

Dinamika procesa u mikro ORC postrojenju na biomasu

Orešković, Niki

Undergraduate thesis / Završni rad

2019

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:659338>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-16**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Dražen Lončar

Niki Orešković

Zagreb, 2019.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Niki Orešković** Mat. br.: 0035193592

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dinamika procesa u mikro ORC postrojenju na biomasu**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Process dynamics in micro biomass fired ORC plant**

Opis zadatka:

Razvoj nove generacije energetske postrojenja usmjeren je k modularnim izvedbama prikladnim za velikoserijsku proizvodnju i primjenu u manjim stambenim i poslovnim objektima za pokrivanje različitih energetske potrebe i uz maksimalno iskorištavanje obnovljivih energetske izvora. Razmatraju se različite izvedbe postrojenja među kojima je i povezivanje kućnih kotlova na drvene pelete s mikro postrojenjem s organskim Rankineovim ciklusom.

U okviru rada potrebno je za postrojenje koje obuhvaća kotao na drvene pelete toplinske snage 25 kW, termouljni krug i mikro ORC postrojenje električne snage 2,5 kW

1. Izvesti matematički model dinamike termohidrauličkih procesa u komponentama postrojenja prikladan za simulaciju prijelaznih pogonskih stanja;
2. Usporediti simulacijske odzive s dostupnim rezultatima mjerenja na pilot postrojenju i, ukoliko je potrebno, ugoditi parametre modela;
3. Simulirati dnevni pogon postrojenja u projektnim i vanprojektnim uvjetima te odrediti prosječnu dnevnu toplinsku i električnu iskoristivost.

U tekstu završnog rada potrebno je navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć pri izradi.

Zadatak zadan:
29. studenog 2018.

Rok predaje rada:
1. rok: 22. veljače 2019.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2019.
3. rok: 20. rujna 2019.

Predvideni datumi obrane:
1. rok: 25.2. - 1.3. 2019.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2019.
3. rok: 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Dražen Lončar

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

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

Niki Orešković

SADRŽAJ

1. UVOD

- 1.1 CHP sustavi i biomasa
- 1.2 Termodinamičke osnove ORC procesa

2. PILOT POSTROJENJE

- 2.1 Opis pilot postrojenja
- 2.2 Parametri za simulaciju
- 2.3 Odabir alternativne radne tvari
- 2.4 Odzivi pilot postrojenja na zadanu potrošnju električne energije
- 2.5 Pojednostavljenja na pilot postrojenje

3. MATEMATIČKI MODEL ORC-CHP POSTROJENJA

- 3.1 Pojednostavljenja matematičkog modela
- 3.2 Matematički model kondenzatora
 - 3.2.1 Maseni protok vode u kondenzatoru
 - 3.2.2 Bilanca energije radne tvari kondenzatora
 - 3.2.3 Bilanca energije stijenke kondenzatora
 - 3.2.4 Bilanca energije rashladnog medija (vode)
- 3.3 Matematički model isparivača
 - 3.3.1 Potreban maseni protok ulja za zadanu potrošnju energije
 - 3.3.2 Bilanca energije radne tvari isparivača
 - 3.3.3 Bilanca energije stijenke isparivača
 - 3.3.4 Bilanca energije ogrijevnog medija (ulje)

3.4 Matematički model regeneratora

3.4.1 Bilanca energije pare radne tvari regeneratora

3.4.2 Bilanca energije stijenke regeneratora

3.4.3 Bilanca energije tekućine radne tvari regeneratora

3.5 Matematički model turbine

3.6 Matematički model pumpe

4. SIMULACIJA ORC-CHP POSTROJENJA

4.1 *Simulink* i *CoolProp*

4.2 Simulink shema CHP-ORC postrojenja

4.3 Princip rada Simulink modela

4.4 Rezultati simulacije

4.4.1 Opterećenje sustava step funkcijom

4.4.2 Odzivi na step opterećenje

4.4.3 Opterećenje sustava kontinuiranom sinusnom funkcijom

4.4.4 Odzivi na sinusno opterećenje

4.4.5 Interpretacija dobivenih rezultata

5. ZAKLJUČAK

POPIS SLIKA

- Slika 1. T-S diagram ORC procesa
- Slika 2. Shema mikro CHP-ORC postrojenja
- Slika 3. T-S dijagram za radne tvari
- Slika 4. Zadana potražnja električne energije za pilot postojenje
- Slika 5. Promjene karakterističnih temperatura pilot postrojenja
- Slike 6. Promjena karakterističnih tlakova procesa pilot postrojenja
- Slika 7. Odziv masenog protoka ulja i radne tvari pilot postrojenja
- Slika 8. Segmentirani kondenzator
- Slika 9. Segmentirani isparivač
- Slika 10. Segmentirani regenerator
- Slika 11. Stvarni i izentropski proces turbine
- Slika 12. Stvarni i izentropski proces pumpe
- Slika 13. Simulink shema ORC-CHP sustava (dio isparivač-turbina)
- Slika 14. Simulink shema ORC-CHP postrojenja (dio pumpa-regenerator-kotao)
- Slika 15. Simulink shema ORC-CHP postrojenja (kondenzator-kontrola toplinske energije)
- Slika 16. Potrošnja (step) električne energije
- Slika 17. Potrošnja (step) toplinske energije
- Slika 18. Odziv masenog toka radne tvari na step opterećenje
- Slika 19. Odziv snage pumpe na step opterećenje
- Slika 20. Odziv masenog toka ogrijevnog medija na step opterećenje
- Slika 21. Odziv masenog toka rashladnog medija na step opterećenje
- Slika 22. Odziv temperatura segmenata isparivača na step opterećenje
- Slika 23. Odziv temperatura segmenata regeneratora za paru radnog medija za step
- Slika 24. Odziv izlazne temperature turbine na step opterećenje
- Slika 25. Fluktuacija masenog protoka radne tvari
- Slika 26. Potrošnja električne energije zadana sinusnom funkcijom
- Slika 27. Potrošnja toplinske energije zadana sinusnom funkcijom

Slika 28. Odziv masenog toka radne tvari na sinusno opterećenje

Slika 29. Odziv snage pumpe na sinusno opterećenje

Slika 30. Odziv protoka rashladnog medija (vode) na sinusno opterećenje

Slika 31. Odziv protoka ogrijevnog medija (ulja) na sinusno opterećenje

Slika 32. Odziv temperatura segmenata isparivača na sinusno opterećenje

Slika 33. Odziv temperatura segmenata regeneratora za paru radnog medija na sinusno opterećenje

Slika 34. Odziv izlazne temperature turbine na sinusno opterećenje

POPIS TABLICA

Tablica 1. Parametri relevantni za izmjenu topline u kondenzatoru

Tablica 2. Parametri relevantni za izmjenu topline u isparivaču

Tablica 3. Parametri relevantni za izmjenu topline u regeneratoru

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
α	W/(m ² K)	koeficijent prijelaza topline
c	J/(kgK)	specifični toplinski kapacitet
ρ	kg/ m ³	gustoća
Φ	W	toplinski tok
P	W	snaga
η	-	korisnost
M	kg	masa
m	kg/s	maseni protok
h	J/kg	specifična entropija
V	m ³	volumen
T	K	temperatura
p	P _a	tlak
A	m ²	površina
t	s	vrijeme
x	kg/kg	sadržaj pare

INDEKSI

i → odnosi se na i -ti segment

kond → odnosi se na kondenzator

isp → odnosi se na isparivač

reg → odnosi se na regenerator

st → odnosi se na stijenku

u → odnosi se na unutarnju površinu

v → odnosi se na vanjsku površinu

ORC → odnosi se na sustav

tek → odnosi se na tekućinu radne tvari

pare → odnosi se na paru radne tvari

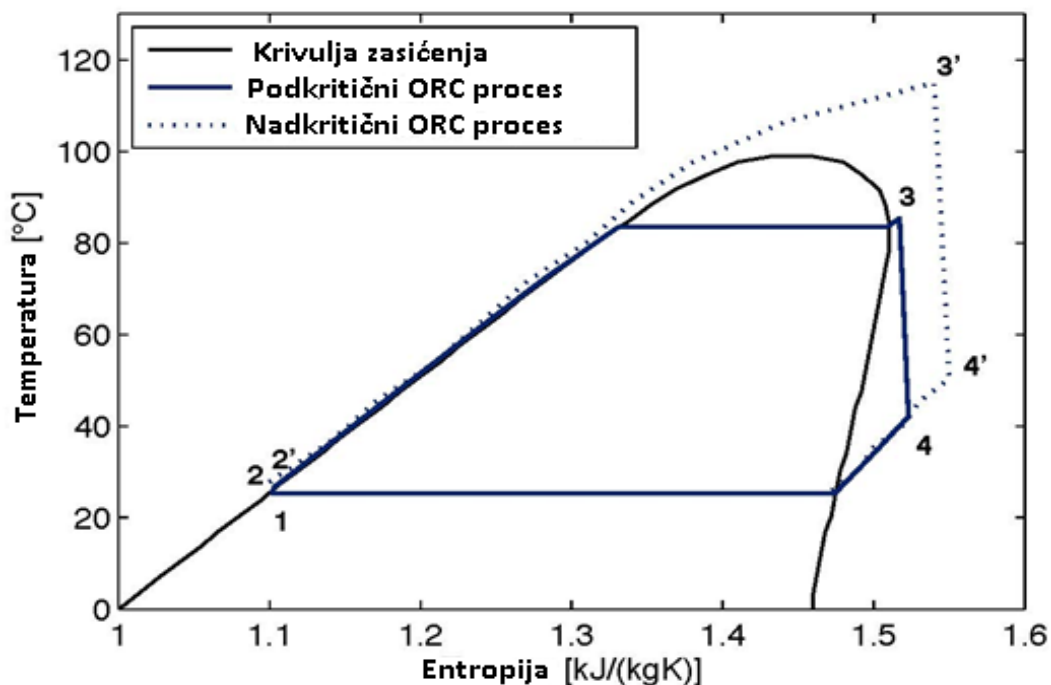
1. UVOD

1.1 CHP sustavi i biomasa

CHP (Combined Heat and Power) jesu kogeneracijski sustavi koji istodobno proizvode električnu i toplinsku energiju. ORC je varijacija Rankinovog ciklusa u kojem se umjesto vode kao radnog medija koristi organski fluid koji se zagrijava termičkim uljem u izmjenjivaču topline kotla na biomasu. Organski fluidi se koriste zbog niske temperature isparavanja što omogućuje iskorištavanje niskoentalpijskih izvora topline (biomasa, otpadna toplina, geotermalna i sunčeva energija). ORC tehnologija može pretvoriti toplinsku energiju relativno niskih temperatura u rasponu od 80 do 350°C u električnu i za kogeneracijski sustav i potrebnu toplinsku energiju. Kao gorivo u kotlu koristi se biomasa. Biomasa je vrlo prihvatljivo gorivo s gledišta utjecaja na okoliš jer sadrži vrlo malo ili čak uopće ne sadrži brojne štetne tvari – sumpor, teške kovine i sl., koje se nalaze u fosilnim gorivima, a koje se njihovim izgaranjem emitiraju u zrak te ugrožavaju naše zdravlje i okoliš. Glavna prednost biomase u odnosu na fosilna goriva je njena obnovljivost. U zadanom CHP-ORC postrojenju koriste se drveni peleti kao gorivo iako zanimljivo, neće se proračunavati izgaranje kotla niti će biti osvrta na termouljni krug i njegovu dinamiku izmjene topline. Biti će samo relevantni u pogledu makrobalance energije.

1.2 Termodinamičke osnove ORC procesa

Organski Rankineov ciklus (ORC) je termodinamički ciklus između dva toplinska spremnika s organskom tekućinom kao radnim medijem. Princip rada ORC postrojenja jednak je principu rada svakog vodeno-parnog ciklusa. U točki 1 nalazi se vreća ili pothlađena kapljevina temperature T_1 na tlaku kondenzacije p_{kond} . Pumpa diže tlak na tlak isparavanja p_{isp} i temperaturu T_2 . Nakon pumpe radna tvar ulazi u isparivač gdje se zagrijava do temperature zasićenja T_2' na liniji zasićenja $x = 0$, zatim kapljevina isparava pri konstantnoj temperaturi do linije zasićenja $x = 1$ te se pregrijava do temperature T_3 . Nakon izlaska iz isparivača radna tvar ulazi u turbinu gdje ekspanzira na tlak kondenzacije p_{kond} i temperaturu T_4 . Karakteristično za organske fluide nakon ekspanzije u turbini radna tvar uvijek ostaje u pregrijanom području što se može vidjeti po tome što je T-S diagram lagano nakošen prema desno. To ostavlja neiskorišteni toplinski tok koji se najčešće usmjerava u neku vrstu regeneratora da bi se povećala efikasnost ciklusa. Nakon ekspanzije u turbini radna tvar ulazi u kondenzator gdje se u hladi do temperature T_4' na liniji zasićenja $x = 1$, zatim radna tvar kondenzira pri konstantnoj temperaturi do linije zasićenja $x = 0$. Kod korištenja regeneratora toplinski tok od točke pregrijavanja na tlaku kondenzacije do temperature zasićenja koristi se za grijanje tekućine radne tvari.



Slika 1. T-S diagram ORC procesa

2. PILOT POSTROJENJE

2.1 Opis pilot postrojenja

Pilot postrojenje je mikro-kogeneracijska elektrana čija je primarna funkcija grijanje soba i vode u pojedinačnim kućanstvima. Snaga mikro-kogeneracijske elektrane procijenjena je na temelju potražnje za električnom energijom i toplinom u prosječnoj obiteljskoj kući. Evaluacijom je ustanovljeno da maksimalna toplinska i električna snaga sustava CHP-a treba biti približno 25 kWt (toplinske energije) i 2,5 kWe (električne energije). HFE-7100 izabran je kao radni medij te je termodinamički ciklus mikro-kogeneracijske elektrane optimiziran za taj medij. Prema provedenim analizama, teoretska neto električna učinkovitost je 13% na neto električnom izlazu od cca 2,7 kWe. Neto učinkovitost i izlazna energija su utvrđeni s obzirom na energiju potrebnu za napajanje radne pumpe. Sustav se sastoji od isparivača, kondenzatora, regeneratora, turbine i pumpe. Radijalna 4-stupanjska turbina ima dva radijalno-aksijalna ležaja podmazana parom radne tekućine i postiže približnu unutarnju učinkovitost od 73%. Mikro-CHP elektrana opremljena je sistemom napajanja električnom energijom te sustavom regulacije koji omogućuje kontrolu ciklusa te obavlja funkciju kontrolnog i mjernog sustava. Svi procesi se kontroliraju pomoću PC stanice i mjerne aplikacije. Osim toga, na upravljačkoj ploči je montirana dodirna ploča koja služi za prikazivanje operativnih parametara mikro CHP postrojenja.

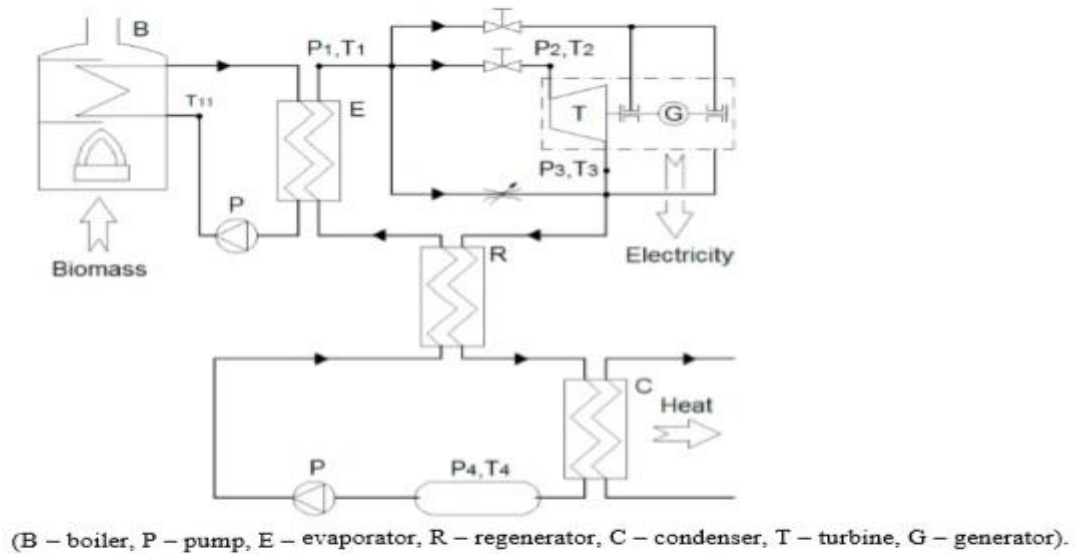
2.2 Parametri za simulaciju

Definirani su sljedeći ulazni podaci za model prema kojima ćemo simulirati stacionarno stanje:

$$\phi_{\text{toplinsko}} = 25000 \text{ W}$$

$$P_{\text{električno}} = 2500 \text{ W}$$

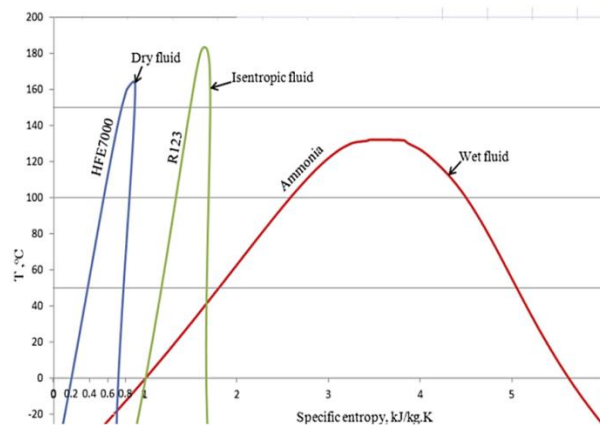
$$\eta_{\text{turb}} = 0.73$$



Slika.2 Shema mikro CHP-ORC postrojenja

2.3 Odabir alternativne radne tvari

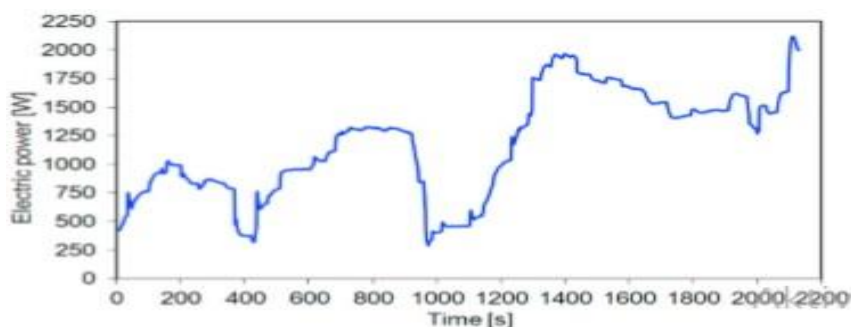
HFE-7100 je relativno nova tvar na tržištu i za nju nisu napravljene „toplinske tablice“ tj. programska biblioteka *CoolProp* koja sadrži eksperimentalne podatke o organskim fluidima nije sasvim definirala potrebna područja rada za HFE-7100. Zato je odabran alternativni fluid R123 koji kako slika pokazuje ima najbliža svojstva HFE-7100-u.



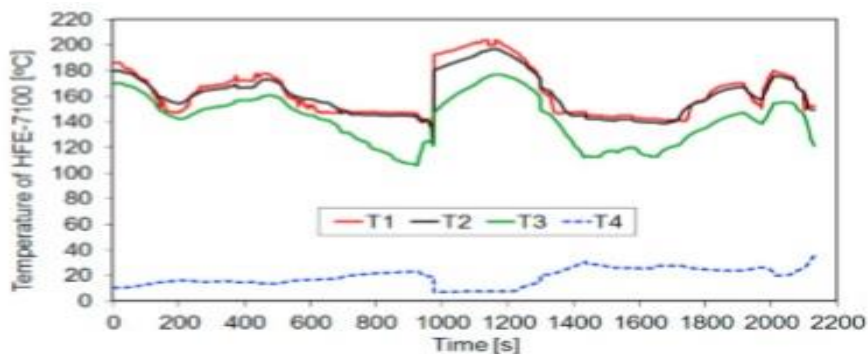
Slika 3. T-S dijagram za radne tvari

2.4 Odzivi pilot postrojenja na zadanu potrošnju električne energije

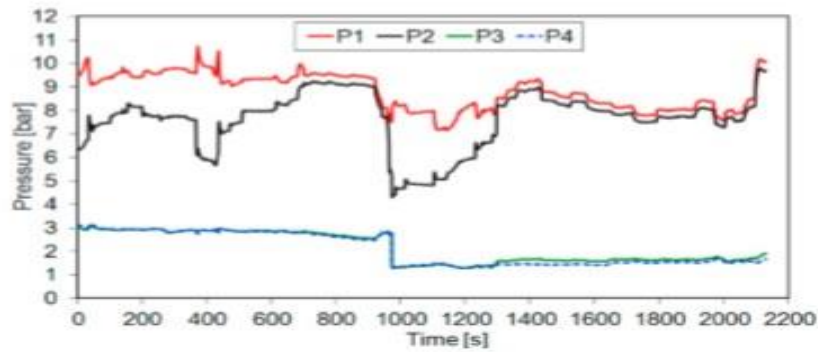
Za pilot postrojenje provedena su mjerenja predstavljena su grafovima dolje. Grafovi prikazuju odzive tlaka i temperature HFE-7100 za zadanu krivulju potrošnje. Mjerenja su registrirana na najvažnijim točkama termodinamičkog ciklusa; tj. u izlazu iz isparivača (P1, T1) na ulazu (P2, T2) i izlazu (P3, T3) u mikroturbinu i na izlazu iz kondenzatora (P4, T4). Također su prikazani odzivi masenog protoka ulja i radne tvari.



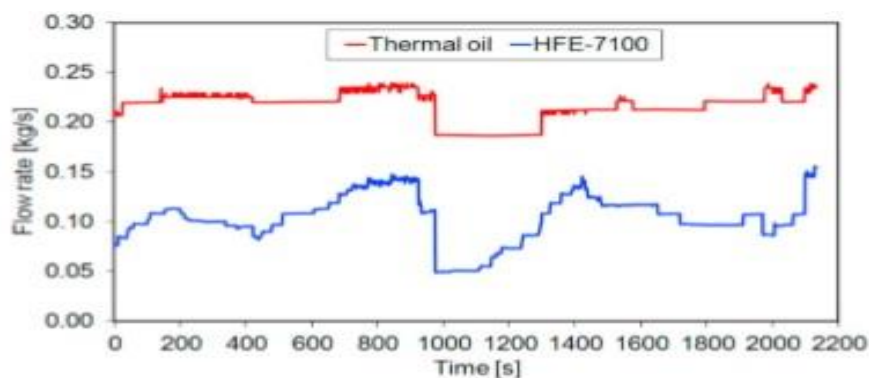
Slika 4. Zadana potražnja električne energije ne temelju koje je provedeno testiranje



Slika 5. Promjene karakterističnih temperatura procesa pilot postrojenja za zadanu potrošnju



Slika 6. Promjena karakterističnih tlakova procesa pilot postrojenja za zadanu potrošnju



Slika 7. Odziv masenog protoka ulja i radne tvari pilot postrojenja za zadanu potrošnju

Na temelju prikazani rezultata zaključuje se da je na izlazu isparivača tlak-cca 10,8 bar, na ulazu u mikroturbinu 9,8 bar dok na izlazu iz mikroturbine i ulazu kondenzatora-cca 3 bara (Slika. 5). Razlike u tlaku između izlaza isparivača (P1) i ulaza mikroturbine (P2) proizlaze iz postavljanja regulacijskog ventila koji se nalazi ispred mikroturbine, kao i linijskih gubitka u cijevima. Najviša temperatura sustava očekivano se pojavljuje na izlazu isparivača (T1) i doseže 200 ° C (Slika 4.). Na ulazu turbine (T2) temperatura je niža za nekoliko ° C, a uzrokovana je prijenosom topline kroz cijevi prema okolini. Temperatura na ulazu turbine (T2) je viša – za cca 20 ° C nego izlazu (T3) što je uzrokovano ekspanzijom pare u turbini.

2.5 Pojednostavljenja na pilot postrojenje

U svrhu pojednostavljenja proračuna i ne poznavanja dovoljno ulaznih parametara:

- Zanemarujemo lokalne gubitke zbog regulacijskog ventila i linijske gubitke u cijevima procesa u svrhu pojednostavljenja proračuna
- Zanemarujemo gubitak radne tvari koja odlazi na podmazivanje ležajeva vratila na kojima su spojeni turbina i generator
- Zanemarujemo izmjenu topline između vanjske površine postrojenja i okoline

Iz ovih pretpostavki proizlazi da će se proces voditi između tlaka kondenzacije i tlaka isparavanja i jedini pad tlaka biti će pri ekspanziji turbine.

$$p_1 = p_2 = p_{\text{isp}} = 3 \text{ bar}$$

$$p_3 = p_4 = p_{\text{kond}} = 10.5 \text{ bar}$$

3. Matematički model ORC CHP postrojenja

Matematički model sustava sastoji se od osnovnih zakona očuvanja postavljenih za elemente postrojenja uz pretpostavku hipoteze kontinuuma. Postaviti će se zakoni očuvanja za kondenzator, isparivač i regenerator radne tvari kao i jednačbe za turbinu i pumpu.

3.1 Pojednostavljenja matematičkog modela

- homogena, jednofazna te kemijski inertna tekućina
- nekompresibilno strujanje tekućina (vode, ulja i kapljevite faze radnog medija)

$$\rho_{ulja} = \rho_{vode} = \rho_{tek} = konst.$$

- Zanemaruju se zakoni očuvanja mase i količine gibanja jer u ovom slučaju promjena količine gibanja je zanemariva, a akumulacija mase bila bi zanimljiva u slučaju razmatranja promjene razine kapljevine u isparivaču i kondenzatoru kao i kod izgaranja biomase u kotlu što nisu teme ovog rada

$$\frac{dM_{ulja}}{dt} = \frac{dM_{vode}}{dt} = \frac{dM_{radne\ tvari}}{dt} = konst. = m_{ORC}$$

- Specifični toplinski kapacitet nije funkcija temperature

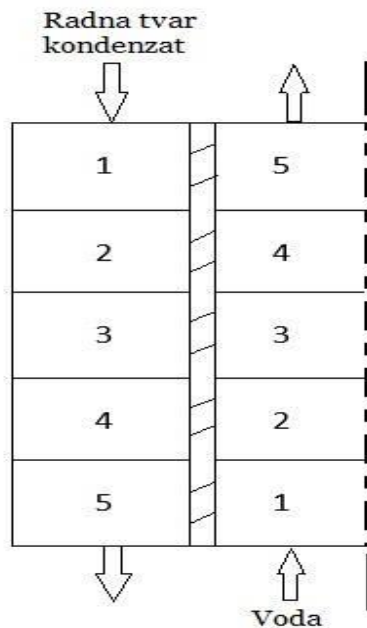
$$c_{st} = c_{tek} = c_{vode} = c_{ulja} = konst.$$

Kod matematičkog modela uzimamo u obzir promjenu gustoće pare (stlačivog medija) pri računanju energijske bilance kondenzatora, isparivača i regeneratora za radnu tvar.

$$\rho_{kond,i} = \rho_{isp,i} = \rho_{pare,i} = f(h_i, p_i)$$

3.2 Matematički model kondenzatora

Matematički model kondenzatora radne sastoji se od bilance energije radne tvari, stijenke cijevi i vode. Kondenzator će biti podijeljen na 5 segmenata (Slika 5.) kako bi se dobio što točniji profil temperature, te će bilanca energije biti postavljena za svaki segment. Unutar kondenzatora s unutarnje strane struji voda a sa vanjske strane radna tvar.



$$\frac{dE}{dt} = \sum e_{ulaza} - \sum e_{izlaza}$$

α_{kond}	10000 W/(m ² K)
α_{vode}	1000W/(m ² K)
$A_{kond,u}$	0.8985 m ²
$A_{kond,u,i}$	0.9148 m ²

Tablica 1. Parametri relevantni za izmjenu topline u kondenzatoru

Slika 8. Segmentirani kondenzator

3.2.1 Maseni protok vode u kondenzatoru

Za zadanu potrošnju toplinske energije i temperaturni režim 30-45° C računamo potreban maseni protok rashladnog medija odnosno vode. Unutar sustava potrošnja se mijenja što utječe na povećanje masenog protoka vode.

$$\phi_{toplinska} = m_{voda} c_{voda} (T_{45} - T_{30}) \quad (1)$$

$$m_{voda} = \frac{\phi_{toplinska}}{c_{voda} (T_{45} - T_{30})} \quad (2)$$

3.2.2 Bilanca energije radne tvari kondenzatora

Unutar kondenzatora radna tvar mijenja agregatno stanje pa se temperatura kondenzatora neće mijenjati ali će unutrašnja energija radne tvari padati. Zbog toga će se kod bilance energije radne tvari segmenta koristiti entalpija radne tvari. Ulazni energetski tok je entalpija dovedena protokom radne tvari iz prethodnog segmenta, dok je izlazni energetski tok entalpija odvedena iz segmenta protokom radne tvari i toplinski tok predan s radne tvari na stijenku.

$$\frac{dE}{dt} = M_{\text{kond},i} \frac{dh_{\text{kond},i}}{dt} \quad (3)$$

$$e_u = m_{\text{ORC}} h_{\text{kond},i-1} \quad (4)$$

$$e_i = m_{\text{ORC}} h_{\text{kond},i} + \alpha_{\text{kond}} A_{\text{kond},v,i} (T_{\text{kond},i} - T_{\text{st},i}) \quad (5)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{\text{kond},i}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{kond},i}} [m_{\text{ORC}} (h_{\text{kond},i-1} - h_{\text{kond},i}) - \alpha_{\text{kond}} A_{\text{kond},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{kond},i})] \quad (6)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta radne tvari kondenzatora imamo:

$$M_{\text{kond},i} = \rho_{\text{kond},i} V_{\text{kond},i} \quad (7)$$

3.2.3 Bilanca energije stijenke kondenzatora

Ulazni tok energije je toplinski tok predan od strane radne tvari na stijenku, a izlazni tok energije je toplinski tok kojeg stijenka predaje vodi.

$$\frac{dE}{dt} = M_{st,kond,i} c_{st} \frac{dT_{st,i}}{dt} \quad (8)$$

$$e_u = \alpha_{kond} A_{kond,v,i} (T_{kond,i} - T_{st,i}) \quad (9)$$

$$e_{iz} = \alpha_{vode} A_{kond,u,i} (T_{st,i} - T_{vode,i}) \quad (10)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{st,i}}{dt} = \frac{1}{M_{st,kond,i} c_{st}} [\alpha_{kond} A_{kond,v,i} (T_{kond,i} - T_{st,i}) - \alpha_{vode} A_{kond,u,i} (T_{st,i} - T_{vode,i})] \quad (11)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta stijenke imamo:

$$M_{st,kond,i} = \rho_{st} V_{st,kond,i} \quad (12)$$

3.2.4 Bilanca energije rashladnog medija (vode)

Ulazni energetski tok je toplina dovedena protokom radne tvari iz prethodnog segmenta i toplinski tok predan sa stijenke na vodu, dok je izlazni energetski tok toplina odvedena iz segmenta protokom radne tvari.

$$\frac{dE}{dt} = M_{\text{voda},i} c_{\text{voda}} \frac{dT_{\text{voda},i}}{dt} \quad (13)$$

$$e_u = m_{\text{voda}} c_{\text{voda}} T_{\text{voda},i-1} + \alpha_{\text{voda}} A_{\text{kond},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{voda},i}) \quad (14)$$

$$e_i = m_{\text{voda}} c_{\text{voda}} T_{\text{voda},i} \quad (15)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{\text{voda},i}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{voda},i} c_{\text{voda}}} [m_{\text{voda}} c_{\text{voda}} (T_{\text{voda},i-1} - T_{\text{voda},i}) + \alpha_{\text{voda}} A_{\text{kond},v,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{voda},i})] \quad (16)$$

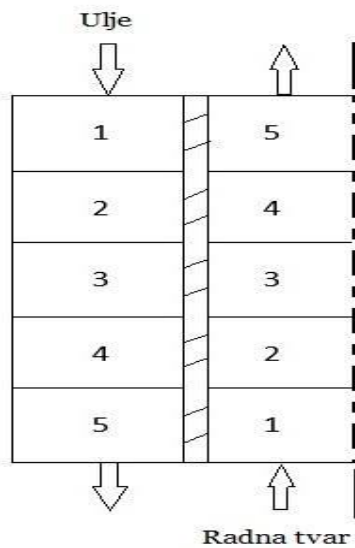
za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta vode imamo:

$$M_{\text{voda},i} = \rho_{\text{voda}} V_{\text{voda},i} \quad (17)$$

3.3 Matematički model isparivača

Matematički model isparivača sastoji se od bilance energije radne tvari, stijenke cijevi i vode. Isparivač će biti podijeljen na 5 segmenata kako bi se dobio što točniji profil temperature, te će bilanca energije biti postavljena za svaki segment. Unutar isparivača s unutarnje strane struji radna tvar a sa vanjske ulje.



$$\frac{dE}{dt} = \sum e_{ulaza} - \sum e_{izlaza}$$

α_{isp}	10000 W/(m ² K)
α_{ulje}	1300W/(m ² K)
$A_{isp,u}$	0.8985 m ²
$A_{isp,u,i}$	0.9148 m ²

Tablica 2. Parametri relevantni za izmjenu topline u isparivaču

Slika 9. Segmentirani isparivač

3.3.1 Potreban maseni protok ulja za zadanu potrošnju energije

Potreban toplinski tok koje ulje treba predati radnoj tvari jednak je zbroju snage koju radna tvar treba predati turbini da bi zadovoljila potrebu za električnom energijom i toplinskog toka kojeg treba predati vodi da zadovolji potražnju za toplinskom energijom

$$\phi_{ulje} = \phi_{toplinsko} + \frac{P_{električno}}{\eta_{turb}} \quad (18)$$

Također za ulje vrijedi:

$$\phi_{ulje} = m_{ulja} c_{ulje} (T_{ulje_u} - T_{ulje_iz}) \quad (19)$$

Potreban maseni protok da bi se predao toplinski tok iznosi:

$$m_{ulja} = \frac{\phi_{ulje}}{(T_{ulje_u} - T_{ulje_iz})} \quad (19)$$

$$m_{ulja} = \frac{\phi_{toplinsko} + \frac{P_{električno}}{\eta_{turb}}}{(T_{ulje_u} - T_{ulje_iz})} \quad (20)$$

U našem modelu je nepoznata temperaturna razlika ulja. Procjenjujemo ju na način da za T_{ulje_iz} pretpostavimo da je temperature nešto iznad zasićenja radne tvari za tlak isparavanja i za procijenjeni maseni tok računamo T_{ulje_u} i iterativno zajedno sa simulacijom tražimo optimalno stacionarno rješenje.

3.3.2 Bilanca energije radne tvari isparivača

Unutar isparivača radna tvar mijenja agregatno stanje pa se temperatura isparivača neće mijenjati ali će unutrašnja energija radne tvari padati. Zbog toga će se kod bilance energije radne tvari segmenta koristiti entalpija radne tvari. Ulazni energetski tok je entalpija dovedena protokom radne tvari iz prethodnog segmenta i toplinski tok predan s stijenke na radnu tvar, dok je izlazni energetski tok entalpija odvedena iz segmenta protokom radne tvari.

$$\frac{dE}{dt} = M_{isp} \frac{dh_{isp,i}}{dt} \quad (21)$$

$$e_u = m_{ORC} h_{isp,i-1} + \alpha_{isp} A_{isp,u} (T_{st,i} - T_{isp,i}) \quad (22)$$

$$e_i = m_{\text{ORC}} h_{\text{isp},i} \quad (23)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{\text{isp},i}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{isp}}} [m_{\text{ORC}}(h_{\text{isp},i-1} - h_{\text{isp},i}) + \alpha_{\text{isp}} A_{\text{isp},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{isp},i})] \quad (24)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta radne tvari imamo:

$$M_{\text{isp},i} = \rho_{\text{isp},i} V_{\text{isp},i} \quad (25)$$

3.3.3 Bilanca energije stijenke isparivača

Ulazni tok energije je toplinski tok predan od strane ulja na stijenku, a izlazni tok energije je toplinski tok kojeg stijenka predaje radnom mediju.

$$\frac{dE}{dt} = M_{\text{st,isp}} c_{\text{st}} \frac{dT_{\text{st},i}}{dt} \quad (26)$$

$$e_u = \alpha_{\text{ulje}} A_{\text{isp},v,i} (T_{\text{ulje},i} - T_{\text{st},i}) \quad (27)$$

$$e_i = \alpha_{\text{isp}} A_{\text{isp},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{isp},i}) \quad (28)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{st,i}}{dt} = \frac{1}{M_{st,isp}c_{st}} [\alpha_{ulje}A_{isp,v,i}(T_{ulje,i} - T_{st,i}) - \alpha_{isp}A_{isp,u,i}(T_{st,i} - T_{isp,i})] \quad (29)$$

za $i = 1,2,3,4,5$

Za masu segmenta stijenke imamo:

$$M_{st,isp,i} = \rho_{st} V_{st,isp,i} \quad (30)$$

3.3.4 Bilanca energije ogrjevnog medija (ulje)

Ulazni energetska tok je toplina dovedena protokom ulja iz prethodnog segmenta, dok je izlazni energetska tok toplina odvedena iz segmenta protokom ulja i toplinski tok predan s ulja na stijenku.

$$\frac{dE}{dt} = M_{ulje,i}c_{ulje} \frac{dT_{ulje,i}}{dt} \quad (31)$$

$$e_u = m_{ORC}c_{ulje}T_{ulje,i-1} \quad (32)$$

$$e_i = m_{ORC}c_{ulje}T_{ulje,i} + \alpha_{ulje}A_{reg,v,i}(T_{ulje,i} - T_{st,i}) \quad (33)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{ulje,i}}{dt} = \frac{1}{M_{ulje,i}c_{ulje}} \left[m_{ORC}c_{ulje}(T_{tek,i-1} - T_{tek,i}) - \alpha_{ulje}A_{reg,v,i}(T_{ulje,i} - T_{st,i}) \right] \quad (34)$$

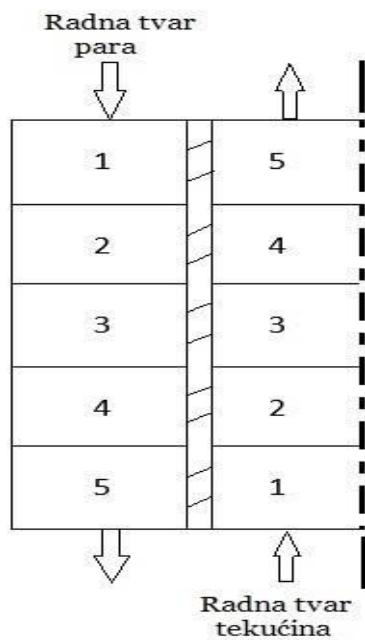
za $i = 1,2,3,4,5$

Za masu segmenta stijenke imamo:

$$M_{ulje,i} = \rho_{ulje} V_{ulje,i} \quad (35)$$

3. 4 Matematički model regeneratora

Matematički model regeneratora sastoji se od bilanca energije radnih tvari u tekućem i parovitom stanju te stijenke cijevi. Regenerator će biti podijeljen na 5 segmenata kako bi se dobio što točniji profil temperature, te će bilanca energije biti postavljena za svaki segment. Unutar regeneratora s unutarnje strane struji tekuća faza radne tvari a sa vanjske parovita faza radne tvari. Toplinski tok izmijenjen je nepoznat i ovisiti će o svim dijelovima postrojenja i kao takav dobiva se isključivo simulacijom. Regenerator u ovoj izvedbi cijevi je za postrojenje skoro nemoguć jer nema dovoljan koeficijent prijelaza topline za zadanu temperaturnu razliku pa je površina izmjene topline predimenzionirana. U stvarnosti se ovako ne izvodi regenerator već para direktno nastrojava iz generatora na cijevi što onda ima više fizikalnog smisla.



$$\frac{dE}{dt} = \sum e_{ulaza} - \sum e_{izlaza}$$

Tablica 3. Parametri relevantni za izmjenju topline u regeneratorsu

Slika 10. Segmentirani regenerator

3.4.1 Bilanca energije pare radne tvari regeneratorsa

Ulazni energetski tok je entalpija dovedena protokom radne tvari iz prethodnog segmenta, dok je izlazni energetski tok entalpija odvedena iz segmenta protokom radne tvari i toplinski tok predan s pare radne tvari na stijenku.

$$\frac{dE}{dt} = M_{pare,i} \frac{dh_{pare,i}}{dt} \quad (36)$$

$$e_u = m_{ORC} h_{pare,i-1} \quad (37)$$

α_{tek}	1000 W/(m ² K)
α_{pare}	500 W/(m ² K)
$A_{isp,u}$	0.6912 m ²
$A_{isp,u,i}$	0.7037 m ²

$$e_i = m_{ORC} h_{pare,i} + \alpha_{pare} A_{reg,v,i} (T_{pare,i} - T_{st,i}) \quad (38)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{\text{pare},i}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{pare},i}} \left[m_{\text{ORC}} (h_{\text{pare},i-1} - h_{\text{pare},i}) - \alpha_{\text{pare}} A_{\text{reg},v,i} (T_{\text{pare},i} - T_{\text{st},i}) \right] \quad (39)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta pare radnog medija imamo:

$$M_{\text{pare},i} = \rho_{\text{pare},i} V_{\text{pare},i} \quad (40)$$

3.4.2 Bilanca energije stijenke regeneratora

Ulazni tok energije je toplinski tok predan od strane pare radne tvari na stijenku, a izlazni tok energije je toplinski tok kojeg stijenka predaje tekućini radnog medija.

$$\frac{dE}{dt} = M_{\text{st,reg},i} c_{\text{st}} \frac{dT_{\text{st},i}}{dt} \quad (41)$$

$$e_u = \alpha_{\text{pare}} A_{\text{reg},v,i} (T_{\text{pare},i} - T_{\text{st},i}) \quad (42)$$

$$e_i = \alpha_{\text{tek}} A_{\text{reg},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{tek},i}) \quad (43)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{\text{st},i}}{dt} = \frac{1}{M_{\text{st,reg},i} c_{\text{st}}} \left[\alpha_{\text{pare}} A_{\text{reg},v,i} (T_{\text{pare},i} - T_{\text{st},i}) - \alpha_{\text{tek}} A_{\text{reg},u,i} (T_{\text{st},i} - T_{\text{tek},i}) \right] \quad (44)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta stijenke imamo:

$$M_{st,reg,i} = \rho_{st} V_{st,i} \quad (45)$$

3.4.3 Bilanca energije tekućine radne tvari regeneratora

Ulazni energetski tok je toplina dovedena protokom tekućine radne tvari iz prethodnog segmenta i toplinski tok primljen sa stijenke, dok je izlazni energetski tok toplina odvedena iz segmenta protokom radne tvari.

$$\frac{dE}{dt} = M_{tek,i} c_{tek} \frac{dT_{tek,i}}{dt} \quad (46)$$

$$e_u = m_{ORC} c_{tek} T_{tek,i-1} + \alpha_{tek} A_{reg,u,i} (T_{st,i} - T_{tek,i}) \quad (47)$$

$$e_i = m_{ORC} c_{tek} T_{tek,i} \quad (48)$$

Uvrštavanjem u izraz za bilancu energije i sređivanjem dobivamo:

$$\frac{dT_{tek,i}}{dt} = \frac{1}{M_{tek,i} c_{tek}} [\alpha_{tek} \cdot A_{reg,u,i} (T_{st,i} - T_{tek,i}) - m_{ORC} c_{tek} (T_{tek,i} - T_{tek-1})] \quad (49)$$

za $i = 1, 2, 3, 4, 5$

Za masu segmenta tekućine radne tvari imamo:

$$M_{tek,i} = \rho_{tek} V_{tek,i} \quad (50)$$

3.5 Matematički model Turbine

Djelovanje turbine se definira preko njene izentropske iskoristivosti. Na (Slici 11.) definirana je izentropska iskoristivost u T-S dijagramu. Iz izraza za iskoristivost možemo za zadanu entalpiju ulaza dobiti entalpiju izlaza.

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_{\text{turb,u}} - h_{\text{turb,iz}}}{h_{\text{turb,u}} - h_{\text{izen}}} \quad (51)$$

$$h_{\text{turb,iz}} = h_{\text{turb,u}} - \eta_{\text{turb}}(h_{\text{turb,u}} - h_{\text{izen}}) \quad (52)$$

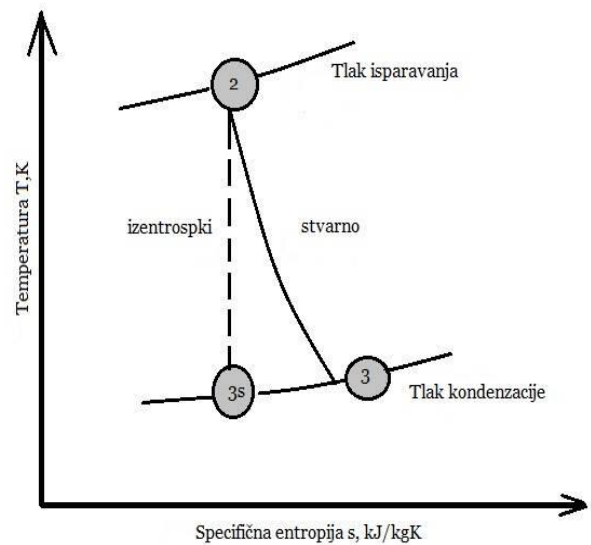
Snaga koja je potrebna da se razvije na turbini je veća od potrebne isporučene električne energije za faktor korisnosti.

$$P_{\text{turb}} = m_{\text{ORC}}(h_{\text{turb,u}} - h_{\text{turb,iz}}) \quad (53)$$

$$\frac{P_{\text{električno}}}{\eta_{\text{turb}}} = m_{\text{ORC}}(h_{\text{turb,u}} - h_{\text{turb,iz}}) \quad (53)$$

Za maseni protok procesa imamo:

$$m_{\text{ORC}} = \frac{P_{\text{električno}}}{\eta_{\text{turb}}(h_{\text{turb,u}} - h_{\text{turb,iz}})} \quad (54)$$



Slika 11. Stvarni i izentropski proces turbine

3.6 Matematički model pumpe

Pumpa je definirana preko njene izentropske iskoristivosti te se kao i za turbinu može dobiti entalpija izlaza za poznatu entalpiju ulaza. Izentropska iskoristivost uzeta je: $\eta_{\text{pumpe}} = 0.7$.

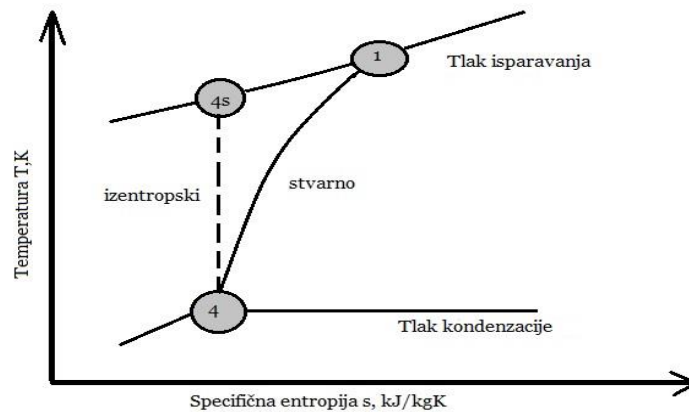
Na (Slika 13.) pokazana je razlika između stvarnog i izentropskog procesa pumpe.

$$\eta_{\text{pumpe}} = \frac{h_{\text{izen}} - h_{\text{pumpe,u}}}{h_{\text{pumpe,iz}} - h_{\text{pumpe,u}}} \quad (55)$$

$$h_{\text{pumpe,iz}} = \frac{h_{\text{izen}} - h_{\text{pumpe,u}}}{\eta_{\text{pumpe}}} + h_{\text{pumpe,u}} \quad (55)$$

Također možemo definirati snagu pumpe koja je potrebna u postrojenju prema izrazu:

$$P_{\text{pumpe}} = m_{\text{ORC}}(h_{\text{turb,u}} - h_{\text{turb,iz}})$$



Slika 12. Stvarni i izentropski proces pumpe

4. SIMULACIJA ORC-CHP POSTROJENJA

4.1 Simulink i CoolProp

Simulacija sustava rađena je u *Simulink-u* uz korištenje programske biblioteke *CoolProp* koja sadrži podatke o organskim fluidima pomoću koje se može na temelju dvije poznate veličine fluida izračunati treće traženo svojstvo. Funkcionira kao toplinske tablice za organske fluide a za potrebu modela korištene su slijedeće dvije sintakse:

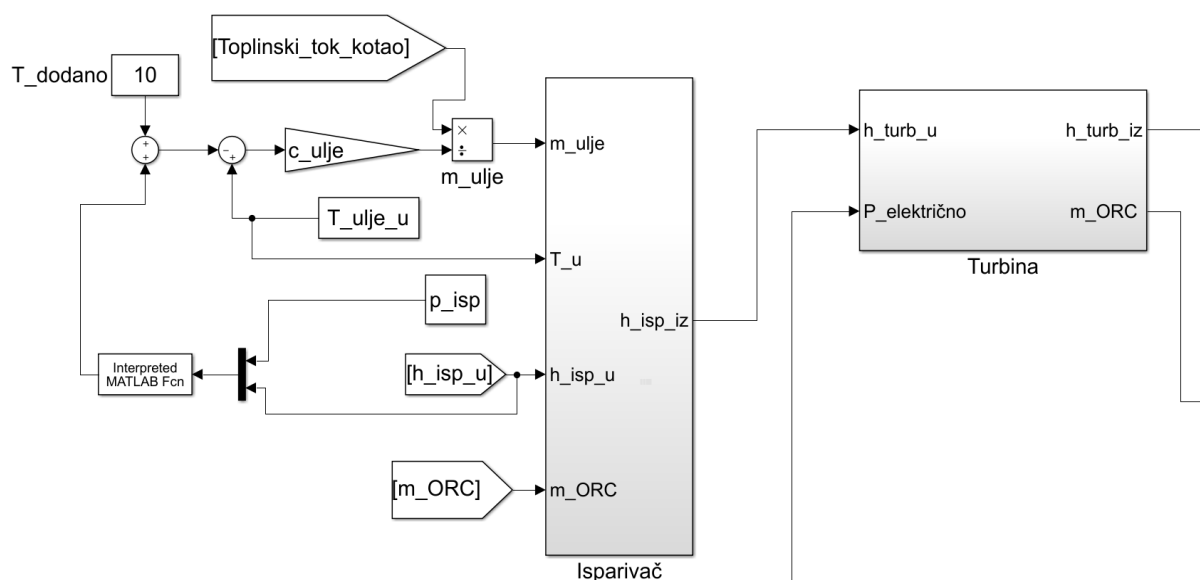
```

rho = PropsSI('D','P',u1,'H',u2,'R123')
T = PropsSI('T','H',u1,'P',u2,'R123')

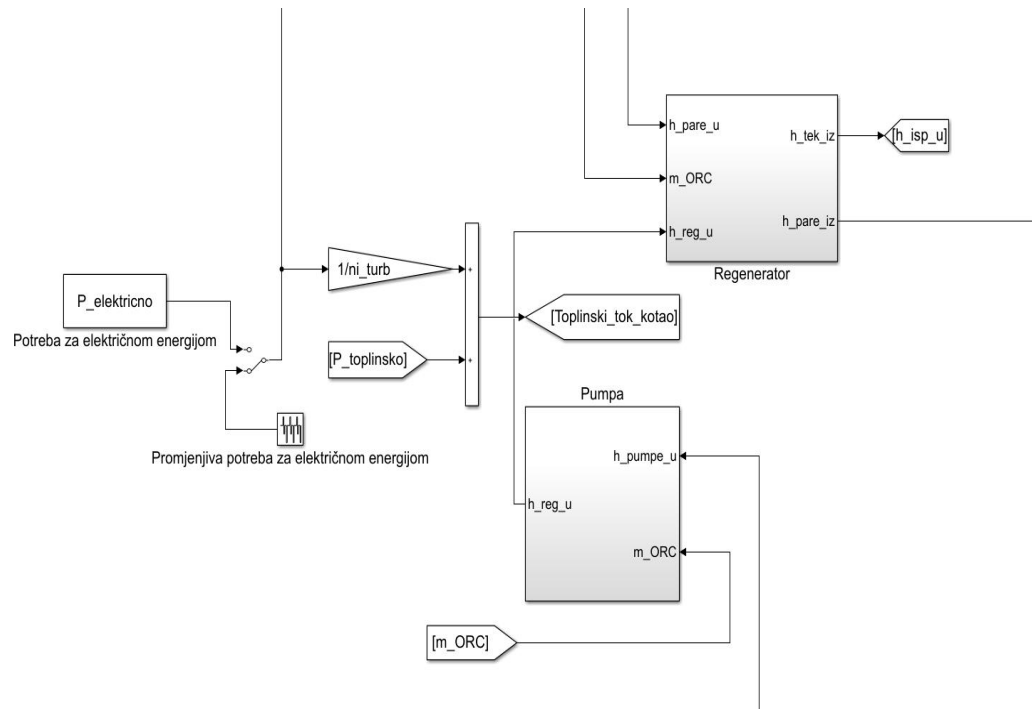
```

Prva sintaksa se koristi za računanje gustoće fluida za poznati tlak i entalpiju, dok druga sintaksa računa temperaturu za iste poznate ulaze.

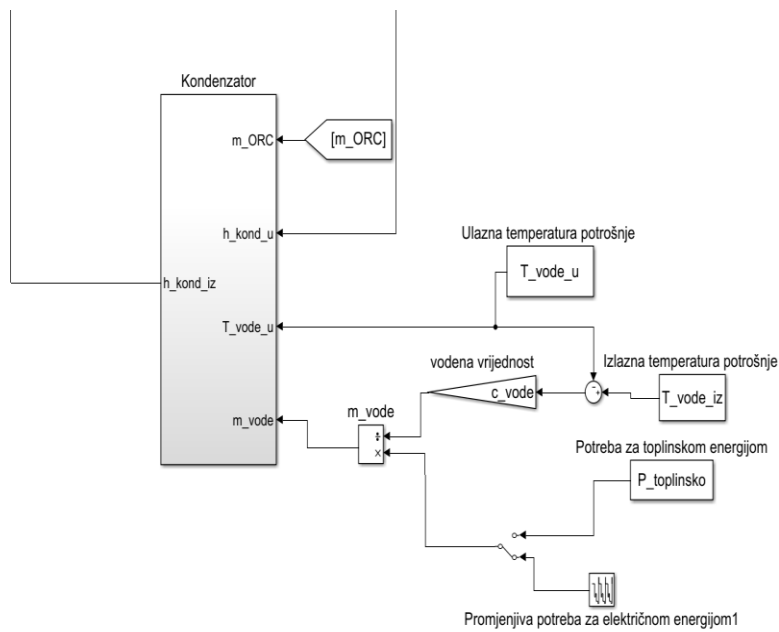
4.2 Simulink shema CHP-ORC postrojenja



Slika 13. Simulink shema ORC-CHP sustava (dio isparivač-turbina)



Slika 14. Simulink shema ORC-CHP postrojenja (dio pumpa-regenerator-kotao)



Slika 15. Simulink shema ORC-CHP postrojenja (kondenzator-kontrola toplinske energije)

4.3 Princip rada Simulink modela

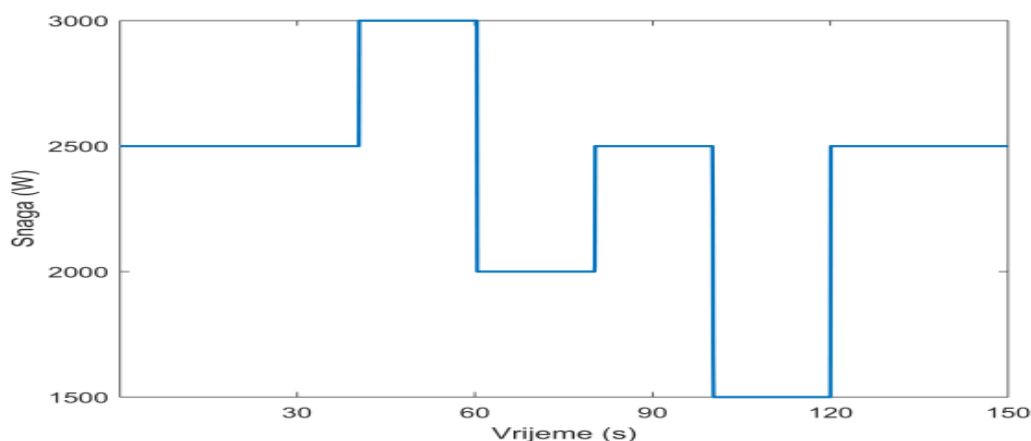
Model je izrađen na način da za ulaznu potrošnju električne energije i toplinske energije iz energijske bilance dobivamo potreban toplinski tok koje ulje treba predati radnoj tvari, zatim iz tog signala dalje dobivamo maseni protok ulja. Također potreba za toplinskom energijom daje nam potrebni maseni tok vode. Sustav dalje kružno dijeluje sam na sebe i traži optimalno rješenje masenog toga i raspodjele temperature da bi zadovoljio jednažbe. Pumpa za ulazni signal ulazne entalpije šalje izlazni signal entalpije u regenerator, turbina pak za ulaz električne energije i entalpije koju je predhodno dobila iz isparivača daje izlaznu entalpiju i maseni protok sustava. Signal dalje ide prema regeneratoru i kondenzatoru koji povratno dijeluje na pumpu zatvarajući sustav.

4.4 Rezultati simulacije

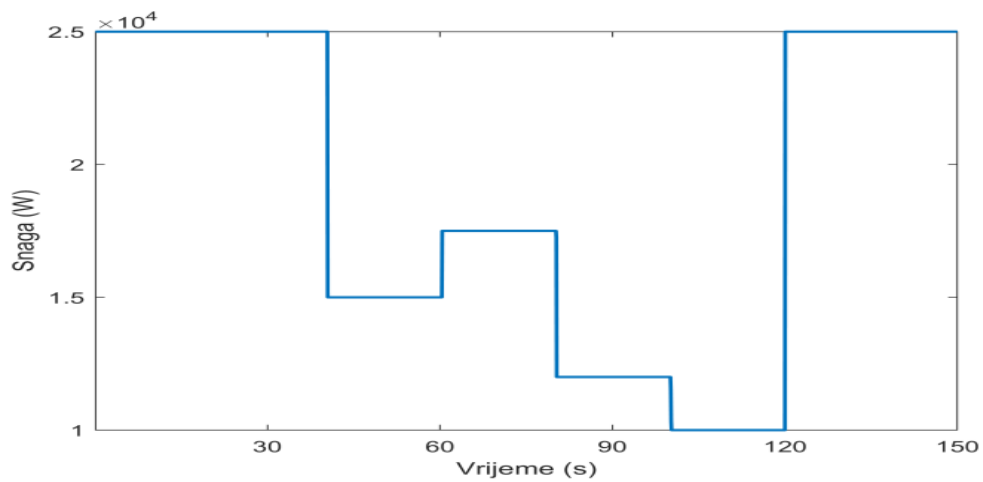
Simulacije će biti provedene za dva različita načina opterećenja, step opterećenje i kontinuirano sinusnom funkcijom. Opterećenje u sustav donosimo promjenom potrošnje električne i toplinske energije i to radimo istovremeno. Unutar sustava stavljen je blok delay od 2 sekunde na maseni protok da bi uzeli u obzir tromost sustava.

4.4.1 Opterećenje sustava step funkcijom

Zadana je vremenska promjena toplinske i električne energije prema slikama.

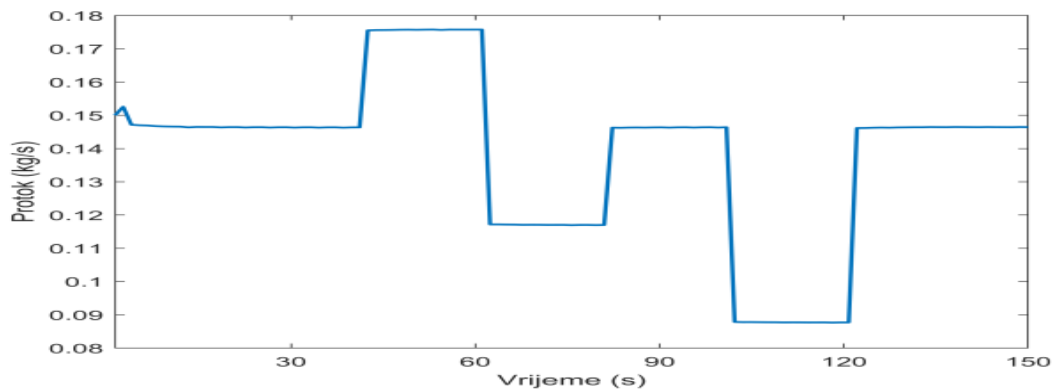


Slika 16. Potrošnja (step) električne energije

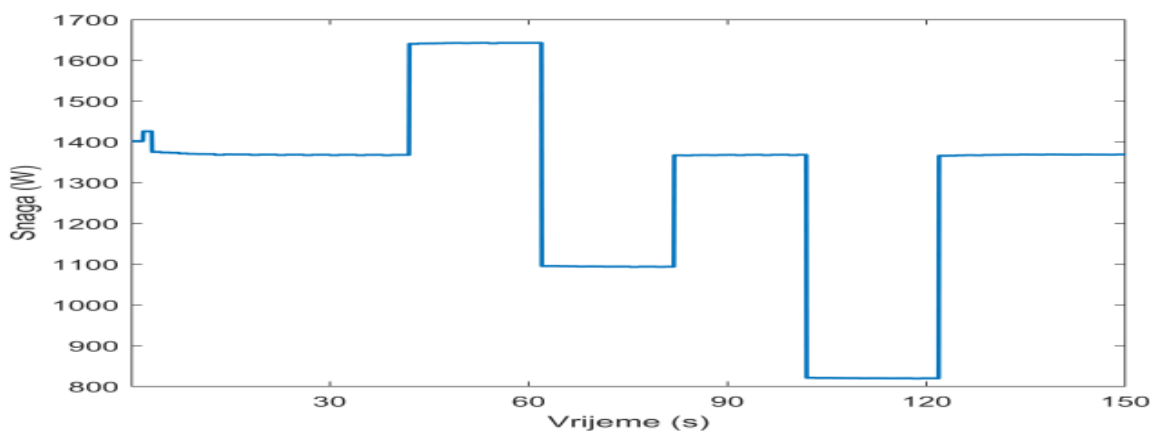


Slika 17. Potrošnja (step) toplinske energije

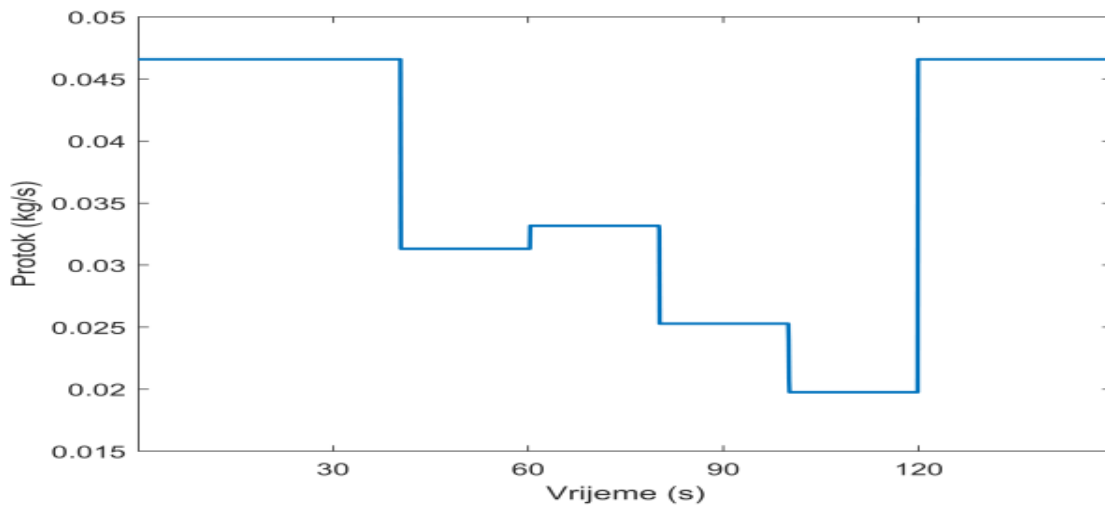
4.4.2 Odzivi na step opterećenje



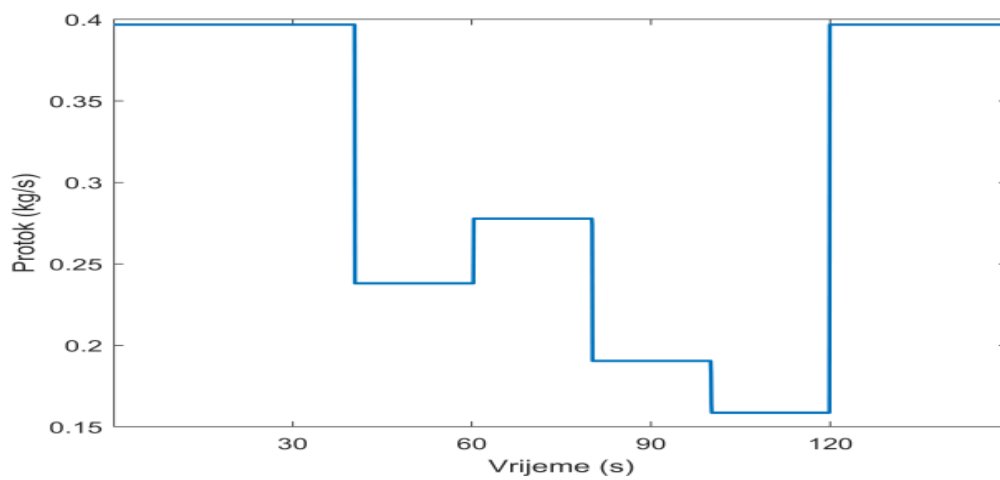
Slika 18 Odziv masenog toka radne tvari na step opterećenje



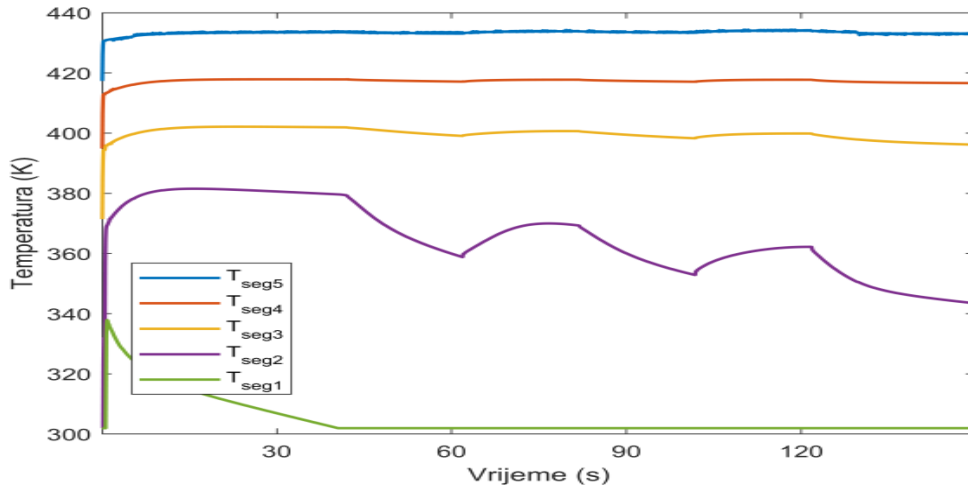
Slika 19. Odziv snage pumpe na step opterećenje



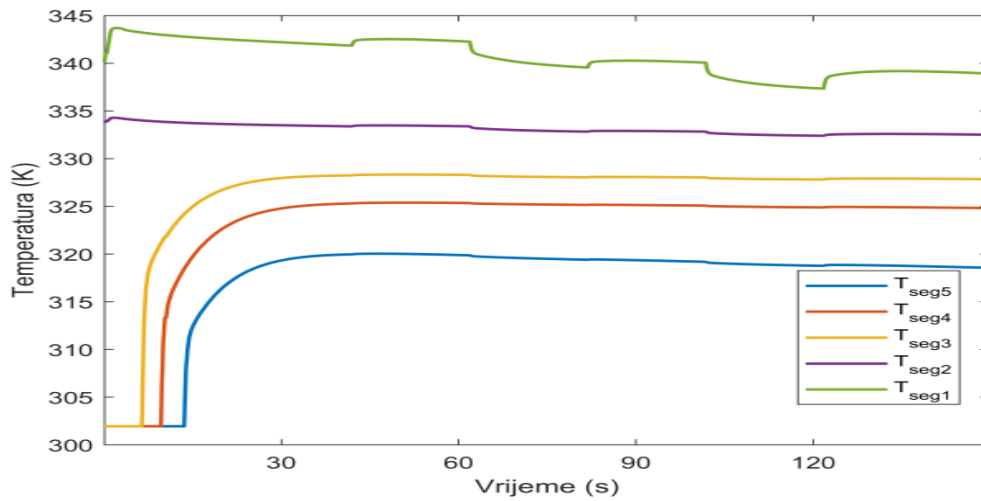
Slika 20. Odziv masenog toka ogrijevnog medija (ulje) na step opterećenje



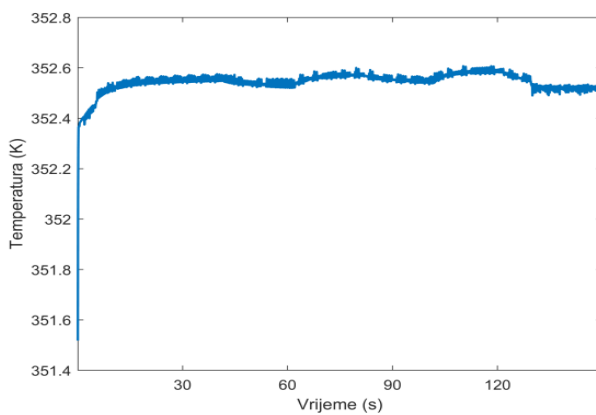
Slika 21. Odziv masenog toka rashladnog medija (vode) na step opterećenje



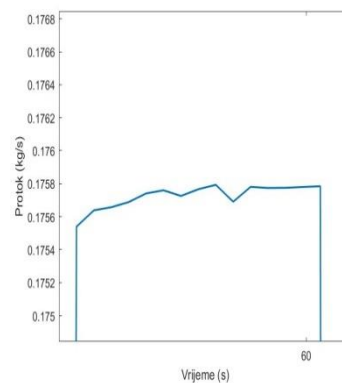
Slika 22. Odziv temperatura segmenata isparivača na step opterećenje



Slika 23. Odziv temperatura segmenata regeneratora za paru radnog medija za step



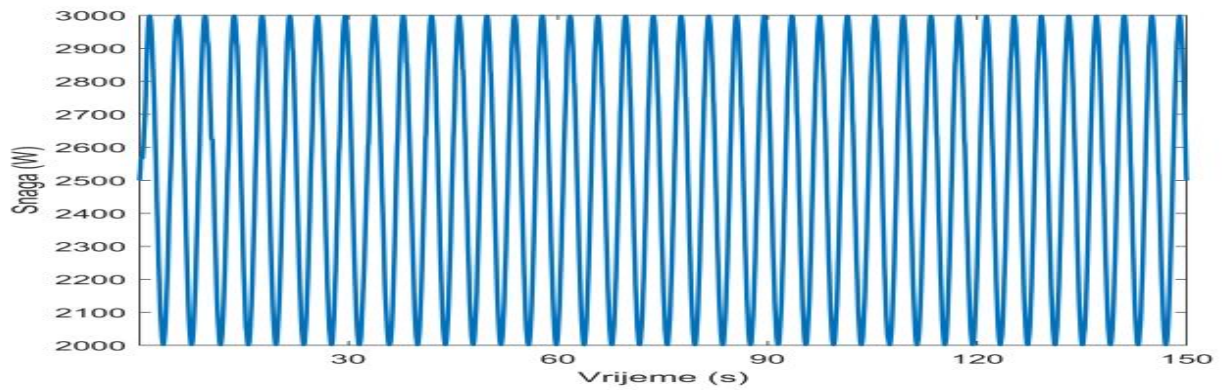
Slika 24. Odziv izlazne temperature turbine step opterećenje radne tvari



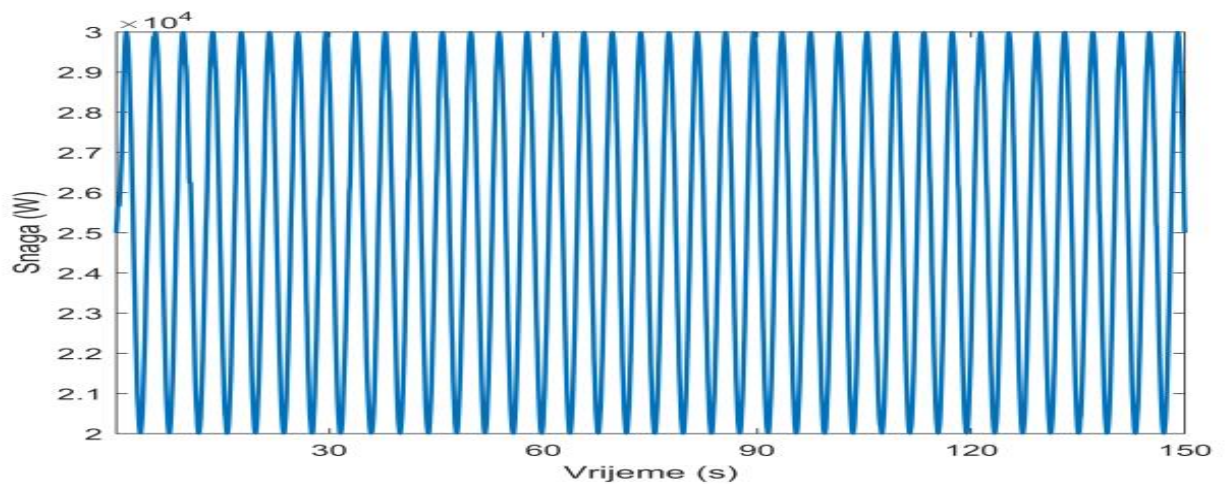
Slika 25. Fluktuacija masenog protoka na step opterećenje

4.4.3 Opterećenje sustava kontinuiranom sinusnom funkcijom

Zadana je vremenska promjena toplinske i električne energije prema slikama.

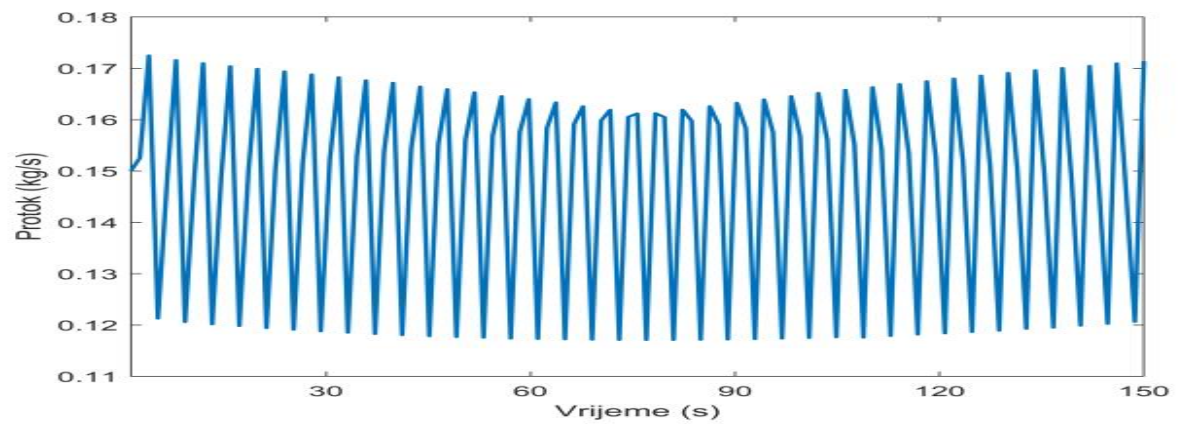


Slika 26. Potrošnja električne energije zadana sinusnom funkcijom

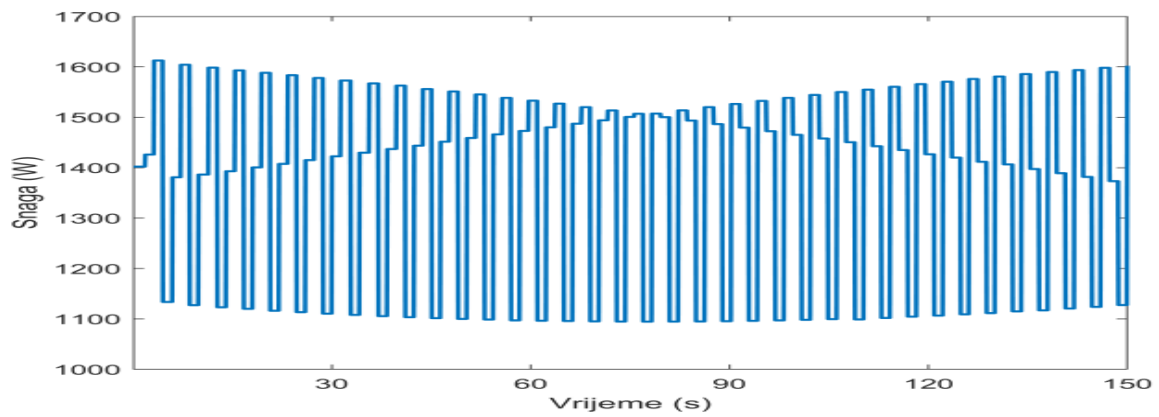


Slika 27. Potrošnja toplinske energije zadana sinusnom funkcijom

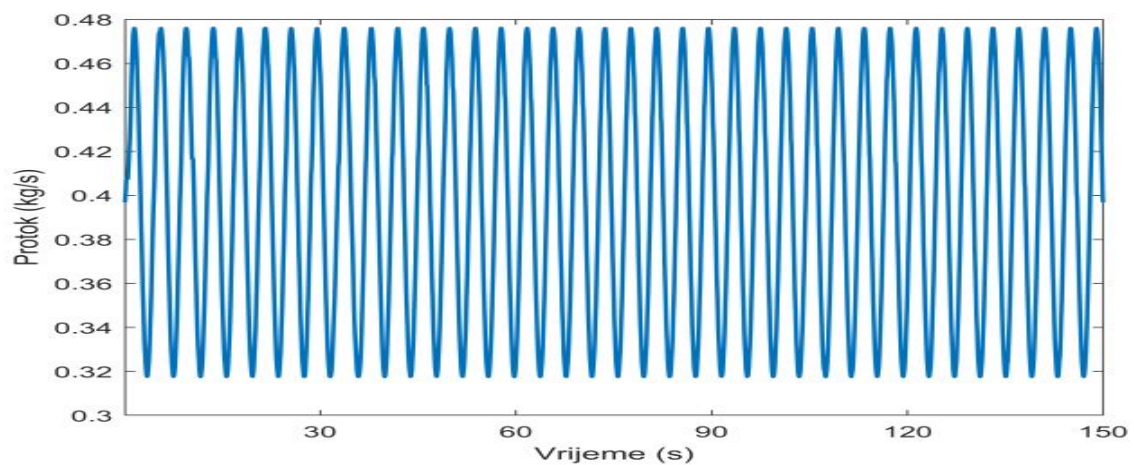
4.4.4 Odzivi na sinusno opterećenje



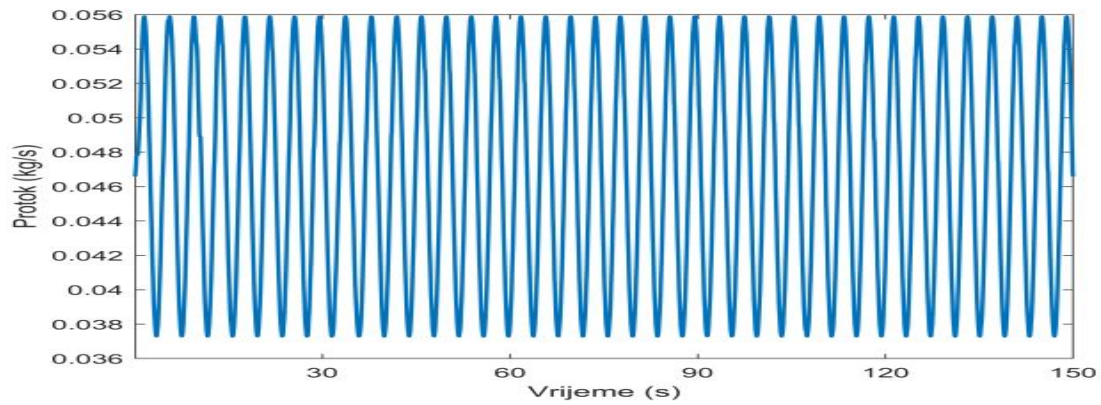
Slika 28. Odziv masenog toka radne tvari na sinusno opterećenje



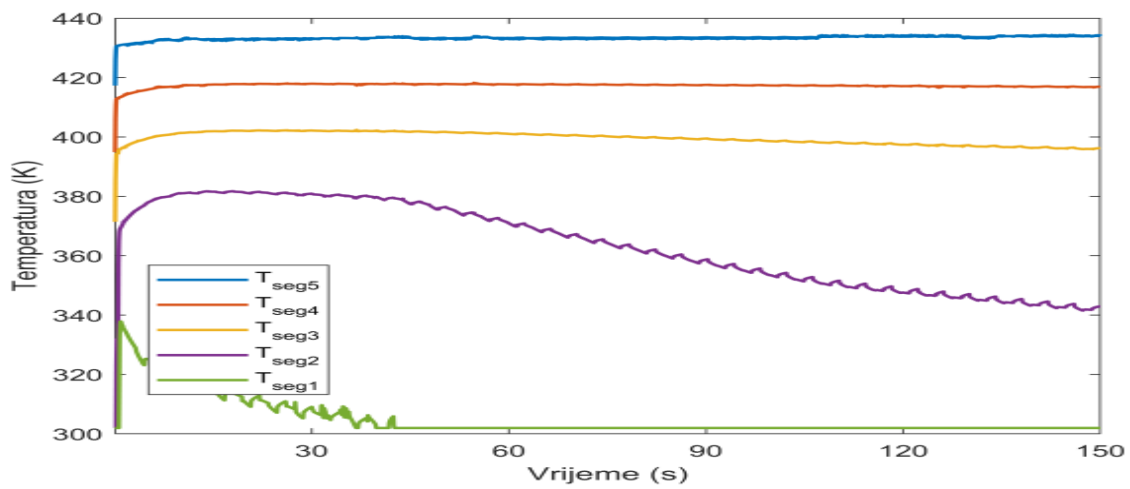
Slika 29. Odziv snage pumpe na sinusno opterećenje



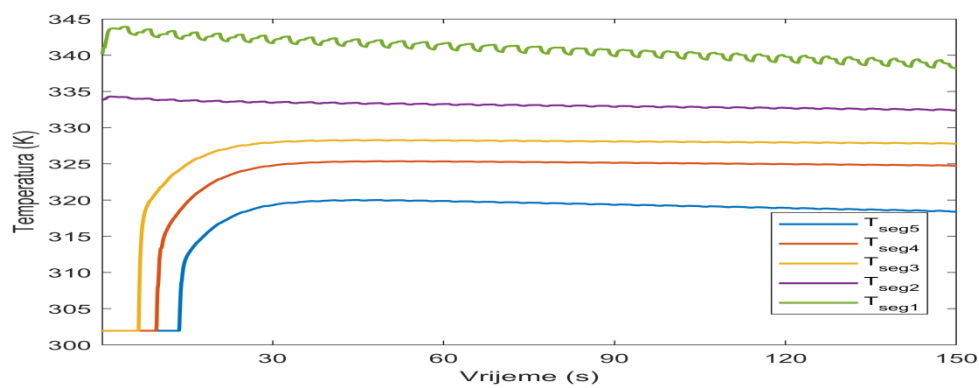
Slika 30. Odziv protoka rashladnog medija (vode) na sinusno opterećenje



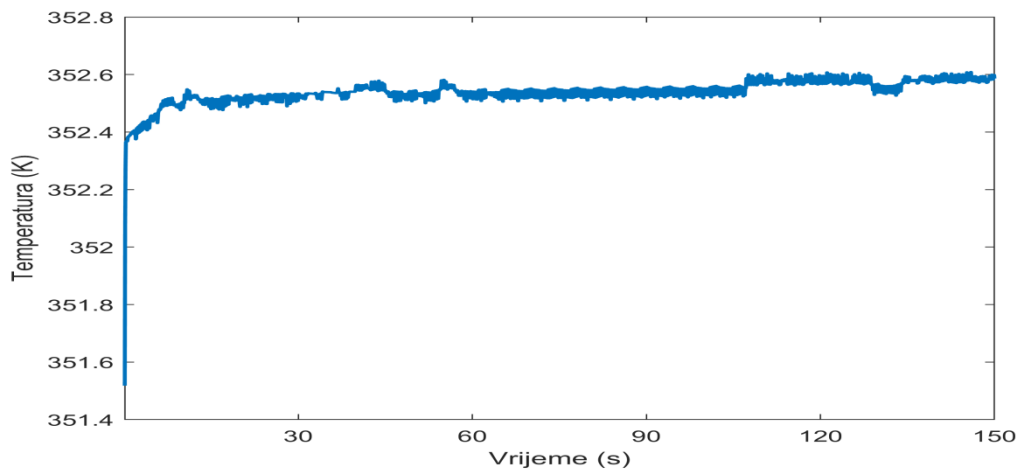
Slika 31. Odziv protoka ogrijevnog medija (ulja) na sinusno opterećenje



Slika 32. Odziv temperatura segmenata isparivača na sinusno opterećenje



Slika 33. Odziv temperatura segmenata regeneratora za paru radnog medija na sinusno opterećenje



Slika 34. Odziv izlazne temperature turbine na sinusno opterećenje (dolje desno)

4.4.5 Interpretacija dobivenih rezultata

Na temelju simulacije zaključujemo da krivulja masenog protoka vode prati krivulju toplinskog opterećenja što je očekivano jer između njih postoji linearna ovisnost. Isto tako maseni protok radnog medija prati krivulju snage pumpe što je također lako za predvidjeti. Maseni protok ulja linearan je s obzirom na oba opterećenja naravno jer je funkcija i toplinskog opterećenja i električne energije. Zbog kašnjenja odziva masenog protoka i nedostatka regulacije sustav također reagira promjenom temperature ulaza iz turbine što je za očekivati jer poremećaj masenog toka ide iz turbine. Promjena temperature 1. i 2. segmenta regeneratora radne tvari na strani pare reagira na promjenom temperature što je također za očekivati jer ulazni signal u regenerator ulaz turbine. Segmenti 1. i 2. isparivača također reagiraju jer su segmenti regeneratora 4. i 5. Tekućine radne tvari povezani su sa segmentima 1. i 2. radne tvari pare regeneratora, a segment 5. je direktno povezan sa ulazom u isparivač. Sve fluktuacije temperatura ičežavaju do ulaska u preostale segmente.

5. ZAKLJUČAK

Sustav u odnosu na pilot postrojenje reagira slično u smislu promjene veličina za zadane ulaze. Naravno brojna zanemarenja modela kao i korištenje kontinuiranih funkcija smanjuju točnost rješenja. Najveći izazov u svemu je bio za malo poznatih veličina i ulaznih podataka naći optimum rješenja koje bi zadovoljilo sustav, to se odrazilo na predimenzioniranju površina izmjene topline za zadano toplinsko opterećenje. Isto tako je očita potreba za regulacijom naravno ovakav model to ne pokazuje toliko drastično. Rad na ovome projektu omogućio mi je povezivanje naučenih znanja na fakultetu, kao i upotreba inženjerskog razmišljanja u smislu optimiziranja točnosti i složenosti rješenja.

LITERATURA

- [1] Galović, A.: Termodinamika I, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [2] Galović, A.: Termodinamika II, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [3] Lončar, D., Krajačić, G., Vujanović, M.: Podrška developerima – Primjeri najbolje prakse za kogeneraciju na drvenu biomasu', Zagreb, 2009
- [4] Experimental investigation of the domestic CHP ORC system in transient operating conditions Grzegorz Żywica