

Energijska i eksergijska analiza ultra-nadkritičnog parnoturbinskog postrojenja

Marjanović, Danijel

Master's thesis / Diplomski rad

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:211224>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-16**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**ENERGIJSKA I EKSERGIJSKA ANALIZA ULTRA-
NADKRITIČNOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA**

Rijeka, studeni 2022.

Danijel Marjanović

0035205977

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**ENERGIJSKA I EKSERGIJSKA ANALIZA ULTRA-
NADKRITIČNOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA**

Mentor: Doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Komentor: Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Rijeka, studeni 2022.

Danijel Marjanović

0035205977

Rijeka, 10. ožujka 2022.

Zavod: **Zavod za termodinamiku i energetiku**
Predmet: **Toplinske turbine**
Grana: **2.11.02 procesno energetska strojarstvo**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

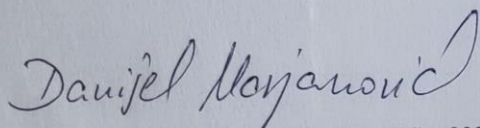
Pristupnik: **Danijel Marjanović (0035205977)**
Studij: **Diplomski sveučilišni studij strojarstva**
Modul: **Procesno i energetska strojarstvo**

Zadatak: **Energijska i eksergijska analiza ultra-nadkričnog parnoturbinskog postrojenja / Energy and exergy analysis of ultra-supercritical steam power plant**

Opis zadatka:

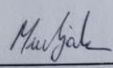
Prema zadanim radnim parametrima za ultra-nadkrično parnoturbinsko postrojenje, potrebno je provesti energijsku i eksergijsku analizu svih komponenti postrojenja i cjelokupnog postrojenja. Kod eksergijske analize ispitati kako promjena temperature okoline utječe na iskoristivosti i gubitke komponenti postrojenja. U konačnici, potrebno je prikazati i objasniti prednosti i nedostatke ultra-nadkričnog postrojenja u odnosu na konvencionalna i nadkrična parnoturbinska postrojenja. Dobivene rezultate prikazati dijagramima i tablicama, objasniti ih i komentirati.

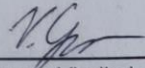
Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.



Zadatak uručen pristupniku: 21. ožujka 2022.


Mentor:



Doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar (komentor)

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:



Prof. dr. sc. Kristian Lenić

Izjava

Ovime izjavljujem da sam samostalno izradio ovaj diplomski rad sukladno članku 11. „Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija“ i sukladno „Uputama za izradu i samoarhiviranje završnog/diplomskog rada pod naslovom „Energijska i eksergijska analiza ultra-nadkritičnog parnoturbinskog postrojenja“ pod vodstvom mentora izv. prof. dr. sc. Vedrana Mrzljaka i komentora izv. prof. dr. sc. Vladimira Glažara.

Zahvala

Ovim putem želim zahvaliti svima koji su mi bili podrška i koji su mi na razne načine pomagali tokom izrade ovog rada i tokom čitavog školovanja. Posebno se zahvaljujem mojoj obitelji, Lari i mentorima izv. prof. dr. sc. Vedranu Mrzljaku i izv. prof. dr. sc. Vladimiru Glažaru.

Sadržaj

1.	UVOD	1
2.	TERMOELEKTRANE	2
2.1	Parne termoelektre	2
2.2	Vrste parnih termoelektrana	4
3.	TOPLINSKI PRORAČUN – toplinska bilanca	7
3.1	Zadane vrijednosti i ulazni parametri	7
3.2.	Toplinska bilanca regenerativnih zagrijača	10
3.2.1.	Bilanca visokotlačnih regenerativnih zagrijača.....	10
3.2.2.	Bilanca otplinjača napojne vode	14
3.2.3.	Bilance niskotlačnih regenerativnih zagrijača.....	15
3.3	Količina proizvedene pare u generatoru pare.....	19
3.4.	Teoretska i realna iskoristivost procesa	24
3.5.	Potrošnja prirodnog plina kao goriva	26
3.6.	Izgaranje i emisije dimnih plinova	26
3.7.	Mjere za smanjenje emisije ugljikovog dioksida	31
3.8.	Utjecaj promjene parametara ulazne pare na iskoristivost, potrošnju goriva i emisije CO ₂	33
4.	ENERGIJSKA I EKSERGIJSKA ANALIZA	36
4.1	Energijska i eksergijska analiza elemenata postrojenja.....	38
4.1.1.	Energijska i eksergijska analiza parnih turbina.....	38
4.1.2.	Energijska i eksergijska analiza kondenzatora	41
4.1.3.	Energijska i eksergijska analiza pumpi	43
4.1.4.	Energijska i eksergijska analiza povrata kondenzata	45
4.1.5.	Energijska i eksergijska analiza visokotlačnih zagrijača napojne vode	49
4.1.6.	Energijska i eksergijska analiza otplinjača/otvorenog zagrijača	53
4.1.7.	Energijska i eksergijska analiza vode niskotlačnih zagrijača napojne vode	54

4.1.8. Energijska i eksergijska analiza generatora pare i pregrijača.....	57
4.2 Energijska i eksergijska analiza čitavog postrojenja	60
4.3 Potencijal poboljšanja	65
5. USPOREDBA RAZLIČITIH TEMPERATURA OKOLINE	67
6. ZAKLJUČAK	72
Literatura	74
Popis oznaka i kratica.....	77
Popis slika	80
Popis tablica	81
Sažetak	83
Abstract	84

1. UVOD

U ovom radu je na temelju zadanih i pretpostavljenih ulaznih podataka izrađena toplinska bilanca termoenergetskog postrojenja za parnu elektranu koja je u stanju proizvesti 900 MW nazivne električne snage i radi s vodenom parom koja je ultra-nadkritičnog stanja. Gorivo korišteno u ovom postrojenju je prirodni plin. U radu su izračunate količine i sastav dimnih plinova na izlazu generatora pare. S obzirom na važnost utjecaja na okoliš koji ovakva postrojenja mogu imati, to je veoma bitna stavka koju treba imati na umu tokom planiranja i projektiranja termoenergetskih postrojenja. Također, s time na umu, je predložen sustav za smanjivanje emisija ugljikovog dioksida, samim time i utjecaja koji postrojenje ima na okoliš. Zatim je u radu dana usporedba ovakvog tipa postrojenja ultra-nadkritičnih parametara pare s konvencionalnim postrojenjem subkritičnih stanja pare i postrojenjem nadkritičnih stanja pare te budućom vrstom parnih termoelektrana naprednih ultra-nadkritičnih parametara. Usporedba je izvedena uz pomoć matematičkog modela kreiranog u programskom paketu Epsilon Professional. U toj usporedbi postrojenja jasno su vidljive prednosti modernih postrojenja koja rade u ultra-nadkritičnim i naprednim ultra-nadkritičnim područjima parametara pare. Nadalje, u radu su provedene energijske i eksergijske analize pojedinih komponenti postrojenja kao i čitavog postrojenja. Na kraju je prikazano kako na eksergijsku analizu gubitaka i iskoristivosti utječu uvjeti okoline, točnije, temperatura okoline. Eksergijska analiza je veoma koristan pokazatelj parametara procesa jer uzima u obzir realna stanja okoline te prikazuje kvalitetu odvijanja nekog procesa. S toga je eksergijska analiza neizostavan alat za kvalitetnu i realnu analizu termoenergetskih procesa te za uvid u mogućnosti povećanja iskoristivosti dijelova procesa. Samim time moguće je postići određene uštede, manju potrošnju energenata te samim time i manji utjecaj na okoliš. U današnje vrijeme je pogotovo izražena potreba za ekonomičnijim korištenjem fosilnih goriva s obzirom na stanje na globalnom tržištu. Također jasno je vidljivo da je odnos čovjeka prema okolišu nedvojbeno doveo do velikih promjena u klimatskim promjenama, što uvelike ima utjecaja na ljude. Energetska neovisnost kao i održivi odnos prema okolišu su glavni pokretači težnje napretka u tehnologiji iskorištavanja fosilnih energenata u termoenergetskim postrojenjima.

2. TERMOELEKTRANE

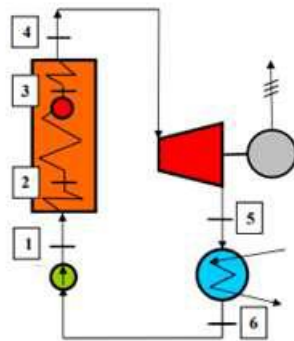
Termoelektrane su termoenergetska postrojenja u kojima se kemijska energija goriva pretvara prvo u toplinsku energiju oslobođenu izgaranjem goriva koja se zatim pretvara u kinetičku energiju te naposljetku u mehanički rad koji se prenosi preko vratila na generator električne energije koji mehaničku energiju pretvara u električnu te se energija u tom stanju dalje vodi u elektroenergetski sustav [1]. Metode za proizvodnju električne energije se mogu podijeliti po gorivu na termalne (ugljen, prirodni plin, nafta), nuklearne i obnovljive (hidroelektrane vjetroelektrane, biomasa, geotermalne elektrane, solarne termalne i fotonaponske) [2]. Klasične termoelektrane mogu biti parne termoelektrane, plinske termoelektrane i kombinirane koje sjedinjuju prethodne dvije vrste u jedno visokoučinkovito postrojenje. Plinske termoelektrane najčešće rade po otvorenom Joule - Brytonovom kružnom procesu, te u većini slučajeva koriste prirodni plin kao gorivo koje nakon izgaranja i pretvorbe u dimne plinove pogoni plinsku turbinu koja se zatim okreće i pogoni elektro generator [1]. Nedostatak ovakvih postrojenja je izrazito visoka temperatura izlaznih dimnih plinova. Stoga je idealno koristiti kombiniranu termoelektranu koja izlaznim dimnim plinovima plinskog dijela procesa može grijati ogrjevne elemente generatora pare te zatim njome pogoniti parni dio termoelektrane i na taj način maksimalno iskoristiti toplinu dobivenu sagorijevanjem goriva. Koriste se još i geotermalne termoelektrane, solarne termoelektrane i nuklearne termoelektrane koje većinom nalikuju parnim osim što energiju za zagrijavanje pare dobivaju iz geotermalne energije, energije sunca ili energije nuklearne fisije. U ovom radu će se obrađivati parna termoelektrana koja koristi prirodni plin kao fosilno gorivo za pretvorbu kemijske energije u toplinu i isparavanje pare u generatoru pare.

2.1 Parne termoelektrane

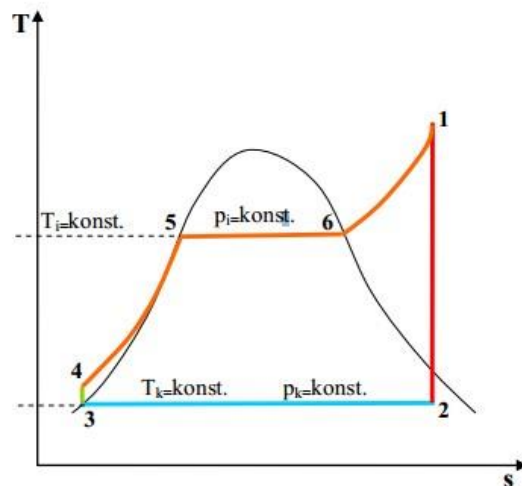
Parno-turbinske termoelektrane su najzastupljenija postrojenja za proizvodnju električne energije. U parnim postrojenjima medij kružnog procesa je vodena para. Princip rada parnih termoelektrana temelji se na Clausius - Rankineovom kružnom procesu. Idealizirani Clausius – Rankineov kružni proces, odnosno kružni proces bez gubitaka prema okolini odvija se između dviju izentropa i dviju izobara [2]. Na Slici 1. prikazana je osnovna shema parnog postrojenja

gdje su prikazani i njeni osnovni elementi: generator pare, parna turbina, kondenzator, napojna pumpa i generator električne energije.

Na slici 2.1 prikazan je ulaz napojne vode u generator pare, označen brojem 1, u kojem se voda zagrijava a zatim isparava i pregrijava u generatoru pare sve do stanja označenog brojem 4 gdje je sva voda isparena, to jest sva voda se nalazi u parnoj fazi, te zatim slijedi izlaz pare iz generatora. Na izlazu iz generatora pare ona ima određeni tlak i temperaturu te približno s tim parametrima ulazi u sklop parne turbine. U parnoj turbini pregrijana para ekspanzira do stanja označenog brojem 5, te se pritom kinetička energija pare pretvara u mehanički rad koji pokreće vratilo na kojem su povezane turbina i generator električne energije. Ekspanzija pare vrši se do tlaka koji se održava u kondenzatoru u kojem je potrebno paru ukapljiti (kondenzirati) sve do stanja 6 i to najčešće pomoću dovedene rashladne vode kondenzatoru. Kondenzirana para prelazi u kapljevito stanje te se tada pumpom tlači kao napojna voda do tlaka i ulaza u generator pare. Time je kružni proces upotpunjen. Prikazi ovog procesa moguće je pratiti i na slikama 2.2 i 2.3 u T,s i h,s dijagramima.

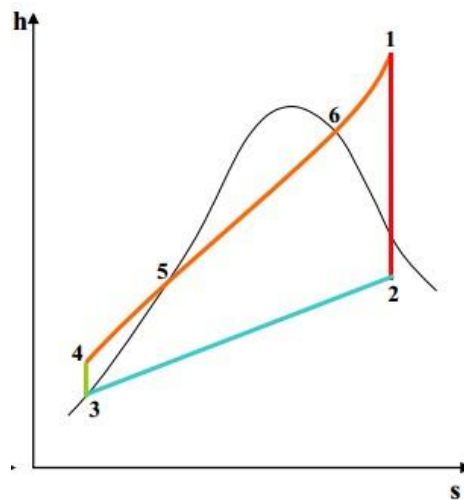


Slika 2.1 – Shema parne termoelektrane [1]



Slika 2.2 T,s dijagram parno turbinskog postrojenja [1]

U prikazanim dijagramima vidljivi su procesi koji se odvijaju u idealiziranom postrojenju. U generatoru pare napojna voda određenog tlaka se zagrijava od stanja 4 do stanja 5, mijenja agregatno stanje od stanja 5 do stanja 6 te se pregrijava na određenu temperaturu od stanja 6 do stanja 1. Tada para koja je pregrijava ulazi u turbinu i ekspandira kroz njene stupnjeve sve do tlaka koji vlada u kondenzatoru. Para stanja 2 je zasićena i kao takva ulazi u kondenzator te se kondenzira pomoću rashladne vode najčešće dovedene iz okoliša postrojenja. Vrela kapljevina stanja 3 pumpom se tlači na odgovarajući tlak generatora pare.

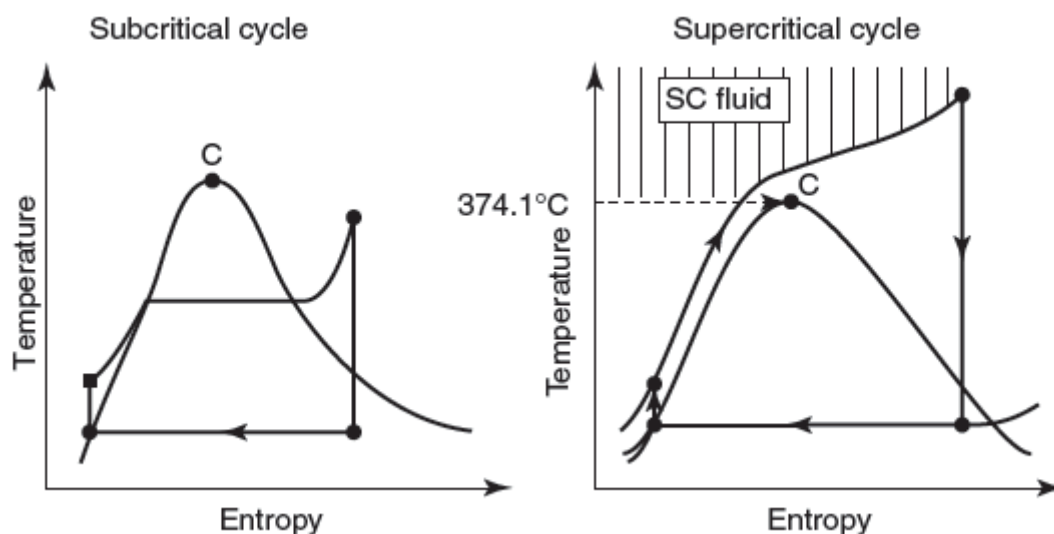


Slika 2.3 h,s dijagram parno turbinskog postrojenja[1]

2.2 Vrste parnih termoelektrana

Parne termoelektrane se mogu podijeliti, s obzirom na radni tlak pare, na podkritične, nadkritične i ultra-nadkritične termoelektrane. U posljednje vrijeme usavršavanjem tehnologija korištenih u termoelektranama kao i s napredcima na polju korištenih materijala koji moraju podnijeti izrazito visoke temperature i tlakove razvijaju se nekonvencionalne termoelektrane koje rade u nadkritičnom području stanja pare. Nadkritična stanja vodene pare su stanja koja su iznad kritične temperature od 374 °C i kritičnog tlaka od 221 bar [2]. Iznad te temperature i tlaka para prelazi u stanje nadkritičnog fluida. Za razliku od podkritičnih termoelektrana, nadkritične rade s pregrijanom parom većeg tlaka i veće temperature čime se postiže veći energijski stupanj iskoristivosti koji iznosi često i više od 45 %. Osim toga, radom termoelektrane u nadkritičnom području smanjuju se toplinski gubici, te se smanjuje i utjecaj

na zagađenje okoliša zbog manje količine potrebnog goriva, zbog veće iskoristivosti, te posljedično i manjih emisija dimnih plinova. Glavne komponente nadkritičnog postrojenja su iste kao i kod podkritične termoelektrane sastoje se od generatora pare, turbine, kondenzatora pare, pumpi, regenerativnih zagrijača napojne vode i otplinjača. Jedina razlika je u izvedbi generatora pare i materijalima koji se koriste prilikom izrade. Potrebna je visoka otpornost materijala na temperature te treba paziti na izvedbu zavarivanja spojeva zbog izrazito visokih tlakova koji se pojavljuju u takvim vrstama postrojenja. U novije vrijeme razvijene su i napredne ultra-nadkritične termoelektrane, ulaznih temperatura pare 700 °C i više, sve u svrhu daljnjeg poboljšanja iskoristivosti, te se iz tog razloga istraživanja sve više fokusiraju na izradu materijala s visokim udjelima nikla koji bi bili otporniji na još više temperature [2]. Takva napredna postrojenja donose daljnja povećanja u iskoristivosti, smanjenju potrošnje fosilnih goriva i emisija a samim time i sve više prisutnih troškova vezanih za penaliziranje koje je nadjenuto postrojenjima koja rade s fosilnim energentima [3]. Na slici 2.4 vidljiva je razlika tokova procesa za nadkritične i podkritične parametre pare prikazana u T-s dijagramu.



Slika 2.4 Usporedba nadkritičnog i podkritičnog procesa [4]

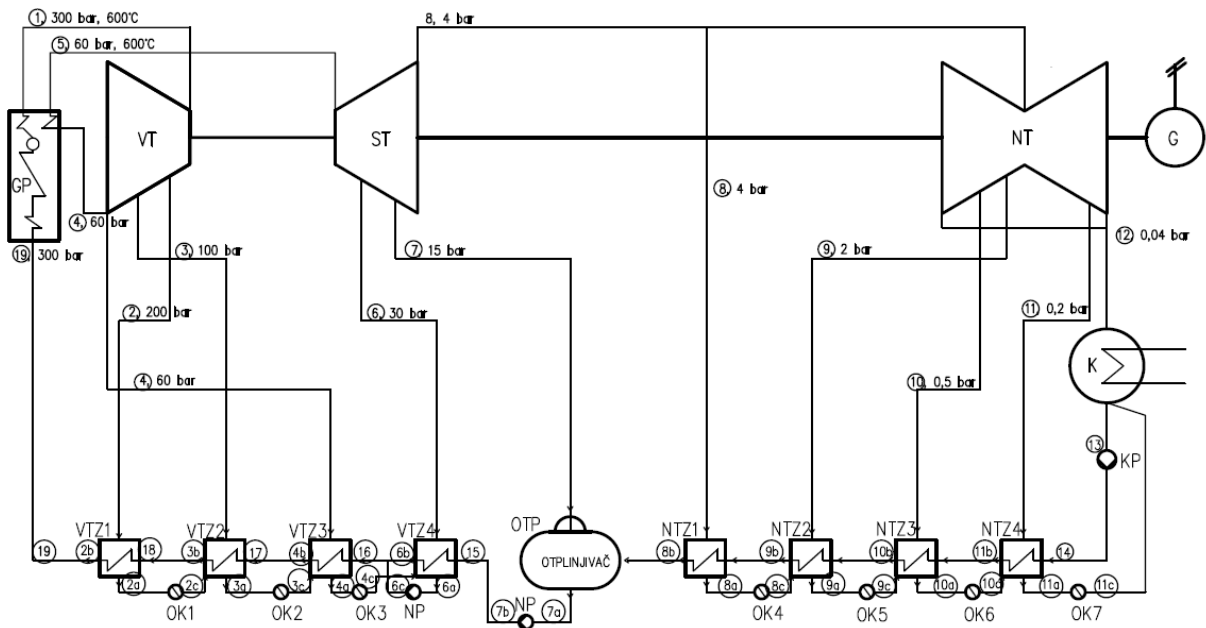
Ultra-nadkritične termoelektrane

Parne termoelektrane nadkritičnog tlaka su one kod kojih je tlak pare iznad 24,1 MPa te temperatura pare iznad 538/566 °C. Toplinska iskoristivost nadkritičnih termoelektrana je otprilike 40%. Ultra-nadkritične termoelektrane su razvijene zbog daljnjeg povećanja toplinske iskoristivosti termoelektrana. Za ultra-nadkritične termoelektrane tlak pare je povećan na 31 MPa te je temperatura pare iznosila 566 °C u prvom postrojenju takve vrste Kawagoe termoelektrane na prirodni plin u Japanu iskoristivosti 42% izgrađenoj 1997. godine. Nakon Kawagoe termoelektrane tlak ultra-nadkritičnih parnih postrojenja je smanjen na 25 MPa dok je temperatura podignuta na oko 600 °C te se ti parametri smatraju ultra nadkritičnim parametrima pare [2]. U Japanu 60% termoelektrana radi sa ultra nadkritičnim parametrima pare. Japan i Južna Koreja su predvodile u razvoju tehnologije i gradnji ultra nadkritičnih postrojenja čak i prije 2000. godine [6]. Sada u svijetu projektiranje i gradnja termoelektrana ultra nadkritičnih parametara pare postaje standard s obzirom na povećane iskoristivosti i smanjene emisije kao vodeće prednosti takvih postrojenja pogotovo u zemljama poput Japana, Sjedinjenih Američkih Država i zemljama Europe koje daju posebnu važnost ekonomičnom korištenju energenata to jest visokoj iskoristivosti i smanjenju emisija stakleničkih plinova. Danas ultra nadkritična postrojenja postižu iskoristivosti i od preko 47% [7,8].

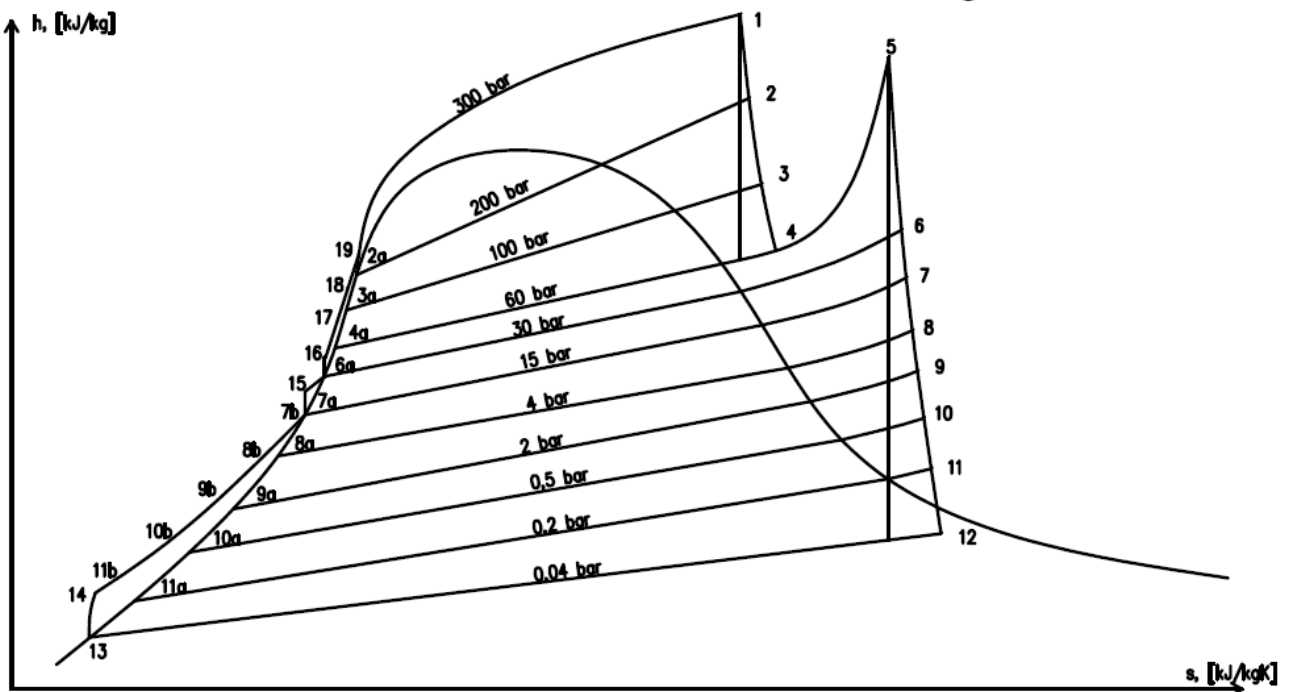
3. TOPLINSKI PRORAČUN – toplinska bilanca

3.1 Zadane vrijednosti i ulazni parametri

Za parnu termoelektranu nazivne snage 900 MW_{el}, s jednim međupregrijanjem i devet regenerativnih zagrijača napojne vode, od kojih su četiri visokotlačna, četiri niskotlačna i jedan u svrsi otplinjača, s radnim parametrima u nadkritičnom području, tlakom pare 300 bar i temperature 600 °C izrađena je termodinamička shema prikazana na slici 3.1. U nadkritičnom generatoru pare proizvodi se para temperature 600 °C i tlaka 300 bar (stanje 1). Takva para ulazi u visokotlačnu turbinu gdje ekspandira do tlaka prvog oduzimanja pare za prvi visokotlačni zagrijač napojne vode na 200 bar (stanje 2) , para dalje ekspandira u visokotlačnoj turbini do sljedećeg oduzimanja na tlaku od 100 bar za drugi visokotlačni regenerativni zagrijač vode (stanje 3) te naposljetku do izlaza iz visokotlačne turbine i oduzimanja za treći visokotlačni regenerativni zagrijač vode na tlaku od 60 bar (stanje 4). Ostatak pare ide na međupregrijanje pri 60 bar te se pregrijava ponovno do 600 °C (stanje 5). Tada pregrijava para ide u srednjetačnu turbinu u kojoj ekspandira do tlaka 30 bar pri kojem se oduzima para za četvrti visokotlačni regenerativni zagrijač vode (stanje 6). Preostala para dalje ekspandira u srednjetačnom kućištu turbine do tlaka od 15 bar za gdje se dio pare odvodi u otplinjač (stanje 7) , ostatak pare ekspandira do tlaka od 4 bar (stanje 8) gdje se dio pare odvodi za prvi niskotlačni zagrijač vode a ostatak pare se odvodi u niskotlačno kućište turbine gdje para opet ekspandira do sljedećeg oduzimanja (stanje 9) pri 2 bar nakon kojeg slijede daljnja oduzimanja pri tlakovima od 0,5 bar (stanje 10), 0,2 bar (stanje 11). Na izlazu iz niskotlačne turbine preostala para ima tlak od 0,04 bar (stanje 12). Nakon ekspanzije pare i oduzimanja za regenerativne zagrijače, preostala para kondenzira u kondenzatoru u kojem se održava podtlak od 0,04 bar te se nakon toga nastala vrela kapljevina tlači pumpom na sljedeći viši tlak i vodi prema niskotlačnim regenerativnim zagrijačima vode u kojima se voda postepeno zagrijava uz pomoć prethodno oduzete pare iz turbina (stanja 13, 14, 11b, 10b, 9b, 8b). Niskotlačni zagrijači vode su izvedeni s povratom kondenzata ekspanzijskim ventilima. Sljedeće napojna voda zajedno sa parom tlaka 15 bar ulazi u otplinjač te se miješaju i otplinjuju. Zatim se napojna voda tlači na tlak u generatoru pare od 300 bar te prolazi kroz visokotlačne zagrijače napojne vode (stanja 15, 16, 17, 18, 19) te na kraju ulazi u generator pare i tako zatvara kružni proces. Shemu postrojenja i pripadajuću h-s dijagram procesa prikazani su na slikama 3.1 i 3.2.



Slika 3.1 Shema postrojenja



Slika 3.2 h-s dijagram procesa

Tablica karakterističnih točaka procesa

U tablici 3.1 dani su parametri svih karakterističnih točaka u procesu. Realne entalpije su izračunate na visokotlačnoj i srednjetačnoj turbini sa unutarnjom iskoristivosti turbine od 0,95 a na niskotlačnoj i crpkama od 0,9.

Tablica 3.1 Karakteristične točke procesa

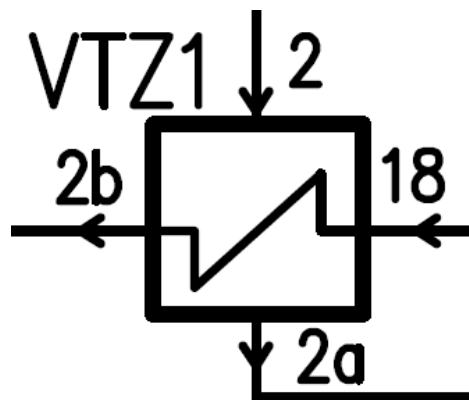
Točka	Maseni protoci [kg/s]	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpija [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
1.	822,36	300	600,00	3450,00	6,24	1593,97
2.	122,00	200	539,00	3360,00	6,30	1486,08
2.a	122,00	200	365,00	1810,00	3,99	624,80
2.b	822,36	300	360,00	1680,00	3,75	566,36
2.c	122,00	100	311,00	1760,00	3,97	580,77
3.	78,26	100	424,00	3170,00	6,32	1290,11
3.a	200,26	100	310,00	1400,00	3,35	405,62
3.b	822,36	300	315,00	1410,00	3,31	427,54
3.c	200,26	60	276,00	1380,00	3,33	391,58
4.	43,18	60	351,00	3040,00	6,33	1158,62
4.a	243,43	60	275,56	1210,00	3,02	314,01
4.b	822,36	300	270,56	1180,00	2,91	316,80
4.c	243,43	30	234,00	1190,00	3,00	299,97
5.	578,93	60	600,00	3658,00	7,17	1524,69
6.	35,88	30	488,00	3430,00	7,20	1287,74
6.a	279,31	30	234,00	1008,30	2,65	223,82
6.b	543,05	300	239,00	1040,00	2,64	257,31
6.c	279,31	300	241,00	1050,00	2,66	261,34
7.	60,57	15	384,00	3220,00	7,22	1071,78
7.a	543,05	15	198,00	844,60	2,31	160,29
7.b	543,05	300	202,00	875,00	2,31	190,69
8.	464,70	4	225,00	2910,00	7,28	743,89
8.a	17,78	4	143,62	602,00	1,77	78,70
8.b	482,48	15	130,00	546,40	1,63	64,84
8.c	17,78	2	120,00	591,00	1,75	73,66
9.	34,18	2	154,00	2780,00	7,30	607,93
9.a	51,96	2	120,23	504,80	1,53	53,05
9.b	482,48	15	110,00	461,35	1,42	42,40
9.c	51,96	0,5	81,30	489,00	1,51	43,21
10.	11,65	0,5	81,35	2642,80	7,54	399,17
10.a	81,39	0,5	77,90	326,00	1,05	17,36
10.b	482,48	15	70,00	294,00	0,95	13,99
10.c	81,39	0,2	60,10	317,00	1,03	14,33
11.	18,88	0,2	60,08	2525,80	7,58	270,24
11.a	100,27	0,2	56,00	234,00	0,78	5,57
11.b	482,48	15	55,00	231,30	0,77	7,04
11.c	100,27	0,04	29,00	229,00	0,78	2,35
12.	382,21	0,04	42,00	2336,80	7,70	45,47
13.	482,48	0,04	27,00	113,50	0,40	0,15
14.	482,48	15	29,20	128,00	0,44	1,53
15.	543,05	300	203,00	880,00	2,32	192,71
16.	822,36	300	240,00	1043,52	2,65	257,85
17.	822,36	300	271,50	1187,34	2,92	321,17
18.	822,36	300	315,00	1410,00	3,31	427,54
19.K	822,36	300	360,00	1680,00	3,75	566,36

3.2. Toplinska bilanca regenerativnih zagrijača

Postrojenje je projektirano s devet regenerativnih zagrijača napojne vode. Četiri su visokotlačna, četiri niskotlačna i jedan otvoreni zagrijač napojne vode koji ima i svrhu otplinjača. Za proračun količina pare za svako odvajanje za regenerativno zagrijavanje na turbinama potrebno je za svaki regenerativni zagrijač pare napraviti bilancu te pretpostaviti temperature pare. Tada će ta bilanca dati količine potrebne pare za odvajanje na svakom regenerativnom zagrijaču.

3.2.1. Bilanca visokotlačnih regenerativnih zagrijača

Visokotlačni regenerativni zagrijači napojne vode su izmjenjivači topline zatvorenog. Mediji koja izmjenjuju toplinu se ne miješaju, već su razdvojeni stijenkom te se toplina izmjenjuje prolazom topline kroz istu. Toplina s vodene pare oduzete na turbini konvekcijom se predaje na stijenku izmjenjivača, kroz stijenku se toplina provodi te opet sa stijenke se konvekcijom toplina predaje napojnoj vodi u povratu prema generatoru pare. Tada se napojna voda tlači na sljedeći veći tlak u procesu. Na slici 3.3 prikazan je regenerativni zagrijač VTZ1.



Slika 3.3 VTZ 1

Toplinska bilanca prvog visokotlačnog zagrijača napojne vode (VTZ1), računa se prema izrazu:

$$h_{2b} - h_{18} = \alpha_1(h_2 - h_{2a} - h_{18} + h_{2b})$$

Sve vrijednosti za izračun su poznate iz tablice 1. Realne entalpije se računaju prema pripadajućim unutarnjim iskoristivostima kućišta turbina prema izrazu:

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2t}) \cdot \eta_{i,vt}$$

S poznatim vrijednostima entalpija iz tablice 1. i izlučivanjem α_1 iz izraza izračunava se udio pare odvojene na prvom visokotlačnom regenerativnom zagrijaču napojne vode.

$$\alpha_1 = \frac{h_{2b} - h_{18}}{h_2 - h_{2a} + h_{2b} - h_{18}}$$

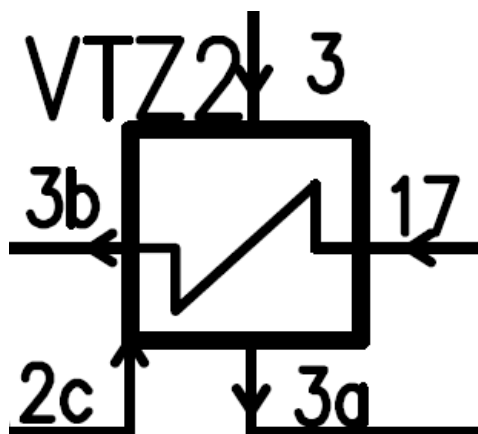
$$\alpha_1 = \frac{1680 - 1410}{3360 - 1810 + 1680 - 1410}$$

$$\alpha_1 = 0,148 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

Odvajanje pare ostalih oduzimanja računa se prema istom principu kao i kod prvog. Za drugi visokotlačni regenerativni zagrijač označen s VTZ 2. (slika 3.4)

Bilanca regenerativnog zagrijača VTZ 2 :

$$\alpha_2 \cdot (h_3 - h_{3a} + h_{3b} - h_{17}) = (1 - \alpha_1)(h_{3b} - h_{17})$$



Slika 3.4 VTZ2

Udio pare odvojene za zagrijavanje napojne vode na drugom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h_{3b} - h_{17})}{h_3 - h_{3a} + h_{3b} - h_{17}}$$

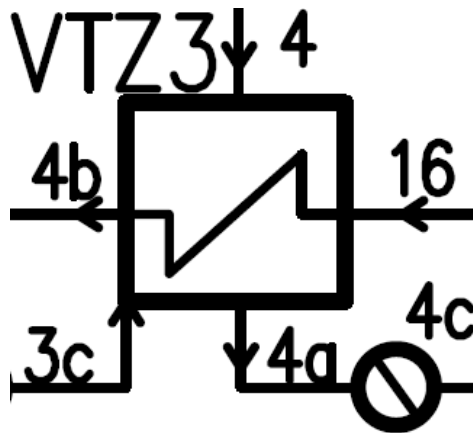
$$\alpha_2 = \frac{(1 - 0,148)(1410 - 1187,34)}{3170 - 1400 + 1410 - 1187,34}$$

$$\alpha_2 = 0,095 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

Za treći visokotlačni regenerativni zagrijač označen s VTZ 3 (slika 3.5).

Bilanca regenerativnog zagrijača VTZ 3:

$$\alpha_3 \cdot (h_4 - h_{4a} + h_{4b} - h_{16}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{4b} - h_{16})$$



Slika 3.5 VTZ3

Udio pare odvojene za zagrijavanje napojne vode na trećem visokotlačnom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{4b} - h_{16})}{h_4 - h_{4a} + h_{4b} - h_{16}}$$

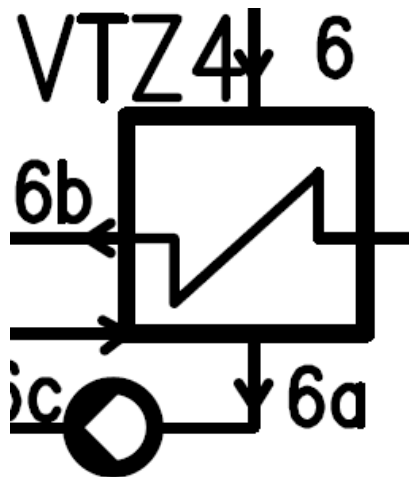
$$\alpha_3 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095)(1180 - 1043,52)}{3040 - 1210 + 1180 - 1043,52}$$

$$\alpha_3 = 0,053 \frac{kg \text{ oduzete pare}}{kg \text{ ulazne pare}}$$

Za četvrti visokotlačni regenerativni zagrijač označen s VTZ 4 (slika 3.6).

Bilanca regenerativnog zagrijača VTZ 4:

$$\alpha_4 \cdot (h_6 - h_{6a} + h_{6b} - h_{15}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{6b} - h_{15})$$



Slika 3.6 VTZ4

Udio pare odvojene za zagrijavanje napojne vode na četvrtom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

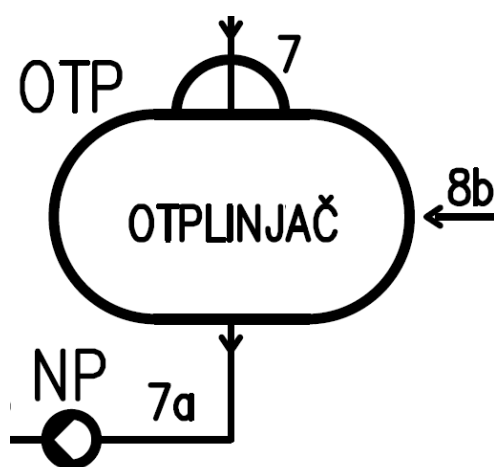
$$\alpha_4 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_{6b} - h_{15})}{h_6 - h_{6a} + h_{6b} - h_{15}}$$

$$\alpha_4 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053)(1040 - 880)}{3430 - 1008,3 + 1040 - 880}$$

$$\alpha_4 = 0,044 \frac{kg \text{ oduzete pare}}{kg \text{ ulazne pare}}$$

3.2.2. Bilanca otplinjača napojne vode

Nakon niskotlačnih i prije visokotlačnih zagrijača napojne vode nalazi se otplinjač to jest otvoreni regenerativni zagrijač s direktnim miješanjem oduzete vodene pare iz srednjetačnog kućišta turbine tlaka 15 bar i napojne vode istog tlaka (slika 3.7). U samom otplinjaču također dolazi do termičkog otplinjavanja napojne vode od otopljenih plinova iz napojne vode to jest kisika i ugljikovog dioksida. Važnost otplinjavanja otopljenih plinova (O_2 i CO_2) je prvenstveno zbog njihovog korozivnog djelovanja na generator pare i ostale dijelove postrojenja [9].



Slika 3.7 Otplinjač

Izraz bilance topline otplinjača napojne vode je:

$$\alpha_5(h_7 - h_{8b}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4)(h_{7a} - h_{8b})$$

Udio pare odvajan za potrebe otplinjavanja računa se kao:

$$\alpha_5 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4)(h_{7a} - h_{8b})}{h_7 - h_{8b}}$$

$$\alpha_5 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053 - 0,044)(844,6 - 546,4)}{3220 - 546,40}$$

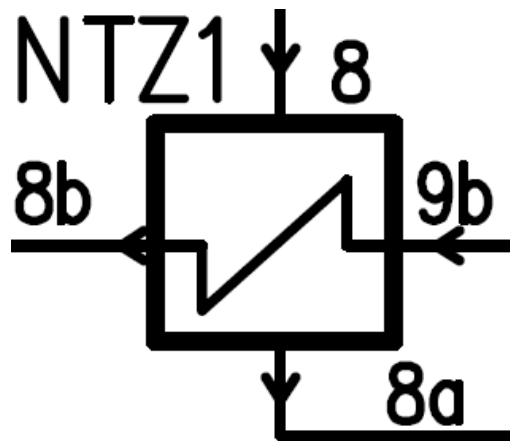
$$\alpha_5 = 0,074 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

3.2.3. Bilance niskotlačnih regenerativnih zagrijača

Niskotlačni regenerativni zagrijači napojne vode rade na istom principu kao i visokotlačni zagrijači to jest kao zatvoreni izmjenjivači topline ali na tlakovima manjim od 10 bar. Toplina se izmjenjuje prolazom topline kroz izmjenjivačke površine između pare oduzete iz niskotlačne turbine i kondenzata tlačnog nakon kondenzatora. Odvajanje prilikom šestog oduzimanja za prvi niskotlačni regenerativni zagrijač označen s NTZ 1 (slika 3.8).

Bilanca regenerativnog zagrijača NTZ 1:

$$\alpha_6 \cdot (h_8 - h_{8a}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5)(h_{8b} - h_{9b})$$



Slika 3.8 NTZ1

Udio pare koji se odvaja za zagrijavanje napojne vode na šestom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_6 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5)(h_{8b} - h_{9b})}{h_8 - h_{8a}}$$

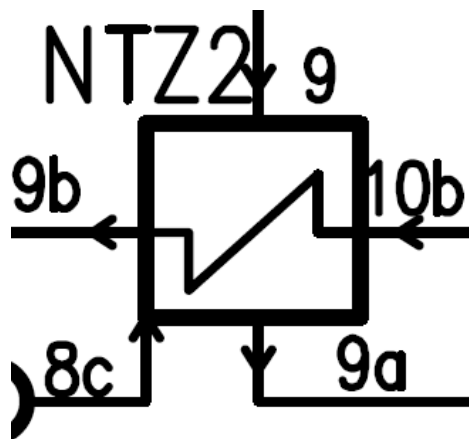
$$\alpha_6 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053 - 0,044 - 0,074)(546,40 - 461,35)}{2910 - 602}$$

$$\alpha_6 = 0,022 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

Odvajanje prilikom sedmog oduzimanja za drugi niskotlačni regenerativni zagrijač označen s NTZ 2 (slika 3.9).

Bilanca regenerativnog zagrijača NTZ 2:

$$\alpha_7 \cdot (h_9 - h_{9a}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)(h_{9b} - h_{10b})$$



Slika 3.9 NTZ2

Udio pare koja se odvaja za zagrijavanje napojne vode na sedmom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_7 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)(h_{9b} - h_{10b})}{h_9 - h_{9a}}$$

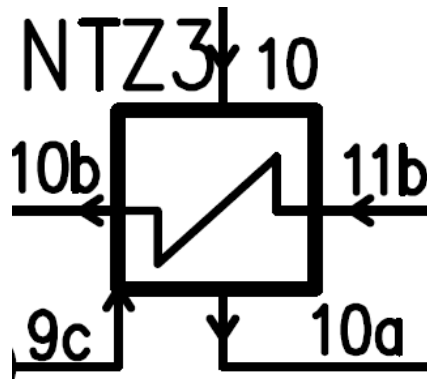
$$\alpha_7 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053 - 0,044 - 0,074 - 0,022)(461,35 - 294)}{2780 - 504,80}$$

$$\alpha_7 = 0,042 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

Odvajanje prilikom osmog oduzimanja za treći niskotlačni regenerativni zagrijač označen s NTZ 3 (slika 3.10).

Bilanca regenerativnog zagrijača NTZ 3:

$$\alpha_8 \cdot (h_{10} - h_{10a}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7)(h_{10b} - h_{11b})$$



Slika 3.10 NTZ3

Udio pare koja se odvaja za zagrijavanje napojne vode na osmom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_8 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7)(h_{10b} - h_{11b})}{h_{10} - h_{10a}}$$

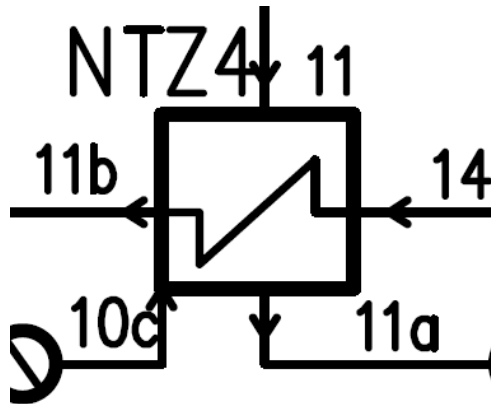
$$\alpha_8 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053 - 0,044 - 0,074 - 0,022 - 0,042)(294 - 231,3)}{2642,8 - 326}$$

$$\alpha_8 = 0,014 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

Odvajanje prilikom posljednjeg, devetog oduzimanja za četvrti niskotlačni regenerativni zagrijač označen s NTZ 4 (slika 3.11).

Bilanca regenerativnog zagrijača NTZ 4:

$$\alpha_9 \cdot (h_{11} - h_{11a}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8)(h_{11b} - h_{14})$$



Slika 3.11 NTZ4

Udio pare koja se odvaja za zagrijavanje napojne vode na devetom regenerativnom zagrijaču se tada računa kao:

$$\alpha_9 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8)(h_{11b} - h_{14})}{h_{11} - h_{11a}}$$

$$\alpha_9 = \frac{(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053 - 0,044 - 0,074 - 0,022 - 0,042 - 0,014)(231,3 - 128)}{2525,8 - 234}$$

$$\alpha_9 = 0,023 \frac{\text{kg oduzete pare}}{\text{kg ulazne pare}}$$

U tablici 3.2 dani su prethodno izračunati udjeli pare koju je potrebno odvojiti na pojedinim odvajanjima na turbinskim kućištima kako bi količina pare zadovoljila potrebu u zagrijačima napojne vode. Posebno se ističe prvo oduzimanje koje je najvećeg količinskog iznosa kao i temperature i tlaka odvojene pare.

Tablica 3.2 Udio oduzete pare pri pojedinim oduzimanjima

Oduzimanja pare za zagrijače		
α_1	121,998	kg/s
α_2	78,257	kg/s
α_3	43,175	kg/s
α_4	35,879	kg/s
α_5	60,569	kg/s
α_6	17,779	kg/s
α_7	34,181	kg/s
α_8	11,651	kg/s
α_9	18,880	kg/s

3.3 Količina proizvedene pare u generatoru pare

Za izračunavanje potrebne količine pare koju je potrebno proizvesti u generatoru pare nužno je poznavati unutarnje specifične radove pare u turbinskim kućištima između oduzimanja. Unutarnji specifični radovi turbinskih stupnjeva računaju se kao razlika entalpija prije i nakon pojedinog oduzimanja kao što je prikazano izrazom:

$$w = \Delta h$$

Unutarnji specifični rad prije prvog oduzimanja u visokotlačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_1 = h_1 - h_2$$

$$w_1 = 3450 - 3360$$

$$w_1 = 90 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije drugog oduzimanja u visokotlačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_2 = h_2 - h_3$$

$$w_2 = 3360 - 3170$$

$$w_2 = 190 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije trećeg oduzimanja nakon visokotlačne turbine može se izračunati kao:

$$w_3 = h_3 - h_4$$

$$w_3 = 3170 - 3040$$

$$w_3 = 130 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije četvrtog oduzimanja u srednjetačnoj turbini nakon međupregrijanja pare može se izračunati kao:

$$w_4 = h_5 - h_6$$

$$w_4 = 3658 - 3430$$

$$w_4 = 228 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije petog oduzimanja u srednjetačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_5 = h_6 - h_7$$

$$w_5 = 3430 - 3220$$

$$w_5 = 210 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije šestog oduzimanja nakon srednjetačne turbine može se izračunati kao:

$$w_6 = h_7 - h_8$$

$$w_6 = 3220 - 2910$$

$$w_6 = 310 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije sedmog oduzimanja u niskotlačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_7 = h_8 - h_9$$

$$w_7 = 2910 - 2780$$

$$w_7 = 130 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije osmog oduzimanja u niskotlačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_8 = h_9 - h_{10}$$

$$w_8 = 2780 - 2642,8$$

$$w_8 = 137,2 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad prije zadnjeg, devetog oduzimanja u niskotlačnoj turbini može se izračunati kao:

$$w_9 = h_{10} - h_{11}$$

$$w_9 = 2642,8 - 2525,8$$

$$w_9 = 117 \text{ kJ/kg}$$

Unutarnji specifični rad nakon zadnjeg, devetog oduzimanja u niskotlačnoj turbini do kondenzatora može se izračunati kao:

$$w_{10} = h_{11} - h_{12}$$

$$w_{10} = 2525,8 - 2336,8$$

$$w_{10} = 189 \text{ kJ/kg}$$

Uz unutarnje specifične radove svakog pojedinog dijela kućišta i uz poznavanje mehaničke iskoristivost turbinskog sklopa od $\eta_m = 0,98$ te iskoristivosti generatora električne energije koja iznosi $\eta_{eg} = 0,99$, sveukupna količina pregrijane pare koju je potrebno proizvesti u generatoru pare može se računati prema izrazu:

$$D = \frac{P_{el}}{w_1 + w_2(1 - \alpha_1) + w_3(1 - \alpha_1 - \alpha_2) + w_4(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) + w_5(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) + w_6(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) + w_7(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) + w_8(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7) + w_9(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8) + w_{10}(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8 - \alpha_9)\eta_m\eta_{eg}}$$

Tim izrazom dobiva se količina pregrijane pare koju generator pare treba proizvesti da bi postrojenje proizvelo 900 MW električne energije na generatoru električne energije:

$$D = 822,36 \text{ kg/s} = 2960,49 \text{ t/h}$$

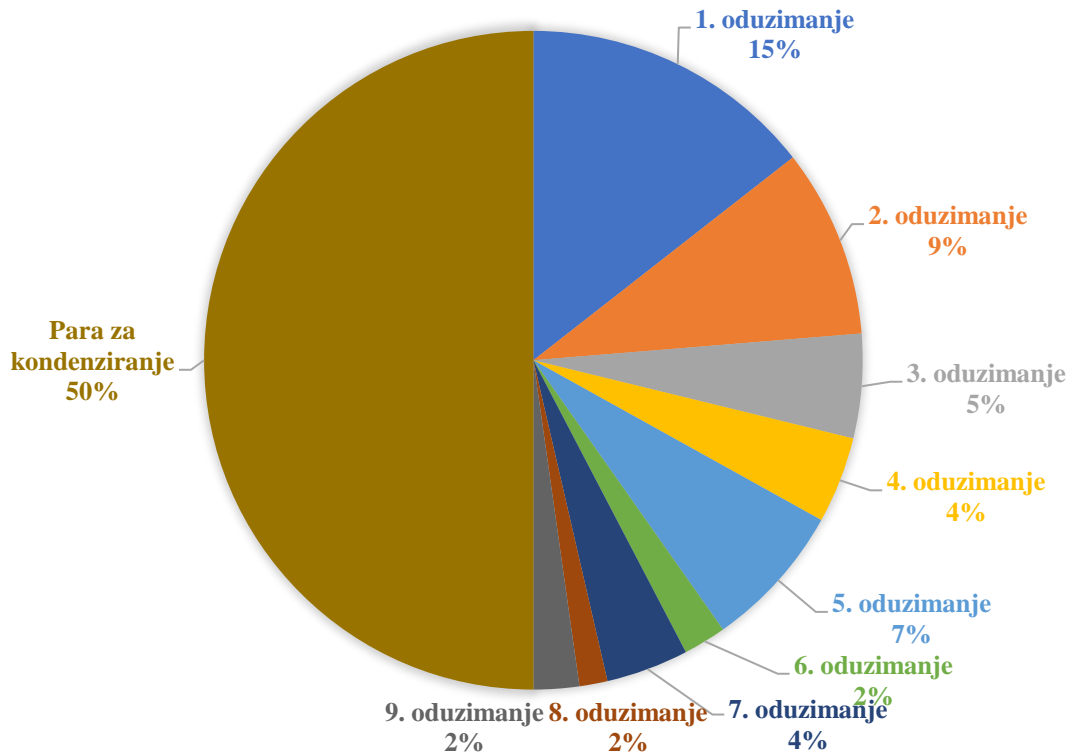
Poznavanjem ukupne količine proizvedene pare i prethodno izračunate udjele oduzete pare moguće je izračunati točne količine pare za oduzimanja za pojedine regenerativne zagrijače napojne vode kao što je prikazano u tablici 3.3.

Tablica 3.3 Količine pare

Redni broj oduzimanja	Količine pare za oduzimanje			
1.	121,998	kg/s	439,1941	t/h
2.	78,257	kg/s	281,7252	t/h
3.	43,175	kg/s	155,4312	t/h
4.	35,879	kg/s	129,1641	t/h
5.	60,569	kg/s	218,0486	t/h
6.	17,779	kg/s	64,00603	t/h
7.	34,181	kg/s	123,0502	t/h
8.	11,651	kg/s	41,94453	t/h
9.	18,880	kg/s	67,96802	t/h
Ukupno oduzeto	399,989	kg/s	1439,961	t/h
Para za kondenziranje	422,370	kg/s	1520,532	t/h

Zbog velikog broja oduzimanja u svrhu regenerativnog zagrijavanja u ovom postrojenju, čak devet, smanjuje se količina pare koju je potrebno ukupljiti u kondenzatoru kao što je jasno vidljivo na slici 3.12, te je posljedično potrebna manja količina rashladne vode i manje površine kondenzatora nego u slučaju kada sva proizvedena para mora prolaziti kroz kondenzator. Također velika količina energije uštedi se regenerativnim zagrijavanjem napojne vode te se time smanjuje potrebna količina topline koja se dovodi u generatoru pare a time i utrošena količina goriva te i emisije dimnih plinova. S obzirom da je smanjena i količina rashladne vode potrebna za kondenziranje potrebna snaga za pogon pumpe rashladne vode kondenzatora je također manja.

UDJELI PARE PO ODUZIMANJIMA



Slika 3.12 Udjeli pare po odzimanjima

3.4. Teoretska i realna iskoristivost procesa

Iskoristivost procesa definira se kao omjer proizvedene mehaničke energije, umanjene za utrošenu mehaničku energiju, i uložene toplinske energije. Potrebno je svaki entalpijski pad pomnožiti sa pripadajućim količinom pare koja vrši taj pad ili za koju se troši energija na podizanje tlaka u pumpama ili dovodi toplina u generatoru pare [1]. Iznosi su prikazani u tablici 4.

$$\eta = \frac{\text{proizvedena mehanička energija} - \text{utrošena mehanička energija}}{\text{dovedena toplinska energija}}$$

Za računanje teoretske iskoristivosti procesa koriste se entalpije oduzimanja pare u idealnom slučaju to jest kada nisu uzeti u obzir gubitci koji nastaju u kućištima turbina i pumpama. Tako izračunata teorijska iskoristivost iznosi:

$$\eta_t = 0,4799$$

Za računanje realne iskoristivosti u obzir je potrebno uzeti gubitke koji se pojavljuju u procesu to jest u kućištima turbina i pumpama (0,95 iskoristivost VT i ST 0,9 iskoristivost NT i pumpe) te su tada iznosi entalpija srazmjerno s iskoristivostima turbina i pumpa drugačiji. Prikaz dobivenih i utrošenih radova te dovedene topline može se vidjeti u tablici 3.4. Tako izračunata realna iskoristivost iznosi:

$$\eta_r = 0,4455.$$

Tablica 3.4 Radovi i iskoristivosti

	Teorijski rad	Realni rad
Ukupni dobiveni rad [kJ/kg]	1128,03	1056,79
Ukupni utrošeni rad [kJ/kg]	55,23	60,75
Ukupno dovedena toplina [kJ/kg]	2235,52	2235,52
Iskoristivost	0,4799	0,4455

Na kraju realnu iskoristivost postrojenja možemo pomnožiti sa mehaničkom iskoristivosti ($\eta_m = 0,98$) i iskoristivosti električnog generatora ($\eta_{eg} = 0,99$) te za rezultat dobivamo iskoristivost postrojenja [1].

$$\eta_e = \eta_r \times \eta_m \times \eta_{eg}$$

$$\eta_e = 0,4455 \times 0,98 \times 0,99$$

$$\eta_e = 0,4323$$

3.5. Potrošnja prirodnog plina kao goriva

Pogonsko gorivo za ovu termoelektranu je prirodni plin koji je smjesa više ugljikovodika od kojih je, u najvećem dijelu prisutan, metan (CH₄). Također se pojavljuju i ostali ugljikovodici kao što su etan (C₂H₆), propan (C₃H₈), butan (C₄H₁₀) te neki teži ugljikovodici. Prirodni plin također može sadržati i ugljični dioksid i dušik, a moguć je i sadržaj nekih drugih plinova. Potrošnja goriva se jednostavno može izračunati poznavajući iskoristivost generatora pare i parovoda te donje ogrjevne moći goriva. Donja ogrjevna moć goriva je izračunata uz pomoć podataka referentne kromatografske analize prirodnog plina za 2019. godinu na mjernoj lokaciji u Puli koju je izvršio Hep d.d [10]. Potrošnja goriva za date parametre je izračunata uz pomoć sljedeće jednadžbe:

$$B = \frac{D(h_1 - h_{19}) + D(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_5 - h_4)}{\eta_{GP} \cdot \eta_P \cdot H_d}$$

$$B = \frac{822,36(3450 - 1680) + 822,36(1 - 0,148 - 0,095 - 0,053)(3658 - 3040)}{0,93 \cdot 0,99 \cdot 49230}$$

$$B = 39,61 \frac{kg}{s} = 142,58 \frac{t}{h}$$

3.6. Izgaranje i emisije dimnih plinova

Već je prethodno usvojena donja ogrjevna moć korištenog goriva, prirodnog plina, pomoću sastava dobivenog kromatografskom analizom plina, te ona iznosi H_d=49,23 MJ/kg [10]. Svojstva i sastav plina su prikazani u tablici 3.5.

Tablica 3.5 Svojstva i sastav prirodnog plina

Svojstva i sastav plina		
Metan (CH ₄)	99,084	%
Etan (C ₂ H ₆)	0,013	%
Dušik	0,866	%
CO ₂	0,034	%
Gustoća plina	0,7226	kg/m ³
Donja volumna toplinska vrijednost	35,573	kJ/m ³
Donja ogrjevna moć goriva	49,230	kJ/m ³

Za izračun količine dimnih plinova potrebno je znati teoretsku minimalnu količinu zraka potrebnu za izgaranje koji ju moguće izračunati po sljedećem izrazu:

$$V_{zmin} = \frac{1}{21} \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \varphi_{C_m H_n} \right] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Gdje je $\varphi_{C_m H_n}$ volumni udio određenog ugljikovodika u [%]

$$V_{zmin} = \frac{1}{21} \left[\left(1 + \frac{4}{4} \right) 99,084 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) 0,013 \right] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{zmin} = 9,439 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Zatim je moguće izračunati stvarnu količinu potrebnog zraka poznavajući pretičak zraka potrebnog za uspješno izgaranje; Usvaja se $\lambda = 1,05$ za plinovito gorivo.

$$V_z = \lambda V_{zmin} \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_z = 1,05 * 9,439 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_z = 9,911 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Za računanje minimalne količine suhih dimnih plinova za plinovita goriva možemo koristiti izraz:

$$V_{pl,s min} = \frac{1}{100} (\varphi_{CO_2} + \sum m \varphi_{C_m H_n} + \varphi_{N_2} + 79 * V_{zmin}) \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl,s min} = \frac{1}{100} (0,034 + 99,084 + 2 * 0,013 + 0,866 + 79 * 9,439) \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl,s min} = 8,457 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Za računanje stvarne količine suhih dimnih plinova za plinovita goriva možemo koristiti izraz:

$$V_{pl,s} = V_{pl,s \min} + (\lambda - 1)V_{zmin} \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl,s} = 8,457 + (1,05 - 1) \cdot 9,439 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl,s} = 8,929 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Količinu H₂O u obliku vodene pare u dimnim plinovima računamo izrazom:

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \left[\sum \frac{n}{2} \varphi_{C_m H_n} \right] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \left[\frac{4}{2} * 99,084 + \frac{6}{2} 0,013 \right] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{H_2O} = 1,982 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Tada se količina vlažnih dimnih plinova računa:

$$V_{pl} = V_{pl,s} + V_{H_2O} \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl} = 8,929 + 1,982 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{pl} = 10,911 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Količine pojedinih dimnih plinova možemo izračunati sljedećim izrazima:

Količina ugljična dioksida:

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} [\varphi_{CO_2} + \sum m \varphi_{C_m H_n}] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} [0,034 + 99,084 + 2 \cdot 0,013] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{CO_2} = 0,9914 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Količina dušika:

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} [\varphi_{N_2} + 79 \lambda V_{zmin}] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} [0,866 + 79 \cdot 1,05 \cdot 9,439] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{N_2} = 7,838 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Količina kisika:

$$V_{O_2} = \frac{21}{100} [(\lambda - 1) V_{zmin}] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{O_2} = \frac{21}{100} [(1,05 - 1) \cdot 9,439] \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

$$V_{O_2} = 0,099 \left[\frac{m_N^3}{m_{NG}^3} \right]$$

Te njihov sastav u ukupnim dimnim plinovima računamo po sljedećim izrazima:

Udio ugljičnog dioksida u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{Pl}} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{CO_2} = \frac{0,9914}{10,911} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{CO_2} = 9,09[\%]$$

Udio dušika u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{Pl}} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{N_2} = \frac{7,838}{10,911} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{N_2} = 71,84[\%]$$

Udio vodene pare u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{Pl}} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{H_2O} = \frac{1,982}{10,911} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{H_2O} = 18,17[\%]$$

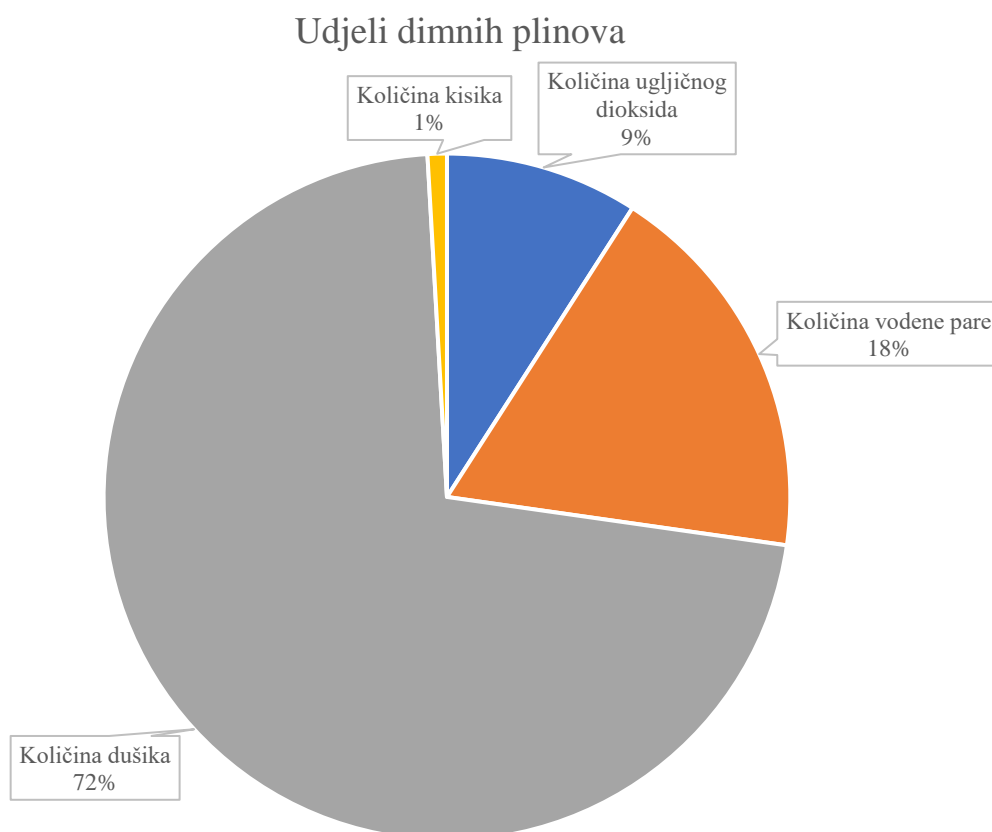
Udio kisika u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{Pl}} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{O_2} = \frac{0,099}{10,911} \cdot 100[\%]$$

$$\varphi_{O_2} = 0,91[\%]$$

Na slici 3.13 su prikazani udjeli dimnih plinova.



Slika 3.13 Udjeli dimnih plinova

Iako je udio ugljičnog dioksida u dimnim plinovima svega oko 9% i dalje je utjecaj koji ispuštanje te količine dimnih plinova ima na okoliš velik. Za svaki normni metar kubni goriva nakon izgaranja u dimnim plinovima je prisutno 0,9914 metara normnih kubnih CO₂ što kada se uzme u obzir potrošnja goriva u jednom ovakvom postrojenju daje iznos od više od 107 kilograma CO₂ svake sekunde rada postrojenja.

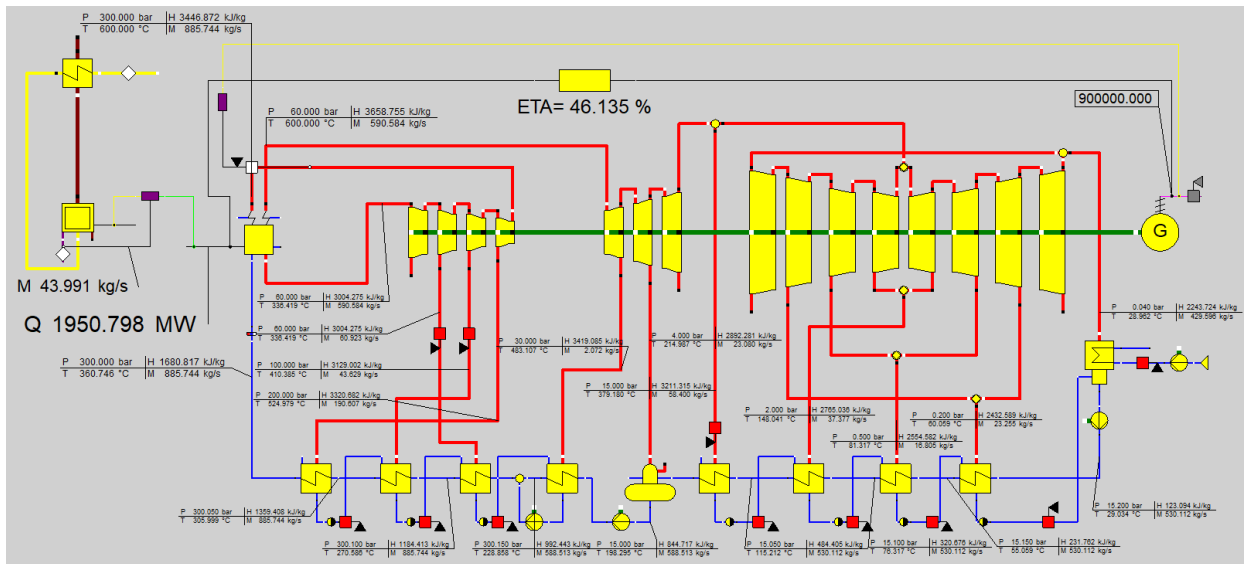
3.7. Mjere za smanjenje emisije ugljikovog dioksida

Uz sve potrebne vrste i načine odvajanja i smanjivanja količina štetnih produkata iz dimnih plinova koja su nužna za rad modernih postrojenja za ovo se postrojenje također predlaže moderna izvedba sustava za smanjivanje količine ugljičnog dioksida iz struje dimnih plinova metodom sakupljanja i skladištenja ugljikovog dioksida (tzv. Carbon Capture and Storage - CCS). Procesi sakupljanja i pohranjivanja ugljikovog dioksida prije nego što on završi u

proizvodnju energije. Također, visoki „porezi“ i penali koji se u posljednje vrijeme određuju velikim postrojenjima koja emitiraju ugljični dioksid kao što su termoelektrane koje koriste fosilno gorivo veliki su poticaj razvitku i implementaciji ovakvih tehnoloških rješenja.

3.8. Utjecaj promjene parametara ulazne pare na iskoristivost, potrošnju goriva i emisije CO₂

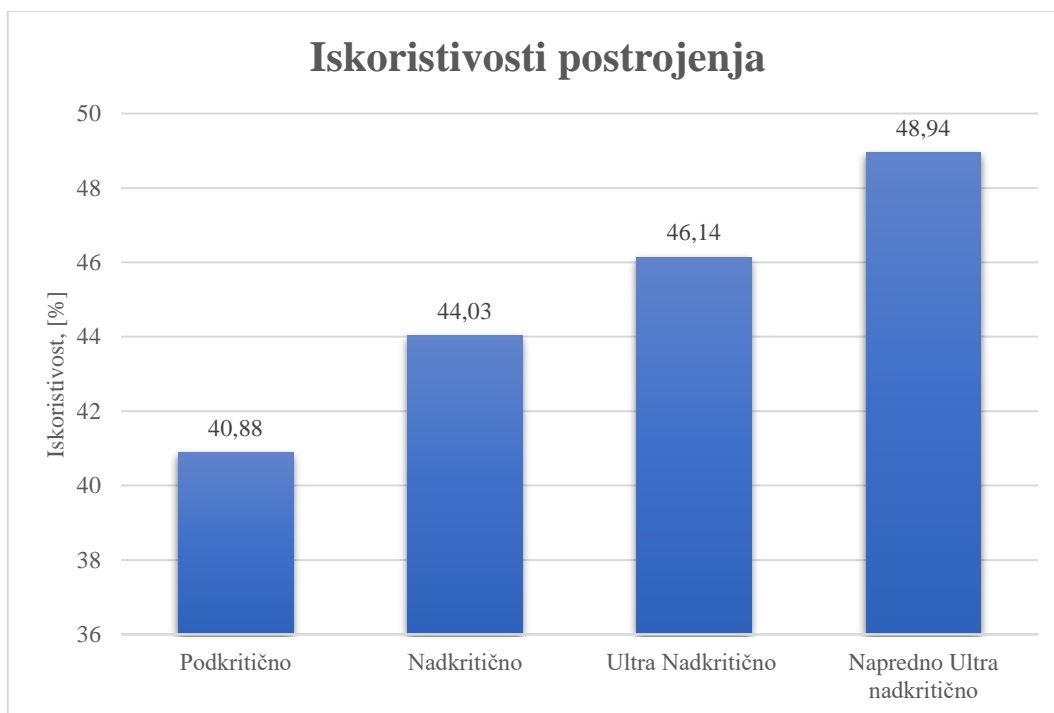
Usporedba utjecaja promjene parametara je olakšana primjenom matematičkog modela postrojenja načinjenog u programskom paketu Epsilon Professional. Upotreba matematičkog modela omogućuje vrlo brzu i jednostavnu usporedbu svih parametara procesa. To je veoma interesantno u toku projektiranja ovakvih postrojenja, te uvelike smanjuje vrijeme potrebno za takve izračune i mogućnost pogreške u računu. Za primjer u tablici 3.6 dani su podatci o iskoristivosti, potrošnji goriva i emisija CO₂ u postrojenju koje mora isporučiti 900 MW električne energije. Za dobivanje tih rezultata potrebno je jedino utjecati na podatke pregrijane pare na elementu generatora pare promjenom podataka tlaka i temperature pare na izlazu iz samog generatora i nakon međupregrijanja. Za primjer su dani rezultati za jedno postrojenje koje bi radilo sa podkritičnim tlakom i temperaturom, sa nadkritičnim, ultra nadkritičnim (prethodno izračunato), te naprednim ultra nadkritičnim stanjem pare. Iz usporedbe je jasno vidljiva prednost nadkritičnih postrojenja koja za istu dobivenu energiju koriste znatno manje goriva te su samim time i iskoristivosti veće, a emisije manje. Rezultati su uspoređeni na grafičkim prikazima na slikama 3.16 i 3.17. U grafičkom prikazu je također jasno vidljiv trend u kojem povećanjem parametara pare (tlaka i temperature) iskoristivosti postrojenja rastu te to posljedično utječe na smanjenje potrošnje goriva a time i na emisiju ugljičnog dioksida u okoliš. Na slici 3.15 prikazan je model u programu Epsilon professional [13]. Rezultati dobiveni programom se razlikuju od prethodno dobivenih rezultata klasičnim proračunom s obzirom da matematički model puno točnije opisuje proces i u stanju je prikazati realnije stanje uvjeta procesa.



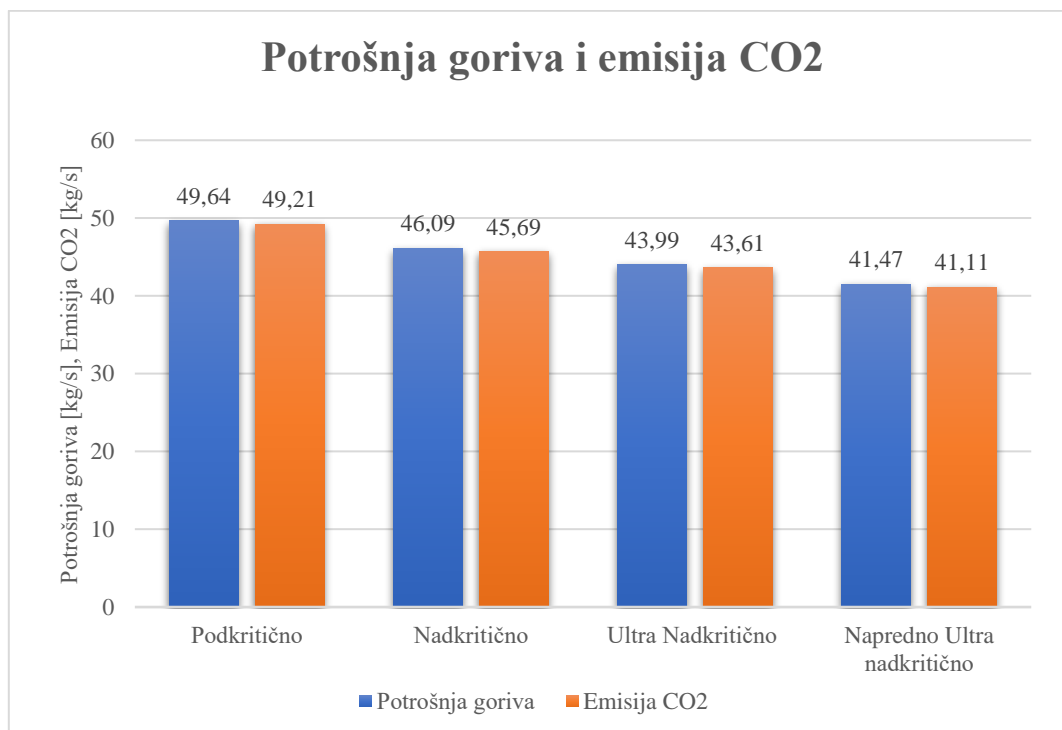
Slika 3.15 Model u programu Epsilon Professional [13]

Tablica 3.6 Usporedba dobivenih rezultata

Tip postrojenja	Podkritično	Nadkritično	Ultra Nadkritično	Napredno Ultra nadkritično	
Tlak pare	200	230	300	340	bar
Temperatura pare	500	570	600	720	°C
Iskoristivost	40,88	44,03	46,14	48,94	%
Potrošnja goriva	49,64	46,09	43,99	41,47	kg/s
Emisije CO2	49,21	45,69	43,61	41,11	kg/s



Slika 3.16 Usporedba iskoristivosti po tipovima postrojenja



Slika 3.17 Usporedba potrošnje goriva i emisije CO₂

4. ENERGIJSKA I EKSERGIJSKA ANALIZA

Energijska analiza prikazuje odnos dovedenih i odvedenih toplinskih tokova u nekom kontrolnom volumenu bez obzira na stanje okoline koja ga okružuje. Temelj energijske analize je prvi zakon termodinamike. Prvi zakon termodinamike govori o očuvanju energije, to jest da je zbroj količina topline i mehaničkog rada u zatvorenom sustavu stalan. Bilanca energija i masa za neki kontrolni volumen može se definirati u ustaljenom stanju zanemarujući kinetičku i potencijalnu energiju [14]. Bilanca za otvoreni sustav se prikazuje sljedećim izrazom:

$$\sum \dot{m}_{ul} = \sum \dot{m}_{izl}$$

$$\dot{Q} - P = \sum \dot{m}_{izl} \cdot h_{izl} - \sum \dot{m}_{ul} \cdot h_{ul} + \dot{E}_{nD}$$

Ukupni energijski tok fluida može se izračunati jednadžbom:

$$\dot{E}_n = \dot{m} \cdot h$$

Energijska iskoristivost se računa na različite načine s obzirom na izvedbu i oblik sustava za koji se računa. Općenito se energijska iskoristivost može izraziti kao:

$$\eta_{en} = \frac{\text{Izlazna Energija}}{\text{Ulazna Energija}}$$

Izraz „eksergija“ uveo je Rant 1957. te je bio izučavan kao takav u istočno europskim državama ali ne i u ostatku svijeta sve do ranih 1970-ih kada je izraz ponovno zaživio zahvaljujući energetske krizi. Briga o sve nepristupačnijim i oskudnijim resursima i energentima potakla je ponovni interes u očuvanje energije te ponovno uvela izraz eksergije kao koncept i alat za bolje shvaćanje održivosti [15]. Temelj eksergijske analize je drugi zakon termodinamike. U eksergijskoj analizi moguće je pokazati odnos dovedenih i odvedenih toplinskih tokova kontrolnom volumenu ali se u tom odnosu uzima u obzir i stanje okoline kontrolnog volumena. Veličina eksergije nekog sustava ovisi o stanju unutar sustava kao i o stanju okoliša koji ga okružuje. Njihova razlika je nula samo u slučaju kada je sustav u ravnoteži sa svojom okolinom.

Eksergijska analiza je kombinacija prvog i drugog zakona termodinamike. Ona može ukazati na gubitke kvalitete to jest potencijala rada nekog sustava [16]. Takvom analizom moguće je odrediti lokacije, vrste i veličine gubitaka koji se pojavljuju u procesu. Iskoristivosti koje koriste eksergijsku analizu imaju više smisla i korisnosti uspoređujući koliko je neki proces blizu idealnog, to jest koliko ga je još moguće unaprijediti. Eksergijskom analizom moguće je prepoznati koliko je moguće unaprijediti neki proces smanjujući neučinkovitost. U praksi je općeprihvaćeno da se termodinamički učinci najbolje procjenjuje eksergijskom analizom jer ona daje više uvida i korisnija je u poboljšanju iskoristivosti procesa od energijske analize [17]. Ključna prednost eksergijske analize nad energijskom je u tome što eksergija analiza procesa je bolja procjena nego energijska, jer eksergija označava dio energije koji je koristan i stoga ga je moguće iskoristiti. Ovo zapažanje vrijedi jednako na razini pojedinačne komponente, na razini čitavog procesa i razini čitavog trajanja nekog procesa [16].

Jednadžba kojom se može izraziti bilanca eksergije za neki kontrolni volumen u ustaljenom stanju:

$$\dot{X}_{heat} - P = \sum \dot{m}_{izl} \cdot \varepsilon_{izl} - \sum \dot{m}_{ul} \cdot \varepsilon_{ul} + E_{xD}$$

Izmjena eksergije putem topline definira se kao:

$$\dot{X}_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}$$

Specifična eksergija se zatim računa kao:

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m} \cdot \varepsilon = \dot{m}[(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)]$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\text{Izlazna eksergija}}{\text{Ulazna eksergija}}$$

Uobičajeno stanje okoline se uzima kao : $p_0 = 1 \text{ bar}$

$$T_0 = 298.15 \text{ K (25}^\circ\text{C)}$$

4.1 Energijska i eksergijska analiza elemenata postrojenja

Za svaki dio postrojenja moguće je provesti energijsku i eksergijsku analizu iskoristivosti. Potrebno je poznavati stanja, to jest tlak i temperaturu a samim time i entalpiju pare, te količinu pare na ulazu i izlazu određenog dijela postrojenja. Tada je moguće jednostavno izračunati energiju na ulazu i izlazu određenog dijela te odnosom tih izračunatih iznosa izračunati energijsku iskoristivost izrazima određenim u prošlom poglavlju. Eksergijsku iskoristivost moguće je izračunati poznavajući stanje okoline, to jest razlike između stanja medija i okoline koja ga okružuje. Tek tada je moguće izračunati eksergiju pare u određenim točkama. Zatim i njihov odnos to jest eksergijsku iskoristivost. Za početni izračun eksergije a samim time i eksergijske iskoristivosti uzeto je stanje okoline temperature od 25°C ($298,15 \text{ K}$) i tlaka od 1 bar . Generalno, vrijedi što je niža temperatura okoliša to je veća eksergijska iskoristivost procesa. Sve potrebne podatke za izračun možemo pronaći u Tablici 1. Karakteristične točke procesa.

4.1.1. Energijska i eksergijska analiza parnih turbina

Za sva kućišta turbina potrebno je izračunati dobivenu energiju pare za idealni i realni slučaj te je tako moguće izračunati energijske gubitke a samim time i energijske iskoristivosti. Izračun parametara energije i eksergije je napravljen u računalnom programu Microsoft Excel. U sljedećim tablicama prikazane su karakteristične točke za visokotlačnu, niskotalčnu i srednjetačnu turbinu te iznosi energije i eksergije na ulazu i izlazu te energijske i eksergijeske iskoristivosti sklopova.

Za izračun energijske iskoristivosti turbina potrebno je poznavati realna stanja pare kao i idealna stanja entalpije pare. Idealni iznosi entalpije pare bi bili oni koji bi odgovarali izentropskoj to jest adijabatskoj ekspanziji pare kroz kućište turbine. Tokom adijabatske

ekspanzije entropija pare se ne mijenja. S obzirom da nije moguće postići apsolutno izentropsku ekspanziju, entalpije realnog stanja su nešto veće nego one u idealnom slučaju te je ekspanzija politropskog karaktera. S obzirom na nepovrativost procesa i drugi zakon termodinamike srazmjerno raste i iznos entropije pare [18].

Dobivena idealna snaga na visokotlačnoj turbini:

$$P_{id} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2id}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{3id} - h_{2id}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{4id} - h_{3id})$$

Dobivena realna snaga na visokotlačnoj turbini:

$$P = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_3 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_4 - h_3)$$

Energijski gubitci se tada mogu izračunati kao:

$$\dot{E}_{n-loss} = P_{id} - P$$

Energijska iskoristivost turbina se onda računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{P}{P_{id}}$$

Ukupni ekssergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1 - \dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 - \dot{m}_3 \cdot \varepsilon_3 - \dot{m}_4 \cdot \varepsilon_4 + P$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{P}{\dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1 - \dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 - \dot{m}_3 \cdot \varepsilon_3 - \dot{m}_4 \cdot \varepsilon_4}$$

Po istom principu moguće je izračunati tokove i iskoristivosti za sva kućišta. Detaljni podatci i izračuni dati su u sljedećim tablicama (tablice 4.1, 4.2, 4.3 i 4.4).

Tablica 4.1 Energijska i eksergijska analiza visokotlačne turbine

Visokotlačna turbina							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
1.	822,36	300	600,00	3450,00	3450,00	6,24	1593,97
2.	122,00	200	539,00	3320,00	3360,00	6,30	1486,08
3.	78,26	100	424,00	3110,00	3170,00	6,32	1290,11
4.	43,18	60	351,00	3030,00	3040,00	6,33	1158,62
Energija	P (kW)	P_{id} (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	287954,41	303750,81	15796,39		94,80		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	1310811,91	1290997,07	19814,84		93,56		

Tablica 4.2 Energijska i eksergijska analiza srednjetačne turbine

Srednjetačna turbina							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
5.	578,93	60	600,00	3658,00	3658,00	7,17	1524,69
6.	35,88	30	488,00	3410,00	3430,00	7,20	1287,74
7.	60,57	15	384,00	3190,00	3220,00	7,22	1071,78
8.	464,70	4	225,00	2880,00	2910,00	7,28	743,89
Energija	P (kW)	P_{id} (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	395605,13	412614,19	17009,07		95,88		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	882684,01	865636,48	17047,53		95,87		

Tablica 4.3 Energijska i eksergijska analiza niskotlačne turbine

Niskotlačna turbina							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
8.	464,70	4	225,00	2860,00	2910,00	7,2800	743,89
9.	34,18	2	154,00	2770,00	2780,00	7,3000	607,93
10.	11,65	0,5	81,35	2530,00	2642,80	7,5400	399,17
11.	18,88	0,2	60,08	2400,00	2525,80	7,5800	270,24
Energija	P (kW)	P_{id} (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	244084,25	270834,81	26750,56	90,12			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	345686,10	291994,15	53691,95	81,97			

Tablica 4.4 Eksergijska i energijska iskoristivost parnoturbinskog sklopa

CIJELI SKLOP TURBINA (3 KUĆIŠTA ZAJEDNO)				
Energija	P (kW)	P_{id} (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)
	927643,78	987199,81	59556,02	93,97
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)
	2539182,02	2448627,70	90554,32	91,11

4.1.2. Energijska i eksergijska analiza kondenzatora

Za analizu kondenzatora bitno je odrediti ulazne i izlazne parametre rashladne vode. Za ovaj primjer određen je ulaz vode od 25°C i izlaz od 35°C te tlak od 3 bar-a (točke UL i IZL). Kondenzator se u ovom slučaju računa kao i zatvoreni izmjenjivači. Ulazna energija i eksergija se računaju kao razlika energija i eksergija toplije struje, to jest pare za kondenziranje, dok se izlazna energija i eksergija računaju kao razlika hladnije struje to jest rashladne vode koja se dovodi u kondenzator iz vanjskog izvora.

Energijska bilanca računa se po sljedećem izrazu:

$$\dot{E}_n = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{11c} \cdot h_{11c} + \dot{m}_{UL} \cdot h_{UL} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{IZL} \cdot h_{IZL}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{IZL} \cdot h_{IZL} - \dot{m}_{UL} \cdot h_{UL}}{\dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{11c} \cdot h_{11c} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}}$$

Eksergijska bilanca se računa kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{12} \cdot \varepsilon_{12} + \dot{m}_{11c} \cdot \varepsilon_{11c} + \dot{m}_{UL} \cdot \varepsilon_{UL} - \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13} - \dot{m}_{IZL} \cdot \varepsilon_{IZL}$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{IZL} \cdot \varepsilon_{IZL} - \dot{m}_{UL} \cdot \varepsilon_{UL}}{\dot{m}_{12} \cdot \varepsilon_{12} + \dot{m}_{11c} \cdot \varepsilon_{11c} - \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13}}$$

Rezultati energijske i eksergijske analize kondenzatora prikazani su u tablici 4.5.

Tablica 4.5 Eksergijska i energijska iskoristivost kondenzatora

Kondenzator							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
12.	382,21	0,04	42,00	2190,00	2336,80	7,7000	45,47
13.	482,48	0,04	27,00	113,00	113,50	0,3950	0,15
11.c	100,27	0,04	29,00	230,00	229,00	0,7750	2,35
UL	16052,8	3,00	25,00	105,00	105,00	0,3670	0,0000
IZL	16052,8	3,00	35,00	147,00	147,00	0,5050	0,8553
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	861348,37	674218,12	187130,25	78,27			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	17540,45	13729,97	3810,48	78,28			

4.1.3. Energijska i eksergijska analiza pumpi

Za pumpe kao i za turbine prethodno je određen energijska iskoristivost od 90% po iskustvenim podacima te je očekivano i u izračuna ona jednaka 90%. Eksergijska iskoristivost se stoga razlikuje te je realniji prikaz stanja iskoristivosti.

Energijski tok na primjeru KP se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\dot{E}_n = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{W} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}}{\dot{W}}$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13} + \dot{W} - \dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14}$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14} - \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13}}{\dot{W}}$$

Za sve pumpe je korišten isti princip za računanje iskoristivosti i tokova te su rezultati analiza dani u tablicama od 4.6, 4.7 i 4.8.

Tablica 4.6 Eksergijska i energijska iskoristivost pumpe kondenzata

KP pumpa kondenzata							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlako vi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
13.	482,48	0,04	27,00	113,00	113,50	0,3950	0,15
14.	482,48	15	29,20	119,00	128,00	0,4390	1,53
P (kW)	7773,30						
Energija	En-IN-voda (kW)	En-IN-ukupno (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)		
	54761,55	62534,85	61757,52	777,33	90,00		
Exergija	Ex-IN-voda (kW)	Ex-IN-ukupno (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)		
	73,24	7846,54	739,74	7106,80	8,57		

Tablica 4.7 Eksergijska i energijska iskoristivost napojne pumpe 1

Napojna pumpa NP1							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlako vi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
7.a	543,05	15	198,00	844,60	841,00	2,3100	160,29
15.	543,05	300	203,00	880,00	880,00	2,3200	192,71
P (kW)	23532,15						
Energija	En-IN-voda (kW)	En-IN-ukupno (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)		
	477883,70	501415,85	456704,76	44711,09	90,00		
Exergija	Ex-IN-voda (kW)	Ex-IN-ukupno (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)		
	104652,76	128184,91	87047,90	41137,01	74,81		

Tablica 4.8 Eksergijska i energijska iskoristivost napojne pumpe 2

Napojna pumpa NP2							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
6.a	279,31	30	234,00	1008,30	1008,30	2,6460	223,82
6.c	279,31	300	241,00	1040,00	1050,00	2,6600	261,34
P (kW)	12941,34						
Energija	En-IN-voda (kW)	En-IN-ukupno (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)		
	281627,87	294569,22	293275,08	1294,13	90,00		
Exergija	Ex-IN-voda (kW)	Ex-IN-ukupno (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)		
	62514,00	75455,34	72995,34	2460,00	80,99		

4.1.4. Energijska i eksergijska analiza povrata kondenzata

U postrojenju je na liniji zagrijavanja napojne vode ugrađeno 7 povrata kondenzirane vode u pojedinim zagrijačima napojne vode koji vode kondenzat u sljedeći zagrijač i ujedno snižavaju tlak na niži stupanj od prethodnog.

Energijski tok na primjeru OK7 se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\dot{E}_n = \dot{m}_{11a} \cdot h_{11a} - \dot{m}_{11c} \cdot h_{11c}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{11c} \cdot h_{11c}}{\dot{m}_{11a} \cdot h_{11a}}$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{11a} \cdot \varepsilon_{11a} - \dot{m}_{11c} \cdot \varepsilon_{11c}$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{11c} \cdot \varepsilon_{11c}}{\dot{m}_{11a} \cdot \varepsilon_{11a}}$$

Po istom principu su izračunati podatci za svih 7 odvajča kondenzata. Rezultati se mogu vidjeti u tablicama od 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 i 4.15.

Tablica 4.9 Eksergijska i energijska iskoristivost OK7

OK7							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
11.c	100,27	0,04	29,00	230,00	229,00	0,7750	2,35
11.a	100,27	0,2	56,00	234,00	234,00	0,7810	5,57
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	23463,36	22962,01	501,35	97,86			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	558,10	236,12	321,98	42,31			

Tablica 4.10 Eksergijska i energijska iskoristivost OK6

OK6							
Točk a h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
10.a	81,39	0,5	77,90	326,00	326,00	1,0500	17,36
10.c	81,39	0,2	60,10	324,00	317,00	1,0300	14,33
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	26533,39	25800,88	732,52	97,24			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	1413,23	1166,05	247,18	82,51			

Tablica 4.11 Eksergijska i energijska iskoristivost OK5

OK5							
Točk a h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
9.a	51,96	2	120,23	504,80	504,80	1,5300	53,05
9.c	51,96	0,5	81,30	496,00	489,00	1,5100	43,21
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	26229,44	25408,47	820,97	96,87			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	2756,56	2245,43	511,13	81,46			

Tablica 4.12 Eksergijska i energijska iskoristivost OK4

OK4							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
8.a	17,78	4	143,62	604,70	602,00	1,7700	78,70
8.c	17,78	2	120,00	599,00	591,00	1,7500	73,66
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	10703,23	10507,66	195,57	98,17			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	1399,16	1309,61	89,56	93,60			

Tablica 4.13 Eksergijska i energijska iskoristivost OK3

OK3							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
4.a	243,43	60	275,56	1213,90	1210,00	3,0200	314,01
4.c	243,43	30	234,00	1200,00	1190,00	3,0000	299,97
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	294551,14	289682,53	4868,61	98,35			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	76439,20	73022,16	3417,04	95,53			

Tablica 4.14 Eksergijska i energijska iskoristivost OK2

OK2							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
3.a	200,26	100	310,00	1400,00	1400,00	3,3500	405,62
3.c	200,26	60	276,00	1390,00	1380,00	3,3300	391,58
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	280357,49	276352,39	4005,11	98,57			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	81227,29	78416,30	2810,98	96,54			

Tablica 4.15 Eksergijska i energijska iskoristivost OK1

OK1							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
2.a	122,00	200	365,00	1810,00	1810,00	3,9900	624,80
2.c	122,00	100	311,00	1780,00	1760,00	3,9700	580,77
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	220817,02	214717,10	6099,92	97,24			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	76224,88	70852,44	5372,44	92,95			

4.1.5. Energijska i eksergijska analiza visokotlačnih zagrijača napojne vode

Visokotlačni zagrijači napojne vode su zatvoreni zagrijači koji imaju tlak preko 10 bar u kojima se prijenos topline odvija preko krute stijenke koja odvaja hladniji i topliji fluid. Za proračun energijskih i eksergijskih tokova i iskoristivosti potrebno je poznavati ulazne i izlazne struje

pare i vode koji se susreću unutar zagrijača. Bitno je paziti kod definiranja ulaza i izlaza te se taj postupak razlikuje od otvorenih zagrijača. Ulazi su okarakterizirani kao energija ili eksnergija predana sa toplijeg fluida dok su izlazi oni preuzeti na hladniji fluid.

Energijski tokovi na primjeru VTZ1 se mogu izračunati kao:

$$\dot{E}_{n,ul} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_{2a} \cdot h_{2a}$$

$$\dot{E}_{n,izl} = \dot{m}_{2b} \cdot h_{2b} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_{2a} \cdot h_{2a}}{\dot{m}_{2b} \cdot h_{2b} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18}}$$

Ukupni eksnergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_{xul} = \dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 - \dot{m}_{2a} \cdot \varepsilon_{2a}$$

$$\dot{E}_{xizl} = \dot{m}_{2b} \cdot \varepsilon_{2b} - \dot{m}_{18} \cdot \varepsilon_{18}$$

Eksnergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{2b} \cdot \varepsilon_{2b} - \dot{m}_{18} \cdot \varepsilon_{18}}{\dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 - \dot{m}_{2a} \cdot \varepsilon_{2a}}$$

Za sve visokotlačne i niskotlačne zatvorene zagrijače proračun je napravljen po istom principu s time da je dodan u ulaznu struju ostalih zagrijača i povratni vod kondenzata iz prethodnog što kod prvog VTZ1 nije prisutno. Proračun je moguće vidjeti u tablicama 4.16, 4.17, 4.18 i 4.19.

Tablica 4.16 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ1

Visokotlačni zagrijač VTZ1							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
2.	122,00	200	539,00	3320,00	3360,00	6,3000	1486,08
18.	822,36	300	315,00	1410,00	1410,00	3,3100	427,54
2.b	822,36	300	360,00	1680,00	1639,50	3,7500	566,36
2.a	122,00	200	365,00	1810,00	1810,00	3,9900	624,80
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	189097,44	188731,45	366,00		99,81		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	541975,08	532894,05	9081,03		98,32		

Tablica 4.17 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ2

Visokotlačni zagrijač VTZ2							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
3.	78,26	100	424,00	3110,00	3170,00	6,3200	1290,11
17.	822,36	300	271,50	1190,00	1188,20	2,9200	321,17
3.b	822,36	300	315,00	1410,00	1410,00	3,3100	427,54
2.c	122,00	100	311,00	1780,00	1760,00	3,9700	580,77
3.a	200,26	100	310,00	1400,00	1400,00	3,3500	405,62
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	182434,30	182399,28	35,01		99,98		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	90585,53	87480,16	3105,38		96,57		

Tablica 4.18 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ3

Visokotlačni zagrijač VTZ3							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
4.	43,18	60	351,00	2990,00	3040,00	6,3250	1158,62
16.	822,36	300	240,00	1040,00	1043,52	2,6500	257,85
4.b	822,36	300	270,56	1180,00	1180,00	2,9100	316,80
3.c	200,26	60	276,00	1390,00	1380,00	3,3300	391,58
4.a	243,43	60	275,56	1213,90	1210,00	3,0200	314,01
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	113054,29	112233,76	820,53	99,27			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	52001,02	48485,30	3515,72	93,24			

Tablica 4.19 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ4

Visokotlačni zagrijač VTZ4							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
6.	35,88	30	488,00	3410,00	3430,00	7,2000	1287,74
15.	543,05	300	203,00	880,00	880,00	2,3200	192,71
6.b	543,05	300	239,00	1040,00	1040,00	2,6400	257,31
4.c	243,43	30	234,00	1200,00	1190,00	3,0000	299,97
6.a	279,31	30	234,00	1008,30	1008,30	2,6460	223,82
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	890630,87	846399,51	44231,36	95,03			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	56710,90	35076,66	21634,24	61,85			

4.1.6. Energijska i eksergijska analiza otplinjača/otvorenog zagrijača

Otvoreni zagrijač napojne vode je najčešće u službi otplinjača te se u njemu odvajaju otopljeni plinovi, kisik i ugljikov dioksid, iz napojne vode. Taj postupak je veoma koristan s obzirom na korozivno djelovanje tih otopljenih plinova na dijelove postrojenja.

Energijski tok se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\dot{E}_n = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{8b} \cdot h_{8b} - \dot{m}_{7a} \cdot h_{7a}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{7a} \cdot h_{7a}}{\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{8b} \cdot h_{8b}}$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_7 \cdot \varepsilon_7 + \dot{m}_{8b} \cdot \varepsilon_{8b} - \dot{m}_{7a} \cdot \varepsilon_{7a}$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{7a} \cdot \varepsilon_{7a}}{\dot{m}_7 \cdot \varepsilon_7 + \dot{m}_{8b} \cdot \varepsilon_{8b}}$$

Rezultati analize otplinjača vidljivi su u tablici 4.20.

Tablica 4.20 Eksergijska i energijska iskoristivost Otplinjača

Otplinjač/otvoreni zagrijač							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
7.	60,57	15	384,00	3190,00	3220,00	7,2200	1071,78
8.b	482,48	15	130,00	546,40	542,50	1,6300	64,84
7.a	543,05	15	198,00	844,60	841,00	2,3100	160,29
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	456778,06	456704,76	73,30	99,98			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	96198,95	87047,90	9151,05	90,49			

4.1.7. Energijska i eksergijska analiza vode niskotlačnih zagrijača napojne vode

Energijski i eksergijski tokovi i iskoristivosti niskotlačnih zagrijača se računaju na isti način kao i kod visokotlačnih s obzirom da su i NTZ također zatvoreni zagrijači kao i VTZ.

Energijske tokove na primjeru NTZ4 moguće je izračunati kao:

$$\dot{E}_{n,ul} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{10c} \cdot h_{10c} - \dot{m}_{11a} \cdot h_{11a}$$

$$\dot{E}_{n,izl} = \dot{m}_{11b} \cdot h_{11b} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14}$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_{11b} \cdot h_{11b} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14}}{\dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{10c} \cdot h_{10c} - \dot{m}_{11a} \cdot h_{11a}}$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_{x,ul} = \dot{m}_{11} \cdot \varepsilon_{11} + \dot{m}_{10c} \cdot \varepsilon_{10c} - \dot{m}_{11a} \cdot \varepsilon_{11a}$$

$$\dot{E}_{x,izl} = \dot{m}_{11b} \cdot \varepsilon_{11b} - \dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14}$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_{11b} \cdot \varepsilon_{11b} - \dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14}}{\dot{m}_{11} \cdot \varepsilon_{11} + \dot{m}_{10c} \cdot \varepsilon_{10c} - \dot{m}_{11a} \cdot \varepsilon_{11a}}$$

Po istom principu su izračunati svi niskotlačni zagrijači. Rezultate je moguće vidjeti u tablicama 4.21, 4.22, 4.23 i 4.24.

Tablica 4.21 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZI

Niskotlačni zagrijač NTZI							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
8.	17,78	4	225,00	2860,00	2910,00	7,2800	743,89
9.b	482,48	15	110,00	461,35	458,00	1,4200	42,40
8.b	482,48	15	130,00	546,40	543,00	1,6300	64,84
8.a	17,78	4	143,62	604,70	602,00	1,7700	78,70
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	41034,98	41010,85	24,12		99,94		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	11826,78	10826,14	1000,63		91,54		

Tablica 4.22 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ2

Niskotlačni zagrijač NTZ2							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
9.	34,18	2	154,00	2770,00	2780,00	7,3000	607,93
10.b	482,48	15	70,00	294,00	294,00	0,9540	13,99
9.b	482,48	15	110,00	461,35	458,00	1,4200	42,40
8.c	17,78	2	120,00	599,00	591,00	1,7500	73,66
9.a	51,96	2	120,23	504,80	504,80	1,5300	53,05
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	247379,07	247205,56	173,51	99,93			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	19332,33	13708,29	5624,05	70,91			

Tablica 4.23 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ3

Niskotlačni zagrijač NTZ3							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
10.	11,65	0,5	81,35	2530,00	2642,80	7,5400	399,17
11.b	482,48	15	55,00	231,30	231,30	0,7670	7,04
10.b	482,48	15	70,00	294,00	292,00	0,9540	13,99
9.c	51,96	0,5	81,30	496,00	489,00	1,5100	43,21
10.a	81,39	0,5	77,90	326,00	326,00	1,0500	17,36
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	29667,03	29286,57	380,45	98,72			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	5483,03	3351,29	2131,75	61,12			

Tablica 4.24 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZA

Niskotlačni zagrijač NTZA							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlakovi [bar]	Temperature [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
11.	18,88	0,2	60,08	2400,00	2525,80	7,5800	270,24
14.	482,48	15	29,20	119,00	128,00	0,4390	1,53
11.b	482,48	15	55,00	231,30	230,00	0,7670	7,04
10.c	81,39	0,2	60,10	324,00	317,00	1,0300	14,33
11.a	100,27	0,2	56,00	234,00	234,00	0,7810	5,57
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)		En-Eff (%)		
	50024,63	49213,02	811,61		98,38		
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)		Ex-Eff (%)		
	5710,16	2656,92	3053,24		46,53		

4.1.8. Energijska i eksergijska analiza generatora pare i pregrijača

Energijski tokovi se računaju po sljedećim jednadžbama:

$$\dot{E}_{n,ul} = \dot{m}_{19} \cdot h_{19} + \dot{m}_{PP} \cdot Hd_{pp}$$

$$\dot{E}_{n,izl} = \dot{m}_1 \cdot h_1$$

Energijska iskoristivost se računa po sljedećoj jednadžbi:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1}{\dot{m}_{19} \cdot h_{19} + \dot{m}_{PP} \cdot Hd_{pp}}$$

Ukupni eksergijski tok fluida je moguće prikazati kao:

$$\dot{E}_{xul} = \dot{m}_{19} \cdot \varepsilon_{19} + \dot{m}_{PP} \cdot Hd_{pp} * 0,94$$

$$\dot{E}_{xizl} = \dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1$$

Eksergijska iskoristivost se može izraziti kao:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1}{\dot{m}_{19} \cdot \varepsilon_{19} + \dot{m}_{pp} \cdot Hd_{pp} * 0,94}$$

Po istom principu je izračunat i pregrijač. Rezultate je moguće vidjeti u tablicama 4.25, 4.26 i 4.27.

Tablica 4.25 Eksergijska i energijska iskoristivost Generatora pare

Generator pare							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlak ovi [bar]	Temperat ure [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
1.	822,36	300	600,00	3450,00	3450,00	6,2400	1593,97
19.K	822,36	300	360,00	1680,00	1680,00	3,7500	566,36
Hd (kJ/kg)	49230						
Bg (kg/s)	31,7923						
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	2946698,91	2837139,43	109559,48	96,28			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	1936977,43	1310811,91	626165,52	67,67			

Tablica 4.26 Eksergijska i energijska iskoristivost Pregrijača

Zasebni pregrijač							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlak [bar]	Temperat ure [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
5.	578,93	60	600,00	3658,00	3658,00	7,1700	1524,69
4.	578,93	60	351,00	2990,00	3040,00	6,3250	1158,62
Hd (kJ/kg)	49230						
Bg (kg/s)	7,8145						
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	2144650,18	2117720,67	26929,52	98,74			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	1032384,46	882684,01	149700,45	85,50			

Tablica 4.27 Eksergijska i energijska iskoristivost Generatora pare i pregrijača

Generator i pregrijač ukupno							
Točka h-s	Maseni protoci	Tlak [bar]	Temperat ure [°C]	Entalpije [kJ/kg]	Realne entalpije [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]	Eksergija [kJ/kg]
Hd (kJ/kg)	49230						
Bg (kg/s)	39,6068						
Energija	En-IN (kW)	En-OUT (kW)	En-Loss (kW)	En-Eff (%)			
	5091349,09	4954860,10	136488,99	97,32			
Exergija	Ex-IN (kW)	Ex-OUT (kW)	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)			
	2969361,89	2193495,92	775865,97	73,87			

4.2 Energijska i eksergijska analiza čitavog postrojenja

Za izračun energijske i eksergijske iskoristivosti čitavog postrojenja potrebno je poznavati gubitke svih dijelova postrojenja, potrošnju i ogrjevnu moć goriva te snagu dobivenu na svim stupnjevima turbina. Za izračun energijskih i eksergijskih gubitaka dovoljno je samo zbrojiti sve gubitke pojedinih dijelova postrojenja.

$$\dot{E}_{n,gub} = \sum E_{n,loss,n}$$

$$\dot{E}_{x,gub} = \sum E_{x,loss,n}$$

Za izračun iskoristivosti potrebno je uzeti u obzir dobivenu snagu i predanu toplinsku energiju te koeficijent koji uzima u obzir gubitke prema okolini za prirodni plin od 0,94 i tada je moguće izračunati iskoristivosti po sljedećim izrazima:

$$\eta_{en} = \frac{P}{\dot{m}_{pp} \cdot Hd_{pp}}$$

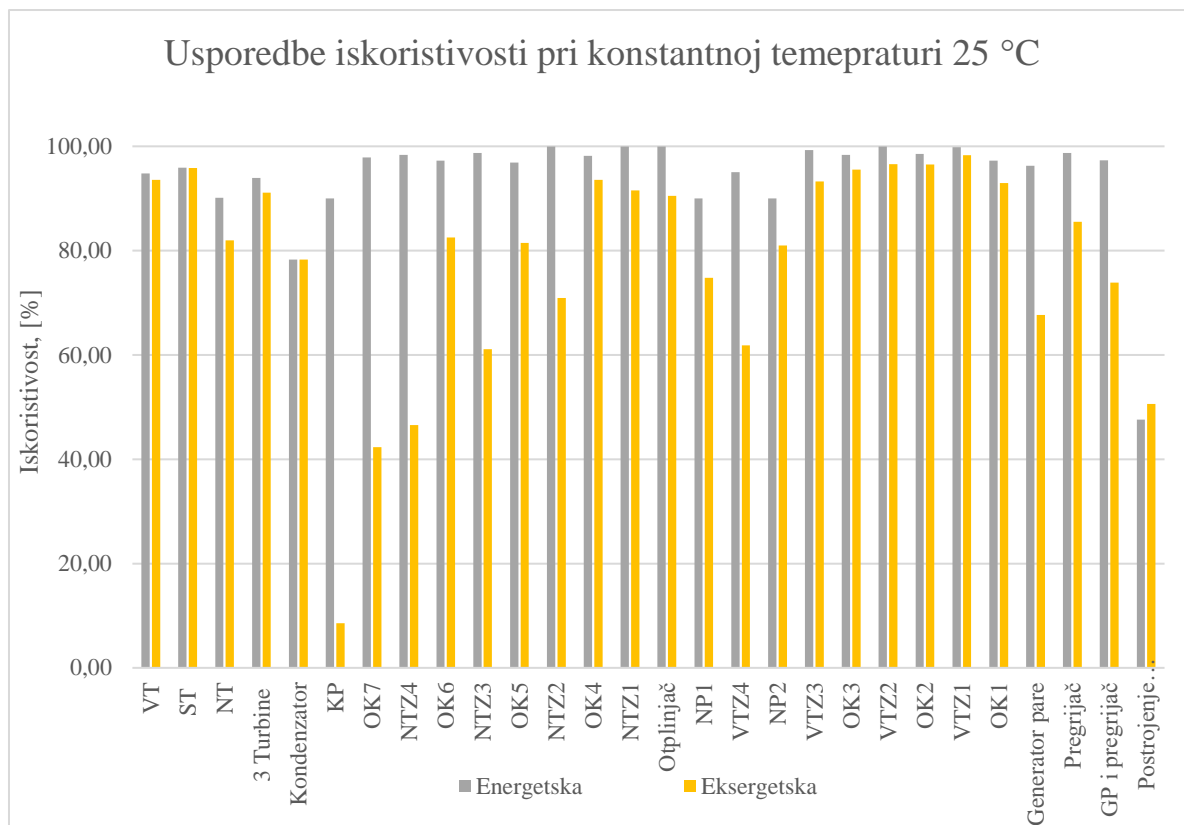
$$\eta_{ek} = \frac{P}{\dot{m}_{pp} \cdot Hd_{pp} * 0,94}$$

U tablici 4.28 prikazani su rezultati za čitavo postrojenje.

Tablica 4.28 Eksergijska i energijska iskoristivost postrojenja

CIJELO POSTROJENJE		
P (kW)	927643,78	
Hd (kJ/kg)	49230	
Bg (kg/s)	39,6068	
Energija	En-Loss (kW)	En-Eff (%)
	494097,76	47,58
Exergija	Ex-Loss (kW)	Ex-Eff (%)
	992001,98	50,61

U proračunu energijskih gubitaka i iskoristivosti izračunato je stanje važeće u termodinamičkom procesu te se ono poklapa sa rezultatom dobivenim u toplinskoj bilanci postrojenja prije uzimanja u obzir gubitaka mehaničkih dijelova i ostalih gubitaka prema okolini. To je valjan prikaz iskoristivosti procesa u slučaju da je stanje okoline uvijek jednako to jest da je kvaliteta rada medija uvijek jednaka. To u realnom slučaju nije uvijek slučaj te je potrebno, radi veće preciznosti i kvalitetnijeg izračuna isplativosti potrebno uzeti u obzir i utjecaj okoliša na iskoristivost postrojenja i gubitke. To je moguće postići uvođenjem pojma eksergije koji je upravo ocjena kvalitete energije to jest mogućnosti njene pretvorbe u koristan rad. Posebno je korisna analiza kada se uzme u obzir iskoristivost svakog pojedinog dijela postrojenja te se tako dobiva uvid u dijelove postrojenja koji imaju najveće gubitke, te na koje bi se trebala posvetiti posebna pažnja radi smanjenja potencijalnih gubitaka. U tablici 4.29 vidljivo je da je eksergijska iskoristivost vrlo zanimljiv parametar za usporedbu iskoristivosti dijelova postrojenja. U analizi energijske iskoristivosti nerijetko je iznos iskoristivosti zagrijača i drugih elemenata postrojenja veoma blizu 100% te je to zasigurno nerealan prikaz. Eksergijska analiza stoga uzima u obzir vanjski parametar stanja okoline te prikazuje realniji stupanj iskoristivosti. Eksergija je mjera odstupanja stanja sustava od stanja okoline [16]. Na slici 4.1 i tablici 4.29 prikazana je usporedba energijskih i eksergijskih iskoristivosti dijelova postrojenja pri konstantnoj temperaturi okoline od 25°C. Na tom dijagramu jasno je vidljiva razlika između eksergijskih i energijskih iskoristivosti nekih dijelova postrojenja.



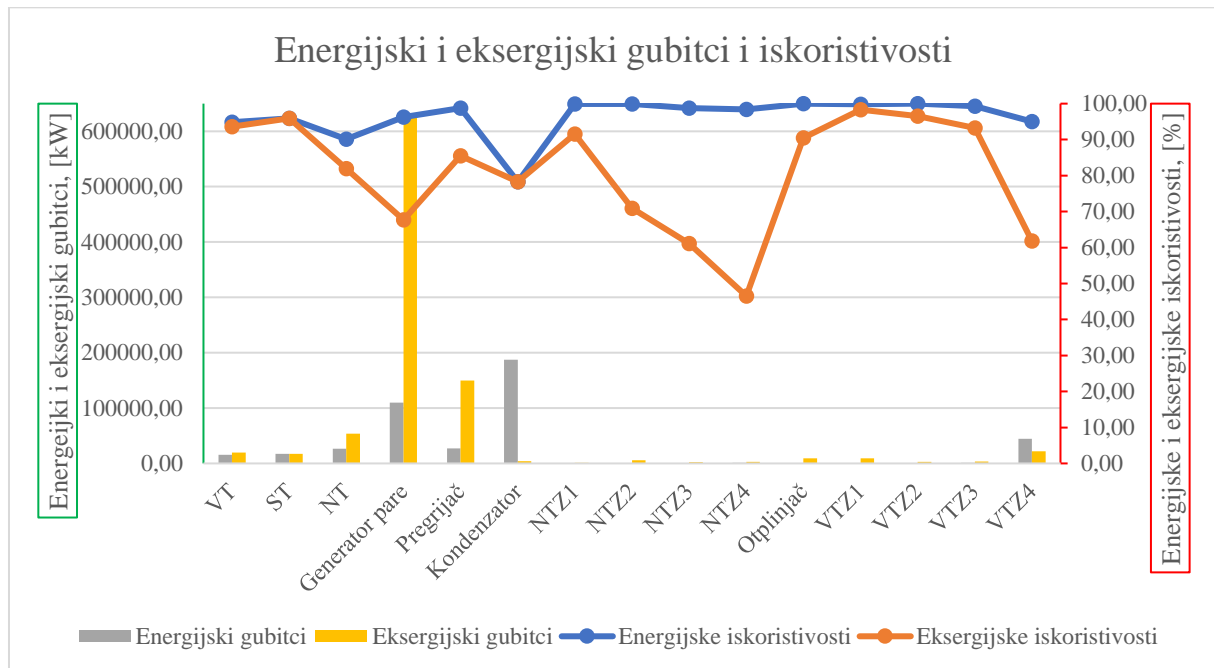
Slika 4.1 Usporedba iskoristivosti za cijelo postrojenje i njegove komponente

Tablica 4.29 Usporedba eksergijske i enerzijske iskoristivosti analiziranog postrojenja i komponenti

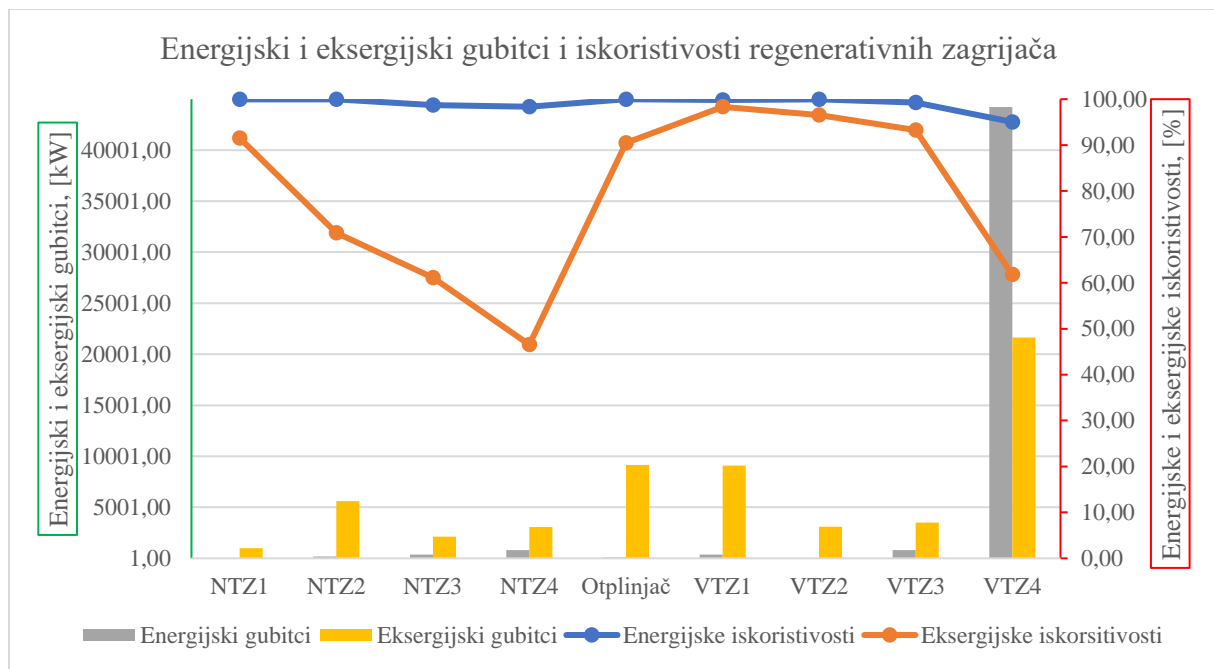
Iskoristivosti	Enerzijska [%]	Eksergijska [%]
Stanje okoline	25°C	
VT	94,80	93,56
ST	95,88	95,87
NT	90,12	81,97
3 Turbine	93,97	91,11
Kondenzator	78,27	78,28
KP	90,00	8,57
OK7	97,86	42,31
NTZ4	98,38	46,53
OK6	97,24	82,51
NTZ3	98,72	61,12
OK5	96,87	81,46
NTZ2	99,93	70,91
OK4	98,17	93,60
NTZ1	99,94	91,54
Otplinjač	99,98	90,49
NP1	90,00	74,81
VTZ4	95,03	61,85
NP2	90,00	80,99
VTZ3	99,27	93,24
OK3	98,35	95,53
VTZ2	99,98	96,57
OK2	98,57	96,54
VTZ1	99,81	98,32
OK1	97,24	92,95
Generator pare	96,28	67,67
Pregrijač	98,74	85,50
GP i pregrijač	97,32	73,87
Postrojenje		
ukupno	47,58	50,61

Na slici 4.2 prikazani su eksergijski i enerzijski gubitci i iskoristivosti za najbitnije dijelove postrojenja. U tom dijagramu jasno su prikazani dijelovi postrojenja koji su uzročnici najvećih enerzijskih i eksergijskih gubitaka te usporedno i koji dijelovi postrojenja imaju značajno niže eksergijske iskoristivosti. Upravo takav prikaz može biti koristan za određivanje dijelova postrojenja koja su podobna za poboljšanja koja bi dovela do smanjenje ukupnih gubitaka postrojenja samim time i veće iskoristivosti i ekonomičnosti. Očekivani su rezultati najvećih gubitaka enerzijske na kondenzatoru i eksergijske na generatoru pare s obzirom na temperaturna stanja na kojima oni rade. Na slici 4.3 prikazan je detaljan prikaz gubitaka i iskoristivosti za sve

regenerativne zagrijače koji u usporedbi s dijelovima postrojenja kao što su generator pare i pregrijač imaju razmjerno male gubitke.



Slika 4.2 Prikaz gubitaka i iskoristivosti dijelova postrojenja



Slika 4.3 Energijski i eksergijski gubici i iskoristivosti regenerativnih zagrijača

4.3 Potencijal poboljšanja

Za poboljšanje iskoristivosti postrojenja potrebno je uzeti u obzir dijelove postrojenja te njihove gubitke ali treba imati na umu i eksergijske iskoristivosti tih dijelova postrojenja. Upravo iz tog razloga eksergijska analiza predstavlja bolji sud kod procjene mogućnosti poboljšanja nekog postrojenja. Tu se uvodi pojam potencijala poboljšanja. Potencijal poboljšanja dijelova postrojenja moguće je izračunati poznavajući eksergijske gubitke i iskoristivosti [19].

Potencijal poboljšanja moguće je izračunati sljedećim izrazom:

$$I\dot{P} = (1 - \eta_{ek})(\dot{E}_{x,in} - \dot{E}_{x,out}) \text{ [kW]}$$

U tablici 4.30 prikazan je iznos potencijala poboljšanja za glavne elemente postrojenja. Iz rezultata je jasno vidljivo da je najveći potencijal za poboljšanjem očekivano na generatoru pare i pregrijaču.

Tablica 4.30 Potencijal poboljšanja

Dio postrojenja	Eksergijski gubitci [kW]	Eksergijska iskoristivost[%]	Potencijal poboljšanja [kW]
VT	19814,84	93,56	1276
ST	17047,53	95,87	704
NT	53691,95	81,97	9681
3 Turbine	90554,32	91,11	8054
Kondenzator	3810,48	78,28	828
KP	7106,80	8,57	6497
OK7	321,98	42,31	186
NTZ4	3053,24	46,53	1633
OK6	247,18	82,51	43
NTZ3	2131,75	61,12	829
OK5	511,13	81,46	95
NTZ2	5624,05	70,91	1636
OK4	89,56	93,60	6
NTZ1	1000,63	91,54	85
Otplinjač	9151,05	90,49	871
NP1	41137,01	74,81	10362
VTZ4	21634,24	61,85	8253
NP2	2460,00	80,99	468
VTZ3	3515,72	93,24	238
OK3	3417,04	95,53	153
VTZ2	3105,38	96,57	106
OK2	2810,98	96,54	97
VTZ1	9081,03	98,32	152
OK1	5372,44	92,95	379
Generator pare	626165,52	67,67	202420
Pregrijač	149700,45	85,50	21707
GP i pregrijač	775865,97	73,87	202726

Treba imati na umu da je potrebno uzeti u obzir i ekonomske parametre to jest troškove takvih poboljšanja za cjelovitu analizu potencijalne isplativosti poboljšanja postrojenja. Tako je i moguće uvesti u račun potencijala poboljšanja odvojeno gubitke koje je moguće izbjeći i neizbježne gubitke eksergije. To se može postići naprednom eksergijskom analizom postrojenja. Neizbježne gubitke eksergije je moguće izračunati za svaki dio postrojenja ako se taj dio gleda i računa zasebno od sustava pretpostavljajući idealne uvjete. Tada je moguće dobiti dio eksergijskih gubitaka koje je moguće izbjeći kao razliku ukupnih eksergijskih gubitaka i neizbježnih gubitaka te s tim podatkom računati potencijal iskoristivosti. Takvim izračunom moguće je preciznije odrediti dijelove na kojima je potrebno ali prije svega i isplativo raditi poboljšanja [20].

5. USPOREDBA RAZLIČITIH TEMPERATURA OKOLINE

Posljednji dio ovog rada prikaz je usporedbe iskoristivosti dijelova postrojenja kao i čitavog postrojenja tokom različitih stanja okoliša, to jest različitih temperatura zraka. Prvi izračun eksergija medija bio je izračunat za temperaturu od 25 °C i tlak od 1 bar kao referentno stanje okoline. Uspoređuju se eksergijske iskoristivosti još i u slučajevima kada je temperatura okoline 10, 20, 30 i 40 °C dok je tlak za sve slučajeve konstantan.

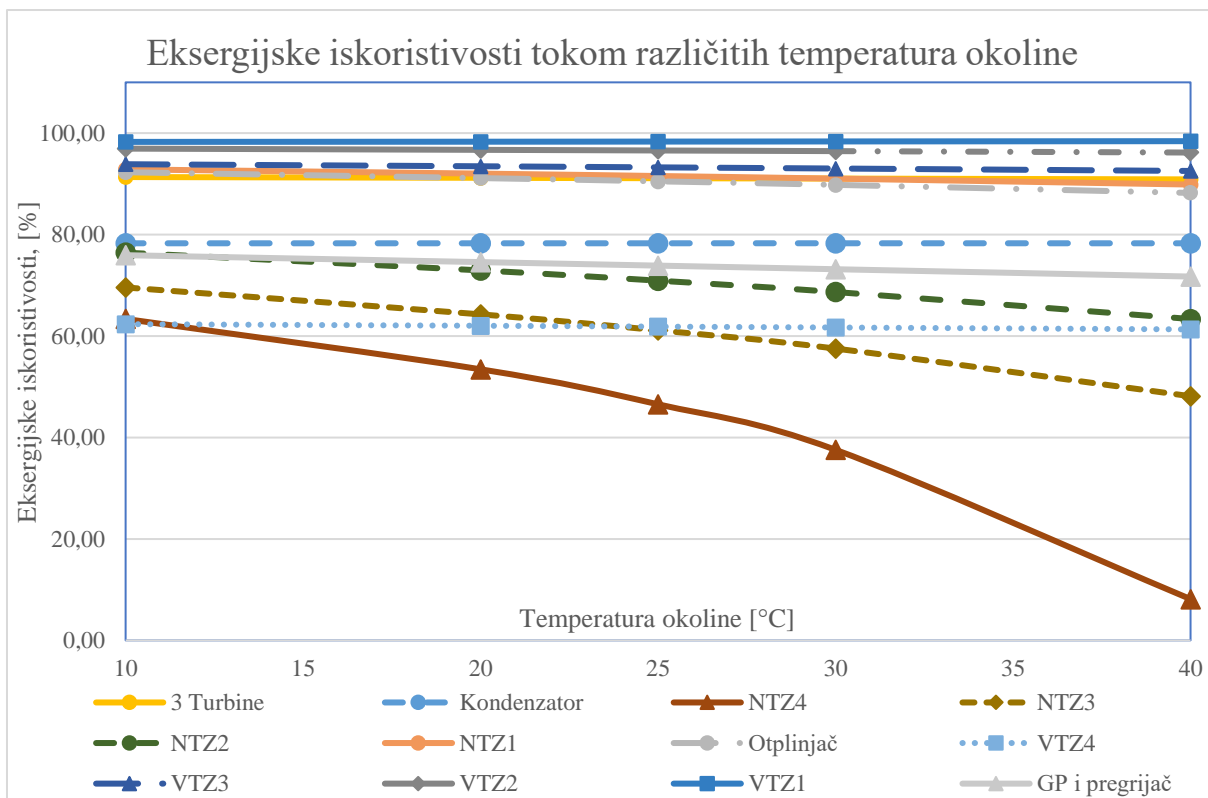
U ovoj usporedbi jasno je vidljivo da stanje okoline ne utječe na energijsku iskoristivost. To je moguće prepoznati i u prikazu izračuna energijske analize gdje temperatura okoline ne igra ulogu u promjeni ulaznih i izlaznih energijskih tokova. Stoga promjena energijske iskoristivosti tokom promjene temperature okoline u ovom poglavlju nije prikazana s obzirom da je ona konstantna. Eksergijska iskoristivost vezana je za stanje okoline. To je jasno i u samoj definiciji eksergije i načina na koji se ona računa. U samom izrazu za izračun eksergije pojavljuje se stanje okoline. Time se i potvrđuje da je eksergijska analiza puno bolji način za usporedbu i procjenu iskoristivosti elemenata termoenergetskog postrojenja a samim time i za analizu ekonomičnosti [21]. Eksergijska analiza je stoga veoma korisna za poboljšanje iskorištavanja energijskih resursa što u posljednje vrijeme postaje sve više izražen cilj inženjerskog djelovanja. U tablici 5.1 mogu se vidjeti različiti iznosi eksergetske iskoristivosti za različite temperature okoline za sve dijelove postrojenja. U slučaju odvajanja kondenzata OK7 i kondenzatora te ostalih dijelova postrojenja koja rade na niskom temperaturama medija dolazi do negativnog iznosa eksergije i eksergijske iskoristivosti što je i očekivano s obzirom da je temperatura okoliša u tom slučaju veća od od temperature medija u tim točkama te izračuni za te dijelove postrojenja ne predstavljaju realne iznose. U slučaju tako visokih temperatura okoliša ti dijelovi postrojenja bi trebali raditi pod drugačijim režimima rada ili bi trebali biti hlađeni.

Tablica 5.1 Usporedba iskoristivosti postrojenja u različitim stanjima okoline

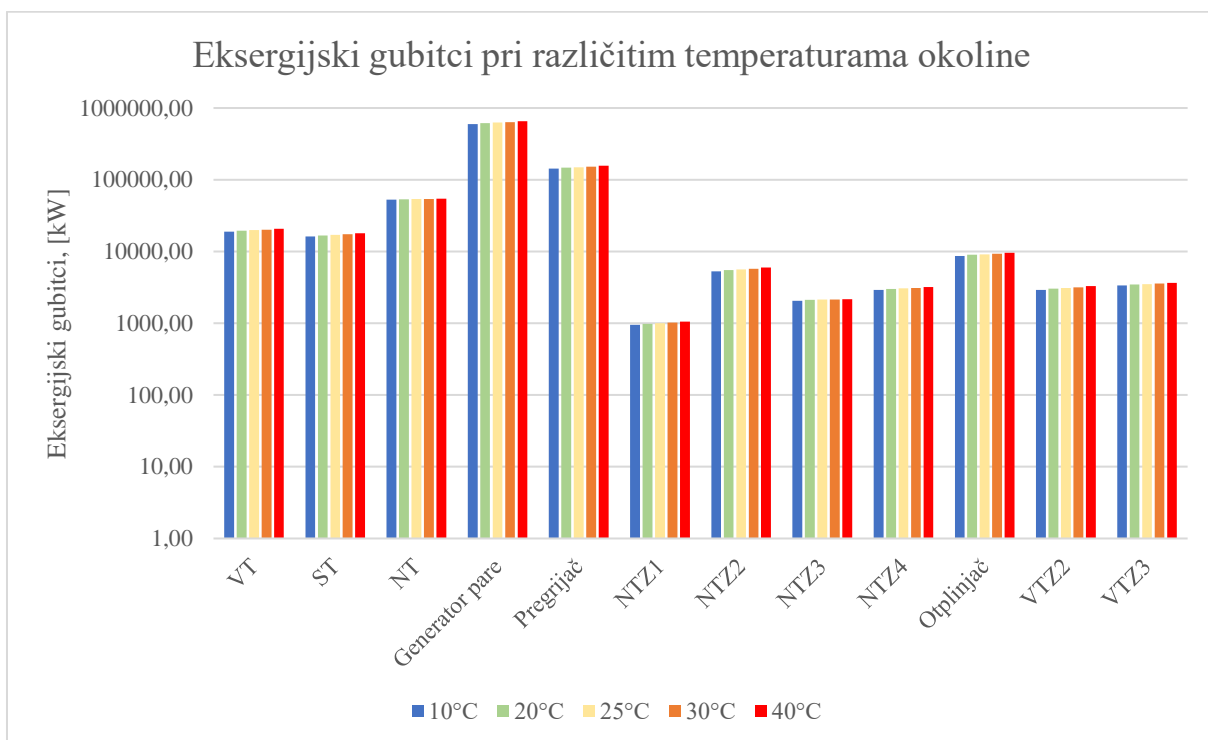
Dio postrojenja	Eksergijske iskoristivosti, [%]				
	10 °C	20 °C	25 °C	30 °C	40 °C
VT	93,87	93,66	93,56	93,46	93,26
ST	96,07	95,94	95,87	95,80	95,67
NT	82,15	82,03	81,97	81,90	81,77
3 Turbine	91,33	91,18	91,11	91,03	90,88
Kondenzator	78,28	78,28	78,28	78,28	78,27
KP	12,67	9,94	8,57	7,21	4,48
OK7	75,58	58,57	42,31	14,40	-465,78
NTZ4	63,36	53,43	46,53	37,56	8,13
OK6	88,63	85,04	82,51	79,27	67,08
NTZ3	69,57	64,27	61,12	57,52	48,13
OK5	85,97	83,17	81,46	79,48	74,09
NTZ2	76,43	72,93	70,91	68,67	63,35
OK4	94,74	94,02	93,60	93,13	91,95
NTZ1	92,85	92,01	91,54	91,03	89,85
Otplinjač	92,28	91,13	90,49	89,80	88,20
NP1	77,14	76,90	74,81	76,66	76,43
VTZ4	62,33	62,02	61,85	61,68	61,30
NP2	81,44	81,14	80,99	80,84	80,54
VTZ3	93,86	93,45	93,24	93,01	92,54
OK3	95,97	95,68	95,53	95,37	95,01
VTZ2	96,94	96,70	96,57	96,44	96,17
OK2	96,83	96,64	96,54	96,43	96,21
VTZ1	98,26	98,30	98,32	98,35	98,41
OK1	93,49	93,14	92,95	92,76	92,35
Generator pare	69,93	68,43	67,67	66,91	65,36
Pregrijač	86,88	85,97	85,50	85,01	84,00
GP i pregrijač	75,93	74,57	73,87	73,17	71,72
Postrojenje	50,61	50,61	50,61	50,61	50,61

Zaključak je da, povećanjem temperature okoliša se smanjuje eksergijska iskoristivost pojedinih dijelova postrojenja s obzirom da je koristan rad koji je moguće dobiti od medija određenog stanja srazmjerno manji ako je i razlika njegovog stanja naspram okoline manja [22].

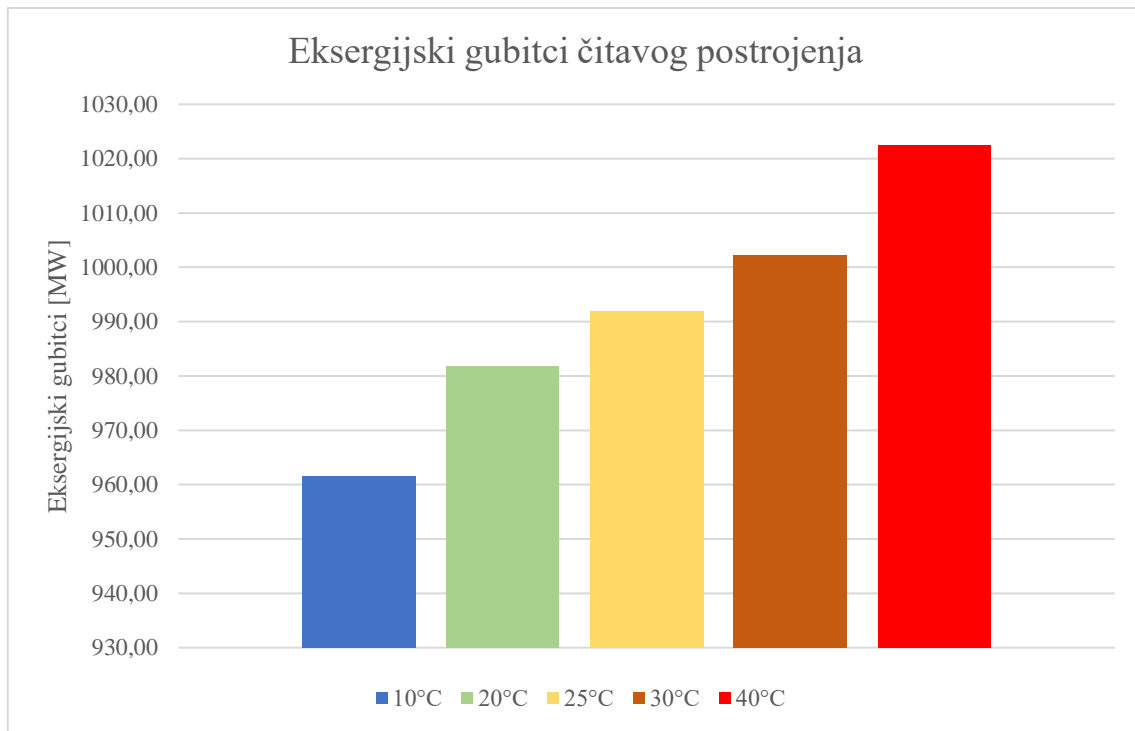
Na slici 5.1 dan je grafički prikaz smanjenja iskoristivosti dijelova postrojenja tokom povećanja temperature okoline. Iz ovakvog prikaza jasno je vidljivo da dijelovi postrojenja koji rade sa najnižim temperaturama imaju i najveći pad iskoristivosti povećanjem temperature okoline. To je i očekivano s obzirom da se smanjuje kvaliteta energije to jest mogućnost dobivanja korisnog rada zbog sve manje razlike stanja medija i okoliša. Na slici 5.2 prikazani su eksergijski gubitci dijelova postrojenja. Vidljivo je da gubici eksergije rastu sa porastom temperature okoline za gotovo sve elemente postrojenja. Dijelovi koji porastom temperature okoline imaju manje gubitke eksergije prikazuju nerealne rezultate što je očekivano s obzirom da je temperatura okoliša u nekim točkama veća od temperature medija kako je prethodno i navedeno. Nadalje iz rezultata i dijagrama na slici 5.1 vidljivo je da zagrijač napojne vode koji se nalazi najbliže kondenzatoru ima najveći utjecaj promjene temperature okoline na eksergijske iskoristivosti. Stoga je potrebno posebnu pažnju posvetiti projektiranju i parametrima rada tog izmjenjivača. Gubitak eksergije postrojenja raste sa 961,5 MW na 10°C sve do 1 022,5 MW na 40°C kao što je vidljivo na slici 5.3. Povećanje temperature okoline utječe i na smanjenje iskoristivosti dijelova postrojenja ali je vidljivo na slici 5.1 da je taj utjecaj za sve niskotlačne zagrijače najveći i najizraženiji dok za ostale dijelove postrojenja kao što su visokotlačni zagrijači nije toliko izražen. To dovodi do zaključka da je potrebno posvetiti posebnu pažnju tokom projektiranja svih niskotlačnih zagrijača napojne vode [23].



Slika 5.1 Eksergijske iskoristivosti tokom različitih temperatura okoline



Slika 5.2 Eksergijski gubitci pri različitim temperaturama okoline



Slika 5.3 Eksergijski gubitci čitavog postrojenja

6. ZAKLJUČAK

Obzirom na trendove povećanja potrošnje energije u svijetu potreba za energijom će se u dogledno vrijeme povećavati a taj trend će pratiti i količina proizvodnih pogona. Najveći dio proizvedene električne energije i dalje dolazi iz termoelektrana i to korištenjem fosilnih goriva [18]. Nužno je imati na umu održivost takvog rasta. Iz tog razloga je jako bitno posvetiti veliku pažnju na povećanje iskoristivosti postrojenja za proizvodnju energije te na štetne utjecaje koje ta postrojenja mogu imati na okoliš. Iako je idealno rješenje korištenje potpuno obnovljivih izvora energije, s obzirom na brzinu rasta potražnje za energijom, nije realno očekivati da sva energijska potreba može odmah biti zadovoljena s njima. Također, nužno je uzeti u obzir ograničenja proizvodnje električne energije isključivo iz obnovljivih izvora. Zato su dobro konstruirana, visoko iskoristiva postrojenja koja imaju male emisije i inteligentna i moderna rješenja za pročišćavanje i kontrolu emisija veoma važno rješenje. U to se svakako uvrštavaju parne termoelektrane s nadkritičnim stanjima pare koje imaju manje specifične potrošnje goriva te posljedično značajno manje emisije štetnih plinova u atmosferu. Također već sada su sustavi za smanjenje količina ugljikova dioksida iz ispušnih plinova izgaranja fosilnih goriva bitno rješenje za smanjenje utjecaja stakleničkih plinova kao i značajnu dekarbonizaciju industrijskog i energetskega sektora [12]. Stoga je jasno da razvijanjem postrojenja u budućnosti baziranih na naprednoj ultra nadkritičnoj tehnologiji u kombinaciji s odvajanjem i skladištenjem ugljikova dioksida možemo i postići ciljeve smanjenja utjecaja na okoliš. Potrebno je svakako uzeti u obzir cijenu gradnje termoenergetskog postrojenja. Ona može biti značajno uvećana ako su postrojenja projektirana za izrazito visoke tlakove i temperature [24]. Dodavanjem sustava za odvajanje ugljikovog dioksida te je dio energije potrebno izdvojiti iz sustava za regeneraciju sustava za uklanjanje ugljikovog dioksida. To dovodi do smanjenja iskoristivosti postrojenja i većih operativnih troškova i troškova izgradnje te posljedično do smanjenja isplativosti postrojenja. Sve intenzivnije mjere i pravila se uvode kako bi takva vrsta sustava bila uvedena u novoizgrađene termoenergetske. Jasno je da je veoma bitno u najvećoj mogućoj mjeri povećati iskoristivosti takvih postrojenja kako bi se isplativost uvećala u najvećoj mogućoj mjeri [25].

U ovom radu izveden je numerički proračun glavnih parametara za proizvodnju 900 MW električne energije u parnom ultra nadkritičnom postrojenju te je također izvedena matematička simulacija procesa u programu Epsilon Professional. Prikazani rezultati se donekle razlikuju s obzirom na pojednostavljenja numeričkog proračuna. U oba slučaja vidljiv je utjecaj koji ima

izbor nadkritičnog postrojenja na povećanje iskoristivosti naspram klasičnih termoelektrana za što je dana i usporedba u nastavku rada. To jasno ukazuje na isplativost veće investicije kod izgradnje ovakvih postrojenja. Svakako je mogućnost izvedbe matematičkog modela veoma korisna u procesu projektiranja ali i vođenja ovakvih industrijskih procesa jer nam na vrlo brz, jednostavan i jasan način daje pregled velike količine podataka koji su bitni za pravilno odvijanje procesa.

U nastavku rada prikazana je energijska i eksergijska analiza postrojenja i njenih dijelova. Kroz te analize ispitani su gubici koji su prisutni u postrojenju te je prikazana prednost eksergijske analize. Nadalje je u radu opisan i način izračuna potencijala poboljšanja dijelova postrojenja te je taj potencijal dijelova izračunat za ovo postrojenje. Takav parametar može biti dobra polazna točka u izračunu mogućnosti poboljšanja postojećih postrojenja jer jasno daje uvid u dijelove postrojenja koje je moguće poboljšati s najvećim učinkom [20]. Također je prikazana promjena eksergijskih iskoristivosti i gubitaka postrojenja promjenom temperature okoliša te su prikazani dijelovi postrojenja koji imaju najveći utjecaj tih promjena.

Drugi zakon termodinamike ključan je za pružanje uvida u utjecaj na okoliš. Eksergija je veza između drugog zakona termodinamike i okoliša. Mjere za povećanje energijske iskoristivosti mogu smanjiti utjecaj na okoliš smanjenjem gubitaka energije. Smanjeni eksergijski gubici dovode do povećanja eksergijske iskoristivosti. Dublje razumijevanje odnosa između eksergije i okoliša može otkriti obrasce i sile koje utječu na promjene u okolišu i mogu pomoći u istraživanju utjecaja koji ljudi imaju na okoliš. Eksergijska analiza je stoga veoma bitna za održivost jer za povećanje održivosti u korištenju energije, nije dovoljno brinuti samo za gubitke energije, već i za gubitke kvalitete energije, to jest eksergije [17].

Literatura

- [1] Glažar, V. *Predavanja Termoenergetska postrojenja*, Tehnički fakultet u Rijeci, Rijeka, 2021/2022.
- [2] Tanuma, T. (Ed.). (2017). *Advances in steam turbines for modern power plants*. Woodhead Publishing.
- [3] Tramošljika, B., Blečić, P., Bonefačić, I., & Glažar, V. (2021). Advanced ultra-supercritical coal-fired power plant with post-combustion carbon capture: analysis of electricity penalty and CO₂ emission reduction. *Sustainability*, 13(2), 801.
- [4] Balakrishnan, B., & Kanimozhi, B. (2017, May). Design and Analysis of Boiler Pressure Vessels based on IBR codes. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 197, No. 1, p. 012045). IOP Publishing. 2
- [5] Zhang, D. (2013). Introduction to advanced and ultra-supercritical fossil fuel power plants. In *Ultra-supercritical coal power plants* (pp. 1-20). Woodhead Publishing.
- [6] Power Mag (2022). *First U.S. Ultrasupercritical Power Plant in Operation*. Preuzeto 20.9.2022. s <https://www.powermag.com/first-u-s-ultrasupercritical-power-plant-in-operation/>
- [7] GE Steam Power (2022). *Advanced ultra-supercritical technology*. Preuzeto 1.9.2022. s <https://www.ge.com/steam-power/coal-power-plant/usc-ausc>
- [8] Tumanovskii, A. G., Shvarts, A. L., Somova, E. V., Verbovetskii, E. K., Avrutskii, G. D., Ermakova, S. V., ... Lazarev, M. V. (2017). *Review of the coal-fired, over-supercritical and ultra-supercritical steam power plants*. *Thermal Engineering*, 64(2), 83–96.
- [9] Zangeneh, S. H., & Bakhtiari, R. (2019). *Failure investigation of a deaerating feed-water heater in a power plant*. *Engineering Failure Analysis*.
- [10] Energo (2021). *Kromatografska analiza prirodnog plina*. Preuzeto 10.12.2021. s interneta <http://energo.hr/wp-content/uploads/2016/02/Kromatografska-analiza-prirodnog-plina-01.01.2019.-31.12.2019.-4.pdf>.
- [11] Hendriks, C. (2012). *Carbon dioxide removal from coal-fired power plants* (Vol. 1). Springer Science & Business Media.

- [12] Boot-Handford, M. E., Abanades, J. C., Anthony, E. J., Blunt, M. J., Brandani, S., Mac Dowell, N., ... & Fennell, P. S. (2014). Carbon capture and storage update. *Energy & Environmental Science*, 7(1), 130-189.
- [13] EBSILON Professional - STEAG System Technologies, s interneta, <https://www.steagsystemtechnologies.com/de/produkte/ebsilon-professional>, 12.12.2021.
- [14] Mrzljak, V. *Predavanja Toplinske turbine*, Tehnički fakultet u Rijeci, Rijeka, 2020/2021.
- [15] Kanoğlu, M., Çengel, Y. A., & Dinçer, İ. (2012). *Efficiency evaluation of energy systems*. Springer Science & Business Media.
- [16] Khaleel, O. J., Ismail, F. B., Ibrahim, T. K., & bin Abu Hassan, S. H. (2022). Energy and exergy analysis of the steam power plants: A comprehensive review on the Classification, Development, Improvements, and configurations. *Ain Shams Engineering Journal*, 13(3).
- [17] Dincer, I., & Rosen, M. A. (2005). Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9(2), 169-189.
- [18] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- [19] Uysal, C., Kurt, H., & Kwak, H. Y. (2017). Exergetic and thermoeconomic analyses of a coal-fired power plant. *International Journal of Thermal Sciences*, 117, 106-120.
- [20] Gökgedik, H., Yürüsoy, M., & Keçebaş, A. (2016). Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, 112, 254-263.
- [21] Hafdhi, F., Khir, T., Yahyia, A. B., & Brahim, A. B. (2015). Energetic and exergetic analysis of a steam turbine power plant in an existing phosphoric acid factory. *Energy Conversion and Management*, 106, 1230-1241.
- [22] Ahmadi, G. R., & Toghraie, D. (2016). Energy and exergy analysis of Montazeri steam power plant in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 454-463.
- [23] Mrzljak, V., Lorencin, I., Anđelić, N., & Car, Z. (2021). Thermodynamic Analysis of a Condensate Heating System from a Marine Steam Propulsion Plant with Steam Reheating. *Journal of Marine Science and Application*, 20(1), 117-127.
- [24] Di Gianfrancesco, A. (Ed.). (2016). *Materials for ultra-supercritical and advanced ultra-supercritical power plants*. Woodhead Publishing.

[25] Tramošljika, B., Blecich, P., Bonefačić, I., & Glažar, V. (2021). Advanced ultra-supercritical coal-fired power plant with post-combustion carbon capture: analysis of electricity penalty and CO₂ emission reduction. *Sustainability*, 13(2), 801.

Popis oznaka i kratica

α – udio oduzete pare kg/kg

h – entalpija, [kJ/kg]

η_i – unutarnja iskoristivost turbine

h_t – teorijski iznos entalpije kJ/kg

w - specifični unutarnji rad, kJ/kg

Δh - razlika entalpija prije i nakon oduzimanja, kJ/kg

P_{el} – ukupna proizvedena snaga električne energije na generatoru električne energije, [MW]

η_m – mehanička iskoristivost turbinskog sklopa

η_{eg} – iskoristivost generatora električne energije

η_{GP} – iskoristivost generatora pare

η_P – iskoristivost parovoda

H_d – donja ogrjevna moć prirodnog plina

P_{el} – ukupna proizvedena snaga električne energije na generatoru električne energije, [MW]

D – ukupna količina proizvedene pare

η_r – realna iskoristivost

η_e – ukupna iskoristivost

B – količina utrošenog goriva

V_{zmin} – minimalna teoretska količina zraka

λ – pretičak zraka

V_z – količina zraka

$V_{pl,s min}$ – minimalna količina suhих dimnih plinova

$V_{pl,s}$ – količina suhих dimnih plinova

V_{H_2O} – količina vodene pare u dimnim plinovima

V_{pl} – količina vlažnih dimnih plinova

V_{CO_2} – - količina CO_2 u dimnim plinovima

V_{N_2} – količina N_2 u dimnim plinovima

V_{O_2} – količina O_2 u dimnim plinovima

φ_{CO_2} – udio CO_2 u dimnim plinovima

φ_{N_2} – udio N_2 u dimnim plinovima

φ_{H_2O} – udio vlage u dimnim plinovima

φ_{O_2} – udio O_2 u dimnim plinovima

P - snaga (kW)

Q - prijenos topline (kW)

m - maseni protok (kg/s)

ul - ulaz

izl - izlaz

ε - specifična eksergija (kJ/kg)

s - specifična entropija (kJ/kgK)

T - temperatura (K)

gub - indeks gubitka

0 – indeks okoline

\dot{E}_n - Energija

\dot{E}_{ek} - Eksergija

η_{en} – energijska iskoristivost

η_{ek} – eksergijska iskoristivost

IP – Potencijal poboljšanja

\dot{E}_{n-in} – Ulazna energija

\dot{E}_{ek-in} – Ulazna eksergija

\dot{E}_{n-out} – Izlazna energija

\dot{E}_{ek-out} – Izlazna eksergija

$\dot{E}_{n\text{-Loss}}$ – Gubitak energije

$\dot{E}_{ek\text{-Loss}}$ – Gubitak eksergije

$\dot{E}_{n\text{-Eff}}$ – Iskoristivost energije

$\dot{E}_{ek\text{-Eff}}$ – Iskoristivost eksergije

Popis slika

Slika 2.1 – Shema parne termoelektrane [1]	3
Slika 2.2 T,s dijagram parno turbinskog postrojenja [1]	3
Slika 2.3 h,s dijagram parno turbinskog postrojenja[1]	4
Slika 2.4 Usporedba nadkritičnog i podkritičnog procesa [4].....	5
Slika 3.1 Shema postrojenja	8
Slika 3.2 h-s dijagram procesa	8
Slika 3.3 VTZ 1	10
Slika 3.4 VTZ2	11
Slika 3.5 VTZ3	12
Slika 3.6 VTZ4	13
Slika 3.7 Otplinjač.....	14
Slika 3.8 NTZ1	15
Slika 3.9 NTZ2	16
Slika 3.10 NTZ3	17
Slika 3.11 NTZ4	18
Slika 3.12 Udjeli pare po oduzimanjima	24
Slika 3.13 Udjeli dimnih plinova	31
Slika 3.14 Proces odvajanja CO ₂ iz dimnih plinova[12]	32
Slika 3.15 Model u programu Epsilon Professional [13]	34
Slika 3.16 Usporedba iskoristivosti po tipovima postrojenja.....	35
Slika 3.17 Usporedba potrošnje goriva i emisije CO ₂	35
Slika 4.1 Usporedba iskoristivosti za cijelo postrojenje i njegove komponente	62
Slika 4.2 Prikaz gubitaka i iskoristivosti dijelova postrojenja	64
Slika 4.3 Energijski i eksergijski gubici i iskoristivosti regenerativnih zagrijača	64
Slika 5.1 Eksergijske iskoristivosti tokom različitih temperatura okoline.....	70
Slika 5.2 Eksergijski gubici pri različitim temperaturama okoline.....	70
Slika 5.3 Eksergijski gubici čitavog postrojenja	71

Popis tablica

Tablica 3.1 Karakteristične točke procesa.....	9
Tablica 3.2 Udio oduzete pare pri pojedinim oduzimanjima	19
Tablica 3.3 Količine pare	23
Tablica 3.4 Radovi i iskoristivosti.....	25
Tablica 3.5 Svojstva i sastav prirodnog plina	26
Tablica 3.6 Usporedba dobivenih rezultata	34
Tablica 4.1 Energijska i eksergijska analiza visokotlačne turbine	40
Tablica 4.2 Energijska i eksergijska analiza srednjetačne turbine	40
Tablica 4.3 Energijska i eksergijska analiza niskotlačne turbine	41
Tablica 4.4 Eksergijska i energijska iskoristivost parnoturbinskog sklopa	41
Tablica 4.5 Eksergijska i energijska iskoristivost kondenzatora.....	42
Tablica 4.6 Eksergijska i energijska iskoristivost pumpe kondenzata	44
Tablica 4.7 Eksergijska i energijska iskoristivost napojne pumpe 1.....	44
Tablica 4.8 Eksergijska i energijska iskoristivost napojne pumpe 2.....	45
Tablica 4.9 Eksergijska i energijska iskoristivost OK7	46
Tablica 4.10 Eksergijska i energijska iskoristivost OK6	47
Tablica 4.11 Eksergijska i energijska iskoristivost OK5	47
Tablica 4.12 Eksergijska i energijska iskoristivost OK4	48
Tablica 4.13 Eksergijska i energijska iskoristivost OK3	48
Tablica 4.14 Eksergijska i energijska iskoristivost OK2	49
Tablica 4.15 Eksergijska i energijska iskoristivost OK1	49
Tablica 4.16 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ1	51
Tablica 4.17 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ2	51
Tablica 4.18 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ3	52
Tablica 4.19 Eksergijska i energijska iskoristivost VTZ4	52
Tablica 4.20 Eksergijska i energijska iskoristivost Otplinjača	54
Tablica 4.21 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ1	55
Tablica 4.22 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ2	56
Tablica 4.23 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ3	56
Tablica 4.24 Eksergijska i energijska iskoristivost NTZ4	57
Tablica 4.25 Eksergijska i energijska iskoristivost Generatorske pare.....	58
Tablica 4.26 Eksergijska i energijska iskoristivost Pregrijača	59

Tablica 4.27 Ekssergijska i energijska iskoristivost Generatora pare i pregrijača	59
Tablica 4.28 Ekssergijska i energijska iskoristivost postrojenja	60
Tablica 4.29 Usporedba ekssergijske i energijske iskoristivosti analiziranog postrojenja i komponeneti	63
Tablica 4.30 Potencijal poboljšanja	66
Tablica 5.1 Usporedba iskoristivosti postrojenja u različitim stanjima okoline	68

Sažetak

U ovom radu izračunata je toplinska bilanca za postrojenje koje proizvodi 900 MW električne energije i koristi paru tlaka 300 bar-a i temperature od 600 °C s jednim međupregrijanjem i 9 regenerativnih zagrijača napojne vode. U uvodnom dijelu rada opisane su termoelektrane sa naglaskom na nadkritična postrojenja i njihove parametre rada procesa. Izračunate su količine oduzimanja pare potrebne za regenerativno zagrijavanje napojne vode u četiri visokotlačna četiri niskotlačna i jednom otvorenom regenerativnom zagrijaču napojne vode. Tada je i određena ukupna količina potrebne pare koju generator pare mora proizvesti kao i potrebna količina prirodnog plina kao goriva kojeg koristi generator pare. Izračunata je iskoristivost takvog procesa u idealnim i realnim uvjetima. Izračunat je i sastav dimnih plinova te je predložen i sustav za odvajanje i uklanjanje ugljičnog dioksida. Proces je prikazan i u matematičkom modelu koristeći programski paket Epsilon professional te je dana usporedba postrojenja podkritičnih i nadkritičnih parametara u tom modelu te je prikazano kako promjena parametara pare utječe na iskoristivosti i emisije postrojenja. Tu je jasno vidljiva prednost nadkritičnih postrojenja u smislu iskoristivosti i manjih emisija te je jasna težnja i pravac u kojem se razvijaju postrojenja takvih karakteristika. U drugom dijelu rada provedena je energijska i eksergijska analiza dijelova postrojenja i čitavog postrojenja te su prikazani energijski i eksergijski gubitci koji se pojavljuju na pojedinim dijelovima. Prikazano je kako promjena parametara okoline točnije temperature okoline utječe na eksergijsku analizu. To je jasan pokazatelj da takva vrsta analize može biti korištena za precizniju analizu postrojenja, njegovih gubitaka i iskoristivosti i poboljšanja koja je moguće provesti.

Ključne riječi: Parne termoelektrane, Ultra-nadkritična postrojenja, Uklanjanje i skladištenje ugljikovog dioksida, Toplinska bilanca, Energija, Eksergijska analiza, Potencijal poboljšanja, Iskoristivosti, Gubitci, Isplativost, Okoliš, Fosilna goriva

Abstract

In this work, the heat balance was calculated for a plant that produces 900 MW of electricity and uses steam of 300 bar pressure and temperature of 600 °C with one intermediate superheater and 9 regenerative feed water heaters. In the introductory part of the work, thermal power plants are described with an emphasis on supercritical plants and their parameters of process operation. Then, the amounts of steam extraction required for regenerative heating of feed water in four high-pressure, four low-pressure and one open regenerative feed water heater is calculated. After that, the total amount of required steam that the steam generator must produce is calculated as well as the required amount of natural gas as fuel used by the steam generator is determined. The efficiency of this process in ideal and realistic conditions was calculated. The composition of flue gases was also calculated and a system for separating and removing carbon dioxide was proposed. The process is also shown in a mathematical model using the Epsilon professional software package, and a comparison of subcritical and supercritical plant parameters is provided with that model, and how the change in parameters affects plant utilization and emissions is shown. There is a clearly visible advantage of supercritical plants in terms of efficiency and lower emissions, and that makes clear the aspiration and the direction in design of technology advancements of such supercritical power plants. In the second part of the work, an energy and exergy analysis of parts of the plant and the entire plant was carried out, and the energy and exergy losses and efficiencies occurring in individual parts were presented. It is shown how the change of environmental parameters, more precisely the temperature of the environment, affects the exergetic analysis of losses and efficiencies. This is a clear indication that this type of analysis can be used for a more precise analysis of the plant, its losses, and efficiencies and for clearer view on the improvements that can be implemented.

Key words: Steam thermal power plants, Ultra-supercritical plants, Carbon dioxide removal and storage, Heat balance, Energy, Exergy analysis, Improvement potential, Efficiency, Losses, Profitability, Environment, Fossil fuels