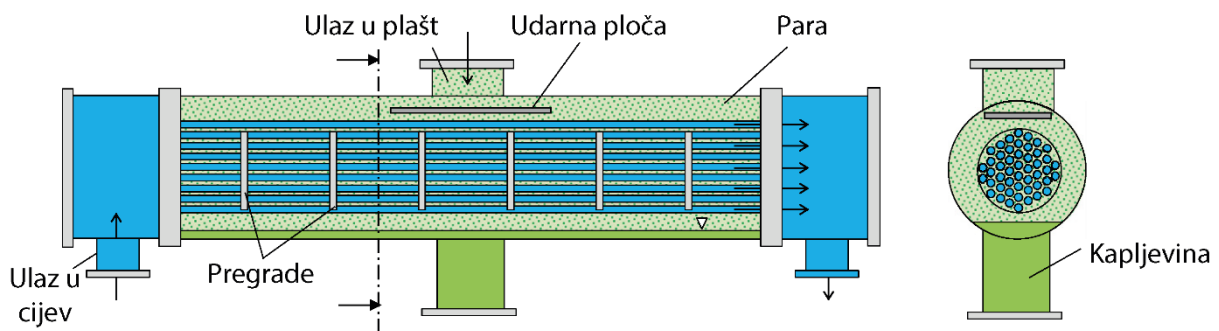
2.4.1.1. Izmjenjivač topline cijev u plaštu eng. „shell and tube“

Izmjenjivač topline cijev u plaštu se najčešće primjenjuje u ORC postrojenjima. Koriste se kao ekonomizer i pregrijač kada je radni fluid više entalpije u tekućem agregatnom stanju. Sastoji se od mnoštva cijevi koje su zatvorene u plaštu. Jedan fluid struji kroz cijevi dok drugi fluid struji usmjeren vertikalnim pregradama kroz plašt okomito na cijev [18]. Hoće li fluid strujati kroz cijevi ili plašt ovisi o njegovim svojstvima i radnim uvjetima. U pravilu se primjenjuje da fluid višeg tlaka, obično je to radni fluid, struji kroz cijevi kako bi se smanjili troškovi i dimenzije izmjenjivača. Međutim ukoliko se kod vrućeg toka pojavljuju nečistoće i naslage, kao u slučaju geotermalne energije, poželjno je da takav fluid struji kroz cijev, jer se na taj način smanjuju troškovi čišćenja i održavanja izmjenjivača topline. Izmjenjivač cijev u plaštu dimenzionira se prema TEMA standardu, koji definira veličine plašta, cijevi i ulaza. Ukoliko površina izmjenjivača za izmjenu topline prelazi granične vrijednosti, izmjenjivači se mogu kombinirati u serijskom ili paralelnom spoju. Ukoliko je veliki omjer dužine i promjera h/D primjenjuju se eng. „hairpin shell and tube heat exchanger“ odnosno izmjenjivač u obliku ukosnice [19].



2.4.1.2. Isparivač i kondenzator

Za velika postrojenja s toplinskim izvorom u tekućem agregatnom stanju, isparivači se obično odabiru kao eng. „Kettle reboiler“ izmjenjivač topline. Ovi uređaji konstruirani su s dvostrujnim cijevima u kojima se nalazi fluid više temperatura, te je okružen prostorom popunjenim radnim fluidom i njegovom parom. Radni fluid ulazi u spearator kao pothlađena tekućina i grije se do zasićenog stanja miješanjem s zasićenim fluidom. Na vrhu izmjenjivača nalazi se jedinica za uklanjanje kapljica, koja se nalazi u pari, a može biti opasna za lopatice turbine. [20] Ove komponente su obično skuplje od klasičnih izmjenjivača topline kao što je cijev u plaštu, zbog deblje ljuske i velike količine fluida koji se nalazi unutar izmjenjivača, ali su najčešće rješenje u velikim postrojenjima zbog dobre mogućnosti kontrole kvalitete pare. Slična konfiguracija koristi se i za kondenzatore koji su hlađeni vodom. Rashladna voda može biti dostupna iz okoliša kao što su: rijeke, jezera, more, bušotine ili kao fluid koji će se koristiti za daljinsko grijanje, te kao industrijska topla voda u kogeneracijskim postrojenjima. U slučaju fluida iz okoliša, obično nema ograničenja masenog protoka rashladnog fluida, ali je ograničen temperaturni prirast rijeke ili jezera. U slučaju daljinskog grijanja obično je toplinska snaga koju treba isporučiti ograničena i fiksna, pa se postrojenje kontrolira kako bi ispunilo te uvjete. Također postoji opcija primjene tehnologije rashladnih tornjeva koji omogućuju znatno smanjenje temperature kondenzacije u usporedbi sa sustavima koji su hlađeni zrakom.

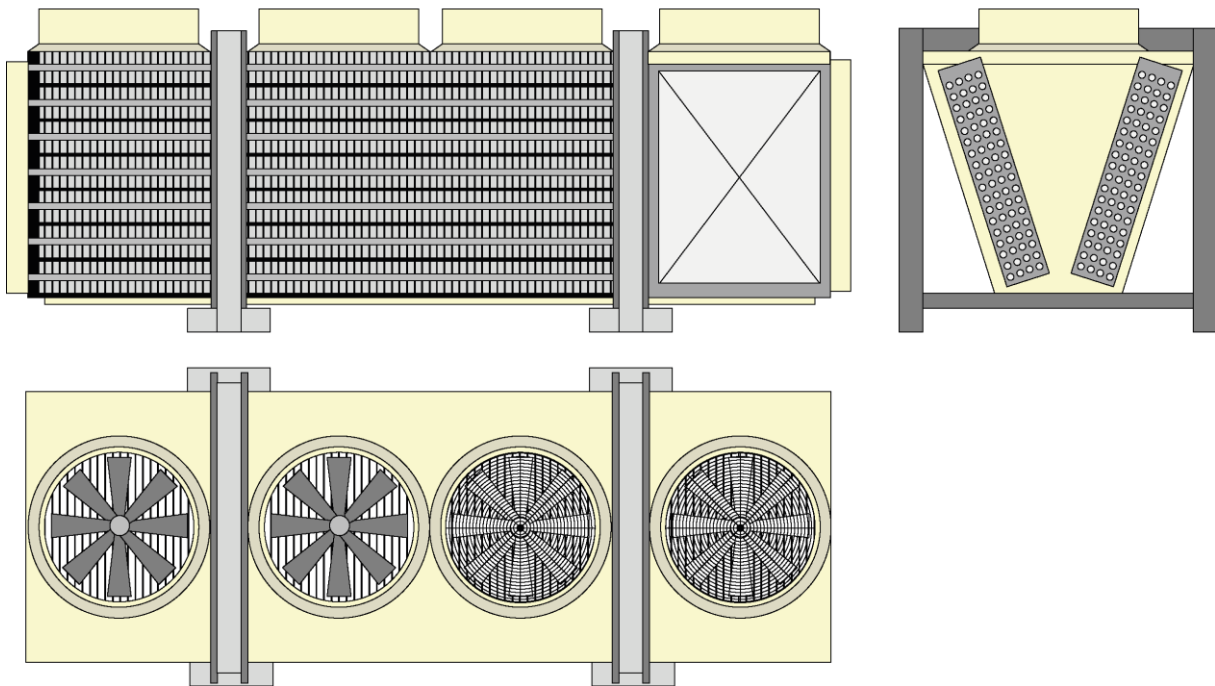


Slika 17. Vodnom hlađeni kondenzator [16]

Slika 17. prikazuje izgled kondenzatora hlađenog vodom, hladna voda teče cijevima dok se radni fluid u parnom stanju nalazi u plaštu. Para ulazi s vrha gdje udara u ploču koja ju raspoređuje duž cijelog snopa cijevi, te se u dodiru s hladnim cijevima kondenzira. Kondenzirana kapljevina prolaze kroz snop cijevi gdje se susreću s dijelom pare, zbog djelomičnog prijenosa topline i masenog protoka. Ako je zajamčeno dovoljno dugo zadržavanje unutar izmjenjivača fluid ima dovoljno vremena da se vrati u zasićenom tekućem stanju u toplinskoj ravnoteži s parom.

2.4.1.3. Zrakom hlađeni kondenzator

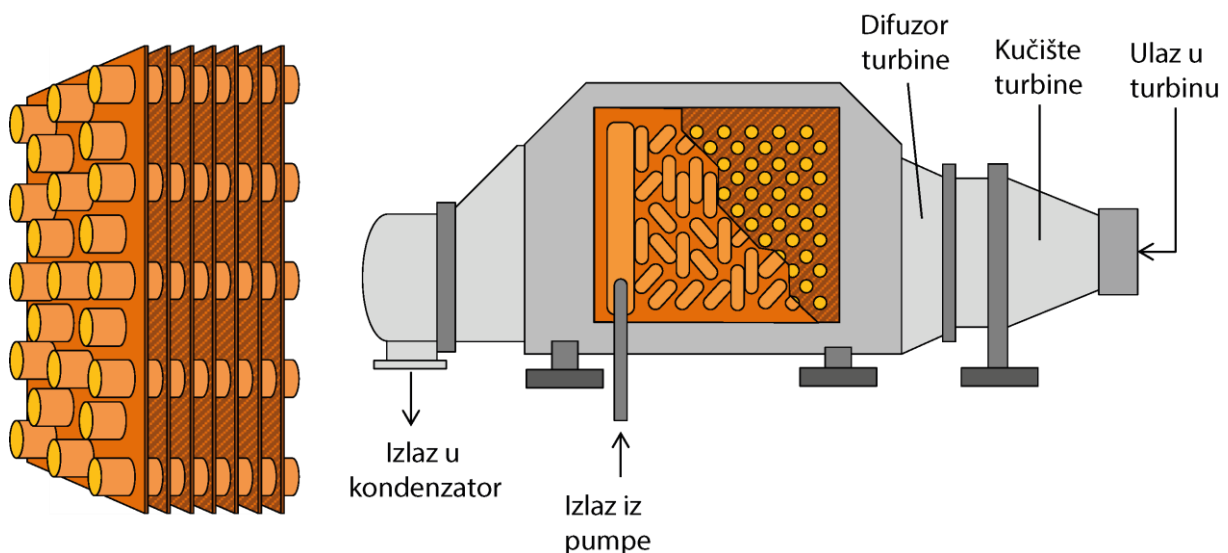
Ako voda kao sredstvo za hlađenje nije dostupna iz okoliša primjenjuju se kondenzatori koji su zrakom hlađeni. Zrak kao rashladni fluid ima mali specifični toplinski kapacitet u odnosu na druge fluide, a velika količina energija treba biti preuzeta u okoliš, stoga se posebna pažnja mora pridati konstrukciji zrakom hlađenog kondenzatora (ACC) jer njegova cijena može uvelike utjecati na niveliranu cijenu električne energije. Velika površina kondenzatora smanjuje tlak kondenzacije i povećava izlaznu snagu sustava, ali dovodi do povećanja cijene komponenti, povećanja dimenzija komponente i povećanja potrošnje električne energije uslijed rada ventilatora. Konstrukcijske značajke preuzete su iz industrije grijanja, ventilacije i klimatizacije (HVAC). Zrakom hlađeni kondenzator napravljen je od rebrastih bakrenih cijevi koje se nalaze u nekoliko redaka i više prolaza. Zrak iz okoliša prenosi se korištenjem niza ventilatora postavljenih na vrhu komponente. Mali promjer cijevi i napredna konstrukcija rebara mogu dati velike prednosti u smislu ukupne mase i unutarnjeg volumena komponente, jer zbog cijene radnog fluida potrebno je smanjiti njegovu količinu koja se nalazi unutar sustava. Primjer zrakom hlađenog kondenzatora s ventilatorima prikazanje na slici 18.



Slika 18. Zrakom hlađeni kondenzator [16]

2.4.1.4. Rekuperator

Rekuperator je komponenta koja ima iznimnu važnost prilikom primjene visokih temperatura, visokotemperaturnih izvora, kompleksnih radnih fluida koji imaju mali temperaturni pad prilikom ekspanzije i veliku toplinsku snagu. Rekuperativno pregrijanje ispumpane tekućine važno je zbog postizanja visoke učinkovitosti sustava, ograničavanja topline koja se oslobađa u okoliš. Rekuperator je obično konstruiran kao eng. „fin and tube“ izmjenjivač topline s ciljem poboljšanja koeficijenta prijenosa topline sa cijevi na vanjsku stranu gdje struji fluid u parnom stanju. Rebra na cijevi izrađuju se pomoću metalnih pločica, obično od bakra osim prilikom korištenja agresivnih fluida kao što je to amonijak. Organski fluid teče okomito na paru i to obično u nekoliko prolaza. Omjer vanjske i unutarnje površine kreće se oko 15 na prema 17. Rekuperator je smješten neposredno nakon difuzora turbine, kako bi se smanjio gubitak tlaka u cijevima između dvaju komponenti. Rekuperator je prikazan na slici 19.



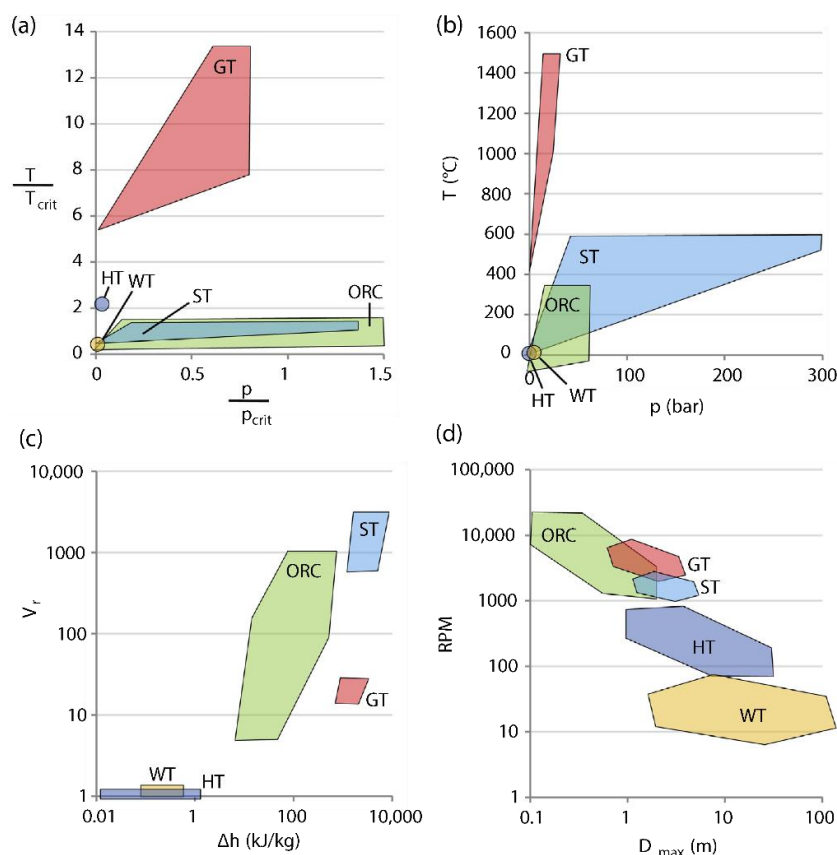
Slika 19. Rekuperator [16]

2.4.2. Ekspander

Ekspander je ključna komponenta ORC-a i ovisi o veličini postrojenja i tipu radnoga fluida. Radi relativno malih snaga kod ORC možemo koristiti više vrsta ekspandera. Ekspanderi mogu se podijeliti u dvije glave skupine, a to su turbostrojevi i volumetrički strojevi. Osnovna podjela ekspandera za ORC je na ekspandere bazirane na brzini (turbo ekspanderi) te bazirani na promjeni volumena (vijčani, spiralni, klipni). Turbo ekspanderi koriste se za veće snage, dok se volumetrički koriste za manje snage.

2.4.2.1. Turbostrojevi

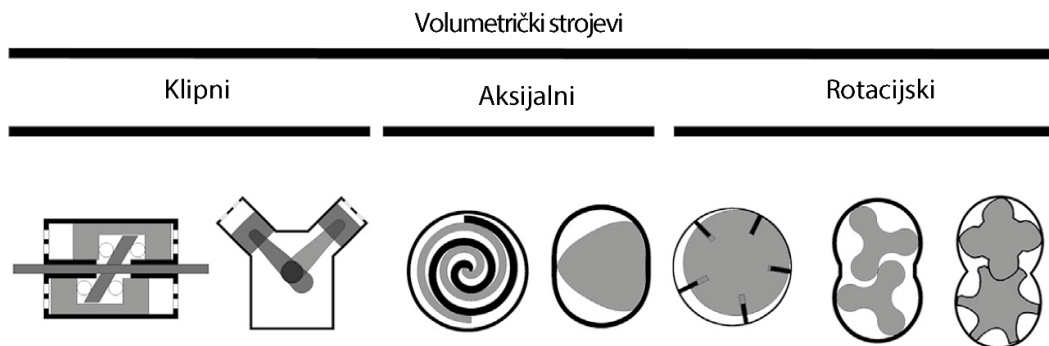
Turbostroj (lat. turbo: vihar, vrtlog) je energetski stroj sa stalnim (kontinuiranim) protokom radnoga fluida (tekućina ili plin) kroz sustav statorskih i rotorskih lopatica. Pri tom lopatice rotora predaju fluidu energiju razvijenu nekim drugim strojem koji ih pokreće (kompresor; crpka), ili od fluida oduzimaju energiju pretvarajući ju u mehanički rad (turbina). U sustavu ORC-a kada spomene ekspander kao turbostroj, misli se na turbinu. S obzirom na brzinu vrtnje rotora, turbostrojevi se dijele na sporohodne i brzohodne, s obzirom na smjer strujanja fluida na aksijalne (fluid struji paralelno s osi rotora), radijalne (strujanje je okomito na os rotora) i mješovite, a prema broju parova statorskih i rotorskih lopatica u kojima se obavlja pretvorba energije na jednostupanjske i višestupanjske. Prema energetskej pretvorbi turbostrojevi se razvrstavaju na akcijske (potencijalna energija se u kinetičku pretvara u statoru, a kinetička u mehanički rad u rotoru) i reakcijske (potencijalna se energija u kinetičku pretvara u statoru i rotoru, a kinetička u mehanički rad u rotoru) [21]. Turbine su prikladne za srednje do velike sustave sa izlazom snage od 100 kW do 15 MW. Aksijalna turbina sa snagom većom od 0.5 MW je najčešći izbor za ORC sustave. Slika 20. prikazuje područja primjene komercijalnih turbina.



Slika 20. Područja primjene komercijalnih turbina [16]

2.4.2.2. Volumetrički strojevi

Za izlazne snage manje od 100 kW, konstrukcija učinkovite turbine može biti veliki problem, a uporaba volumetričkih strojeva u područjima manjih snaga može biti korisna. Volumetrički ekspander je stroj za ekspanziju u kojem se tlak radnog fluida smanjuje povećanjem volumena. Uređaji obično sadrže stator i jedan ili više rotora spojenih na istu osovinu. Njihov relativni položaj mijenja kutni pomak vratila. Visokotlačna tekućina tjera rotore na pomak, volumen rane komore se povećava i tlak radnog fluida se smanjuje. Prijenos energije u obliku mehaničkog rada rezultira smanjenjem energije radnog fluida. kretanje rotora rezultira transformiranim rotirajućim pomakom vratila te se na taj način dobiva korisni rad. Tipovi volumetričkih strojeva prikazani su na slici 21.



Slika 21. Tipovi volumetričkih strojeva

2.4.3. Pumpe

Pumpe koje se koriste u ORC sustavima obično su višestupanjske centrifugalne pumpe s promjenjivom brzinom, te su one obično široko primjenjive u kemijskoj i naftnoj industriji. Ovisno o konfiguraciji sustava, odabiru radnog fluida i parametrima ciklusa pumpa može imati znatnu potrošnju energije dobivene u ciklusu, stoga njezino dimenzioniranje i odabir je od bitne važnosti za visoku efikasnost cijelog sustava, ova činjenica je još značajnije izražena kod malih sustava.

2.4.4. Generatori

Generator je stroj koji pretvara energiju mehaničke vrtnje u električnu energiju. Obično se okreće frekvencijom mreže i izravno je povezan s ekspanderom. Međutim u ORC sustavima zbog primjene različitih radnih fluida dolazi do ekspanzija koje su vrlo različite od optimalne brzine vrtnje. Velika postrojenja obično zahtijevaju sporije strojeve, dok mali ORC sustavi zahtijevaju superbrze radijalne turbine. U slučaju sporijih strojeva mogu se koristiti generatori brzine 1500, 1000 ili 750 okr/min ovisno o broju polova generatora. Alternativno reduktor se može koristiti između turbine i generatora.

2.5. Radni fluidi za organski Rankineov ciklus,

Zbog niskih temperatura toplinskih izvora, izbor radnog fluida u organskom Rankineovom ciklusu od iznimne je važnosti. Nedjelotvoran prijelaz topline smanjuje stupanj korisnosti ciklusa. Kako bi iskoristili niskotemperaturni geotermalni izvor topline, fluid mora imati nižu temperaturu zasićenja od temperature izvora. Najčešće korišteni radni fluidi su fluidi korišteni u rashladnoj tehnici i ugljikovodici. Također se mogu koristiti i mješavine radnih fluida. Bitne karakteristike radnih fluida su:

- **Izentropska linija suhozasićene pare**

ORC ciklus se koristi za iskorištavanje niskotemperaturnih izvora toplinske energije, pa klasično pregrijanje kao u slučaju Rankineovog ciklusa nije prikladno. Stoga blago pregrijanje na izlazu iz turbine je uvijek poželjno, što predstavlja očiti nedostatak „mokrih“ fluida jer se nalaze u dvofaznom stanju na kraju ekspanzije, dok bi se u slučaju suhih fluida trebao koristiti regenerator.

- **Visoka temperaturna stabilnost**

Organski fluidi razgrađuju se pri višim temperaturama. Najviša ulazna temperatura toplinskog izvora ograničena je kemijskom stabilnošću radnog fluida.

- **Visoka toplina isparavanja**

Fluid visoke latentne topline i gustoće može apsorbirati više energije iz izvora u isparivaču, uslijed čega se smanjuje maseni protok, odnosno smanjuje se postrojenje i pumpna potrošnja.

- **Utjecaj na okoliš**

Potrebno je uzeti u obzir utjecaj na okoliš, zbog smanjenja stakleničkih plinova i oštećenja ozonskog omotača.

- **Sigurnost**

Radni fluid trebao bi biti nekorozivan, nezapaljiv i bez otrovnih sastojaka.

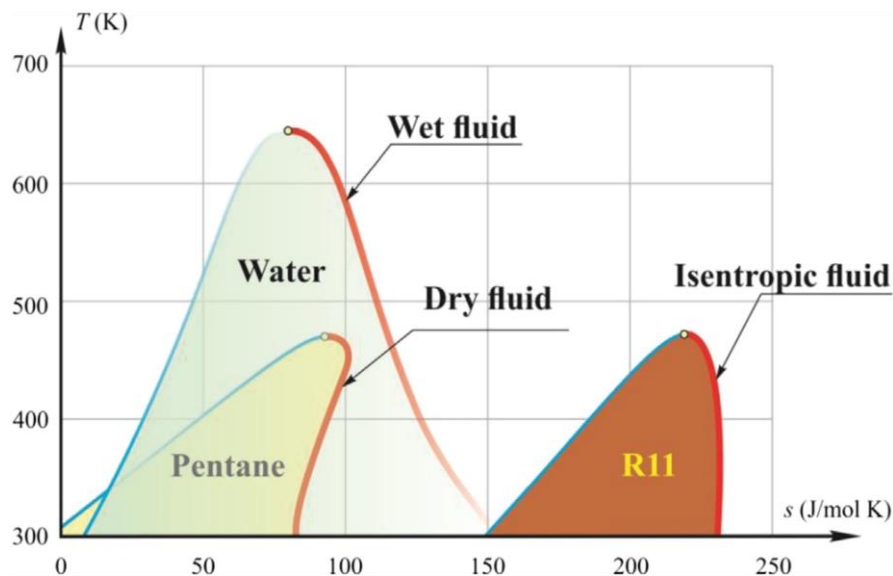
- **Niska cijena**

Niska cijena radnog fluida smanjuje cijene početne investicije ali troškova kasnijeg održavanja sustava.

- **Prihvatljivi radni tlakovi**

Povećanjem radnih tlakova rastu i dimenzije pojedinih elemenata sustava, a s time također raste i cijena cijelog postrojenja.

Organski radni fluidi imaju različita svojstva od vode i mogu se klasificirati kao suhi, vlažni, ili izentropski ovisno o nagibu krivulja zasićenja u T-s dijagramu, kao što prikazuje slika 22.



Slika 22. Nagib krivulje zasićenja [7]

Mokri fluidi obično moraju biti pregrijani, dok organske tekućine mogu biti suhe ili izentropske. Vrlo važna prednost organskih fluida je što turbina u ORC ciklusu zahtijeva mali broj stupnjeva (često je to samo jedan stupanj), što u konačnici rezultira jednostavnijim i ekonomičnijim sustavom. U korištenju ORC ciklusa termodinamička i svojstva prijelaza radnog fluida potrebna su u svim aspektima dimenzioniranja i dizajniranja procesa, od analize ciklusa pa do dimenzioniranja izmjenjivača topline i ostalih komponenti sustava. Kako bi se analizirala efikasnost ciklusa i izračunala maksimalna snaga klasičnog ORC-a s četiri komponente s pojednostavljenim modelima, svojstva prijelaza topline fluida nisu potrebna. Kako ORC ciklusi imaju mogućnosti različitih izvora topline i konfiguracija ciklusa u njima možemo naći različite radne fluide. Tablica 4 prikazuje radne fluide koji su kasnije korišteni u proračunu ORC ciklusa, dok Tablica 5 prikazuje ostale radne fluide koji su pogodni za korištenje u ORC ciklusima sa niskotemperaturnim geotermalnim izvorima topline zajedno s njihovim termodinamičkim i fizikalnim svojstvima. Molarna masa ukazuje na gustoću radnog fluida, kritična točka sugerira moguće radne uvjete (temperaturu i raspon tlakova), štetnost prema ozonu (OZP), štetnost prema potencijalu globalnog zatopljenja (GWP) i atmosferski vijek trajanja (ALT).

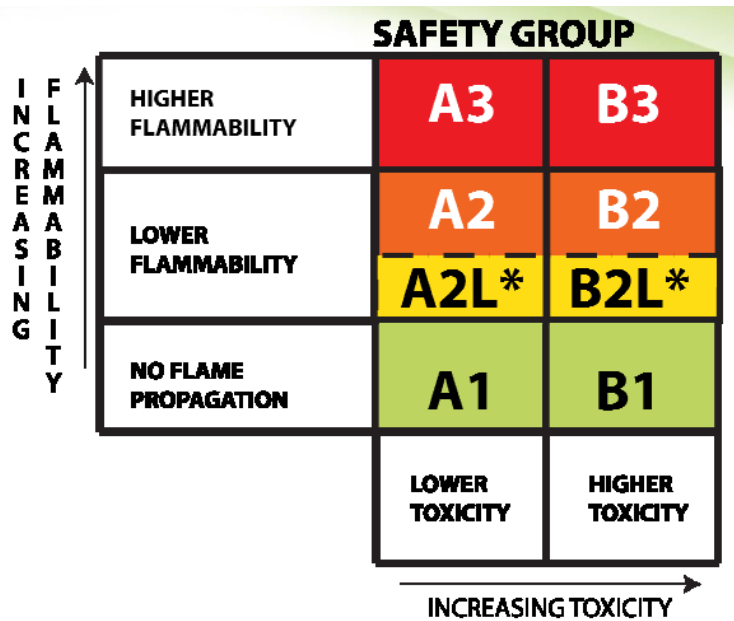
Tablica 4. Radni fluidi korišteni u analizi i optimizaciji

Radni fluid	T_{crit} [°C]	p_{crit} [kPa]	Tip	ALT (year)	ASHRAE 34 grupe	GWP	ODP	ΔT [°C]
n-pentane R601	196.5	3,364	Dry	n.a.	A3	20	0	-76.5
R134a	101	4,059	Isentr.	14.6	A1	1,430	0	19.0
R245fa	154.1	3,651	Isentr.	7.6	B1	1,030	0	-24.1
Isopentane R601a	187.2	3,370	Dry	12	A3	4	0	-67.2
Isobutane R600a	134.7	3,640	Wet	< 1	A3	3.3	0	-14.7
R1234yf	94.7	3,382	Dry	0.029	A2L	4	0	25.3
R290 (propane)	96.67	4,250	Wet	0.041	A3	20	0	23.3
R1234ze(E)	109.4	3,636	Dry	0.045	A2L	6	0	10.6

Tablica 5. Radni fluidi koji se primjenjuju u ORC sustavima

Radni fluid	Fizikalna svojstva			ASHRAE 34 grupe	Utjecaj na okoliš		
	Molekularna masa [kg/kmol]	T_{crit} [°C]	p_{crit} [MPa]		ALT [yr]	ODP [-]	GWP [100 yr]
R236fa	152.04	124.9	3.65	A1	242	0	9820
toluene	92.14	318.6	4.13	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
R365mfc	148.07	186.85	3.266	n.a.	8.6	0	794
R236ea	152.04	139.29	3.502	n.a.	10.7	0	1370
C5F12	288	196.55	3.37	A3	0.009	0	20
hexane	86.18	234.67	3.034	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
R123	152.93	183.7	3.662	B1	1.3	0.020	77
R245ca	134.05	174.42	3.925	n.a.	6.2	0	693
R21	102.92	178.33	5.181	B1	1.7	0.04	151
R114	170.92	145.7	3.257	A1	300	1	10,000
R113	187.38	214.1	3.392	A1	85	1	6130
R12	120.91	112	4.14	A1	100	1	10,890
R11	137.37	197.96	4.4076	A1	45	1	4750
R152a	66.05	113.15	4.52	A2	1.4	0	124
R142b	100.5	137.11	4.06	A2	17.9	0.07	2310
R141b	116.95	204.35	4.212	A2	9.3	0.12	725
R600	58.12	152	3.796	A3	12±3	0	3

Prema standardu ASHRAE 34 [22] slovo "A" odnosi se na "nižu" toksičnost dok slovo "B" znači „veću“ toksičnost. Brojevi 1, 2 i 3 odnose se na propagaciju plamena, gdje broj 1 znači ne zapaljivost, broj 2 označava nižu zapaljivost, a broj 3 znači veću zapaljivost. Štoviše, radni fluid bi trebao biti stabilan i ne bi se trebao disocirati pri visokim pritiscima i temperaturama u ORC ciklusu. Potencijal iscrpljivanja ozona (ODP), potencijal globalnog zagrijavanja (GWP) i atmosferski vijek trajanja (ALT) tri su važna čimbenika koji bi se trebali smatrati ekološkim utjecajem na radnog fluida.



Slika 23. ASHRAE 34 grupe

Za pitanja sigurnosti i zaštite okoliša, svih osam razmatranih radnih fluida pogodni su za korištenje. Radni fluidi koji su analizirani i korišteni u optimizaciji i analizi ORC-a u ovome radu su n-pentan, izopentan, izobutan, R245fa i R134a, te su odabrani po uzoru na već postojeće slične geotermalne elektrane koje koriste ORC ciklus [23] [6]. Uz navedene radne fluide odabrana su još tri radna fluida zbog njihove kritične temperature i vrijednosti kritičnog tlaka, a to su R1234yf, R290 (propan) i R1234ze (E). Nedavna istraživanja utvrdila su da su termodinamički pogodni radni fluidi oni koji imaju kritičku temperaturu nižu od ulazne temperature geotermalne tekućine (oko 18 °C). Slični rezultati prikazani su u drugim istraživanjima [24], gdje je utvrđeno da je razlika između ulazne temperature geotermalne tekućine i kritične točke radne tekućine od velike važnosti za efikasnost ciklusa.

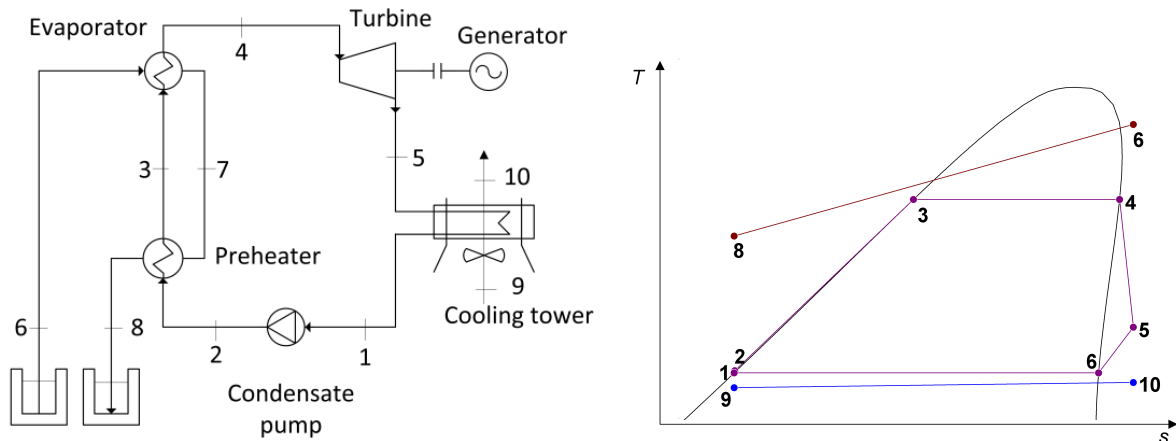
3. POSTAVA ZADATKA

U završnom radu potrebno je analizirati potencijal geotermalnih izvora u svijetu i Republici Hrvatskoj, za proizvodnju električne energije iz niskotemperaturnih geotermalnih izvora primjenom organskog Rankineovog ciklusa. Potrebno je opisati matematički termodinamički model, energetski, eksergetski i ekonomski model ciklusa, te ga primijeniti na primjeru niskotemperaturnog geotermalnog izvora Rečica u blizini Karlovca prema poznatim parametrima masenog protoka i temperature geotermalnog izvora. Nadalje potrebno je izvršiti parametarsku analizu postrojenja, te optimizirati ORC za različite organske fluide. Potrebno je iznijeti rezultate, objasniti ih i detaljno ih grafički prikazati za svaki od promatranih radnih fluida.

4. RAZRADA ZADATKA

4.1. Termodinamički model organskog Rankineovog ciklusa

Odabrana konfiguracija za geotermalnu elektranu je jednostavna ORC konfiguracija prikazana na slici 24. Za termodinamičku analizu korišteni su standardni adijabatski modeli komponentata i jednadžbe prvog i drugog glavnog stavka termodinamike.



Slika 24. Shematski prikaz analiziranog ORC-a s pripadajućim T-s dijagramom

Drugi glavni stavak termodinamike važan je alat za projektiranje, analizu, optimizaciju, ocjenu performansi energetske sustava. Od najveće važnosti su smanjenje prijenosa topline i ireverzibilnost, koja je definirana kao izgubljeni rad, smanjenje produkcije entropije, očuvanje eksergije i povećanje stupnja korisnog djelovanja prema drugom glavnom stavku termodinamike, sve kako bi se maksimizirala snaga sustava. Slijedom navedenog analiza prema drugom glavnom stavku korištena je za analizu i optimizaciju sustava.

Masena i energetska bilanca za komponente ORC postrojenja:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

gdje su indeksi „in“ i „out“ predstavljaju stanje na ulazu i izlazu, a \dot{Q} i \dot{W} su neto toplina i uloženi rad. Maseni protok je \dot{m} , dok je h specifična entalpija. Eksergetska bilanca za ORC postrojenje je:

$$\dot{E}_{x_{net}} - W + \sum \dot{m}_{in} e_{x_{in}} - \sum \dot{m}_{out} e_{x_{out}} = I \quad (3)$$

pri čemu e_x predstavlja specifični tok, a I predstavlja ireverzibilnost. Korisni rad ORC postrojenja W_{net} je dobiveni neto korisni rad na turbini umanjen za vlastitu potrošnju

postrojenja. Eksnergija ciklusa i postrojenja ili ireverzibilnost ciklusa i postrojenja definirani su sljedećim izrazima:

$$I_{\text{cycle}} = \sum I_i = I_p + I_{ph} + I_{ev} + I_t + I_c \quad (4)$$

$$I_{\text{plant}} = I_{\text{cycle}} + I_{rej} + I_{acs} = \dot{E}_{x_{in}} - \dot{W}_{\text{net}} \quad (5)$$

gdje indeksi p , t , c , ph , ev , rej i acs predstavljaju pumpu, turbinu, kondenzator, predgrijač, pregrijač, reinjection i sustav hlađenja.

Energetska $\eta_{\text{en}}^{\text{plant}}$ i eksergetska $\eta_{\text{ex}}^{\text{plant}}$ efikasnost postrojenja govore o korištenju izvora topline i definirani su kao:

$$\eta_I = \eta_{\text{en}}^{\text{plant}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{av}}} = \frac{W_{\text{net}}}{m_{\text{geo}}(h_{\text{in}}^{\text{geo}} - h_{\text{o}}^{\text{geo}})} \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \eta_{\text{ex}}^{\text{plant}} = \frac{W_{\text{net}}}{E_{x_{\text{av}}}} = \frac{W_{\text{net}}}{m_{\text{geo}} e_{x_{\text{in}}^{\text{geo}}}} \quad (7)$$

Gdje Q_{av} and $E_{x_{\text{av}}}$ predstavljaju toplinu i eksergiju dostupnu iz izvora topline, a indeks geo se odnosi na geotermalni izvor.

Kada se koristi geotermalni izvor za proizvodnju električne energije, termodinamički cilj je maksimizirati neto rad W_{net} . Iz jednadžbi 6 i 7 može se zaključiti da je maksimizacija neto rada isto što i maksimizacija energetske i eksergetske stupnja djelovanja, zbog toga što $h_{\text{in}}^{\text{geo}}$, $h_{\text{o}}^{\text{geo}}$ i $e_{x_{\text{in}}^{\text{geo}}}$ ovise samo o geotermalnom izvoru i o okolišu.

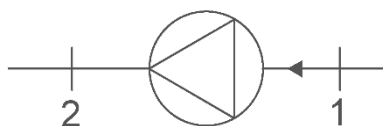
Detaljniji model za svaku od komponenti ORC sustava prikazan je u nastavku.

4.1.1. Pumpa

Uzimajući u obzir kontrolni volumen oko pumpe za hlađenje i uz pretpostavku stabilnog stanja termodinamičkog procesa i adijabatske operacije sa zanemarivim potencijalom i promjenama kinetičkih energija, ulazna snaga dovodnog punjača ocijenjena je prema jednadžbi 9.

Eksergetska učinkovitost pumpe izračunata je pomoću izraza 12.

Vrijedno je spomenuti da je izlazno stanje pumpe bila komprimirana tekućina kod isparivača.



Pumpa

Slika 25. ORC komponenta - pumpa

Masena analiza $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{wf}$ (8)

Energetska analiza $\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} (h_{2s} - h_1)$ (9)

Eksergetska analiza $\dot{I}_p = \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2} + \dot{W}_p = \dot{m}_{wf} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_p$ (10)

Energetska efikasnost $\eta_{I,p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$ (11)

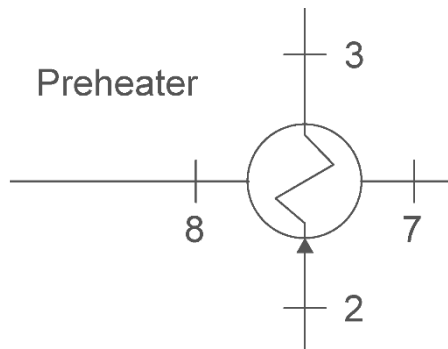
Eksergetska efikasnost $\eta_{II,p} = \frac{\dot{W}_p - \dot{I}_p}{\dot{W}_p}$ (12)

4.1.2. Predgrijač

Pod pretpostavkom da su predgrijač, isparivač, rekuperator i regenerotor dobro izolirani tako da se prijenos topline događa samo iz jednog medija u drugi, energetska bilanca oko komponente za kontrolu jačine se može izraziti u stanju dinamičke ravnoteže i adijabatske operacije uz zanemarive promjene potencijala i promjene kinetičke energije.

Energičan (ili prvi) zakon učinkovitosti predgrijača može se ocijeniti jednadžbom 16.

Eksergetska (ili sekundarna) učinkovitost predgrijača definirana je kao omjer povećanja eksergije hladnog toka tako da smanjuje eksergiju vrućeg mlaza na osnovu brzine prema jednadžbi 17.



Slika 26. ORC komponenta - predgrijač

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 &= \dot{m}_3 = \dot{m}_{wf} \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_8 = \dot{m}_{geo} \end{aligned} \quad (13)$$

Masena analiza

$$\dot{m}_{geo} \cdot c_{p_{geo}} \cdot (T_7 - T_8) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_2)$$

Energetska analiza

$$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_2) \quad (14)$$

Eksergetska analiza

$$\dot{I}_{PH} = \dot{E}_{x2} + \dot{E}_{x7} - \dot{E}_{x3} - \dot{E}_{x8} = \dot{m}_{wf} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{geo} (\psi_7 - \psi_8) \quad (15)$$

Energetska efikasnost

$$\eta_{I,PH} = \frac{T_3 - T_2}{T_7 - T_2} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_2} \quad (16)$$

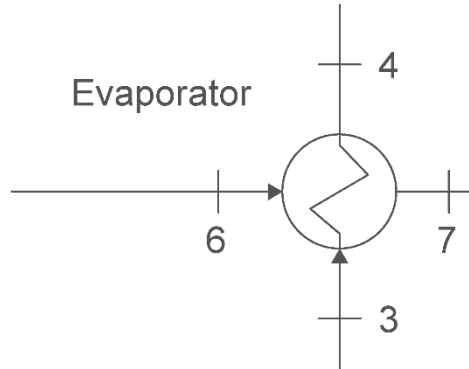
Eksergetska
efikasnost

$$\eta_{II,p} = \frac{\dot{m}_{wf} (\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{geo} (\psi_7 - \psi_8)} \quad (17)$$

4.1.3. Isparivač

Energičan (ili prvi) zakon učinkovitosti predgrijača može se ocijeniti jednadžbom 20.

Eksergetska (ili sekundarna) učinkovitost predgrijača definirana je kao omjer povećanja eksergije hladnog toka tako da smanjenjuje eksergiju vrućeg mlaza na osnovu brzine prema jednadžbi 22.



Slika 27. ORC komponenta - isparivač

Masena analiza

$$\begin{aligned} \dot{m}_3 &= \dot{m}_4 = \dot{m}_{wf} \\ \dot{m}_6 &= \dot{m}_7 = \dot{m}_{geo} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\dot{m}_{geo} \cdot c_{p_{geo}} \cdot (T_6 - T_7) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_3)$$

Energetska analiza

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_3) \quad (19)$$

Eksergetska analiza

$$\dot{I}_E = \dot{E}_{x3} + \dot{E}_{x6} - \dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x7} = \dot{m}_{wf} (\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{geo} (\psi_6 - \psi_7) \quad (20)$$

Energetska efikasnost

$$\eta_{I,E} = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_3} \quad (21)$$

Eksergetska efikasnost

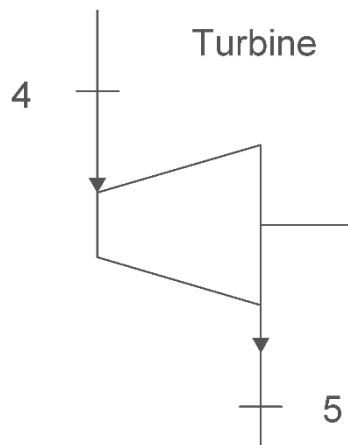
$$\eta_{II,E} = \frac{\dot{m}_{wf} (\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{geo} (\psi_6 - \psi_7)} \quad (22)$$

4.1.4. Turbina

S obzirom na kontrolni volumen oko turbine i uz pretpostavku stabilnog stanja termodinamičkog procesa i adijabatske operacije sa zanemarivim potencijalom i promjenama kinetičke energije, izlazna snaga turbine procijenjena je prema jednadžbi 24.

Eksergetska učinkovitost turbine utvrđena je prema jednadžbi 27.

Podložno korištenju binarnog ciklusa, stanje ulazne turbine je zasićena para ili para zagrijana na tlak isparivača. Stanje turbinske izlazne snage je ovisno o vrsti radnog fluida koji se koristi. Zasićena para ili mješavina tekućine i pare pri tlaku kondenzatora je dobivena za suhe, izentropne i mokre organske vode.



Slika 28. ORC komponenta - turbina

Masena analiza
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{wf} \quad (23)$$

Energetska analiza
$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_{5s}) \quad (24)$$

Eksergetska analiza
$$\dot{I}_t = \dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x5} - \dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (\psi_4 - \psi_5) + \dot{W}_t \quad (25)$$

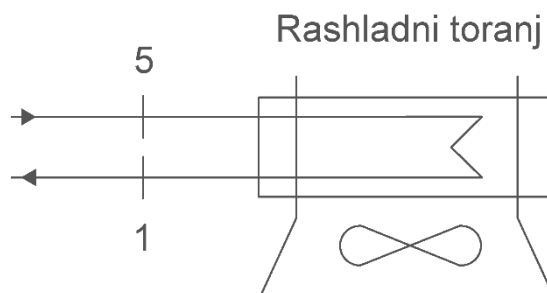
Energetska efikasnost
$$\eta_{I,t} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (26)$$

Eksergetska efikasnost
$$\eta_{II,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_t + \dot{I}_t} \quad (27)$$

4.1.5. Kondenzator

S obzirom na kontrolni volumen oko kondenzatora (Slika 4.) i uz pretpostavku stabilnog stanja termodinamičkog procesa i izobarnog rada sa zanemarivim promjenama potencijala i kinetičke energije potrebna količina odbacivanja topline od radnog fluida do rashladnog zraka se procjenjuje prema jednadžbi 29.

Energetske (ili prve) i eksergetske (ili sekundarne) učinkovitosti određene su jednadžbama 31 odnosno 32.



Slika 29. ORC komponenta - kondenzator

$$\begin{aligned} \dot{m}_5 &= \dot{m}_1 = \dot{m}_{wf} \\ \dot{m}_9 &= \dot{m}_{10} = \dot{m}_{ca} \end{aligned} \quad (28)$$

Masena analiza

$$\dot{m}_{ca} \cdot c_{p_{ca}} \cdot (T_{10} - T_{ca}) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_5 - h_{ca})$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ca} \cdot c_{p_{ca}} \cdot (T_{10} - T_9) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_5 - h_1) \quad (29)$$

Energetska analiza

$$\dot{I}_C = \dot{E}_{x5} + \dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x10} = \dot{m}_{wf} (\psi_5 - \psi_1) + \dot{m}_{ca} (\psi_9 - \psi_{10}) \quad (30)$$

Eksergetska analiza

$$\eta_{I,C} = \frac{T_{10} - T_9}{T_5 - T_9} = \frac{T_5 - T_1}{T_5 - T_9} \quad (31)$$

Energetska efikasnost

$$\eta_{II,C} = \frac{\dot{m}_{ca} (\psi_{10} - \psi_9)}{\dot{m}_{wf} (\psi_5 - \psi_1)} \quad (32)$$

Eksergetska efikasnost

4.2. Dimenzioniranje komponenti

Za precizno utvrđivanje ekonomskih troškova geotermalne elektrane bazirane na ORC ciklusu, potrebno je provesti točan proračun i dimenzioniranje pojedine opreme, osobito izmjenjivača topline. Predgrijač i isparivač pretpostavljeni su kao horizontalna izvedba protusmjernog izmjenjivača cijev u plaštu. Kondenzator je jednoprolazni s kvadratnim rasporedom cijevi. Predgrijač i isparivač koriste cijevi unutarnjeg promjera od 19,06 mm, dok je vanjski promjer cijevi 20% širi od unutarnjega, a razmak cijevi 1,5 puta širi od promjera cijevi. Kondenzator je izrađen s cijevima unutarnjeg promjera 6,35mm. Radni fluid u predgrijaču i isparivaču nalazi se u cijevi dok se geotermalni fluid nalazi u plaštu. Svojstva prijelaza topline kao vodljivost (k) i Prandtl (Pr), tijekom procesa izmjene topline ne ostaju konstantne. Stoga se s ciljem smanjenja utjecaja temperaturnih varijacija na svojstva prijelaza topline svaki od izmjenjivača topline dijeli na jednake dijelove. Metodologija korištena za dimenzioniranje izmjenjivača topline preuzeta je iz literature [25]. Izmjenjivači topline podijeljeni su na N dijelova s jednakim promjenama temperature za svaki od fluida. Na taj način sve ulazne i izlazne temperature poznate su za svaki od N dijelova izmjenjivača. Primjenom metode srednje temperaturne logaritamske razlike za svaki od N dijelova izmjenjivača izračunata je površina A_j . Korelacije korištene za proračun izmjenjivača sa cijevne strane i sa strane plašta prikazane su u tablici 6.

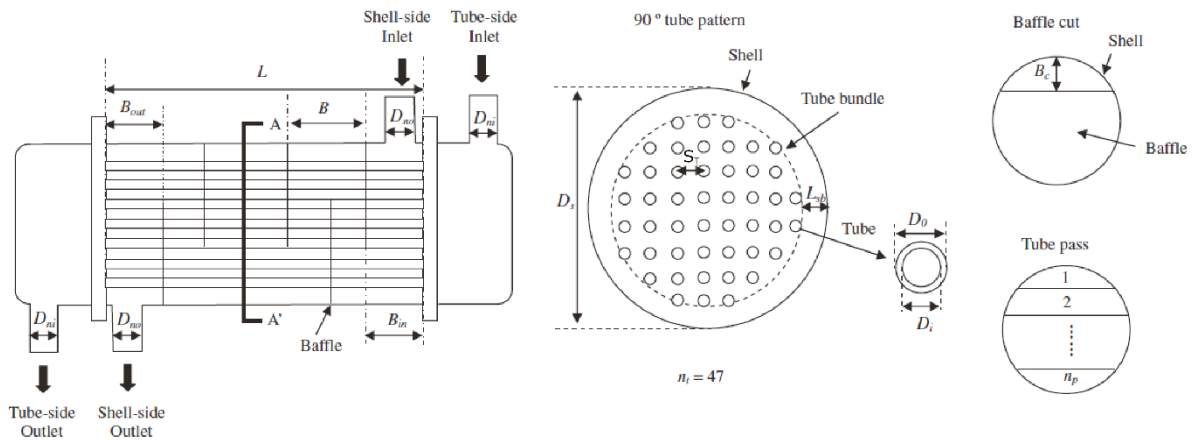
Tablica 6. Korelacije korištene za proračun izmjenjivača sa cijevne strane i sa strane plašta

Heat exchanger	Heat transfer coefficient model (tube side)	Ref.	Heat transfer coefficient model (shell side)	Ref.	Pressure drop correlation (tube side)	Ref.	Pressure drop correlation (shell side)	Ref.
Preheater (single phase)	Gnielinski correlation	[16,17]	Kern, Kakac and Lin	[18,19]	Kern, Kern and Kraus	[18, 20]	Kern, Kern and Kraus	[18,20]
Evaporator (evaporation)	Gungor and Winterton	[21,22]	Kern, Kakac and Lin	[18,19]	Kern and Kraus	[18, 20]	Kern, Kern and Kraus	[18,20]
Air cooling condenser (condensation)	Shah	[23]	Ganguli <i>et al.</i> (air side)	[24]	Kern, Kern and Kraus, Steiner correl., Friedel correl.	[18, 20, 25, 26]	Air side pressure drop	[27-29]

Ukupna površina A_{tot} za svaki izmjenjivač topline računa se zbrajanjem svih površina N dijelova izmjenjivača topline. U ovom radu, kako bi se smanjio utjecaj na svojstva prijelaza topline broj dijelova N izmjenjivača topline odabran je: $N_{cond} = 300$ za kondenzator, $N_{ph} = 30$ za predgrijač i $N_{ev} = 40$ za isparivač. Za proračun pumpi i ventilatora kondenzatora korištene su korelacije za pad tlaka u cijevi i plaštu prema tablici 6.

4.2.1. Predgrijač i isparivač

Predgrijač i isparivač su „shell and tube“ izmjenjivači s protustrujnim strujanjem. Ova vrsta konfiguracije se obično smatra najprikladnijom vrstom dizajna za proces izmjene topline u geotermalnim elektranama. Razmotrena je jedinstvena izmjena topline s jednim cijevnim prolazom i jednim prolazom kroz plašt uz kvadratni raspored cijevi. Radnom fluidu struji kroz cijevi, a geotermalni fluid na strani plašta (ljuske) za oba izmjenjivača topline (predgrijač i isparivač) [26].



Slika 30. Dimenzije izmjenjivača topline [27]

Za raspored četvrtaste cijevi, konstrukcijski parametri su definirani kako slijedi:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(S_T^2 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_o} \quad (33)$$

$$A_s = \frac{D_s \cdot B_z}{S_T} \quad (34)$$

$$V_o = \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot (D_s + 2 \cdot \delta_w)^2 \quad (35)$$

$$V_w = \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot \left[n_t \cdot (D_o^2 - D_i^2) + (D_s + 2 \cdot \delta_w) - D_s^2 \right] \quad (36)$$

A razmak između cijevi se definira kao:

$$S_T = D_o + z \quad (37)$$

$$\frac{S_T}{D_o} = 0,5 \quad (38)$$

$$n_t = 0,785 \cdot \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{D_s^2}{\left(\frac{S_T}{D_o}\right)^2 \cdot D_o^2} \quad (39)$$

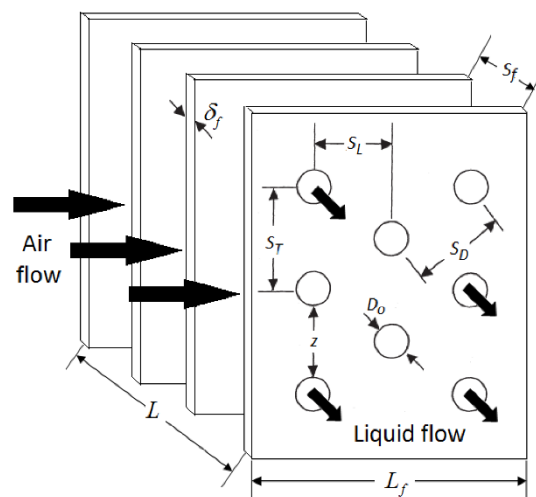
Pri čemu je: $CL = 1,00$, za kvadratni raspored cijevi,

$CTP = 0,93$ za jedan prolaz.

Preporučeni razmak pregrada te odstojanje prepreke je oko 40-60% odnosno 25-35% promjera plašta.

4.2.2. Kondenzator

Pretpostavlja se da je kondenzator kompaktni izmjenjivač topline s križnim tokom i višestrukim nizom stupnjevitih cijevi. Radni fluid, koji prolazi kroz cijev kondenzira uz protok zraka koji se koristi kao rashladni medij u suhom sustavu hlađenja. Proces prijenosa topline u kondenzatoru se sastoji od dva glavna koraka: desuperheatinga i kondenzacije [26].



Slika 31. Dimenzije kondenzatora [26]

$$\frac{R_e}{r_o} = 1,27 \cdot \alpha \cdot (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} \quad (40)$$

$$A_{fr} = n_T D_e L \quad (41)$$

$$A_f = n_f \cdot L \cdot \left(\frac{\pi}{2} (D_e^2 - D_o^2) + \pi D_e \delta_f \right) \quad (42)$$

$$A_{uf} = n_t \pi D_o L - n_f \pi D_o \delta_f \quad (43)$$

$$A_o = A_f + A_{uf} \quad (44)$$

Pri čemu je:

$$\alpha = \frac{S_T}{D_o} \quad (45)$$

$$\beta = \frac{1}{S_T} \left(S_L^2 + \frac{S_T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (46)$$

Najmanji protok na površini sa stane zraka iznosi:

$$A_{min} = n_T L \left(S_T - D_o - \left(\frac{2z\delta_f}{z + \delta_f} \right) \right) \quad (47)$$

$$S_T > 2S_D - D_o - \left(\frac{2z\delta_f}{z + \delta_f} \right) \quad (48)$$

Inače:

$$A_{min} = 2n_T L \left(S_T - D_o - \left(\frac{2z\delta_f}{z + \delta_f} \right) \right) \quad (49)$$

A razmak između cijevi se definira kao:

$$S_T = D_o + z \quad (50)$$

$$\frac{S_T}{D_o} = 2.5 \quad (51)$$

$$\frac{S_L}{D_o} = 2 \quad (52)$$

$$S_D = \left(\left(\frac{S_T}{2} \right)^2 + S_L^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (53)$$

Parametri rebra se definiraju kao:

$$S_f = \frac{1}{n_f} - \delta_f \quad (54)$$

$$L_f = \frac{D_e - D_o}{2} + \frac{\delta_f}{2} \quad (55)$$

Učinkovitosti površina i rebara računaju se prema izrazima:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (56)$$

$$\eta_f = \frac{\tan h(m_{es} R_e \phi)}{m_{es} R_e \phi} \quad (57)$$

Gdje je:

$$m_{es} = \left(\frac{h_{ca} Pe}{k_f A_f} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2h_{ca}}{k_f \delta_f} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (58)$$

$$\phi = \left(\frac{R_e}{R_o} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_e}{R_o} \right) \right) \quad (59)$$

4.3. Modeli prijenosa topline i pada tlakova u izmjenjivačima topline

4.3.1. Korelacije za koeficijente prijelaza topline za jednofazni fluid

Koeficijent prijenosa topline za jednofazni fluid izračunat je sa [26]:

- Za stranu sa cijevi: Gnielinski korelacija

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.12 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \quad (60)$$

$$Sa \ 0.5 < Pr < 500 \ i \ 3 * 10 < Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D_i} < 10^6 \quad (61)$$

- Koeficijent prijenosa topline s strane plašta:

$$Nu = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 Re^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right) \quad (62)$$

$$Sa \ 0.5 < Pr < 500 \ i \ 2 * 10^3 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\pi} < 10^6 \quad (63)$$

Gdje je:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (64)$$

Koeficijent prijenosa topline sa strane zraka dan je Gangulijevom korelacijom:

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k_{zrak}} = 0.38 Re_d^{0.6} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{A_{uf}}{A_0} \right) \quad (65)$$

$$1800 < Re_d < \frac{G_s D_0}{\mu} < 10^5$$

Ukupni pad tlaka kroz izmjenjivač topline je pretpostavljen kao:

- Za stranu cijevi:

$$\Delta P_t = \frac{G_t^2}{2\rho} \left(4f \frac{n_p L}{d_i} + 4(n_p - 1) \right) \quad (66)$$

$$f = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 \cdot 10^6 \quad (67)$$

- Za stranu omotača:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (n_B + 1) D_s}{2\rho D_e \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (68)$$

Gdje je:

$$n_B = \frac{L}{B} - 1 \quad (69)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln(Re_s)) \quad (70)$$

- Pad tlaka sa strane zraka izmjenjivača topline aproksimirana je sljedećim izrazima:

$$\Delta P_s = \Delta P_f + \Delta P_t \quad (71)$$

Gdje je:

$$f_f = 1.7 Re_L^{-0.5} \quad (72)$$

$$Re_L = \frac{G_s S_L}{\mu} \quad (73)$$

$$\Delta P_t = 18.03 \frac{G_s^2}{\rho} n_L Re_d^{-0.316} \left(\frac{S_T}{d_0} \right)^{-0.927} \left(\frac{S_T}{S_D} \right)^{0.515} \quad (74)$$

$$200 < Re_d < \frac{G_s D_0}{\mu} < 50000$$

4.4. Korelacije prijelaza topline i pada tlaka prilikom isparavanja

Koeficijent prijelaza topline prilikom isparavanja za dvofazni fluid na strani cijevi je izračunat sa Gungor i Wintern korelacijom [26]:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0,23 \cdot \left(G_t \cdot (1-x) \cdot \frac{D_i}{\mu_1} \right)^{0,8} Pr_1^{0,4} \cdot \left(1 + 3000 \cdot Bo^{0,86} + 1,12 \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right) \quad (75)$$

Gdje je:

$$Bo = \frac{q}{G_t h_{fg}} \quad (76)$$

Ukupni pad tlaka na strani cijevi isparivača je procijenjen s:

$$\Delta P_0 = \Delta P_{stat} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{fric} \quad (77)$$

Gdje je:

$$\Delta P_{stat} = \rho_{tp} g H \sin \theta \quad (78)$$

$$\Delta P_{mom} = G_t^2 \left(\left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{in} \right) \quad (79)$$

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_t \Phi_{fr}^2 \quad (80)$$

Za horizontalne tokove, statični pad tlaka može biti zanemaren pošto nema promjene u statičnom dijelu. Prema Steinerovoj korelaciji:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0,12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0,25}}{G_t^2 \rho_L^{0,5}} \right]^{-1} \quad (81)$$

Dvofazni multiplikator računa se prema Friedelovom izrazu:

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr_H^{0,045} We_L^{0,035}} \quad (82)$$

Gdje su bezdimenzijski faktori Fr_h , E , F i H određeni sa:

$$Fr_H = \frac{G_t^2}{g d_i \rho_H^2} \quad (83)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_G}{\rho_G f_L} \quad (84)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (85)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,7} \quad (86)$$

$$f = \frac{0.079}{Re^{0,25}} \quad (87)$$

Weberov broj i homogena gustoća su definirani kao:

$$We_L = \frac{G_t^2 d_i}{\sigma \rho_H} \quad (88)$$

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}\right)^{-1} \quad (89)$$

4.5. Korelacije za prijelaz topline i pada tlaka prilikom kondenzacije

Za kondenzaciju dvofaznog toka, koeficijent prijenosa topline na strani cijevi je dobiven sa Shahovom korelacijom:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0,23 \left(G_s \frac{D_i}{\mu_i}\right)^{0,8} Pr_i^{0,4} ((1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr_i^{0,38}}) \quad (90)$$

Ukupni pad tlaka izmjenjivača topline na strani cijevi tijekom kondenzacijskog procesa je procijenjen istim korelacijama kao za isparavanje.

4.6. Ukupni koeficijent prijenosa topline

Ukupni koeficijent prijenosa topline iznosi:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{f,i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_w L} + R_{f,o} + \frac{1}{U h_o A_o} \quad (91)$$

Ako zanemarimo greške na unutarnjim i vanjskim površinama cijevi, ukupni koeficijent prijenosa topline je pojednostavljen na izraz:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_o} \quad (92)$$

Ukupni koeficijent prijenosa topline baziran na nerebrastoj unutrašnjoj površini cijevi:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_w L} + \frac{A_i}{h_a \eta_o A_o} \quad (93)$$

4.7. Srednja logaritamska temperaturna razlika (LMTD)

Da bi dimenzionirali predgrijač, isparivač i kondenzator, svaki izmjenjivač topline se podijeli u N dijelova iste promjene entalpije i konstantne promjene topline. Broj dijelova odabere se što veći mogući kako bi se izbjegla ikakva varijacija područja prijenosa topline. Međutim analizom su dobivene optimalne vrijednosti koje daju zadovoljavajuće rezultate. Ulazne i izlazne temperature fluida su izračunate za svaki N-ti dio izmjenjivača topline i primijenjen je pristup srednje logaritamske temperaturne razlike [26]:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} \quad (94)$$

Efektivna duljina izmjenjivača topline je određena sumom elementarnih područja prikupljenih iz ukupnog iznosa prijenosa topline:

$$\dot{Q} = UA_0F\Delta T_{lm,cf} \quad (95)$$

$$A_0 = n_t\pi D_e L \quad (96)$$

Postupni proces izračuna za izračunavanje koeficijenta prijenosa topline i pada tlaka izmjenjivača topline je bio poželjan za izračun jedne točke za koju je uočeno kako daje nerealne rezultate.

Pretpostavljeno je da su cijevi izrađene od nehrđajućeg čelika AISI316 sa konstantnom debljinom stjenki, dok je korekcijski faktor uzet za pojednostavljenje.

Sljedeće geometrijske varijable su uzete u obzir kao ovisne o konstrukcijskim varijablama:

- promjer omotača
- cijevni otvor
- zazor između susjednih cijevi
- pregrada i razmak između lopatica

4.8. Ekonomski model

Korištena metodologija za ekonomsku analizu je metoda troškova komponenti eng. „Module costing technique (MCT)“ ORC postrojenja, kojom se donosi preliminarna procjena troškova postrojenja. Ova metodologija je bazirana na izračunu troškova opreme uz neke osnovne uvjete, a definirana je izrazom:

$$\log_{10} C_p^o = K_1 + K_2 \log_{10}(Y) + K_3 [\log_{10}(Y)]^2 \quad (97)$$

Gdje je Y kapacitet snage turbine i pumpe ili područje prijelaza topline za predgrijač, pregrijač i kondenzator, dok su K_1 , K_2 i K_3 , konstante koje ovise o komponenti i njihovom tipu. Koristeći faktore tlaka F_P i faktore materijala F_M uzimaju se u obzir odstupanja od osnovnih troškova. Osnovni troškovi definirani su prema osnovnom materijalu i vrijednosti atmosferskog tlaka. Faktor tlaka definiran je sljedećim izrazom:

$$\log_{10} F_p = C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 [\log_{10}(P)]^2 \quad (98)$$

Gdje je P vrijednost tlaka a C_1 , C_2 i C_3 su koeficijenti koji ovise o komponenti i njihovom tipu. U MCT metodi proračuna za ekonomsku analizu osnovni modul faktora troška F_{BM} eng. „Bare module cost factor, odnosi se na sve izravne i neizravne troškove:

$$C_{BM} = C_p^o \times F_{BM} \quad (99)$$

Gdje je C_{BM} , komponenta troška opreme, a ona je suma direktnih i indirektnih troškova.

Izraz za osnovni faktor cijene izmjenjivača topline i pumpu je:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \times F_P \times F_M \quad (100)$$

Pri čemu B_1 i B_2 ovise o tipu izmjenjivača topline ili pumpe, a F_P i F_M uzimaju u obzir troškove uslijed radnog tlaka i troškove materijala izrade komponente. Za sve ostale komponente faktor F_{BM} dan je kao umnožak prema tipu komponente, materijalu i radnome tlaku. Sve pretpostavke i pojednostavljenja u primjeni MCT metode za ORC geotermalnu elektranu izrađene su prema referenci [28]. U svrhu analize i optimizacije korištena je procjena ekonomske učinkovitosti NPI odnosno neto indeks izlazne snage za geotermalnu elektranu baziranu na ORC ciklusu. NPI predstavlja omjer neto izlazne W_{net} i ukupnih troškova C_{tot} :

$$NPI = \frac{W_{net}}{C_{tot}} \quad (101)$$

Faktori cijene C iz ekonomskog modela opisani su u tablici 7. prema vrsti troška.

Tablica 7. Faktori cijene C ekonomskog modela

Faktor instalacije komponenti	Simbol	Opis
1. Direktni troškovi		
Trošak komponente	C_P	Trošak prema proizvođaču opreme.
Materijal potreban za instalaciju komponenti	C_M	Uključujući sve potrebne cijevi, instalacije, bojanja i slično.
Cijena rada za instalaciju komponenti	C_L	Uključuje cijenu rada potrebnu za instalaciju komponenti i popratne radove.
2. Indirektni troškovi		
Prijevoz, osiguranje, naknade	C_{FIT}	Uključujući cijenu transporta materijala i opreme, osiguranje prilikom transporta i dodatne naknade.
Dodatni troškovi gradilišta	C_O	Uključujući dodatne povlastice, godišnji odmori, bolovanja, umirovljenja i slično.
Troškovi ugovorenih inženjera	C_E	Uključuje plaće ugovorenih inženjera, pomoćnih crtača, menadžmenta projekta i slično.
3. Nepredviđeni događaji i naknade		
Nepredviđeni događaji	C_{Cont}	Faktor koji uključuje nepredviđene događaje, oluja, promjene u dizajnu postrojenja, nepredviđeno povećanje cijena.
Ugovorene naknade	C_{Fee}	Faktor naknade koji varira o tipu postrojenja.
4. Pomoćni objekti		
Razvoj gradilišta	C_{Site}	Uključuje cijenu zemljišta, građevinske radove, instalacije vodnih i električnih instalacija za gradilište, ceste i parkiralište.
Pomoćne građevine	C_{Aux}	Uključuje pomoćne građevine, administracijski uredi, skladište, servisne zgrade i slično.
Negrađevinski troškovi i skladištenje	C_{Off}	Uključuje skladištenje materijala i gotovih komponenti i proizvoda, njihov utovar i istovar.

Tablica 8. prikazuje koeficijente K , B , F , C koji su korišteni za izračun troškova organskog Rankineovog ciklusa za svaku od komponenti u odnosu na referentnu vrijednost A prema referenci [29].

Tablica 8. Koeficijenti za izračun troška komponenti

Komponenta	A	K_1 K_2 K_3	B_1 B_2	F_M	C_1 C_2 C_3	F_{BM}
Pumpa	$P [kW]$	3,3892 0,0536 0,1538	1,89 1,35	1,5	-0,3935 0,3957 -0,00226	
Elektromotor pumpe	$P [kW]$	2,4604 1,4191 -0,1798				
Ekspander	$P [kW]$	2,2476 1,4965 -0,1618		4,77		1,5
Elektrogenerator	$P [kW]$	$C_p = 185 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{P}{11800}\right)^{0,94}$				11,6
ACC izmjenjivač topline	$A [m^2]$	4,0336 0,2341 0,0497	0,96 1,12	1		1,5
ACC ventilatori	$Q [m^3/s]$	3,1761 -0,1373 0,3414		2,5		5
Elektromotori ventilatora	$P [kW]$	2,4604 1,4191 -0,1798				1,5
„Shell and tube“ izmjenjivači topline	$A [m^2]$	4,3247 -0,3030 0,1634	1,63 1,66	1	0,03881 -0,11272 0,08183	

4.9. Metodologija analize i optimizacije

U blizini geotermalnog izvora Rečica količina rashladne vode nije dovoljna, stoga se koristi zrakom hlađeni kondenzator. Termodinamička analiza provedena je sa srednjom godišnjom temperaturom okoliša od 15 °C. Za termodinamičku i ekonomsku analizu te optimizaciju postrojenja uzet je maseni protok geotermalnog fluida od 94.38 kg/s temperature 120 °C. Posebna pozornost dana je na temperaturne razlike između fluida u isparivaču i kondenzatoru (eng. „evaporator and condenser pinch point). Prema literaturi [1] izentropski stupanj za turbinu iznosi 0,85 odnosno 0,8 za pumpu.

Svi matematički modeli izrađeni su te analizirani u programskom paketu EES te korištenjem programskog jezika Python, uz korištenje CoolProp te FluidProp baze podataka termodinamičkih svojstava za svaki od fluida.

Termodinamička analiza provedena je parametarski rješavanjem termodinamičkog matematičkog modela geotermalnog ORC-a postrojenja s različitim radnim fluidima koji su prikazani u tablici 4. Parametarska analiza provedena je varijacijom temperature isparavanja T_E odnosno ulazne temperature u turbini, te tlaka isparavanja P_E u odnosu na neto dobivenu snagu W_{net} i ireverzibilnost postrojenja I_{plant} . Optimalni radni uvjet odnosno temperatura isparavanja T_E i tlak isparavanja P_E odabrani su s obzirom na maksimalnu neto snagu W_{net} te s obzirom na minimalnu ireverzibilnost postrojenja I_{plant} .

Ekonomska analiza provedena je parametarski rješavanjem termodinamičkog matematičkog modela geotermalnog ORC-a postrojenja zajedno s ekonomskim modelom i dimenzioniranjem komponenti sustava. Provedena je varijacijom temperature isparavanja T_E odnosno ulazne temperature u turbini, te tlaka isparavanja P_E u odnosu na procjenu ekonomske učinkovitosti NPI . Optimalni ekonomski radni uvjet odnosno temperatura isparavanja $T_{E,opt}$ i tlak isparavanja $P_{E,opt}$ odabrani su obzirom na maksimalnu ekonomsku učinkovitost NPI . Zatim je provedena analiza varijacijom temperature kondenzacije T_C i tlaka kondenzacije P_C u odnosu na procjenu ekonomske učinkovitosti NPI . Na taj način određeni su optimalna temperatura kondenzacije T_C i tlak kondenzacije P_C .

Stupanj djelovanja izmjenjivača topline geotermalnog ORC ciklusa značajno ovisi o temperaturnim razlikama između geotermalnog i radnog fluida u predgrijaču i isparivaču, te temperaturne razlike između radnog i rashladnog fluida u kondenzatoru. Veća temperaturna razlika izvora topline u izmjenjivaču topline i hladnjaka povećava prijenos topline te ima pogodno djelovanje na cijenu sustava. Ali u isto vrijeme to znači nižu temperaturu isparavanja

u isparivaču te višu temperaturu kondenzacije u kondenzatoru, a to rezultira smanjenjem snage dobivene u turbini. Ovaj problem analiziran je varijacijom temperaturne razlike između geotermalnog i radnog fluida u isparivaču ΔT_{pp} , te varijacijom temperaturne razlike između radnog i rashladnog fluida u kondenzatoru ΔT_{cond} .

Ekonomska analiza provedena je traženjem maksimuma koeficijenta ekonomske učinkovitosti NPI za optimalni tlak i temperaturu za svaki od radnih fluida. ΔT_{pp} i ΔT_{cond} su slobodne varijable.

Ekonomska i termodinamička optimizacija geotermalnog postrojenja s ORC ciklusom provedena je pomoću genetskog algoritma, dobivene su maksimalne termodinamičke vrijednosti W_{net} , te maksimalne ekonomske vrijednosti koeficijenta ekonomske učinkovitosti NPI kao funkcije cilja. Slobodne varijable optimizacije su T_E , T_C , odnosno njihovi pripadajući tlakovi, te ΔT_{pp} , ΔT_{cond} , a granice optimizacije postavljene su prema vrijednostima u tablici 9.

Tablica 9. Granice optimizacijskog algoritma

Slobodna varijabla	Donja granica	Gornja granica
T_E [K]	330	370
T_C [K]	293	305
ΔT_{pp} [K]	0	10
ΔT_{cond} [K]	2	6

5. ANALIZA REZULTATA

U ovom poglavlju biti će prikazani rezultati termodinamičke i ekonomske parametarske analize te termodinamička i ekonomska optimizacija kao i njezini rezultati za geotermalnu elektranu s organskim Rankineovim ciklusom za geotermalno polje Rečica kraj Karlovca. U analizi prikazan je utjecaj temperature isparavanja T_E kao i tlaka isparavanja P_E , utjecaj temperature kondenzacije T_C i tlaka kondenzacije P_C , utjecaj temperaturne razlike između geotermalnog i radnog fluida u isparivaču eng. „evaporator pinch point“ ΔT_{pp} , utjecaj temperaturne razlike između radnog i rashladnog fluida u kondenzatoru eng. „condenser pinch point“ ΔT_{cond} , na dobivenu neto snagu W_{net} , ireverzibilnost postrojenja I_{plant} te na procjenu ekonomske učinkovitosti NPI . Radni fluidi korišteni u termodinamičkoj i ekonomskoj analizi prikazani su u tablici 4. Četiri radna fluida imaju kritičnu temperaturu nižu od temperature geotermalnog fluida (120 °C), a to su R1234yf, R290, R134a i R1234ze(E). U posljednjoj koloni tablice 4. nalazi se vrijednost ΔT koja predstavlja razliku temperature između ulazne temperature geotermalnog fluida i kritične temperature radnog fluida. Ova četiri fluida su radni fluidi s pozitivnim vrijednostima ΔT . Preostala četiri radna fluida imaju kritičnu temperaturu višu od temperature geotermalnog fluida, što znači da vrijednost ΔT kod tih fluida poprima negativne vrijednosti. Najvišu negativnu vrijednost ΔT imaju redom n-pentane, isopentane, R245fa te na kraju isobutane.

Tablica 10. Termodinamički i ekonomski optimalni rezultati

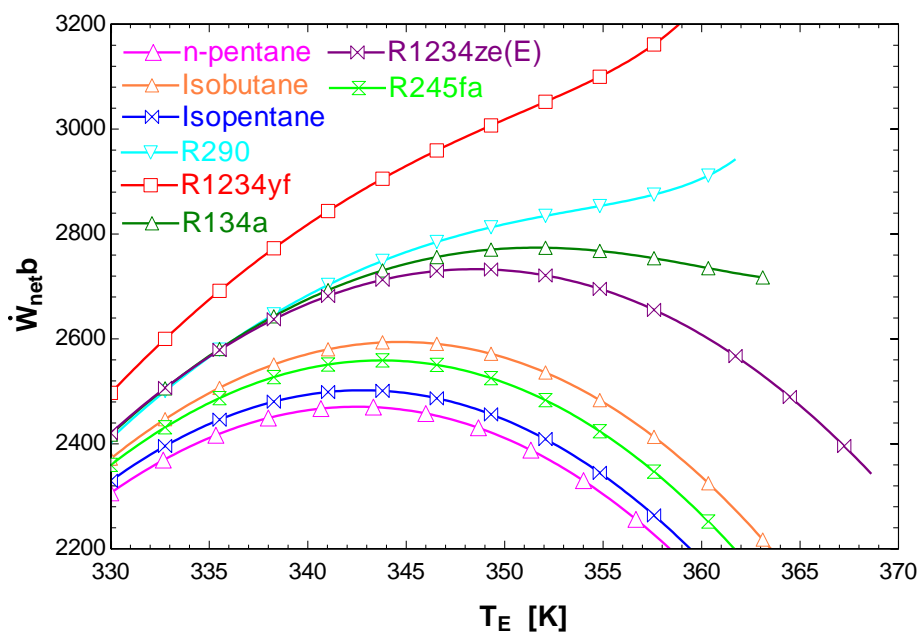
Fluid		n-pentane	Isobutane	Isopentane	R290	R1234yf	R134a	R1234ze(E)	R245fa
Thermodynamic	T_E [K]	342.5	345	343.2	359.82	357.7	352	348	344.2
	P_E [kPa]	278.3	1,131	356.3	3,545	2,772	2,517	1,295	627.1
	W_{net} [kW]	2,471	2,595	2,502	2,899	3,159	2,777	2,735	2,550
	I_{plant} [kW]	3,685	3,565	3,658	3,255	3,020	3,382	3,433	3,598
Economic	T_E [K]	350.7	351.9	353.3	352	363	363.1	360.8	360.7
	P_E [kPa]	344.9	1,309	458.4	3,063	3,074	3,242	2,358	951.7
	T_C [K]	293.7	293.8	293.7	294.2	294.4	293.9	293.7	293.4
	P_C [kPa]	58.2	307.7	78.16	860.3	613.9	585.7	437	123.7
	ΔT_{pp} [K]	2	2	2	5.2	6.8	2	2	2
	ΔT_{cond} [K]	4.18	4.2	4.3	4.3	4.4	4.2	4.1	4.1
	W_{net} [kW]	2,543	2,551	2,397	2,728	3,062	2,708	2,604	2,263
	NPI [W/€]	0.3361	0.3244	0.3375	0.316	0.3248	0.3298	0.3175	0.3229

Optimalne vrijednosti ulaznog tlaka u turbinu P_E i izlaznog tlaka P_C pri kojima koeficijent ekonomske učinkovitosti NPI doseže maksimalne vrijednosti prikazane su u tablici 10.

Dijagrami na slikama od 32. do 37. prikazuju utjecaj temperature isparavanja T_E kao i tlaka isparavanja P_E na vrijednosti dobivene neto snage W_{net} , ireverzibilnost postrojenja I_{plant} te na procjenu ekonomske učinkovitosti NPI . Iz dijagrama se može zaključiti da radni fluidi mogu biti podijeljeni u tri grupe. U prvoj grupi nalaze se oni radni fluidi koji imaju pozitivnu razliku ΔT , a to su dva radna fluida, R1234yf i R290. Kod ovih fluida možemo primijetiti da povećanjem temperature isparavanja T_E i tlaka isparavanja P_E , neto snaga W_{net} kontinuirano raste, odnosno oni pri niti jednoj od vrijednosti temperature isparavanja T_E ili tlaka isparavanja P_E ne dosežu maksimalnu vrijednost W_{net} . Zbog toga maksimalna vrijednost W_{net} odabrana je za temperaturu koja je 10 °C niža od kritične temperature za oba promatrana radna fluida iz praktičnih i sigurnosnih razloga, prema literaturi [30]. Prema dijagramima vidljivo je da navedeni radni fluidi postižu najbolje vrijednosti neto snage W_{net} . Nešto niže vrijednosti W_{net} postižu fluidi R134a i R1234ze(E) koji također imaju pozitivne vrijednosti ΔT , međutim varijacijom temperature isparavanja T_E ovi fluidi dosežu svoj maksimum što je ujedno i točka infleksije funkcije W_{net} u ovisnosti o temperaturi T_E . Vrijednost funkcije W_{net} kod ovih radnih fluida kontinuirano raste povećanjem temperature T_E , sve dok ne dosegne maksimalnu vrijednost $W_{net,max}$, te nakon toga vrijednosti blago padaju. Treća grupa radnih fluida uključuje isobutane, R245fa, isopentane i n-pentane. Fluidi iz ove grupe pokazuju sličnu promjenu W_{net} varijacijom temperature T_E . Povećanjem T_E , vrijednosti neto snage W_{net} prvo rastu, a zatim dosežu maksimum, te nakon toga padaju. Maksimalna vrijednost neto snage W_{net} značajno je niža u odnosu na radne fluide iz prethodne dvije skupine. Za ove radne fluide termodinamički optimalna temperatura T_E je između 69 °C i 72 °C. U tablici 11. radni fluidi poredani su od onoga s najvećom snagom prema onome s najmanjom snagom.

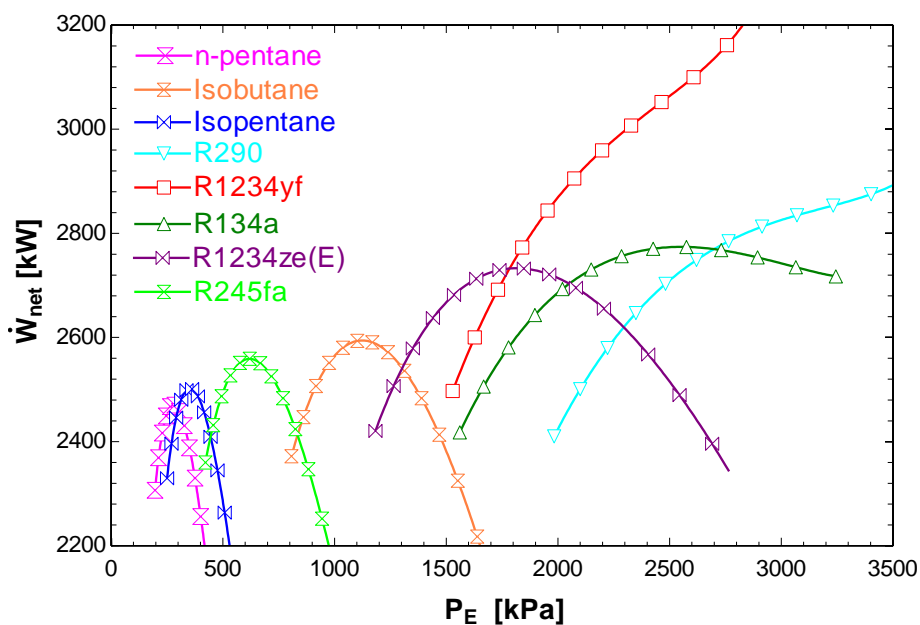
Tablica 11. Maksimalne vrijednosti W_{net} prema radnim fluidima

Radni fluid	W_{net} [kW]
R1234yf	3,159
R290	2,899
R134a	2,777
R1234ze(E)	2,735
Isobutane	2,595
R245fa	2,550
Isopentane	2,502
n-pentane	2,471



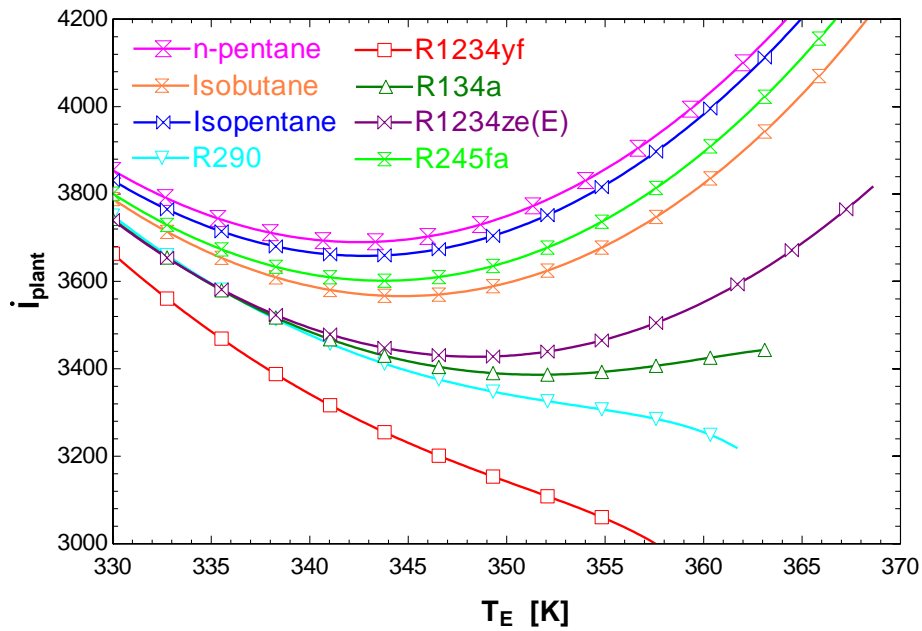
Slika 32. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti W_{net}

Iz slike 33. može se zaključiti da oni radni fluidi koji postižu više maksimalne vrijednosti W_{net} , također to postižu na višim vrijednostima tkala P_E .

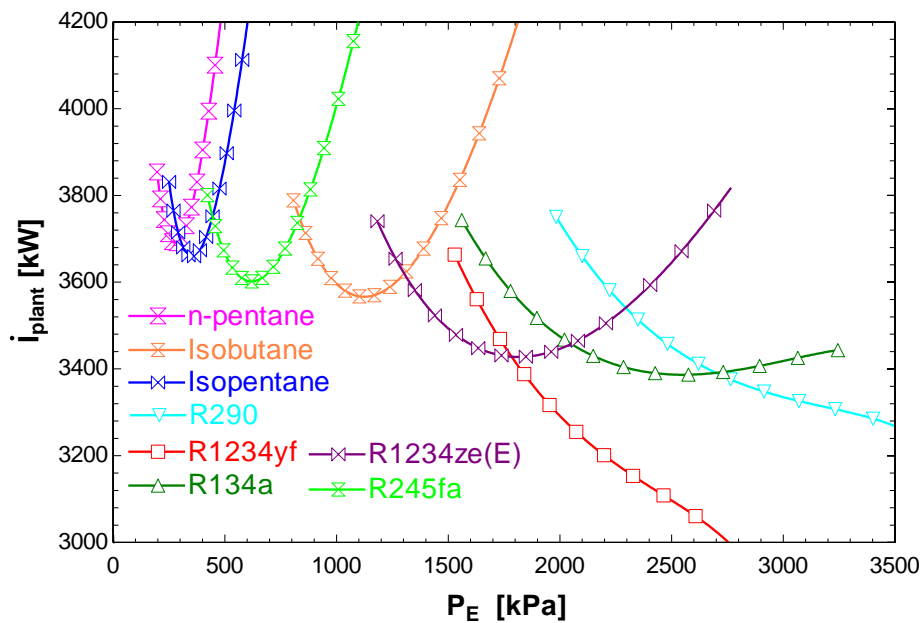


Slika 33. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti W_{net}

Za sve odabrane radne fluide minimalne vrijednosti I_{plant} postižu se na istim temperaturama isparavanja T_E , odnosno tlaka isparavanja P_E na kojima je postignuta maksimalna vrijednost neto snage W_{net} .

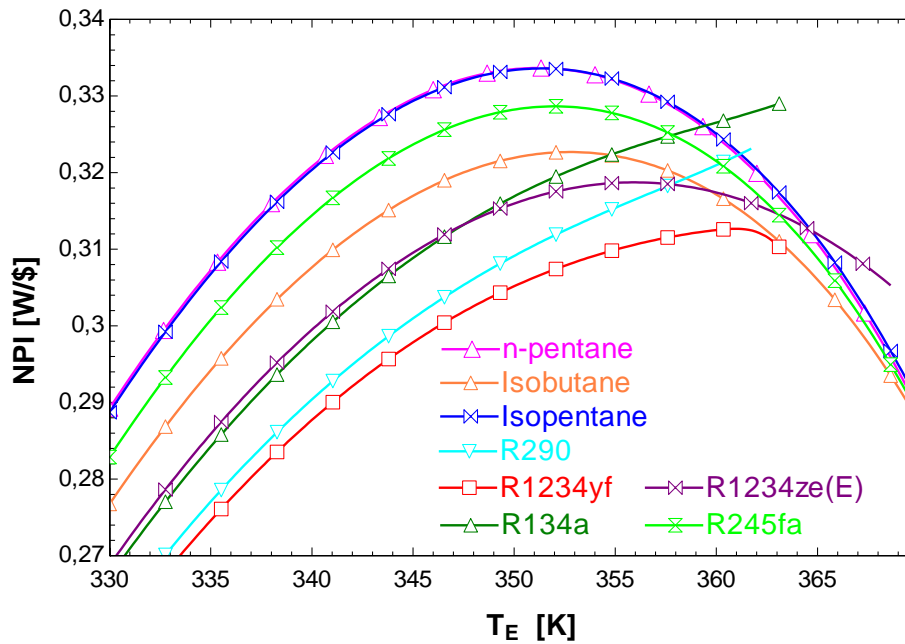


Slika 34. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti I_{plant}

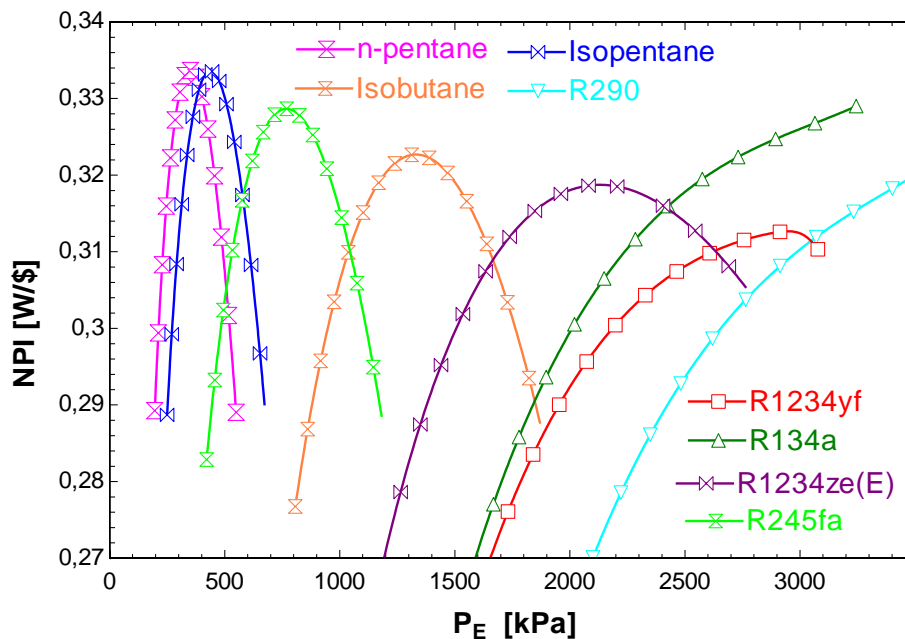


Slika 35. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti I_{plant}

Ekonomska parametarska analiza provedena je s ciljem dobivanja ekonomski optimalnih vrijednosti temperature $T_{E,opt}$ i optimalnih vrijednosti tlaka $P_{E,opt}$ za koje radni fluidi postižu maksimalne vrijednosti koeficijenta ekonomske učinkovitosti NPI . Radni fluidi koji postižu najviše vrijednosti NPI , imaju najbolje ekonomske performanse za geotermalnu elektranu s ORC-om za testirani primjer Rečica. Dijagram na slici 36. prikazuje da najbolje ekonomske performanse pokazuju radni fluidi isopentane i n-pentane koji imaju kritičnu temperaturu višu od ulazne temperature geotermalne vode, odnosno koji imaju negativne vrijednosti ΔT .



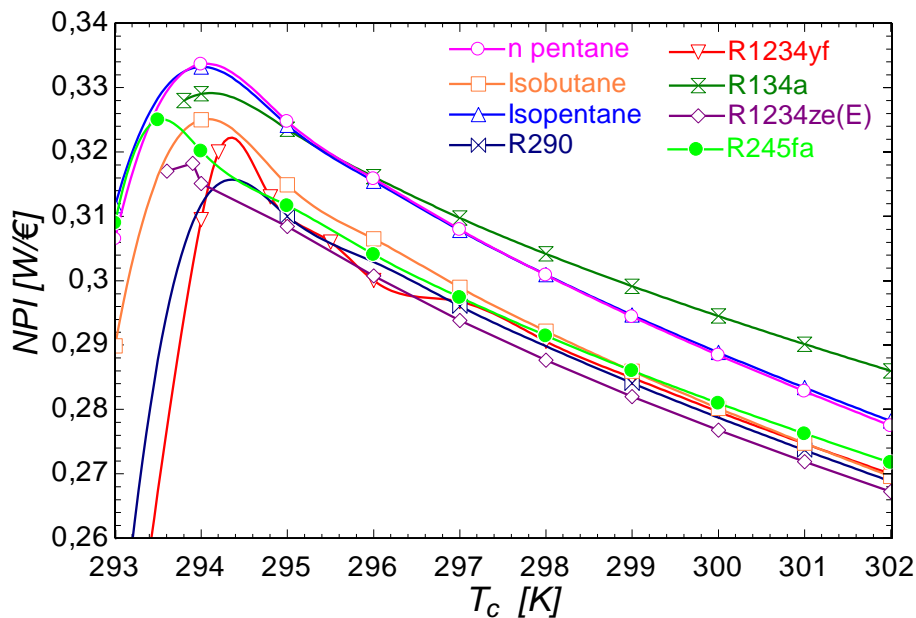
Slika 36. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti NPI



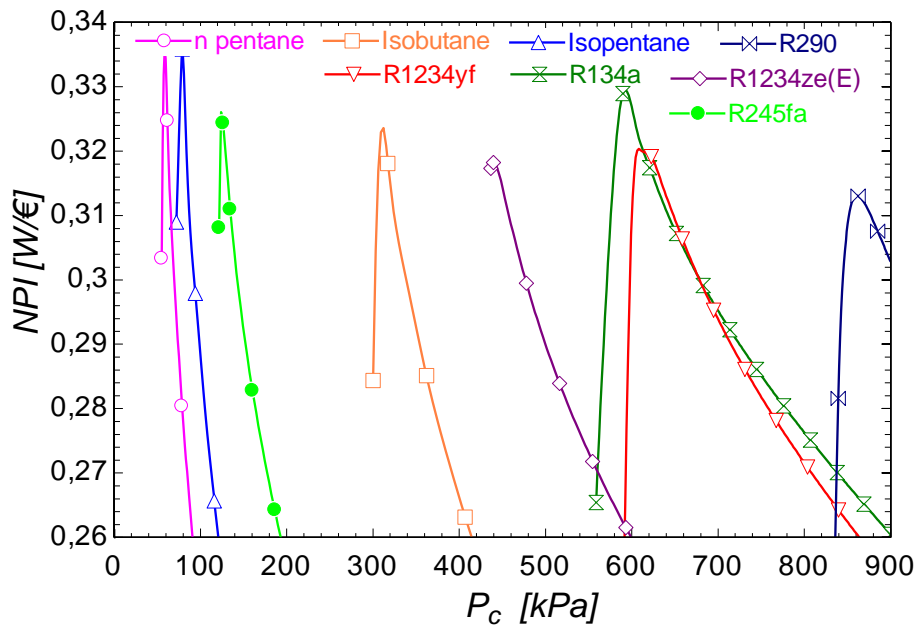
Slika 37. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti NPI

Najviše vrijednosti NPI_{\max} imaju isopentane i n-pentane koji iznose 0.3375 W/€ i 0.3361 W/€. Radni fluidi koji imaju najviši W_{net} , na primjer R290 ($\Delta T = 23.3 \text{ }^\circ\text{C}$) postižu najniže vrijednosti NPI_{\max} . Prema tome isto se može zaključiti i za ostale radne fluide koji postižu visoke vrijednosti W_{max} . Razlog tome je jer takvi radni fluidi pri visokim vrijednostima W_{max} postižu visoke vrijednosti ukupnih troškova C_{tot} , te na taj način odlične termodinamičke performanse su ekonomski neprofitabilne.

Dijagrami na slikama 38. i 39. prikazuju utjecaj temperature kondenzacije T_C i tlaka kondenzacije P_C na NPI . Kako se temperatura kondenzacije T_C i tlak kondenzacije P_C odnosno izlazni tlak iz turbine povećavaju, smanjuju se vrijednosti W_{net} i povećavaju vrijednosti I_{plant} za svaki od korištenih radnih fluida.



Slika 38. Utjecaj temperature T_C na vrijednosti NPI

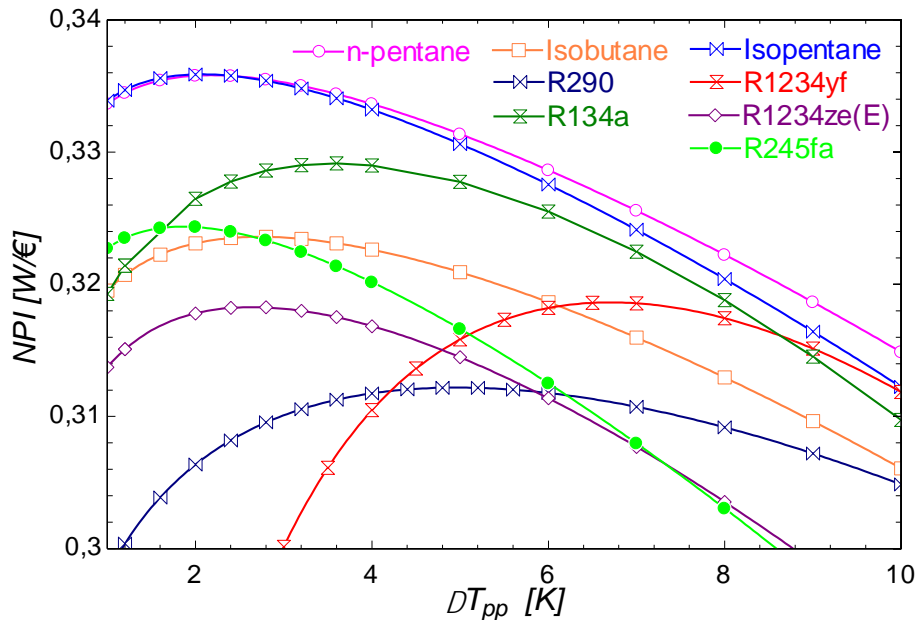


Slika 39. Utjecaj temperature T_C na vrijednosti NPI

Što je temperatura kondenzacije T_C i tlak kondenzacije P_C niži, manja je temperaturna razlika između radnog fluida i okolišnog zraka koji se koristi za hlađenje kondenzatora. Sa dijagrama na slici 39. vidljivo je da NPI raste porastom temperature T_C i tlaka P_C , doseže maksimum, a zatim pada. Svaki od radnih fluida ima maksimalni NPI_{max} , te optimalne vrijednosti temperature T_C i tlaka P_C na kojima je on postignut. Optimalne vrijednosti prikazane su u tablici 10. Svi radni fluidi imaju slične temperature kondenzacije u vrijednostima od 20.25 °C do 21.25 °C. Isopentane i n-pentane imaju najniže vrijednosti ekonomski optimalnog tlaka kondenzacije (0.7816 bara i 0.582 bara), te imaju najviše vrijednosti NPI_{max} , 0.3375 W/€ i 0.3361 W/€. Najviše vrijednosti ekonomski optimalnog tlaka kondenzacije imaju R290 i R1234yf, 8.603 bara i 6.139 bara uz niže vrijednosti NPI_{max} od 0.316 W/€ i 0.3248 W/€.

Porastom vrijednosti ΔT_{pp} smanjuje se temperatura evaporacije ORC postrojenja što uzrokuje pad W_{net} za sve radne fluide. Uzrok tome je što stanje geotermalnog izvora ostaje nepromijenjeno kao i temperatura u kondenzatoru. U isto vrijeme porast ΔT_{pp} uzrokuje smanjenje I_{plant} . Vrijednosti NPI -a rastu za sve radne fluide, dosežu maksimalnu vrijednost, nakon koje vrijednosti NPI -a padaju s porastom ΔT_{pp} . Za svaki radni fluid postoji vrijednost $\Delta T_{pp,opt}$ koja daje maksimalne vrijednosti NPI -a. Isopentane, n-pentane, R245fa, isobutene i R1234ze(E) postižu optimalnu temperaturu $\Delta T_{pp,opt}$ na vrijednosti od 2 °C. Jedino R1234yf postiže maksimum na 6.8 °C odnosno R290 na temperaturi od 5.2 °C kao što je prikazano na slici 40.

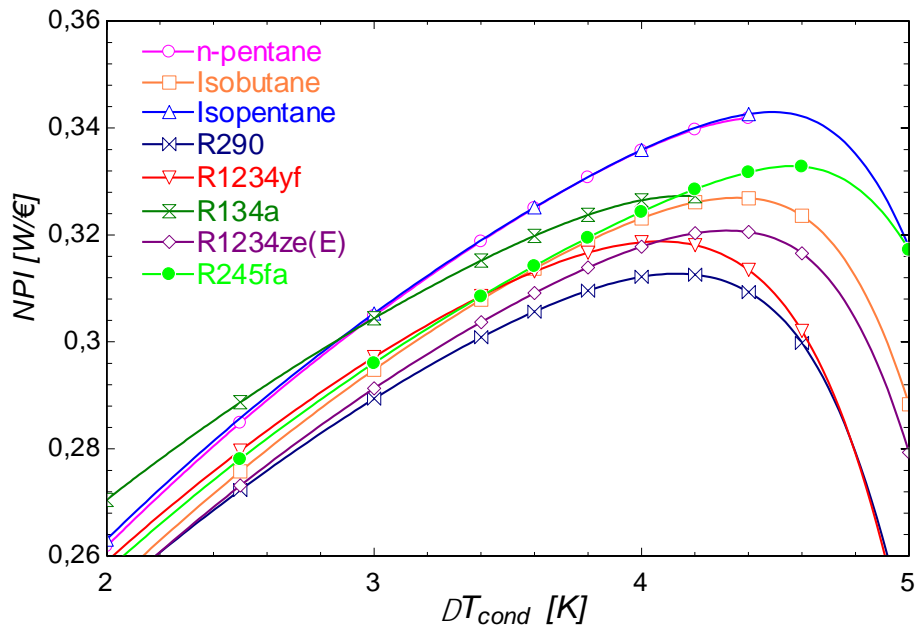
Za optimalne ekonomske vrijednosti temperature isparavanja T_E , temperature kondenzacije T_C i temperaturne razlike u ΔT_{cond} dobiveni su dijagrami na slici 40., koji opisuju promjenu vrijednosti NPI u donosu na varijaciju ΔT_{pp} .



Slika 40. Utjecaj ΔT_{pp} na vrijednosti NPI

Slika 41. opisuje rezultate parametarske analize utjecaja ΔT_{cond} na vrijednosti NPI. Kako se ΔT_{cond} povećava, W_{net} ostaje konstantan za svaki od radnih fluida u geotermalnoj elektrani s ORC-om. Temperatura radnog fluida u kondenzatoru T_C tijekom analize držana je konstantnom, zbog čega promjena ΔT_{cond} ne utječe na vrijednost W_{net} . Prema tome samo promjena ΔT_{cond} ima utjecaj na ekonomsku učinkovitost ORC postrojenja. Vrijednost NPI-a blago raste te doseže maksimum nakon kojega se kod svih radnih fluida događa oštar pad. Maksimalne vrijednosti NPI-a u ovisnosti od ΔT_{cond} jasno su vidljive za svaki od radnih fluida. Optimalne vrijednosti za sve fluide su na vrijednosti oko 4 °C, te ponovno isopentane i n-pentane postižu najviše vrijednosti NPI-a.

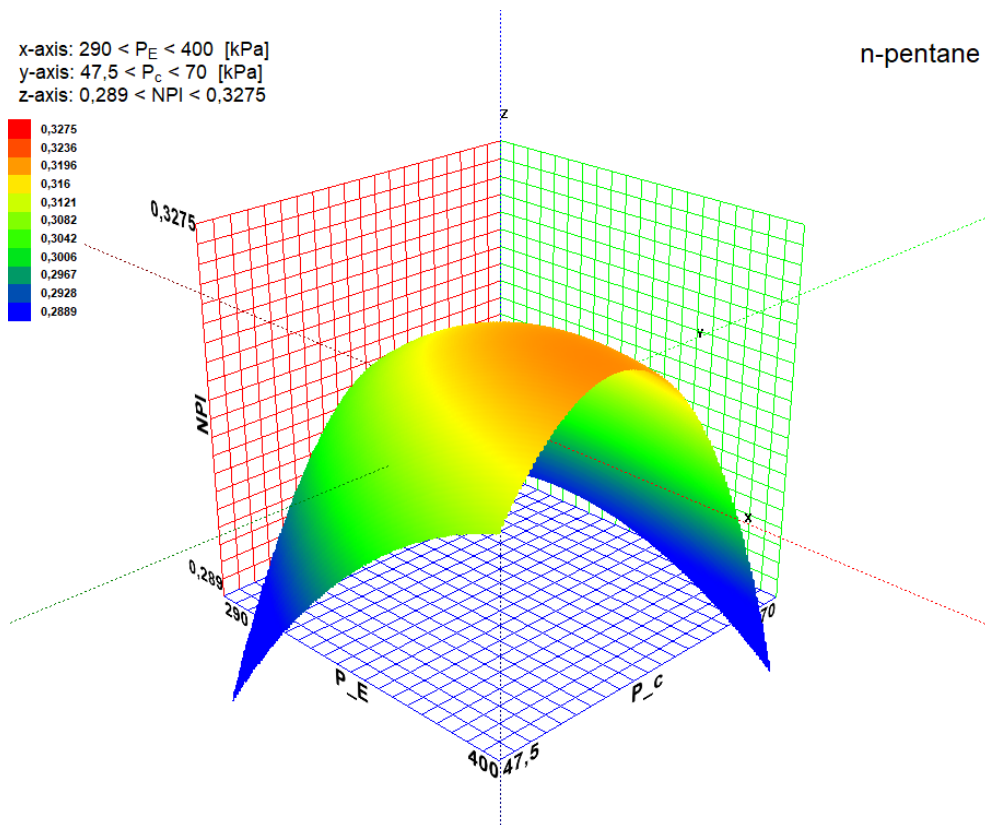
Za optimalne ekonomske vrijednosti temperature isparavanja T_E , temperature kondenzacije T_C i temperaturne razlike u ΔT_{pp} dobiveni su dijagrami na slici 41., koji opisuju promjenu vrijednosti NPI u donosu na varijaciju ΔT_{cond}



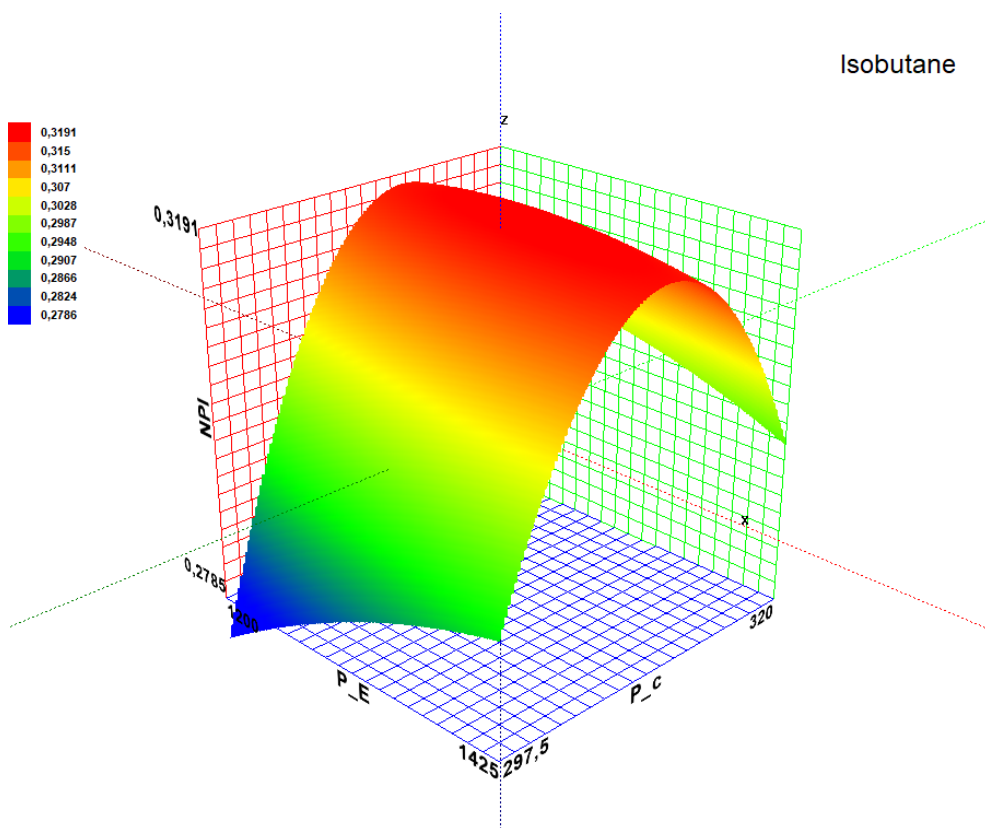
Slika 41. Utjecaj ΔT_{cond} na vrijednosti NPI

Dijagrami na slikama od 42. do 49. prikazuju rezultate ekonomske analize koji su dobiveni traženjem maksimalnih vrijednosti NPI_{max} korištenjem ekonomski optimalnih temperaturnih razlika za isparivač ΔT_{pp} i kondenzator ΔT_{cond} , pri čemu su slobodne varijable T_E i T_C . Rezultati su prikazana 3D dijagramima za svaki od radnih fluida.

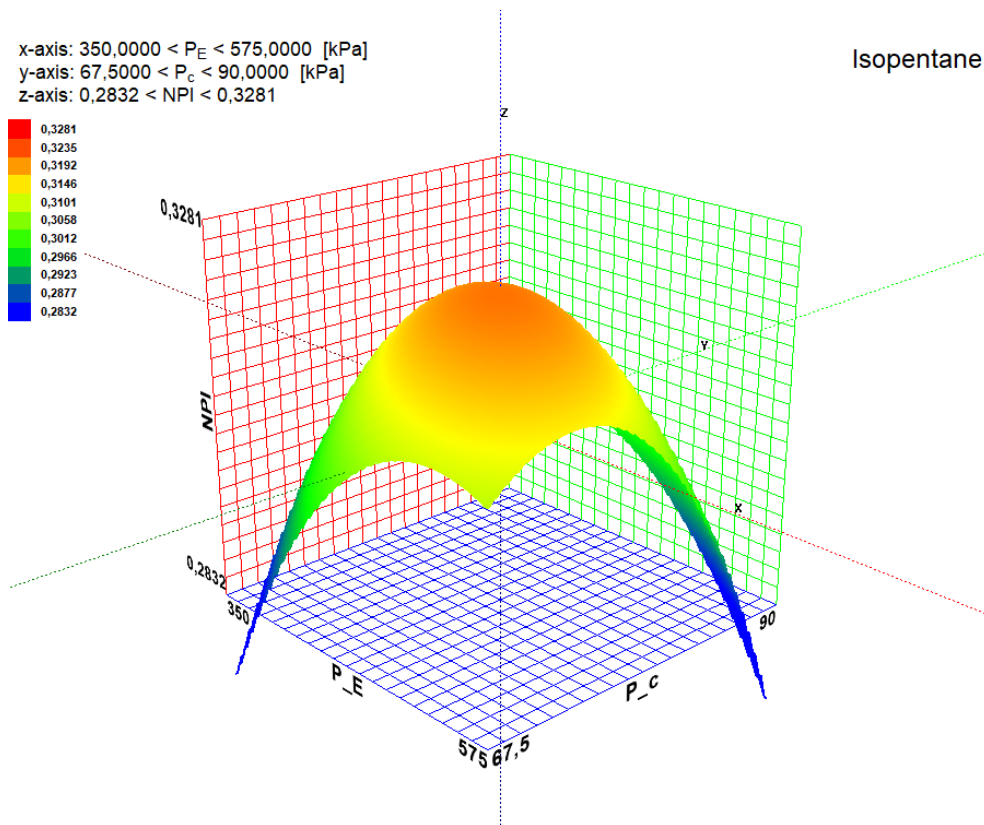
Dijagrami na slikama od 50. do 57. prikazuju rezultate ekonomske analize koji su dobiveni traženjem maksimalnih vrijednosti NPI_{max} korištenjem ekonomski optimalnih temperaturnih razlika za isparivač ΔT_{pp} i kondenzator ΔT_{cond} , pri čemu su slobodne varijable T_E i T_C . Rezultati su prikazana 3D dijagramima za svaki od radnih fluida.



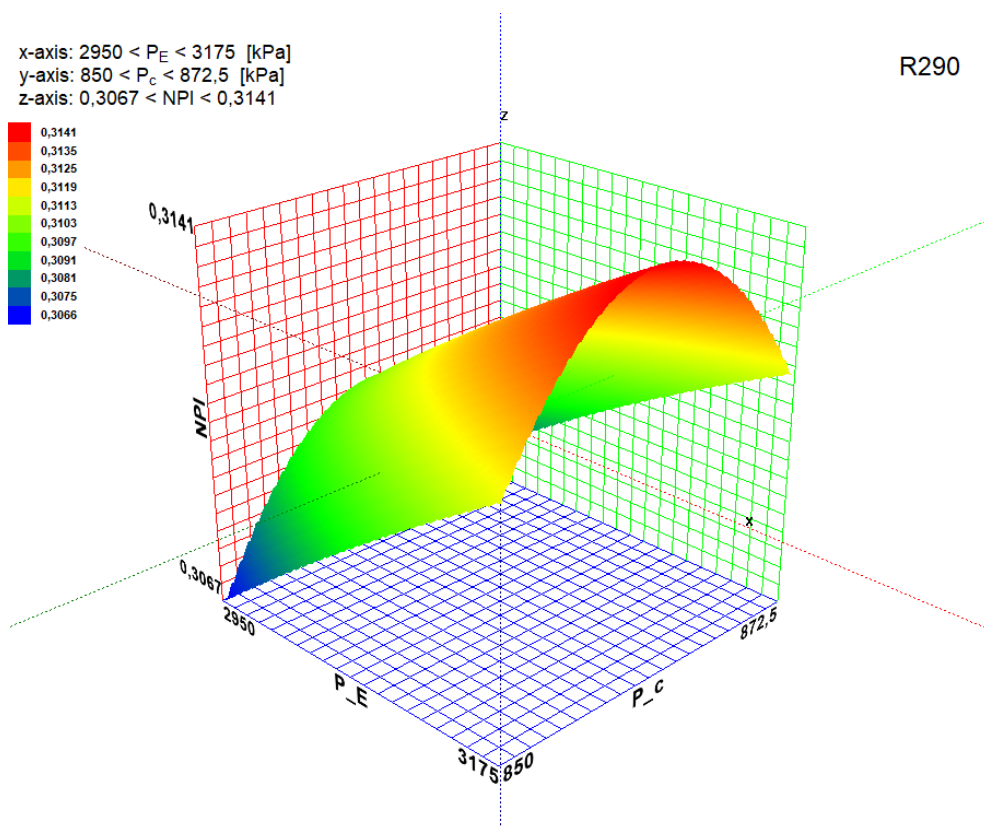
Slika 42. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za n-pentane



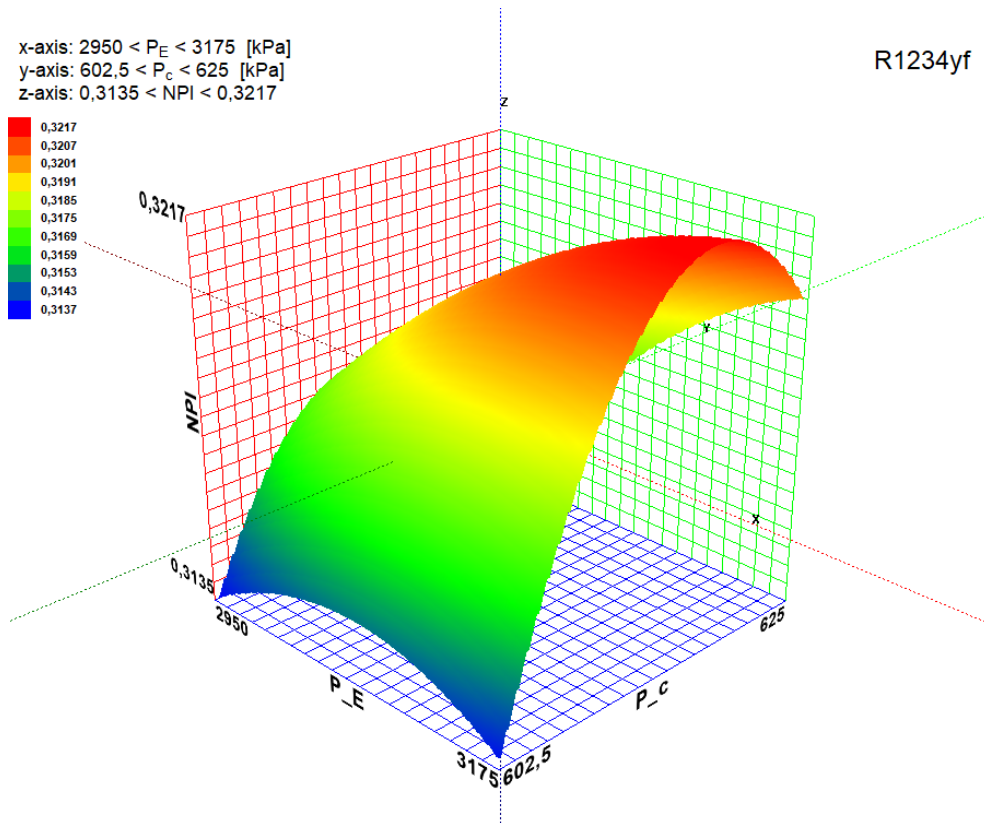
Slika 43. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za isobutane



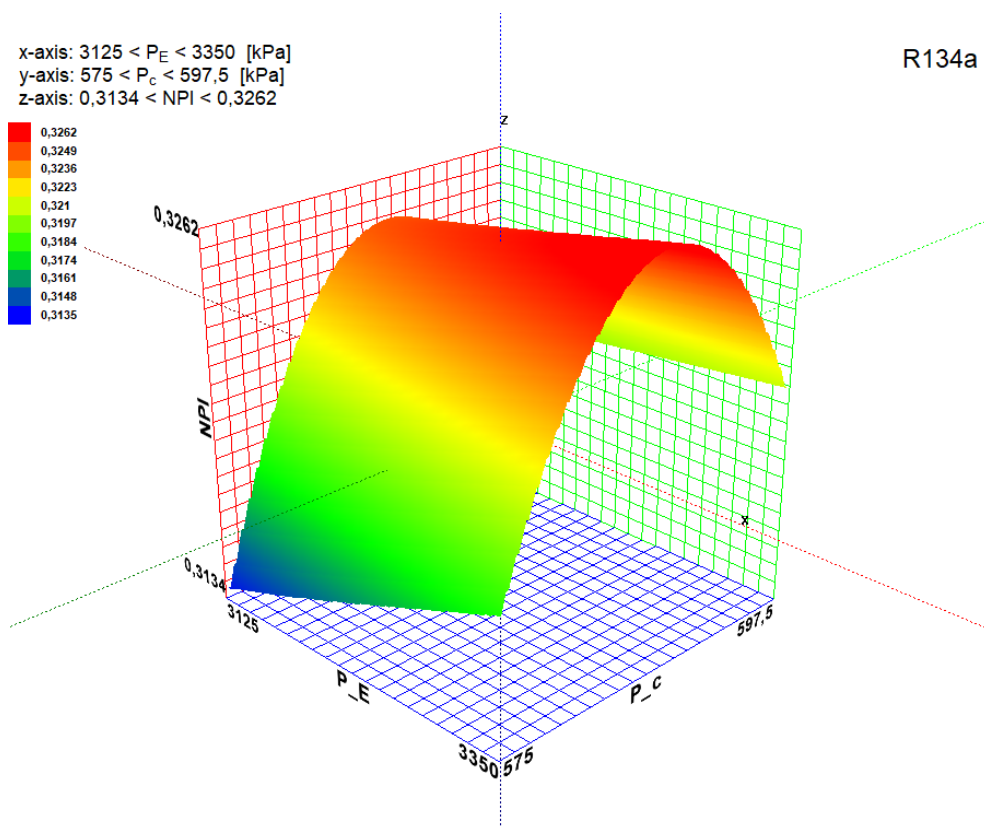
Slika 44. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za isopentane



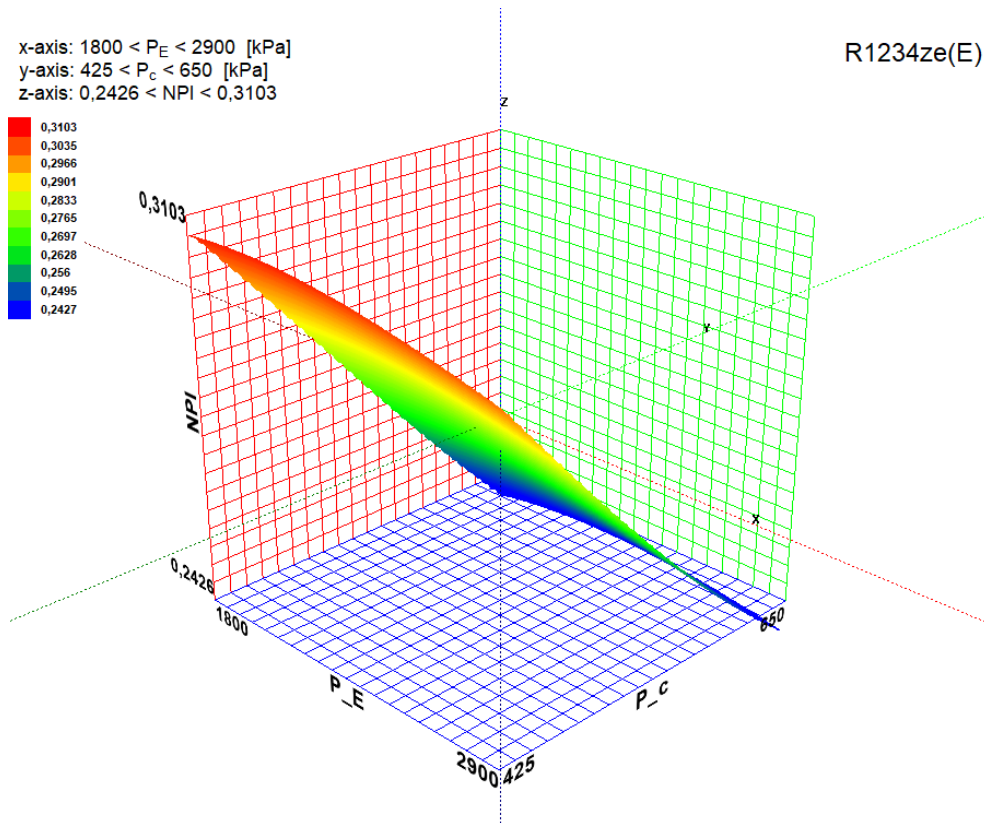
Slika 45. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R290



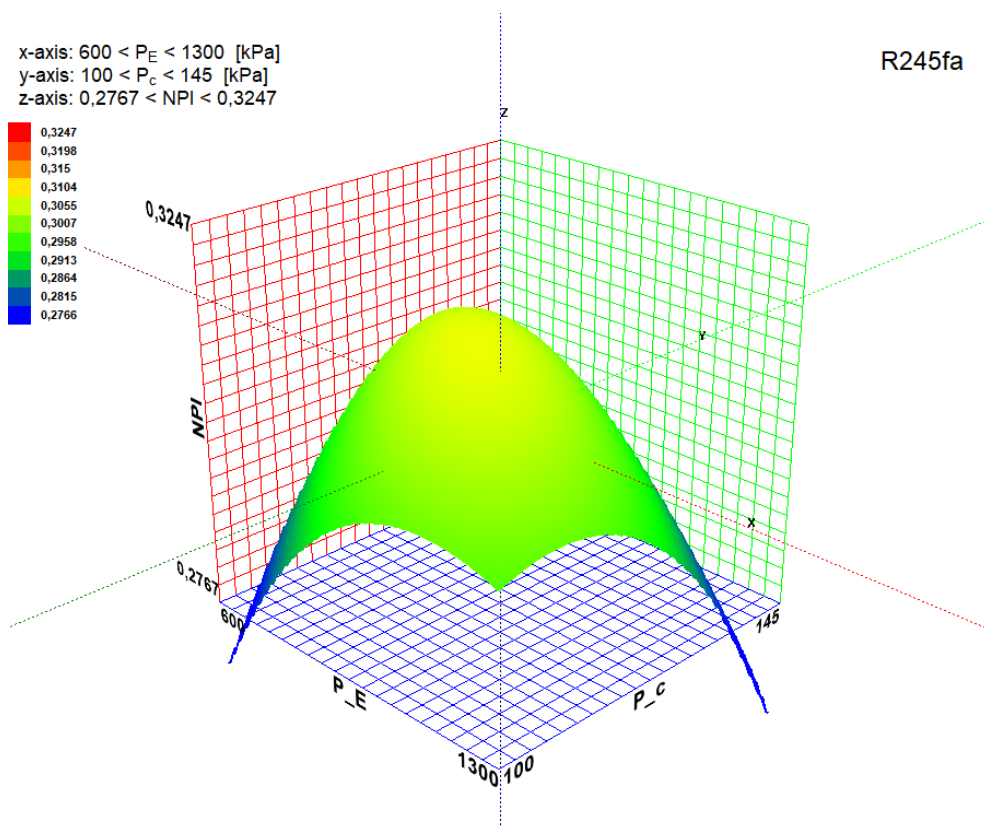
Slika 46. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R1234yf



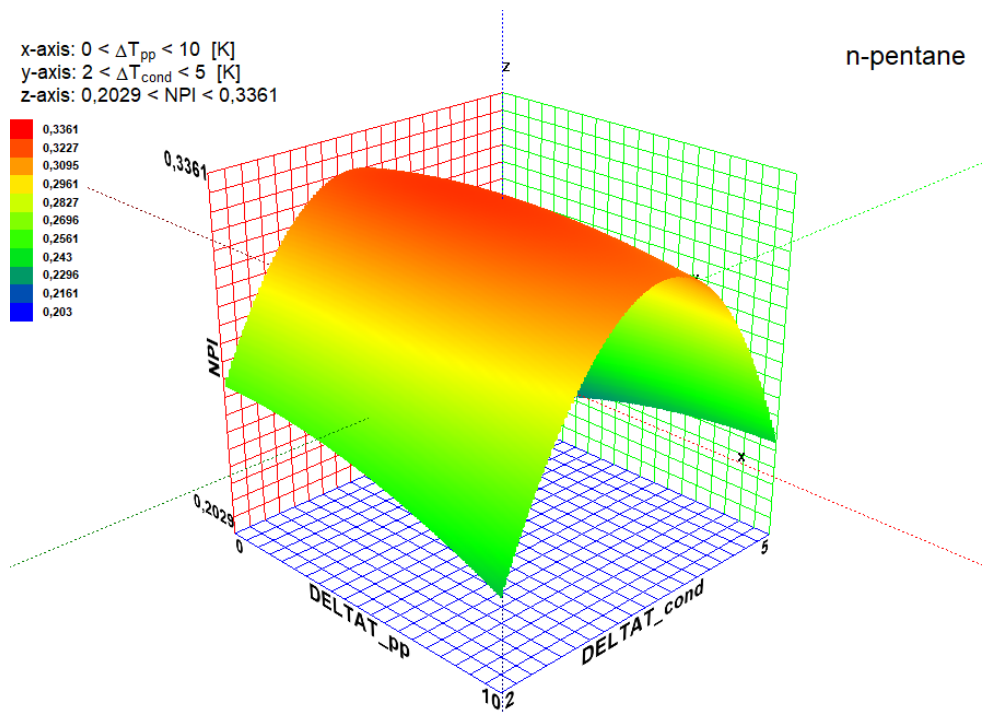
Slika 47. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R134a



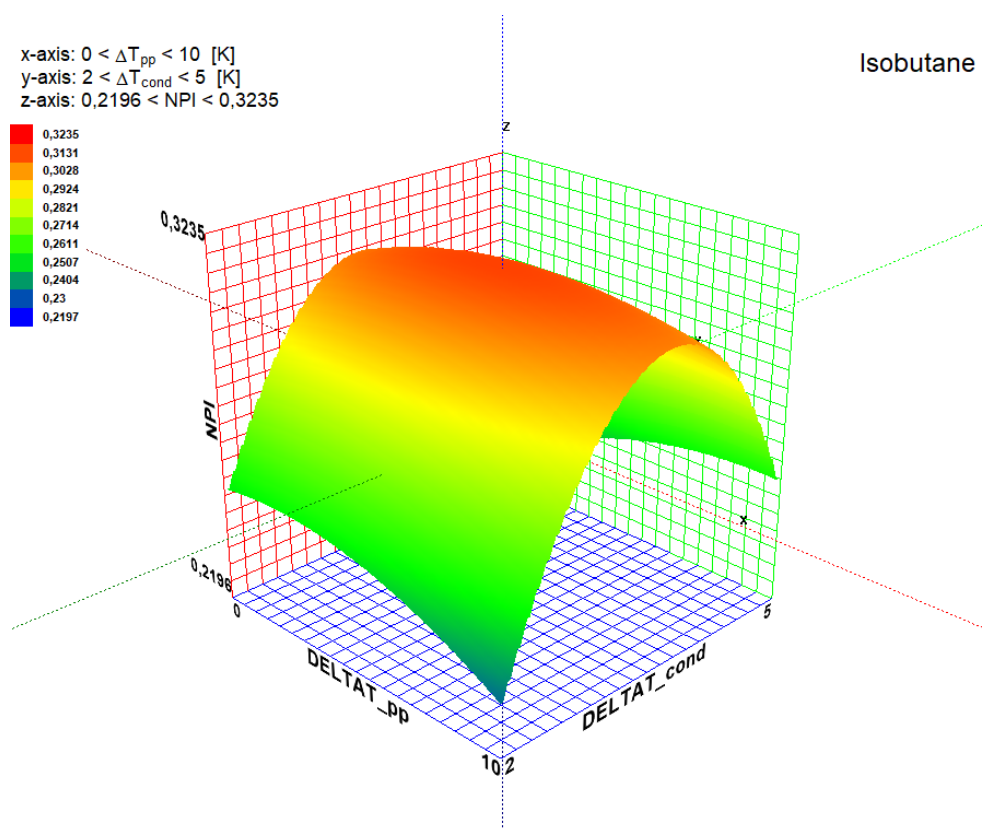
Slika 48. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R1234ze(E)



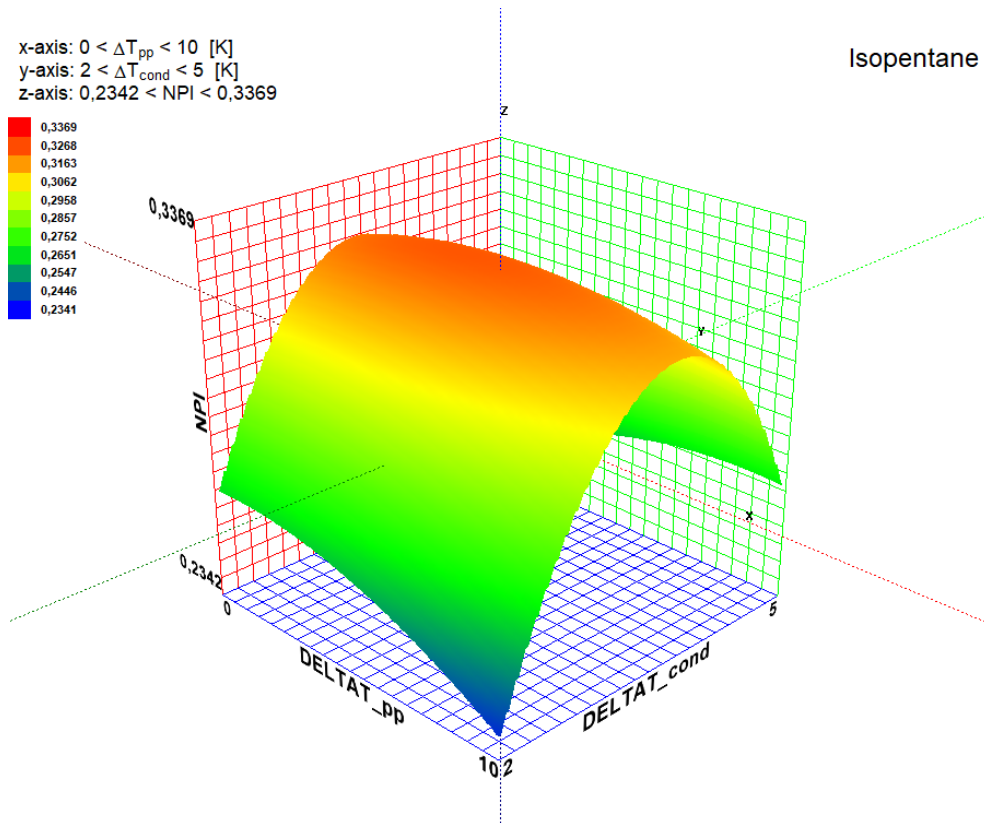
Slika 49. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R245fa



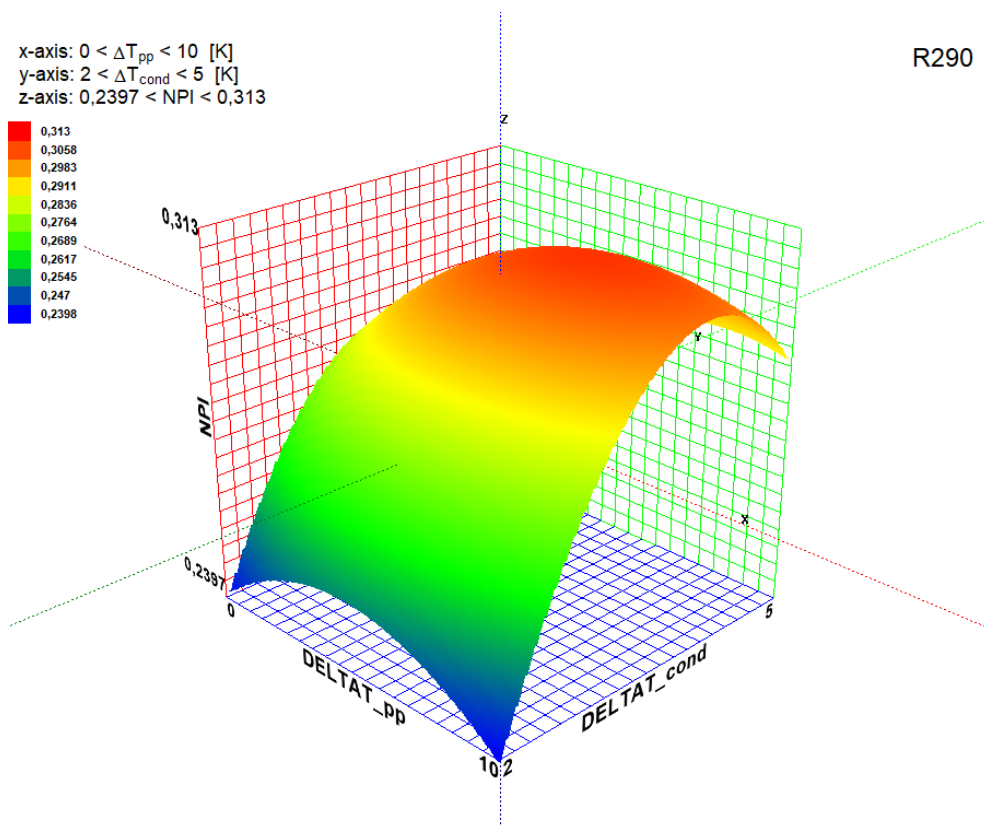
Slika 50. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za n-pentane



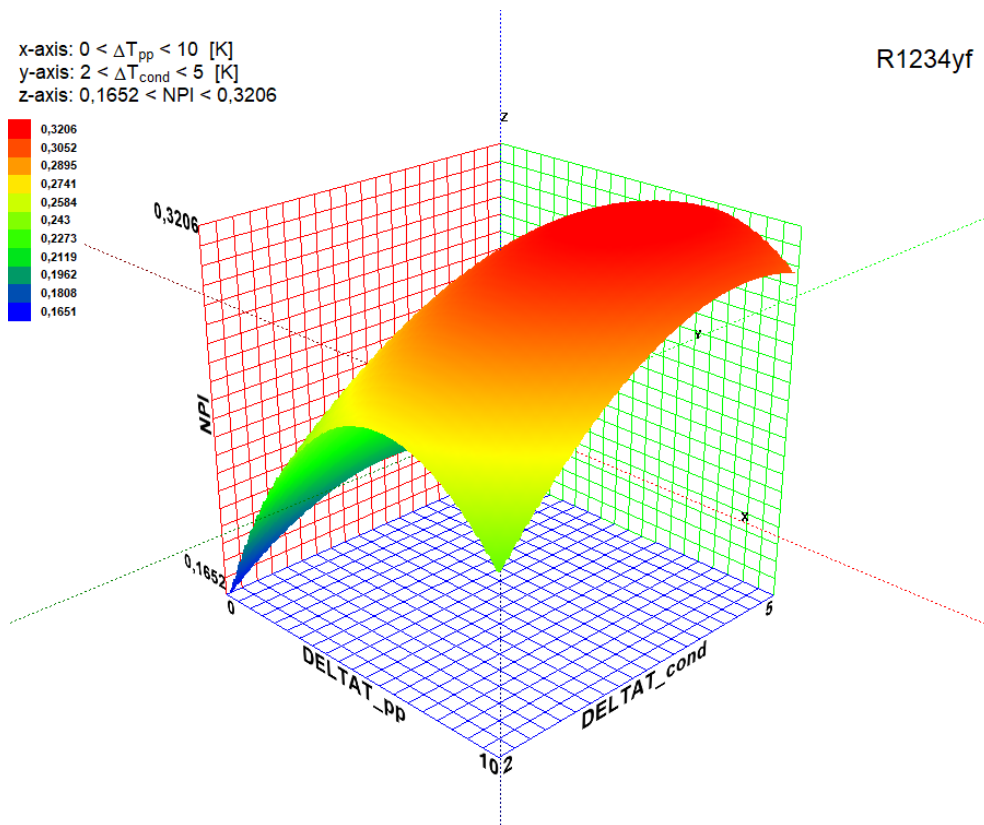
Slika 51. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za isobutane



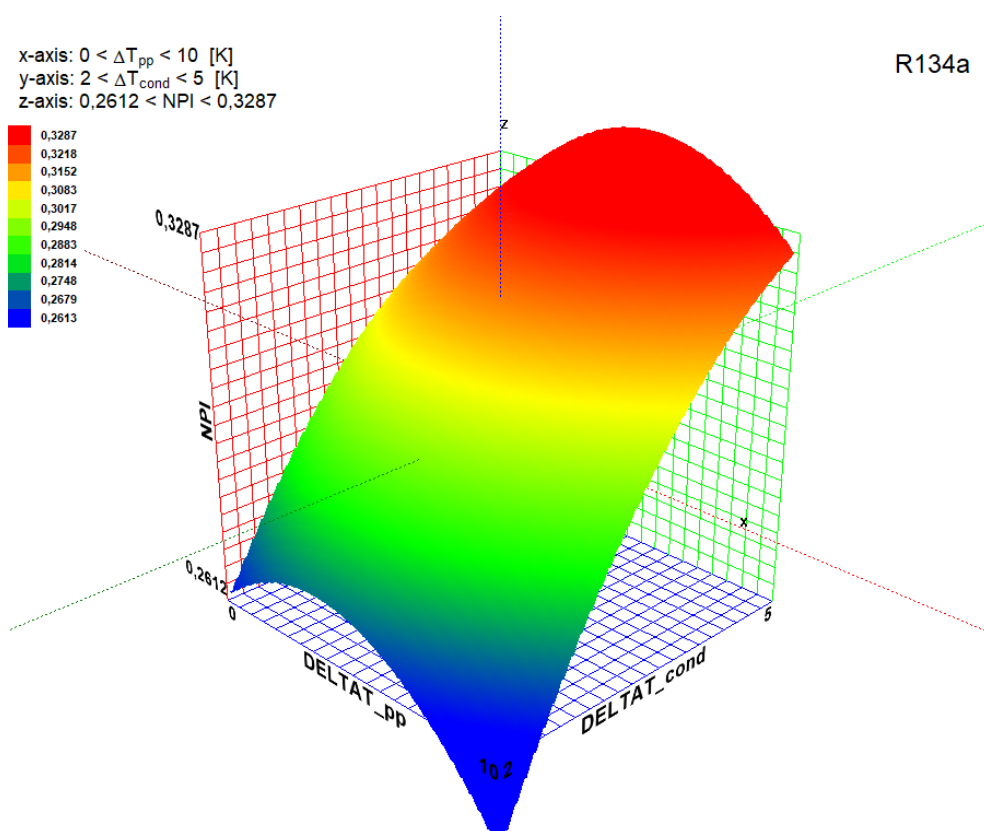
Slika 52. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za isopentane



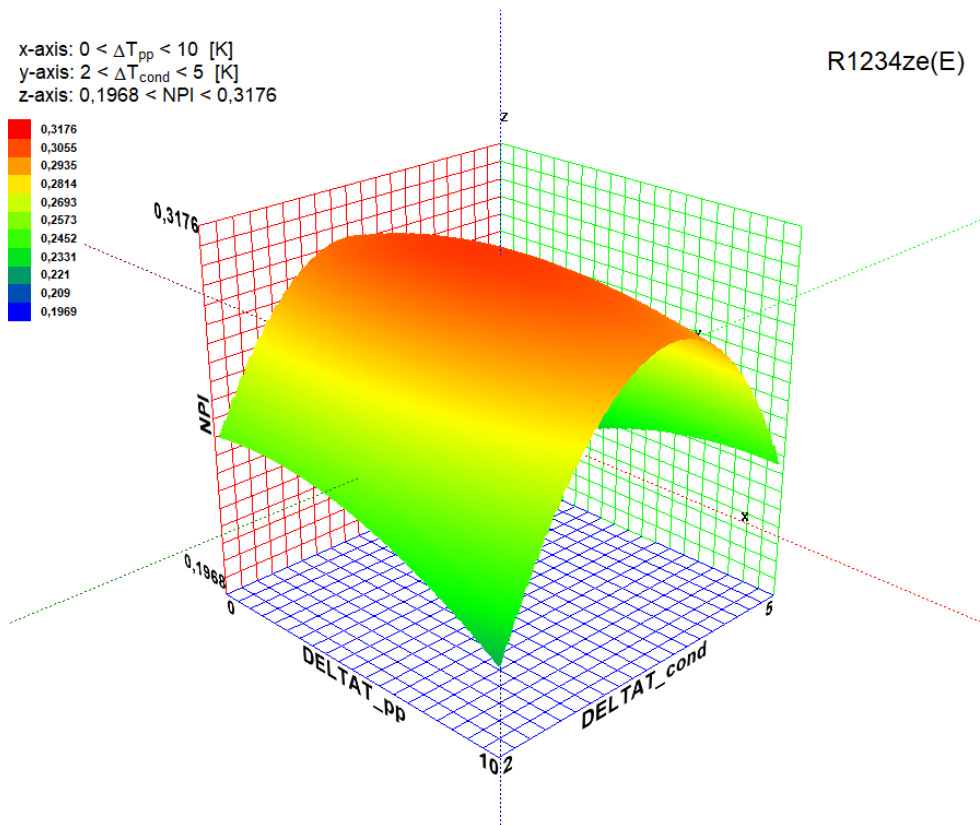
Slika 53. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R290



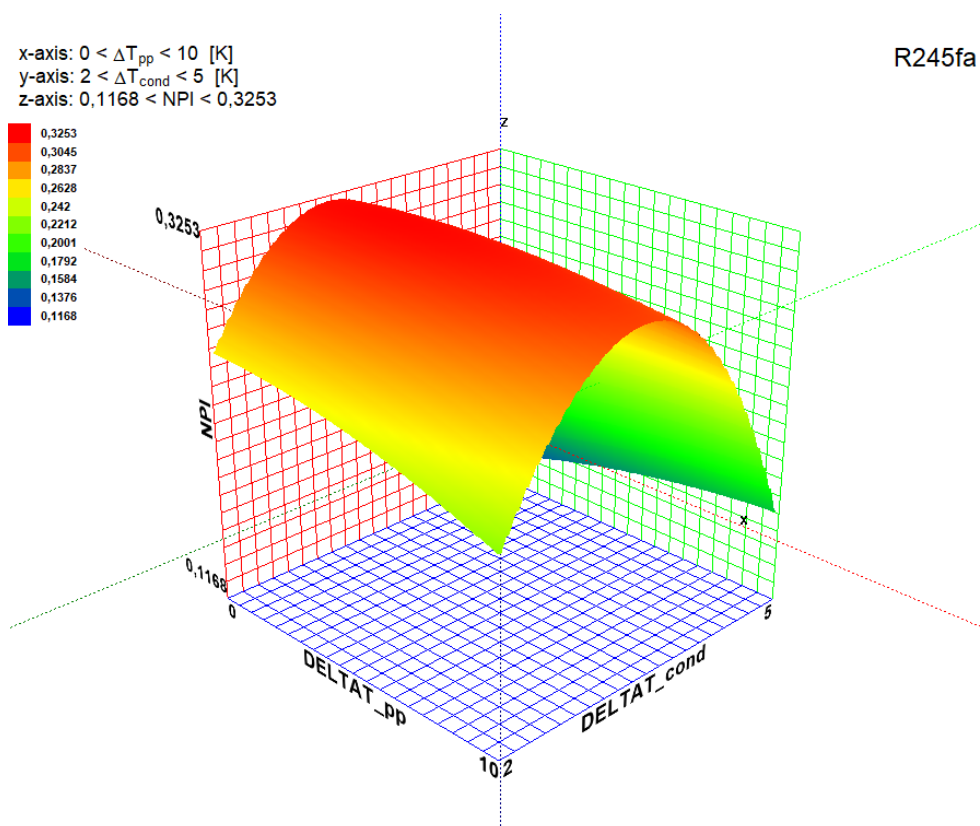
Slika 54. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R1234yf



Slika 55. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R134a



Slika 56. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R1234ze(E)



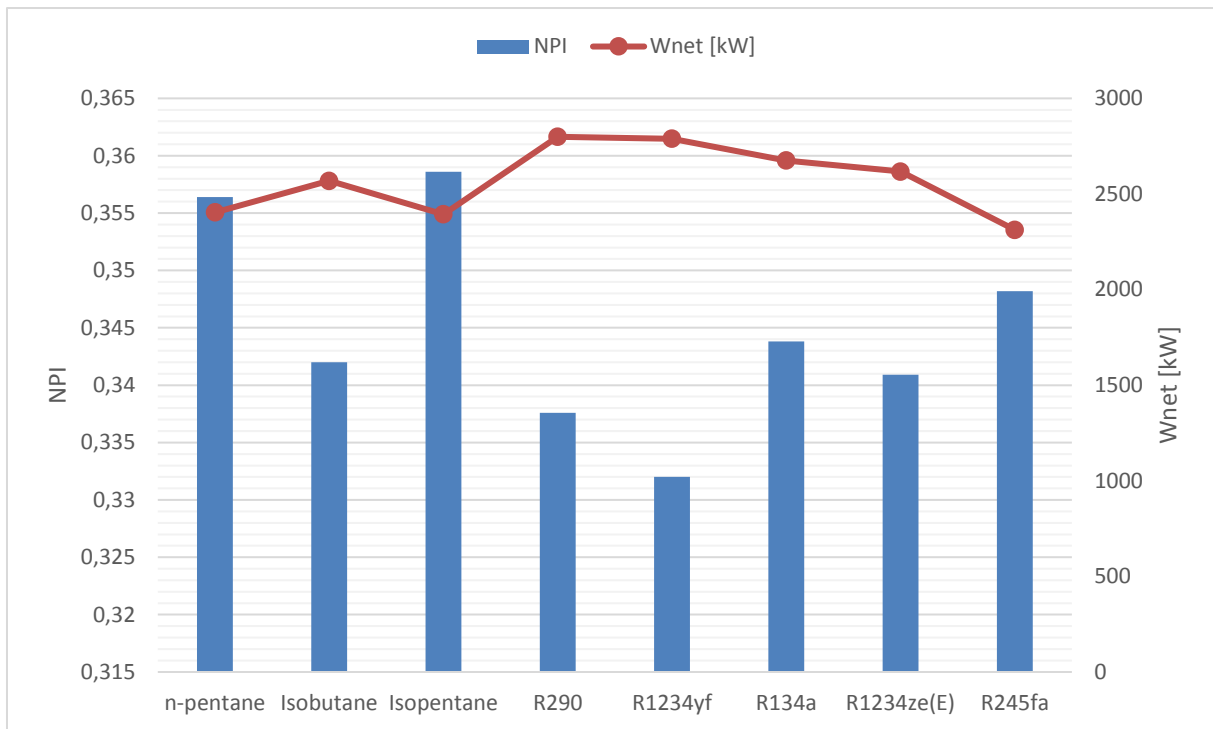
Slika 57. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R245fa

Ekonomska optimizacija provedena za sve analizirane radne fluide sa slobodnim varijablama optimizacije T_E , T_C , odnosno njihovim pripadajućim tlakovima, te ΔT_{pp} , ΔT_{cond} , uz granice optimizacije prema vrijednostima u tablici 9. Prema tablici 12. vidljivo je da najviše vrijednosti NPI -a postiže isopentane za vrijednosti slobodnih varijabli. Maksimalnu snagu W_{net} postiže R290 ali uz nešto niže vrijednosti NPI -a. Iz tablice i dijagrama na slikama od 58 do 60 vidljivo je da radni fluidi s nižim radnim tlakovima u isparivaču i u kondenzatoru imaju više vrijednosti NPI -a, dok oni s nižim vrijednostima zbog funkcije cijene komponenti koja ovisi o radnom tlaku imaju niže vrijednosti NPI -a. Temperatura isparavanja kreće se od 352,8 K za n-pentane i isobutane do 361,5 K za R134a. Temperaturna razlika svih fluida kreće se unutar 9 K, dok je razlika u tlakovima znatno veća. Za temperaturu kondenzatora se može primijetiti da se optimalna temperatura za sve radne fluide nalazi unutar 2 K razlike, kao i vrijednosti ΔT_{cond} koje su približne za sve radne fluide i teže prema gornjim graničnim vrijednostima.

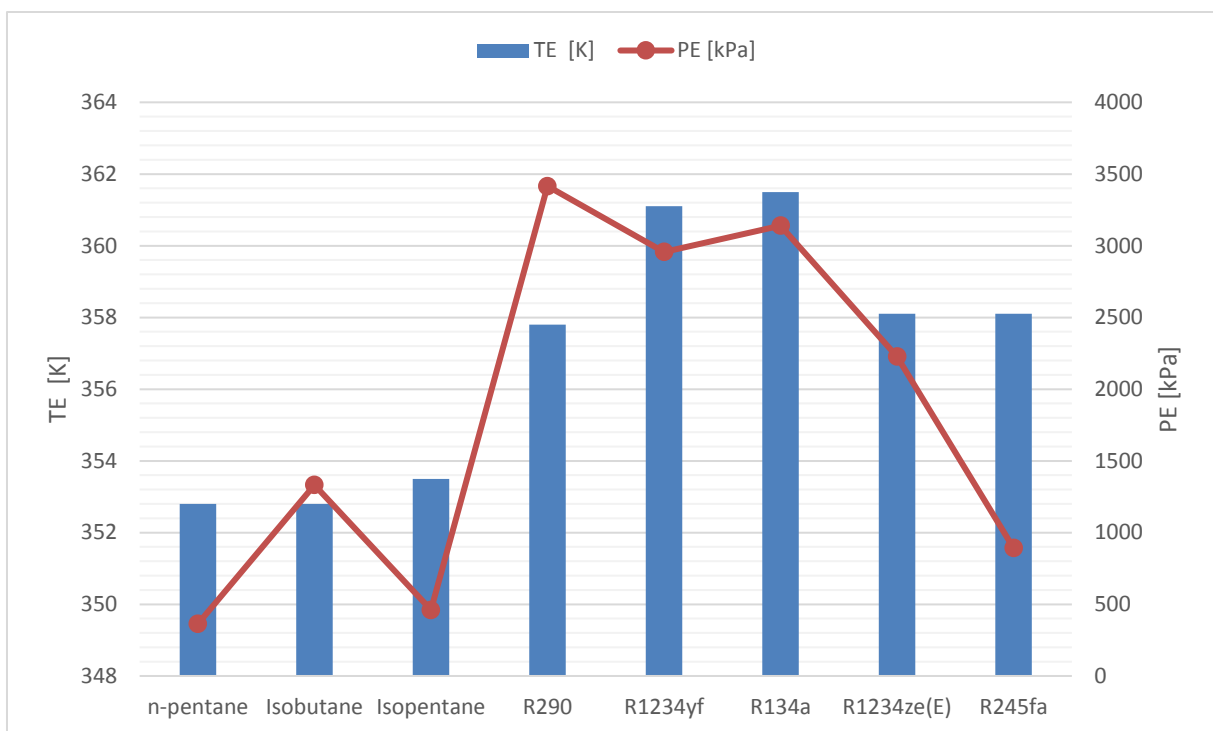
Tablica 12. Rezultati genetskog algoritma za maksimalni NPI

Radni fluid	T_E [K]	T_C [K]	P_E [kPa]	P_c [kPa]	ΔT_{cond} [K]	ΔT_{pp} [K]	W_{net} [kW]	I_{plant} [kW]	NPI
n-pentane	352,8	295,4	363,7	62,16	5.562	2.181	2404	3756	0,3564
Isobutane	352,8	295,4	1332	323	5.562	2.181	2569	3591	0,342
Isopentane	353,5	295,7	460,2	83,93	5.905	2.471	2394	3766	0,3586
R290	357,8	296	3416	901,3	5.897	3.392	2799	3361	0,3376
R1234yf	361,1	297,6	2957	671,8	5.942	6.244	2789	3371	0,332
R134a	361,5	295,3	3140	611,4	5.381	3,72	2675	3485	0,3438
R1234ze(E)	358,1	296	2227	468,2	5.948	2.982	2617	3543	0,3409
R245fa	358,1	296	892,9	136,3	5.948	2.982	2313	3846	0,3482

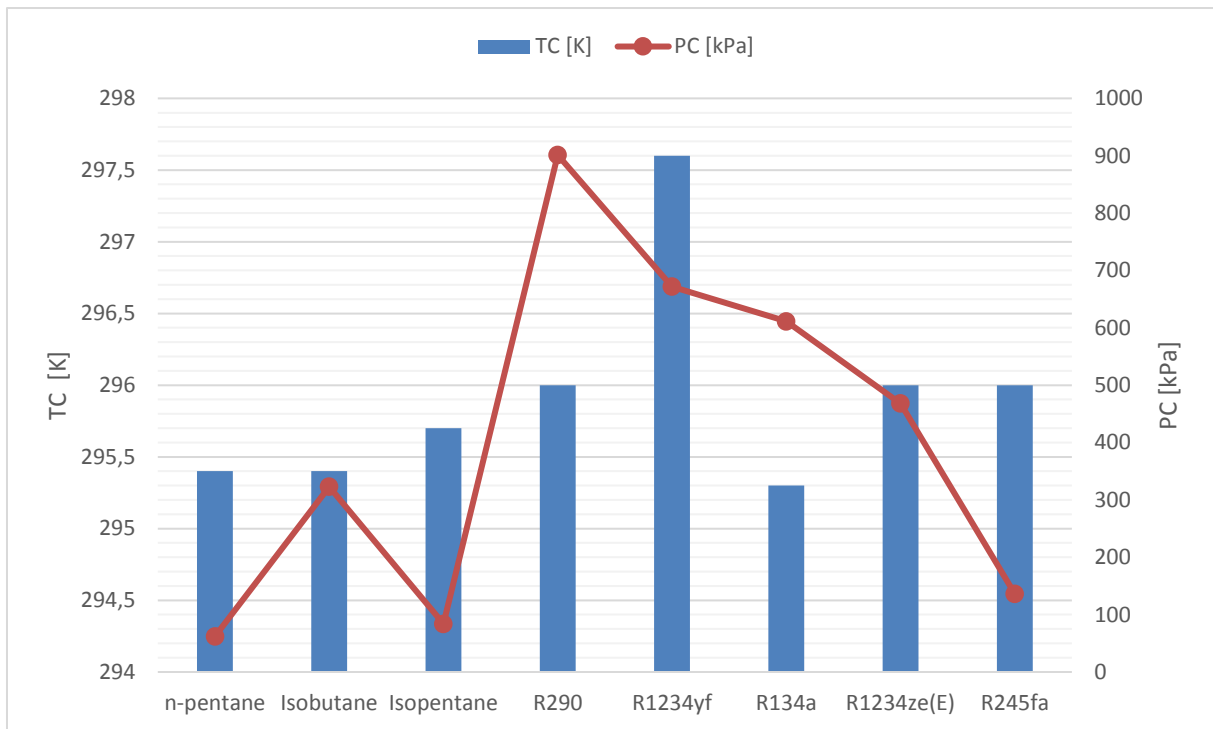
Dijagrami na slikama od 58. do 61., grafički prikazuju usporedbene vrijednosti za svaki od radnih fluida. Dijagram na slici 58. prikazuje vrijednosti NPI -a i W_{net} za svaki radni fluid. Dijagram na slici 59. prikazuje vrijednosti temperatura isparavanja i tlakova isparavanja za svaki od radnih fluida. Dijagram na slici 60. prikazuje vrijednosti temperature i tlaka kondenzacije za svaki od fluida. Dijagram na slici 61. prikazuje optimalne vrijednosti temperatura ΔT_{pp} i ΔT_{cond} .



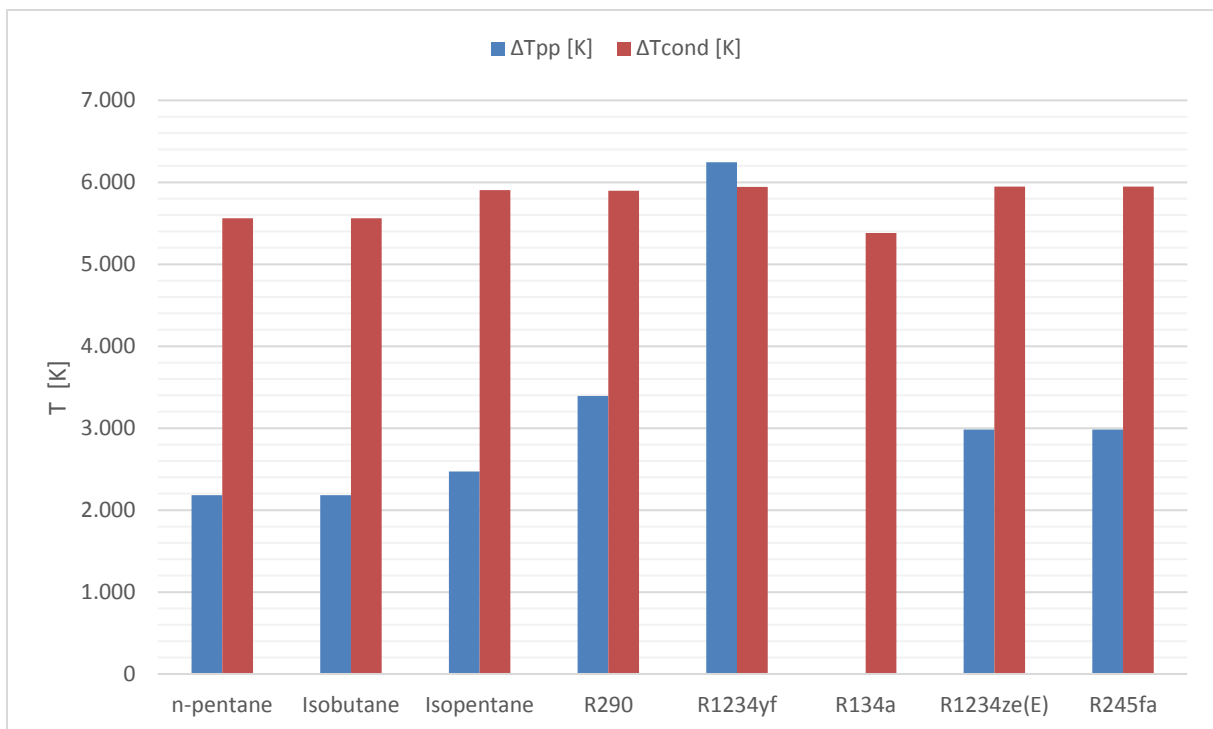
Slika 58. Vrijednosti NPI -a i W_{net}



Slika 59. Optimalne vrijednosti temperature i tlaka isparavanja

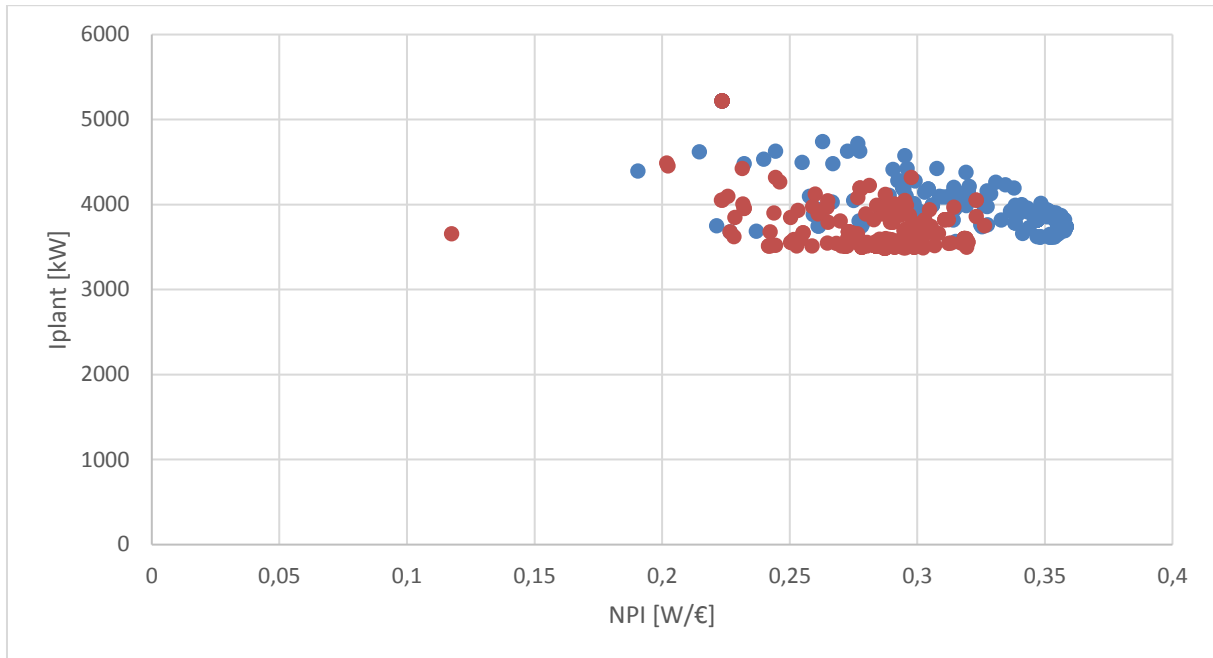


Slika 60. Optimalne vrijednosti temperature i tlaka u kondenzatoru

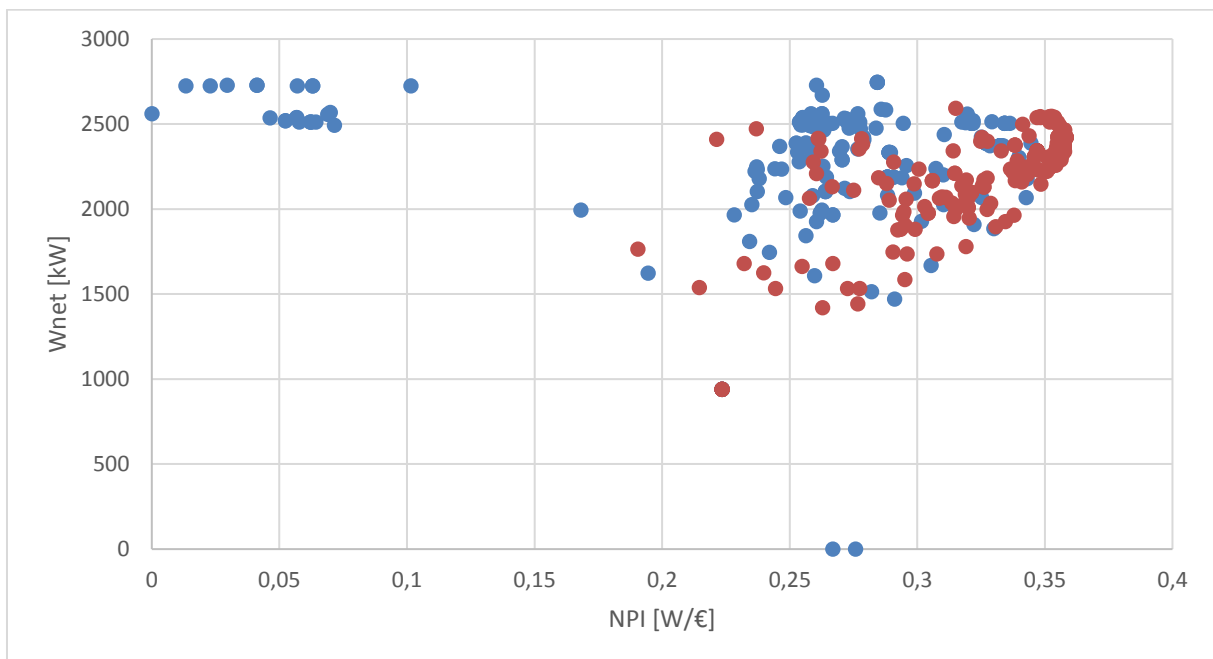


Slika 61. Optimalne vrijednosti temperatura ΔT_{pp} i ΔT_{cond}

Dijagrami na slikama 62. i 63 prikazuju vrijednosti svih rezultata genetskog algoritma, plavo su označene vrijednosti rezultata za maksimalne vrijednosti funkcije NPI , dok su crveno označene vrijednosti rezultata kada se tražila minimalna vrijednost I_{plant} , odnosno maksimalna vrijednost W_{net} na dijagramu sa slike 63.



Slika 62. Rezultati genetskog algoritma za isopentane (min I_{plant} , max NPI)



Slika 63. Rezultati genetskog algoritma za isopentane (max W_{net} , max NPI)

6. ZAKLJUČAK

U ovome radu provedena je termodinamička i ekonomska analiza i optimizacija geotermalne elektrane s organskim Rankineovim ciklusom za niskotemperaturni geotermalni izvor Rečica u blizini Karlovca. Za ekonomsku analizu korišten je parametar NPI koji predstavlja omjer snage W_{net} i ukupne cijene troška geotermalnog postrojenja C_{tot} . Analiza i optimizacija je provedena sa osam radnih fluida u ovisnostima o parametrima T_E odnosno P_E , T_C odnosno P_C , ΔT_{pp} i ΔT_{cond} . U procesu odabira radnog fluida bitnu ulogu ima temperaturna razlika između temperature geotermalnog fluida i kritične temperature radnog fluida ΔT . Radni fluidi koji imaju kritičnu temperaturu nižu od temperature geotermalnog izvora postižu najviše vrijednosti neto snage $W_{net,max}$, ali imaju najlošije ekonomske isplativosti. Radni fluidi čija je kritična temperatura viša od temperature geotermalnog izvora postižu veće vrijednosti NPI_{max} , ali uz relativno niske vrijednosti $W_{net,max}$. Za ORC postrojenje za geotermalni izvor Rečica, gdje je temperatura geotermalne vode 120 °C, n-pentane i isopentane postižu najbolje ekonomske vrijednosti, dok R1234yf i R290 postižu najviše termodinamičke vrijednosti. Optimizacijom se pokazalo da svi radni fluidi postižu ekonomski optimalne rezultate pri sličnim parametarskim vrijednostima, te da su vrijednosti NPI slične za grupe radnih fluida sa sličnim kritičnim temperaturama.

POPIS SLIKA

Slika 1. Temperaturni gradijent [5]	3
Slika 2. Grafički prikaz instalirane snage i proizvedene električne energije.....	5
Slika 3. Geotermalni potencijal u svijetu [9].....	6
Slika 4. Geološka područja Republike Hrvatske [10]	6
Slika 5. Geotermalni gradijent Međimurske županije [11]	7
Slika 6. Geotermalni izvori u Republici Hrvatskoj [12].....	8
Slika 7. Shematski geološki profil bušotina Ka-2 i Ka-3 [13]	11
Slika 8. Tehnologije za iskorištavanje geotermalne topline prema temperaturi geotermalnog izvora i snazi postrojenja [3]	14
Slika 9. Geotermalna elektrana sa suhom parom [3].....	15
Slika 10. Geotermalna elektrana s dvostrukim isparavanjem [3].....	15
Slika 11. Geotermalna elektrana s binarnim ciklusom	16
Slika 12. Područja primjene ORC [16].....	17
Slika 13. Shema jednostavnog ORC s T-s dijagramom [17].....	18
Slika 14. Shema regenerativnog ORC s T-s dijagramom [17].....	19
Slika 15. „Shell and tube“ izmjenjivač topline [16]	20
Slika 16. „Hairpin shell and tube“ izmjenjivač topline	20
Slika 17. Vodom hlađeni kondenzator [16].....	21
Slika 18. Zrakom hlađeni kondenzator [16].....	22
Slika 19. Rekuperator [16]	23
Slika 20. Područja primjene komercijalnih turbina [16]	24
Slika 21. Tipovi volumetričkih strojeva	25
Slika 22. Nagib krivulje zasićenja [7]	27
Slika 23. ASHRAE 34 grupe.....	29
Slika 24. Shematski prikaz analiziranog ORC-a s pripadajućim T-s dijagramom.....	31
Slika 25. ORC komponenta - pumpa.....	33
Slika 26. ORC komponenta - predgrijač	34
Slika 27. ORC komponenta - isparivač	35
Slika 28. ORC komponenta - turbina	36
Slika 29. ORC komponenta - kondenzator	37
Slika 30. Dimenzije izmjenjivača topline [27]	39
Slika 31. Dimenzije kondenzatora [26]	40

Slika 32. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti W_{net}	54
Slika 33. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti W_{net}	54
Slika 34. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti I_{plant}	55
Slika 35. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti I_{plant}	55
Slika 36. Utjecaj temperature T_E na vrijednosti NPI	56
Slika 37. Utjecaj tlaka P_E na vrijednosti NPI	56
Slika 38. Utjecaj temperature T_C na vrijednosti NPI	57
Slika 39. Utjecaj temperature T_C na vrijednosti NPI	58
Slika 40. Utjecaj ΔT_{pp} na vrijednosti NPI	59
Slika 41. Utjecaj ΔT_{cond} na vrijednosti NPI	60
Slika 42. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za n-pentane	61
Slika 43. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za isobutane	61
Slika 44. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za isopentane	62
Slika 45. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R290.....	62
Slika 46. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R1234yf	63
Slika 47. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R134a.....	63
Slika 48. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R1234ze(E).....	64
Slika 49. Utjecaj tlaka P_E i P_C na vrijednosti NPI za R245fa	64
Slika 50. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za n-pentane	65
Slika 51. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za isobutane	65
Slika 52. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za isopentane	66
Slika 53. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R290.....	66
Slika 54. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R1234yf	67
Slika 55. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R134a.....	67
Slika 56. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R1234ze(E).....	68
Slika 57. Utjecaj ΔT_{pp} i ΔT_{cond} na vrijednosti NPI za R245fa	68
Slika 58. Vrijednosti NPI -a i W_{net}	70
Slika 59. Optimalne vrijednosti temperature i tlaka isparavanja.....	70
Slika 60. Optimalne vrijednosti temperature i tlaka u kondenzatoru	71
Slika 61. optimalne vrijednosti temperatura ΔT_{pp} i ΔT_{cond}	71
Slika 62. Rezultati genetskog algoritma za isopentane ($\min I_{plant}$, $\max NPI$)	72
Slika 63. Rezultati genetskog algoritma za isopentane ($\max W_{net}$, $\max NPI$).....	72

POPIS TABLICA

Tablica 1. Korištenje geotermalnih izvora od 1950. do 2015. godine	4
Tablica 2. Prikaz instalirane snage po regijama	5
Tablica 3. Geotermalni izvori u Republici Hrvatskoj i mogućnosti korištenja	10
Tablica 4. Radni fluidi korišteni u analizi i optimizaciji	28
Tablica 5. Radni fluidi koji se primjenjuju u ORC sustavima	28
Tablica 6. Korelacije korištene za proračun izmjenjivača sa cijevne strane i sa strane plašta.....	38
Tablica 7. Faktori cijene C ekonomskog modela	48
Tablica 8. Koeficijenti za izračun troška komponenti	49
Tablica 9. Granice optimizacijskog algoritma.....	51
Tablica 10. Termodinamički i ekonomski optimalni rezultati	52
Tablica 11. Maksimalne vrijednosti W_{net} prema radnim fluidima.....	53
Tablica 12. Rezultati genetskog algoritma za maksimalni NPI	69

7. POPIS LITERATURE

- [1] Z. Guzović and B. Majcen, "Mogućnosti proizvodnje električne energije u Republici Hrvatskoj iz srednjotemperaturnih geotermalnih izvora ," in *9. međunarodno znanstveno-stručno savjetovanje Energetska i procesna postrojenja i 4. međunarodni forum o obnovljivim izvorima energije*, Dubrovnik, Croatia, 2010.
- [2] Damir Šljivac and Zdenko Šimić. (2018, Sep.) Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva. [Online]. <http://oie.mingorp.hr/UserDocsImages/OIE%20Tekst.pdf>
- [3] Z Guzović, B Martan, and B Majcen, "Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by mean of low temperature geothermal sources," in *21st international symposium on heating, refrigerating and air conditioning*, Zagreb, 2011.
- [4] H. Gupta and S. Roy, *Geothermal Energy: An Alternative Resource for the 21st Century*. Amsterdam: Elsevier Ltd, 2007.
- [5] The Electropaedia. [Online]. https://www.mpoweruk.com/geothermal_energy.htm
- [6] DiPippo R., *Geothermal power plants - principles, applications and case studies.*: Oxford Elsevier Ltd, 2005.
- [7] Z Guzović, P Rašković, and Z Blatarić, "The comparision of a basic and a dual-pressure ORC (Organic Rankine Cycle): Geothermal Power Plant Velika Ciglena case study," *Energy*, vol. 76, pp. 175-186, 2014.
- [8] Ruggero Bertani, "Geothermal Power Generation in the World 2010-2015 Report," in *Proceedings World Geothermal Congress 2015* , Melbourne, 2015.
- [9] Alexander Richter, "Geothermal Energy in Europe and the rest of the World," 2018.
- [10] "A Program of Geothermal Energy Usage in the Republic of Croatia," 1999,.
- [11] Energetki institut Hrvoje Požar, "Geothermal Energy Utilisation Potential in Croatia," Zagreb, 2017.
- [12] D. Lončar, N. Ferdelji, Z. Guzović, "Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by means of geothermal energ," *Energy*, vol. 35, no. 8, pp. 3429-3440, 2010.
- [13] T. Kurevija, Ž. Kljaić, and D. Vulin, "Analysis of geothermal energy exploitation on Karlovac geothermal field," *Nafta*, vol. 61, no. 4, pp. 191-197, 2010.

- [14] Z., Guzović, "Influence of Working Fluid on ORC with Low Temperature Geothermal Source – Case Study Geothermal Power Plant “Babina Greda”," in *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Orlando, Florida, USA, 2014.
- [15] H.A Micak, "Kalina cycle concepts for low temperature geothermal.," *Geothermal Res. Council Trans*, vol. 26, pp. 703-713, 2002.
- [16] Marco Astolfi Ennio Macchi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems - Technologies and Applications.*: Elsevier Ltd, 2017.
- [17] Yongqiang & Zhang, Yaning & Li, Bing-Xi & Yang, Jinfu & Shi, Yang Feng, "Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC)," *Energy Conversion and Management.*, 2015.
- [18] S. Kakac, *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design.*: CRC press, 2002.
- [19] TEMA, *Tema Standardse - The Ninth Edition*. New York, 2007.
- [20] S. Kakac, *Boilers, Evaporators and Condensers.*: Wiley & Sons, 1991.
- [21] Hrvatska enciklopedija. [Online]. www.enciklopedija.hr
- [22] ASHRAE, *ANSI/ASHRAE standard 34-2013 ,Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2013.
- [23] E. Barbier, "Geothermal Energy Technology and Current State: An Overview," *Renewable Sustainable Energy Reviews*, vol. 6, pp. 3-65, 2002.
- [24] J. et al. Vivian, "A General Framework to Select Working Fluid and Configuration of ORCs for ," *Applied Energy*, vol. 156, pp. 727-746, 2015.
- [25] G. Nellis and S., Klein, *Heat Transfer*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2009.
- [26] Peni J. Yekoladio, *Thermodynamic optimization of sustainable energy system.*: University of Pretoria, 2013.
- [27] Y, Pan, M, Bulatov, I, Smith Wang, "Application of intensified heat transfer for the retrofit of heat exchanger network," *Applied Energy*, vol. 89, no. 1, pp. 45-59, 2012.

- [28] A., et al. Toffolo, "A Multi-criteria Approach for the Optimal Selection of Working Fluid and Design Parameters in Organic Rankine Cycle System," *Applied Energy*, vol. 121, pp. 219-232, 2014.
- [29] Bailie RC, Whiting WB, Shaeiwitz JA Turton R, *Analysis, synthesis and design of chemical processes 3rd*. Boston: Prentice Hall, 2009.
- [30] A. M., Garcia-Rodriguez, L. Delgado-Torres, "Preliminary Assessment of Solar Organic Rankine Cycles for Driving a Desalination System," *Desalination*, vol. 216, pp. 252-275, 2007.
- [31] Andrea Lazzaretto, Giovanni Manente, Marco Paci Andrea Toffolo, "A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems," *Applied Energy*, vol. 121, pp. 219-232, 2014.