

Idejno rješenje 700 kW ORC kogeneracijskog postrojenja loženog drvnom biomasom

Lovrak, Ana

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:511826>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-13**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ana Lovrak

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Dražen Lončar

Student:

Ana Lovrak

Zagreb, 2015.

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

Zahvaljujem se svom mentoru izv. prof. dr.sc. Draženu Lončaru na njegovom vremenu, stručnoj pomoći te korisnim savjetima prilikom izrade ovog rada.

Ana Lovrak



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: **Ana LOVRAK**

Mat. br.: 0035188057

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **IDEJNO RJEŠENJE 700 kW ORC KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA LOŽENOG DRVNOM BIOMASOM**
Naslov rada na engleskom jeziku: **CONCEPTUAL DESIGN OF 700 kW ORC BIOMASS FIRED COGENERATION PLANT**

Opis zadatka:

Tvrtka u drvnoprerađivačkoj industriji razmatra ulaganje u novo energetska postrojenje u kojem će se korištenjem drvnog ostatka proizvoditi električna i toplinska energija. Toplinska energija koristila bi se za sušenje drvnih poluproizvoda, te grijanje radnih prostora na lokaciji tvrtke kao i za pokrivanje sezonskih potreba grijanja škole. Vršna toplinska opterećenja procjenjuju se na 1000 kW u tvrtki i 600 kW u školi. Godišnja raspoloživa količina drvnog ostatka procjenjuje se na 10000 m³.

U radu je potrebno:

1. Opisati komercijalno dostupne kogeneracijske tehnologije korištenja biomase u segmentu malih postrojenja čija električna snaga ne prelazi 1 MW.
2. Odrediti godišnji profil toplinskih potreba sušenja drvnih poluproizvoda i grijanja prostora.
3. Definirati konfiguraciju i izraditi termodinamički proračun kogeneracijskog postrojenja električne snage 700 kW s organskim Rankineovim ciklusom.
4. Usporediti sezonske režime pogona na primjeru tipičnog zimskog, proljetnog i ljetnog tjedna.
5. Odrediti glavne financijske pokazatelje pogona (investicijski trošak, trošak pogona i održavanja, trošak nabavke dodatnih količina drvne sječke, prihod od prodaje električne energije) potrebne za izračun indikatora profitabilnosti projekta.

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

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

5. svibnja 2015.

2. rok: 17. rujna 2015.

2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr.sc. Dražen Lončar

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

Sadržaj

1.Uvod.....	1
2.Kogeneracije na biomasu	2
2.1.Tehnologije koje se koriste za kogeneracije na biomasu do 1MWe	4
2.1.1.Organski Rankinov ciklus	4
2.1.2.Rasplinjavanje biomase.....	14
3.Konfiguracija i termodinamički proračun kogeneracijskog postrojenja električne snage 700 kW s organskim Rankinovima ciklusom.....	18
3.1.Turbina	18
3.2.Regenerator (sa strane pregrijane pare).....	20
3.3.Kondenzator	20
3.4.Pumpa.....	21
3.5.Regenerator (sa strane kapljevine)	22
3.6.Isparivač	22
4. Termodinamički proračun izgaranja	25
Sastav goriva	25
Potrebna količina kisika za izgaranje	25
Masa vlažnih dimnih plinova	26
Snaga ložišta i maseni protok goriva.....	26
5.Toplinska potrošnja	29
5.1.Toplinske potrebe grijanja prostora.....	29
5.2.Toplinske potrebe sušenja sirovine	31
5.3. Ukupna toplinska potrošnja.....	36
5.4. Režim rada kogeneracije	37
6. Financijski pokazatelji pogona	40
Zaključak	42
LITERATURA.....	44

POPIS SLIKA

Slika 1. Kogeneracija na biomasu u Francuskoj, snage 50 MWe	2
Slika 2 . Ukupno instalirana snaga ORC-a kroz godine.....	4
Slika 3. T-s dijagram promjene agregatnih stanja različitih medija.....	6
Slika 4. Podjela organskih medija prema nagibu krivulje temperatura-entropija	7
Slika 5. Shema ORC postrojenja s termouljem kao posrednikom topline	10
Slika 6. T-s dijagram s ucrtanim promjenama stanja termoulja, toulena i rashladne vode.....	10
Slika 7. Indirektan i direktan isparivač organskog medija	12
Slika 8. Shema ORC-modula s direktnim isparivanjem	13
Slika 9. Shema toplinskih procesa u oborinskom generatoru plina	15
Slika 10. Sustav za rasplinjavanje s plinskim motorom.....	16
Slika 11. Proces u idealnoj i realnoj turbini	18
Slika 12. Proces u idealnoj i realnoj pumpi.....	21
Slika 13. T-s dijagram ORC procesa s etilbenzenom kao radnim medijem	23
Slika 14. Funkcionalna shema ORC modela.....	24
Slika 15. Prosječne vrijednosti vanjske temperature za Slunj.....	29
Slika 16. Toplinska snaga grijanja	30
Slika 17. Toplinska energija grijanja.....	31
Slika 18. Mjesečna proizvodnja peleta.....	34
Slika 19. Vlažnost trupaca.....	34
Slika 20. Mjesečno isparena voda	34
Slika 21. Toplinska energija sušenja	35
Slika 22. Toplinska snaga sušenja.....	35
Slika 23. Toplinska snaga grijanja i sušenja	36
Slika 24. Toplinska energija grijanja i sušenja.....	36
Slika 25 . Električna energija predana u mrežu, u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom energijom.....	37
Slika 26. Električna snaga predana u mrežu, u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom snagom.....	37
Slika 27. Toplinska energija odvedena u zračnom hladnjaku	38
Slika 28. Godišnja proizvodnja električne energije	39

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja 473,15 K.....	5
Tablica 2. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja 523,15K.....	5
Tablica 3. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja od 563,15 K.....	6
Tablica 4. Stupanj pregrijanja vode za razne tlakove isparivanja i kondenzacije.....	7
Tablica 5. Pogonski parametri turbine.....	19
Tablica 6. Parametri regeneratora na strani pregrijane pare.....	20
Tablica 7. Parametri kondenzatora.....	21
Tablica 8 Parametri kondenzatora.....	22
Tablica 9. Parametri regeneratora sa strane kapljevine.....	22
Tablica 10. Parametri isparivača.....	23
Tablica 11. Kemijski sastav smjese graba i bukve.....	25
Tablica 12. Proračun gubitka osjetne topline.....	27
Tablica 13. Proračun vrijednosti vanjske temperature za Slunj.....	29
Tablica 14. Rezultati proračuna toplinske energije i snage potrebne za grijanje radnih prostorija.....	30
Tablica 15. Vlažnost sirovine koja se koristi za izradu peleta, po mjesecima.....	32
Tablica 16. Proizvodnja peleta po mjesecima.....	33
Tablica 17. Rezultati proračuna toplinske energije i snage sušenja.....	33
Tablica 18. Ukupne potrebe za toplinskom snagom i energijom.....	36
Tablica 19. Proizvedena električna energija i snaga u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom energijom.....	37
Tablica 20. Toplinska energija odvedena u zračnom hladnjaku.....	38
Tablica 21 . Električna energija za mrežu, ventilatore i vlastitu potrošnju.....	38
Tablica 22. Otkupne cijene električne energije dobivene iz elektrane na biomasu.....	40
Tablica 23. Iznos korektivnog koeficijenta.....	40
Tablica 24. Glavni financijski pokazatelji pogona- prihodi.....	41
Tablica 25. Glavni financijski pokazatelji pogona- troškovi.....	41

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
η_{GOD}	-	Godišnja učinkovitost postrojenja
p	Pa	Tlak
η_G	-	Električna iskoristivost generatora
η_T	-	Izentropska iskoristivost turbine
h	kJ/kg	specifična entalpija
m_e	kg/s	Maseni protok radne tvari (etilbenzena)
m_{ras}	kg/s	Maseni protok rashladne vode
P_t	kW	Snaga turbine
P_{neto}	kW	Neto snaga predana u mrežu
P_{potr}	kW	Snaga potrebna za podmirivanje vlastitih potreba
T	K	Temperatura
ϑ	°C	Temperatura
s	kJ/kgK	Specifična entropija
P_p	kW	Snaga pumpe
η_P	-	Izentropska iskoristivost pumpe
T_{kond}	K	Temperatura kondenzacije
T_{ras}	K	Temperatura rashladne vode
Q_{kond}	kW	Toplinski tok izmijenjen u kondenzatoru
Q_r	kW	Toplinski tok izmijenjen u regeneratu
Q_{isp}	kW	Toplinski tok izmijenjen u isparivaču
c	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet
Δh_d	kJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost
M	g/mol	Molarna masa
O_{min}	kgO ₂ /kgG	Minimalna masa kisika, po kilogramu goriva
O_{stv}	kgO ₂ /kgG	Stvarna masa kisika, po kilogramu goriva
λ	-	Pretičak zraka
m_{vdp}	kg _{vdp} /kgG	Masa isparene vlage
q_{osj}	kW/kgG	Gubitak osjetne topline, po kilogramu goriva
$q_{\text{hl+zr}}$	kW/kgG	Gubitak topline zbog hlađenja i zračenja, po kilogramu goriva
m_G	kg/s	Maseni protok goriva
E_{MR}	MWh	Električna energija predana u mrežu
E_{VL}	MWh	Vlastita potrošnja električne energije

E_{VE}	MWh	Električna energija za rad ventilatora
P_{MR}	kW	Električna snaga predana u mrežu
H_{isp}	MWh	Toplinska energija za sušenje sirovine
H_{gr}	MWh	Toplinska energija za grijanje prostorija
H_{uk}	MWh	Ukupne potrebe toplinske energije
Q_{uk}	kW	Ukupne potrebe za toplinskom snagom
x	kg _w /kg	Maseni udio vlage u sirovini
m_s	kg	Masa suhe tvari
m_p	kg	Masa peleta
m_{isp}	kg	Masa isparene vlage
C_k	-	Korekcija poticajne cijene
C	-	Visina poticajne cijene
k	-	Korektivni koeficijent

SAŽETAK

U radu su opisane komercijalno dostupne kogeneracijske tehnologije koje koriste krutu biomasu kao gorivo, a čija snaga ne prelazi 1 MWe. Opisane kogeneracije su: ORC kogeneracija s termouljem kao prijenosnikom topline, ORC kogeneracija s direktnim isparavanjem organskog medija te plinski motor pogonjen generatorskim plinom dobivenim rasplinjavanjem biomase. Posebno su proračunate i opisane komponente ORC kogeneracije s direktnim isparivanjem organskog medija čija je električna neto snaga 700 kW. Proračunata kogeneracija se planira postaviti unutar drvnoprerađivačke industrije, a proizvedena toplinska energija će se koristiti za sušenje sirovine iz koje će se proizvoditi peleti, te za grijanje radnih prostora. Kako bi se mogla predvidjeti potrošnja toplinske energije iz kogeneracije, izračunate su potrebe za toplinskom energijom, pri čemu su uzete u obzir klimatske prilike na mjestu planirane kogeneracije. Na kraju su navedeni glavni financijski pokazatelji pogona potrebni za izračun profitabilnosti projekta.

Ključne riječi: biomasa, organski Rankine-ov ciklus, direktno isparavanje, toplinske potrebe

SUMMARY

This paper describes the commercially available cogeneration technologies that use biomass as fuel and whose electrical power does not exceed 1 MW. Described cogeneration are: ORC cogeneration with oil loop, ORC cogeneration with direct evaporation and a gas engine powered by generator gas, obtained from biomass gasification. Components of 700 kW ORC cogeneration with direct evaporation that has net electrical power of 700 kW, were calculated and described. Calculated cogeneration is planned to set up within wood industry, which will use heat for heating working premises and for drying material that will be used for production of pellets. In order to predict consumption of heat from cogeneration, heat requirements are calculated, and in these calculations are climatic conditions of the location (where cogeneration is planned to be) taken into account. Finally, main financial indicators of operation which are necessary for calculation of profitability of the project are shown.

Keywords: biomass, organic Rankine cycle, direct evaporation, heat requirements,

1.Uvod

Porast broja stanovnika i životnog standarda, do kojeg je došlo u prošlom stoljeću, rezultirao je naglim porastom potrebe za energijom. Za pokrivanje tih povećanih energetske potreba najčešće su se koristila fosilna goriva. Povećanim korištenjem fosilnih goriva došlo je do naglog povećanja emisije CO₂, kojeg mnogi smatraju glavnim uzročnikom globalnog zatopljenja. Pronalazak načina za pokrivanje energetske potreba, uz minimalan utjecaj na okoliš, jedan je od najvećih izazova 21. stoljeća. Kako bi se smanjio utjecaj energetike na okoliš povećao se interes za obnovljivim izvorima energije. U ovom radu bit će govora o biomasi kao obnovljivim izvorom energije. Iako se kao produkt izgaranja biomase javlja CO₂, ukupan učinak je drugačiji od onog koji se javlja kod izgaranja fosilnih goriva. CO₂ nastao izgaranjem biomase je ranije bio apsorbiran iz okoliša. Uzimanje CO₂ iz okoliša i ispuštanje istog u okoliš (bilo izgaranjem biomase, bilo njenom razgradnjom) je u bilanci za relativno kratko vremensko razdoblje od par godina. Zato se rast i primjena biomase može smatrati kružnim procesom. To je u suprotnosti s ulogom CO₂ iz fosilnih goriva. Kružni ciklus kod fosilnih goriva odvija se u dugom vremenskom razdoblju, što rezultira akumulacijom CO₂ u atmosferi [1].

2. Kogeneracije na biomasu

U današnje vrijeme oko 12 % svjetski proizvedene energije dobiva se izgaranjem biomase. Biomase se većinom koristi na tradicionalan neučinkovit način, a toplina oslobođena izgaranjem koristi se za grijanje i kuhanje [1]. Budući da se društvo sve više usmjerava na maksimalno iskorištenje primarne energije, korištenjem efikasnijih tehnologija, razvijen je koncept kogeneracije [2]. Kogeneracija je istodobna proizvodnja električne i toplinske energije u jedinstvenom procesu. Mjesta koja su prikladna za primjenu kogeneracije su ona u blizini kojih se nalaze veći potrošači toplinske energije kao što su bolnice, starački domovi, škole, stambene zgrade, postrojenja za sušenje itd.

U ovom radu bit će govora o postrojenju (kogeneraciji) koje kao gorivo koristi šumsku biomasu. Predviđa se da će do 2050. godine udio biomase u svjetskoj potrošnji energije iznositi između 30 i 40% [3]. U periodu od 2004. do 2006. godine ukupno učešće biomase u Europi se povećalo za 11%. Primjeri zemalja sa značajnim korištenjem biomase u svrhu dobivanja energije su: Ukrajina koja ima instalirane kapacitete od 320 MWe, Njemačka koja je 2010. godine imala oko 261 postrojenje sa kapacitetom od 1240 MWe, Švedska gdje se 2009. godine 32% potrošene energije dobivalo iz biomase itd.[4] Na slici 1. prikazana je jedna od najvećih kogeneracija na biomasu u Europi, snage 50 MWe. Kogeneracija je smještena u Francuskoj i u pogonu je od 2010. godine [5].



Slika 1. Kogeneracija na biomasu u Francuskoj, snage 50 MWe [5]

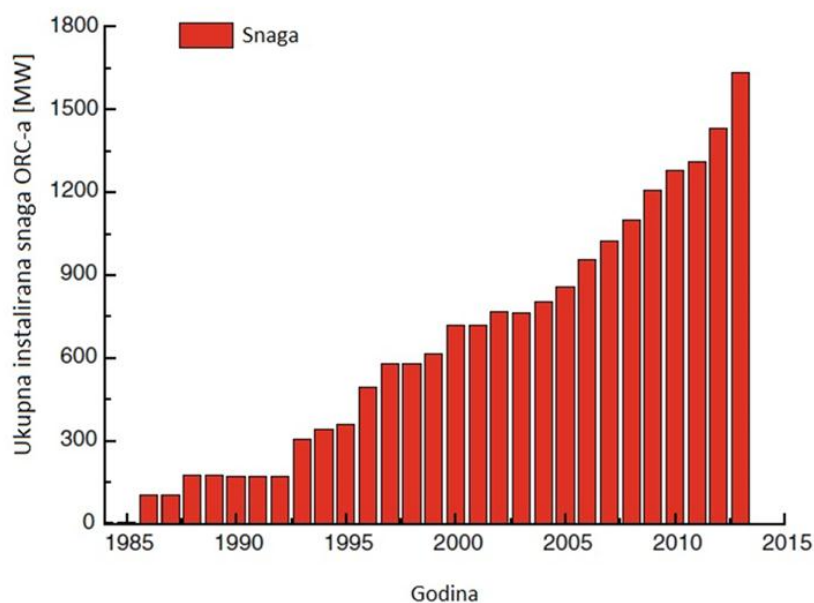
Jedna od značajki biomase je niža temperatura izgaranja, u odnosu na temperaturu izgaranja fosilnih goriva. To je posljedica niže ogrjevne vrijednosti, koja ovisi o kemijskom sastavu goriva. Sadržaj kisika u većini fosilnih goriva je vrlo nizak (neka fosilna goriva uopće nemaju prisutnog kisika), dok udio kisika u biomasi može biti do 50% [1]. Zbog tog razloga biomasa ima otprilike dvostruko manju ogrjevnu vrijednost od fosilnih goriva. Donja ogrjevna vrijednost biomase, svedena na kilogram vlažne tvari, iznosi 5,5 kWh/kg_{v.t.} za biomasu vlažnosti 10% (peleti) te 2,2 kWh/kg_{v.t.} za biomasu vlažnosti 50% (drvena sječka, crnogorica) [2].

Kako je biomasa distribuirana na velikom području te ima malu gustoću, troškovi skupljanja, transporta i skladištenja potiču decentralizaciju proizvodnje električne energije. Za korištenje biomase potrebno ju je prethodno pripremiti (peletiranjem, chipiranjem) kako bi se mogla skladištiti, transportirati i koristiti u modernoj opremi za pretvorbu energije kao što su motori i turbine. Kogeneracije na biomasu često su instalirane u poduzećima koja proizvode pelete, drvenu građu i namještaj. Kod takvih primjena postoji konstantna potreba za toplinskom energijom koja se koristi u sušarama, a biomasa koja nije upotrebljiva u tim tvornicama se koristi kao gorivo u kogeneraciji, zbog čega je jednostavno osigurati kontinuiranu i stabilnu nabavku goriva. Pri obradi drveta gubi se oko 35-40% od ulazne sirovine u procesu proizvodnje, usporedbe radi, količina otpada za neke proizvode kao što su parketi iznosi i do 65% [6].

2.1. Tehnologije koje se koriste za kogeneracije na biomasu do 1MWe

2.1.1. Organski Rankinov ciklus

Organski Rankinov ciklus (ORC) je tehnologija kojom se niskotemperaturna toplina koristi za dobivanje mehaničkog rada. Koristi se za dobivanje mehaničkog rada iz otpadne topline, biomase, geotermalnih izvora i solarne tehnologije. ORC tehnologija može pretvoriti toplinsku energiju relativno niskih temperatura u rasponu od 80 do 350°C u električnu energiju i može igrati važnu ulogu u povećanju energetske učinkovitosti novih ili postojećih postrojenja. Raspon snage kod kojih se koristi ORC je između 1 kWe do 3 MWe. Do kraja 2013. instalirani kapacitet ORC postrojenja u svijetu iznosio je oko 1700 MW, a raste sve brže. Na slici 2. prikazana je ukupno instalirana snaga ORC-a kroz godine. [7]



Slika 2 . Ukupno instalirana snaga ORC-a kroz godine [7]

Princip rada ORC-a sličan je onome kakav se koristi kod standardnih vodeno parnih Rankinovih ciklusa, odnosno radni medij prolazi kroz iste promjene stanja. Radni medij se pumpa u isparivač, tamo se slabo pregrijava i takav odlazi turbinu gdje ekspandira i predaje mehanički rad vratilu. Nakon turbine organski fluid u plinovitom stanju odlazi u kondenzator u kojem radni medij kondenzira. Ponekad se ispred kondenzatora postavlja regeneratore kako bi pregrijana para nakon izlaska iz turbine predala toplinu radnom mediju, prije no što uđe u isparivač. Razlika između ORCa i standardnih vodeno parnih Rankinovog ciklusa je u radnom

mediju. Dok se kod standardnih vodeno parnih Rankinovog ciklusa kao radni medij koristi voda, kod ORC-a se koriste organski mediji kao što su : toulen, etilbenzen, R245fa,MDM..

Karakteristike organskih medija:

-veća molarna masa u usporedbi s vodom

Za postizanje nazivne snage, korištenjem fluida veće molarne mase potreban je manji volumni protok, koji nadalje rezultira sporijom vrtnjom turbine. Zbog relativno malih brzina vrtnje turbine veza između turbine i generatora je direktna, te su na taj način smanjeni mehanički gubici.

-niži tlak isparavanja u usporedbi s vodom

U programu MATLAB, uz pomoć aplikacije 'Cool.Prop' traženi su tlakovi isparavanja organskih medija koje se često koriste u ORC kogeneracijama te tlakovi isparavanja vode za temperature isparavanja od 473,15 K,523,15K i 563,15 K.

Tablica 1. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja 473,15 K

Radni medij	Tlak isparavanja, za temperaturu isparavanja od 473,15 K
TOULEN	7,5 bar
MDM	3 bar
ETILBENZEN	4,32 bar
VODA	15,5 bar

Tablica 2. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja 523,15K

Radni medij	Tlak isparavanja, za temperaturu isparavanja od 523,15 K
TOULEN	16,72 bar
MDM	7,5 bar
ETILBENZEN	10,23 bar
VODA	39,76 bar

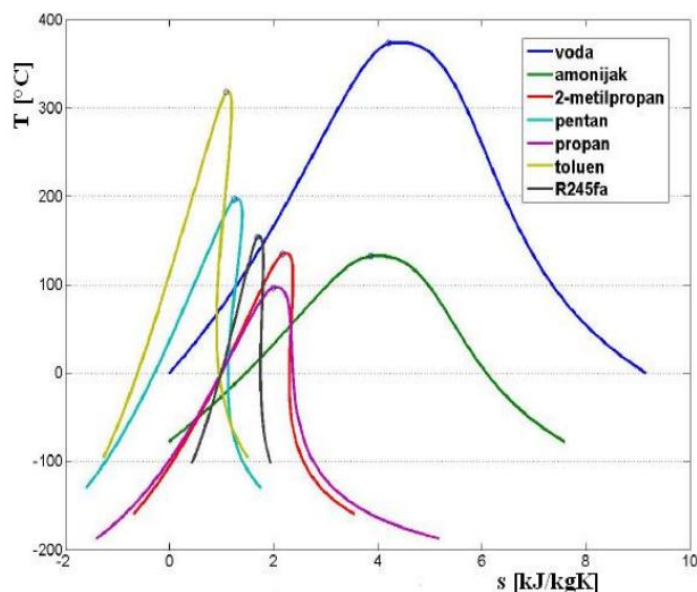
Tablica 3. Tlakovi isparavanja toulena, MDM-a, etilbenzena i vode za temperaturu isparavanja od 563,15 K

Radni medij	Tlak isparavanja, za temperaturu isparavanja od 563,15 K
TOULEN	28,84 bar
MDM	13,95 bar
ETILBENZEN	18,24 bar
VODA	74,42 bar

Kao što je vidljivo iz tablica organski mediji toulen, MDM i etilbenzen imaju znatno niže tlakove isparavanja, nego što je slučaj s vodom. Rad na nižim tlakovima smanjenje naprezanje i produžuju životni vijek kotla. Također, kod takvih pogona za rad nije potrebna dozvola inspektora parnih kotlova.

-negativni ili izentropski nagib krivulje temperatura-entropija na dijelu suhozasićene pare,

Na slici 3. je prikazan T-s dijagram promjene agregatnih stanja za vodu i neke druge radne fluide koji se koriste u ORC procesu.

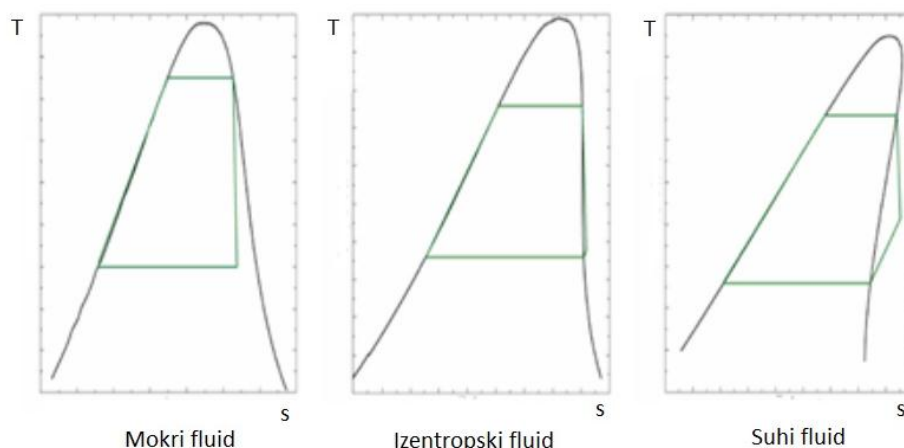


Slika 3. T-s dijagram promjene agregatnih stanja različitih medija [3]

Prema nagibu krivulje temperatura-entropija na djelu suhozasićene pare organski mediji se dijele na (slika 4.) [3]:

- mokre fluide s negativnim nagibom
- izentropske fluide s nagibom koji teži nuli

-suhe fluide s pozitivnim nagibom



Slika 4. Podjela organskih medija prema nagibu krivulje temperatura-entropija [3]

Voda je tipičan mokar fluid. Kako bi se spriječila pojava kapljica vode u turbini, koje bi uzrokovale oštećenje turbine, voda se uobičajeno pregrijava prije izlaska u turbinu. Stupanj pregrijavanja vode za razne tlakove isparavanja i kondenzacije prikazan je u tablici 4.

Tablica 4. Stupanj pregrijavanja vode za razne tlakove isparavanja i kondenzacije [7]

p_i (kPa)	p_o (kPa)	T_i (°C)	T_k (°C)	T_p (°C)	ΔT (°C)
47,4	5,6	80,0	35,0	242,2	162,2
198,7	5,6	120,0	35,0	441,5	321,5
618,2	5,6	160,0	35,0	638,5	478,5
70,2	9,6	90,0	45,0	240,6	150,6
270,3	9,6	130,0	45,0	426,3	296,3
792,2	9,6	170,0	45,0	609,2	439,2
101,4	15,8	100,0	55,0	240,0	140,0
361,5	15,8	140,0	55,0	413,8	273,8
1002,8	15,8	180,0	55,0	584,4	404,4

Prosječna temperatura dovođenja topline se određuje tako da se površina u T-s dijagramu (izmijenjena toplina) podijeli s promjenom entropije od početka do kraja dovođenja topline. Najveći dio topline izmjenjuje se u području promjene faze odnosno prilikom isparavanja. Upravo zbog toga na prosječnu temperaturu dovođenja topline najviše utječe temperatura pri kojoj radni medij isparava. S zadanim ograničenjem temperature, visok stupanj pregrijavanja smanjuje prosječnu temperaturu dovođenja topline vodi. Kod organskih medija, zbog negativnog ili izentropskog nagiba, nema potrebe za velikim pregrijavanjem medija, zbog čega temperatura isparavanja može biti bliža temperaturi toplinskog izvora, odnosno prosječna temperatura dovođenja topline može biti viša. Kako učinkovitost kružnog procesa

ovisi o prosječnoj temperaturi dovođenja i prosječnoj temperaturi odvođenja topline, povećanje temperature dovođenja topline uzrokuje povećanje stupnja djelovanja kružnog procesa. S vršnom temperaturom procesa od 150 °C i temperaturom kondenzacije od 35 °C učinkovitost idealnog Rankinovog procesa, koji kao radni medij koristi vodu iznosi 8,3% dok za radni medij R245fa iznosi 18,7% [7].

-manja latentna toplina isparavanja, u usporedbi s vodom

Sa slike 3. uočava se razlika u promjeni entropije između krivulje vrele kapljevine i krivulje suhozasićene pare za vodu i druge radne fluide. Organski fluidi imaju znatno manju promjenu entropije u odnosu na vodu, iz čega se vidi da organski fluidi imaju manju latentnu toplinu isparavanja.

Tražene karakteristike radnih fluida:

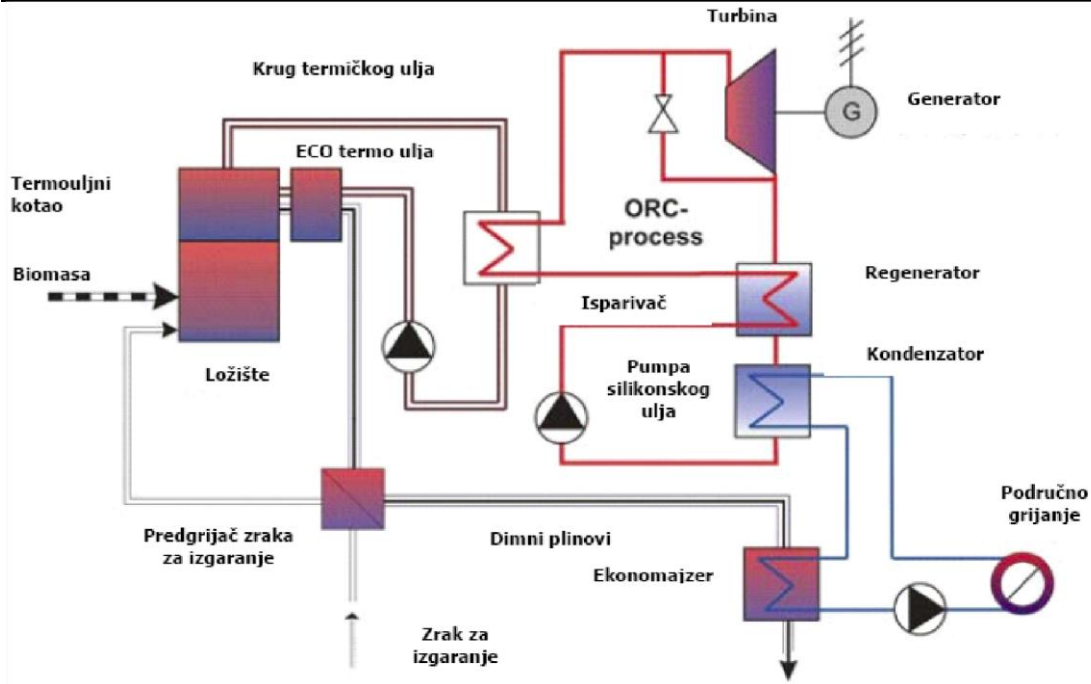
- pozitivna ili izentropska linija zasićenja pare
- visoka gustoća pare- niska gustoća pare rezultira većim protokom te povećanjem pada tlaka u izmjenjivačima topline
- mala viskoznost-mala viskoznost organskog medija povoljno utječe na postizanje visokih koeficijenta prolaza topline uz male gubitke trenjem
- zadovoljavajući tlak isparavanja-visok tlak dovodi do većih investicijskih troškova i kompleksnosti postrojenja
- visoka kemijska stabilnost kako bi se izbjegla raspadanje i razlaganje na radnim temperaturama
- ne korozivan, neotrovan i nezapaljiv
- dobra dostupnost i prihvatljiva cijena te nizak stupanj utjecaja na ozon

2.1.1.1. ORC s termouljem kao prijenosnikom topline

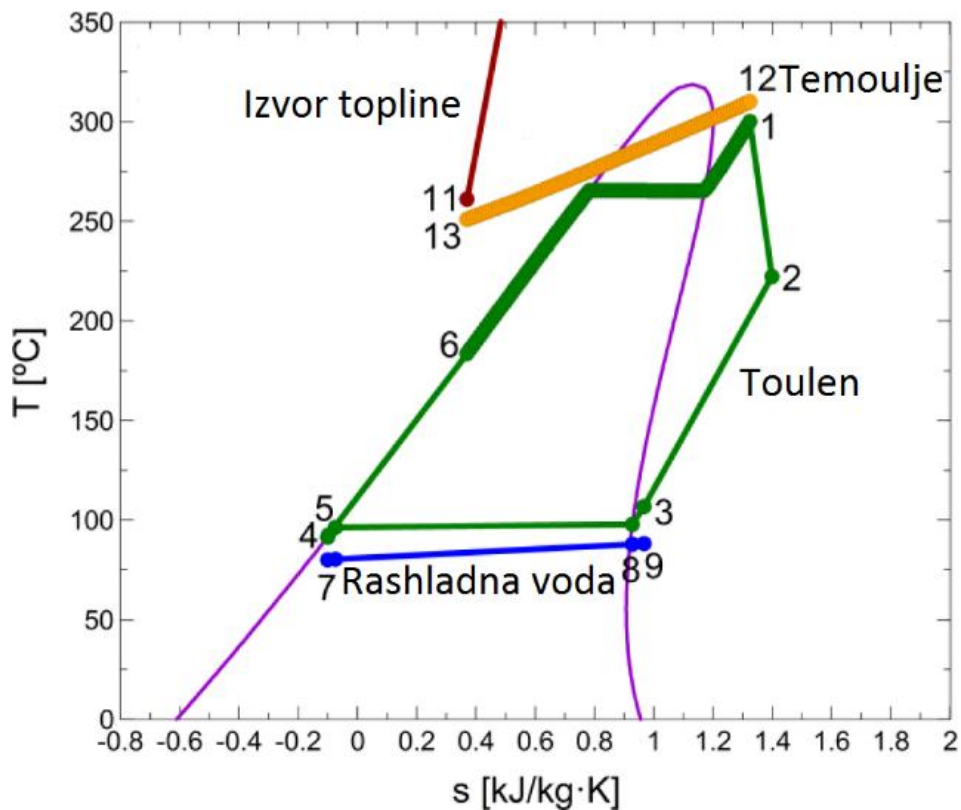
Drvena biomasa (gorivo) automatski se dozira u ložište gdje izgara. Uz zrak za izgaranje, u ložište se također automatski doziraju i recirkulirani dimni plinovi oduzeti nakon izlaska iz kotla (odnosno nakon ventilatora dimnih plinova). Recirkulacijom dimnih plinova omogućuje se kontrola temperature ložišta uz održavanje zadanog pretička zraka, odnosno ostatka O_2 u dimnim plinovima i redukcije NO_x - emisijskih vrijednosti. Toplina nastala izgaranjem biomase koristi se za zagrijavanje termo ulja, koje služi kao medij posrednik između topline dobivene izgaranjem biomase i organskog fluida, na temperaturu od 250 do 300°C. Zagrijano termičko ulje pumpa se prema isparivaču, gdje se toplina predaje organskom mediju te on isparava, uz najčešće njegovo prethodno predgrijavanje u regeneratoru. Organski medij u plinovitom stanju nakon isparivača odlazi u turbinu, gdje se kinetička energija pare pretvara u mehaničku, a mehanička se u generatoru pretvara u električnu energiju. Zbog relativno malih brzina vrtnje turbine, veza između turbine i generatora je direktna zbog čega su smanjeni mehanički gubici. Ekspandirana para organskog fluida hladi se u regeneratoru, nakon čega odlazi u kondenzator gdje predaje toplinu rashladnoj vodi. Rashladna voda se zagrijava se na temperaturu od 80 do 90°C te se koristi za područno grijanje i druge namjene. Ohlađeno termičko ulje pumpom se vraća u kotao, a kondenzirani organski medij drugom pumpom se vraća nazad u regeneratore, gdje se predgrijava i odlazi u isparivač i ORC proces se ponavlja. Proces se može potpuno automatizirati. Slika 5. pokazuje shemu takvog postrojenja, dok slika 6. prikazuje promjene stanja termoulja, organskog medija (u ovom slučaju toulena) i rashladne vode u T-s dijagramu.

ORC moduli se standardno rade s primarnim i sekundarnim krugom, odnosno koristi se međumedij. Neki od razloga zbog kojih se odabire indirektno zagrijavanje, nasuprot direktnog su [8]:

- izbjegava se lokalno pregrijavanje organskog medija
- temperatura organskog medija može se precizno kontrolirati
- zagrijač ne mora nužno biti u blizini organskog medija



Slika 5. Shema ORC postrojenja s termouljem kao posrednikom toplote [9]



Slika 6. T-s dijagram s ucrtanim promjenama stanja termoulja, touljena i rashladne vode [10]

Prednosti i nedostaci termoulja kao posrednika topline

Standardne ORC-kogeneracije koriste termoulje kao posrednik između topline dimnih plinova i organskog medija. Termoulja pružaju sljedeće prednosti [8] :

-korištenjem termoulja umjesto vode omogućen je pogon kotla na nižim tlakovima

Termoulje, kao i ostali posrednici topline, tijekom cijelog procesa trebaju ostati u kapljevitom fazi. Zbog toga tlak pod kojim je posrednik topline (termoulje ili voda) mora biti iznad tlaka isparavanja za zadanu temperaturu (250-300 °C). Tlak isparavanja voda pri temperaturi od 300°C iznosi 85,93 bara, dok je termičko ulje, zagrijano na istu temperaturu, praktički pri atmosferskom tlaku i dalje u kapljevitom stanju. Zbog navedenih svojstava termoulja omogućen je pogon kotla loženog biomasom na nižim tlakovima zbog čega se, u usporedbi s vodeno parnim procesom, smanjuju naprezanja i produljuje životni vijek kotla.

-nisko ledište

Što se tiče niskih temperatura, koje se javljaju zimi kod hladnog starta, niska temperatura ledišta termoulja (-30 do -5°C) smanjuje mogućnost zamrzavanja. Ukoliko i dođe do zamrzavanja, termoulju se smanjuje specifični volumen, zbog čega nema opasnosti od pucanja instalacije.

- ne ostavljaju u sistemu naslage ili talog, niti uzrokuju koroziju materijala

Korištenjem termoulja umjesto vode, u sistemu ne postoje potrebe za sustavom pripreme napojne vode, čišćenjem instalacije od taloga te zaštitom od korozije.

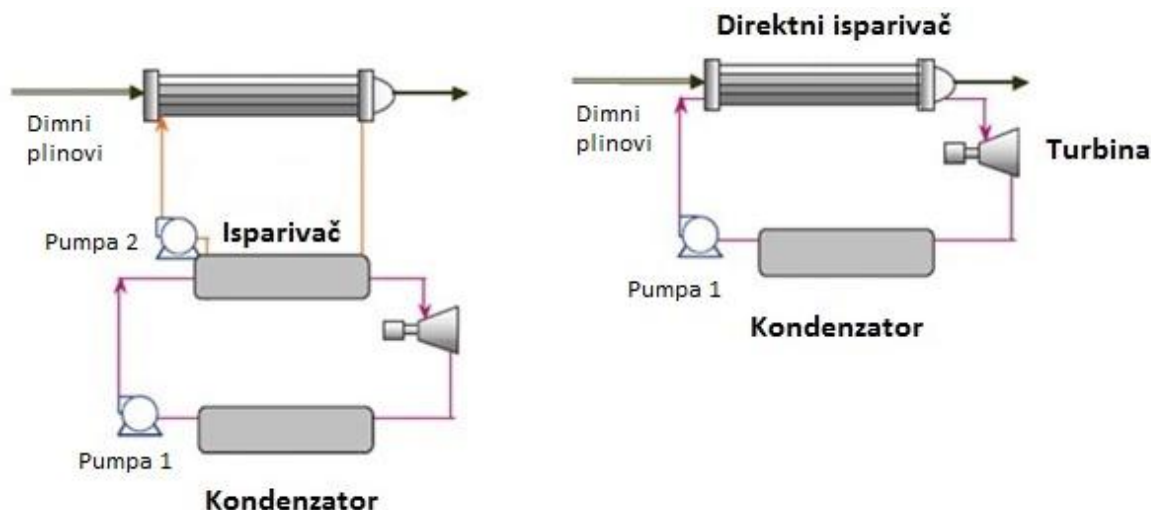
-slabo viskozna u širokom rasponu temperatura

S druge strane, neki od nedostataka termoulja su :

- ograničen broj radnih sati (25 000-30 000), potrebna stalna kontrola kvalitete ulja
- u kontaktu sa zrakom pri povišenim temperaturama sklona su oksidaciji
- koeficijent prijelaza topline su niži u usporedbi s vodom
- kod prekoračenja maksimalnih dozvoljenih temperatura termoulja počinju pregrijavati i koksirati
- u kontaktu s zrakom, pri povišenim temperaturama, sklona su starenju
- u sistemu je neophodna prisilna cirkulacija medija pumpom

2.1.1.2. ORC s direktnim isparavanjem

Velik broj istraživanja vezanih uz ORC tehnologiju trenutno se usmjerava razvoju ORC-a s direktnim isparavanjem organskog medija. U konvencionalnim ORC modulima, termoulje se koristi kako bi se odvojili vrući dimni plinovi od zapaljivog radnog fluida. Za razliku od njih, kod ORC konfiguracija s direktnim isparavanjem dimni plinovi nastrujavaju na isparivač u kojem organski medij isparava i blago se pregrijava. Razlika između direktnih i indirektnih isparivača prikazana je na slici 7.

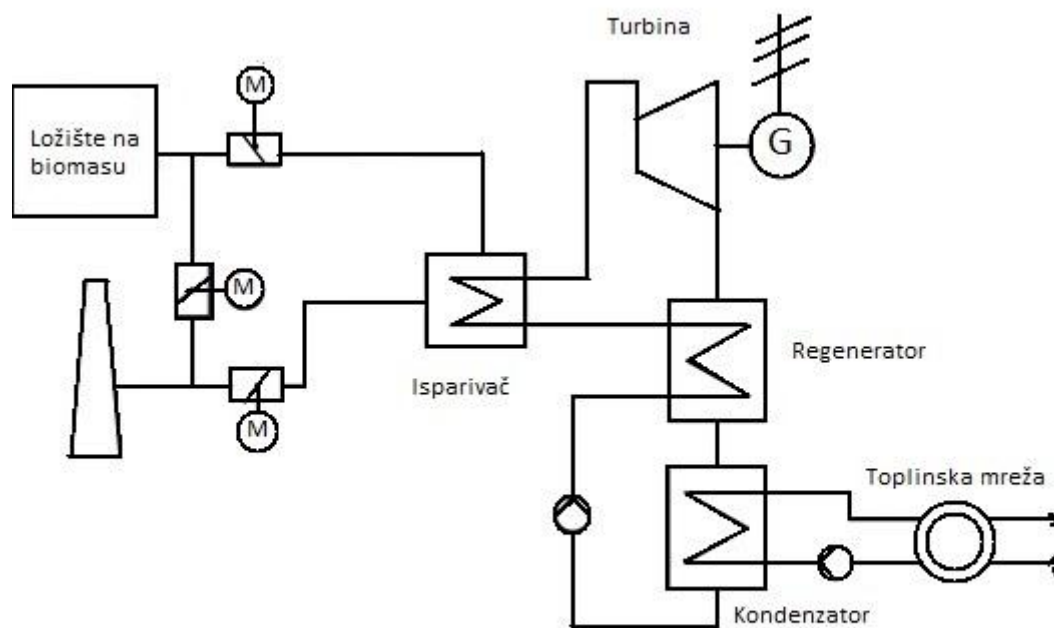


Slika 7. Indirektan i direktan isparivač organskog medija [11]

Ovakav koncept se istražuje s ciljem poboljšavanja učinkovitosti kružnog ciklusa i smanjenja troškova eliminirajući pumpe, izmjenjivače topline i termoulje. Iako je direktno isparavanje jednostavnije i jeftinije rješenje za ugradnju, u odnosu na indirektno isparavanje, do sada se izbjegavalo zbog velikog broja tehničkih poteškoća uzrokovanih ograničenjima radnog fluida. Visoka temperatura dimnih plinova može uzrokovati razgradnju organskog fluida i probleme vezane uz sigurnost budući da su neki radni fluidi izrazito zapaljivi. Kako ne bi došlo do lokalnog pregrijavanja organskog fluida izmjenjivač je smješten u potpunosti izvan ložišta, odnosno toplina se prenosi samo konvekcijom. Previsoka temperatura dimnih plinova može uzrokovati pregrijavanje fluida, zbog čega je kod ovakvih postrojenja izuzetno bitna brza i točna regulacije temperature dimnih plinova. Tražena temperatura dimnih plinova na ulazu u isparivač iznosi oko 500 °C. Budući da dimni plinovi najčešće napuštaju ložište s temperaturom iznad 500 °C, miješaju se s dimnim plinovima ohlađenim u izmjenjivaču, odnosno temperatura na ulazu u isparivač se regulira recirkulacijom dimnih plinova.

Kod indirektnog isparavanja isparivač „pod tlakom“ je onaj gdje termoulje predaje toplinu organskom mediju (organski medij je na najvećem tlaku od svih sudionika), dok je kod

direktnog isparavanja to isparivač dimni plinovi-organski medij. Budući da dimni plinovi imaju za red veličina manji koeficijent prijelaza topline, u usporedbi s termouljem, isparivač dimni plinovi-organski medij mora biti većih dimenzija, za jednaku količinu izmijenjene topline. Iako to poskupljuje ORC modul, zbog ranije navedenih uštedama u drugim segmentima, ORC moduli s direktnim isparivačem mogu imati do 15% nižu cijenu, u usporedbi s onima kod kojih se koristi termoulje. Shema ORC-modula s direktnim isparivanjem prikazana je na slici 8.



Slika 8. Shema ORC-modula s direktnim isparivanjem

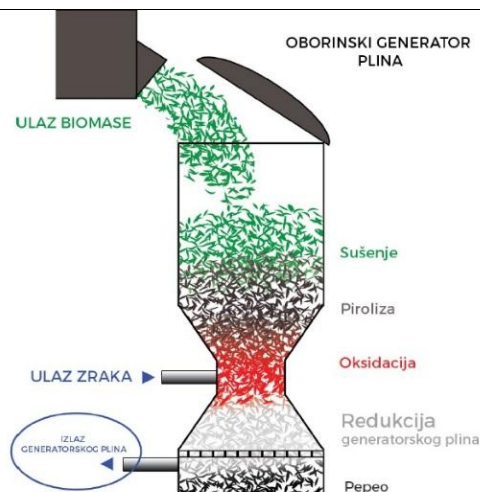
2.1.2. Rasplinjavanje biomase

Pod pojmom rasplinjavanje podrazumijeva se termokemijska pretvorba organske tvari u gorivi plin. Ta se pretvorba odvija pomoću namjernog nepotpunog izgaranja prouzročenog dovođenjem kisika u količini manjoj od stehiometrijske. Kako bi se proizveo generatorski plin odnosno kako bi se kruto gorivo pretvorilo u plinovito potrebna su četiri toplinska procesa, a to su: grijanje i sušenje, piroliza, reakcije između krutine i plina te reakcije između plinova.

Proces rasplinjavanja

Prvi korak kod rasplinjavanja je zagrijavanje biomase do temperature od oko 300°C. Budući da biomasa sadrži vlagu, njenim zagrijavanjem dolazi do isparavanja vlage, za što je potrebna značajna toplina (2500 kJ/kg). Udio vlage u biomasi mora biti 10-20%, kako se previše topline ne bi trošilo na sušenje. Nakon grijanja i sušenja dolazi do kemijske razgradnje organskih tvari pri temperaturi od 500°C bez prisustva kisika, tzv. pirolize. Kada se postignu traženi uvjeti, dodaje se kisik zbog čijeg prisustva dolazi do izgaranja. Kisik se može dodati u 100 %-tnoj koncentraciji (čisti kisik), no zbog jednostavnijeg procesa najčešće se dovodi u ložište s atmosferskim zrakom u kojem volumna koncentracija kisika iznosi 21%. Količina dovedenog kisika je podstehiometrijska, što znači da nema dovoljno kisika kako bi sav ugljik kojeg sadrži biomasa oksidirao odnosno prešao u ugljični dioksid. Kada ponestane slobodnih molekula kisika, užareni ugljik „otima“ kisik iz ugljičnog dioksida i pare (produkata oksidacije i isparavanja) tj. dolazi do redukcije. Tim procesom nastaju ugljični monoksid i vodik, koji su gorivi plinovi, zbog čega i poželjni sastojci generatorskog plina. Dio vodika, nastao redukcijom, reagira s užarenim ugljikom što dovodi do nastanka metana, koji je također gorivi plin.

Prije izlaska iz generatora plina odvijaju se još nekoliko reakcija između plinova, od kojih su najznačajnije reakcija pare s ugljičnim monoksidom čime se dobiva vodik i ugljični dioksid, te reakcija vodika s ugljičnim monoksidom čime se dobiva metan i vodena para. Ove reakcije imaju velik utjecaj na količinu vodika i metana u generatorskom plinu, a za njihovo odvijanje je potrebna toplinska energija [12]. Na slici 9. prikazani su procesi koji se odvijaju u generatoru plina.



Slika 9. Shema toplinskih procesa u oborinskom generatoru plina [13]

Podjela plinskih generatora:

Prema mjestu ulaska kisika (zraka) u generator plina, generatori plina dijele se na: usponski, oborinski i križni generator plina te na generator plina s fluidizirajućim slojem [14]. Kod usponskog generatora plina kisik (zrak) ulazi s donje strane, kod oborinskog se dovodi u ili iznad oksidacijske zone, dok se kod križnog dovodi u istu razinu na kojoj se odvodi plin. Kod generatora s fluidizirajućim slojem biomasa je fino usitnjena, a kisik (zrak) se upuhuje s donje strane generatora. Brzina kisika (zraka) je takva da podiže biomasu i stvara fluidizirajući sloj. Važan faktor prilikom usporedbe različitih tipova generatora plina jest stupanj učinkovitosti pretvobe koji govori koliki dio energije krutog goriva je prešao u plinovito gorivo (1).

$$\eta_{Gas} = \frac{\text{Donja ogrjevna vrijednost generatorskog plina} \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\text{Donja ogrjevna vrijednost biomase} \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (1)$$

η_{Gas} je u prosjeku 60-70 %.

Temperatura generatorskog plina na izlazu ovisi o vrsti generatora plina, a može iznositi do 1000°C. Kako bi se povećala gustoća, odnosno ogrjevna vrijednost po m³, generatorski plin se hladi, najčešće u izmjenjivačima plin-zrak. Prije postizanja konačne temperature odvija se čišćenje generatorskog plina u ciklonskom separatoru i vrećastom filtru.

Konačni sastav generatorskog plina ovisi o vrsti biomase koja se koristi za rasplinjavanje, tipu generatora plina te sredstvu za rasplinjavanje (zrak ili kisik). Rasplinjavanjem kisikom dovodi do značajnog povećanja ogrjevne vrijednosti, u usporedbi s rasplinjavanjem zrakom, zbog

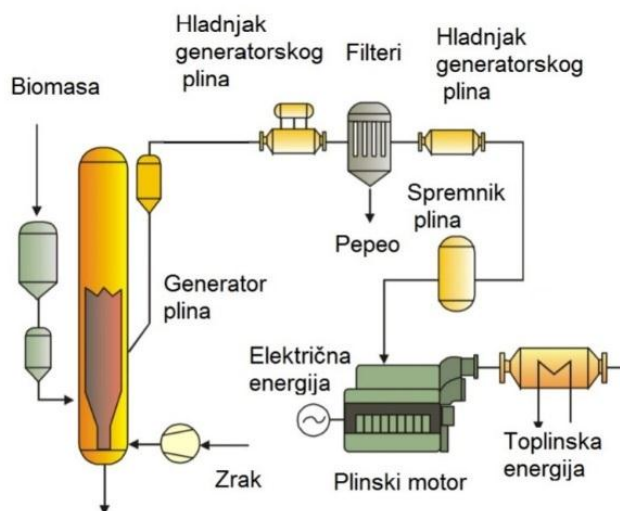
smanjene koncentracije dušika koji je negoriv plin. U slučaju rasplinjavanja biomase sa zrakom dobije se ogrjevna vrijednost generatorskog plina od 4-6 MJ/m_n³, dok rasplinjavanjem s kisikom ogrjevna vrijednost generatorskog plina iznosi 15-20 MJ/m_n³ (m_n³-normni kubni metar). [15]

Postrojenja za rasplinjavanje biomase kao gorivo koriste drvenu i nedrvnu biomasu.

Iako se u prošlosti za proces rasplinjavanja većinom koristila drvena biomasa, u današnje vrijeme sve veću ulogu dobiva nedrvna biomasa odnosno ostaci iz poljoprivrede (ostatci pri rezidbi vinove loze i maslina, ljuške lješnjaka, pšenična slama, rižina slama, kukuruzna stabljika itd.). U prilog tome govori podatak da je u Danskoj instalirana elektrana na ostatke žitarica od 450 MW.

Kogeneracijska postrojenja s plinskim motorom

Plinski motori pogonjeni generatorskim plinom rade na isti način kao i dizelski motori, s razlikom što u plinskom motoru izgara generatorski plin. Kao i kod motora s unutrašnjim izgaranjem, i kod plinskih motora se dio topline, oslobođene izgaranjem goriva, pretvori u mehanički rad koji se predaje vratilu, koje nadalje predaje energiju generatoru električne struje. Kako dimni plinovi napuštaju motor s visokom temperaturom, oni se koriste za zagrijavanje medija (najčešće vode) koja služi kao prijenosnik toplinske energije daljnjim potrošačima. Osim topline dobivene hlađenjem dimnih plinova, dodatno se može koristiti i toplina dobivena hlađenjem rashladne vode i ulja [16]. Na slici 10 prikazana je pojednostavljena shema sustava za rasplinjavanje s plinskim motorom.



Slika 10. Sustav za rasplinjavanje s plinskim motorom [16]

Izgaranjem plinovitih goriva, u usporedbi s krutim gorivima, dobiju se čišći dimni plinovi, a generatorski plin se može plinskim cijevima privesti baš onamo gdje je potreban plamen. Plinska goriva se bolje miješaju s zrakom što utječe na smanjenje količine dimnih plinova koji izlaze u okoliš s temperaturom većom od okolišne, odnosno na smanjenje gubitaka osjetne topline dimnih plinova.

Usprkos prednostima rasplinjavanja drvene biomase, rasplinjavanje je poprilično složen i osjetljiv proces. Za konstantan rad sustava potrebno je često punjenje spremnika te čišćenje pepela (što zahtjeva zaustavljanje postrojenja). Često čišćenje te mala brzina pokretanja uzrokuju smanjen broj sati u pogonu, u usporedbi s drugim termoelektranama [17].

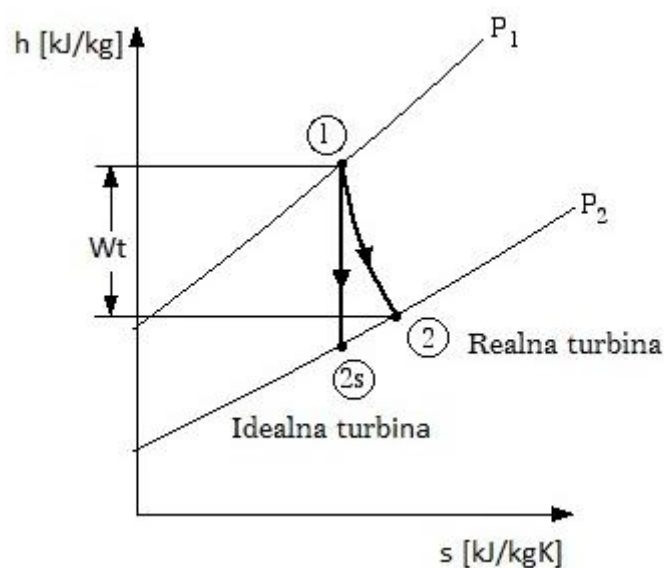
3. Konfiguracija i termodinamički proračun kogeneracijskog postrojenja električne snage 700 kW s organskim Rankinovim ciklusom

Napravljen je termodinamički proračun za kogeneracijsko postrojenje neto električne snage 700 kW. Kogeneracijsko postrojenje planirano je u sklopu drvnoprerađivače industrije, u kojoj će se proizvedena toplinska energija koristiti za sušenje drvnih poluproizvoda, te grijanje radnih prostora na lokaciji tvrtke. Proračun je napravljen za ORC kogeneraciju s direktnim isparavanjem koja kao radni medij koristi etilbenzen. Proračun je izrađen u programu MATLAB, uz pomoć „CoolProp“ aplikacije za izračun veličina stanja. Prilikom izrade proračuna uzeta su neke pretpostavke i pojednostavljenja:

- zanemaren je pad tlaka u izmjenjivačima i cijevima
- zanemarena je izmjena topline s okolišem (sustav se promatra kao potpuno izoliran)
- iz kondenzatora izlazi vrela kapljevina (zanemareno je pothlađivanje kondenzata)

3.1. Turbina

Kako bi se osigurala neto električna snaga od 700 kW, proračun kreće od turbine. Kod idealnog (izentropskog) procesa u turbini nema promjene entropije, dok se kod realnog procesa javlja promjena entropije, što uzrokuje različite promjene entalpija za ta dva slučaja (slika 11.).



Slika 11. Proces u idealnoj i realnoj turbini [18]

Omjer razlike entalpije realnog procesa i razlike entalpije idealnog procesa (2) naziva se izentropska iskoristivost. Pri provođenju proračuna računato je s izentropskom iskoristivosti od $\eta_T=0,75$. Od gubitaka, u obzir se još uzima električna iskoristivost generatora koja iznosi $\eta_G=0,97$.

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2)$$

Uz poznato stanja ispred turbine, tlaka do kojeg turbina ekspandira te izentropske iskoristivosti određuje se stanje koje bi se dobilo izentropskim procesom, a zatim stanje koje se dobiva realnim procesom.

Tražena snaga od 700 kW je neto snaga, pa snaga predana turbini (3) mora biti uvećana za snagu potrebnu za ventilatore, pumpe ali i vlastitu potrošnju pogona (rasvjeta, ventilatori..).

$$P_t = \frac{P_{neto} + P_{potr}}{\eta_G} \quad (3)$$

Uz poznavanje snage turbine, te parametre ispred i iza turbine, jednostavno je izračunati potreban maseni protok organskog medija (etilbenzena) (4).

$$m_e = \frac{P_t}{(h_1 - h_2)} \quad (4)$$

Tablica 5. Pogonski parametri turbine

T_1	551 K
p_i	14,6 bar
s_1	1,117 kJ/kgK
h_1	565 kJ/kg
p_k	0,23 bar
h_{2s}	414,6 kJ/kg
h_2	452,3 kJ/kg
s_2	1,198 kJ/kgK
T_2	473,5
P_{neto}	700 kW
P_{potr}	70 kW
P_t	785,7 kW

m_e	6,97 kg/s
-------	-----------

3.2. Regenerator (sa strane pregrijane pare)

Etilbenzen je suhi fluid zbog čega iz turbine izlazi kao pregrijana para. Sa svrhom povećanja električnog stupnja djelovanja iza turbine se postavlja regenerator. U regeneratoreu pregrijana para zagrijava kondenzat prije ulaska u isparivač. Kako ne bi došlo do kondenzacije, temperatura s kojom radni medij izlazi iz regeneratorea je iznad temperature kondenzacije, odnosno za ovaj slučaj ona iznosi 379 K. Izmjena topline u regeneratoreu se vrši pri konstantnom tlaku, odnosno pri tlaku kondenzacije. Poznata temperatura i tlak na izlazu iz regeneratorea omogućuju određivanje parametra potrebnih za izračun izmijenjene toplina u regeneratoreu (5).

$$Q_r = m_e * (h_2 - h_3) \quad (5)$$

Tablica 6. Parametri regeneratorea na strani pregrijane pare

T_3	379 K
h_3	291,3 kJ/kg
s_3	0,821 kJ/kg
Q_r	1121,7 kW

3.3. Kondenzator

Pregrijana para kondenzira u kondenzatoru te tako predaje toplini rashladnoj vodi koja se zagrijava s 60 na 80°C. Rashladna voda služi kao prijenosnik topline te predaje toplinu potrošačima topline, što su u ovom slučaju postrojenje za sušenje i sam pogon. Temperatura kondenzacije je određena tlakom kondenzacije, a kako on iznosi 0,23 bara, temperatura kondenzacije iznosi 361,7 K (88,5 °C). Kao što je već napomenuto, kod proračuna kondenzatora pretpostavlja se da nema pothlađenja kondenzata, a kondenzator se promatra kao da je potpuno izoliran od okoliša, odnosno sav toplinski tok se predaje kondenzatoru.

$$Q_{kond} = m_e * (h_3 - h_4) \quad (6)$$

$$Q_{kond} = Q_{ras} \quad (7)$$

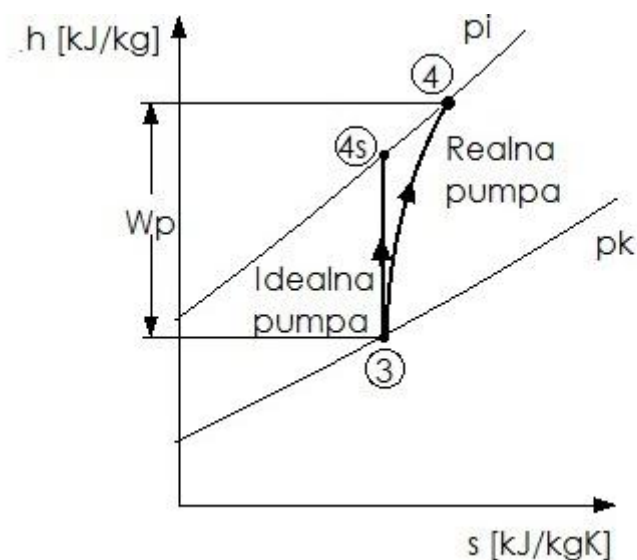
$$m_{ras} = \frac{Q_{ras}}{c_{ras} * (T_{ras2} - T_{ras1})} \quad (8)$$

Tablica 7. Parametri kondenzatora

T_{kond}	361,7 K
h_4	-97,8 kJ/kg
s_4	-0,254 kJ/kgK
Q_{kond}	2712 kW
T_{ras1}	333,15 K
T_{ras2}	353,15 K
m_{ras}	32,4 kg/s

3.4.Pumpa

Pumpa podiže tlak radne tvari s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja. Kao što je slučaj i s turbinom, promjena stanja kod realnih pumpi nije izentropska već dolazi do porasta entropije. Porast entropije rezultira veći porast entalpije, nego što je slučaj kod izentropske promjene (slika 12.), zbog čega pumpa troši više energije. Izentropska iskoristivost pumpe predstavlja odnos promjene entalpije za idealnu pumpu i promjene entalpije za realnu pumpu (9). Za proračunatu pumpu izentropska iskoristivost iznosi 0,7. Snaga pumpe jednaka je umnošku protoka etilbenzena i promjene entalpije u pumpi (10).



Slika 12. Proces u idealnoj i realnoj pumpi [18]

$$\eta_P = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (9)$$

$$P_p = m_e * (h_5 - h_4) \quad (10)$$

Tablica 8. Parametri pumpe

h_{5s}	-96,06 kJ/kg
h_5	-95,3 kJ/kg
s_5	-0,252 kJ/kgK
T_5	362,4 K
P_p	17,74 kW
h_{5s}	-96,06 kJ/kg

3.5. Regenerator (sa strane kapljevine)

Toplina koju je predala pregrijana para hlađena u regeneratorsu koristi se za zagrijavanje kapljevine prije nego što uđe u isparivač. Uz poznatu toplinu predanu od strane pregrijane pare, te poznato stanje na izlazu iz kondenzatora, jednostavno se izračuna stanje na izlazu iz regeneratorsa (11).

$$h_6 = h_5 + \frac{Q}{m_e} \quad (11)$$

Tablica 9. Parametri regeneratorsa sa strane kapljevine

h_6	65,68 kJ/kg
s_6	0,151 kJ/kg
T_6	438,9 K

3.6. Isparivač

Vrući dimni plinovi nasmrujavaju na isparivač te tako zagrijavaju organski mediji koji isparava. Kod isparivača s direktnim isparavanjem, važno je ograničiti temperaturu dimnih plinova, kako ne bi previše zagrijali isparivač, što bi uzrokovalo koksiranje organskog medija. Dopuštena temperatura dimnih plinova (za proračunati isparivač) iznosi 500 °C. Ukoliko dimni plinovi napuštaju kotao s višom temperaturom, prije ulaska u isparivač miješaju se s dimnim plinovima ohlađenim u isparivaču, odnosno vrši se recirkulacija dimnim plinova.

Isparivač je dizajniran tako da temperatura dimnih plinova na izlazu iz isparivača iznosi 220°C.

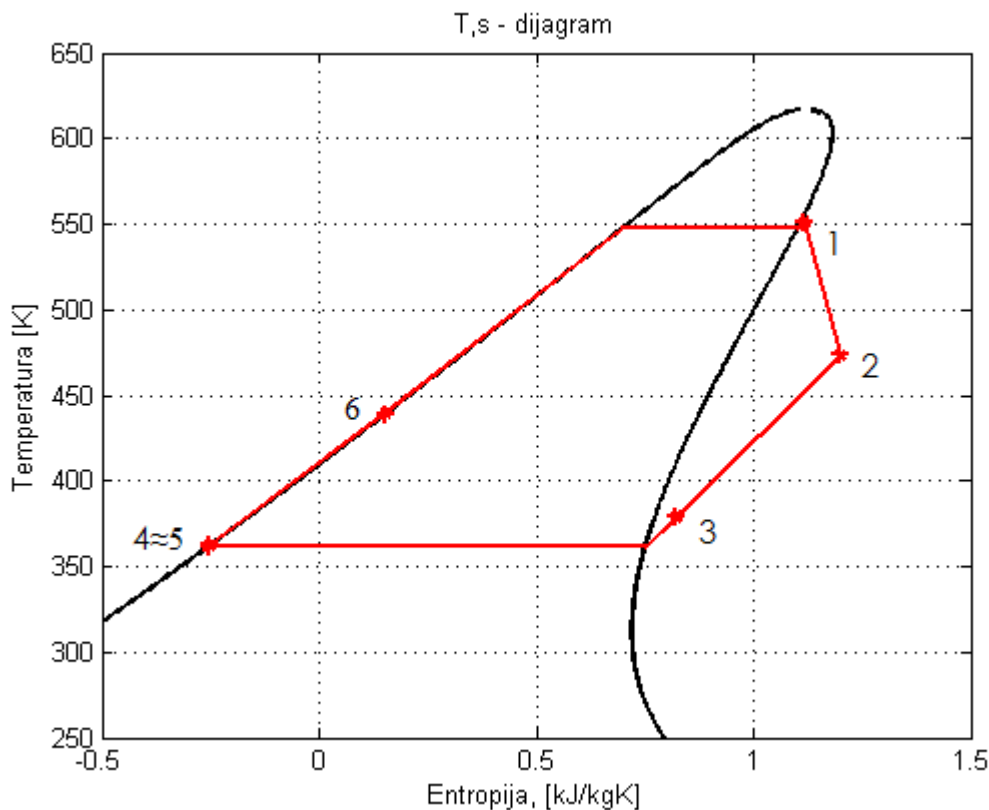
Etilbenzen je suhi fluid zbog čega ga nije potrebno pregrijati, odnosno minimalno se pregrijava (4°C). Uz poznati maseni protok radne tvari, te poznato stanje na ulazu i izlazu isparivača, određuje se toplinski tok koji dimni plinovi trebaju predati organskom mediju (12).

$$Q_{isp} = m_e * (h_1 - h_6) \quad (12)$$

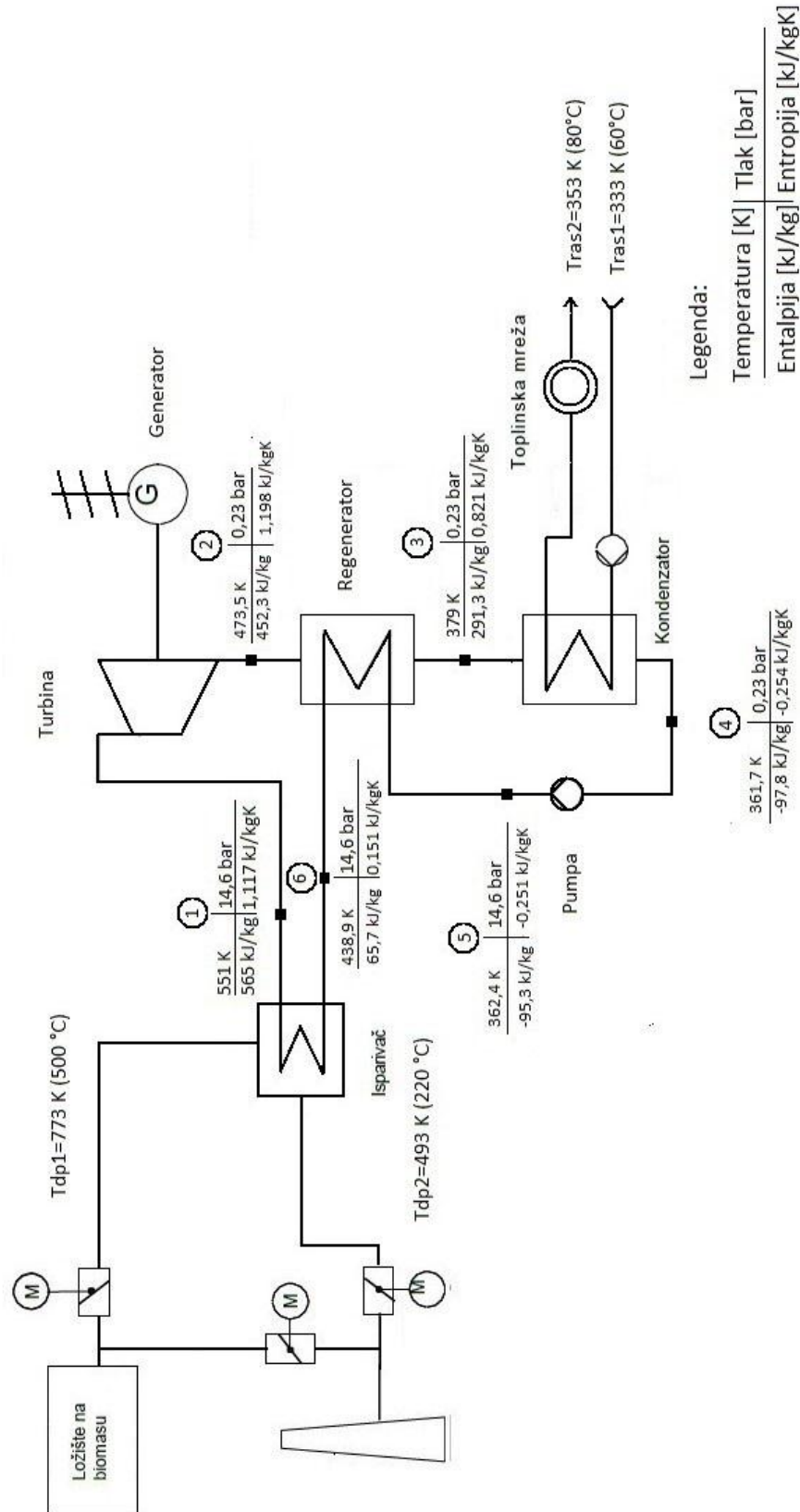
Tablica 10. Parametri isparivača

T_1	551 K
h_1	565 kJ/kg
s_1	1,117 kJ/kgK
Q_{isp}	3480 kW

Slika 13. prikazuje proračunati proces u T-s dijagramu, s označenim izračunatim točkama, dok slika 14. prikazuje funkcionalnu shemu ORC modula s vrijednostima izračunatih parametara za određene točke.



Slika 13. T-s dijagram ORC procesa s etilbenzenom kao radnim medijem



Legenda:

Temperatura [K] | Tlak [bar]

Entalpija [kJ/kg] | Entropija [kJ/kgK]

Slika 14. Funkcionalna shema ORC modula

4. Termodinamički proračun izgaranja

Biomasa se automatski dozira iz spremnika biomase u ložište gdje izgara. Ložište je obzidano kvalitetnom vatrostalnom šamotnom opekom, koja podnosi temperaturna opterećenja do 1600°C . Opeka se mora hladiti vodom, kako se ne bi rastalila.

Sastav goriva

Za određivanja topline oslobođene izgaranjem goriva, potrebno je znati kemijski sastav goriva. Za planirano postrojenje korištena drvena sječka dobivena sječkanjem trupaca bukve i graba. Pretpostavlja se da se bukva i grab koriste podjednako (50% bukve, 50% graba). Njihov kemijski sastav prikazan je u tablici 11. [19].

Tablica 11. Kemijski sastav smjese graba i bukve

Element	Udio elementa	Mjerna jedinica
c	0,3	kg _C /kg _G
o	0,258	kg _{O2} /kg _G
h	0,037	kg _{H2} /kg _G
n	0,005	kg _{N2} /kg _G
w	0,4	kg _{H20} /kg _G

Donja ogrjevna vrijednost goriva računa se prema jednadžbi [20]

$$\Delta h_d = 33900c + 11700 \left(h - \frac{o}{8} \right) - 2500w = 9225,58 \text{ kJ/kg}_G \quad (13)$$

Potrebna količina kisika za izgaranje

Minimalna količina kisika predstavlja količinu kisika koju je potrebna da svaka goriva molekula oksidirala. Kisik se dovodi u ložište s atmosferskim zrakom. Maseni sadržaj kisika u zraku iznosi $x_{O_2}=0,232$. Budući da je nemoguće postići savršeno miješanje kisika i goriva, kisik se dovodi u količini većoj od minimalne,

određenoj faktorom pretička zraka λ . Faktor pretička zraka kod ložišta na biomasu iznosi $\lambda=1,3$.

$$o_{min} = \frac{c}{12} * 1 + \frac{h}{2} * \frac{1}{2} - \frac{o}{32} = 0,026188 \text{ kg}_{O_2}/\text{kg}_G \quad (14)$$

$$l_{min} = \frac{o_{min}}{0,232} = 0,11288 \text{ kg}_Z/\text{kg}_G \quad (15)$$

$$l_{stv} = l_{min} * \lambda = 0,14674 \text{ kg}_Z/\text{kg}_G \quad (16)$$

Masa vlažnih dimnih plinova

Masa vlažnih dimnih izražena je po kilogramu goriva (kg_G), a predstavlja sumu masa dimnih plinova (izraženih po kilogramu goriva) na izlasku iz ložišta. Postupak računanja mase pojedinih dimnih plinova prikazan je u jednadžbama 17, 18, 19, 20, a konačna masa vlažnih dimnih plinova prikazana je jednadžbom 21 [20].

$$m_{CO_2} = 3,666 * c = 1,0998 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kg}_G \quad (17)$$

$$m_{H_2O} = 9h + w = 0,733 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_G \quad (18)$$

$$m_{O_2} = (\lambda - 1) * o_{min} = 0,007856 \text{ kg}_{O_2}/\text{kg}_G \quad (19)$$

$$m_{N_2} = n + 0,768\lambda l_{min} = 0,1177 \text{ kg}_{N_2}/\text{kg}_G \quad (20)$$

$$m_{vdp} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{O_2} + m_{N_2} = 1,95836 \text{ kg}_{vdp}/\text{kg}_G \quad (21)$$

Snaga ložišta i maseni protok goriva

Ložište mora biti dovoljne toplinske snage kako bi se osigurao toplinski tok od 3480kW u izmjenjivaču dimni plinovi- organski medij. Snaga ložišta mora biti uvećana od traženog toplinskog za iznos toplinskih gubitaka koji se javljaju u ložištu.

Toplinski gubici ložišta:

-gubitak osjetne topline dimnih plinova

Dimni plinovi izlaze u okoliš s temperaturom višom od temperature okoliša, što predstavlja najveći toplinski gubitak. Nakon isparivača, dimni plinovi odlaze u zagrijač zraka, gdje se hlade do temperature 170 °C i s tom temperaturom odlaze u okoliš. Prosječna temperatura

okoliša varira od 0 do 20 °C, pa će se za temperaturu okoliša uzeti 10°C. Gubitak osjetne topline, izražen po kilogramu goriva računa se prema izrazu 22.

$$q_{osj} = \left(m_{CO_2} * c_{pCO_2_{10}}^{170} + m_{H_2O} * c_{pH_2O_{10}}^{170} + m_{O_2} * c_{pO_2_{10}}^{170} + m_{N_2} * c_{pN_2_{10}}^{170} \right) * (\vartheta_{dp} - \vartheta_o) \quad (22)$$

Tablica 12. Proračun gubitka osjetne topline

$c_{pCO_2_{10}}^{170}$	883,68 [kJ/kg _{CO2}]
$c_{pH_2O_{10}}^{170}$	1880,79 [kJ/kg _{H2O}]
$c_{pO_2_{10}}^{170}$	927,98 [kJ/kg _{O2}]
$c_{pN_2_{10}}^{170}$	1041,46 [kJ/kg _{N2}]
q_{osj}	425 [kJ/kg _G]

-gubitak hlađenja ložišta rashladnom vodom i gubitak zračenja prema okoliš

Šamotna opeka se hladi vodom, a toplina hlađenje opeke se „baca“, zbog čega hlađenje opeke predstavlja gubitak toplinske energije, Budući da su vanjske stjenke ložišta toplije od okoliša, zrače prema okoliši i na taj način također gube toplinsku energiju. Proračun takvih gubitaka topline, vrlo je složen, zbog čega će se računati s iskustvenim podatkom o toplinskom gubitku g_{hl+zr} u iznosu od 2% ogrjevnosti vrijednosti.

-gubitak nepotpunog izgaranja

Za izgaranje u ložištu se pretpostavlja da je potpuno, odnosno da nema gubitaka toplinske energije uzrokovanog nepotpunim izgaranje.

Postavljanjem toplinske bilance dobije se izraz koji govori da toplina oslobođena izgaranjem biomase mora biti jednaka toplini odvedenoj na izmjenjivaču dimni plinovi-organski medij, uvećanoj za toplinske gubitke. Toplinsku bilancu predstavlja izraz:

$$m_G * \Delta h_d = Q_{isp} + q_{osj} * m_G + g_{hl+zr} * \Delta h_d * m_G \quad (23)$$

Separacijom varijabli dobije se maseni protok goriva:

$$m_G = \frac{Q_{isp}}{\Delta h_d - q_{osj} - g_{hl+zr} * \Delta h_d} = 0,4039 \text{ kg}_G/\text{s} \quad (24)$$

Umnožak protoka goriva i donje ogrijevne vrijednosti daje snagu ložišta:

$$Q_{\text{lož}} = m_G * \Delta h_d = 3730 \text{ kW} \quad (25)$$

5. Toplinska potrošnja

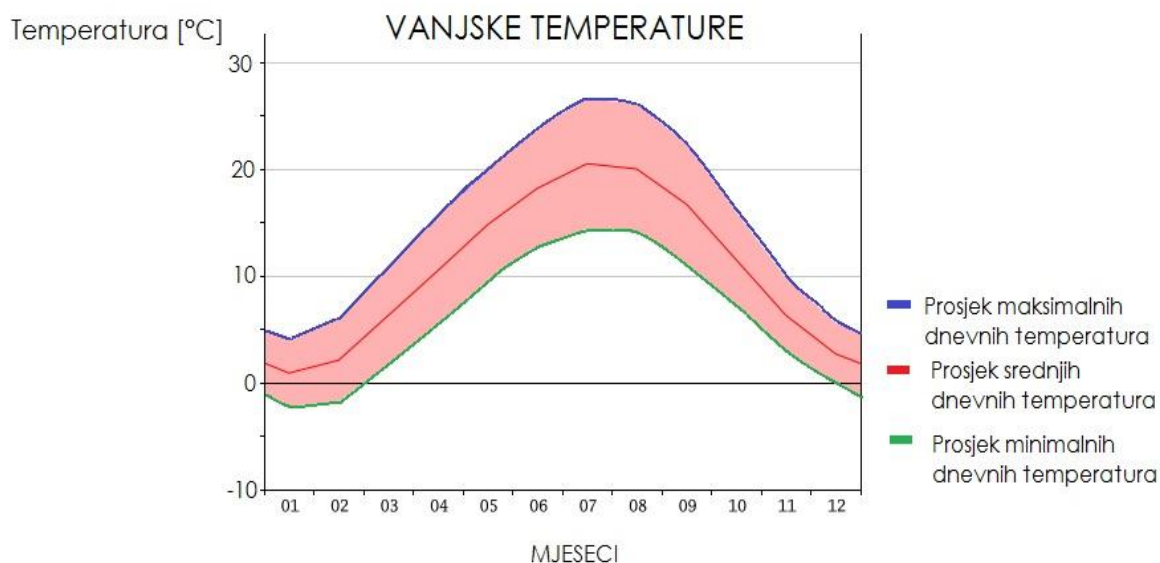
Toplina proizvedena iz kogeneracije koristit će se za rad sušare, grijanje proizvodnog pogona i pomoćnih prostora (sanitarija, garderoba i ureda). Ukoliko potrebe za toplinskom energijom iznose manje od energije odvedene na kondenzatoru koristi se zračni hladnjak.

5.1. Toplinske potrebe grijanja prostora

Planirani grijani volumen radnih prostora iznosit će približno 9220 m³. Toplinska energija, potrebna za grijanje radnog prostora određuje se na temelju:

- specifičnog toplinskog opterećenja objekta q (pretpostavljeno 1,1 W/m³K) [21]
- prosječnih mjesečnih vrijednosti vanjske temperature ϑ_v
- tražene temperature radnih prostora ϑ_p (pretpostavljena 18°C)[21]

Podaci o prosječnim mjesečnim temperaturama za Slunj [22] prikazani su na slici 15. te u tablici 13.



Slika 15. Prosječne vrijednosti vanjske temperature za Slunj

Tablica 13. Proračun vrijednosti vanjske temperature za Slunj

MJESEC	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
ϑ_v [°C]	0,9	2,1	6,3	10,5	14,8	18,2	20,5	20,0	16,7	11,5	6,3	2,7

Najtopliji mjesec je kolovoz s prosječnom temperaturom 20,5 °C, dok je najhladniji mjesec siječanj s prosječnom temperaturom 0,9 °C. Tijekom tri ljetna mjeseca (lipanj, srpanj i kolovoz) vanjska temperatura je iznad 18 °C, odnosno nema potrebe za grijanjem.

Prosječna mjesečna snaga grijanja dobije se iz formule 26.,

$$Q_{gr} = q_v * V_G * (\vartheta_p - \vartheta_v) \quad (26)$$

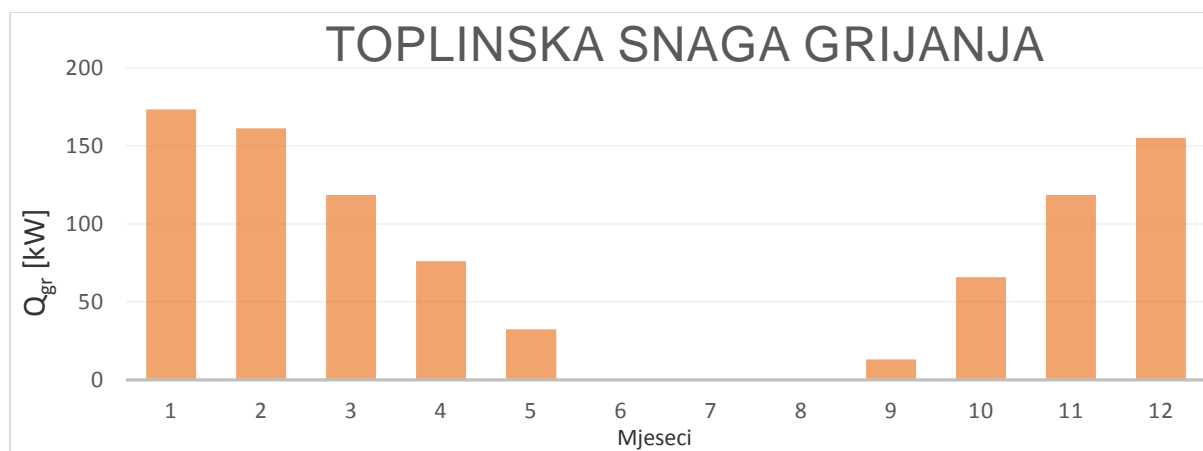
Potrebna toplinska energija (na mjesečnoj bazi) dobije se umnoškom prosječne snage grijanja za određeni mjesec i vremenom rada grijača (u satima) za isti mjesec (27).

$$H_{gr} = Q_g * t \quad (27)$$

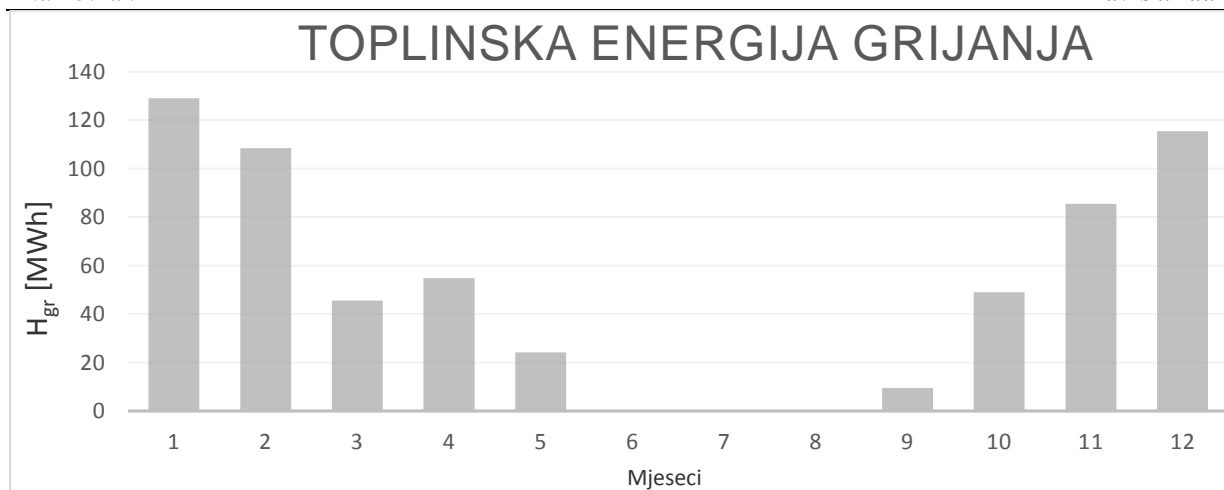
Potrebna toplinska snaga i energija prikazani su u tablici 14. te na slikama 16. i 17

Tablica 14. Rezultati proračuna toplinske energije i snage potrebne za grijanje radnih prostorija

MJESEC	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Q _g [kW]	173	161	119	76	33	0	0	0	13	66	119	155
H _{gr} [MWh]	129	108	45,6	54,8	24,1	0	0	0	9,5	49	85,4	115,5



Slika 16. Toplinska snaga grijanja



Slika 17. Toplinska energija grijanja

5.2. Toplinske potrebe sušenja sirovine

Najveći potrošač toplinske energije (proizvedene u kogeneraciji) je niskotemperaturna trakasta sušara za proizvodnju drvnog peleta za kućanstvo i industriji. Razlika u peletima za kućanstvo i industriju je u tome što se u industrijski pelet može stavljati i kora, dok za kućanstvo to nije dozvoljeno. Kućni pelet je namijenjen potrošnji u kućanstvu i najrasprostranjeniji je energent poduprijet raznim fiskalnim i drugim mjerama, kako bi njegova primjena što prije pridonijela smanjenu potrošnje fosilnih goriva. Važno je napomenuti da u tehnologiji proizvodnje industrijski pelet se proizvodi na istoj liniji gdje se proizvodi i kućni pelet. Potrošnja toplinske energije proporcionalna je količini odvedene vlage materijalu koji se koristi za proizvodnju peleta. Konačna vrijednost vlage materijala je propisana i iznosi 12%. Početna vrijednost vlage ovisi o velikom broju parametara, a neki od njih su vrsti sirovine, količini padalina, brzini vjetra, sunčevom zračenju, vlažnosti zraka..

Udio vode u ukupnoj (vlažnoj) masi sirovine definiran je jednadžbom (28):

$$x = \frac{m_w}{m_w + m_s} \quad (28)$$

iz koje slijedi

$$m_w = x \cdot (m_w + m_s) \quad (29)$$

$$m_w = \frac{x}{1-x} \cdot m_s \quad (30)$$

U procesu sušenja vlažnost sirovine smanjuje se s x_1 na x_2 . Količina isparene vlage m_{isp} u procesu sušenj određuje se prema izrazu:

$$m_{isp} = m_{w1} - m_{w2} = \frac{x_1}{1-x_1} \cdot m_s - \frac{x_2}{1-x_2} \cdot m_s = \left(\frac{x_1}{1-x_1} - \frac{x_2}{1-x_2} \right) \cdot m_s \quad (31)$$

Količina isparene vlage svedena na masu proizvedenih peleta m_p (čije je prosječna vlažnost $x_2=12\%$) dana je izrazom:

$$\begin{aligned} m_{isp} &= \left(\frac{x_1}{1-x_1} - \frac{x_2}{1-x_2} \right) \cdot m_s = \left(\frac{x_1}{1-x_1} - \frac{0,12}{1-0,12} \right) \cdot m_s \\ &= 0,88 * \left(\frac{x_1}{1-x_1} - 0,136 \right) \cdot m_p \end{aligned} \quad (32)$$

gdje je

$$m_p = \frac{0,12}{0,88} \cdot m_s + m_s = 1,136 \cdot m_s \quad (33)$$

Budući da ne postoje eksperimentalni podaci o vlažnosti sirovine, približna vlažnost će se pokušati procijeniti iz podataka o klimatskim prilikama u prošlim godinama. U obzir će se uzeti podaci preuzeti od Državnog hidrometeorološkog zavoda o količini padalina u 2013. godini (najnoviji dostupni podaci) za grad Slunj, koji je previđen kao lokacija kogeneracije. Kako bi se uzeo u obzir i utjecaj insolacije, uzeti su podaci o prosječnoj mjesečnoj insolaciji za Zagreb, budući da je Zagreb najbliže mjesto Slunju za koje postoje podaci.

Tablica 15. Vlažnost sirovine koja se koristi za izradu peleta, po mjesecima

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Padaline [mm]	236	243	159	58	191	51	34	51	112	76	303	25
Insolacija [kWh/m ² d]	1,03	1,81	2,69	4,11	5,36	5,72	5,91	5,19	3,89	2,31	1,1	0,85
x_1 [%]	45	40	35	25	30	25	20	25	30	30	45	35

Kapacitet sušare jest 3,5 tona peleta po satu. Budući da ovakve kogeneracije uobičajeno rade oko 8000 sati godišnje, predviđena godišnja proizvodnja peleta iznosi 28 000 tona godišnje. U ljetnim mjesecima je proizvodnja peleta najniža, a razlozi su: manja potražnje otkupljivača,

niža otkupna cijena, te ograničen volumen skladišta. Planirana mjesečna proizvodnja prikazana je u tablici 16.

Tablica 16. Proizvodnja peleta po mjesecima

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
m_p [t]	2500	2500	2100	2100	1800	1800	2100	2100	2700	2700	2700	2900

Količina toplinske energije potrebne za sušenje sirovine osim o masi proizvedenih peleta, ovisi i o specifičnoj potrošnji toplinske energije za isparavanje jedne tone vlage. Specifična potrošnja toplinske energije varira tijekom godine, te je u rasponu od 1000-1200 kWh/t_v. Za potrebe proračuna uzet će se srednja vrijednost, odnosno 1100 kWh/t_v svedena na tonu isparene pare.

Planirano radno vrijeme sušare jest 24 sata dnevno, 7 sati u tjednu. Iznimku čine ožujak i kolovožu kada je uobičajen prestanak rada u trajanju od 15-ak dana. U tablici 17. prikazana je količina isparene vlage, utrošena toplinska energije te prosječna toplinska snaga po mjesecima.

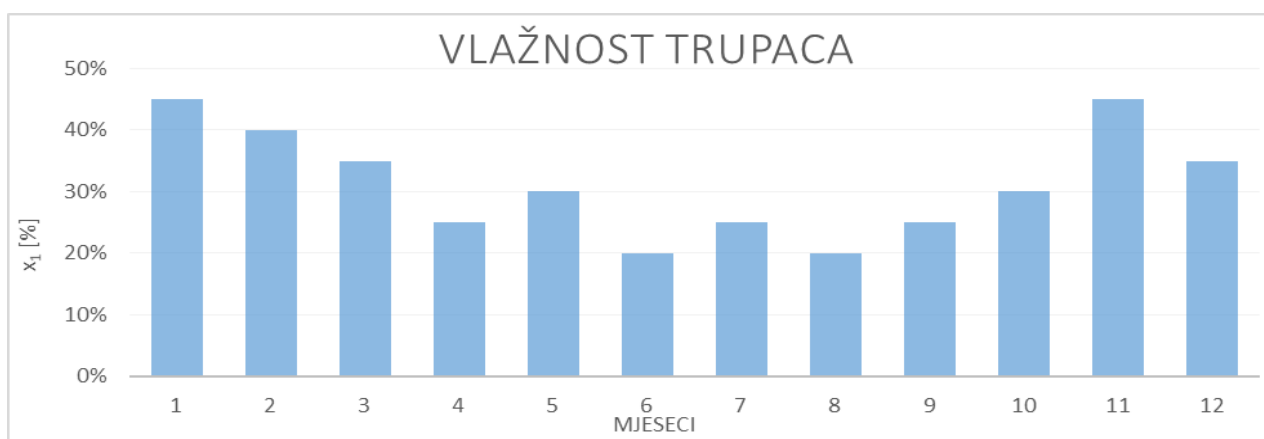
Tablica 17. Rezultati proračuna toplinske energije i snage sušenja

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
m_{isp} [t]	1500	1200	750	360	460	180	360	210	470	700	1620	1030
H_{isp} [MWh]	1650	1285	820	400	510	200	400	230	515	770	1780	1130
Q_{isp} [kW]	2220	1911	2130	557	685	275	540	600	720	1030	2480	1520

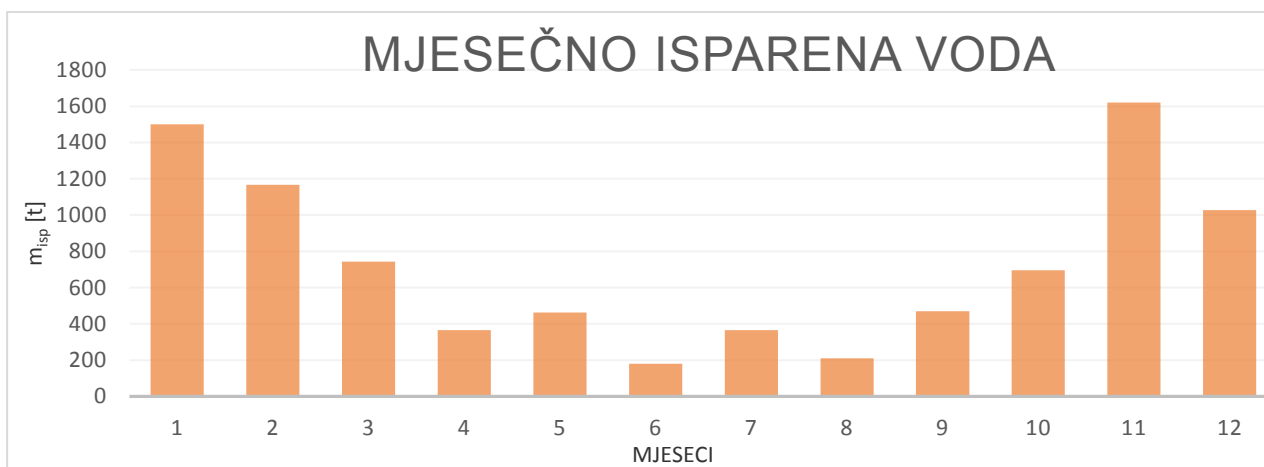
Slike 18.-22. slikovito prikazuju ulazne parametre, te rezultate proračuna toplinskih potreba.



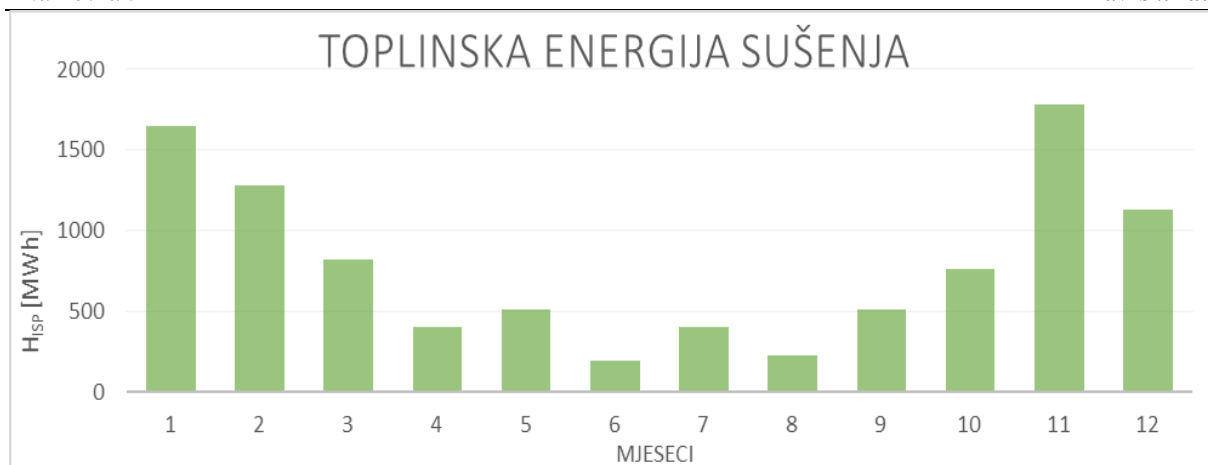
Slika 18. Mjesečna proizvodnja peleta



Slika 19. Vlažnost trupaca



Slika 20. Mjesečno isparena voda



Slika 21. Toplinska energija sušenja



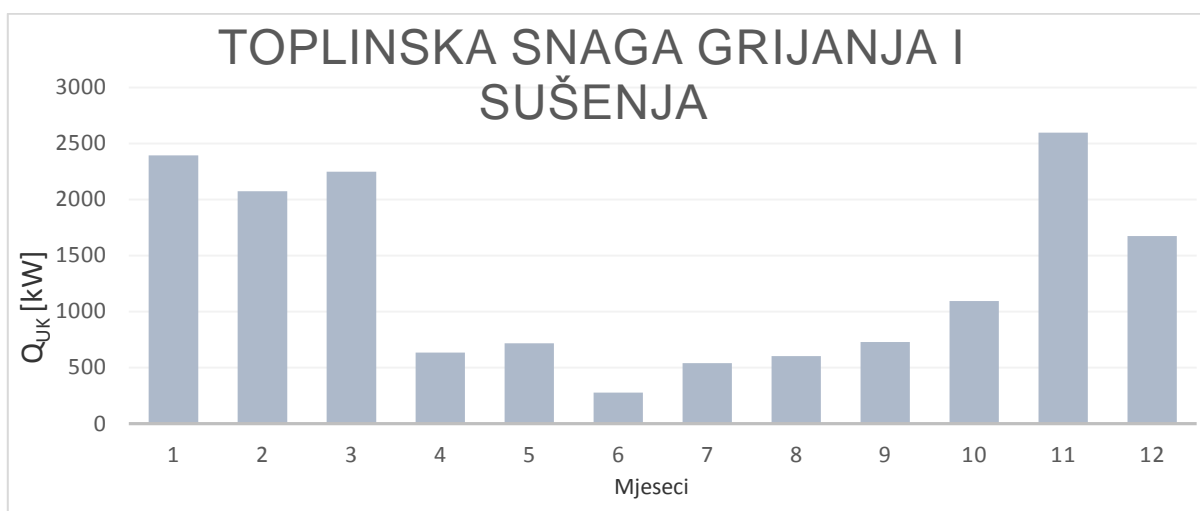
Slika 22. Toplinska snaga sušenja

5.3. Ukupna toplinska potrošnja

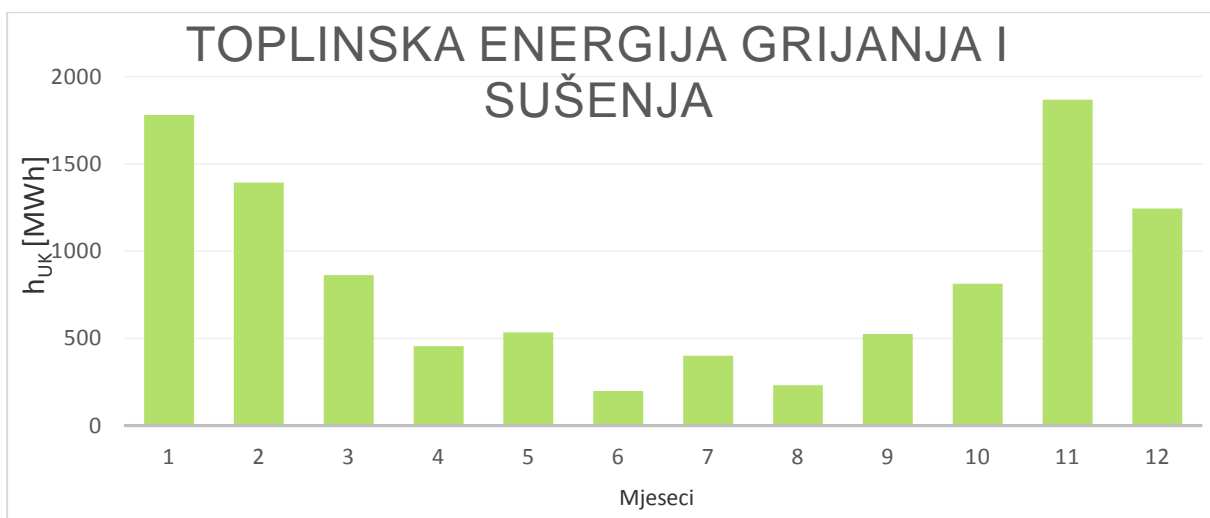
Ukupne potrebe toplinske snage i energije prikazane su u tablici, te na slici 23. i 24. Raspoloživa toplinska snaga, koja se odvodi na kondenzatoru, iznosi 2800 kW. Kao što se vidi iz tablice 18., raspoloživa snaga je veća od predviđenih prosječnih toplinskih opterećenja, za svaki mjesec.

Tablica 18. Ukupne potrebe za toplinskom snagom i energijom

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Q _{uk} [kW]	2392	2072	2249	633	718	276	539	603	730	1094	2595	1674
H _{uk} [MWh]	1780	1393	864	456	534	199	401	232	525	814	1868	1245



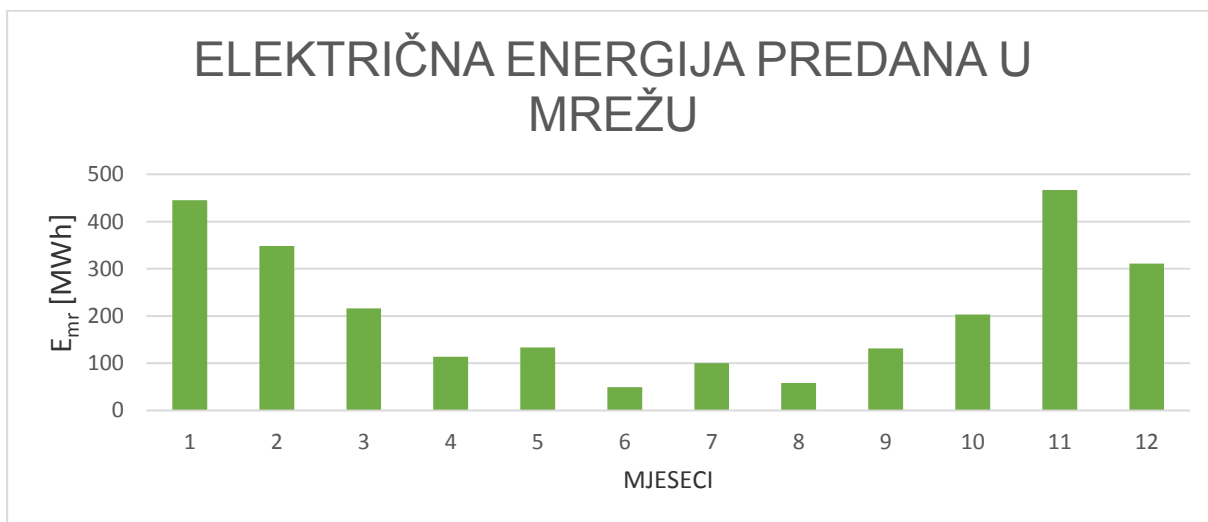
Slika 23. Toplinska snaga grijanja i sušenja



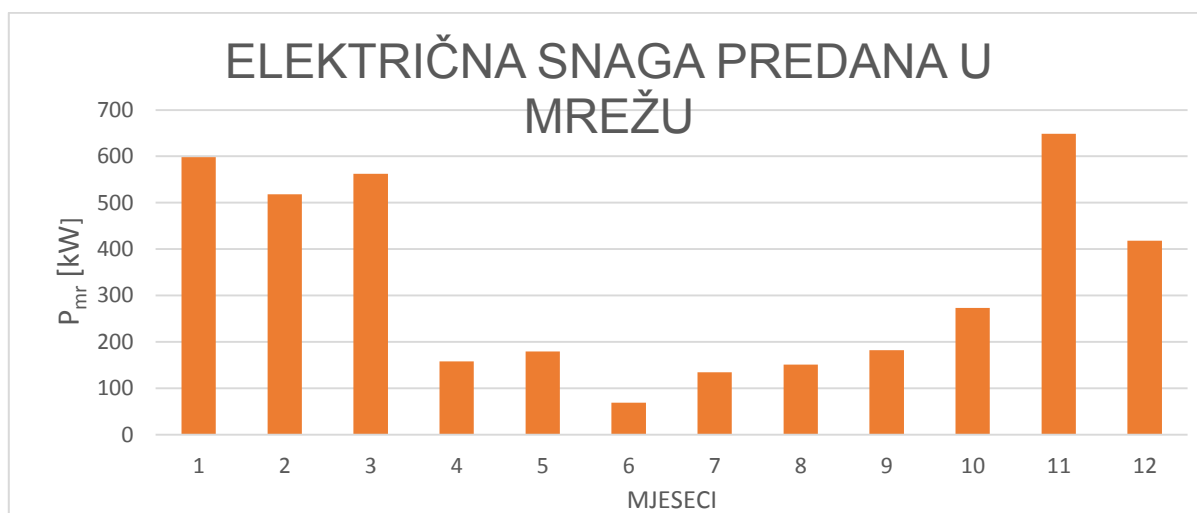
Slika 24. Toplinska energija grijanja i sušenja

5.4. Režim rada kogeneracije

Proizvedena električna energija u linearnoj je vezi s proizvedenom toplinskom energijom. Proizvodnja električne energije i snage predana u mrežu, koja prati potrebe za toplinskom energijom prikazana je na slikama 25. i 26, te tablici 19.



Slika 25 . Električna energija predana u mrežu, u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom energijom



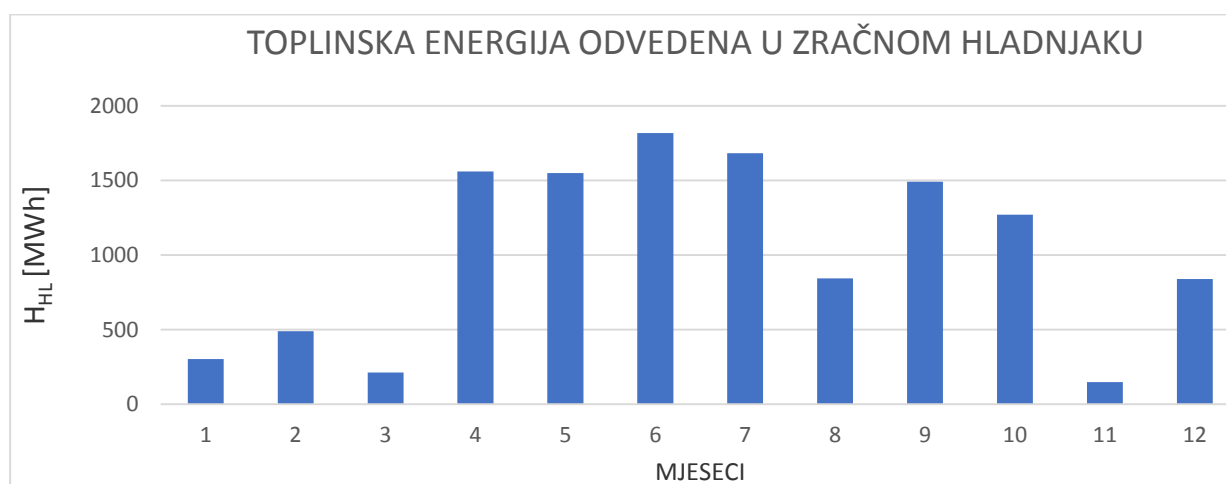
Slika 26. Električna snaga predana u mrežu, u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom snagom

Tablica 19. Proizvedena električna energija i snaga u režimu rada koji prati potrebe za toplinskom energijom

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
E_{mr} [MWh]	445	348	216	114	133	50	100	158	131	203	467	311

P_{mr} [kW]	598	518	562	158	179	69	135	151	182	273	649	418
---------------	-----	-----	-----	-----	-----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Proizvodnja električne energije i snage, koja prati režim toplinskih potreba, rezultira smanjenim brojem radnih sati. S ciljem povećanja proizvodnje električne energije, a samim time i povećanja isplativosti postrojenja, višak toplinske energije se predaje okolišu (u zračnom hladnjaku). Toplinska energija odvedena u zračnom hladnjaku, u režimu rada maksimalnog opterećenja, prikazana je na slici 27. i u tablici 20.



Slika 27. Toplinska energija odvedena u zračnom hladnjaku

Tablica 20. Toplinska energija odvedena u zračnom hladnjaku

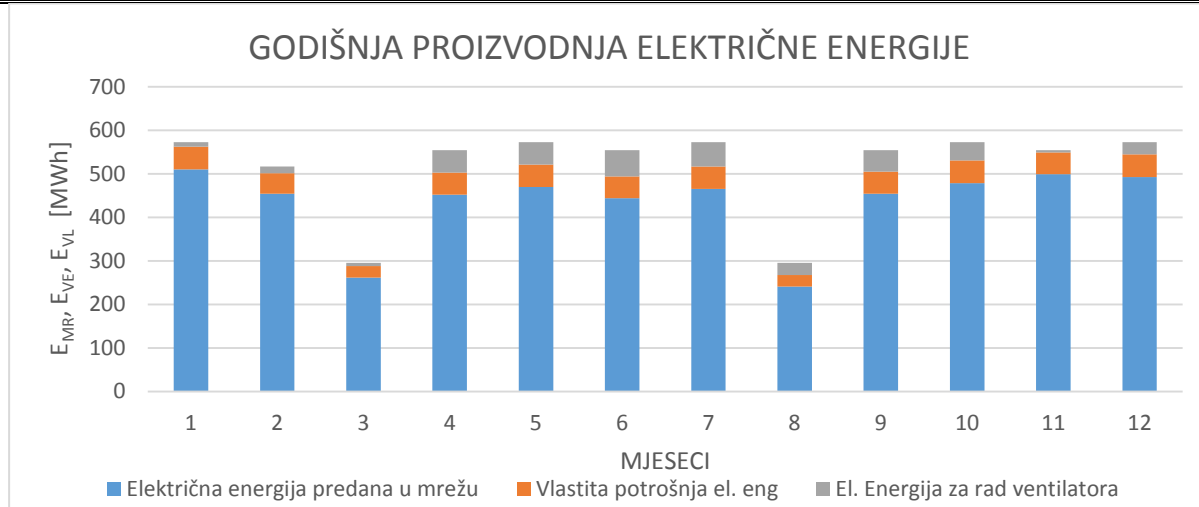
Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
H_{HL} [MWh]	303	489	212	1560	1549	1817	1682	843	1491	1269	148	838

Izmjenu topline u hladnjaku omogućuju ventilatori. Električna energija utrošena na rad ventilatora smanjuje električnu energiju isporučenu u mrežu. Podaci dobiveni iz sličnog postrojenje pokazuju da za odvođenje 1 MWh toplinske energije u zračnom hladnjaku, potroši 33 kWh. Električna energija predana u mrežu, utrošenu na pogon ventilatora te za pokrivanje potreba poduzeća prikazana je na slici 28. i u tablici 21.

Tablica 21 . Električna energija za mrežu, ventilatore i vlastitu potrošnju

Mjesec	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
E_{MR} [MWh]	511	454	262	453	470	444	465	241	455	479	499	493

E_{VL} [MWh]	52	47	27	50	52	50	52	27	50	52	50	52
E_{VE} [MWh]	10	16	7	51	51	60	56	28	49	42	5	28



Slika 28. Godišnja proizvodnja električne energije

Kod ovakvog režima rada, važno je paziti da godišnji stupanj djelovanja η_{GOD} ne padne ispod 50%, kako bi se dobila najviša cijena otkupa električne energije. Godišnja iskoristivost η_{GOD} dobije se iz formule (34).

$$\eta_{GOD} = \frac{E_{MR} + E_{VE} + E_{VL} + H_{UK}}{m_G * \Delta h_d * t} * 100\% \quad (34)$$

te za proračunato postrojenje iznosi $\eta_{GOD} = 55,1 \%$

6. Financijski pokazatelji pogona

Budući da RH želi povećati udio električne energije dobivene iz obnovljivih izvora energija (u što spada i biomasa), otkupna cijena električne energije je viša, u odnosu na otkupnu cijenu električne energije za fosilna goriva. Otkupna cijena električne energije dobivene iz obnovljivih izvora energije ovisi o vrsti energenta, te o snazi elektrane. Tablica 22. prikazuje otkupne cijene električne energije za elektrane na biomasu raznih snaga [23].

Tablica 22. Otkupne cijene električne energije dobivene iz elektrane na biomasu

Grupa proizvodnih postrojenja	C
Elektrane na biomasu instalirane snage uključivo do 300 kW	1.3
Elektrane na biomasu instalirane snage veće od 300 kW do uključivo 2000 kW	1.25
Elektrane na biomasu instalirane snage veće od 2000 kW	1.2

Navedene otkupne cijene se uz snagu, korigiraju i prema ostvarenoj ukupnoj godišnjoj učinkovitosti η_{GOD} prema formuli :

$$C_k = C * k \quad (35)$$

gdje je k korektivni koeficijent za postizanje ukupne godišnje učinkovitosti proizvodnog postrojenja u pretvorbi primarne energije goriva u isporučenu električnu energiju i proizvedenu korisnu toplinu. Vrijednosti k koeficijenta za razne stupnjeve godišnje učinkovitosti prikaze su u tablici 23.

Tablica 23. Iznos korektivnog koeficijenta

Rad postrojenja	k
Proizvodna postrojenja koja postignu ukupnu godišnju učinkovitost < 45%	0.9
Proizvodna postrojenja koja postignu ukupnu godišnju učinkovitost između 45% i 50%	1
Proizvodna postrojenja koja postignu ukupnu godišnju učinkovitost > 50%	1.2

Proračunato postrojenje je neto električne snage od 700 kW, a godišnja učinkovitost iznosi 55,1 %, pa je otkupna cijena električne energije $C_k=1,5$ kn.

Tablica 24. i 25. sadrže glavne financijske pokazatelje pogona, s tima da tablica 24., sadrži prihode, dok tablica 25. prikazuje troškove. Prilikom izračuna financijskih pokazatelja pogona, broj radnih sati koje kogeneracija radi pod punim opterećenjem je 8040 h.

Tablica 24. Glavni financijski pokazatelji pogona- prihodi

Godišnji prodana električna energija	7 837 500 kn
Godišnji prodana toplinska energija	2 062 000 kn

Tablica 25. Glavni financijski pokazatelji pogona- troškovi

Ugovorna cijena postrojenja	31 500 000 kn
Godišnji trošak kupnje i transporta drvene sječke	4 722 867 kn
Godišnji trošak pogona i održavanja	636 647 kn
Godišnji trošak radnika	420 000 kn

Zaključak

Biomasa kao obnovljivi izvor energije posljednjih godina postaje sve važnija u proizvodnji toplinske i električne energije kako u svijetu tako i u Hrvatskoj. Ona doprinosi sigurnosti i raznolikosti energetske opskrbe pojedinih država koje su ovisne o uvozu fosilnih goriva. Instaliranjem kogeneracija na biomasu ostvaruje se dodatan prihod za lokalno stanovništvo i privredu. Sve to rezultira smanjenjem uvoza energenata, ulaganjem u poljoprivredu i nerazvijena područja i povećanje sigurnosti opskrbe energije. Zadnjih godina, primijećen je porast broja instaliranih kogeneracija na biomasu, potaknut poticajnim cijenama otkupa električne energije proizvedene u istim. ORC kogeneracije s indirektnim zagrijavanjem zastupljene su u mnogoj većoj mjeri od ORC kogeneracija s direktnim isparavanjem, zbog velikog broja tehničkih poteškoća uzrokovanih ograničenjima radnog fluida. Budući da ORC kogeneracije s direktnim isparavanjem mogu imati veću učinkovitost kružnog procesa, te niže investicijske troškove, velik broj istraživanja bavi se rješavanjem problema koji se javljaju uz takve kogeneracije. Kako bi iskoristila prednosti ORC-a s direktnim isparavanjem, drvoprerađivačka industrija razmatra kupovinu takve kogeneracije. Bruto električna snaga tog postrojenja iznosila bi 770 kW (ode čega je 700 kW snaga koja se predaje mreži), dok bi toplinska snaga bila 2800 kW. Toplinska energija proizvedena u kogeneraciji koristit će se za grijanje radnih prostora te za sušenje sirovine koja se koristi pri proizvodnji peleta. Proračun potrebne toplinske energije za sušenje sirovine baziran je na podacima o godišnjoj količini padalina na lokaciji gdje je planirana izgradnja kogeneracije (Slunj) te prema podacima o insolaciji. Količina toplinske energije potrebne za grijanje dobivena je iz podataka o specifičnom opterećenju objekta, volumenu objekta te temperaturnoj razlici tražene temperature radnih prostora i srednje vanjske temperature (za određeni mjesec). Vrijednosti ukupnih toplinskih potreba su u svakom mjesecu manje od toplinske energije koja se može proizvesti u kogeneraciji kod njenog punog opterećenja. Ta razlika je najviše vidljiva u ljetnim mjesecima kada su potrebe za toplinskom energije nekoliko puta manje u odnosu na proizvedenu toplinu kod punog opterećenja kogeneracije. Kako bi se povećala isplativost kogeneracijskog postrojenja, višak toplinske energije se odvodi u okoliš preko zračnog hladnjaka što uzrokuje smanjenje godišnjeg stupnja djelovanja. Ukoliko proračunato postrojenje radi 8040 h godišnje pri punom opterećenju, godišnji stupanj djelovanja iznosi

$\eta_{GoD} = 55,1 \%$, što je zadovoljavajući stupanj djelovanja budući da omogućuje maksimalnu otkupnu cijenu električne energije, koja se može dobiti za postrojenje te snage.

LITERATURA

- [1] Wim van Swaaij, Sasch Kersten, Wolfgang Palz; Biomass Power for the World: Transformations to Effective Use, Pan Stanford Publishing, 2015
- [2] Lončar, D., Krajačić, G., Vujanović, M.: Podrška developerima – Primjeri najbolje prakse za kogeneraciju na drvenu biomasu', Zagreb, 2009.
- [3] Čehajić N., Halilčević S., Softić I. Primjena organskog Rankinovog ciklusa (ORC) i prikladni radni fluidi
- [4] Bruton T., Tottenham T.,: Biomass CHP Market Potential in the Western Region, The Western Development Commission, 2008
- [5] <http://www.sustainableplant.com/2011/03/biomass-cogen-plant-fires-up-and-keeps-running/>
- [6] http://zelenevjestine.com/wp-content/uploads/2013/06/2_Biomasa-i-bioplina.pdf
- [7] Jing Li: Structural optimization and experimental investigation of the Organic Rankine Cycle for solar thermal power generation, Springer, 2015
- [8] Đuro Đaković, projektne podloge – vrelouljni kotlovi i oprema
- [9] Obernberger, I., Thek, G., Techno-economic evaluation of selected decentralised CHP applications based on biomass combustion in IEA partner countries, final report, IEA Bioenergy Agreement Task 32 project, March 2004.
- [10] <http://www.mdpi.com/1099-4300/16/5/2433/html>
- [11] Guillen D., Klockow H., Lehar M., Freund S., Jackson J.: Development of a Direct Evaporator for the Organic Rankine Cycle, Idaho National Laboratory
- [12] Robert C. Brown, Thermochemical Processing of Biomass, Conversion into Fuels, Chemicals and Power, WILEY, 2011
- [13] <http://www.nova-gas.com/>
- [14] Mia Stančić, Diplomski rad, Plinski generator ložen biomasom
- [15] Damir Šljivac, Danijel Topić, Obnovljivi izvori energije, Elektrotehnička i prometna škola Osijek, 2013.
- [16] Micro and small-scale CHP from biomass (<300 kWe) for distributed energy, OPET Finland
- [17] <http://www.biozio.com/pro/gas/gas.html>
- [18] https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1_6/Chapter6a.html

-
- [19] Francescato V., Antonini E., Zuccoli Bergomi L. : Priručnik o gorivima iz drvne biomase; Regionalna energetska agencija Sjeverozapadne Hrvatske
- [20] Galović, A.: Termodinamika II, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [21] Recknagel, Sprenger, Hönnmann. Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. R. Oldenburg Verlag, München, 2004.
- [22] Klimatski podaci za Slunj: <http://en.climate-data.org>
- [23] Tarifni sustav za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije (NN 33/07)