

Energijsko-eksergijski proračun peći na pelete

Đuranović, Matej

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:949376>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-16**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Matej Đuranović

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Antun Galović, dipl. ing.

Student:

Matej Đuranović

Zagreb, 2016

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

Zahvaljujem se svom mentoru prof. dr. sc. Antunu Galoviću na ukazanom povjerenju, podršci i pomoći pri izradi rada, te posebice dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na podršci i pomoći tijekom izrade rada, razumjevanju i rješavanju svih problema koji su se javljali.

Ovom prilikom bih se zahvalio i svojoj obitelji na potpori i razumjevanju tijekom izrade završnog rada, kao i tijekom cijelog školovanja.

Matej Đuranović



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: **Duranović Matej**

Mat. br.: 0035190270

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Energijsko - eksergijski proračun peći na pelete**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Energy - exergy calculation of a pellet stove**

Opis zadatka:

Za neki objekt potrebno je sustavom centralnog grijanja 90/70 °C osigurati toplinski učinak od 40 kW. To se postiže na način da kotao koristi pelete poznatog masenog sastava $c = 0,4388$; $h = 0,060$; $o = 0,4050$ a ostatak je pepeo. Peć je izvedena u obliku vertikalnog bubnja unutrašnjeg promjera 455 mm u koji je vertikalno smješteno 28 čeličnih cijevi promjera 34/42 mm. Kroz cijevi struje dimni plinovi a oko cijevi struji voda koja na ulazu u bubanj ima temperaturu 70 °C, a na izlazu iz bubnja temperaturu 90 °C. Temperatura dimnih plinova na ulazu u bubanj iznosi 900 °C, dok na izlazu iz bubnja temperatura dimnih plinova iznosi 200 °C. Tlak vode i dimnih plinova iznosi 1,013 bar a temperatura zraka na ulazu u ložište kotla je 20 °C, a što odgovara okolišnoj temperaturi.

Potrebno je:

- Odrediti ukupnu visinu bubnja, raspored temperatura vode i dimnih plinova, kao i generiranu eksergijsku destrukciju u zavisnosti od lokalne visine bubnja, ako se uzme da je izmjenjivač izveden u protusmjernoj izvedbi.
- Odrediti ukupni masenu potrošnju peleta (goriva) izraženu u kg/h.

Ako bi kroz izmjenjivač određen pod a) struje vodili istosmjerno, a da pri tom omjer toplinskih kapaciteta, kao i ulazne temperature vode i dimnih plinova ostanu isti kao pod a), potrebno je i za taj slučaj:

- Odrediti raspored temperatura vode i dimnih plinova, kao i generiranu eksergijsku destrukciju u zavisnosti o lokalnoj visini bubnja.
- Izračunati toplinski učinak kotla i satnu potrošnju peleta za slučaj c).

Rezultate proračuna pod a) i c) prikazati u odgovarajućim dijagramima, iste interpretirati i navesti određene zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu kao i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:
25. studenog 2015.

Rok predaje rada:
1. rok: 25. veljače 2016
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD.....	1
2. PELETI.....	2
3. IZGARANJE PELETA	3
3.1. Stehiometrijske jednačbe izgaranja.....	3
3.2. Ogrjevna vrijednost peleta	5
3.3. Stvarna masa (količina) zraka potrebna za izgaranje.....	7
3.4. Masa (količina) dimnih plinova nastalih izgaranjem.....	11
3.5. Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova.....	13
4. OPĆENITO O IZMJENJIVAČIMA TOPLINE.....	15
4.1. Podjela izmjenjivača topline	15
4.2. Identifikacija struja. Označavanje temperatura struja.....	16
4.3. Matematička analiza rekuperatora	17
4.3.1. Prikaz rješenja u bezdimenzijskom obliku	17
5. PEĆ U PROTUSMJERNOJ IZVEDBI REKUPERATORA	20
5.1. Identifikacija struja	21
5.2. Visina bubnja	22
5.3. Raspored temperatura vode i dimnih plinova u zavisnosti od lokalne visine bubnja peći.....	29
5.4. Masena potrošnja peleta.....	30
5.5. Eksrgerijska destrukcija	30
5.6. Eksrgerijska destrukcija u zavisnosti od lokalne visine bubnja	34
6. PEĆ U ISTOSMJERNOJ IZVEDBI REKUPERATORA	36
6.1. Maseni protok i izlazna temperatura dimnih plinova.....	37
6.2. Masena potrošnja peleta.....	42
6.3. Raspored temperatura vode i dimnih plinova u zavisnosti od lokalne visine bubnja peći.....	43
6.4. Eksrgerijska destrukcija	44
6.1. Eksrgerijska destrukcija u zavisnosti od lokalne visine bubnja	45
7. ZAKJUČAK	47
LITERATURA.....	48
PRILOZI.....	49

POPIS SLIKA

Slika 1.	Peleti	2
Slika 2.	Shematski prikaz ložišta	3
Slika 3.	Pojašnjenje jednakosti entalpija	8
Slika 4.	Protusmjerni tip rekuperatora	20
Slika 5.	Zavisnost temperature dimnih plinova i vode o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao protusmjerni rekuperator	29
Slika 6.	Zavisnost eksergijske destrukcije o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao protusmjerni rekuperator	34
Slika 7.	Istosmjerni tip rekuperatora	36
Slika 8.	Zavisnost temperature dimnih plinova i vode o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao istosmjerni rekuperator	43
Slika 9.	Zavisnost eksergijske destrukcije o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao istosmjerni rekuperator	45

POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba protusmjernog i istosmjernog rekuperatora 47

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
M_{H_2}	kg/kmol	molarna masa vodika
M_{O_2}	kg/kmol	molarna masa kisika
M_C	kg/kmol	molarna masa ugljika
o_{min}	kg/kg	minimalna masa kisika potrebna za izgaranje
y'_{O_2}	kmol/kmol	količinski udio kisika u zraku
h	kg/kg	maseni udio vodika u peletima
a	kg/kg	maseni udio pepela u peletima
c	kg/kg	maseni udio ugljika u peletima
o	kg/kg	maseni udio kisika u peletima
O_{min}	kmol/kg	minimalna količina kisika potrebna za izgaranje
x_{O_2}	kg/kg	maseni udio kisika u zraku
l_{min}	kg/kg	minimalna masa zraka potrebna za izgaranje
L_{min}	kmol/kg	minimalna količina zraka potrebna za izgaranje
h'	J/kg	specifična entalpija sudionika na ulazu u ložište
h''	J/kg	specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz ložište
$\Delta h_d (0^\circ C)$	J/kg	donja ogrjevna vrijednost goriva
c_{pG}	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet goriva
ϑ_G	$^\circ C$	temperatura goriva na ulazu u ložište
λ	-	pretičak zraka
c_{pZ}	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet zraka pri $p=\text{konst.}$
ϑ_Z	$^\circ C$	temperatura zraka na ulazu u ložište
ϑ_{dp}	$^\circ C$	temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta
m_{CO_2}	kg/kg	specifična masa ugljičnog dioksida
m_{H_2O}	kg/kg	specifična masa vode
m_{O_2}	kg/kg	specifična masa kisika
m_{N_2}	kg/kg	specifična masa dušika
M_{CO_2}	kg/kmol	molarna masa ugljičnog dioksida
M_{H_2O}	kg/kmol	molarna masa vode
n_{dp}	kmol/kg	specifična količina dimnih plinova
n_{CO_2}	kmol/kg	specifična količina ugljičnog dioksida
n_{H_2O}	kmol/kg	specifična količina vode
n_{O_2}	kmol/kg	specifična količina kisika
n_{N_2}	kmol/kg	specifična količina dušika

$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \text{ CO}_2$	J/(kmol K)	srednji molarni toplnski kapacitet ugljičnog dioksida pri $p=\text{konst.}$, nad temperaturnim intervalom ϑ_1 i ϑ_2
$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \text{ H}_2\text{O}$	J/(kmol K)	srednji molarni toplnski kapacitet vode pri $p=\text{konst.}$, nad temperaturnim intervalom ϑ_1 i ϑ_2
$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \text{ O}_2$	J/(kmol K)	srednji molarni toplnski kapacitet kisika pri $p=\text{konst.}$, nad temperaturnim intervalom ϑ_1 i ϑ_2
$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \text{ N}_2$	J/(kmol K)	srednji molarni toplnski kapacitet dušika pri $p=\text{konst.}$, nad temperaturnim intervalom ϑ_1 i ϑ_2
m_{dp}	kg/kg	specifična masa dimnih plinova
y_{O_2}	kmol/kmol	količinski udio kisika u dimnim plinovima
y_{N_2}	kmol/kmol	količinski udio dušika u dimnim plinovima
y_{CO_2}	kmol/kmol	količinski udio ugljičnog dioksida u dimnim plinovima
$y_{\text{H}_2\text{O}}$	kmol/kmol	količinski udio vode u dimnim plinovima
M_{dp}	kg/kmol	molarna masa dimnih plinova
R_{dp}	J/(kg K)	individualna plinska konstanta dimnih plinova
R_m	J/(kmol K)	opća plinska konstanta
$[C_{m,p}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} dp$	J/(kmol K)	srednji molarni toplnski kapacitet dimnih plinova pri $p=\text{konst.}$, nad temperaturnim intervalom ϑ_1 i ϑ_2
c_{pdp}	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet dimnih plinova pri $p=\text{konst.}$
C	W/K	toplinski kapacitet struje
C_1	W/K	toplinski kapacitet slabije struje
C_2	W/K	toplinski kapacitet jače struje
q_m	kg/s	maseni protok
c_p	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet pri $p=\text{konst.}$
ϑ_1'	°C	ulazna temperatura slabije struje
ϑ_1''	°C	izlazna temperatura slabije struje
ϑ_2'	°C	ulazna temperatura jače struje
ϑ_2''	°C	izlazna temperatura jače struje
Φ	W	toplinski tok
k	W/(m ² K)	koeficijent prolaza topline
A_0	m ²	površina rekuperatora
π_1	-	bezdimenzijska temperaturna značajka
π_2	-	bezdimenzijska značajka broja prijenosnih jedinica
π_3	-	bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta struja
C_w	W/K	toplinski kapacitet vode
C_{dp}	W/K	toplinski kapacitet dimnih plinova
q_{mw}	kg/s	maseni protok vode
q_{mdp}	kg/s	maseni protok dimnih plinova
c_{pw}	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet vode pri $p=\text{konst.}$
$\Delta\vartheta_w$	°C	razlika temperatura vode ulaz-izlaz

$\Delta\vartheta_{dp}$	$^{\circ}\text{C}$	razlika temperatura dimnih plinova ulaz-izlaz
H_B	m	visina bubnja peći
d_V	m	vanjski promjer cijevi
d_u	m	unutarnji promjer cijevi
n	-	broj cijevi
α_u	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini cijevi
α_v	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini cijevi
$\vartheta_{sr,w}$	$^{\circ}\text{C}$	srednja temperatura vode u peći
q_{vw}	m^3/s	volumni protok vode
ρ_w	kg/m^3	gustoća vode
A_w	m^2	površina kroz koju struji voda u bubnju
D	m	vanjski promjer bubnja peći
v_w	m/s	brzina strujanja vode
$\vartheta_{sr,s}$	$^{\circ}\text{C}$	srednja temperatura stijenke cijevi
Gr	-	Grashofova značajka
ρ_o	kg/m^3	gustoća vode dalje od stijenke
ρ_s	kg/m^3	gustoća vode na temperaturi stijenke
ν_s	m^2/s	kinematička žilavost na temperaturi stijenke
Pr_w	-	Prandtlova značajka vode
λ_w	$\text{W}/(\text{m K})$	toplinska provodnost vode
Nu_v	-	Nusseltova značajka s vanjske strane cijevi
$\Delta\vartheta_m$	$^{\circ}\text{C}$	srednja logaritamska razlika temperatura
q_{vdp}	m^3/s	volumni protok dimnih plinova
p	Pa	tlak
$T_{sr,dp}$	K	srednja termodinamička temperatura dimnih plinova u cijevi
A_{dp}	m^2	površina kroz koju struje dimni plinovi u cijevi
v_{dp}	m/s	brzina strujanja dimnih plinova
Re_{dp}	-	Reynoldsova značajka za dimne plinove
ρ_{dp}	kg/m^3	gustoća dimnih plinova
μ_{dp}	$\text{kg}/(\text{m s})$	dinamička žilavost dimnih plinova
Nu_u	-	Nusseltova značajka s unutarnje strane cijevi
$\vartheta_{sr,dp}$	$^{\circ}\text{C}$	srednja temperatura dimnih plinova u cijevi
Pr_{dp}	-	Prandtlova značajka dimnih plinova
λ_{dp}	$\text{W}/(\text{m K})$	toplinska provodnost dimnih plinova
λ	$\text{W}/(\text{m K})$	toplinska provodnost
q_{mp}	kg/s	masena potrošnja peleta
E	W	eksergija
E_{dp}	W	eksergija dimnih plinova
E_w	W	eksergija vode
p_{ok}	Pa	tlak okoliša
E'_w	W	eksergija vode na ulazu u rekuperator
E''_w	W	eksergija vode na izlazu iz rekuperatora

E'_{dp}	W	eksergija dimnih plinova na ulazu u rekuperator
E''_{dp}	W	eksergija dimnih plinova na izlazu iz rekuperatora
T_{ok}	K	termodinamička temperatura okoliša
T'_w	K	termodinamička temperatura vode na ulazu u rekuperator
T''_w	K	termodinamička temperatura vode na izlazu iz rekuperatora
T'_{dp}	K	termodinamička temperatura dimnih plinova na ulazu u rekuperator
T''_{dp}	K	termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz rekuperatora
E'	W	ukupna eksergija na ulazu u rekuperator
E''	W	ukupna eksergija na izlazu iz rekuperatora
ΔE	W	eksergijska destrukcija

SAŽETAK

Tema završnog rada je "Energijsko-eksergijski proračun peći na pelete", što znači da je u završnom radu prikazan kompletan energijsko-eksergijski proračun peći izvedene kao protusmjerni i istosmjerni rekuperator. Na početku rada je prikazan proračun izgaranja peleta i određen sastav dimnih plinova. Glavni cilj rada je izračunavanje visine peći toplinskog učinka 40kW u protusmjernoj izvedbi te za istu geometriju peći provedena je energijsko i eksergijska analiza istosmjernog procesa. Za peć u istosmjernoj izvedbi prikazan je izračun masenog protoka dimnih plinova i izlazne temperature istih za isti toplinski učinak peći. U oba slučaja provedena je eksergijska analiza i određena eksergijska destrukcija. Dobiveni rezultati su uspoređeni i izvedeni određeni zaključci.

Ključne riječi: eksergija, destrukcija, rekuperator, istosmjerni, protusmjerni, peleti, peć, izgaranje.

SUMMARY

The subject of the final paper is the "Energy-exergy calculation of the pellet stove", which means that a complete energy-exergy analysis of the pellet stove is presented for both cases of the stove as counter and parallel-flow heat exchanger. At the beginning of the paper the analysis of the combustion of pellets is given together with the flue gas composition. The aim of the paper is to calculate the height of the stove with the heat flow rate of 40 kW for the counter-flow heat exchanger and to perform the same calculation for the energy-exergy analysis of parallel-flow design with the same stove geometry. Calculation of mass flow and exit temperature of flue gas is given for the parallel flow designed stove with the same heat flow rate as in first case. In the both cases the exergy analysis is conducted and the exergy destruction is determined. Conclusions are given on the basis of obtained results.

Key words: exergy, destruction, counter-flow, parallel-flow, pellet, stove, combustion, heat exchanger

1. UVOD

U okviru preddiplomske nastave iz kolegija Termodinamike I upoznao sam se s nepovratnim (ireverzibilnim) procesima, a kroz kolegij Termodinamika II stekao sam određena znanja iz područja izgaranja i izmjenjivača topline.

Izgaranje je kemijski proces kod kojeg dolazi do oksidacije gorivih sastojaka nekog goriva, to jest u gorivu vezana energija oksidacijom pretvara se u toplinsku energiju. Kroz kolegij Termodinamika II razrađen je cjelokupni proces izgaranja po kriteriju dva zakona očuvanja: zakona o očuvanju mase i zakona o očuvanju energije.

Izmjenjivači topline su toplinski aparati koji svoju praktičnu primjenu nalaze u širokom području ljudske djelatnosti kao što su: termoelektrane, nuklearne elektrane, rafinerije nafte, prehrambena i kemijska industrija, zagrijavanje odnosno hlađenje kao i klimatizacija različitih prostora. U osnovi kod svakog tipa izmjenjivača, bilo da se radi o rekuperatorima, regeneraatorima ili izravnim izmjenjivačima (mješalištima) dolazi do jednosmjernog prijenosa topline od toplije ka hladnijoj struji. Kroz kolegij Termodinamika II obuhvatno su razrađeni osnovni tipovi rekuperatora, istosmjerni, protusmjerni i križni po kriteriju dva zakona očuvanja: zakona o očuvanju mase i zakona o očuvanju energije.

Kako se kod izmjenjivača nužno javljaju dva oblika nepovratnosti i to zbog prijenosa topline između dviju struja pri njihovim konačnim temperaturnim razlikama, kao i zbog pada tlaka (trenje) struja u rekuperatoru što nužno dovodi do njihove eksergijske destrukcije. Eksergijska destrukcija počiva na II. zakonu termodinamike.

U okviru ovog rada prikazuje se cjelokupni proračun izgaranja peleta na osnovi dva zakona očuvanja: zakona o očuvanju mase i zakona o očuvanju energije. Detaljno se daje prikaz proračuna istosmjernog i protusmjernog izmjenjivača za ulaze podatke iz zadatka i prikazuje cjelokupna problematika proračuna. Te utvrđena eksergijska destrukcija za obje vrste izmjenjivača koja uključuje samu ireverzibilnost zbog prijenosa topline između struja, dok se trenje zanemaruje. Dobiveni rezultati su uspoređeni i izvedeni su određeni zaključci.

2. PELETI

Peleti su prešani drveni ostaci dobiveni mehaničkim prešanjem u posebnim strojevima. Odlikuju se velikom ogrjevnom sposobnošću i čistoćom sastava. Grijanje na pelete predstavlja relativno novi oblik grijanja korištenjem drvene biomase. Jedno od najvažnijih svojstava peleta je snižena, gotovo neutralna, emisija stakleničkih plinova. Razlog tomu je što peleti pri izgaranju emitiraju zanemarivu količinu CO₂ i to onu istu koju je drvo primilo tijekom života u procesu fotosinteze te ugradilo u svoju strukturu.

Peleti nastaju prešanjem usitnjene drvene sječke pod visokim pritiskom. Pri vezivanju kao svojstvo im služi lignin, a kao sastojak se nalazi u drvu. U procesu proizvodnje postoji maksimalni dozvoljeni postotak dodatnih vezivnih sastojaka (2%) te spomenuti sastojci uglavnom služe za pojednostavljenje samog procesa prešanja te za kasnije održavanje čvrstoće peleta.

Peletiranje se definira kao termoplastični proces oblikovanja istiskivanjem, prilikom kojeg se fino razdijeljene čestice brašnaste sirovine formiraju u kompaktne pelete, pogodne za rukovanje. Najveći značaj peletiranja biomase u proizvodnji energije je dobivanje proizvoda veće gustoće, bolje ogrjevne vrijednosti po jedinici volumena, što ima za posljedicu smanjenje troškova transporta i skladištenja.

Proces peletiranja biomase sastoji se od više faza: miješanje i homogeniziranje, kondicioniranje, peletiranje, sušenje i hlađenje te drobljenje.



Slika 1. Peleti

3. IZGARANJE PELETA

Izgaranje je kemijski proces kod kojeg dolazi do oksidacije gorivih sastojaka nekog goriva to jest u gorivu vezana energija oksidacijom pretvara se u toplinsku energiju. Sudionici izgaranja su gorivo i zrak, koji u sebi sadrži kisik, potreban za izgaranje, i dušik koji ne sudjeluje u reakciji, dok su produkti dimni plinovi i pepeo, a proces izgaranja se odvija u ložištu.



Slika 2. Shematski prikaz ložišta

U okviru ovog zadatka promatra se izgaranje peleta kojim se oslobađa vezana kemijska energija te se pretvara u toplinsku energiju. U procesu izgaranja peleta sudionici reakcije su peleti i zrak, a reakcijski produkti dimni plinovi i pepeo. U ložište peleti unose kemijsku energiju, kao dominantnu energiju na ulazu u ložište, koja se izgaranjem pretvara u toplinsku energiju, koju dimni plinovi kao dominantnu energiju iznose iz ložišta. Proračunom izgaranja određuje se maseni sastav dimnih plinova i specifični toplinski kapacitet istih, a ti podaci su potrebni za daljni proračun zadatka.

3.1. Stehiometrijske jednadžbe izgaranja

Peleti sadrže gorive elemente ugljik i vodik kao nositelje kemijske energije, kisik koji sudjeluje u izgaranju i pepeo koji nesudjeluje u izgaranju. Količinski odnosno maseni proračun izvodi se pomoću količinske odnosno masene bilance gorivih elemenata sadržanih u

peletima koja se prikazuje stehiometrijskim jednažbama reakcija gorivih elemenata s kisikom.

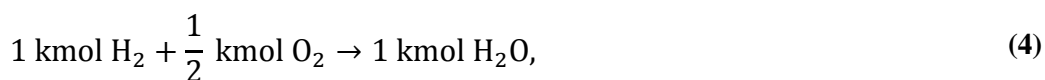
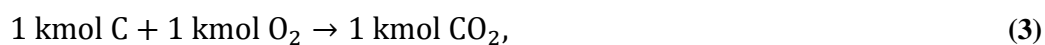
U daljnjem dijelu zadatka pretpostavljeno je potpuno izgaranje gorivih elemenata što znači da ugljik i vodik iz peleta potpuno oksidiraju u svoje konačne produkte ugljični dioksid i vodu.

Stehiometrijske jednažbe reakcija za izgaranje molekule gorivih elemenata glase



koje kažu da je za potpuno izgaranje jedne molekule ugljika potrebna jedna molekula kisika, pri čemu nastaje jedna molekula ugljičnog dioksida odnosno da je za potpuno izgaranje jedne molekule vodika potrebno jedna polovina molekule kisika, pri čemu nastaje jedna molekula vode.

Ako se za proces izgaranja pretpostavi da teče pri konstantnom tlaku i temperaturi i svi sudionici prije i nakon reakcije slijede zakonitosti idealnog plina, jer bez obzira u kojem agregatnom stanju gorivo ulazi u ložište proces izgaranja uvijek počiva na isplinjenoj fazi goriva. Tada shodno Avogadrovu stavku, jednažbe (1) i (2) mogu se proširiti na količinske (molarne) jednažbe tj.

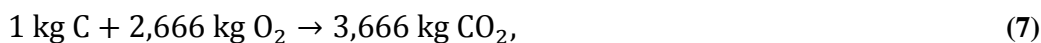


iz kojih slijedi da je za potpuno izgaranje jednog kilomola ugljika potrebno dovesti jedan kilomol kisika, pri čemu nastaje jedan kilomol ugljičnog dioksida odnosno za potpuno izgaranje jednog kilomola vodika potrebno dovesti jednu polovinu kilomola kisika, pri čemu nastaje jedan kilomol vode (vodene pare).

Jednadžbe (3) i (4) moguće je prevesti na jednadžbe masene bilance, jednostavnim uvrštavanjem molarnih masa pojedinih sudionika. Molarne mase ugljika, kisika i vodika su $M_C = 12 \text{ kg/kmol}$, $M_{O_2} = 32 \text{ kg/kmol}$ i $M_{H_2} = 2 \text{ kg/kmol}$, pa slijedi da je



Svođenjem jednadžbi (5) i (6) na kilogram izgorivog sudionika slijedi



koje pokazuju da je za potpuno izgaranje jednog kilograma ugljika potrebno je dovesti 2,666 kilograma kisika, pri čemu se dobiva 3,666 kilograma ugljičnog dioksida, odnosno za izgaranje jednog kilograma vodika potrebno je dovesti 8 kilograma kisika pri čemu se dobiva 9 kilograma vode (vodene pare).

3.2. Ogrjevna vrijednost peleta

Ogrjevna vrijednost goriva predstavlja oslobođenu toplinu pri potpunom izgaranju jedinične mase goriva kada se dimni plinovi ohlade na temperaturu s kojom su gorivo i zrak dovedeni u ložište.

Ogrjevna vrijednost goriva svojstvo je goriva i ne ovisi o tome da li gorivo izgara u čistom kisiku ili zraku s većim ili manjim faktorom pretička zraka λ , ali izgaranje mora teći potpuno. To izlazi iz definicije ogrjevnosti goriva prema kojoj se indiferentni dušik i nepotrošeni kisik na kraju vraćaju na istu temperaturu ϑ , kao i prije izgaranja, pa zato niti primaju niti odaju nikakvu toplinu tj. kako se dušik i kisik tretiraju kao idealni plinovi, tada zbog jednakosti temperatura prije i nakon izgaranja, nema njihove entalpijske promjene.

Ogrjevna vrijednost goriva određuje se mjerenjem u kalorimetru (tzv. kalorimetriranjem). Pri tome zrak i gorivo moraju doći u prostor za izgaranje s istom temperaturom ϑ , a nastali produkti izgaranja moraju biti ohlađeni na istu temperaturu ϑ . Tijekom tog hlađenja toplinu (toplinski tok) na sebe preuzima rashladna voda, tzv. kalorimetrijska voda, kojoj se mjeri temperaturni porast i maseni protok. Iz tih podataka dobiva se iznos ogrjevnosti goriva.

Pri kalorimetriranju bitno je uočiti da li se u nastalim produktima izgaranja, nakon ohlađivanja dimnih plinova na temperaturu zraka i goriva, vlaga pojavljuje u parovitom ili kapljevitom agregatnom stanju. Budući da se specifične entalpije parovite i kapljevite vlage razlikuju, razlikuju se međusobno i ogrjevne vrijednosti promatranog goriva.

Ako je vlaga u produktima izgaranja kapljevita, tada ona ima manju specifičnu entalpiju od vodene pare, što znači da je vrijednost specifične entalpije dimnih plinova manja, a ogrjevana vrijednost goriva veća.

Skoro u svim slučajevima, pri proračunu ložišta, vlaga se u produktima izgaranja javlja kao parovita, jer nakon ohlađivanja dimnih plinova na temperaturu ϑ nije postignuta temperatura rosišta vodene pare (vodena para ne kondenzira). Stoga je za proračun relevantna manja ogrjevana vrijednost goriva, koja se zove donja ogrjevna vrijednost.

Donja ogrjevna vrijednost goriva označava razliku specifičnih entalpija zraka i goriva te produkata izgaranja (dimnih plinova) u kojima se vlaga, nakon njihova ohlađivanja na istu temperaturu ϑ , pojavljuje u parovitom agregatnom stanju.

Nasuprot tome mogu se razlikovati i takvi pokusi (kalorimetriranja) pri određivanju ogrjevnosti, pri kojima, nakon ohlađivanja produkata na temperaturu ϑ , vlaga u njima kondenzira. Tada se tu razliku entalpija naziva gornjom ogrjevnosti goriva.

Gornja ogrjevna vrijednost goriva označuje razliku specifičnih entalpija zraka i goriva te produkata izgaranja (dimnih plinova) u kojima se vlaga, nakon njihova ohlađivanja na istu temperaturu ϑ , pojavljuje u kapljevitom agregatnom stanju.

Kako u ovom zadatku ne dolazi do kondenzacije pare sadržane u dimnim plinovima približna donja ogrjevna vrijednost peleta masenog sastava $c = 0,4388$ kg/kg;

$h = 0,06$ kg/kg; $o = 0,4050$ kg/kg; $a = 0,0962$ kg/kg pri temperaturi 0°C iznosi, [2]

$$\Delta h_d(0^\circ\text{C}) = 33900c + 117000 \left(h - \frac{o}{8} \right) = 15972,195 \text{ kJ/kg.} \quad (9)$$

3.3. Stvarna masa (količina) zraka potrebna za izgaranje

Kisik potreban za izgaranje najčešće se dovodi u ložište s atmosferskim zrakom, u kojem je količinski udio kisika $y'_{\text{O}_2} = 0,21$ kmol/kmol, a ostatak je dušik koji ne sudjeluje u izgaranju.

Minimalna masa kiska koju je potrebno dovesti u ložište, a nije sadržana u gorivu prema stehiometričkim jednadžbama (7) i (8) iznosi

$$o_{\min} = 2,666c + 8h - o = 1,245 \text{ kg/kg} \quad (10)$$

odnosno minimalna količina kisika iznosi

$$O_{\min} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} = 0,039 \text{ kmol/kg.} \quad (11)$$

Kako je kisik sadržan u zraku masenim udjelom $x_{\text{O}_2} = 0,232$ kg/kg minimalna masa zraka potrebnog za izgaranje iznosi

$$l_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,232} = 5,366 \text{ kg/kg,} \quad (12)$$

odnosno minimalna količina zraka iznosi

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,21} = 0,185 \text{ kmol/kg.} \quad (13)$$

Stvarna masa zraka iznosi

$$l_{\text{stv}} = \lambda l_{\min}, \quad (14)$$

odnosno stvarna količina zraka iznosi

$$L_{\text{stv}} = \lambda L_{\min}, \quad (15)$$

gdje λ predstavlja faktor pretička zraka, koji je u ovom slučaju nepoznat, te ga treba odrediti iz energijske bilance ložišta koje u ovom slučaju izolirano (adijabatsko).

U ložište ulazi gorivo temperature ϑ_G i zrak temperature ϑ_z za izgaranje, a izlaze dimni plinovi i kruti ostaci temperature $\vartheta_{\text{izg}} = \vartheta_{\text{dp}}$. Kroz stijenke ložišta snaga ne može prolaziti, a kako je ložište izolirano (adijabatsko) toplinski tok kroz stijenke ložišta jednak je nuli. Zanimljivo je da je entalpija sudionika izgaranja na ulazu u ložište jednaka entalpiji dimnih plinova na izlazu iz ložišta.



Slika 3. Pojašnjenje jednakosti entalpija

Specifična entalpija sudionika izgaranja na ulazu u ložište svedena na kilogram goriva iznosi

$$h' = \Delta h_d(0^\circ\text{C}) + [c_{pG}]_0^{\vartheta_G} \vartheta_G + \lambda l_{\min} [c_{pZ}]_0^{\vartheta_Z} \vartheta_Z. \quad (16)$$

Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz ložište svedena na kilogram goriva iznosi

$$\begin{aligned} h'' &= \vartheta_{dp} n_{dp} \sum_{i=1}^n y_i [C_{m,pi}]_0^{\vartheta_{dp}} \\ &= (n_{\text{CO}_2} [C_{m,p}]_0^{\vartheta_{dp}}_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} [C_{m,p}]_0^{\vartheta_{dp}}_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{O}_2} [C_{m,p}]_0^{\vartheta_{dp}}_{\text{O}_2} \\ &\quad + n_{\text{N}_2} [C_{m,p}]_0^{\vartheta_{dp}}_{\text{N}_2}) \vartheta_{dp}. \end{aligned} \quad (17)$$

Mase pojedinih sudionika u dimnim plinovima po kilogramu goriva prema stehiometrijskim jednadžabama (7) i (8) iznose

$$m_{\text{CO}_2} = 3,666c = 1,609 \text{ kg/kg}, \quad (18)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 9h = 0,54 \text{ kg/kg}, \quad (19)$$

$$m_{\text{O}_2} = (\lambda - 1) o_{\min}, \quad (20)$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768 \lambda l_{\min}. \quad (21)$$

Mase pojedinog sudionika u dimnim plinovima po kilogramu goriva moguće je preračunati u količine pojedinog sudionika u dimnim plinovima po kilogramu goriva, djeljenjem istih s molarnom masom pojedinog sudionika. Molarne mase ugljikovog dioksida, vode, kisika i dušika su $M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ kg/kmol}$, $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ kg/kmol}$, $M_{\text{O}_2} = 32 \text{ kg/kmol}$ i

$M_{\text{N}_2} = 28 \text{ kg/kmol}$, pa slijedi da je

$$n_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{44} = 0,037 \text{ kmol/kg}, \quad (22)$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{18} = 0,03 \text{ kmol/kg}, \quad (23)$$

$$n_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{O}_2}}{32} = \frac{(\lambda - 1) o_{\text{min}}}{32}, \quad (24)$$

$$n_{\text{N}_2} = \frac{m_{\text{N}_2}}{28} = \frac{0,768 \lambda l_{\text{min}}}{28}. \quad (25)$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz ložišta iznosi $\vartheta_{\text{dp}} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$.

Srednji molarni toplinski kapacitet pojedinog sudionika u dimnim plinovima između temperatura 0°C i 900°C iznosi, [3]

$$[C_{\text{m},p}]_0^{900} \text{CO}_2 = 48,617 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{\text{m},p}]_0^{900} \text{H}_2\text{O} = 38,008 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{\text{m},p}]_0^{900} \text{O}_2 = 32,825 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{\text{m},p}]_0^{900} \text{N}_2 = 31,037 \text{ kJ}/(\text{kmol K}).$$

Temperatura zraka na ulazu u ložište i specifični toplinski kapacitet iznose $\vartheta_z = 20^\circ\text{C}$,

$$[c_{p,z}]_0^{20^\circ\text{C}} = 1,006 \text{ kJ}/(\text{kg K}). \quad [3]$$

Temperatura goriva na ulazu u ložište i specifični toplinski kapacitet iznose $\vartheta_G = 20^\circ\text{C}$,

$$[c_{p,G}]_0^{20^\circ\text{C}} = 2,386 \text{ kJ}/(\text{kg K}). \quad [3] \rightarrow \text{za drvo hrast}$$

Iz jednakosti specifičnih entalpija na ulazu (16) i izlazu (17) iz ložišta te uvrštavanjem jednadžbi za količine pojedinog sudionika u dimnim plinovima shodno jednadžbama (22), (23), (24) i (25) te sređivanjem čitavog izraza dobiva se izraz za faktor pretička zraka.

$$\begin{aligned}
\lambda &= \\
&= \frac{\Delta h_d(0^\circ\text{C}) + [c_{pG}]_0^{20} \vartheta_G - n_{\text{CO}_2} [C_{m,p}]_0^{900} \text{CO}_2 \vartheta_{\text{dp}}}{\frac{o_{\text{min}}}{32} [C_{m,p}]_0^{900} \text{O}_2 \vartheta_{\text{dp}} + \frac{0,768 l_{\text{min}}}{28} [C_{m,p}]_0^{900} \text{N}_2 \vartheta_{\text{dp}} - l_{\text{min}} [c_{pZ}]_0^{20} \vartheta_Z} \\
&\quad - \frac{n_{\text{H}_2\text{O}} [C_{m,p}]_0^{900} \text{H}_2\text{O} \vartheta_{\text{dp}} - \frac{o_{\text{min}}}{32} [C_{m,p}]_0^{900} \text{O}_2 \vartheta_{\text{dp}}}{\frac{o_{\text{min}}}{32} [C_{m,p}]_0^{900} \text{O}_2 \vartheta_{\text{dp}} + \frac{0,768 l_{\text{min}}}{28} [C_{m,p}]_0^{900} \text{N}_2 \vartheta_{\text{dp}} - l_{\text{min}} [c_{pZ}]_0^{20} \vartheta_Z} \\
\lambda &= 2,824
\end{aligned} \tag{26}$$

Stvarna masa zraka potrebna za izgaranje prema jednadžbi (14) iznosi

$$l_{\text{stv}} = \lambda l_{\text{min}} = 15,154 \text{ kg/kg}$$

odnosno stvarna količina zraka potrebna za izgaranje prema jednadžbi (15) iznosi

$$L_{\text{stv}} = \lambda L_{\text{min}} = 0,523 \text{ kmol/kg.}$$

3.4. Masa (količina) dimnih plinova nastalih izgaranjem

Masa pojedinog sudionika u dimnim plinovima po kilogramu goriva prema jednadžbama (18), (19), (20) i (21) iznose

$$m_{\text{CO}_2} = 3,666 c = 1,609 \text{ kg/kg,}$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 9 h = 0,54 \text{ kg/kg,}$$

$$m_{\text{O}_2} = (\lambda - 1) o_{\text{min}} = 2,271 \text{ kg/kg,}$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768 \lambda l_{\text{min}} = 11,638 \text{ kg/kg.}$$

Masa nastalih vlažnih dimnih plinova, izražena u kilogramima dimnih plinova po kilogramu goriva, pri potpunom izgaranju peleta iznosi

$$m_{dp} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{O_2} + m_{N_2} = 16,058 \text{ kg/kg.} \quad (27)$$

Količine pojedinog sudionika u dimnim plinovima po kilogramu goriva prema jednadžbama (22), (23), (24) i (25) iznose

$$n_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{44} = 0,037 \text{ kmol/kg,}$$

$$n_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{18} = 0,03 \text{ kmol/kg,}$$

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{32} = 0,071 \text{ kmol/kg,}$$

$$n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{28} = 0,415 \text{ kmol/kg,}$$

Količina nastalih dimnih plinova, izražena u kilomolima dimnih plinova po kilogramu goriva, pri potpunom izgaranju peleta iznosi

$$n_{dp} = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} = 0,553 \text{ kmol/kg.} \quad (28)$$

Količinski udjeli pojedinih sudionika u dimnim plinovima iznose

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{dp}} = 0,066 \text{ kmol/kmol,} \quad (29)$$

$$y_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{dp}} = 0,054 \text{ kmol/kmol,} \quad (30)$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{dp}} = 0,128 \text{ kmol/kmol,} \quad (31)$$

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{dp}} = 0,751 \text{ kmol/kmol,} \quad (32)$$

Molarna masa dimnih plinova iznosi

$$\begin{aligned} M_{dp} &= y_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + y_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + y_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + y_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2} \\ &= 29,043 \text{ kg/kmol.} \end{aligned} \quad (33)$$

Individualna plinska konstanta dimnih plinova iznosi

$$R_{dp} = \frac{R_m}{M_{dp}} = 286,266 \text{ J/(kg K)} \quad (34)$$

Opća plinska konstanta iznosi $R_m = 8314 \text{ J/(kmol K)}$

3.5. Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova

Srednji molarni toplinski kapacitet pojedinog sudionika u dimnim plinovima između temperatura 0°C i 200°C iznosi, [3]

$$[C_{m,p}]_0^{200} \text{CO}_2 = 40,059 \text{ kJ/(kmol K)},$$

$$[C_{m,p}]_0^{200} \text{H}_2\text{O} = 34,118 \text{ kJ/(kmol K)},$$

$$[C_{m,p}]_0^{200} \text{O}_2 = 29,931 \text{ kJ/(kmol K)},$$

$$[C_{m,p}]_0^{200} \text{N}_2 = 29,228 \text{ kJ/(kmol K)}.$$

Srednji molarni toplinski kapacitet pojedinog sudionika u dimnim plinovima između temperatura 0°C i 900°C iznosi, [3]

$$[C_{m,p}]_0^{900} \text{CO}_2 = 48,617 \text{ kJ/(kmol K)},$$

$$[C_{m,p}]_0^{900} \text{H}_2\text{O} = 38,008 \text{ kJ/(kmol K)},$$

$$[C_{m,p}]_0^{900} \text{O}_2 = 32,825 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_0^{900} \text{N}_2 = 31,037 \text{ kJ}/(\text{kmol K}).$$

Srednji molarni toplinski kapacitet pojedinog sudionika u dimnim plinovima između temperatura 200°C i 900°C iznosi

$$[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{CO}_2 = \frac{[C_{m,p}]_0^{900} \text{CO}_2 \cdot 900 - [C_{m,p}]_0^{200} \text{CO}_2 \cdot 200}{900 - 200} \quad (35)$$

$$= 51,062 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{H}_2\text{O} = \frac{[C_{m,p}]_0^{900} \text{H}_2\text{O} \cdot 900 - [C_{m,p}]_0^{200} \text{H}_2\text{O} \cdot 200}{900 - 200} \quad (36)$$

$$= 39,119 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{O}_2 = \frac{[C_{m,p}]_0^{900} \text{O}_2 \cdot 900 - [C_{m,p}]_0^{200} \text{O}_2 \cdot 200}{900 - 200} \quad (37)$$

$$= 33,652 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{N}_2 = \frac{[C_{m,p}]_0^{900} \text{N}_2 \cdot 900 - [C_{m,p}]_0^{200} \text{N}_2 \cdot 200}{900 - 200} \quad (38)$$

$$= 31,554 \text{ kJ}/(\text{kmol K}).$$

Srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova između temperatura 200°C i 900°C iznosi

$$[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{dp} = y_{\text{CO}_2} [C_{m,p}]_{200}^{900} \text{CO}_2 + y_{\text{H}_2\text{O}} [C_{m,p}]_{200}^{900} \text{H}_2\text{O} \quad (39)$$

$$+ y_{\text{O}_2} [C_{m,p}]_{200}^{900} \text{O}_2 + y_{\text{N}_2} [C_{m,p}]_{200}^{900} \text{N}_2 = 33,523 \text{ kJ}/(\text{kmol K}).$$

Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova iznosi

$$[c_{p,\text{dp}}]_{200}^{900} = c_{p,\text{dp}} = \frac{[C_{m,p}]_{200}^{900} \text{dp}}{M_{\text{dp}}} = 1,154 \text{ kJ}/(\text{kg K}). \quad (40)$$

4. OPĆENITO O IZMJENJIVAČIMA TOPLINE

Izmjenjivači topline su toplinski aparati u kojima se prenosi toplina s jednog na drugi fluid radi zagrijavanja, odnosno ohlađivanja jednog fluida drugim. Njihova upotreba je vrlo rasprostranjena, od kućanskih grijača, hladnjaka, postrojenja centralnog grijanja, radijatora, bojlera pa sve do postrojenja koja se primjenjuju u rashladnoj tehnici, prehrambenoj industriji te u području termoenergetskih postrojenja.

4.1. Podjela izmjenjivača topline

Načelno se izmjenjivači topline dijele na

- 1) rekuperatore
- 2) regeneratore
- 3) direktne(izravne) aparate

Rekuperatori su izmjenjivači topline kod kojih su struje međusobno razdvojene čvrstom stijenkom. Kod takvih je aparata razdjelna stijenska rashladna odnosno ogrjevna površina, koja ne dopušta međusobni izravni dodir struja. Razdjelna stijenska je većinom cijevnog oblika, iako može biti i pločastog oblika. Rekuperator funkcionira na način da se jedna struja koja je toplija hladi prolaskom kroz izmjenjivač zagrijava drugu hladniju struju. Iz prethodne konstatacije jasno je da je toplinski tok koji se od toplije struje odvodi jednak toplinskom toku koji se hladnijoj struji dovodi, ako se zanemare gubici zbog izmjene topline struja s okolišem.

Osnovna podjela rekuperatora vezana je na međusobni smjer strujanja medija :

- 1) istosmjerni rekuperator,
- 2) protusmjerni rekuperator,
- 3) križni(unakrsni) rekuperator.

Izmjenjivači topline mogu se još podijeliti na lamelne, spiralne, pločaste, izmjenjivače s promjenom agregatnog stanja, izmjenjivače sa profiliranom pločom, itd. Međutim navedene podjele ne koriste i nisu bitne za daljnji tijek izrade zadatka već se daju u informativne svrhe.

4.2. Identifikacija struja. Označavanje temperatura struja

Struje se identificiraju prema kriteriju vrijednosti toplinskog kapaciteta struje, a koji se računa prema izrazu

$$C = q_m c_p \quad (41)$$

U jednadžbi (41) veličina q_m predstavlja maseni protok pojedine struje, a c_p njezin specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku.

Prema vrijednosti toplinskog kapaciteta C , struje dijelimo na slabiju odnosno jaču. Slabija struja je ona koja ima manju vrijednost toplinskog kapaciteta i njoj se pridružuje indeks 1, dok jača struja ima veću vrijednost toplinskog kapaciteta i pridružuje joj se indeks 2.

Kao oznaka ulazne temperature struje u izmjenjivač upotrebljava se apostrof ', dok se za oznaku izlazne temperature koristi apostrof ", pa na osnovi sveukupno izloženog, oznake ulaznih i izlaznih temperatura pojedinih struja znače:

$\vartheta'_1 \rightarrow$ ulazna temperatura slabije struje ,

$\vartheta''_1 \rightarrow$ izlazna temperatura slabije struje ,

$\vartheta'_2 \rightarrow$ ulazna temperatura jače struje ,

$\vartheta''_2 \rightarrow$ izlazna temperatura jače struje.

4.3. Matematička analiza rekuperatora

Za izmijenjeni toplinski tok u rekuperatoru, može se napisati formalnu matematičku vezu

$$\Phi = \Phi(k, A_0, \vartheta'_1, \vartheta''_1, \vartheta'_2, \vartheta''_2, C_1, C_2) \quad (42)$$

U jednadžbi (42), pored pojašnjenih veličina, veličina k predstavlja koeficijent prolaza topline, dok veličina A_0 označava ukupnu površinu prijenosa topline. Koeficijent prolaza topline sadrži u svojoj strukturi sve toplinske otpore na relaciji izmjene topline fluid - stijenka - fluid. Tako su u izraz za koeficijent prolaza topline uključeni koeficijenti prijelaza topline s jedne i s druge strane razdjelne stijenke, geometrija i toplinska provodnost razdjelne stijenke.

Za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline s jedne i s druge strane razdjelne stijenke, kao i za toplinske kapacitete pojedinih struja potrebno je poznavati određena fizikalna svojstva fluida koja su temperaturno ovisna. Stoga se fizikalna svojstva uzimaju iz toplinskih tablica za temperaturu koja je aritmetička sredina ulazne i izlazne vrijednosti temperature promatrane struje.

4.3.1. Prikaz rješenja u bezdimenzijskom obliku

Ako se jednadžbu (42) podvrgne dimenzijskoj analizi, dobiva se rješenje rekuperatora u bezdimenzijskom implicitnom obliku

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0, \quad (43)$$

gdje su pojedine bezdimenzijske značajke

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} \quad (44)$$

Vidi se da značajka π_1 označava omjer promjene temperature slabije struje i zadane ulazne temperaturne razlike struja.

$$\pi_2 = \frac{kA_0}{C_1} \quad (45)$$

Značajka π_2 predstavlja broj prijenosnih jedinica.

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} \quad (46)$$

Vidi se da veličina π_3 predstavlja omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje.

Može se napisati formalni eksplicitni oblik jednačbe (43)

$$\pi_2 = f(\pi_1, \pi_3) \quad (47)$$

Oblik funkcije f iz jednačbe (47) za protusmjerni rekuperator glasi, [2]

$$\pi_2 = \frac{\ln \frac{1-\pi_1}{1-\pi_1\pi_3}}{-(1-\pi_3)} \quad (48)$$

Oblik funkcije f iz jednačbe (47) za istosmjerni rekuperator glasi, [2]

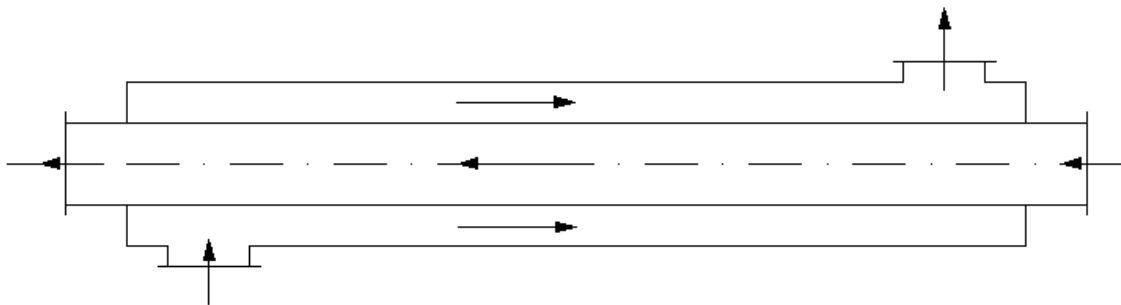
$$\pi_2 = \frac{\ln[1-\pi_1(1+\pi_3)]}{(1+\pi_3)} \quad (49)$$

Prednost prikaza rješenja u bezdimenzijskom obliku je višestruka. Kao prvo grupiranjem dimenzijskih varijabli u bezdimenzijske grupe, bitno se smanjuje broj nezavisnih varijabli pomoću kojih se prikazuje rješenje. Jednadžba (43) pokazuje da se rješenje za svaki tip rekuperatora prikazuje samo pomoću dvije nezavisne bezdimenzijske varijable. S druge pak strane tako dobivena bezdimenzijska rješenja su ista za svaki osnovni tip rekuperatora.

Komparirajući jednadžbe (48) i (49) vidi se da bezdimenzijska značajka π_2 za protusmjerni i istosmjerni tip rekuperatora međusobno se razlikuje što potvrđuje činjenicu da međusobni smjer strujanja fluida bitno utječe na rezultate izračuna relativnih veličina rekuperatora ($\Phi, A_0, \vartheta_1'', \vartheta_2'', \dots$)

5. PEĆ U PROTUSMJERNOJ IZVEDBI REKUPERATORA

Protusmjerni rekuperator je takav aparat kod kojeg su struje međusobno paralelne i teku u suprotnom smjeru.



Slika 4. Protusmejni tip rekuperatora

Peć je izvedena u obliku vertikalnog bubnja u kojem su vertikalno smještene cijevi. Voda struji oko cijevi, a dimni plinovi u cijevima.

Za protusmjernu izvedbu izmjenjivača potrebno je proračunati visinu bubnja peći, eksergijsku destrukciju i masenu potrošnju peleta za ulazne podatke.

Ulazni podaci :

- toplinski učinak peći 40 kW
- ulazna temperatura vode 70 °C
- izlazna temperatura vode 90 °C
- ulazna temperatura dimnih plinova 900 °C
- izlazna temperatura dimnih plinova 200 °C
- unutarnji promjer bubnja 455 mm
- 28 čeličnih cijevi promjera 20/24 mm
- tlak vode, dimnih plinova i okoliša iznosi 1,013 bar
- okolišna temperatura 20 °C

5.1. Identifikacija struja

Toplinski kapacitet C za struju vode računa se iz toplinskog učinka peći $\Phi = 40$ kW, odnosno toplinskog toka koji moraju predati dimni plinovi vodi da bi se postigao potreban učinak, i razlike temperatura na ulazu i izlazu iz bubanj peći $\Delta\vartheta_w = 20$ °C

$$C_w = q_{mw} c_{pw} = \frac{\Phi}{\Delta\vartheta_w} = 2000 \text{ W/K.} \quad (50)$$

Toplinski kapacitet C za struju dimnih plinova računa se iz toplinskog učinka peći $\Phi = 40$ kW kao i razlike temperatura na ulazu i izlazu iz bubnja $\Delta\vartheta_{dp} = 700$ °C

$$C_{dp} = q_{mdp} c_{pdp} = \frac{\Phi}{\Delta\vartheta_{dp}} = 57,143 \text{ W/K.} \quad (51)$$

Vidljivo je iz dobivenih rezultata da je struja dimnih plinova slabija struja pa ona dobiva indeks 1, $C_{dp} = C_1$, a struja vode jača struja pa ona dobiva indeks 2, $C_w = C_2$.

Oznake ulaznih i izlaznih temperatura pojedinih struja jesu:

$\vartheta'_1 = 900^\circ\text{C} \rightarrow$ ulazna temperatura dimnih plinova,

$\vartheta''_1 = 200^\circ\text{C} \rightarrow$ izlazna temperatura dimnih plinova,

$\vartheta'_2 = 70^\circ\text{C} \rightarrow$ ulazna temperatura vode,

$\vartheta''_2 = 90^\circ\text{C} \rightarrow$ izlazna temperatura vode.

5.2. Visina bubnja

Bezdimenzijske veličine izmjenjivača iz jednažbi (44), (46) i (48) iznose

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} = 0,843,$$

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} = 0,0286,$$

$$\pi_2 = \frac{\ln \frac{1-\pi_1}{1-\pi_1\pi_3}}{-(1-\pi_3)} = 1,883.$$

Iz bezdimenzijske veličine π_2 , jednažba (45), može se izraziti površinu izmjenjivača A_0 u kojoj je sadržana visina izmjenjivača odnosno bubnja H_B . Površina A_0 je vezana s koeficijentom prolaza topline k na način da obje veličine moraju biti svedene na istu površinu. Prema navedenom, ako se obje veličine svedu na vanjsku površinu cijevi tada površina izmjenjivača iznosi

$$A_0 = H_B d_v n \pi. \quad (52)$$

Gdje su d_v vanjski promjer cijevi i n je broj cijevi.

Kombinacijom jednažbi (45) i (52) te sređivanjem dobiva se visinu bubnja

$$H_B = \frac{\pi_2 C_1}{k d_v n \pi}. \quad (53)$$

Iz jednažbe (53) je vidljivo da bi se odredilo visinu H_B potrebno je poznavati koeficijent prolaza topline k , a sve ostale veličine su poznate. Za određivanje koeficijenta prolaza topline k potrebno je poznavati visinu H_B , što ukazuje da će biti potrebno provesti iteracijski postupak proračuna. Koeficijent prolaza topline jednak je recipročnoj vrijednosti sume nametnutih specifičnih toplinskih otpora: otpor prijelazu topline sa fluida na stijenku s unutarnje strane cijevi, otpor provođenju topline kroz stijenku cijevi i otpor prijelazu topline sa stijenke na

fluid s vanjske strane cijevi. Potrebni podaci za izračun otpora prijelazu topline sa fluida na stijenku s unutarnje strane cijevi i otpora provođenju topline kroz stijenku cijevi su poznati, odnosno, ti otpori ne ovise o visini bubnja. Dok otpor prijelazu topline sa stijenke na fluid s vanjske strane cijevi je ovisan o visini bubnja peći i tu se javlja glavni problem ovog dijela proračuna. Provedenim iteracijskim postupkom određena je visina $H_B = 1,499$ m, u daljnjem dijelu rada prikazuje se samo posljedni korak iteracije, tj. koeficijent prolaza topline k bit se proračunava za $H_B = 1,499$ m, pa je time određena visina provjerena .

Koeficijent prolaza topline kroz cijevnu stijenku sveden na vanjsku površinu cijevi

$$k = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \alpha_u} + \frac{d_v}{2\lambda} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (54)$$

Maseni protok vode u bubnju slijedi iz jednadžbe (50)

$$q_{mw} = \frac{C_2}{c_{pw}} = 0,477 \text{ kg/s} \quad (55)$$

Specifični toplinski kapacitet vode za srednju temperaturu vode u peći $\vartheta_{sr,w} = 80^\circ\text{C}$ iznosi $c_{pw} = 4,196 \text{ kJ}/(\text{kg K})$. [3]

Volumni protok vode kroz bubanj

$$q_{vw} = \frac{q_{mw}}{\rho_w} = 4,905 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}. \quad (56)$$

Gustoća vode za srednju temperaturu vode u peći $\vartheta_{sr,w} = 80^\circ\text{C}$ iznosi $\rho_w = 971,82 \text{ kg}/\text{m}^3$. [3]

Površina kroz koju struji voda u bubnju

$$A_w = \frac{D^2 \pi}{4} - n \frac{d_v^2 \pi}{4} = 0,15 \text{ m}^2. \quad (57)$$

Vanjski promjer bubnja $D = 455$ mm, vanjski promjer cijevi $d_v = 24$ mm, broj cijevi $n = 28$.

Brzina strujanja vode u bubnju

$$v_w = \frac{q_{vw}}{A_w} = 3,271 \times 10^{-3} \text{ m/s.} \quad (58)$$

Kako je brzina vode u bubnju vrlo mala za model konvektivnog prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi uzima se model slobodne konvekcije uz uspravnu cijev. Ovaj model zahtjeva poznavanje fizikalnih veličina za temperaturu stijenke cijevi koja se mijenja po dužini izmjenjivača, pa se uzima srednja temperatura stijenke $\vartheta_{sr,s}$, usrednjena temperatura stijenke po dužini izmjenjivača. Ona se izračunava iz toplinskog toka koji stijenka mora predati vodi, to jest toplinskog toka koji dimni plinovi moraju predati vodi, koeficijenta prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi α_v i srednje logaritamske razlike temperatura između stijenke i vode. Kako je srednja temperatura stijenke $\vartheta_{sr,s}$ ovisna o koeficijentu prijelaza topline α_v koji se želi odrediti, stoga je potrebno provesti iteracijski postupak proračuna. Provedenim iteracijskim postupkom određena je srednja temperatura stijenke $\vartheta_{sr,s} = 92,585$ °C. U daljnjem dijelu rada prikazuje se samo posljedni korak iteracije, pa je koeficijent prijelaza topline α_v proračunat za $\vartheta_{sr,s} = 92,585$ °C.

Grashofova značajka, [5]

$$Gr = \frac{\rho_o - \rho_s}{\rho_s} * \frac{g H_B^3}{\nu_s^2} = 2,809 \times 10^{12}. \quad (59)$$

Gustoća vode dalje od stijenke za srednju temperaturu vode u peći $\vartheta_{sr,w} = 80$ °C iznosi $\rho_o = 971,82$ kg/m³, gustoća vode na temperaturi stijenke $\vartheta_{sr,s} = 92,585$ °C iznosi $\rho_s = 963,533$ kg/m³, kinematička žilavost za temperaturu stijenke $\vartheta_{sr,s} = 92,585$ °C iznosi $\nu_s = 3,1755 \times 10^{-7}$ m²/s. [3]

Prandtlov broj za temperaturu $\vartheta_m = (\vartheta_{sr,s} + \vartheta_{sr,w})/2 = 86,297$ °C iznosi $Pr_w = 2,054$. [3]

Umnoškom Grashofove i Prandloveznačajke definiran je uvjet za tip strujanja
 $Gr * Pr_w = 5,772 * 10^{12} > 10^8 \rightarrow$ *turbulentno strujanje*.

Nusseltova značajka za turbulento strujanje iznosi, [5]

$$Nu_v = \frac{\alpha_v H_B}{\lambda_w} = 0,17 \sqrt[3]{Gr * Pr_w} = 3049,478 \quad (60)$$

Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi slijedi iz jednadžbe (60)

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \lambda_w}{H_B} = 1370,111 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (61)$$

Toplinska provodnost vode λ_w za $\vartheta_m = (\vartheta_{s,sr} + \vartheta_{sr,w})/2 = 86,297 \text{ }^\circ\text{C}$ iznosi
 $\lambda_w = 0,633 \text{ W/(m K)}$. [3]

Kako je kroz stijenku cijevi toplinski tok Φ konstantan može se postaviti jednadžbu za prijelaz topline s vanjske strane cijevi na fluid koja uzima u obzir temperaturnu razliku između stijenke i struje vode

$$\Phi = A_0 \alpha_v \Delta\vartheta_m. \quad (62)$$

Iz jednadžbe (62) slijedi srednja logaritamska razlika temperatura

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Phi}{A_0 \alpha_v} = \frac{\Phi}{H_B d_V n \pi \alpha_v} = 9,228 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (63)$$

Srednja logaritamska razlika temperatura glasi

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_2'' - \vartheta_2'}{\ln \frac{\vartheta_{sr,s} - \vartheta_2'}{\vartheta_{sr,s} - \vartheta_2''}} \quad (64)$$

Iz jednadžbe (64) slijedi srednja temperatura stijenke

$$\vartheta_{sr,s} = \frac{\vartheta_2' - \vartheta_2'' e^{\frac{\vartheta_2'' - \vartheta_2'}{\Delta\vartheta_m}}}{1 - e^{\frac{\vartheta_2'' - \vartheta_2'}{\Delta\vartheta_m}}} = 92,585 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (65)$$

Vidljivo je da je pretpostavka $\vartheta_{sr,s} = 92,585 \text{ } ^\circ\text{C}$ točna.

Maseni protok dimnih plinova kroz cijevi slijedi iz jednadžbe (51)

$$q_{mdp} = \frac{C_1}{c_{pdp}} = 0,0495 \text{ kg/s} \quad (66)$$

Volumni protok dimnih plinova u cijevima odredit ćemo iz jednadžbe stanje idealnog plina

$$p q_{vdp} = q_{mdp} R_{dp} T_{sr,dp}. \quad (67)$$

Iz jednadžbe (67) slijedi volumni protok dimnih plinova u cijevima

$$q_{vdp} = \frac{q_{mdp} R_{dp} T_{sr,dp}}{p} = 0,115 \text{ m}^3/\text{s}. \quad (68)$$

Tlak dimnih plinova $p = 1,013 \text{ bar}$, srednja temperatura dovođenja topline

$$T_{sr,dp} = (\vartheta_1' + \vartheta_1'')/2 + 273,15 = 823,15 \text{ K}.$$

Površina kroz koju struje dimni plinovi u cijevi

$$A_{dp} = \frac{d_u^2 \pi}{4} = 3,142 \times 10^{-4} \text{ m}^2. \quad (69)$$

Unutarnji promjer cijevi iznosi $d_u = 20 \text{ mm}$.

Brzina strujanja dimnih plinova u cijevi

$$v_{dp} = \frac{q_{vdp}}{n A_{dp}} = 13,092 \text{ m/s.} \quad (70)$$

Model prijenosa topline na unutarnjoj strani cijevi prema izračunatoj brzini strujanja je prisilna konvekcija kroz cijevi, a vrsta strujanja ovisi o Reynoldsovu broju.

Reynoldsov broj za dimne plinove iznosi

$$Re_{dp} = \frac{v_{dp} d_u \rho_{dp}}{\mu_{dp}} = 3035,719. \quad (71)$$

Vrijednosti gustoće ρ_{dp} i dinamičke žilavosti μ_{dp} uzimaju se na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta_1' + \vartheta_1'')/2 = 550 \text{ °C}$ za zrak, te iznose

$$\rho_{dp} = 0,423 \text{ kg/m}^3 \text{ i } \mu_{dp} = 3,708 \times 10^{-5} \text{ kg/(m s)} \text{ [3]}$$

Iz vrijednosti Reynoldsovog broja zaključujemo $Re_{dp} = 3035,719 > 3000 \rightarrow$
turbulentno strujanje.

$$H_B = 1,499 > 40 \text{ i } d_u = 0,8 \rightarrow \textit{izobraženo turbulentno strujanje.}$$

Za izobraženo turbulento strujanje slijedi Nusseltovaznačajka, [5]

$$Nu_u = \frac{\alpha_u d_u}{\lambda_{dp}} = \frac{0,0398 * Pr_{dp} Re_{dp}^{0,75}}{1 + 1,74 * Re_{dp}^{-0,125} (Pr_{dp} - 1)} = 14,401. \quad (72)$$

Prandtllov broj dimnih plinova računa se na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi za svojstva zraka $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta_1' + \vartheta_1'')/2 = 550 \text{ °C}$, te iznosi

$$Pr_{dp} = \frac{\mu_{dp} c'_{pdp}}{\lambda_{dp}} = 0,735 \quad (73)$$

Specifični toplinski kapacitet zraka c'_{pdp} i toplinska provodnost zraka λ_{dp} na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta'_1 + \vartheta''_1)/2 = 550^\circ\text{C}$ iznose $c'_{pdp} = 1,101 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ i $\lambda_{dp} = 0,058 \text{ W}/(\text{m K})$ [3]

Iz jednadžbe (72) slijedi koeficijent prijelaza topline sa unutarnje strane cijevi

$$\alpha_u = \frac{Nu_u \lambda_{dp}}{d_u} = 41,927 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (74)$$

Koeficijent prolaza topline iz jednadžbe (54) iznosi

$$k = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \alpha_u} + \frac{d_v}{2\lambda} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} = 34,015 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Toplinska provodnost λ za čelične cijevi iznosi $\lambda = 45,4 \text{ W}/(\text{m K})$. [3]

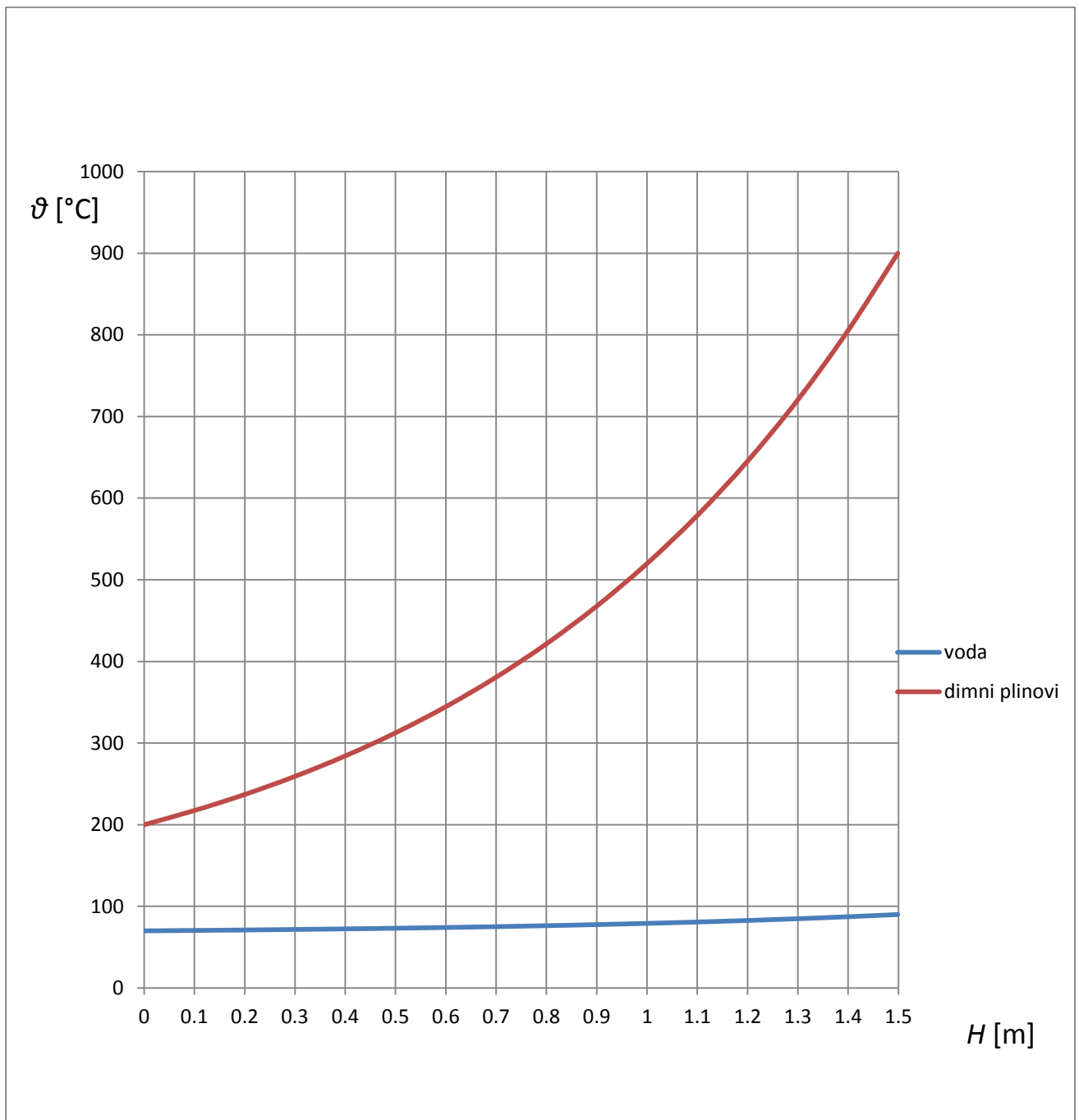
Iz jednadžbe (53) visina bubnja peći iznosi

$$H_B = \frac{\pi_2 C_1}{k d_v n \pi} = 1,499 \text{ m}$$

Vidljivo je da je pretpostavka visine točna.

5.3. Raspored temperatura vode i dimnih plinova u zavisnosti od lokalne visine bubnja peći

Na slici 5. dan je kvalitativni prikaz temperature vode i dimnih plinova za protusmjernu izvedbu u zavisnosti o lokalnoj visini bubnja peći.



Slika 5. Zavisnost temperature dimnih plinova i vode o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao protusmjerni rekuperator

Dijagram prikazuje da struja dimnih plinova ulazi u izmjenjivač na visini $H=1,5$ m temperaturom $\vartheta_1' = 900$ °C, a izlazi na visini $H=0$ m sa temperaturom $\vartheta_1'' = 200$ °C. Dok struja vode ulazi u izmjenjivač na visini $H=0$ m temperaturom $\vartheta_2' = 70$ °C, a izlazi na visini $H=1,5$ m sa temperaturom $\vartheta_2'' = 90$ °C.

Iz dijagrama je vidljivo da struja dimnih plinova ima veliku promjenu temperature za razliku od struje vode koja ima vrlo malu promjenu temperature. Razlog tomu je što struja dimnih plinova ima znatno manji toplinski kapacitet od struje vode, a što ima za posljedicu malu vrijednost značajke π_3 . Nadalje iz istog dijagrama vidi se da koeficijent nagiba tangente slabije i jače struje kontinuirano raste s povećanjem lokalne visine bubnja H , taj koeficijent nagiba je bitno izraženiji kod slabije struje, tj. struje dimnih plinova. To ima za posljedicu da će se više toplinskog toka izmjeniti na drugoj polovici izmjenjivača (peći):

5.4. Masena potrošnja peleta

Masena potrošnja peleta jednaka je odnosu masenog protoka dimnih plinova (66) i mase nastalih vlažnih dimnih plinova (27)

$$q_{mp} = q_{mdp}/m_{dp} = 11,099 \text{ kg/h} \quad (75)$$

5.5. Eksergijska destrukcija

Povratni procesi su oni koji se odvijaju na takav način da se po njihovom završetku sve sudionike procesa vratiti u početno stanje putem istih promjena stanja, a da pri tom nigdje u izoliranom sustavu ne ostane nikakva posljedica odvijanja tih procesa. Realni procesi u prirodi su uvijek nepovratni odnosno mogu se odvijati samo u jednom smjeru. Žarišta nepovratnosti u otvorenom sustavu mogu biti izmjena topline između dviju struja uslijed konačne temperaturne razlike, pad tlaka uslijed otpora strujanju (prigušenje) i mješanje struje. Kako se u okviru ovog rada pad tlaka uslijed otpora strujanja zanemaruje te se strujanje

promatra kao izobarno, a mješanja struja nema iz razloga što su odvojene čvrstom stijenkama, jasno je da je jedini uzrok nepovratnosti izmjena topline uslijed konačne temperaturne razlike. Maksimalni rad sustava predstavlja najveći mogući rad koji se može dobiti od nekog sustava, ako sve promjene stanja u izoliranom sustavu teku povratno. Kako bi neki sustav prema svojem okolišu određenog stanja bio sposoban dati rad, nužan je uvjet da je početno stanje sustava različito u odnosu na stanje okoliša odnosno sustav i okoliš moraju biti u neravnoteži. Ta neravnoteža može biti toplinska, mehanička ili i toplinska i mehanička. Pojam maksimalni rad se može tumačiti kao potencijal koji neku sustav ima u određenom stanju u odnosu na stanje okoliša. Maksimalni rad otvorenih sustava naziva se tehnička radna sposobnost ili eksergija. Dakle eksergija je maksimalni tehnički rad otvorenog sustava koji sustav može dati kada se iz zadanog stanja, različitog od stanja okoliša, dovede u stanju okoliša povratnim promjenama stanja. Ukoliko eksergija poprima negativnu vrijednost, tada ona predstavlja minimalno utrošeni rad kojim se sustav dovodi u stanje okoliša. Kada je sustav na stanju okoliša, tada se on nalazi u 'mrtvom stanju' te mu je eksergija jednak nuli. Eksergijska destrukcija je pojam za razliku ukupne eksergije obiju struja na ulazu i ukupne eksergije obiju struja na izlazu iz rekuperatora. Prilikom prolaska kroz izmjenjivač eksergija struje vode se povećava iz razloga što ona preuzima toplinu od dimnih plinova te se njezino stanje udaljava od stanja okoliša te samim time ima veći potencijal u odnosu na okoliš. Struja dimnih plinova istovremeno predaje toplinu te joj se stanje približava stanju okoliša što za posljedicu ima smanjenje eksergije na izlazu iz izmjenjivača.

Izraz za eksergiju glasi, [1]

$$E = q_m [(h - h_0) - T_{ok}(s - s_0)] \quad (76)$$

U jednadžbi (76) $h = h(p, T)$ i $s = s(p, T)$ predstavljaju specifičnu entalpiju, odnosno entropiju jedne struje u početnom toplinskom stanju, dok veličine $h_0 = h(p_{ok}, T_{ok})$ i $s_0 = s(p_{ok}, T_{ok})$ označavaju dotične veličine struje, kada struja postigne toplinsku i mehaničku ravnotežu sa svojim okolišem. Jednadžba (76) vrijedi za bilo koju tvar.

Ako se pretpostavi da je $c_{pdp} = c_{pdp}(T) = \text{konst.}$ tada eksergija dimnih plinova (idealni plin) glasi, [1]

$$E_{dp} = q_{mdp} [c_{pdp}(T - T_{ok}) - T_{ok}(c_{pdp} \ln \frac{T}{T_{ok}} - R_{dp} \ln \frac{p}{p_{ok}})] \quad (77)$$

Kako je u zadatku zadano da je tlak dimnih plinova i okolišni tlak isti tada je u jednadžbi (77) član $\ln \frac{p}{p_{ok}} = 0$, pa slijedi izraz za eksergiju dimnih plinova

$$E_{dp} = q_{mdp} c_{pdp} [(T - T_{ok}) - T_{ok} \ln \frac{T}{T_{ok}}] \quad (78)$$

Ako se jednadžbu (51) uvrstimo u jednadžbu (78) dobiva se

$$E_{dp} = C_1 [(T - T_{ok}) - T_{ok} \ln \frac{T}{T_{ok}}] \quad (79)$$

Ako se pretpostavi da je $c_{pw} = c_{pw}(T) = \text{konst.}$ tada eksergija vode (nekompresibilna tvar) se računa prema izrazu, [1]

$$E_w = q_{mw} c_{pw} [(T - T_{ok}) - T_{ok} \ln \frac{T}{T_{ok}}] \quad (80)$$

Ako se jednadžbu (50) uvrsti u jednadžbu (80) dobiva se

$$E_w = C_2 [(T - T_{ok}) - T_{ok} \ln \frac{T}{T_{ok}}] \quad (81)$$

Ukupna eksergijska destrukcija sustava je razlika između eksergije na ulazu i eksergije na izlazu iz izmjenjivača.

Ukupna eksergija sustava na ulazu jednaka je zbroju eksergije vode na ulazu i eksergije dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač.

$$E' = E'_w + E'_{dp} \quad (82)$$

Ukupna eksergija sustava na izlazu jednaka je zbroju eksergije vode na izlazu i eksergije dimnih plinova na izlazu.

$$E'' = E''_w + E''_{dp} \quad (83)$$

Ukupna eksergijska destrukcija iznosi

$$\Delta E = E' - E'' \quad (84)$$

Kombinacijom jednačbi (81), (79), (82), (83) i (84) dobivamo izraz za ukupnu eksergijsku destrukciju za izmjenjivač voda-dimni plinovi

$$\begin{aligned} \Delta E &= C_2 T_{ok} \left(\ln \frac{T_2''}{T_{ok}} - \ln \frac{T_2'}{T_{ok}} \right) + C_1 T_{ok} \left(\ln \frac{T_1''}{T_{ok}} - \ln \frac{T_1'}{T_{ok}} \right) \\ &= C_2 T_{ok} \ln \frac{T_2''}{T_2'} + C_1 T_{ok} \ln \frac{T_1''}{T_1'} \end{aligned} \quad (85)$$

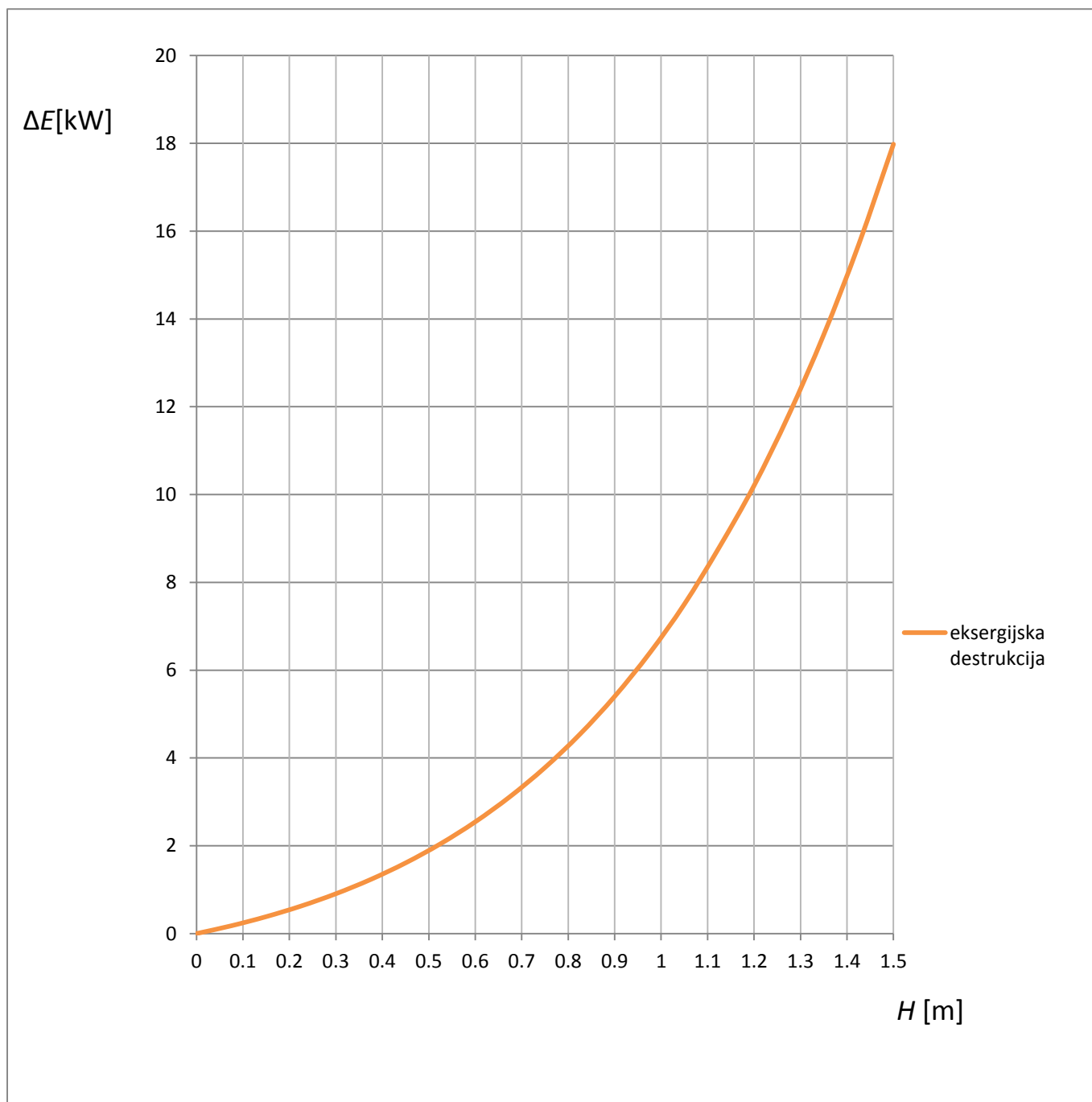
Za peć u protusmjerno izvebi eksergijska destrukcija iznosi

$$\Delta E = C_2 T_{ok} \ln \frac{T_2''}{T_2'} + C_1 T_{ok} \ln \frac{T_1''}{T_1'} = 17,98 \text{ kW} \quad (86)$$

$T_2'' = 363,15 \text{ K}$, $T_2' = 343,15 \text{ K}$, $T_1'' = 473,15 \text{ K}$, $T_1' = 1173,15 \text{ K}$ i $T_{ok} = 293,15 \text{ K}$.

5.6. Eksergijska destrukcija u zavisnosti od lokalne visine bubnja

Na slici 6. dan je kvalitativni prikaz eksergijske destrukcije za protusmjenu izvedbu u zavisnosti o lokalnoj visini bubnja peći.

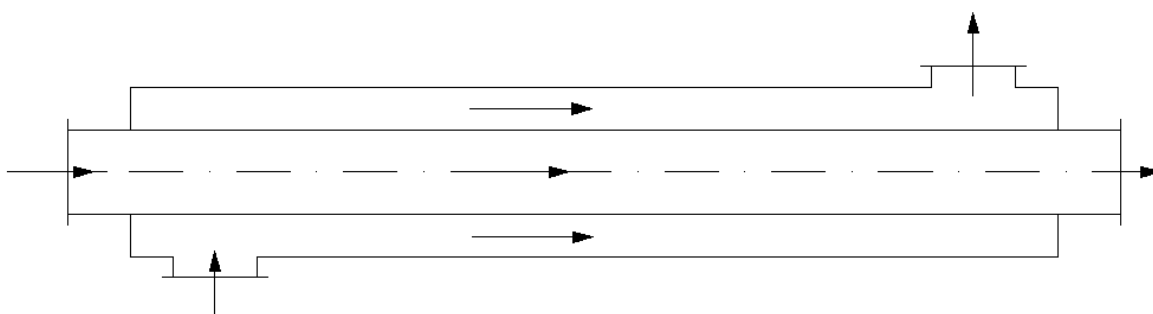


Slika 6. Zavisnost eksergijske destrukcije o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao protusmjerni rekuperator

Dijagram na slici 6 pokazuje da eksergijska destrukcija kontinuirano raste s porastom visine H , ali se njezin prirast, za iste ΔH , povećava s porastom duljine rekuperatora. Za $H=1,5$ m odnosno na ukupnoj visini rekuperatora dobije se vrijednost eksergijske destrukcije 17,98 kW.

6. PEĆ U ISTOSMJENOJ IZVEDBI REKUPERATORA

Istosmjerni rekuperator je takav aparat kod kojeg su struje međusobno paralelno i u istom smjeru.



Slika 7. Istosmjerni tip rekuperatora

Peć je izvedena u obliku vertikalnog bubnja u kojem su vertikalno smještene cijevi. Voda struji oko cijevi, a dimni plinovi u cijevima.

Za istosmjernu izvedbu izmjenjivača potrebno je proračunati izlaznu temperaturu dimnih plinova i maseni protok istih, eksergijsku destrukciju i masenu potrošnju peleta za ulazne podatke.

Ulazni podaci :

- toplinski učinak peći 40 kW
- ulazna temperatura vode 70 °C
- izlazna temperatura vode 90 °C
- maseni protok vode 0,477 kg/s
- ulazna temperatura dimnih plinova 900 °C
- unutarnju promjer bubnja 455 mm
- 28 čeličnih cijevi promjera 20/24 mm
- visina bubnja 1,5m
- tlak vode i dimnih plinova iznosi 1,013 bar
- okolišna temperatura 20 °C

6.1. Maseni protok i izlazna temperatura dimnih plinova

Struje su identificirane kao i kod protusmjerne izvedbe što znači da je voda jača struja, pa ima indeks 2, a dimni plinovi su slabija struja, pa imaju indeks 1. Razlog tomu što je isti maseni protok vode i isti temperaturni režim 90/70 °C kao i kod protusmjerne izvedbe. Kako ostaje isti protok i isti temperaturni režim vode u izračunu koeficijenta prijelaza topline na strani vode ne dolazi do nikavih promjena u smislu fizikalnih veličina i svojstava, jer preneseni toplinski tok ostaje isti. Shodno tome slijedi

$$\vartheta'_1 = 900^\circ\text{C} \rightarrow \text{ulazna temperatura dimnih plinova,}$$

$$\vartheta'_2 = 70^\circ\text{C} \rightarrow \text{ulazna temperatura vode,}$$

$$\vartheta''_2 = 90^\circ\text{C} \rightarrow \text{izlazna temperatura vode.}$$

$$\alpha_v = 1370,11 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

$$C_2 = 2000 \text{ W}/\text{K}$$

Maseni protok dimnih plinova iznosi

$$q_{mdp} = \frac{\Phi}{c_{pdp} \Delta\vartheta_{dp}}. \quad (87)$$

Vidljivo je iz jednadžbe (87) da maseni protok dimnih plinova ovisi o temperaturnoj razlici dimnih plinova na ulazu i izlazu, pa ga je nemoguće odrediti bez poznavanja izlazne temperature dimnih plinova koja je isto nepoznata. Nepoznatu izlaznu temperatura dimnih plinova ϑ''_1 mora se utvrditi iteracijskim postupkom, jer ona utječe na maseni protok dimnih plinova, a što je vidljivo iz jednadžbe (87), i to izravno svojim iznosom i indirektno preko specifičnog toplinskog kapaciteta. Daljni tijek proračuna provedi se za temperaturu $\vartheta''_1 = 218,08^\circ\text{C}$ (dobivena iteracijom) pomoću koje će se računati maseni protok dimnih plinova. Iz masenog protoka odeduje se brzina dimnih plinova pomoću koje se nalazi koeficijent prijelaza topline s unutarnje strane cijevi. Pomoću tako dobivenog koeficijent prijelaza topline računa se koeficijent prolaza topline. Taj koeficijent prolaza topline može se

usporediti s onim koji se dobije iz bezdimenzijske značajke π_2 ili pomoću njega se nalazi toplinski tok, koji se uspoređuje s zadanim toplinskim tokom.

Srednji molarni toplinski kapacitet pojedinog sudionika dimnih plinova između temperatura 218,08 °C i 900 °C iznosi [3]

$$[C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ CO}_2 = 51,256 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ H}_2\text{O} = 39,226 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ O}_2 = 33,723 \text{ kJ}/(\text{kmol K}),$$

$$[C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ N}_2 = 31,607 \text{ kJ}/(\text{kmol K}).$$

Srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova između temperatura 218,08°C i 900°C iznosi

$$\begin{aligned} [C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ dp} &= y_{\text{CO}_2} [C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ CO}_2 + y_{\text{H}_2\text{O}} [C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ H}_2\text{O} \\ &+ y_{\text{O}_2} [C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ O}_2 + y_{\text{N}_2} [C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ N}_2 = 33,59 \text{ kJ}/(\text{kmol K}). \end{aligned} \quad (88)$$

Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova iznosi

$$[c_{p,\text{dp}}]_{218,08}^{900} = c_{p,\text{dp}} = \frac{[C_{m,p}]_{218,08}^{900} \text{ dp}}{M_{\text{dp}}} = 1,157 \text{ kJ}/(\text{kg K}). \quad (89)$$

Maseni protok dimnih plinova kroz cijevi za predpostavljenju temperaturu izlaza dimnih plinova $\vartheta_1''=218,087$ °C slijedi iz jednadžbe (87)

$$q_{\text{mdp}} = \frac{\Phi}{c_{p,\text{dp}} \Delta\vartheta_{\text{dp}}} = 0,051 \text{ kg/s}. \quad (90)$$

Toplinski kapacitet C za struju dimnih plinova iznosi

$$C_1 = q_{\text{mdp}} c_{p,\text{dp}} = 58,659 \text{ W/K}. \quad (91)$$

Volumni protok dimnih plinova u cijevima određuje se iz jednadžbe stanja idealnog plina (67)

$$q_{vdp} = \frac{q_{mdp} R_{dp} T_{sr,dp}}{p} = 0,051 \text{ m}^3/\text{s}. \quad (92)$$

Tlak dimnih plinova $p = 1,013 \text{ bar}$, srednja temperatura dovođenja topline

$$T_{sr,dp} = (\vartheta'_1 + \vartheta''_1)/2 + 273,15 = 832,19 \text{ K}.$$

Površina kroz koju struje dimni plinovi u cijevi

$$A_{dp} = \frac{d_u^2 \pi}{4} = 3,142 \times 10^{-4} \text{ m}^2. \quad (93)$$

Brzina strujanja dimnih plinova u cijevi

$$v_{dp} = \frac{q_{vdp}}{n A_{dp}} = 13,559 \text{ m/s}. \quad (94)$$

Model prijenosa topline na unutarnjoj strani cijevi prema izračunatoj brzini strujanja je prisilna konvekcija u cijevima, a vrsta strujanja ovisi o Reynoldsovu broju.

Reynoldsov broj za dimne plinove iznosi

$$Re_{dp} = \frac{v_{dp} d_u \rho_{dp}}{\mu_{dp}} = 3041,393. \quad (95)$$

Vrijednosti gustoće ρ_{dp} i dinamičke žilavosti μ_{dp} uzimaju se na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta'_1 + \vartheta''_1)/2 = 559,04 \text{ °C}$ za zrak, te iznose $\rho_{dp} = 0,419 \text{ kg/m}^3$ i $\mu_{dp} = 3,733 \times 10^{-5} \text{ kg/(m s)}$, [3]

Iz vrijednosti Reynoldsovog broja zaključujemo $Re_{dp} = 3041,393 > 3000 \rightarrow$
turbulentno strujanje.

$H_B = 1,499 > 40$ $d_u = 0,8 \rightarrow$ *izobraženo turbulentno strujanje.*

Za izobraženo turbulento strujanje slijedi Nusseltov broj, [5]

$$Nu_u = \frac{\alpha_u d_u}{\lambda_{dp}} = \frac{0,0398 * Pr_{dp} Re_{dp}^{0,75}}{1 + 1,74 * Re_{dp}^{-0,125} (Pr_{dp} - 1)} = 14,129 \quad (96)$$

Prandtllov broj dimnih plinova računa se na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi za svojstva zraka $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta'_1 + \vartheta''_1)/2 = 559,04^\circ\text{C}$, te iznosi

$$Pr_{dp} = \frac{\mu_{dp} c'_{pdp}}{\lambda_{dp}} = 0,702 \quad (97)$$

Specifični toplinski kapacitet zraka c'_{pdp} i toplinska provodnost zraka λ_{dp} na srednjoj temperaturi dimnih plinova u cijevi $\vartheta_{sr,dp} = (\vartheta'_1 + \vartheta''_1)/2 = 559,04^\circ\text{C}$ iznose $c'_{pdp} = 1,103 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ i $\lambda_{dp} = 0,058 \text{ W}/(\text{m K})$ [3]

Iz jednadžbe (96) slijedi koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini cijevi

$$\alpha_u = \frac{Nu_u \lambda_{dp}}{d_u} = 41,477 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (98)$$

Koeficijent prolaza topline iz jednadžbe (54) iznosi

$$k = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \alpha_u} + \frac{d_v}{2\lambda} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} = 33,659 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Toplinska provodnost λ za čelične cijevi iznosi $\lambda = 45,4 \text{ W}/(\text{m K})$. [3]

Ukupni izmjenjeni toplinski tok iznosi

$$\Phi = A_0 k \Delta\vartheta_m. \quad (99)$$

Srednja logaritamska razlika temperatura glasi

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta'_1 - \vartheta'_2) - (\vartheta''_1 - \vartheta''_2)}{\ln \frac{\vartheta'_1 - \vartheta'_2}{\vartheta''_1 - \vartheta''_2}}. \quad (100)$$

Kombinacijom jednačbi (99) i (100) i uvrštavanjem konkretnih brojeva dobivamo toplinski tok

$$\Phi = A_0 k \frac{(\vartheta'_1 - \vartheta'_2) - (\vartheta''_1 - \vartheta''_2)}{\ln \frac{\vartheta'_1 - \vartheta'_2}{\vartheta''_1 - \vartheta''_2}} = 40 \text{ kW}. \quad (101)$$

Iz dobivenog rezultata zaključujemo da je pretpostavljena temperatura izlaza točna, jer je izračunati toplinski tok jednak, u zadatku, zadanom toplinskom toku.

Bezdimenzijske veličine izmjenjivača iz jednačbi (44), (46) i (48) iznose

$$\begin{aligned} \pi_1 &= \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} = 0,822, \\ \pi_3 &= \frac{C_1}{C_2} = 0,0293, \\ \pi_2 &= \frac{\ln \frac{1 - \pi_1}{1 - \pi_1 \pi_3}}{-(1 - \pi_3)} = 1,815. \end{aligned}$$

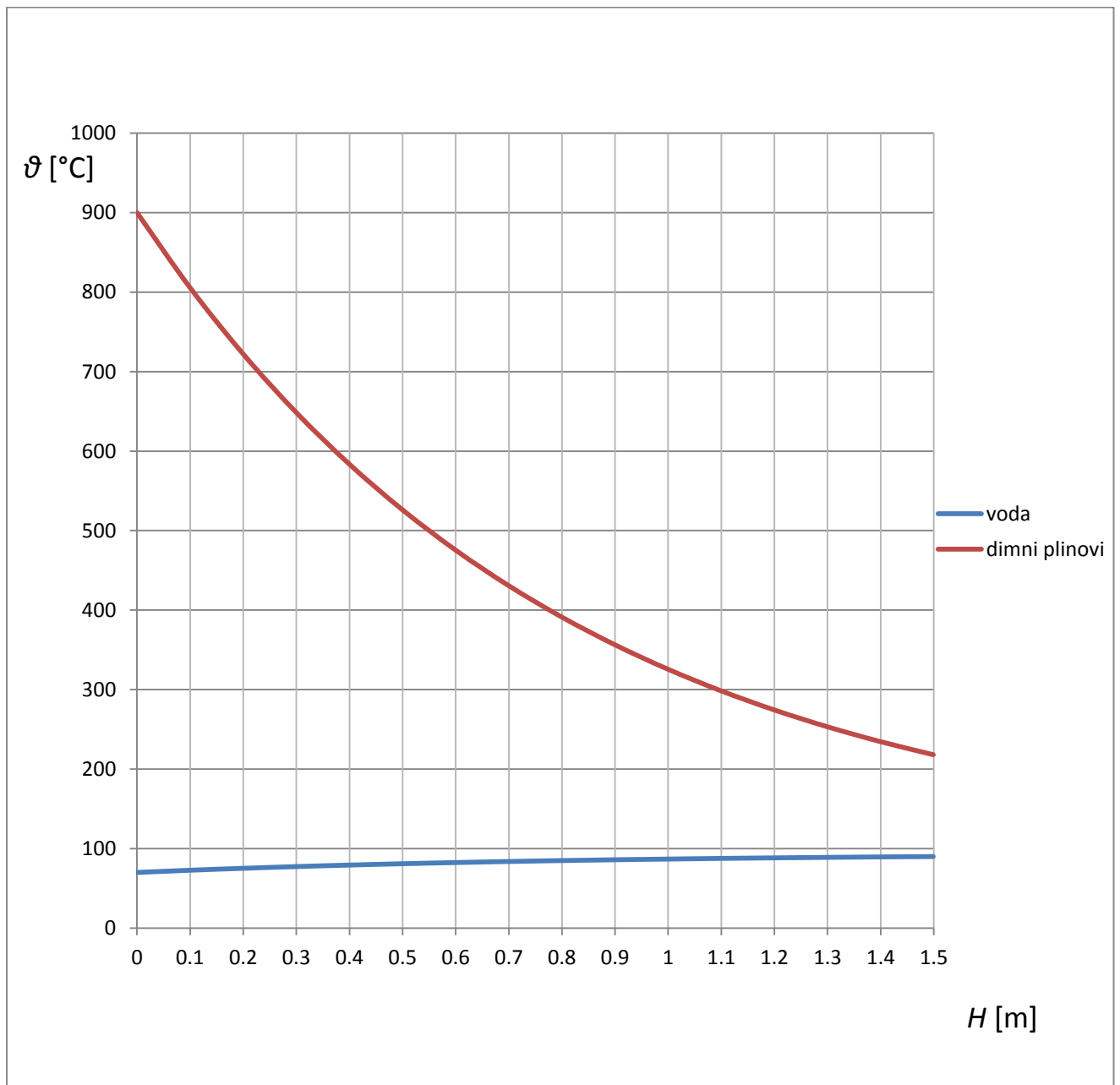
6.2. Masena potrošnja peleta

Masena potrošnja peleta jednaka je omjeru masenog protoka dimnih plinova (87) i mase nastalih vlažnih dimnih plinova (27)

$$q_{mp} = q_{mdp}/m_{dp} = 11,37 \text{ kg/h} \quad (102)$$

6.3. Raspored temperatura vode i dimnih plinova u zavisnosti od lokalne visine bubnja peći

Na slici 8. dan je kvalitativni prikaz temperature vode i dimnih plinova za istosmjernu izvedbu u zavisnosti o lokalnoj visini bubnja peći.



Slika 8. Zavisnost temperature dimnih plinova i vode o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao istosmjerni rekuperator

Dijagrama prikazuje da struja dimnih plinova ulazi u izmjenjivač na visini $H=0\text{m}$ s temperaturom $\vartheta_1' = 900\text{ }^\circ\text{C}$, a izlazi na visini $H = 1,5\text{ m}$ s temperaturom $\vartheta_1'' = 218,08\text{ }^\circ\text{C}$. Dok struja vode ulazi u izmjenjivač na visini $H= 0\text{ m}$ s temperaturom $\vartheta_2' = 70\text{ }^\circ\text{C}$, a izlazi na visini $H=1,5\text{ m}$ s temperaturom $\vartheta_2'' = 90\text{ }^\circ\text{C}$.

Iz dijagrama je vidljivo da struja dimnih plinova ima veliku promjenu temperature za razliku od struje vode koja ima vrlo malu promjenu temperature . Razlog tomu je što struja dimnih plinova ima znatno manji toplinski kapacitet od struje vode, a što ima za posljedicu malu vrijednost značajke π_3 . Nadalje iz istog dijagrama vidi se da koeficijent nagiba tangente slabije i jače struje kontinuirano pada s povećanjem lokalne visine bubnja H , taj koeficijent nagiba je bitno izraženiji kod slabije struje, tj. struje dimnih plinova. To ima za posljedicu da će se više toplinskog toka izmjeniti na prvoj polovici izmjenjivača (peći):

6.4. Eksergijska destrukcija

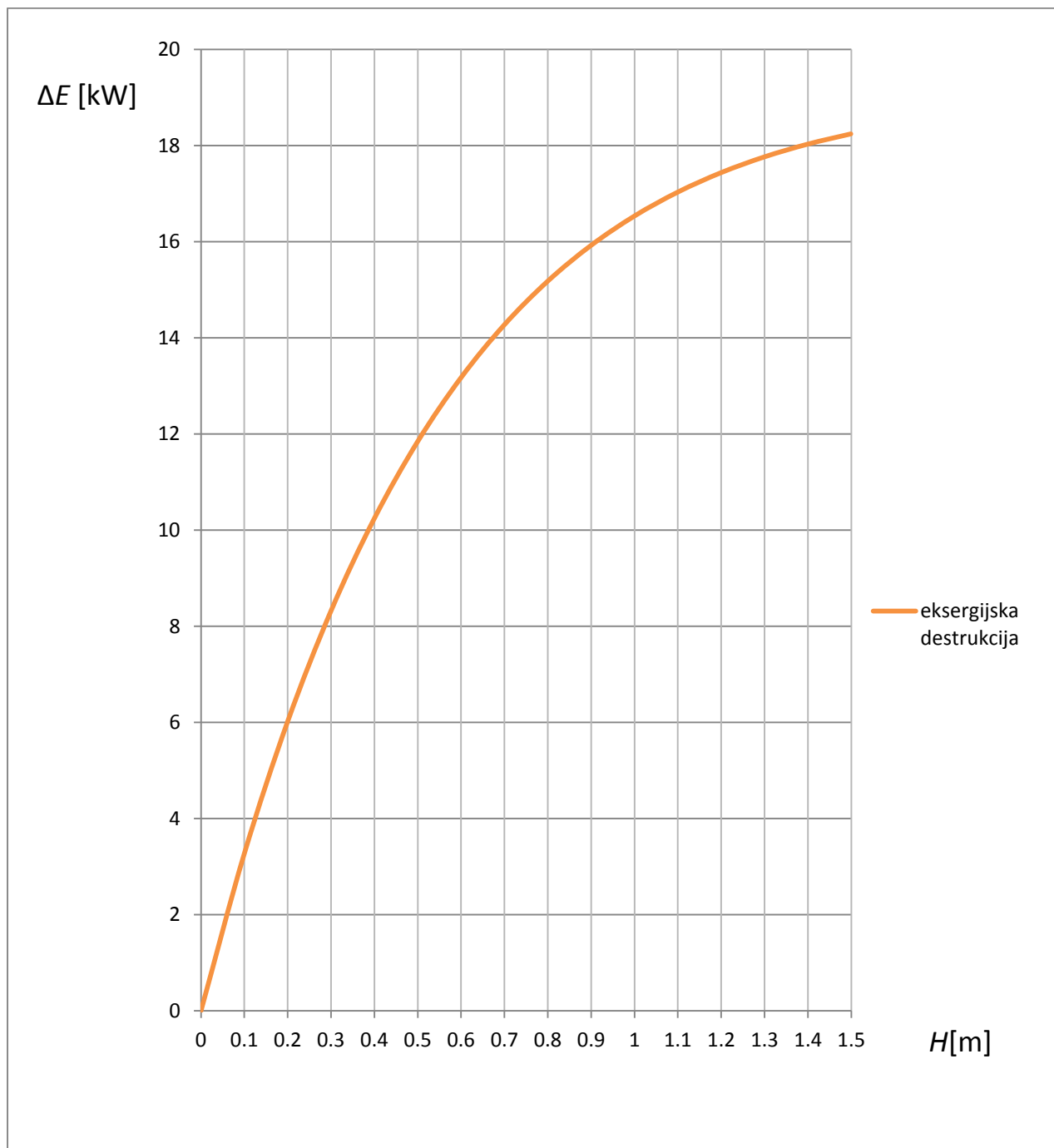
Eksergijska destrukcija prema jednadžbi (87) za istosmjerni rekuperator iznosi

$$\Delta E = C_2 T_{\text{ok}} \ln \frac{T_2''}{T_2'} + C_1 T_{\text{ok}} \ln \frac{T_1''}{T_1'} = 18,244\text{ kW}$$

$$T_2'' = 363,15\text{ K}, T_2' = 343,15\text{ K}, T_1'' = 491,24\text{ K}, T_1' = 1173,15\text{ K} \text{ i } T_{\text{ok}} = 293,15\text{ K}$$

6.1. Eksergijska destrukcija u zavisnosti od lokalne visine bubnja

Na slici 9. dan je kvalitativni prikaz eksergijske destrukcije za istosmjernu izvedbu u zavisnosti o lokalnoj visini bubnja peći.



Slika 9. Zavisnost eksergijske destrukcije o lokalnoj visini peći, izvedenoj kao istosmjerni rekuperator

Dijagram na slici 9 pokazuje da eksergijska destrukcija kontinuirano raste s porastom visine H , ali se njezin prirast, za iste ΔH , smanjuje s porastom duljine rekuperatora. Za $H=1,5$ m odnosno na ukupnoj visini rekuperatora dobije se vrijednost eksergijske destrukcije 18,24 kW

7. ZAKJUČAK

U sljedećoj tablici su prikazani rezultati dobiveni za ulazne podatke u slučaju protusmjerne i istosmjerne izvedbe peći.

Tablica 1. Usporedba protusmjernog i istosmjernog rekuperatora

	protusmjerni rekuperator	istosmjerni rekuperator
toplinski učinak	40 kW	40 kW
temperatura ulaza vode	70 °C	70 °C
temperatura izlaza vode	90 °C	90 °C
maseni protok vode	0,477 kg/s	0,477 kg/s
temperatura ulaza dimnih plinova	900 °C	900 °C
temperatura izlaza dimnih plinova	200 °C	218,09 °C
maseni protok dimnih plinova	0,05 kg/s	0,051 kg/s
masena potrošnja peleta	11,099 kg/h	11,37 kg/h
eksergijska destrukcija	17,98 kW	18,244 kW
π_1	0,843	0,822
π_2	1,883	1,815
π_3	0,0286	0,0293

Iz tablice je vidljivo da za isti toplinski učinak peći, uz isti maseni protok vode protusmjerna izvedba peći ima manju potrošnju peleta te nešto nižu temperaturu izlaza dimnih plinova. Ovim rezultatima je dokazano, s energetskeg stajališta, da je protusmjerni rekuperator bolji od istosmjernog te samim time je kod protusmjernog rekuperatora generirana manja eksergijska destrukcija. Razlog male razlike rezultata između protusmjerne i istosmjerne izvedbe je bezdimenzijska značajka π_3 koja je vrlo mala, odnosno teži nuli te tada je nebitno u kojem smjeru teku struje.

LITERATURA

- [1] Galović, Antun.: *Termodinamika I*, V. izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011..
- [2] Galović, Antun.: *Termodinamika II*, V. izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010..
- [3] Halasz, Boris; Galović, Antun; Boras, Ivanka: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010..
- [4] Krička, Tajana: *Potencijal proizvodnje energije iz biljnih ostataka u poljoprivredi i šumarstvu*, Agronomski fakultet, Zagreb, 2010..
- [5] Halasz, Boris : *Predlošci za vježbe iz Termodinamike II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013..

PRILOZI

CD-R disc