

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Vicko Dorić

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Željko Bogdan, dipl. ing.

Student:

Vicko Dorić

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad radio samostalno koristeći stečena znanja tokom studija te navedenu literaturu.

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Željku Bogdanu i dr. sc. Mislavu Čehilu na ukazanom povjerenju prilikom prihvaćanja mentorstva za ovaj rad, usmjeravanju i pruženoj stručnoj pomoći tijekom izrade rada.

Vicko Dorić



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: Vicko Dorić

Mat. br.: 0035169058

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Matematički model parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Mathematical model of bottoming cycle of CHP plant**

Opis zadatka:

Pretvorba kemijske energije goriva u električnu energiju danas se najučinkovitije odvija u kombiniranom postrojenju koje se sastoji od plinskoturbinskog i parnoturbinskog dijela postrojenja. Na taj se način pretvorba toplinske energije u mehanički rad odvija gotovo kontinuirano, u rasponu od 1500 °C pa do temperature okoline, čime se ostvaruje stupanj iskoristivosti od gotovo 60 %. U generatoru pare na otpadnu toplinu javlja se točka zagušenja zbog koje je nemoguće ohladiti dimne plinove do željenih temperatura. Zbog toga generator pare sadrži više krugova pare kako bi se smanjile posljedice točke zagušenja.

U okviru završnog rada potrebno je:

1. Napraviti matematički model parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja koji se sastoji generatora pare, parne turbine, kondenzatora i pumpe.
2. Obraditi problematiku pojavljivanja točke zagušenja zbog koje je nemoguće iskoristiti svu otpadnu toplinu dimnih plinova.
3. Odrediti takav raspored izmjenjivačkih površina unutar generatora pare koji će na zadovoljavajući način osigurati izbjegavanje utjecaja točke zagušenja.

Svi potrebni dodatni ulazni podaci za proračun nalaze se kod mentora.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć tokom izrade.

Zadatak zadan:
30. travnja 2012.

Rok predaje rada:
2. rok: 6. srpnja 2012.
3. rok: 14. rujna 2012.

Predvideni datumi obrane:
2. rok: 9., 10. i 11. srpnja 2012.
3. rok: 19., 20. i 21. rujna 2012.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Željko Bogdan


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	V
1. UVOD.....	1
2. PODJELA KOTLOVA NA OTPADNU TOPLINU.....	3
3. PINCH TOČKA	5
4. MATEMATIČKI MODEL KOTLA NA OTPADNU TOPLINU S JEDNIM KRUGOM PARE	7
4.1. Početno stanje kotla na otpadnu toplinu s jednim krugom pare.....	7
4.2. Kotao na otpadnu toplinu $P_w = 220$ bara	12
4.3. Kotao na otpadnu toplinu $P_w = 140$ bara $PP = 22^\circ\text{C}$	13
4.4. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 8^\circ\text{C}$	14
4.5. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 8^\circ\text{C}$ $P_w = 220$ bara	15
4.6. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 0^\circ\text{C}$	15
4.7. Utjecaj tlaka vode na termodinamičku iskoristivost	16
5. MATEMATIČKI MODEL KOTLA NA OTPADNU TOPLINU S DVA KRUGA PARE.....	18
5.1. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 22^\circ\text{C}$	18
5.2. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 8^\circ\text{C}$	22
5.3. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 8^\circ\text{C}$ optimizacija.....	22
5.4. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 0^\circ\text{C}$	23
6. USPOREDBA REZULTATA	24
7. ZAKLJUČAK.....	26
PRILOZI.....	27
LITERATURA.....	28

POPIS SLIKA

<i>Slika 1. Shema kombiniranog postrojenja.....</i>	<i>1</i>
<i>Slika 2. T - S dijagram kombiniranog postrojenja.....</i>	<i>2</i>
<i>Slika 3. Vertikalni kotao na otpadnu toplinu.....</i>	<i>3</i>
<i>Slika 4. Horizontalni kotao na otpadnu toplinu.....</i>	<i>4</i>
<i>Slika 5. T - Q dijagram kotla na otpadnu toplinu s beskonačnom površinom isparivača.....</i>	<i>5</i>
<i>Slika 6. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja 33 °C.....</i>	<i>6</i>
<i>Slika 7. Temperaturni profil vode.....</i>	<i>9</i>
<i>Slika 8. Temperaturni profil dimnih plinova.....</i>	<i>10</i>
<i>Slika 9. Promjena entalpije u kotlu na otpadnu toplinu.....</i>	<i>10</i>
<i>Slika 10. T - Q dijagram točka zagušenja.....</i>	<i>11</i>
<i>Slika 11. T - Q dijagram pri tlaku od 220 bara.....</i>	<i>12</i>
<i>Slika 12. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja od 22°C.....</i>	<i>13</i>
<i>Slika 13. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja od 8°C.....</i>	<i>14</i>
<i>Slika 15. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja od 0°C.....</i>	<i>16</i>
<i>Slika 14. Utjecaj tlaka vode na termodinamičku iskoristivost.....</i>	<i>17</i>
<i>Slika 16. T - Q dijagram s dva kruga pare.....</i>	<i>21</i>

POPIS TABLICA

Tablica 1. Dobiveni rezultati	24
-------------------------------------	----

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
μ_{GT}	-	Iskoristivost plinske turbine
μ_{ST}	-	Iskoristivost parne turbine
μ_{CC}	-	Iskoristivost kombiniranog postrojenja
T_{dp}	°C	Temperatura dimnih plinova na ulazu u kotao
T_{wi}	°C	Temperatura vode na izlazu iz kotla
T_{wu}	°C	Temperatura vode na ulazu u kotao
P_w	bar	Tlak vode u kotlu
q_{mw}	kg/s	Maseni protok vode
q_{mdp}	kg/s	Maseni protok dimnih plinova
C_{pdp}	kJ/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova
T_{ok}	°C	Temperatura okoliša
P_{ok}	bar	Tlak okoliša
P_k	bar	Tlak u kondenzatoru
μ_t	-	Iskoristivost turbine
Q	KW	Toplinski tok
H_{wi}	kJ/kg	Entalpija vode na izlazu iz kotla
H_{wu}	kJ/kg	Entalpija vode na ulazu u kotao
P_t	KW	Snaga turbine
P_p	KW	Snaga pumpe
H_{tu}	kJ/kg	Entalpija na ulazu u turbinu
H_{ti}	kJ/kg	Entalpija na izlazu iz turbine
H_{dp}	kJ/kg	Entalpija dimnih plinova
k	-	Koeficijent razlike protoka
P_{vt}	bar	Tlak visokotlačnog dijela
P_{nt}	bar	Tlak niskotlačnog dijela

SAŽETAK

Završni rad „Matematički model parnoturbinskog dijela kombiniranog postrojenja“ se sastoji od dva matematička modela.

Prvi matematički model obrađuje problematiku jednog kruga pare, a drugi matematički model obrađuje problematiku dva kruga pare.

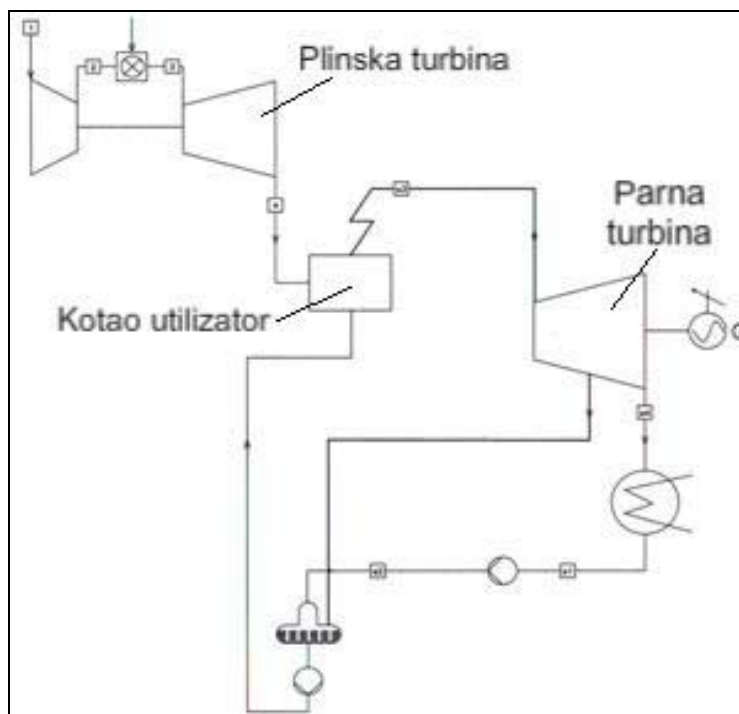
Kod oba modela je vršena optimizacija po parametrima tlaka napojne vode te točke zagušenja.

Termodinamička iskoristivost za jedan krug pare se kreće od $\mu_{sc} = 0.2004$ do $\mu_{sc} = 0.2892$ ovisno o ulaznim parametrima dok se za dva kruga pare kreću od $\mu_{sc} = 0.3025$ do $\mu_{sc} = 0.3529$

Zavisno o ulaznim parametrima i broju krugova pare temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla varira od $T_{dpi} = 284$ °C do $T_{dpi} = 66$ °C

1. UVOD

U ovome radu će se obraditi problematika nastajanja točke zagušenja kod kotlova na otpadnu toplinu te utjecaj točke zagušenja na iskoristivost. Kotlovi na otpadnu toplinu su dio kombiniranog postrojenja koji se sastoji od plinske turbine koja radi po Braytonovom otvorenom ciklusu i parne turbine koja radi po Rankinovom ciklusu. Na ulazu u postrojenje imamo kompresor koji usisava i tlači zrak, današnja postrojenja uglavnom rade s kompresijskim omjerom od 12 do 20 što znači da je tlak iza kompresora od 12 do 20 bara. Snaga za pogon kompresora se dobiva od plinske turbine te se dvije trećine dobivenog rada turbine koriste za pogon kompresora. Nakon toga zrak ulazi u komoru izgaranja gdje se miješa s gorivom i izgara. Temperature na izlazu iz komore izgaranja su oko 1500 °C do 1600 °C, a smjesa je siromašna. Teoretski temperatura izgaranja bi mogla biti i veća, ali današnji materijali plinskih turbina to ne dozvoljavaju. Prolaskom dimnih plinova kroz plinsku turbinu oni ekspandiraju do tlaka okoliša, potom ti dimni plinovi odlaze u kotao na otpadnu toplinu gdje predaju ostatak svoje topline vodi koja se koristi u parnoj turbini.



Slika 1. Shema kombiniranog postrojenja

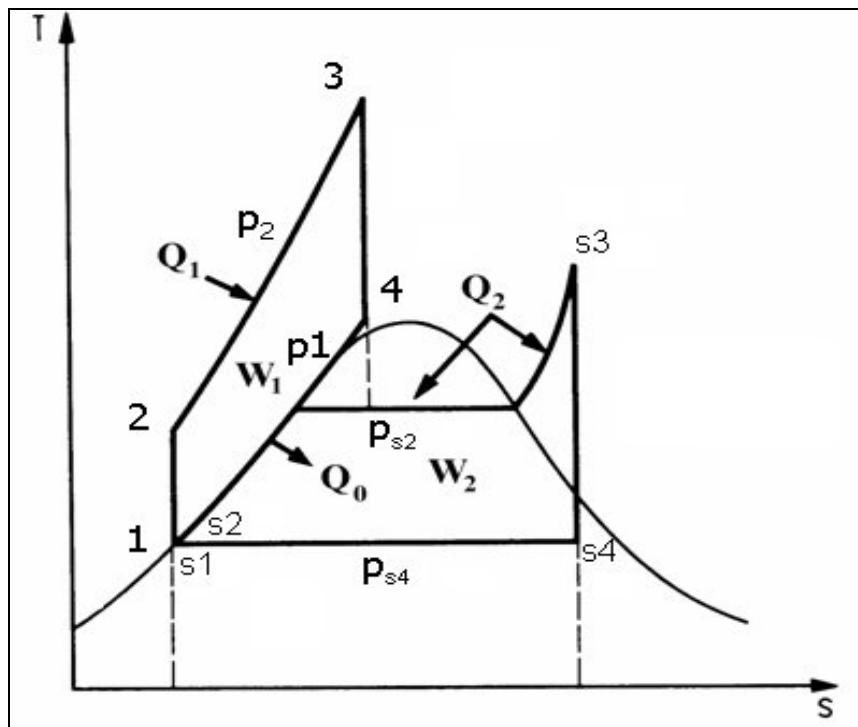
Iskoristivost plinske i parne turbine pojedinačno je oko 30 do 40 posto, ali iskoristivost kombiniranog ciklusa je skoro 60 posto kod modernih postrojenja.

$$\eta_{GT} = \frac{W_1}{Q_1} \quad (1.1)$$

$$\eta_{ST} = \frac{W_2}{Q_2 + Q_0} \quad (1.2)$$

$$\eta_{CC} = \frac{W_1 + W_2}{Q_1 + Q_2} \quad (1.3)$$

Formula (1.1) predstavlja iskoristivost plinske turbine, (1.2) predstavlja iskoristivost parne turbine, a ukupna iskoristivost je prikazana formulom (1.3). U jednadžbama za iskoristivost W_1 predstavlja rad koji smo dobili od plinske turbine a W_2 predstavlja rad parne turbine. To možemo vidjeti i na T-S dijagramu kombiniranog postrojenja (Slika 2.)



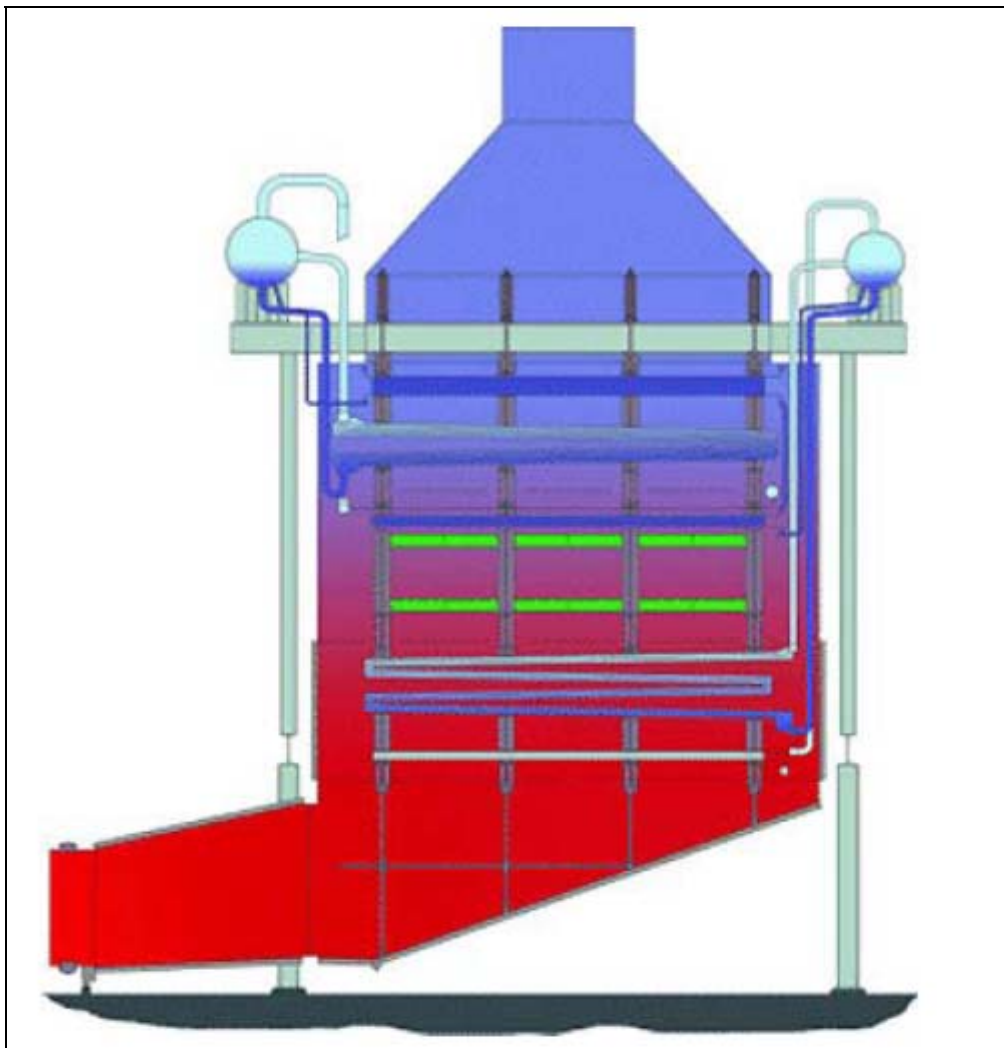
Slika 2. T - S dijagram kombiniranog postrojenja

2. PODJELA KOTLOVA NA OTPADNU TOPLINU

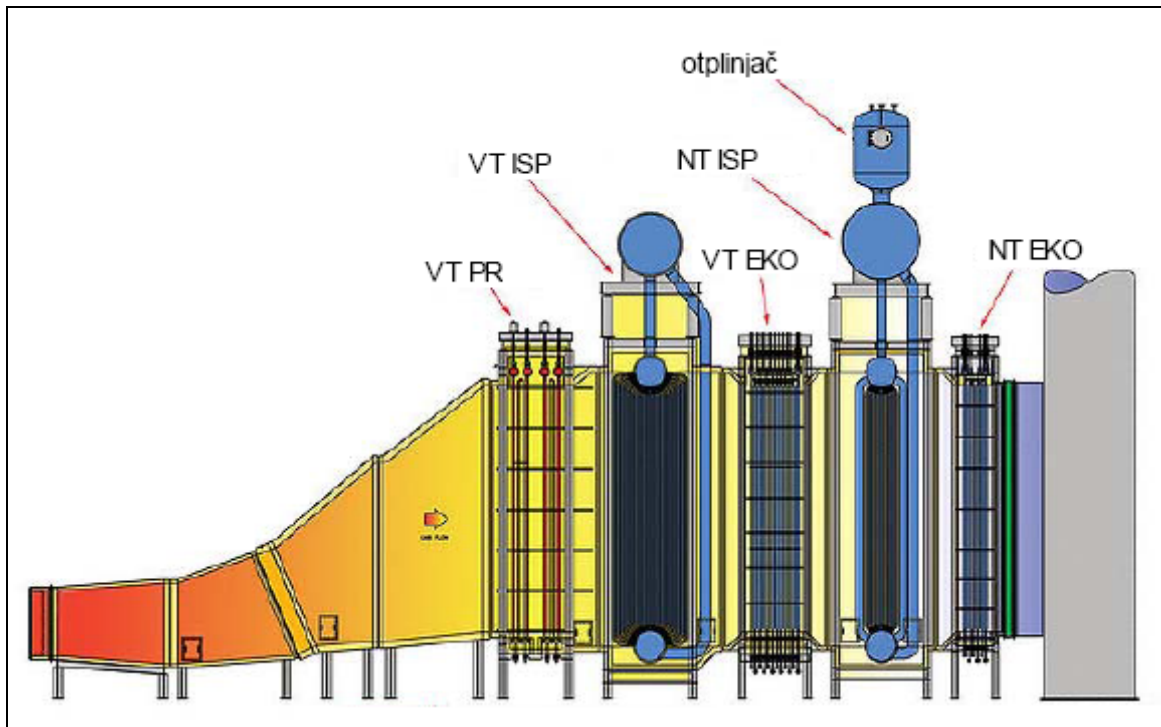
Kotlovi na otpadnu toplinu dijele se na:

1. Vertikalne kotlove na otpadnu toplinu
2. Horizontalne kotlove na otpadnu toplinu

Izmjenjivačke površine kotla na otpadnu toplinu nalaze se u pravokutnom kanalu. Razlika između vertikalnog i horizontalnog je ta što se horizontalni spaja okomito na dimnjak, dok se kod vertikalnog dimnjak samo nastavlja na izmjenjivačke površine. Kod oba cirkulacija može bit prisilna pomoću pumpe ili prirodna.



Slika 3. Vertikalni kotao na otpadnu toplinu



Slika 4. Horizontalni kotao na otpadnu toplinu

Kod horizontalnog kotla (Slika 4.) VTPR je visokotlačni pregrijač, VTISP je visokotlačni isparivač, VTEKO je visokotlačni ekonomajzer, NTISP je niskotlačni isparivač, a NTEKO je niskotlačni ekonomajzer.

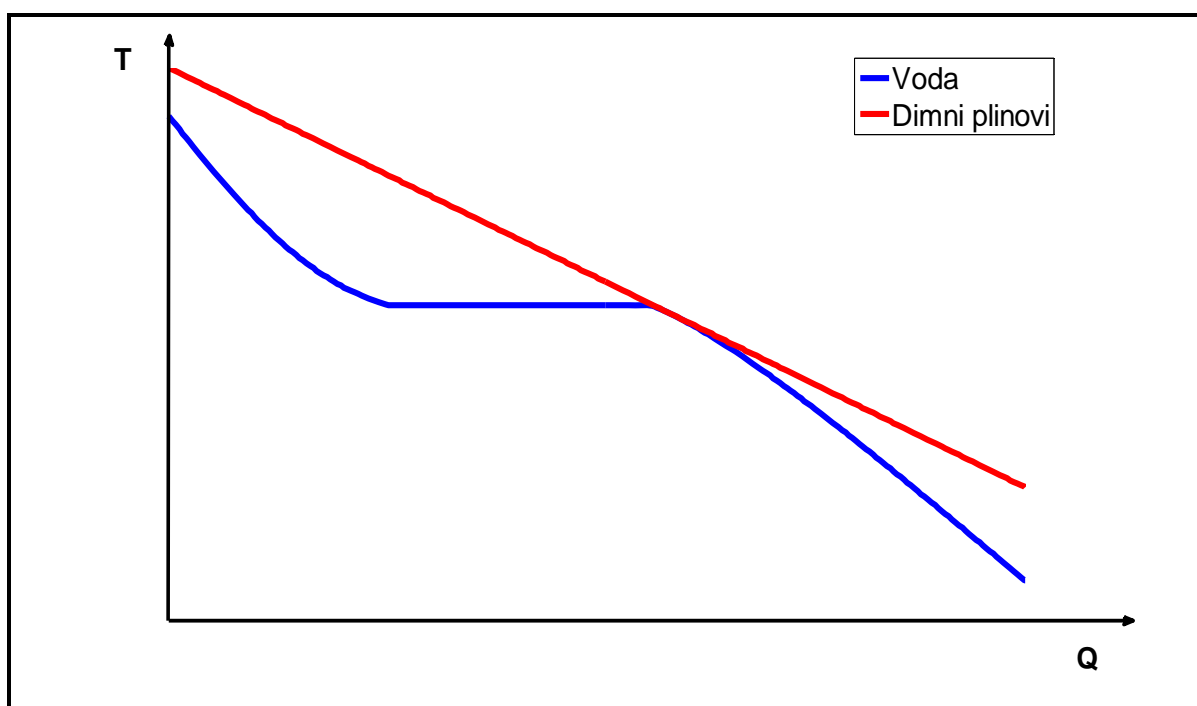
Druga podjela kotlova na otpadnu toplinu je na:

1. Kotlovi bez dodatnog izgaranja
2. Kotlovi s dodatnim izgaranjem

U dolaznom vodu kotlova s dodatnim izgaranjem smješten je gorionik koji ubrizgava gorivo u struju dimnih plinova. Dodatno izgaranje je moguće jer udio kisika u dimnim plinovima nakon plinske turbine je od 15 do 18 posto. Standardna temperatura dimnih plinova na ulazu u kotao na otpadnu toplinu je od 500 °C do 600 °C, a s ovim procesom se ta temperatura dodatno povisuje. Porastom temperature povećava se iskoristivost parne turbine, ali ukupna iskoristivost opada.

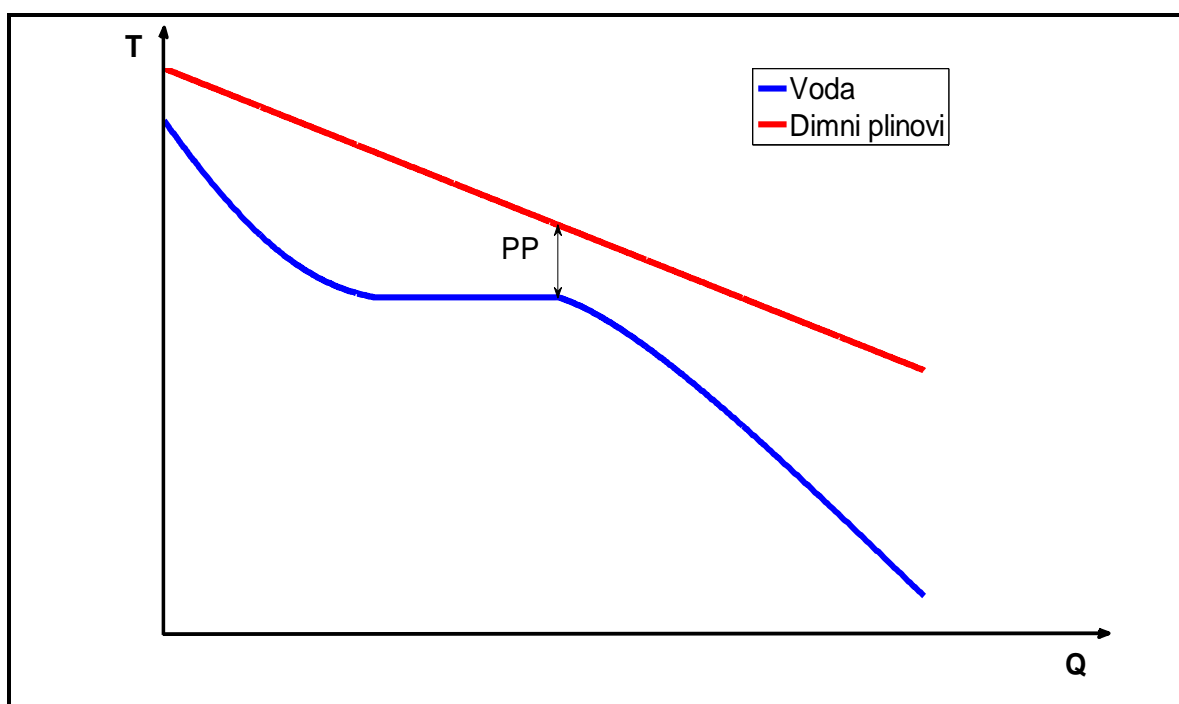
3. PINCH TOČKA

Pinch točka ili točka zagušenja je temperaturna razlika između temperature dimnih plinova na izlazu iz isparivača i vode na tlaku zasićenja. Kod konstruiranja kotla na otpadnu toplinu položaj točke zagušenja ima veliku ulogu. U teoretskom slučaju najviša iskoristivost kotla bi se postigla za točku zagušenja jednaku nuli (Slika 5.) jer bi temperatura dimnih plinova na izlazu bila najmanja moguća, za ulazne parametre, ali u tom slučaju izmjenjivačke površine bi bile beskonačne.



Slika 5. T – Q dijagram kotla na otpadnu toplinu s beskonačnom površinom isparivača

Normalne vrijednosti točke zagušenja kreću se u rasponu od 8 °C do 33 °C . Što je točka zagušenja veća to su potrebne manje izmjenjivačke površine što automatski smanjuje investicijske troškove postrojenja, ali povećava temperaturu dimnih plinova na izlazu iz kotla na otpadnu toplinu tako da opada iskoristivost postrojenja. Smanjenje temperature dimnih plinova na izlazu iz kotla na otpadnu toplinu se postiže uvođenjem dodatnih krugova pare s nižim tlakom. Na (Slika 6.) je prikazan Q – T dijagram s točkom zagušenja od 33 °C



Slika 6. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja 33 °C

4. MATEMATIČKI MODEL KOTLA NA OTPADNU TOPLINU S JEDNIM KRUGOM PARE

4.1. Početno stanje kotla na otpadnu toplinu s jednim krugom pare

Sa ciljem optimiziranja kotla na otpadnu toplinu te promatranjem utjecaja točke zagušenja na termodinamičku iskoristivost parnoturbinskog postrojenja napravljen je matematički model kotla na otpadnu toplinu s jednim krugom pare. Parnoturbinsko postrojenje s jednim krugom pare ima veliku temperaturu dimnih plinova na izlazu iz kotla na otpadnu toplinu stoga niti jedan stvarni kotao ne radi s jednim krugom pare radi jako male iskoristivosti kotla.

Ulazni parametri za matematički model su:

$T_{dp} = 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - temperatura dimnih plinova na ulazu u kotao na otpadnu toplinu

$T_{wu} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - temperatura vode na ulazu u kotao

$T_{wi} = 545 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - temperatura pare na izlazu iz kotla

$P_w = 140 \text{ bar}$ - tlak vode u kotlu

$q_{mw} = 10 \text{ kg/s}$ - maseni protok vode kroz kotao

$q_{mdp} = 100 \text{ kg/s}$ - maseni protok dimnih plinova kroz kotao

$$C_{pdp} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$$

- specifični toplinski kapacitet dimnih plinova

$$T_{ok} = 20 \text{ °C}$$

- temperatura okoliša

$$P_{ok} = 1 \text{ bar}$$

- tlak okoliša

$$P_k = 0.05 \text{ bar}$$

- tlak kondenzatora

$$\mu_t = 0.85$$

- iskoristivost turbine

Pošto je matematički model napravljen u programskom paketu Matlab za izračunavanje entalpija, entropija i sadržaja pare pojedinih točaka su korištene tablice softvera Matlab. Prvi korak u izradi temperaturnih profila dimnih plinova i vode je bio da se ukupni toplinski tok podijeli na jednake dijelove. Toplinski tok se računa kao razlika entalpija na ulaznoj i izlaznoj strani vode, a entalpije se računaju iz tlaka i temperature vode.

$$Q = q_{mw} * (H_{wt} - H_{wu}) [KW]$$

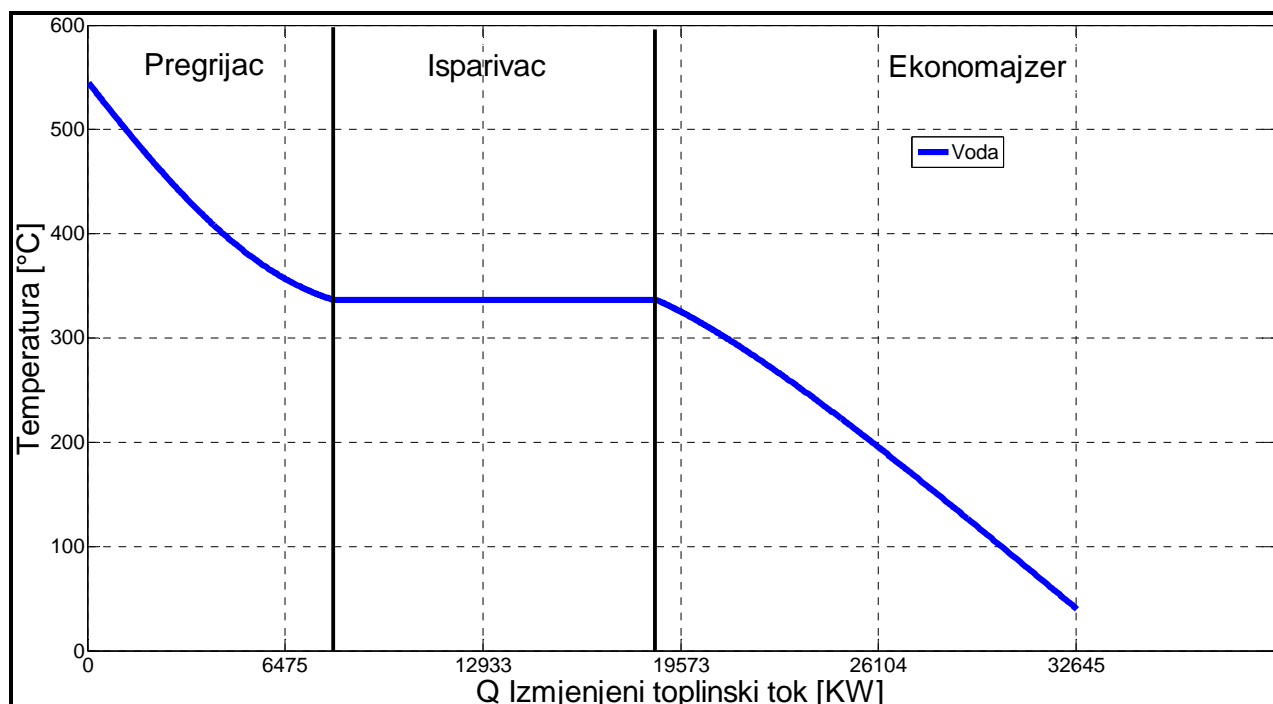
Svaku sljedeću entalpiju se računa pomoću poznavanja izmijenjenog toplinsko toka na određenom području te entalpije na ulazu u područje.

$$H_{(i+1)} = H_i - \left(\frac{Q_p}{q_{mw}} \right) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Nakon stvaranja profila entalpija u izmjenjivaču mogli smo dobiti profil temperatura vode pomoću funkcije XSteam.

Profil temperatura dimnih plinova ćemo dobiti iz jednadžbe. Temperaturne profile vidimo na slikama (Slika 7.), (Slika 8.), (Slika 9.) .

$$T_{dp(i+1)} = T_{dp(i)} - \left(\frac{Q_p}{q_{mdp} * C_{pdp}} \right) [^{\circ}\text{C}]$$



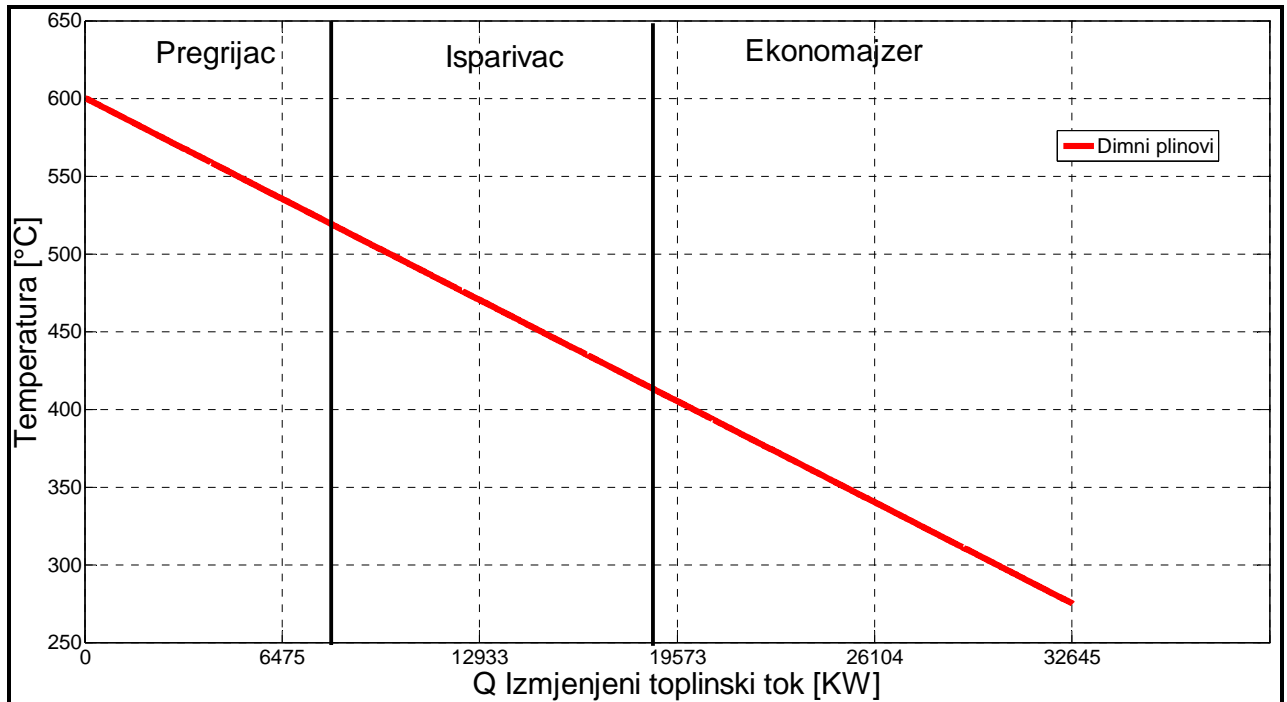
Slika 7. Temperaturni profil vode

Snagu turbine parnog ciklusa lako se izračuna pomoću razlike entalpija vodene pare na ulazu u turbinu i entalpije vodene pare na izlazu iz turbine. Iskoristivost parnoturbinskog postrojenja se računa pomoću snage turbine i entalpije dimnih plinova na ulazu u kotao na otpadnu toplinu.

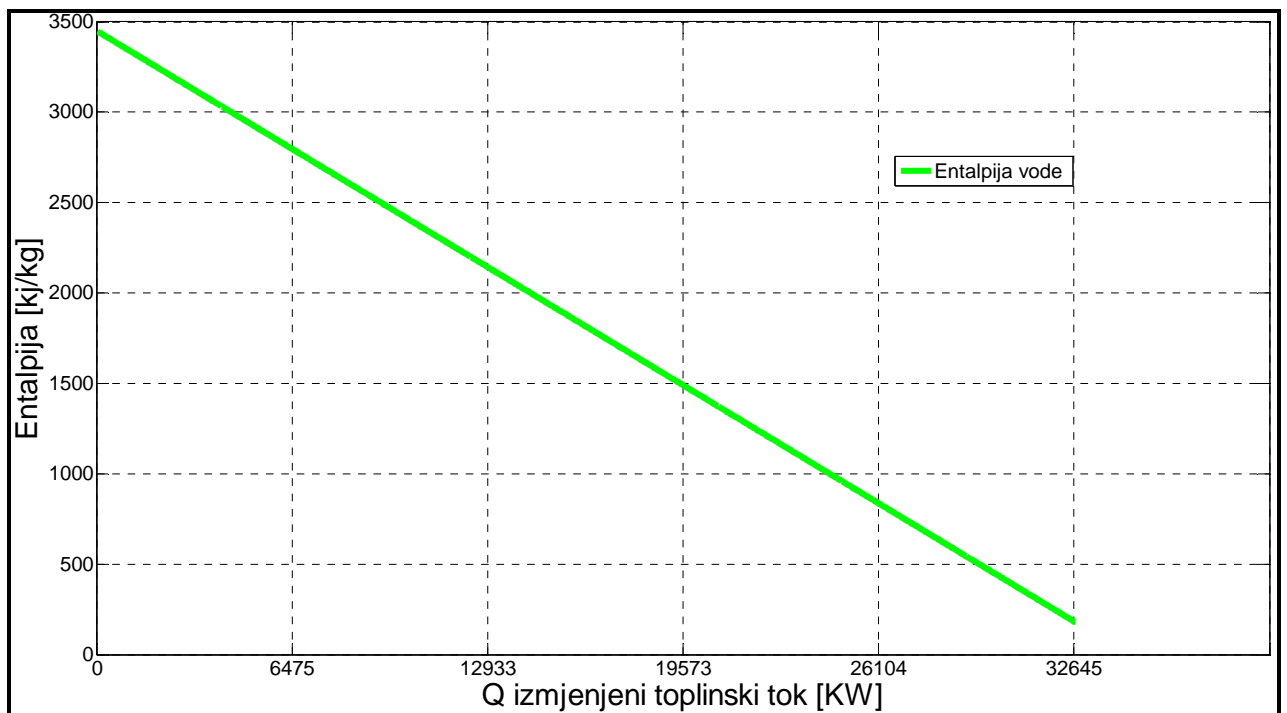
$$P_t = q_{mw} * (H_{tu} - H_{ti})$$

Ovdje μ_{sc} predstavlja ukupnu iskoristivost parnog ciklusa a P_p predstavlja rad pumpe napojne vode.

$$\mu_{sc} = (P_t - P_p) / (q_{mdp} * H_{dpu})$$

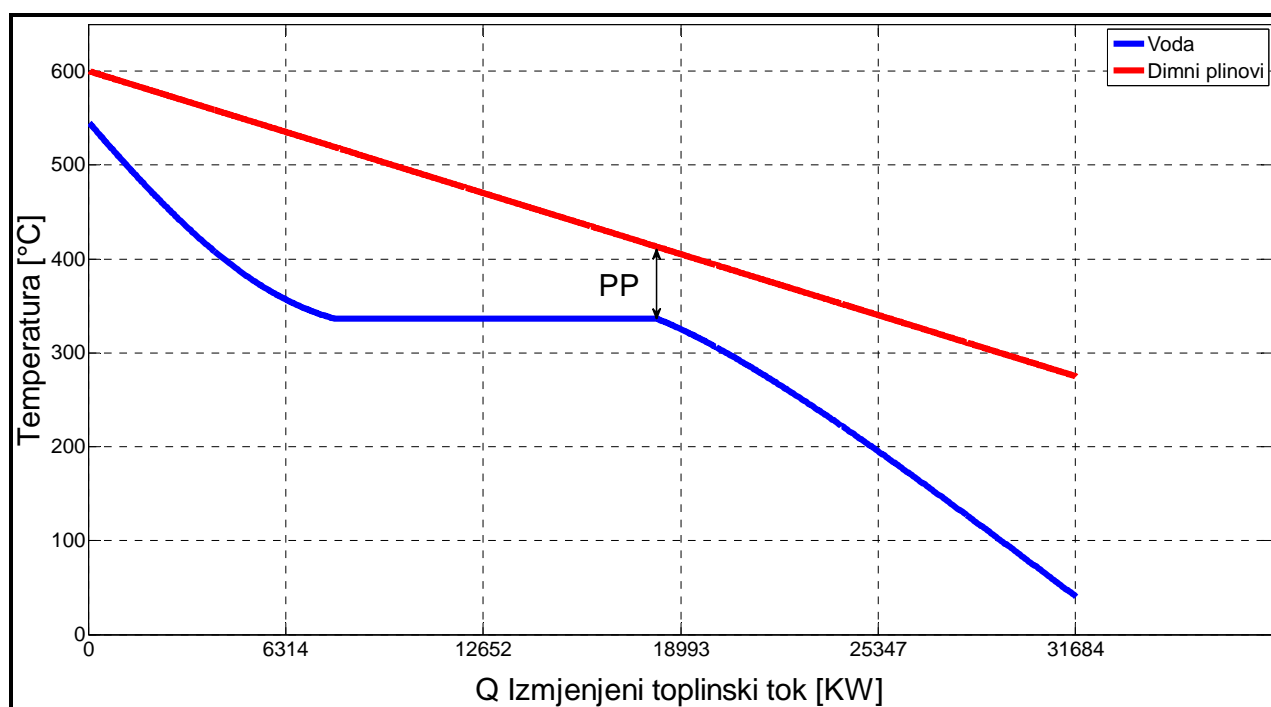


Slika 8. Temperaturni profil dimnih plinova



Slika 9. Promjena entalpije u kotlu na otpadnu toplinu

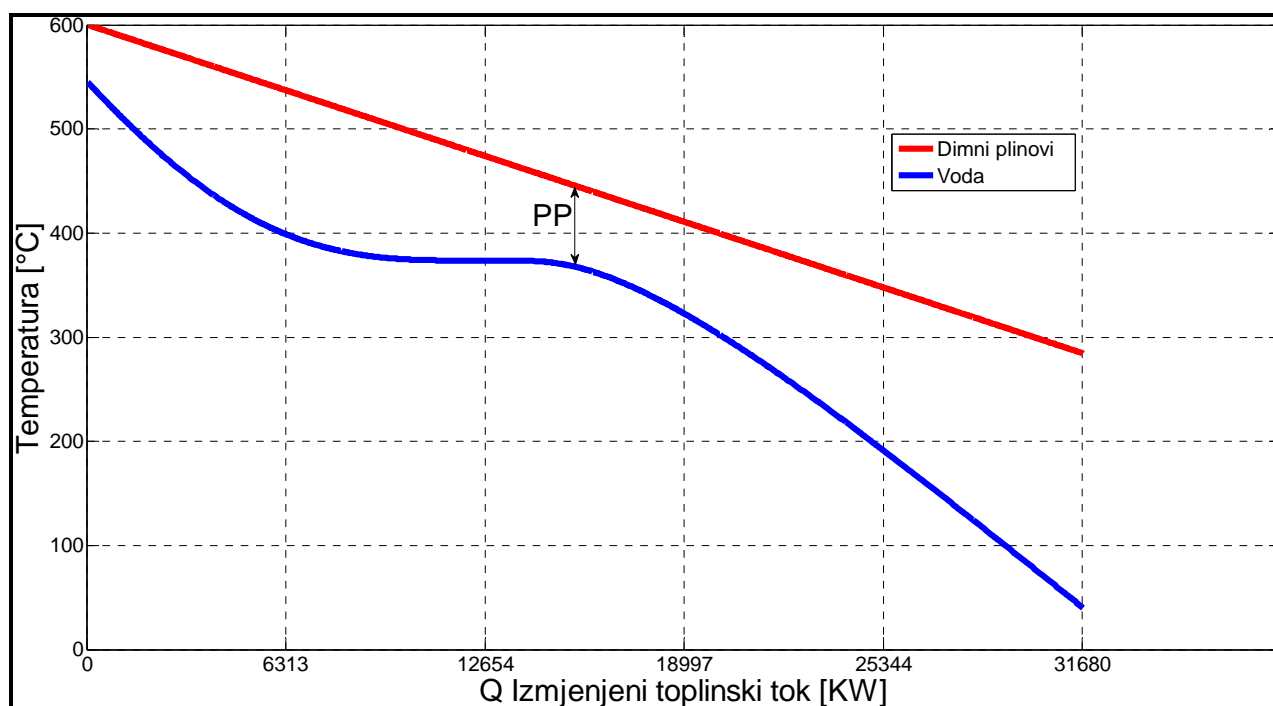
Ulazni podaci u matematički model su $P_w = 140$ bara, $T_{wu} = 40$ °C, $T_{wi} = 545$ °C, a točka zagušenja nije zadana. Nakon izračuna dobiveni su sljedeći podaci. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla na otpadnu toplinu je $T_{dpt} = 274$ °C (Slika 8.). Velika temperatura dimnih plinova je pokazatelj da veliki dio topline bespovratno bacamo u okoliš. Još jedan razlog velike temperature dimnih plinova na izlazu je velika vrijednost točke zagušenja koja u ovom slučaju iznosi $PP = 56$ °C što je vidljivo iz (Slika 10.) Cilj je naći optimum između veličine izmjenjivačkih površina i točke zagušenja. Iskoristivost ovog kotla s zadanim parametrima je $\mu_{sc} = 0.2013$ uz izlaznu snagu turbine od $P_t = 12.33$ [MW]



Slika 10. T - Q dijagram točka zagušenja

4.2. Kotao na otpadnu toplinu $P_w = 220$ bara

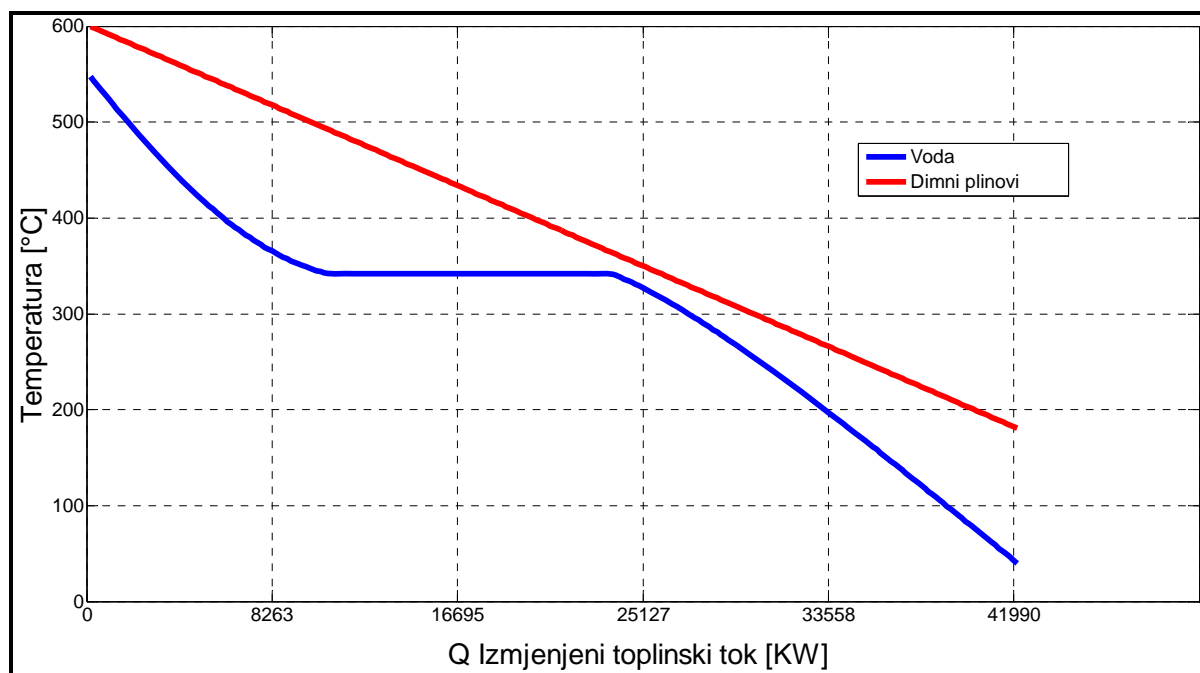
Tlak vode koja ulazi u kotao na otpadnu toplinu zadan je s 220 bara što je malo ispod kritičnog tlaka vode, $T_{wu} = 40$ °C, $T_{wi} = 545$ °C, a točka zagušenja nije zadana. Snaga turbine u ovom slučaju je $P_t = 12.344$ [MW] što je neznatno povećanje snage u odnosu na prvi slučaj, a termodinamička iskoristivost se malo smanjila $\mu_{sc} = 0.2004$. Točka zagušenja je ostala ista, a temperatura dimnih plinova na izlazu je narasla i sada iznosi $T_{dpi} = 284$ °C što znači da još više topline bacamo u okoliš. Po rezultatima vidimo da je povećanje tlaka bez smanjivanja točke zagušenja, koje možemo postići promjenom protoka vode, neće značajno utjecati na našu iskoristivost.



Slika 11. T - Q dijagram pri tlaku od 220 bara

4.3. Kotao na otpadnu toplinu $P_w = 140$ bara $PP = 22^\circ\text{C}$

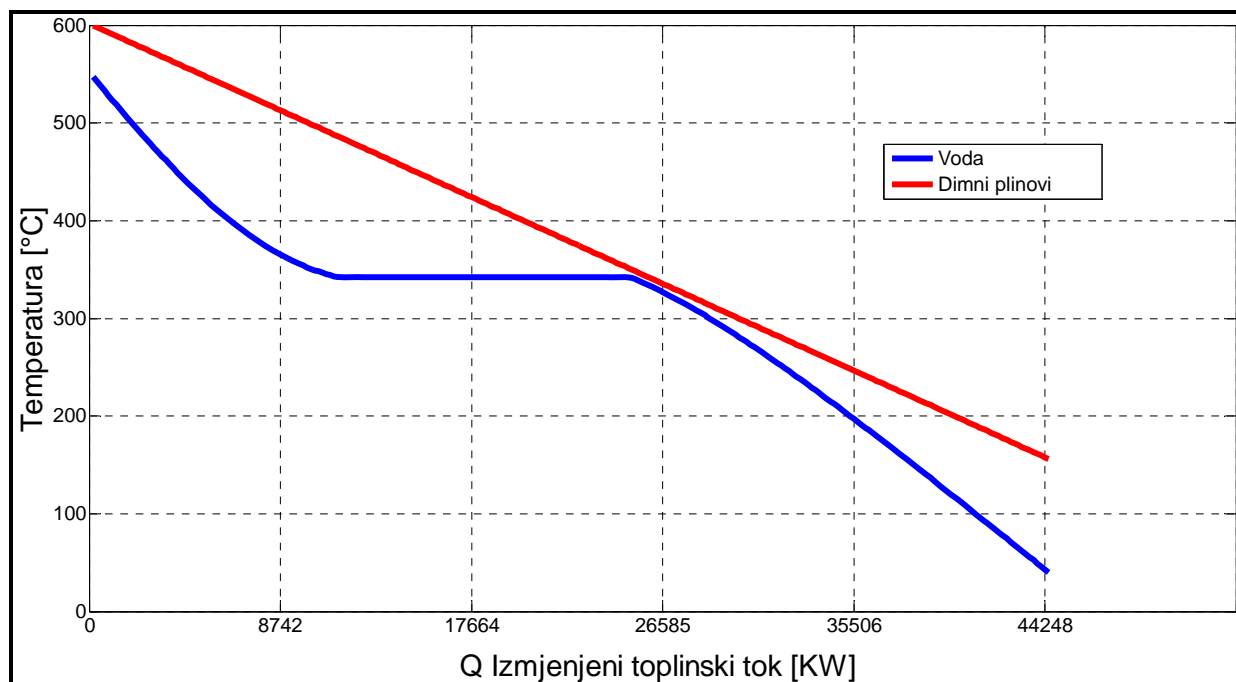
Za ovaj kotao ulazni podaci su isti kao i za prvi model. Znači tlak u kotlu na otpadnu toplinu je $P_w = 140$ bar, temperatura vode na ulazu u kotao $T_{wu} = 40^\circ\text{C}$, temperatura vode na izlazu iz kotla $T_{wi} = 545^\circ\text{C}$. Razlika između ovog modela i prvog modela je ta da se ovdje koristila funkcija fzero koja nam omogućava da odaberemo fiksnu točku zagušenja, a softver tu točku zagušenja postiže promjenom masenog protoka vode u kotlu. Nakon optimizacije termodinamička iskoristivost postrojenja je narasla na $\mu_{sc} = 0.2609$, a temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla se spustila na $T_{dpi} = 263^\circ\text{C}$. Povećanjem iskoristivosti dobili smo povećanje snage turbine na $P_t = 15.946$ [MW]. Iz ovih podataka se vidi kako smanjenje točke zagušenja uvelike pomaže povećanju iskoristivosti postrojenja.



Slika 12. T - Q dijagram s iznosom točke zagušenja od 22°C

4.4. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 8^{\circ}\text{C}$

Kod optimizacije ovog matematičkog modela imali smo zadanu točku zagušenja na 8°C , a pomoću funkcije `fminbnd` se tražio optimalni tlak kotla, koji će dati maksimalnu termodinamičku iskoristivost parne turbine. Najveći stupanj termodinamičke iskoristivosti je $\mu_{sc} = 0.2806$ pri tlaku vode od $P_w = 143$ bara uz izlaznu snagu turbine od $P_t = 17.151$ [MW]. Izlazna temperatura dimnih plinova iz kotla je $T_{dpt} = 156^{\circ}\text{C}$, što je posljedica smanjenja točke zagušenja i optimalne vrijednosti tlaka vode.



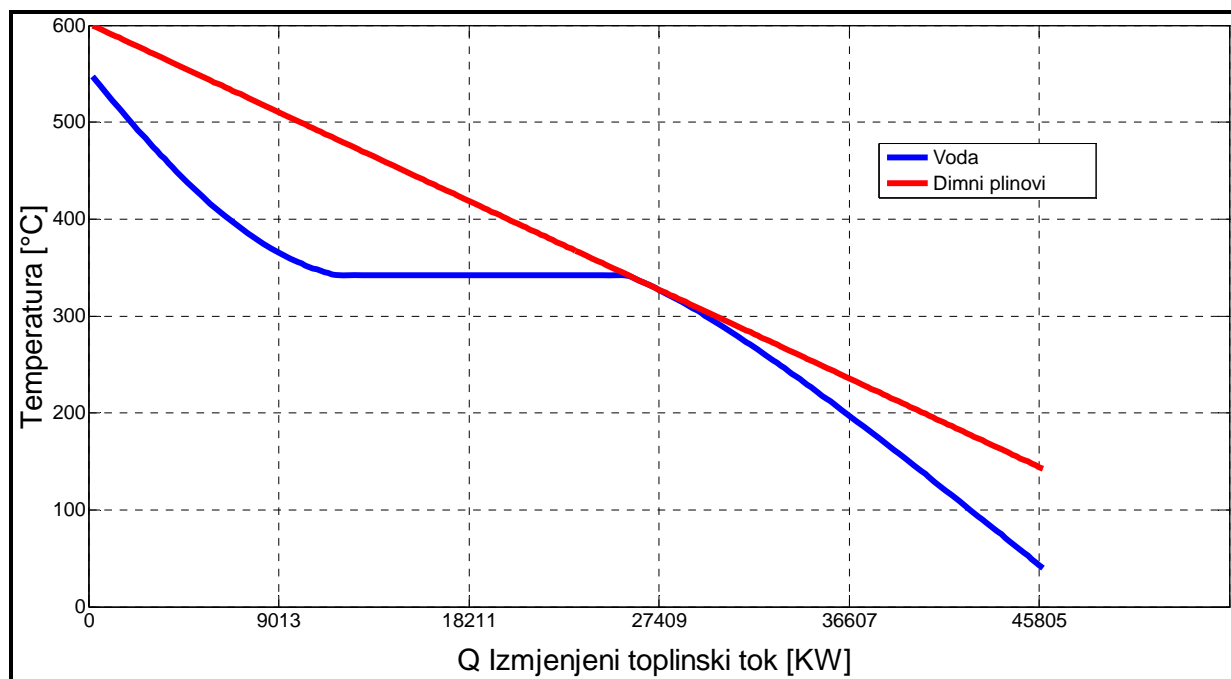
Slika 13. $T - Q$ dijagram s iznosom točke zagušenja od 8°C

4.5. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 8\text{ °C}$ $P_w = 220$ bara

S ovim matematičkim modelom će se pokazati termodinamički iskoristivost s različitim tlakom pri konstantnoj točki zagušenja od 8 °C . Za razliku od prošlog primjera (4.4) sada je tlak vode u postrojenju $P_w = 220$ bara. Dobivena termodinamička iskoristivost je $\mu_{sc} = 0.2709$ što je malo manje nego u prethodnom slučaju gdje smo imali tlak od $P_w = 143$ bara. Izlazna temperatura dimnih plinova je isto viša, a iznosi $T_{dpi} = 256\text{ °C}$. Snaga turbine je $P_t = 16.688\text{ [MW]}$ što je lagano smanjenje izlazne snage turbine. Razmatrajući podatke vidimo da za kotao s točkom zagušenja od 8 °C maksimalna termodinamička iskoristivost je pri tlaku od $P_w = 143$ bara.

4.6. Kotao na otpadnu toplinu $PP = 0\text{ °C}$

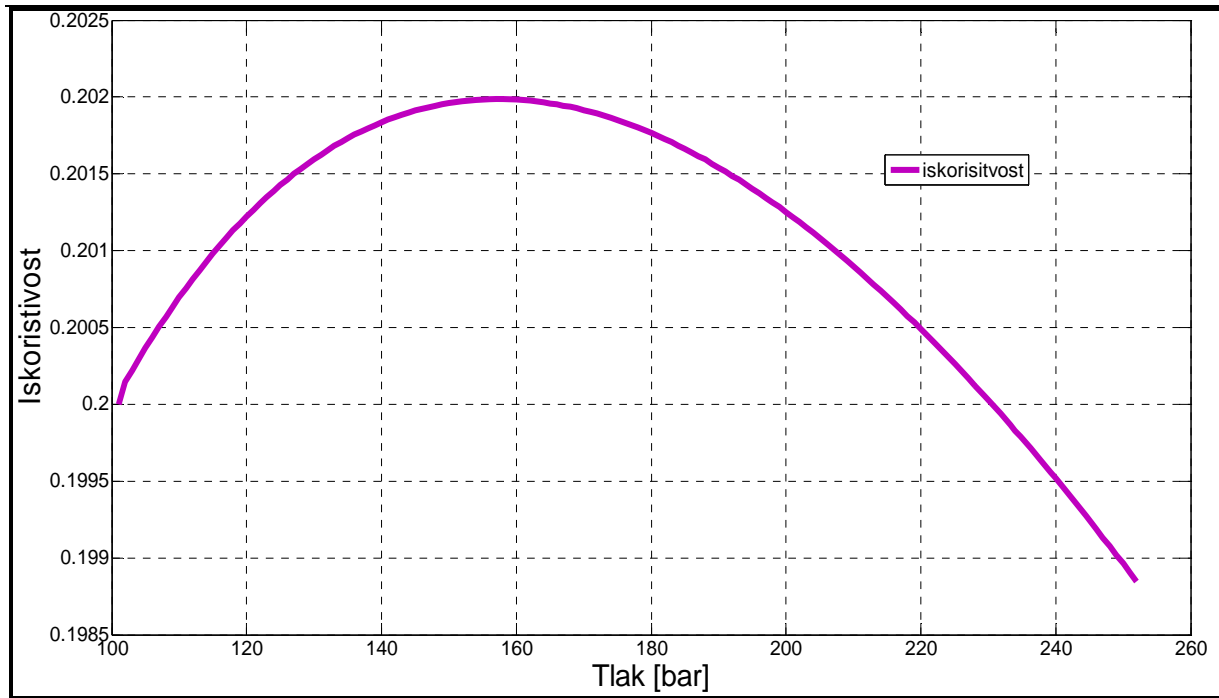
Ovaj kotao na otpadnu toplinu je samo teoretski moguć jer stvarni kotao u kojemu bi se temperatura vode i dimnih plinova izjednačila ne bi mogao funkcionirati, odnosno izmjenjivače površine bi mu bile beskonačno velike. S ovim modelom će biti pokazana minimalna izlazna temperatura dimnih plinova koju je moguće postići s ovakvim ulaznim parametrima. Opet koristimo funkciju f_{minbd} za pronalaženje maksimalne iskoristivosti kotla te vrijednost tlaka. Termodinamička iskoristivost kotla je $\mu_{sc} = 0.2892$ pri tlaku od $P_w = 143$ bara. Temperatura dimnih plinova na izlazu je $T_{dpi} = 142\text{ °C}$ što nam pokazuje da u najboljem teoretskom slučaju s jednim krugom pare i ovakvim ulaznim parametrima nije moguće spustiti temperaturu dimnih plinova niže od postignute vrijednosti, stoga se danas koriste postrojenja s više krugova pare na različitim tlakovima.



Slika 14. $T - Q$ dijagram s iznosom točke zagušenja od 0°C

4.7. Utjecaj tlaka vode na termodinamičku iskoristivost

Pomoću matematičkog modela za postrojenje s jednim krugom pare je ispitan optimalni tlak kod kojega imamo najvišu termodinamičku iskoristivost. Raspon tlakova s kojima se vršilo ispitivanje je od 100 do 250 bara, točka zagušenja nije fiksno određena, a iznosi $PP = 56^\circ\text{C}$. Ulazni podaci su $T_{wu} = 40^\circ\text{C}$ $T_{wi} = 545^\circ\text{C}$ početni tlak 100 bara, protok vode $q_{mw} = 10$ kg/s, protok dimnih plinova $q_{mdp} = 100$ kg/s. Rezultati su vidljivi na (Slika 14.) gdje se vidi da je maksimalna termodinamička iskoristivost postignuta za tlako od $P_w = 160$ bara, a daljnjim povećanjem tlaka napojne vode termodinamička iskoristivost postrojenja počinje opadati



Slika 15. Utjecaj tlaka vode na termodinamičku iskoristivost

5. MATEMATIČKI MODEL KOTLA NA OTPADNU TOPLINU S DVA KRUGA PARE

5.1. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 22^{\circ}\text{C}$

Pokazalo se na prijašnjem modelu da s jednim krugom pare moguće je temperaturu dimnih plinova spusti samo do jedne granice. Za daljnje spuštanje izlazne temperature dimnih plinova moramo uvesti dodatne krugove pare. Ulazni podaci u kotao na otpadnu toplinu su:

$T_{dp} = 600^{\circ}\text{C}$ - temperatura dimnih plinova na ulazu u kotao na otpadnu toplinu

$T_{wun} = 40^{\circ}\text{C}$ - temperatura vode na ulazu u niski tlak

$T_{win} = 300^{\circ}\text{C}$ - temperatura vode na izlazu iz niskog tlaka

$T_{wtv} = 545^{\circ}\text{C}$ - temperatura pare na izlazu iz visokog tlaka

$P_{vt} = 180 \text{ bar}$ - tlak vode u visokom tlaku

$P_{nt} = 3 \text{ bar}$ - tlak vode u niskom tlaku

$q_{mwv} = 10 \text{ kg/s}$ - maseni protok vode kroz visoki tlak

$q_{mwn} = k * q_{mwv} \text{ kg/s}$	- maseni protok vode kroz niski tlak
$q_{mdp} = 100 \text{ kg/s}$	- maseni protok dimnih plinova kroz kotao
$k = 0.2$	- koeficijent razlike protoka
$c_{pdp} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet dimnih plinova
$T_{ok} = 20 \text{ °C}$	- temperatura okoliša
$P_{ok} = 1 \text{ bar}$	- tlak okoliša
$P_k = 0.05 \text{ bar}$	- tlak kondenzatora
$\mu_t = 0.85$	- iskoristivost turbine

Kao i u modelu s jednim krugom pare ovdje se izmijenjen toplina podijelila na dijelove te pomoću funkcije XSteam i poznavanja krajnjih točaka odredilo temperaturne profile vode i dimnih plinova. Zbog dva različita tlaka pare snaga turbine se računa po formuli koja je zbroj rada turbine na visokom tlaku i rada na niskom tlaku.

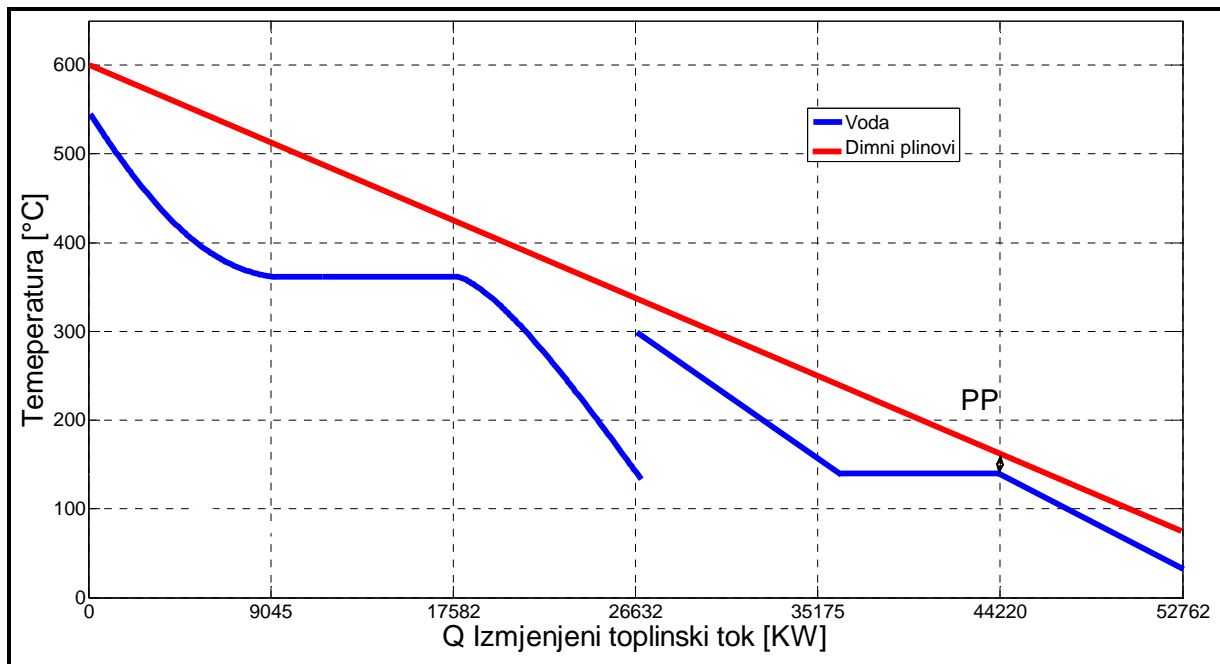
$$P_t = (q_{mwv} * (H_{t_{uv}} - H_{t_{iv}})) + (q_{mwn} * (H_{t_{un}} - H_{t_{in}}))$$

Konstrukcija kotla na otpadnu toplinu je takva da prvo imamo niskotlačnu pumpu koja ukupni protok $(q_{mwv} + q_{mwv})$ podiže na tlak niskotlačnog postrojenja u ovom slučaju je to 3 bara. Nakon toga ukupni protok ulazi u najhladniji dio kotla odnosno niskotlačni ekonomajzer. Izlaskom vode iz niskotlačnog ekonomajzera protok se dijeli na dva dijela jedan odlazi prema visokotlačnoj pumpi a drugi nastavlja prema niskotlačnom isparivač.

Poslije niskotlačnog isparivača slijedi niskotlačni pregrijač iz kojega voda ide u niski tlak turbine. Sljedeći u redu je visokotlačni ekonomajzer nakon kojega slijede visokotlačni isparivač pa visokotlačni pregrijač iz kojega para ide u turbinu.

Dobivena termodinamička iskoristivost postrojenja koje radi s ovim parametrima je $\mu_{te} = 0.3025$ snaga na turbini je $P_t = 18.513 [MW]$, a izlazna temperatura dimnih plinova je $T_{dpi} = 134^\circ C$. Iz ovih podataka se vidi koliko znači uvođenje drugog kruga pare uz istu točku zagušenja kao i u prethodnom slučaju stoga nije čudno da se uglavnom koriste kotlovi s dva ili tri kruga pare. Na (Slika 15.) se vidi temperaturni profil vode i temperaturni profil dimnih plinova.

Kao što se i vidi na slikama temperaturni profil visokog tlaka se nastavlja na ekonomajzer niskog tlaka.



Slika 16. T - Q dijagram s dva kruga pare

5.2. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 8^{\circ}\text{C}$

U ovome matematičkom modelu su korišteni isti ulazni podaci kao i u prvom matematičkom modelu s dva kruga pare. Tlak visokotlačnog dijela je $P_{vt} = 180$ bara, niskotlačnog $P_{nt} = 3$ bara. Ulazna temperatura vode u kota je $T_{wu} = 40$ °C, a izlazne temperature su $T_{wiv} = 545$ °C i $T_{win} = 300$ °C. Jedina razlika između modela je što smo ograničili točku zagušenja na 8 °C da se vidi utjecaj točke zagušenja na iskoristivost kotla na otpadnu toplinu. U izlaznim rezultatima zabilježen je porast termodinamičke iskoristivosti postrojenja na $\mu_{sc} = 0.3212$, a snaga turbine je porasla na $P_t = 19.658$ [MW]. Izlazna temperatura dimnih plinova je $T_{dpi} = 109^{\circ}\text{C}$. Razmatranjem podataka vidljivo je da mala korekcija točke zagušenja ima veliki utjecaj na termodinamičku iskoristivost postrojenja, ali podiže investicijske troškove radi većih potrebnih izmjenjivačkih površina.

5.3. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 8^{\circ}\text{C}$ optimizacija

Optimizacija tlaka visokotlačnog dijela i niskotlačnog dijela te koeficijenta k se vršila pomoću funkcije fminsearch u programskom paketu Matlab. Snaga turbine nakon optimizacije je $P_t = 21.071$ [MW] što predstavlja povećanje od osam posto u odnosu na prijašnje stanje. Termodinamička skoristivost je narasla na $\mu_{sc} = 0.3445$, a temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla je $T_{dpi} = 75^{\circ}\text{C}$. Nova vrijednost koeficijenta $k = 0.52$, a vrijednost tlaka u niskotlačnom dijelu postrojenja je ostala nepromijenjena. Optimizirana vrijednost tlaka u visokotlačnom dijelu je $P_{vt} = 207$ bara što je malo manje od kritičnog tlaka vode.

5.4. Kotao na otpadnu toplinu s dva kruga pare $PP = 0^{\circ}\text{C}$

Uzeta je točka zagušenja od 0°C koja se ne može postići i stvarnom slučaju al je zgodna za pokazat maksimalnu termodinamičku iskoristivost s određenim parametrima. Iskoristivost ovoga postrojenja je $\mu_{sc} = 0.3529$, a snaga turbine je $P_t = 21.584 \text{ [MW]}$ dok je izlazna temperatura dimnih plinova na izlazu iz kotla $T_{dpi} = 66^{\circ}\text{C}$. Tlakovi su ostali isti kao u prethodnom slučaju $P_{vc} = 207$ bara, $P_{nt} = 3$ bara. Koeficijent k se nije mijenjao.

6. USPOREDBA REZULTATA

Tablica 1. Dobiveni rezultati

Naziv	μ_{sc}	P_t [MW]	T_{dpi} [°C]	P_{vt} [bara]	P_{nt} [bara]	PP [°C]	k
1Krug	0.2013	12.33	274	140	/	56	/
1 Krug	0.2004	12.33	284	220	/	56	/
1 Krug fiksni PP	0.2609	15.94	263	140	/	22	/
1 Krug fiksni PP	0.2806	17.15	156	143	/	8	/
1 Krug fiksni PP	0.2709	16.68	256	220	/	8	/
1 Krug fiksni PP	0.2892	17.68	142	143	/	0	/
2 Kruga fiksni PP	0.3025	18.89	134	180	3	22	0.2
2 Kruga fiksni PP	0.3212	19.65	109	180	3	8	0.2
2 Kruga fiksni PP	0.3445	21.071	75	207	3	8	0.52
2 Kruga fiksni PP	0.3529	21.58	66	207	3	0	0.52

Usporedbom različitih kotlova lako možemo zaključiti koji je bolji. Iz tablice rezultata se vidi da kod jednog kruga pare samom promjenom tlaka ne možemo puno utjecati na iskoristivost kotla na otpadnu toplinu ako ne pokušamo smanjiti točku zagušenja. Jedan od načina održavanja točke zagušenja u zadanim parametrima je promjena protoka vode kroz kotao na otpadnu toplinu. Smanjenjem točke na dvadeset i dva stupnja i zadržavanjem tlaka vidimo da smo znatno povećali iskoristivost kotla, a samim time i snagu. Smanjenje točke zagušenja je uzrokovalo povećanje izmjenjivačkih površina što nam povećava investicijske troškove, ali ujedno i bolju iskoristivost pa imamo manje pogonske troškove. Iz toga se može zaključiti da treba naći kompromis između iskoristivosti, tlaka i točke zagušenja. Vidimo da daljnjim smanjenjem točke zagušenja dobivamo sve veće iskoristivosti.

Za točku zagušenja od nula 0 °C dobili smo najbolju moguću iskoristivost iz zadanih ulaznih parametara. Važno je naglasiti da je to samo teoretski moguće i na pravom kotlu ne bi radilo jer je temperaturna razlika nula i prijelaz topline bi se protegnuo u beskonačnost. U tom teoretskom slučaju temperaturu na izlazu nismo uspjeli spustiti ispod 142 °C. Radi te činjenice vidimo da je potrebno uvesti još jedan krug pare ako želimo nastaviti snižavati temperaturu dimnih plinova na izlazu iz kotla.

Kod uvođenja drugog kruga pare na manjem tlaku odmah se može primijeniti povećanje iskoristivosti kotla. Pri točki zagušenja od 22 °C koda dva kruga pare imamo bolju iskoristivost nego kod najboljeg slučaja s jednim krugom pare. Iz tablice je vidljivo da smanjenjem točke zagušenja na 8 °C i optimizacijom dobivamo još bolje rezultate te temperaturu dimnih plinova na izlazu od svega 75 °C.

7. ZAKLJUČAK

Iz dobivenih rezultata može se zaključiti da je neophodno uvoditi dodatne krugove pare, ako želimo konstruirati efikasno postrojenje. Danas se uglavnom koriste kotlovi s tri kruga pare jer oni predstavljaju najbolji balans između efikasnosti i složenosti samog postrojenja, a što je postrojenje složenije to su investicijski troškovi veći.

Točka zagušenja isto ima veliki utjecaj na iskoristivost kotla, stoga pri projektiranju kotla na otpadnu toplinu treba odrediti zadovoljavajuću točku zagušenja.

PRILOZI

I. CD-R disc

LITERATURA

- [1] Davor Bišćan: Optimization of waste heat utilization pipeline compressor station, 2009.
- [2] Mislav Čehil.: Optimalno korištenje otpadne topline u parnoturbinskom ciklusu, Zagreb, 2010.