

TERMODINAMIČKA ANALIZA BRODSKOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA

Župan, Vito

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:190:160106>

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

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



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**TERMODINAMIČKA ANALIZA BRODSKOG
PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA**

Rijeka, srpanj 2022.

Vito Župan

0069075363

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**TERMODINAMIČKA ANALIZA BRODSKOG
PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA**

Mentor: doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Rijeka, srpanj 2022.

Vito Župan

0069075363

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET
POVJERENSTVO ZA DIPLOMSKE ISPITE

Rijeka, 3. ožujka 2021.

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

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Vito Župan (0069075363)**
Studij: **Diplomski sveučilišni studij strojarstva**
Modul: **Procesno i energetska strojarstvo**

Zadatak: **Termodinamička analiza brodskog parnoturbinskog postrojenja /
Thermodynamic analysis of marine steam power plant**

Opis zadatka:

Opisati karakteristike i princip rada brodskih parnoturbinskih postrojenja. Na temelju dostupnih podataka napraviti energijsku i eksergijsku analizu brodskog parnoturbinskog postrojenja i svih njegovih sastavnih komponenti u nekoliko radnih režima. Poseban naglasak staviti na karakteristike i princip rada komponenti koje se pojavljuju u brodskom, a koje nisu potrebne u stacionarnom parnoturbinskom postrojenju.

Polje znanstvenog područja: **Strojarstvo**

Grana znanstvenog područja: **Procesno i energetska strojarstvo**

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



Zadatak uručen pristupniku: 15. ožujka 2021.

Mentor:



Doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:



Prof. dr. sc. Kristian Lenić

IZJAVA

Ovom izjavom potvrđujem da sam samostalno izradio diplomski rad koristeći se znanjima stečenim tijekom studija uz pomoć mentora primjenjujući metodologiju izrade stručno/znanstvenog rada i koristeći literaturu koja je navedena na kraju rada. Tuđe spoznaje, stavove, zaključke, teorije i zakonitosti koje sam izravno ili parafrazirajući naveo u završnom radu na uobičajen, standardan način citirao sam i povezoao s korištenim bibliografskim jedinicama te niti jedan dio rada ne krši bilo čija autorska prava.

Rijeka, srpanj 2022.

Vito Župan

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Vedranu Mrzljaku na pomoći, savjetima, utrošenom vremenu, pruženoj podršci i strpljenju prilikom izrade diplomskog rada.

SADRŽAJ

1.	UVOD.....	1
2.	OPIS POSTROJENJA I GLAVNIH KOMPONENTI	3
2.1	Opis postrojenja.....	3
2.2	Parne turbine	4
2.3	Generator pare	7
2.4	Kondenzator	9
2.5	Pumpe.....	11
2.6	Otvoreni zagrijači napojne vode	13
2.6.1	Otplinjač.....	14
2.6.2	Mlaki zdenac	15
2.7	Zatvoreni zagrijači napojne vode	15
2.8	Zagrijač zraka.....	16
2.9	Evaporator	17
2.10	Desuperheater	18
2.11	Ventili	19
3.	JEDNADŽBE ZA PRORAČUN	21
3.1	Visokotlačno kućište propulzijske turbine	22
3.2	Niskotlačno kućište propulzijske turbine	23
3.3	Cijela propulzijska turbina	25
3.4	Turbogenerator	26
3.5	Turbina za pogon napojne pumpe	28
3.6	Generator pare	30
3.7	Kondenzator	31
3.8	Kondenzator brtvene pare	33
3.9	Napojna pumpa	34
3.10	Pumpa kondenzata	36

3.11	Pomoćna pumpa kondenzata	37
3.12	Otplinjač	39
3.13	Mlaki zdenac.....	40
3.14	Niskotlačni zagrijač kondenzata	42
3.15	Srednjetlačni zagrijač kondenzata	43
3.16	Zagrijač zraka	44
3.17	Evaporator	46
3.18	Desuperheater	47
3.19	Redukcijski ventili.....	49
3.20	Cijelo postrojenje.....	50
4.	PODACI ZA PRORAČUN.....	51
5.	REZULTATI.....	57
5.1	Turbine	57
5.2	Generator pare	61
5.3	Kondenzatori	63
5.4	Pumpe.....	65
5.5	Otvoreni zagrijači.....	68
5.6	Zatvoreni zagrijači.....	71
5.7	Evaporator	74
5.8	Desuperheater.....	75
5.9	Redukcijski ventili.....	76
5.10	Cijelo postrojenje.....	78
6.	ZAKLJUČAK.....	80
	LITERATURA	82
	POPIS OZNAKA.....	84
	POPIS SLIKA.....	86
	POPIS TABLICA	88

SAŽETAK	89
ABSTRACT.....	90

1. UVOD

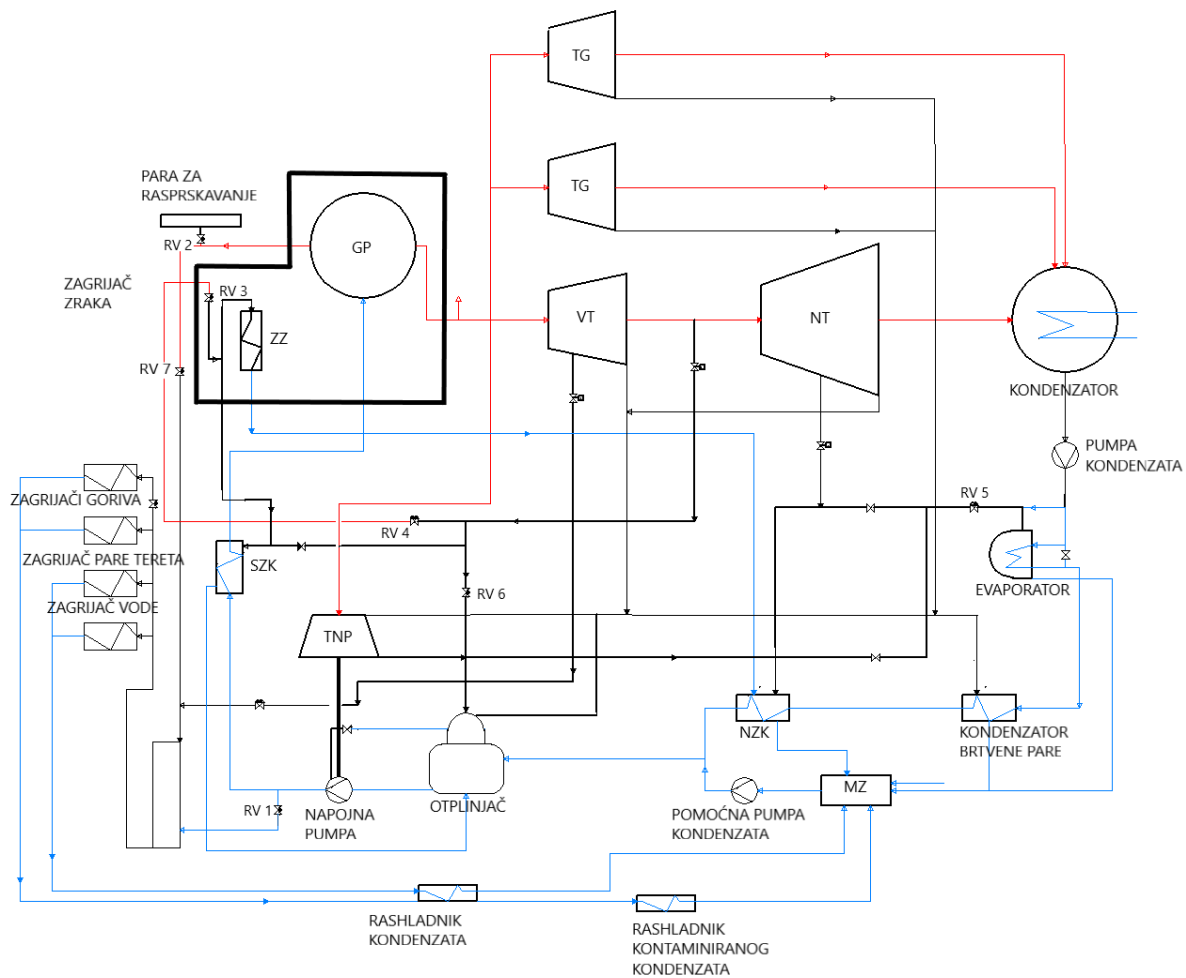
Parna postrojenja su ona postrojenja u kojima se kao glavi medij za dobivanje električne ili ostalih oblika energije koristi para. Parni proces koji je temelj parnih postrojenja naziva se Clausius Rankineov proces. Clausius Rankineov proces obuhvaća podizanje tlaka napojne vode, grijanje, isparavanje i pregrijavanje iste, ekspanziju vodene pare u turbini te kondenzaciju vodene pare. Parna postrojenja razlikuju se u mnogim segmentima, najvažniji segment je gorivo pomoću kojega dovodimo energiju u proces. Najstariji način dovođenja energije u proces, odnosno najstarije gorivo pomoću kojega se voda grijala i isparavala u ovakvim procesima je ugljen. Nakon ugljena počinju se koristiti i ostala fosilna goriva kao primjerice loživo ulje, prirodni plin i slično. Osim fosilnih goriva u parnim postrojenjima se koristi i nuklearno gorivo koje koristi princip nuklearne fisije za transformiranje kemijske energije u druge iskoristive oblike energije.

Parna postrojenja također možemo podijeliti na klasična parna postrojenja koja se nalaze na kopnu te na brodska parna postrojenja. Brodska parna postrojenja razlikuju se od kopnenih po tome što se u njima parna turbina ne koristi samo za dobivanje električne energije već se koristi i kao pogonska turbina.

Ovaj završni rad pod naslovom „Termodinamička analiza broskog parnoturbinskog postrojenja“ bavit će se analizom energetske i eksergetske gubitaka te energetske i eksergetske iskoristivosti pojedinih komponenti parnoturbinskog broskog postrojenja te cijelog postrojenja u tri različita režima rada.

Uz pomoć rezultata dobivenih analizom gubitaka i iskoristivosti komponente istih karakteristika bit će uspoređene kroz sva tri režima rada te će biti donesen odgovarajući zaključak.

Na slici 1.1 prikazano je zadano postrojenje za koje će biti provedena termodinamička analiza.

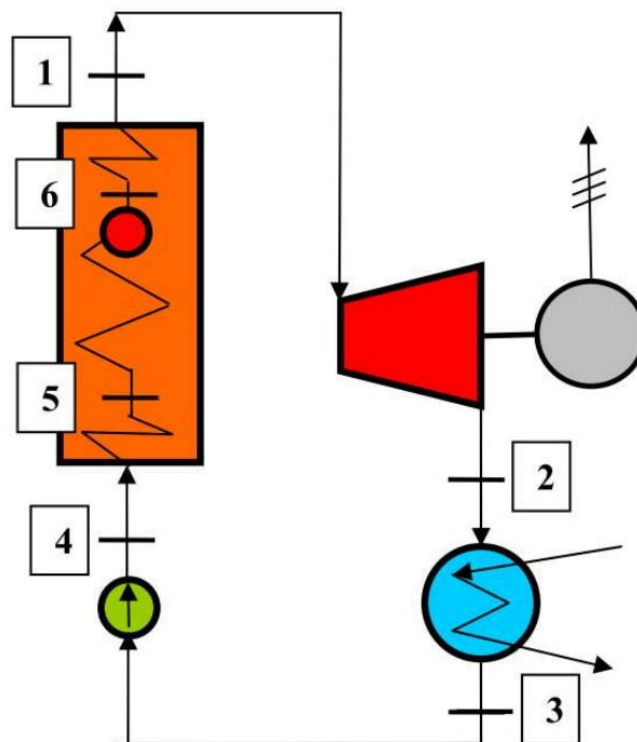


Slika 1.1 Shema zadanog postrojenja

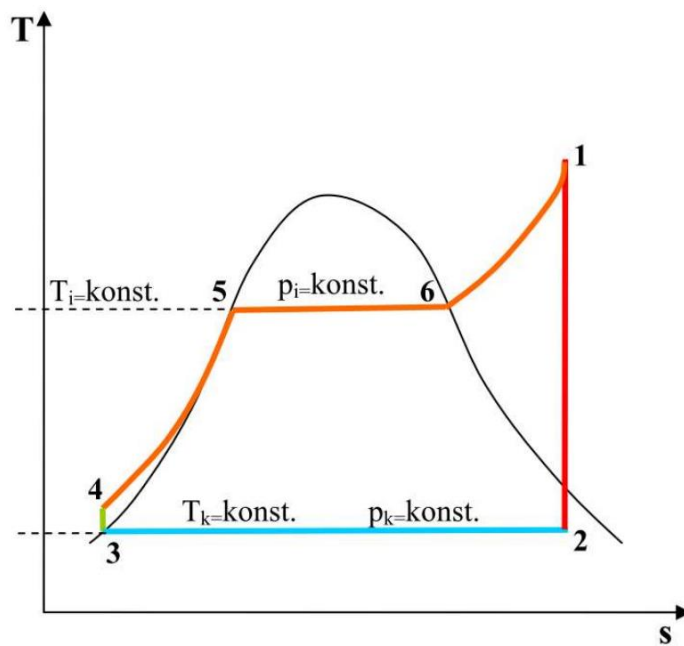
2. OPIS POSTROJENJA I GLAVNIH KOMPONENTI

2.1 Opis postrojenja

Zadano postrojenje za koje će biti izvršena termodinamička analiza spada u parna postrojenja. Princip rada svih parnih postrojenja temelji se na Clausius-Rankineovom procesu koji ulaznu toplinu pretvara u mehanički rad, pri čemu se kao radni medij koristi vodena para. U osnovnu opremu postrojenja koje se služi navedenim procesom ulazi parna turbina, generator pare, kondenzator i pumpe. Na slici 2.1 prikazana je osnovna shema sustava s parnim procesom, a T-s dijagram navedenog procesa nalazi se na slici 2.2.



Slika 2.1 Shema sustava s parnim procesom [1]



Slika 2.2 T-s dijagram Clausius-Rankineovog procesa [1]

U Rankineovom ciklusu postoje četiri osnovna procesa. Od točke 1 do točke 2 dolazi do ekspanzije vodene pare u turbini, od točke 2 do točke 3 u kondenzatoru se vodena para kondenzira, od točke 3 do točke 4 voda u pumpi se tlači na radni tlak, od točke 4 do točke 5 voda se grije u grijaču do vrele kapljevine, od točke 5 do točke 6 vrela kapljevina isparava do stanja suhozasićene pare te od točke 6 do točke 1 vodena para se pregrijava do radne temperature (slika 2.2).

Opisani proces vrijedi za idealni slučaj koji u stvarnosti nije izvediv. Stvarni parni proces uključuje nepovratne gubitke koji uvjetuju porast eksergije u turbinama i pumpama.

Postrojenje za koje će se vršiti termička analiza sastoji se od četiri turbine, dva kondenzatora, generatora pare, tri pumpe, četiri zagrijača napojne vode, evaporatora, desuperheathera, ventila te ostalih pomoćnih komponenti.

2.2 Parne turbine

Parna turbina je toplinska turbina koje se služi parom kao medijem. Toplinska energija medija (vodene pare) najprije se pretvara u kinetičku energiju gibanja te se potom nastala kinetička energija pretvara u mehanički rad.

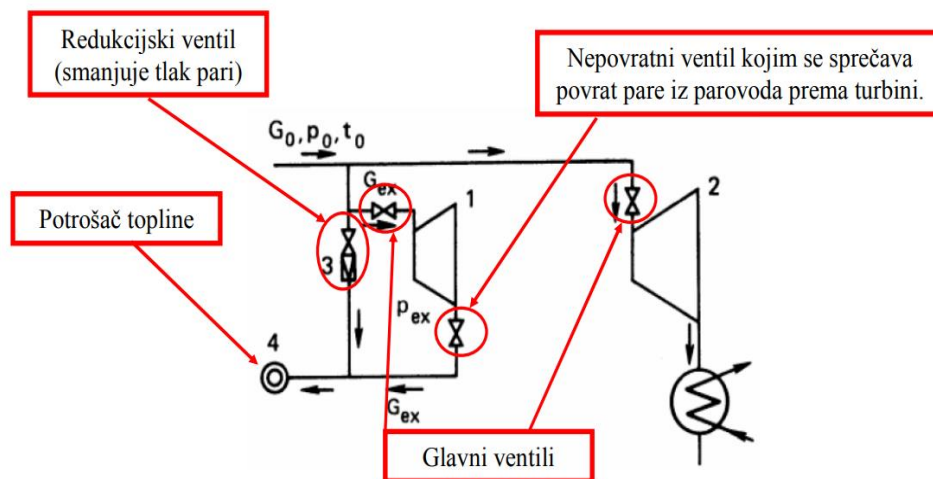
Pregrijana vodena para napušta generator pare pri određenom tlaku i temperaturi te pri tom istom tlaku i temperaturi ulazi u statorske sapnice na kojima se tlak pare smanjuje, a brzina gibanja pare, odnosno kinetička energija se povećava. Para se, u trenutku napuštanja statorskih sapnica giba velikom brzinom kojom ulazi u prostor rotorskih lopatica. Uslijed gibanja pare pokreću se rotorske lopatice i vratilo na koje su pričvršćene te pritom dolazi do pretvorbe kinetičke energije u mehanički rad. Konačno, para niže brzine napušta turbinu.

Parne turbine dijele se prema vrsti toplinskog procesa i putu pare na sljedeće glavne vrste:

Kondenzacijske parne turbine u kojima cijeli protok pare, osim dijela pare za regeneracijsko grijanje, struji kroz turbinu te ekspandira do tlaka nižeg od atmosferskog. Nakon ekspanzije para se odvodi u kondenzator gdje predaje toplinu rashladnoj vodi te ta toplina više nije tehnički upotrebljiva.

Protutlačne turbine s ispušnom parom koja se dostavlja toplinskim trošilima i koristi kao para za grijanje ili procesna para. Tlak ispušne pare u pravilu je veći od atmosferskog tlaka. [2]

Slika 2.3 prikazuje shemu protutlačne i kondenzacijske turbine sa zajedničkim dovodnim parovodom.



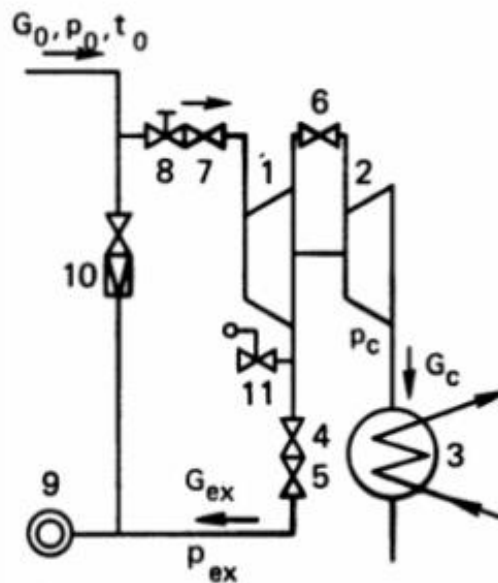
Slika 2.3 Shema protutlačne (lijevo) i kondenzacijske turbine (desno) [2]

Kondenzacijske turbine s automatskim oduzimanjem su turbine u kojima se dio pare unutar turbine oduzima i vodi toplinskim potrošačima te se pritom automatski održava tlak oduzete

pare. Ostatak pare nastavlja proces ekspanzije u turbini do tlaka kondenzatora u koji ulazi kao ispušna para.

Protutlačne turbine s automatskim oduzimanjem su protutlačne turbine kod kojih se iz turbine dio pare oduzima za potrebe toplinskih potrošača uz automatsko održavanje tlaka oduzetoj pari. Ostatak pare ekspandira u turbini te se odvodi kao ispušna para niskotlačnim toplinskim potrošačima. [2]

Uz automatsko, odnosno reguliranje oduzimanja pare pri kojem je tlak pare koja se oduzima konstantan postoji i neautomatsko, odnosno neregulirano oduzimanje pare pri kojem tlak pare koja se oduzima nije konstantan. Turbine s automatskim oduzimanjem sastoje se iz dva glavna dijela, to su visokotlačni dio koji obuhvaća grupu turbinskih stupnjeva ispred mjesta oduzimanja pare i niskotlačni dio koji obuhvaća dio od mjesta oduzimanja pare do kondenzatora (slika 2.4).



Slika 2.4 Osnovna shema turbinskog postrojenja s automatskim oduzimanjem pare [2]

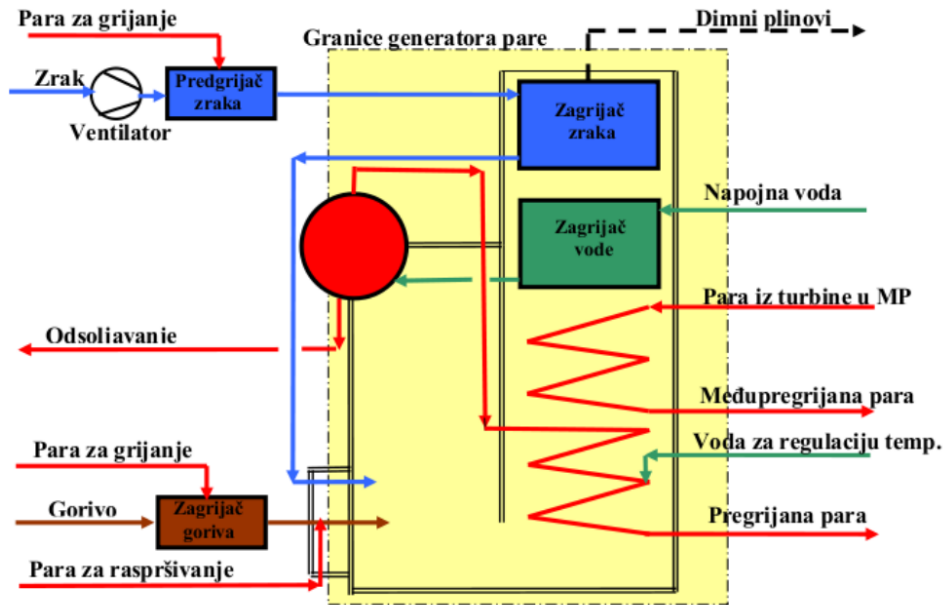
Ovakvo turbinsko postrojenje može istovremeno opskrbljivati potrošače topline potrebnom parom i proizvoditi potrebnu električnu energiju neovisno o potrošnji topline za potrošače. Glavna karakteristika je to što imaju bezbroj mogućih režima rada koji se svrstavaju ili u kondenzacijski režim ili u režim dobave topline. Ovisno o potrebama za električnom energijom

i potrebama grijanja režimi rada se mijenjaju. U kondenzacijskom režimu nema oduzimanja pare što je identično radu kondenzacijske turbine. Režim dobave topline može se provoditi prema potrebama proizvodnje električne energije ili prema potrebama grijanja ovisno o prirodi opterećenja sustava grijanja. Ukoliko su potrebe grijanja prioritet, ventil prema niskotlačnom dijelu turbine se pritvara, međutim ne zatvara se u potpunosti budući da treba proizvoditi minimalnu količinu električne energije koja je određena automatskim oduzimanjem pare. Spomenuti ventil može se i više otvoriti čime će se povećati količina dobivene električne energije.

U zadanom postrojenju nalaze se četiri kondenzacijske turbine, od kojih su dvije jednake, a druge dvije različite. Dvije se turbine koriste za generiranje električne energije te su njihove snage i parametri jednaki. Jedna turbina koristi se kao propulzijska turbina, odnosno za pogon broda. Posljednja turbina koristi se kao pogonska turbina za napojnu pumpu te iz tog razloga njena efektivna snaga mora biti dovoljno velika za pogon napojne pumpe. Efektivna snaga je snaga koju turbina predaje potrošaču, u ovom slučaju pumpi, na svojoj spojci. Ona je manja od indicirane snage koju je para predala rotoru turbine za snagu mehaničkih gubitaka. Snagu mehaničkih gubitaka čini snaga aerodinamičkih gubitaka pri strujanju pare i trenje u ležajevima te snaga za pogon pomoćne opreme kao što su pumpe ulja, regulatori i slično.

2.3 Generator pare

Generator pare je energetska uređaj čija je zadaća proizvodnja vodene pare određenog tlaka i temperature koja služi za pogon parnih turbina. U generatoru pare možemo raščlaniti više sustava: sustav goriva, sustav zraka i sustav dimnih plinova te sustav vode i pare. [3] Na slici 2.5 prikazana je shema generatora pare s međupregrijavanjem. Međupregrijavanje se koristi za povećavanje iskoristivosti parnog procesa na način da se nakon visokotlačnog dijela turbine vodena para odvodi u generator pare u kojem se dodatno zagrijava do određene temperature te zatim odlazi u niskotlačni dio turbine. Zadano brodsko postrojenje ne sadrži međupregrijač pare zbog ograničenog prostora broda u kojem se postrojenje nalazi te za pogon broda nije potrebna veća snaga.



Slika 2.5 Shema generatora pare [3]

Osnovne karakteristike generatora pare su kapacitet, tlak i temperatura izlazne pare. Maksimalni (dopušteni) tlak predstavlja najviši tlak koji je dopušten u procesu. Toj veličini prilagođeni su sigurnosti ventili koji se otvaraju porastom tlaka iznad maksimalnog tlaka. [4] Radni (ili pogonski) tlak u generatoru pare obično je pet posto manji od maksimalnog tlaka. Kapacitet, odnosno učin generatora predstavlja veličinu pri kojoj generator pare postiže svoj maksimalan stupanj iskoristivosti. Minimalni kapacitet generatora pare je tehnički minimum proizvodnje pri kojoj uređaji generatora pare mogu još kontinuirano raditi u sigurnom i trajnom pogonu. Poželjna je što viša temperatura izlazne pare jer se time postiže veća iskoristivost procesa. Visina temperature određena je čvrstoćom materijala pri visokim temperaturama što ograničava procese do određene temperature vodene pare.

Glavni sastavni dijelovi generatora pare jesu ložište, zagrijač vode, isparivač, pregrijač te zagrijač zraka. U ložištu generatora pare odvija se proces izgaranja, odnosno pretvorba kemijske energije goriva u toplinsku energiju dimnih plinova. Ložište je obloženo ekranskim cijevima na koje se toplina najvećim dijelom prenosi zračenjem. U isparivaču se odvija isparavanje te se prijelaz topline odvija zračenjem i konvekcijom. U pregrijaču pare dolazi do pregrijavanja pare do zadane temperature te je iz tog razloga ova komponenta najopterećeniji dio generatora pare. Prijelaz topline u zagrijaču pare, također, se vrši zračenjem i konvekcijom.

Generatori pare razlikuju se prema ogrjevnom mediju koji može biti ugljen, loživo ulje, dizelsko gorivo, prirodni plin i mnoga druga goriva. Brodski generatori pare koriste uži spektar varijanti za pogon generatora pare, to su uglavnom teško motorno gorivo (HFO – Heavy fuel oil) i dizelsko gorivo te je moguća kombinacija nekog od ovih goriva s prirodnim plinom u generatoru pare na dvojno gorivo. [5]

U zadanom postrojenju kao gorivo se koristi ukapljeni prirodni plin. Ogrjevna moć ovoga goriva iznosi 50 MJ/kg što znači da se pri izgaranju 1 kg ovoga goriva slobađa 50 MJ energije koja se prenosi prema dijelovima generatora pare za zagrijavanje radnog medija parnog postrojenja.

2.4 Kondenzator

Kondenzator je izmjenjivač topline u kojem para iz turbine kondenzira i prelazi u tekuće agregatno stanje. Kondenzacija se odvija pri dodiru pare s krutom stijenkom čija je temperatura ispod točke zasićenja pare pri danom tlaku u kondenzatoru. Toplinu koju para predaje stijenci preuzima rashladna tekućina s druge strane stijenske. Ovisno o rashladnoj tekućini kondenzatori mogu biti hlađeni vodom ili zrakom. U modernim parno-turbinskim postrojenjima koriste se kondenzatori hlađeni vodom budući da imaju jednostavniju konstrukciju i da je voda kao medij pogodnija s obzirom na veći toplinski kapacitet.

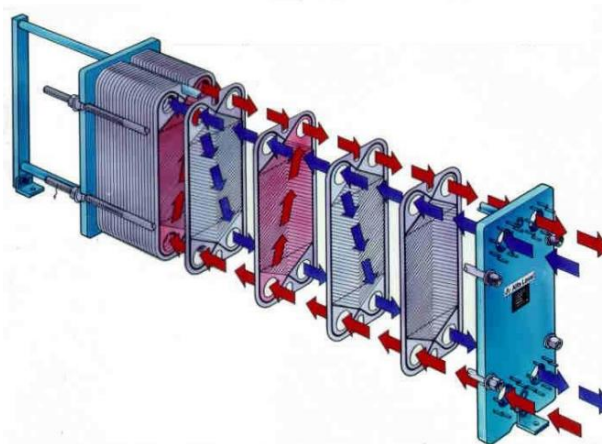
Kondenzatori se prema vrsti izvedbe dijele na cijevne i na pločaste. Cijevni izmjenjivači topline sastoje se iz tri glavna dijela, to su: vanjsko kućište od čelika ili lijevanog željeza, unutarnji cijevni snop (površina izmjene topline) i komora za ulaz i izlaz ogrjevnog sredstva. [6] Primjer cijevnog kondenzatora prikazan je na slici 2.6:



Slika 2.6 Cijevni kondenzator [6]

Cijevni kondenzatori mogu biti izvedeni s pregradama na strani fluida koji struji oko cijevi ili bez pregrada. Postavljanje pregrada produljuje put fluida i uzrokuje veću turbulenciju što poboljšava prijelaz topline.

Pločasti kondenzatori najčešće se koriste u brodskim rashladnim sustavima. Njihova najveća prednost je vrlo kompaktna konstrukcija koja se posebno ističe na brodskim sustavima gdje je potrebno maksimalno uštedjeti prostor, posebno u strojarnici. Također imaju visok koeficijent prijelaza topline te njihova jednostavna konstrukcija omogućava jednostavno čišćenje i održavanje. Visoki troškovi investicije i veći pad tlaka u usporedbi s cijevnim kondenzatorima ipak nisu dovoljne mane da bi ih se brodska postrojenja odrekla.[7] Primjer pločastog kondenzatora prikazan je na slici 2.7.



Slika 2.7 Pločasti kondenzator [6]

Intenzitet izmjene topline i pad tlaka pri strujanju fluida između ploča ovisi o geometriji žljebova na pločama i kutu njihova nagiba. Žljebovi stvaraju kompleksne prolaze kojim se kreću fluidi što omogućava turbulentno strujanje, odnosno povećanje koeficijenta prijelaza topline. Brtve između ploča sprječavaju miješanje fluida u kondenzatoru. Brtve su utisnute u posebne žljebove i prema potrebi moguće ih je mijenjati. Pojedine izvedbe koriste dvostruke stijenke kako bi se dodatno osigurala nemogućnost miješanja dva fluida.[7]

2.5 Pumpe

Pumpe su radni strojevi u kojem se mehanička energija pogona pretvara u hidrauličku energiju fluida kojem je potrebno podići tlak. Pumpe su najrasprostranjeniji strojevi na brodovima gdje imaju razne funkcije poput ispumpavanja vode iz broda i pumpanje vode u brod (balast, kaljuža, rashladni sustav), manipuliranje teretom, osiguravanje broda (požarne i havarijske pumpe), dobava goriva itd.

Pumpe imaju mnogo podjela, međutim jedne od najvažnijih podjela su podjela prema konstrukciji i prema izvedbi. Prema konstrukciji pumpe se dijele na:

❖ Pumpe s linearno pokretnim uređajem:

- Stapne
- Klipne

❖ Rotacijske pumpe:

- Centrifugalne
- Vijčane
- Zupčaste

❖ Mlazne pumpe:

- Ejektori

Prema izvedbi pumpe se dijele na na:

❖ Volumetrijske pumpe:

- Klipne i stapne
- Vijčane

- Zupčaste
- Krilne
- Membranske

❖ Dinamičke pumpe:

- Radijalne (centrifugalne)
- Dijagonalne
- Aksijalne

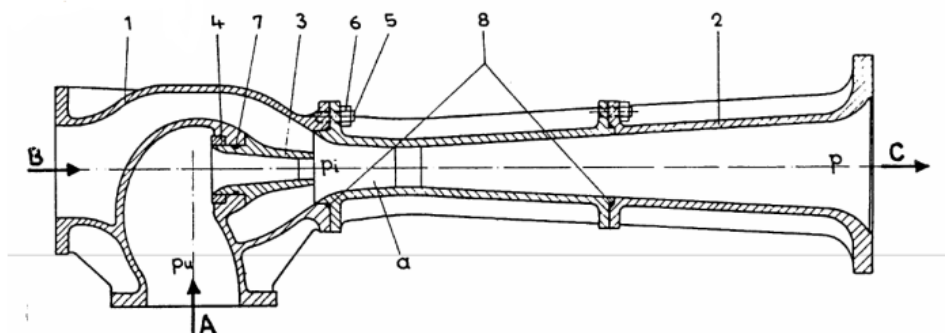
❖ Mlazne pumpe:

- Ejektori

Volumetrijske pumpe koriste se u slučajevima kada nije potrebno da protok bude kontinuiran, međutim važno je dobiti vrlo visok tlak. Ova vrsti pumpa ima veliku prednost u tome što su samousisne, nije im potrebna pomoć pri usisu. Na brodovima se od volumetrijskih pumpi najčešće koriste vijčane, zupčaste i stapne pumpe. Vijčane i zupčaste pumpe koriste se za podmazivanje, dobavu goriva te za transfer goriva i ulja dok se stapne pumpe koriste kao kaljužne, požarne i hidrauličke.

Dinamičke pumpe koriste se kada je potrebno osigurati kontinuirani protok te se većinom u te svrhe koriste centrifugalne pumpe. Na brodovima one služe kao pumpe za cirkulaciju, balast, rashladu, kaljužu, teret, dobavu i slično. Njihova mana je to što nisu samousisne, odnosno potrebna im je pomoć pri usisu, također ostvaruju i niže tlakove za 1 stupanj pumpe, zbog čega se uglavnom koriste pumpe od više stupnjeva.

Mlazne pumpe, odnosno ejektori se koriste za stvaranje vakuuma u usisnim cjevovodiva velikih duljina, posušivanje tankova tereta, održavanje vakuuma u kondenzatorima, isisavanje i posušivanje kaljuža strojarnice i slično. Ejektorima se dovodi pogonski fluid u sapnicu te stvara podtlak uz pomoću kojeg se usisava tekućina koja se sa pogonskim fluidom miješa u difuzoru. [8] Izgled ejektora prikazan je na slici 2.8.



Slika 2.8 Ejektor [8]

Pogon pumpi ostvaruje se na različite načine, najčešći načini pogona su: izravno od glavnog pogonskog stroja, elektromotorom, motorom s unutrašnjim izgaranjem, parnom turbinom, hidromotorom, ručni.[9]

Pumpe su vrlo važan dio svakog parnog postrojenja te bez njih parni proces ne bi bio izvediv. Kada ne bi bilo pumpi (i kondenzatora) te kada bi se parni proces pokušao ostvariti kompresijom ekspandirane pare trošilo bi se oko 200 puta više energije na podizanje tlaka na željenu razinu. Tolika količina energije koju je potrebno dovesti kompromitirala bi parni proces i njegovu isplativost. [1]

Zadano parno brodsko postrojenje sadrži tri pumpe, to su napojna pumpa, pumpa kondenzata i pomoćna pumpa kondenzata. Budući da sve tri pumpe trebaju osigurati kontinuiranu dobavu vode, koriste se dinamičke pumpe, odnosno centrifugalne pumpe. Napojna pumpa mora ostvarivati najveću snagu pa je zbog toga pogonjena direktno putem turbine, dok pomoćna pumpa kondenzata i pumpa kondenzata ostvaruju znatno manje snage te se pogone elektromotorima.

2.6 Otvoreni zagrijači napojne vode

Zagrijači napojne vode prema načinu grijanja napojne vode dijelimo na otvorene i zatvorene zagrijače. Kod otvorenih zagrijača dolazi do grijanja napojne vode direktnom izmjenom

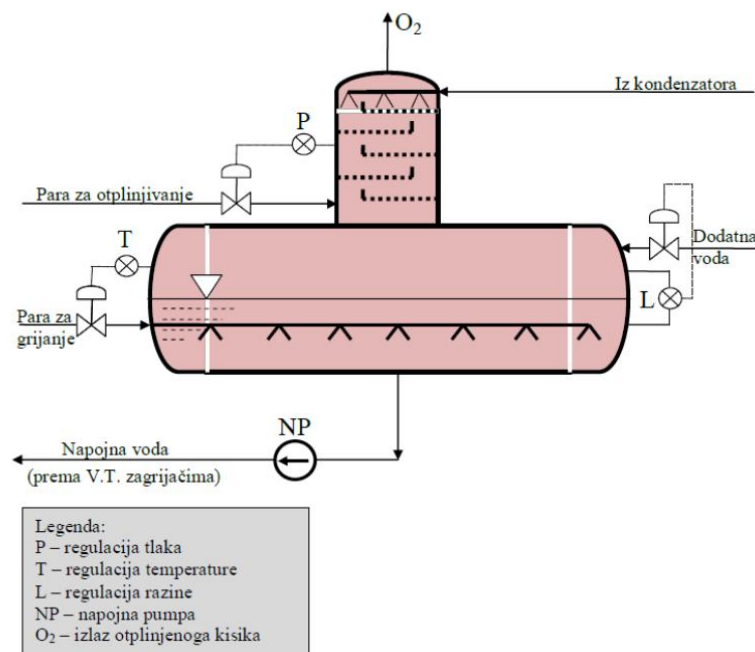
topline, odnosno miješanjem dvije ili više struja, dok kod zatvorenih zagrijača dolazi do indirektno izmjenjene topline, odnosno izmjenjene topline između dvije struje preko stijenke zagrijača.

U zadanom postrojenju postoje dva otvorena zagrijača, odnosno direktna izmjenjivača topline, to su otplinjač i mlaki zdenac.

2.6.1 Otplinjač

Otplinjač (deaerator) osim funkcije direktnog izmjenjivača topline ima još jednu izuzetno važnu funkciju, a to je otplinjavanje plinova otopljenih u napojnoj vodi. U otplinjaču dolazi do rasprskavanja napojne vode u sitne kapljice kako bi se čim lakše oslobodili plinovi ugljični dioksid, kisik i sumporovodik. Od spomenutih plinova, posebno štetan je kisik koji najviše djeluje korozivno na cijevi i ostale dijelove sustava.

Rad otplinjača (slika 2.9) temelji se na Henryjevom zakonu za koji vrijedi da pri višim temperaturama dolazi do odvajanja plinova iz vode, odnosno da pri temperaturi vrenja u vodi nema više otopljenih plinova. [10]



Slika 2.9 Shema otplinjača [10]

Napojna voda iz koje je potrebno izdvojiti otopljene plinove dolazi do otplinjača gdje se rasprskuje pomoću mlaznica. Ispod vode dovodi se pregrijana para iz generatora pare i pregrijana para izdvojena nakon visokotlačnog dijela turbine te ta para ugrijava vodu do temperature vrenja pri kojoj u vodi ne ostaju otopljeni plinovi. Dio te pare kondenzira i skuplja se na dnu otplinjača, a dio vode isparuje i odvodi se s ostatkom pare prema kondenzatoru brtvene pare.

Na izlasku iz otplinjača koncentracija otopljenog ugljičnog dioksida bit će 0, dok će koncentracija otopljenog kisika iznositi 7 ili manje ppb (parts per billion) zbog nesavršenosti procesa. [11]

2.6.2 Mlaki zdenac

Kondenzirana brtvena para, ogrjevna voda iz niskotlačnog zagrijača, kondenzat iz zagrijača para tereta, kontaminirani kondenzat iz zagrijača goriva, dio kondenzata od pare oduzete u niskotlačnom dijelu turbine ukoliko ima oduzimanja pare te destilirana voda koja se sustavu dodaje kako bi nadoknadila gubitke miješaju se u mlakom zdencu. Mlaki zdenac služi kao kolekcijsko čvorište svih navedenih dijelova kako bi se nakon njega pomoćnom pumpom kondenzata podigao tlak vode na tlak na kojem se nalazi kondenzat. Nakon spomenute pumpe kondenzat koji je ugrijan u kondenzatoru brtvene pare i u niskotlačnom zagrijaču i voda iz mlakog zdenca se miješaju te odlaze u otplinjač.

2.7 Zatvoreni zagrijači napojne vode

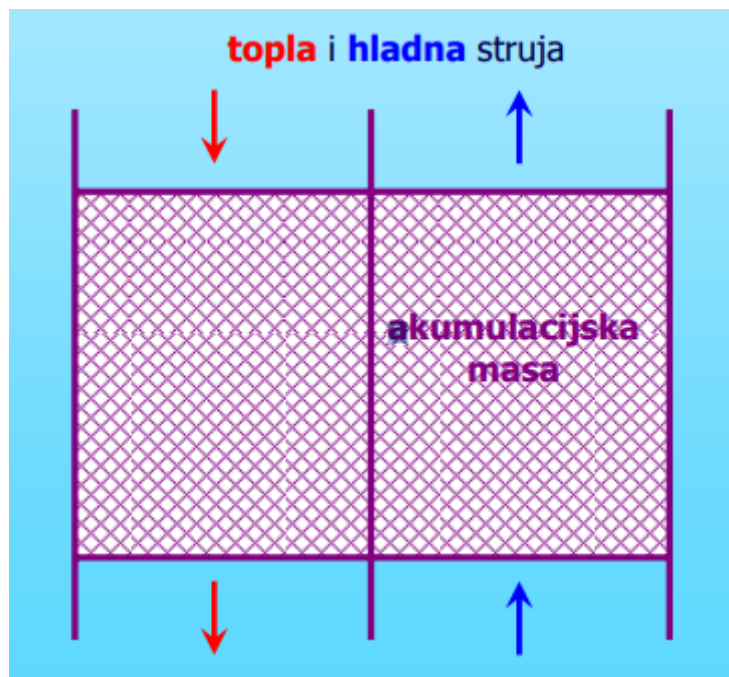
Zatvoreni zagrijači napojne vode koriste se u procesu kako bi se napojna voda zagrijala prije ulaza u generator pare te mu pritom povećala stupanj djelovanja. Napojna voda se zagrijava na temperaturu 20 do 50°C nižu od temperature isparavanja kako zbog nagle promjene režima rada koja može biti uvjetovana kvarom ne bi došlo do isparivanja vode. Zatvoreni zagrijači izvide se većinom kao cijevni ili pločasti izmjenjivači topline, slično kao i ranije spomenuti kondenzatori. [12]

U zadanom postrojenju nalaze se dva zatvorena zagrijača napojne vode, niskotlačni i srednjetačni. U niskotlačnom zagrijaču voda se zagrijava pomoću kondenzata dobivenog

zagrijavanjem zraka i pare koja se oduzima na niskotlačnom dijelu turbine. Srednjetlačni zagrijač koristi paru iz generatora pare za zagrijavanje vode prije ulaska u generator pare.

2.8 Zagrijač zraka

Zagrijači zraka koriste se u parnim procesima kako bi se stvorili povoljniji uvjeti za izgaranje goriva te kako bi se kao i uz pomoć zagrijača vode povećao stupanj iskoristivosti generatora pare snižavanjem temperature dimnih plinova. Zagrijači zraka izvode se kao rekuperativni ili regenerativni izmjenjivači topline. Kod rekuperativnih izmjenjivača topline fluidi različitih temperatura su odvojeni krutom stijenkom te se toplina izmjenjuje prolazom topline. Dijelev se na cijevne i pločaste izmjenjivače topline. Regenerativni izmjenjivači topline izmjenjuju toplinu između dva plina uz posredstvo rotirajuće krute mase. Toplija struja u jednom vremenskom intervalu grije akumulacijsku krutu masu, a zatim akumulacijska masa u sljedećem intervalu grije hladniju struju. Grijanje i hlađenje akumulacijske mase ciklički se ponavlja u jednakim vremenskim intervalima.[13] Na slici 2.10 prikazan je princip rada regeneratora.

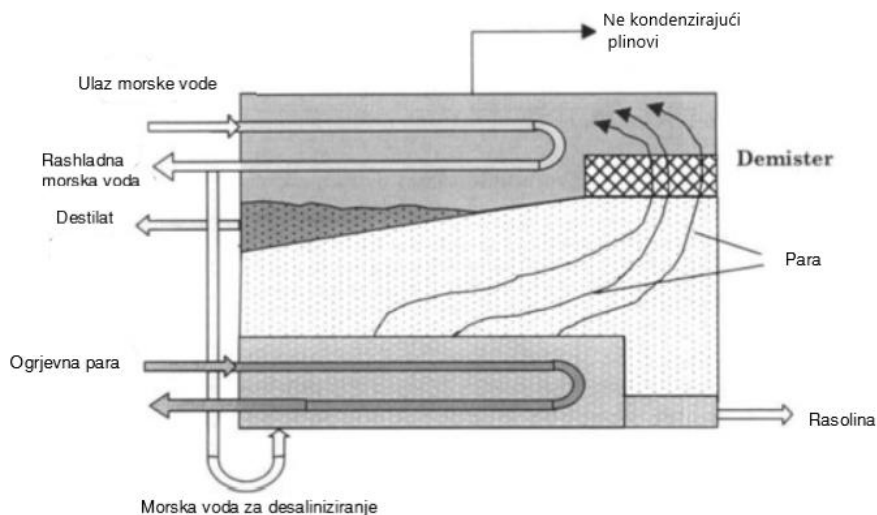


Slika 2.10 Regenerator [13]

Uobičajeno je da se regeneratori koji služe kao zagrijači zraka u parnom postrojenju postavljaju u sklopu generatora pare kako bi se za grijanje zraka iskoristila toplina dimnih plinova. U zadanom postrojenju zagrijač zraka ne grije se dimnim plinovima već parom iz generatora pare te se za te potrebe koristi rekuperator.

2.9 Evaporator

Evaporator je vrlo važan uređaj na brodskim postrojenjima pomoću kojega se desalinizira morska voda te postaje pogodna za kuhanje, pranje te uz dodatno tretiranje i za piće. Evaporator ima dvojaku funkciju, odvaja vodu od soli te ujedno ugrijava napojnu vodu uz pomoć vodene pare. U zadanom postrojenju evaporator se nalazi nakon pumpe kondenzata, a para se odvaja iz niskotlačnog dijela turbine. U evaporatoru se morsku vodu ugrijava do vrenja uz pomoć spomenute pare koja struji cijevima uronjenim u bazen morske vode te tada dolazi do odvajanja vode od soli. Isparena voda odvodi se kroz demister kako bi se spriječio prolazak kapljica vode u drugi dio evaporatora. Demister je vrlo važna komponenta evaporatora jer onemogućava kapljicama vode prolaz, a one bi sadržavale sol i time bi bio narušen integritet evaporatora. Para koja je prošla kroz demister zatim odlazi u dio evaporatora gdje se hladi i kondenzira slatka voda. Rashladni medij za kondenzaciju vode može biti morska voda ili napojna voda. U zadanom postrojenju kao rashladni medij se koristi napojna voda koja se na taj način zagrijava što puspješuje iskoristivost procesa generatora pare te ukupni stupanj iskoristivosti postrojenja. [14] Na slici 2.11 shematski je prikazan evaporator koji koristi morsku vodu kao rashladni medij.



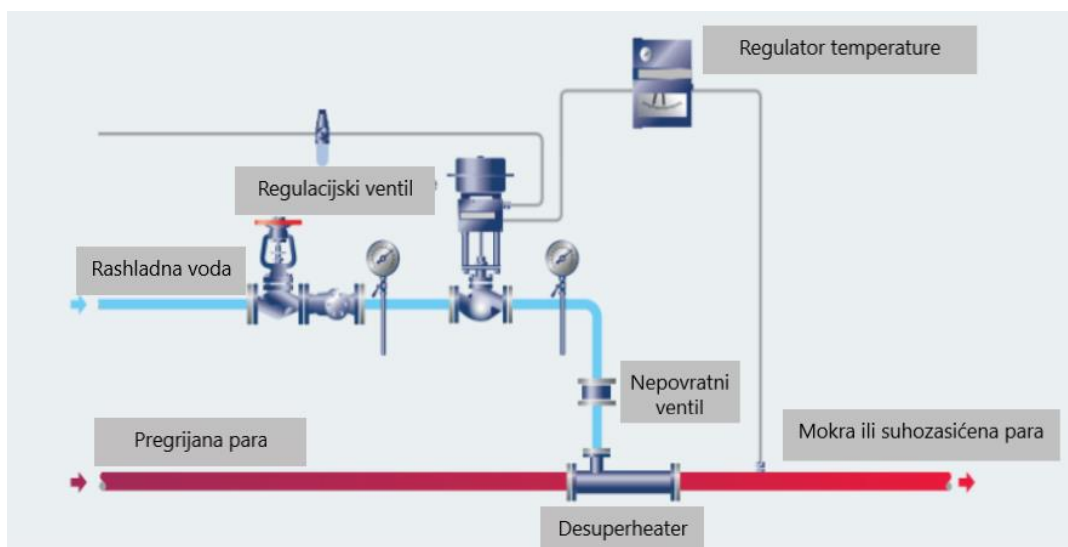
Slika 2.11 Evaporator [14]

Važno je kontinuirano iz evaparatora odvoditi rasolinu kako se ne bi otežavalo isparavanje morske vode zbog prevelike koncentracije soli u bazenu.

2.10 Desuperheater

Pregrijana para koristi se u parnim postrojenjima zbog njene toplinske moći, odnosno veće entalpije u odnosu na suhozasićenu paru. U nekim procesima (primjerice destilacijske kolone) bolje je koristiti suhozasićenu paru zbog veće iskoristivosti, razlog tome je bolji prijelaz topline sa suhozasićene pare. Također zahtjevi za opremu zbog vrlo visoke temperature su puno viši kada se koristi pregrijana para, što znači da je potrebno koristiti skuplju opremu te postoji veća opasnost od oštećivanja opreme, a posebno osjetljivih dijelova iste. Kako bi se mogle koristiti i pregrijana i suhozasićena ili mokra para u proces se uvodi uređaj desuperheater koji dodavanjem vode u pregrijanu paru stvara mokru paru ili suhozasićenu paru.[15]

Postoje dvije vrste desuperheatera, kao i kod izmjenjivača topline, indirektni (zatvoreni) i direktni (otvoreni) desuperheater. Kod indirektnog tipa rashladna tekućina ne dolazi u direktni dodir s pregrijanom parom dok se kod direktnog tipa rashladna tekućina i pregrijana para miješaju. Kod direktnog tipa desuperheatera voda se pomoću mlaznica rasprskava u sitne kapljice kako bi se što uspješnije pomiješala s nadolazećom parom, shema takvog sustava prikazana je na slici 2.12.

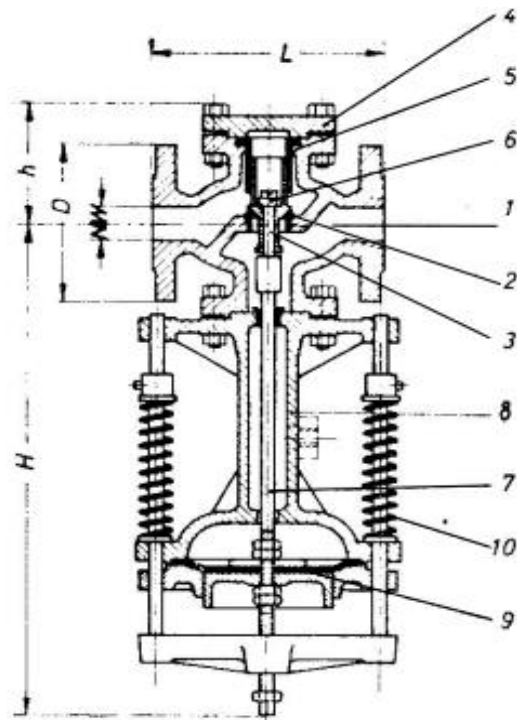


Slika 2.12 Desuperheater [15]

2.11 Ventili

Ventili su zaporni elementi za regulaciju protoka, tlaka, sadržaja cjevovoda i slično. Postoje razne vrste ventila s obzirom na njihovu funkciju, neke od njih su:

- Regulacijski ventil – ventil za reguliranje protoka koji ima posebno oblikovan protočni presjek kako ne bi dolazilo do velikih lokalnih otpora u cjevovodu.
- Nepovratni ventil – ventil koji sprječava povratni tok kontrolom smjera toka fluida umjesto zatvaranja. Kao sredstvo zatvaranja najčešće se koriste pločica ili kuglica.
- Odzračni ventili – ventil koji iz cjevovoda izdvaja zrak.
- Sigurnosni ventil – naziv za mnogobrojne vrste uređaja čija je funkcija sprječavanje povećanja tlaka ili vakuuma unutar cjevovoda ili sustava pod tlakom.
- Redukcijski ventil – ventili koji smanjuju tlak na zahtjevanu veličinu. Kod ove vrste ventila smanjenje tlaka postiže se promjenom protočnog presjeka između sjedišta ventila i pladnja. Smanjenje tlaka se može podešavati tlačnom maticom, opterećenjem ili rasterećenjem opruge. (slika 2.13) [16]



- | | |
|-------------------|--------------------------|
| 1 Kućište ventila | 6 Pladanj za upravljanje |
| 2 Sjedište | 7 Vreteno |
| 3 Pladanj | 8 Kućište membrane |
| 4 Poklopac | 9 Membrana |
| 5 Vodilica | 10 Opruga |

Slika 2.13 Redukcijski ventil [16]

3. JEDNADŽBE ZA PRORAČUN

Energija se općenito definira kao sposobnost obavljanja rada, tj. savladavanje sile na nekom putu. Ona se u svim realnim procesima pretvara iz jednog oblika u drugi pri čemu se pretvorba u neiskoristivu energiju smatra energetske gubitkom.

Eksergija je maksimalan rad kojeg se može dobiti iz nekog radnog fluida dovođenjem njegova stanja povratnim (reverzibilnim) putem do stanja okoline. Eksergija se za razliku od energije u svim realnim (nepovrativim) procesima troši[17].

Bilancu masa i energija nekog kontrolnog volumena u ustaljenom stanju zanemarujući potencijalnu i kinetičku energiju prikazuju jednačbe:

$$\sum m_{in} = \sum m_{out}$$

$$Q - P = \sum m_{out} \cdot h_{out} - \sum m_{in} \cdot h_{in}$$

Ukupni energetske tok nekoga fluida računa se prema izrazu:

$$E = m \cdot h$$

Energetske iskoristivost računa se prema izrazu:

$$E_{ef} = \frac{\text{Izlaz energije}}{\text{Ulaz energije}}$$

Eksergijske bilanca za kontrolni volumen u ustaljenom stanju glasi:

$$X_{heat} - P = \sum m_{out} \cdot ex_{out} - \sum m_{in} \cdot ex_{in} + E_{XD}$$

Izmjena eksergije putem topline definira se kao:

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

Za izračunavanje eksergetskih tokova najprije je potrebno izračunati specifičnu eksergiju pomoću izraza:

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

Eksergijske tok fluida računa se prema izrazu:

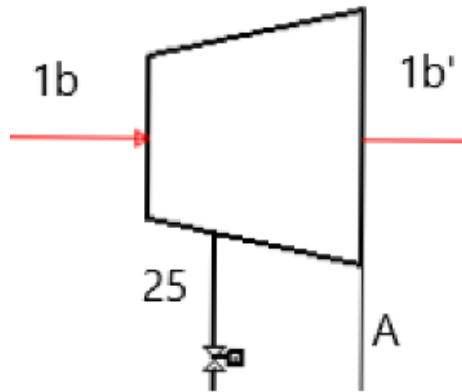
$$Ex = m \cdot ex$$

Eksergetske iskoristivost računa se prema izrazu:

$$E_{\text{Xef}} = \frac{\text{Izlaz eksergije}}{\text{Ulaz eksergije}}$$

3.1 Visokotlačno kućište propulzijske turbine

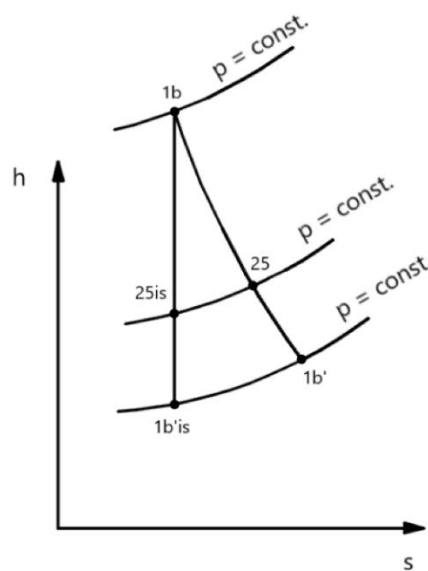
Na slici 3.1 shematski je prikazan visokotlačni dio propulzijske turbine.



Slika 3.1 Shematski prikaz visokotlačnog dijela propulzijske turbine

Slovo A označava brtvenu paru vrlo malog protoka koji je zanemaren.

Slika 3.2 prikazuje h-s dijagram ekspanzije pare u visokotlačnom dijelu propulzijske turbine.



Slika 3.2 h-s dijagram ekspanzije pare u visokotlačnom dijelu propulzijske turbine

Snaga visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$P_{VT} = m_{1b} \cdot (h_{1b} - h_{25}) + m_{1b'} \cdot (h_{25} - h_{1b'})$$

Teorijska snaga visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$P_{VT,is} = m_{1b} \cdot (h_{1b} - h_{25,is}) + m_{1b'} \cdot (h_{25,is} - h_{1b',is})$$

Energetski gubici visokotlačnog dijela propulzijske turbine računaju se izrazom:

$$E_{VT,gub} = P_{VT,is} - P_{VT}$$

Energetska iskoristivost visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$E_{VT,ef} = \frac{P_{VT}}{P_{VT,is}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{VT,ul} = m_{1b} \cdot ex_{1b}$$

Izlazna eksergija visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{VT,izl} = (m_{1b'} \cdot ex_{1b'}) + (m_{25} \cdot ex_{25}) + P_{VT}$$

Gubici eksergije visokotlačnog dijela propulzijske turbine računaju se izrazom:

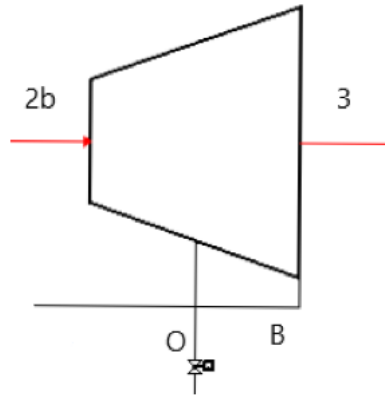
$$Ex_{VT,gub} = Ex_{VT,ul} - Ex_{VT,izl}$$

Eksergetska iskoristivost visokotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{VT,ef} = \frac{P_{VT}}{m_{1b} \cdot ex_{1b} - m_{25} \cdot ex_{25} - m_{1b'} \cdot ex_{1b'}} \cdot 100\%$$

3.2 Niskotlačno kućište propulzijske turbine

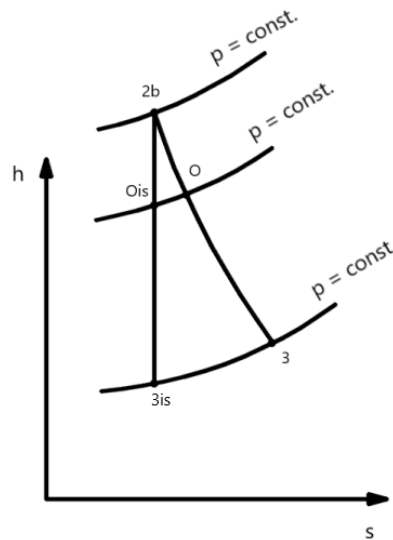
Na slici 3.3 shematski je prikazan niskotlačni dio propulzijske turbine.



Slika 3.3 Shematski prikaz niskotlačnog dijela propulzijske turbine

Slovom B označava brtvenu paru vrlo malog protoka koji je zanemaren. Pretpostavljeno je da iz turbine izlazi mokra para sa sadržajem vode od 0,07 (7% kapljice vode i 93% vodena para).

Slika 3.4 prikazuje h-s dijagram niskotlačnog dijela propulzijske turbine.



Slika 3.4 h-s dijagram ekspanzije pare u niskotlačnom dijelu propulzijske turbine

Snaga niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$P_{NT} = m_{2b} \cdot (h_{2b} - h_O) + m_3 \cdot (h_O - h_3)$$

Teorijska snaga niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$P_{NT,is} = m_{2b} \cdot (h_{2b} - h_{0,is}) + m_3 \cdot (h_{0,is} - h_{3,is})$$

Energetski gubici niskotlačnog dijela propulzijske turbine računaju se izrazom:

$$E_{NT,gub} = P_{NT,is} - P_{NT}$$

Energetska iskoristivost niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$E_{NT,ef} = \frac{P_{NT}}{P_{NT,is}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{NT,ul} = m_{2b} \cdot ex_{2b}$$

Izlazna eksnergija niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{NT,izl} = (m_3 \cdot ex_3) + (m_0 \cdot ex_0) + P_{NT}$$

Gubici eksnergije niskotlačnog dijela propulzijske turbine računaju se izrazom:

$$Ex_{NT,gub} = Ex_{NT,ul} - Ex_{NT,izl}$$

Eksergetska iskoristivost niskotlačnog dijela propulzijske turbine računa se izrazom:

$$Ex_{NT,ef} = \frac{P_{NT}}{m_{2b} \cdot ex_{2b} - m_0 \cdot ex_0 - m_3 \cdot ex_3} \cdot 100\%$$

3.3 Cijela propulzijska turbina

Budući da se propulzijska turbina sastoji od visokotlačnog i niskotlačnog dijela, odnosno od dva kućišta, potrebno je izračunati ukupne snage, iskoristivosti i gubitke za cijelu turbinu.

Ukupna snaga propulzijske turbine računa se pomoću izraza:

$$P_{uk,GT} = P_{VT} + P_{NT}$$

Ukupna teoretska snaga propulzijske turbine računa se pomoću izraza:

$$P_{uk,GT,is} = P_{VT,is} + P_{NT,is}$$

Ukupni energetski gubici propulzijske turbine računaju se pomoću izraza:

$$E_{GT,gub} = E_{VT,gub} + E_{NT,gub}$$

Energetska iskoristivost propulzijske turbine računa se pomoću izraza:

$$E_{GT,ef} = \frac{P_{uk,GT}}{P_{uk,GT,is}} \cdot 100\%$$

Ukupni ulaz eksergije u propulzijsku turbinu računa se pomoću izraza:

$$Ex_{GT,ul} = Ex_{VT,ul} + Ex_{NT,ul}$$

Ukupni izlaz eksergije iz propulzijske turbine računa se pomoću izraza:

$$Ex_{GT,izl} = Ex_{VT,izl} + Ex_{NT,izl}$$

Ukupni gubici eksergije u propulzijskoj turbini računaju se pomoću izraza:

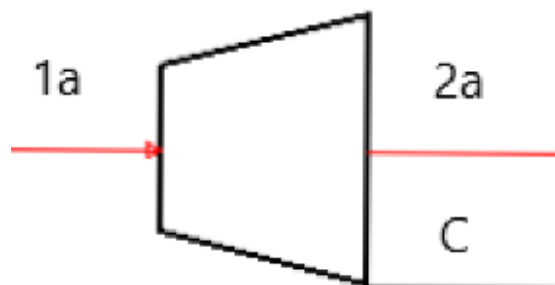
$$Ex_{GT,gub} = Ex_{GT,ul} - Ex_{GT,izl}$$

Eksergetska iskoristivost propulzijske turbine računa se pomoću izraza:

$$Ex_{GT,ef} = \frac{P_{uk,GT}}{Ex_{GT,ul} - Ex_{GT,izl} + P_{uk,GT}} \cdot 100\%$$

3.4 Turbogenerator

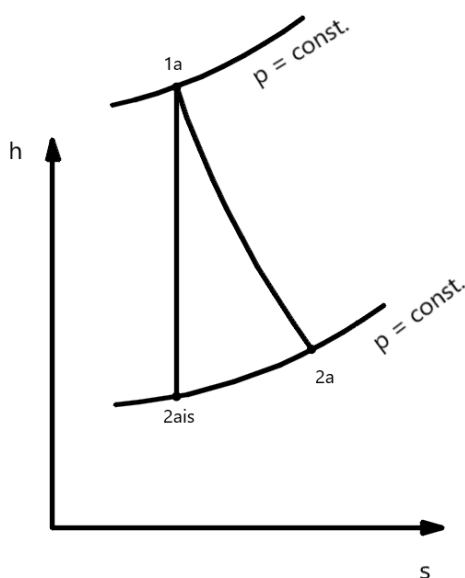
Na slici 3.5 shematski je prikazan turbogenerator.



Slika 3.5 Shematski prikaz turbogeneratora

Točka C označava brtvenu paru vrlo malog protoka koji je zanemaren. Pretpostavljeno je da iz turbine izlazi mokra para sa sadržajem vode od 0,05 (5% kapljice vode i 95% vodena para).

Slika 3.6 prikazuje h-s dijagram turbogeneratora.



Slika 3.6 h-s dijagram turbogeneratora

Postrojenje se sastoji od dva identična turbogeneratora istih parametara pa su iskoristivosti i gubici računati jednom, a ukupnim gubicima dodaju se dva puta dobiveni rezultati.

Snaga turbogeneratora računa se izrazom:

$$P_{TG} = m_{1a} \cdot (h_{1a} - h_{2a})$$

Teorijska snaga turbogeneratora računa se izrazom:

$$P_{TG,is} = m_{1a} \cdot (h_{2a} - h_{2a,is})$$

Energetski gubici turbogeneratora računaju se izrazom:

$$E_{TG,gub} = P_{TG,is} - P_{TG}$$

Energetska iskoristivost turbogeneratora računa se izrazom:

$$E_{TG,ef} = \frac{P_{TG}}{P_{TG,is}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija turbogenerators računata se izrazom:

$$Ex_{TG,ul} = m_{1a} \cdot ex_{1a}$$

Izlazna eksergija turbogenerators računata se izrazom:

$$Ex_{TG,izl} = (m_{2a} \cdot ex_{2a}) + P_{TG}$$

Gubici eksergije turbogenerators računata se izrazom:

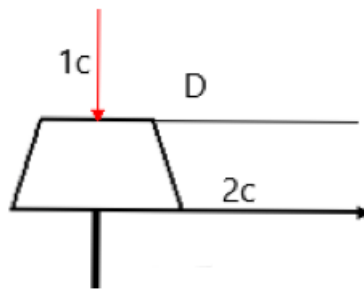
$$Ex_{TG,gub} = Ex_{TG,ul} - Ex_{TG,izl}$$

Eksergetska iskoristivost turbogenerators računata se izrazom:

$$Ex_{TG,ef} = \frac{P_{TG}}{m_{1a} \cdot ex_{1a} - m_{2a} \cdot ex_{2a}} \cdot 100\%$$

3.5 Turbina za pogon napojne pumpe

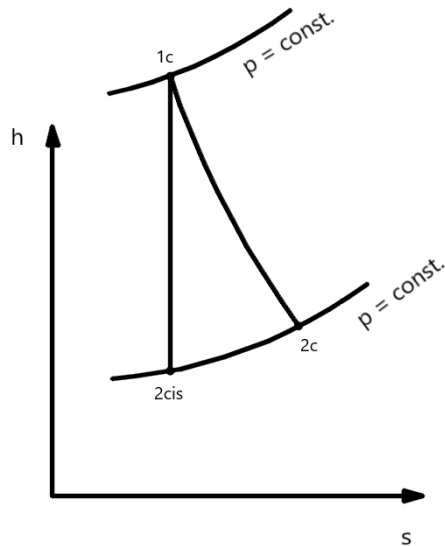
Na slici 3.7 shematski je prikazana turbina za pogon napojne pumpe.



Slika 3.7 Shematski prikaz turbine za pogon napojne pumpe

Na slici 3.7 D je protok brtvene pare koji je zanemarivo malen. Pretpostavljeno je da iz turbine izlazi mokra para sa sadržajem vode od 0,02 (2% kapljica vode i 98% vodene pare).

Slika 3.8 prikazuje h-s dijagram turbine za pogon napojne pumpe.



Slika 3.8 h-s dijagram turbine za pogon napojne pumpe

Snaga turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$P_{TNP} = m_{1c} \cdot (h_{1c} - h_{2c})$$

Teorijska snaga turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$P_{TNP,is} = m_{1c} \cdot (h_{1c} - h_{2c,is})$$

Energetski gubici turbine za pogon napojne pumpe računaju se izrazom:

$$E_{TNP,gub} = P_{TNP,is} - P_{TNP}$$

Energetska iskoristivost turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$E_{ef} = \frac{P_{TNP}}{P_{TNP,is}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$Ex_{TNP,ul} = m_{1c} \cdot ex_{1c}$$

Izlazna eksnergija turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$Ex_{TNP,izl} = m_{2c} \cdot ex_{2c} + P_{TNP}$$

Gubici eksnergije turbine za pogon napojne pumpe računaju se izrazom:

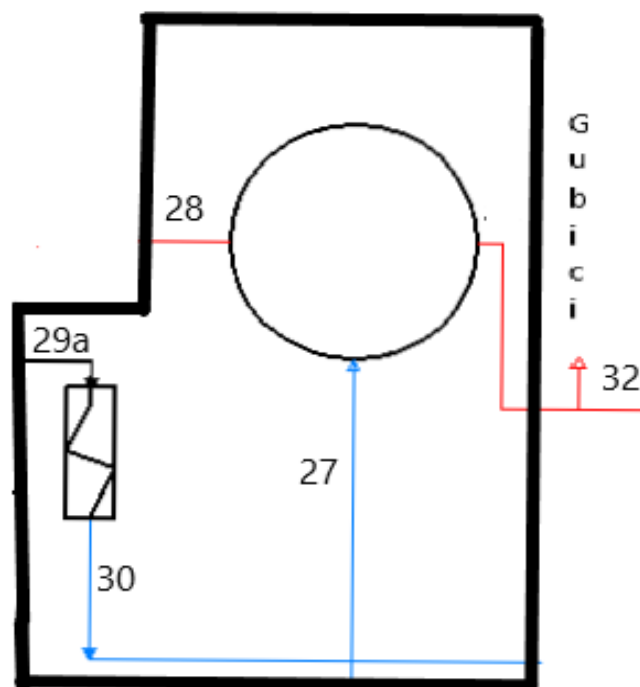
$$Ex_{TNP,gub} = Ex_{TNP,ul} - Ex_{TNP,izl}$$

Eksergetička iskoristivost turbine za pogon napojne pumpe računa se izrazom:

$$Ex_{TNP,ef} = \frac{P_{TNP}}{m_{1c} \cdot (ex_{1c} - ex_{2c})} \cdot 100\%$$

3.6 Generator pare

Na slici 3.9. prikazana je shema generatora pare.



Slika 3.9 Shema generatora pare

Potrošnja goriva u generatoru pare računa se izrazom:

$$B_g = \frac{m_{28} \cdot (h_{28} - h_{27}) + m_{32} \cdot (h_{32} - h_{27})}{H_d \cdot 0,8}$$

Pri čemu je 0,8 faktor iskoristivosti procesa izgaranja goriva.

Ulazna energija u generator pare računa se izrazom:

$$E_{GP,ul} = m_{27} \cdot h_{27} + H_d \cdot B_g$$

Izlazna energija iz generatora pare računa se izrazom:

$$E_{GP,izl} = m_{28} \cdot h_{28} + m_{32} \cdot h_{32}$$

Gubici energije u generatoru pare računaju se izrazom:

$$E_{GP,gub} = E_{GP,ul} - E_{GP,izl}$$

Energetska iskoristivost generatora pare računa se izrazom:

$$E_{GP,ef} = \frac{E_{GP,izl}}{E_{GP,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u generator pare računa se izrazom:

$$Ex_{GP,ul} = m_{27} \cdot ex_{27} + H_d \cdot B_g \cdot 1,04$$

Pri čemu je 1,04 eksergetski faktor goriva.

Izlazna eksergija iz generatora pare računa se izrazom:

$$Ex_{GP,izl} = m_{28} \cdot ex_{28} + m_{32} \cdot ex_{32}$$

Gubici eksergije u generatoru pare računaju se izrazom:

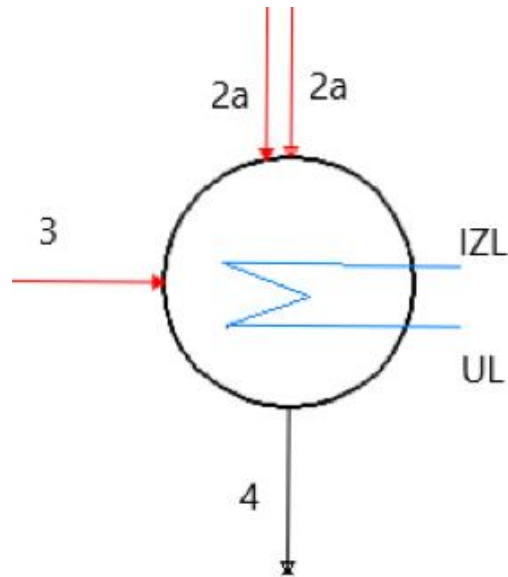
$$Ex_{GP,gub} = Ex_{GP,ul} - Ex_{GP,izl}$$

Eksergetska iskoristivost generatora pare računa se izrazom:

$$Ex_{GP,ef} = \frac{Ex_{GP,izl}}{Ex_{GP,ul}} \cdot 100\%$$

3.7 Kondenzator

Na slici 3.10 shematski je prikazan kondenzator. Na slici UL i IZL predstavljaju ulaz i izlaz rashladne vode. Također se na slici nalaze dvije ulazne struje označene s 2a, to je tako zato što su dva turbogeneratora istih karakteristika i istih parametara pa su označeni istim slovom i radi olakšavanja proračuna računati su jednom.



Slika 3.10 Shematski prikaz kondenzatora

Ulazna energija u kondenzatoru računa se prema izrazu:

$$E_{KOND,ul} = 2 \cdot (m_{2a} \cdot h_{2a}) + m_3 \cdot h_3 - m_4 \cdot h_4$$

Izlazna energija iz kondenzatora računa se prema izrazu:

$$E_{KOND,izl} = m_{IZL} \cdot h_{IZL} - m_{UL} \cdot h_{UL}$$

Budući da nije poznata specifična entalpija izlazne rashladne vode, pretpostavljena je iskoristivost kondenzatora od 75% te je izlazni energijski tok izračunat prema izrazu:

$$E_{KOND,izl} = E_{KOND,ul} \cdot E_{KOND,ef}$$

Specifična entalpija nadalje je dobivena prema izrazu:

$$h_{IZL} = \frac{E_{KOND,izl}}{m_{IZL}} + h_{UL}$$

Energetski gubici u kondenzatoru računaju se prema izrazu:

$$E_{KOND,gub} = E_{KOND,ul} - E_{KOND,izl}$$

Energetska iskoristivost kondenzatora inače se računa prema izrazu:

$$E_{KOND,ef} = \frac{E_{KOND,izl}}{E_{KOND,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u kondenzator računa se prema izrazu:

$$Ex_{KOND,ul} = 2 \cdot (m_{2a} \cdot ex_{2a}) + m_3 \cdot ex_3 - m_4 \cdot ex_4$$

Izlazna eksergija iz kondenzatora računa se prema izrazu:

$$Ex_{KOND,izl} = m_{IZL} \cdot ex_{IZL} - m_{UL} \cdot ex_{UL}$$

Eksergetski gubici kondenzatora računaju se prema izrazu:

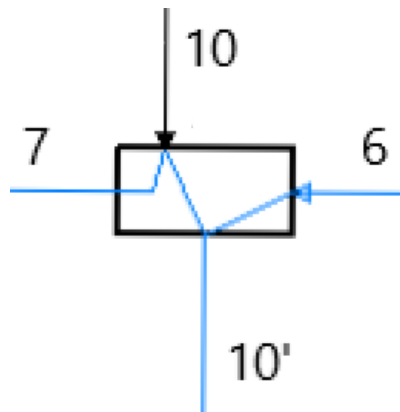
$$Ex_{KOND,gub} = Ex_{KOND,ul} - Ex_{KOND,izl}$$

Eksergetska iskoristivost kondenzatora računa se prema izrazu:

$$Ex_{KOND,ef} = \frac{Ex_{KOND,izl}}{Ex_{KOND,ul}} \cdot 100\%$$

3.8 Kondenzator brtvene pare

Na slici 3.11 prikazana je shema kondenzatora brtvene pare.



Slika 3.11 Shematski prikaz kondenzatora brtvene pare

Ulazna energija u kondenzatoru brtvene pare računa se prema izrazu:

$$E_{KONDBP,ul} = m_{10} \cdot (h_{10} - h_{10'})$$

Izlazna energija iz kondenzatora brtvene pare računa se prema izrazu:

$$E_{KONDBP,izl} = m_6 \cdot (h_7 - h_6)$$

Energetski gubici u kondenzatoru brtvene pare računaju se prema izrazu:

$$E_{KONDBP,gub} = E_{KONDBP,ul} - E_{KONDBP,izl}$$

Energetska iskoristivost kondenzatora brtvene pare računa se prema izrazu:

$$E_{KONDBP,ef} = \frac{E_{KONDBP,izl}}{E_{KONDBP,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija u kondenzator brtvene pare računa se prema izrazu:

$$Ex_{KONDBP,ul} = m_{10} \cdot (ex_{10} - ex_{10'})$$

Izlazna eksnergija iz kondenzatora brtvene pare računa se prema izrazu:

$$Ex_{KONDBP,izl} = m_6 \cdot (ex_7 - ex_6)$$

Eksergetski gubici kondenzatora brtvene pare računaju se prema izrazu:

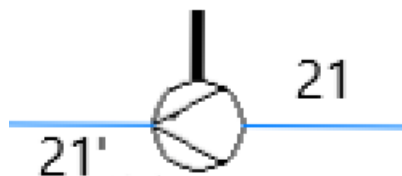
$$Ex_{KONDBP,gub} = Ex_{KONDBP,ul} - Ex_{KONDBP,izl}$$

Eksergetska iskoristivost kondenzatora brtvene pare računa se prema izrazu:

$$Ex_{KONDBP,ef} = \frac{Ex_{KONDBP,izl}}{Ex_{KONDBP,ul}} \cdot 100\%$$

3.9 Napojna pumpa

Na slici 3.12 shematski je prikazana napojna pumpa.



Slika 3.12 Shematski prikaz napojne pumpe

Snaga napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$P_{NP} = \frac{h_{21'} \cdot m_{21'} - h_{21} \cdot m_{21}}{E_{NP,ef}}$$

Pri čemu je energetska iskoristivost napojne pumpe pretpostavljena i iznosi 0,75 za sve zadane režime rada.

Ulazna energija vode u napojnu pumpu računa se prema izrazu:

$$E_{NP,ul,voda} = m_{21} \cdot h_{21}$$

Ulazna energija u napojnu pumpu uz snagu napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$E_{NP,ul,uk} = m_{21} \cdot h_{21} + P_{NP}$$

Izlazna energija iz napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$E_{NP,izl} = m_{21'} \cdot h_{21'}$$

Energetski gubici napojne pumpe računaju se prema izrazu:

$$E_{NP,gub} = E_{NP,ul,uk} - E_{NP,izl}$$

Energetska iskoristivost napojne pumpe je pretpostavljena te ju u ovom slučaju nije potrebno računati, no kada bi se računala to bi bilo prema izrazu:

$$E_{NP,ef} = \frac{E_{NP,izl} - E_{NP,ul,voda}}{P_{NP}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija vode u napojnu pumpu računa se prema izrazu:

$$Ex_{NP,ul,voda} = m_{21} \cdot ex_{21}$$

Ulazna eksnergija u napojnu pumpu uz snagu napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$Ex_{NP,ul,uk} = m_{21} \cdot ex_{21} + P_{NP}$$

Izlazna eksnergija iz napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$Ex_{NP,izl} = m_{21'} \cdot ex_{21'}$$

Eksergetski gubici napojne pumpe računaju se prema izrazu:

$$Ex_{NP,gub} = Ex_{NP,ul,uk} - Ex_{NP,izl}$$

Eksergetska iskoristivost napojne pumpe računa se prema izrazu:

$$Ex_{NP,ef} = \frac{Ex_{NP,izl} - Ex_{NP,ul,voda}}{P_{NP}} \cdot 100\%$$

3.10 Pumpa kondenzata

Na slici 3.13 prikazana je shema pumpe kondenzata.



Slika 3.13 Shematski prikaz pumpe kondenzata

Snaga pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$P_{PK} = \frac{h_5 \cdot m_5 - h_4 \cdot m_4}{E_{PK,ef}}$$

Pri čemu je energetska iskoristivost pumpe kondenzata pretpostavljena i iznosi 0,8 za sve zadane režime rada.

Ulazna energija vode u pumpu kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PK,ul,voda} = m_4 \cdot h_4$$

Ulazna energija u pumpu kondenzata uz snagu pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PK,ul,uk} = m_4 \cdot h_4 + P_{PK}$$

Izlazna energija iz pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PK,izl} = m_5 \cdot h_5$$

Energetski gubici pumpe kondenzata računaju se prema izrazu:

$$E_{PK,gub} = E_{PK,ul,uk} - E_{PK,izl}$$

Energetska iskoristivost pumpe kondenzata je pretpostavljena te ju u ovom slučaju nije potrebno računati, no kada bi se računala to bi bilo prema izrazu:

$$E_{PK,ef} = \frac{E_{PK,izl} - E_{PK,ul,voda}}{P_{PK}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija vode u pumpu kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PK,ul,voda} = m_4 \cdot ex_4$$

Ulazna eksergija u pumpu kondenzata uz snagu pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PK,ul,uk} = m_4 \cdot ex_4 + P_{PK}$$

Izlazna eksergija iz pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PK,izl} = m_5 \cdot ex_5$$

Eksergetski gubici pumpe kondenzata računaju se prema izrazu:

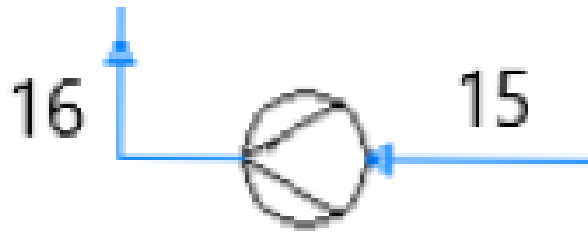
$$Ex_{PK,gub} = Ex_{PK,ul,uk} - Ex_{PK,izl}$$

Eksergetska iskoristivost pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PK,ef} = \frac{Ex_{PK,izl} - Ex_{PK,ul,voda}}{P_{PK}} \cdot 100\%$$

3.11 Pomoćna pumpa kondenzata

Na slici 3.14 shematski je prikazana pomoćna pumpa kondenzata.



Slika 3.14 Shematski prikaz pomoćne pumpe kondenzata

Snaga pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$P_{PPK} = \frac{h_{16} \cdot m_{16} - h_{15} \cdot m_{15}}{E_{PPK,ef}}$$

Pri čemu je energetska iskoristivost pomoćne pumpe kondenzata pretpostavljena i iznosi 0,8 za sve zadane režime rada.

Ulazna energija vode u pomoćnu pumpu kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PPK,ul,voda} = m_{15} \cdot h_{15}$$

Ulazna energija u pomoćnu pumpu kondenzata uz snagu pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PPK,ul,uk} = m_{15} \cdot h_{15} + P_{PPK}$$

Izlazna energija iz pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{PPK,izl} = m_{16} \cdot h_{16}$$

Energetski gubici pomoćne pumpe kondenzata računaju se prema izrazu:

$$E_{PPK,gub} = E_{PPK,ul,uk} - E_{PPK,izl}$$

Energetska iskoristivost pomoćne pumpe kondenzata je pretpostavljena te ju u ovom slučaju nije potrebno računati, no kada bi se računala to bi bilo prema izrazu:

$$E_{PPK,ef} = \frac{E_{PPK,izl} - E_{PPK,ul,voda}}{P_{PPK}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija vode u pomoćnu pumpu kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PPK,ul,voda} = m_{15} \cdot ex_{15}$$

Ulazna eksnergija u pomoćnu pumpu kondenzata uz snagu pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PPK,ul,uk} = m_{15} \cdot ex_{15} + P_{PPK}$$

Izlazna eksnergija iz pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PPK,izl} = m_{16} \cdot ex_{16}$$

Eksergetski gubici pomoćne pumpe kondenzata računaju se prema izrazu:

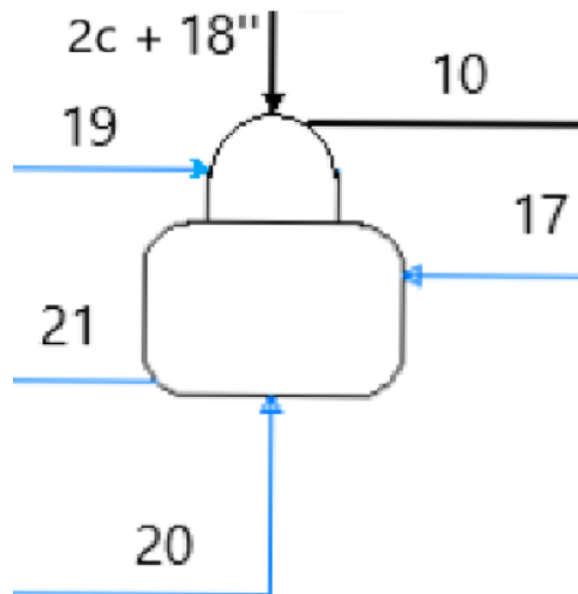
$$Ex_{PPK,gub} = Ex_{PPK,ul,uk} - Ex_{PPK,izl}$$

Eksergetska iskoristivost pomoćne pumpe kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{PPK,ef} = \frac{Ex_{PPK,izl} - Ex_{PPK,ul,voda}}{P_{PPK}} \cdot 100\%$$

3.12 Otplinjač

Na slici 3.15 shematski je prikazan otplinjač.



Slika 3.15 Shematski prikaz otplinjača

Ulazna energija u otplinjač računa se prema izrazu:

$$E_{OTP,ul} = m_{18''} \cdot h_{18''} + m_{19} \cdot h_{19} + m_{2c} \cdot h_{2c} + m_{17} \cdot h_{17} + m_{20} \cdot h_{20}$$

Izlazna energija iz otplinjača računa se prema izrazu:

$$E_{OTP,izl} = m_{21} \cdot h_{21} + m_{10} \cdot h_{10}$$

Energetski gubici u otplinjaču računaju se prema izrazu:

$$E_{OTP,gub} = E_{OTP,ul} - E_{OTP,izl}$$

Energetska iskoristivost otplinjača računa se prema izrazu:

$$E_{OTP,ef} = \frac{E_{OTP,izl}}{E_{OTP,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u otplinjač računa se prema izrazu:

$$Ex_{OTP,ul} = m_{18''} \cdot ex_{18''} + m_{19} \cdot ex_{19} + m_{2c} \cdot ex_{2c} + m_{17} \cdot ex_{17} + m_{20} \cdot ex_{20}$$

Izlazna eksergija iz otplinjača računa se prema izrazu:

$$Ex_{OTP,izl} = m_{21} \cdot ex_{21} + m_{10} \cdot ex_{10}$$

Eksergetski gubici u otplinjaču računaju se prema izrazu:

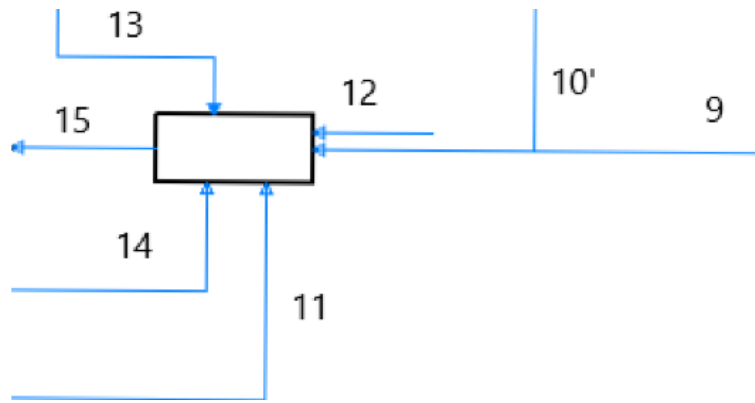
$$Ex_{OTP,gub} = Ex_{OTP,ul} - Ex_{OTP,izl}$$

Eksergetska iskoristivost otplinjača računa se prema izrazu:

$$Ex_{OTP,ef} = \frac{Ex_{OTP,izl}}{Ex_{OTP,ul}} \cdot 100\%$$

3.13 Mlaki zdenac

Na slici 3.16 shematski je prikazan mlaki zdenac.



Slika 3.16 Shematski prikaz mlakog zdenca

Ulazna energija u mlaki zdenac računa se prema izrazu:

$$E_{MZ,ul} = m_9 \cdot h_9 + m_{10'} \cdot h_{10'} + m_{11} \cdot h_{11} + m_{12} \cdot h_{12} + m_{13} \cdot h_{13} + m_{14} \cdot h_{14}$$

Izlazna energija iz mlakog zdenca računa se prema izrazu:

$$E_{MZ,izl} = m_{15} \cdot h_{15}$$

Energetski gubici u mlakom zdenca računaju se prema izrazu:

$$E_{MZ,gub} = E_{MZ,ul} - E_{MZ,izl}$$

Energetska iskoristivost mlakog zdenca računa se prema izrazu:

$$E_{MZ,ef} = \frac{E_{MZ,izl}}{E_{MZ,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u mlaki zdenac računa se prema izrazu:

$$Ex_{MZ,ul} = m_9 \cdot ex_9 + m_{10'} \cdot ex_{10'} + m_{11} \cdot ex_{11} + m_{12} \cdot ex_{12} + m_{13} \cdot ex_{13} + m_{14} \cdot ex_{14}$$

Izlazna eksergija iz mlakog zdenca računa se prema izrazu:

$$Ex_{MZ,izl} = m_{15} \cdot ex_{15}$$

Eksergetski gubici u mlakom zdenca računaju se prema izrazu:

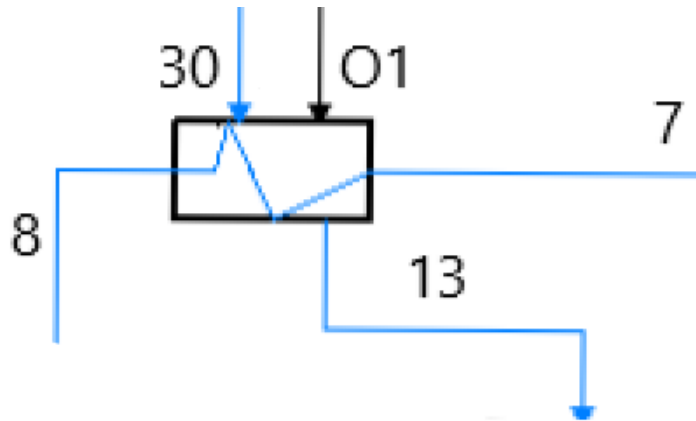
$$Ex_{MZ,gub} = Ex_{MZ,ul} - Ex_{MZ,izl}$$

Eksergetska iskoristivost mlakog zdenca računa se prema izrazu:

$$Ex_{MZ,ef} = \frac{Ex_{MZ,izl}}{Ex_{MZ,ul}} \cdot 100\%$$

3.14 Niskotlačni zagrijač kondenzata

Na slici 3.17 shematski je prikazan niskotlačni zagrijač kondenzata.



Slika 3.17 Shematski prikaz niskotlačnog zagrijača kondenzata

Ulazna energija u niskotlačni zagrijač kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{NZK,ul} = m_{30} \cdot h_{30} + m_{O1} \cdot h_{O1} - m_{13} \cdot h_{13}$$

Izlazna energija iz niskotlačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{NZK,izl} = m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7$$

Energetski gubici u niskotlačnom zagrijaču kondenzata računaju se prema izrazu:

$$E_{NZK,gub} = E_{NZK,ul} - E_{NZK,izl}$$

Energetska iskoristivost niskotlačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{NZK,ef} = \frac{E_{NZK,izl}}{E_{NZK,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija u niskotlačni zagrijač kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{NZK,ul} = m_{30} \cdot ex_{30} + m_{O1} \cdot ex_{O1} - m_{13} \cdot ex_{13}$$

Izlazna eksnergija iz niskotlačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{NZK,izl} = m_8 \cdot ex_8 - m_7 \cdot ex_7$$

Eksergetski gubici niskotlačnog zagrijača kondenzata računaju se prema izrazu:

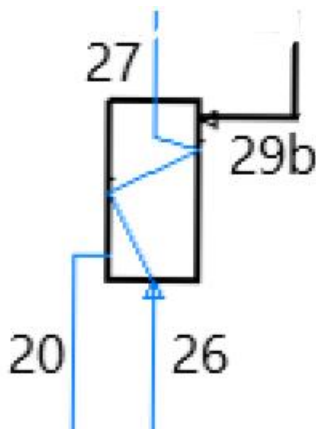
$$Ex_{NZK,gub} = Ex_{NZK,ul} - Ex_{NZK,izl}$$

Eksergetska iskoristivost niskotlačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{NZK,ef} = \frac{Ex_{NZK,izl}}{Ex_{NZK,ul}} \cdot 100\%$$

3.15 Srednjetačni zagrijač kondenzata

Na slici 3.18 shematski je prikazan srednjetačni zagrijač kondenzata.



Slika 3.18 Shematski prikaz srednjetačnog zagrijača kondenzata

Ulazna energija u srednjetačni zagrijač kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{SZK,ul} = m_{29b} \cdot h_{29b} - m_{20} \cdot h_{20}$$

Izlazna energija iz srednjetačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{SZK,izl} = m_{27} \cdot h_{27} - m_{26} \cdot h_{26}$$

Energetski gubici u srednjetačnom zagrijaču kondenzata računaju se prema izrazu:

$$E_{SZK,gub} = E_{SZK,ul} - E_{SZK,izl}$$

Energetska iskoristivost srednjetačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$E_{SZK,ef} = \frac{E_{SZK,izl}}{E_{SZK,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksurgija u srednjetačni zagrijač kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{SZK,ul} = m_{29b} \cdot ex_{29b} - m_{20} \cdot ex_{20}$$

Izlazna eksurgija iz srednjetačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{SZK,izl} = m_{27} \cdot ex_{27} - m_{26} \cdot ex_{26}$$

Eksurgijski gubici srednjetačnog zagrijača kondenzata računaju se prema izrazu:

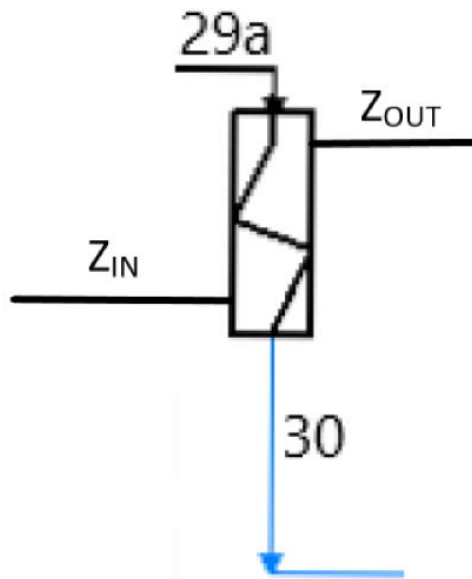
$$Ex_{SZK,gub} = Ex_{SZK,ul} - Ex_{SZK,izl}$$

Eksurgetska iskoristivost srednjetačnog zagrijača kondenzata računa se prema izrazu:

$$Ex_{SZK,ef} = \frac{Ex_{SZK,izl}}{Ex_{SZK,ul}} \cdot 100\%$$

3.16 Zagrijač zraka

Na slici 3.19 shematski je prikazan zagrijač zraka. Pretpostavljeno je da zrak u zagrijač zraka ulazi pri tlaku od 1 bar te temperaturi od 25°C te je pretpostavljeno da se zrak grije do temperature od 160°C. Maseni protok zraka koji ulazi u zagrijač zraka potrebno je izračunati.



Slika 3.19 Shematski prikaz zagrijača zraka

Ulazna energija u zagrijač zraka računa se prema izrazu:

$$E_{ZZ,ul} = m_{29a} \cdot h_{29a} - m_{30} \cdot h_{30}$$

Izlazna energija iz zagrijača zraka za sva tri režima rada računa se uz pomoć pretpostavljene energetske iskoristivosti od 0,9 zbog nedostatka parametara prema izrazu:

$$E_{ZZ,izl} = E_{ZZ,ul} \cdot 0,90$$

Energetski gubici u zagrijaču zraka računaju se prema izrazu:

$$E_{ZZ,gub} = E_{ZZ,ul} - E_{ZZ,izl}$$

Kada bi bili poznati svi parametri energetska iskoristivost zagrijača zraka računala bi se prema izrazu:

$$E_{ZZ,ef} = \frac{E_{ZZ,izl}}{E_{ZZ,ul}} \cdot 100\%$$

Količina zraka koja se grije u zagrijaču zraka računa se prema izrazu:

$$Z_{IN} = \frac{E_{ZZ,izl}}{h_{Z,OUT} - h_{Z,IN}}$$

Ulazna eksergija u zagrijač zraka računa se prema izrazu:

$$Ex_{ZZ,ul} = m_{29a} \cdot ex_{29a} - m_{30} \cdot ex_{30}$$

te vrijedi da je masa zraka koja ulazi u zagrijač zraka jednaka masi zraka koja izlazi iz njega pa vrijedi:

$$Z_{IN} = Z_{OUT}$$

Izlazna eksergija iz zagrijača zraka računa se prema izrazu:

$$Ex_{ZZ,izl} = m_{Z,OUT} \cdot ex_{Z,OUT} - m_{Z,IN} \cdot ex_{Z,IN}$$

Eksergetski gubici zagrijača zraka računaju se prema izrazu:

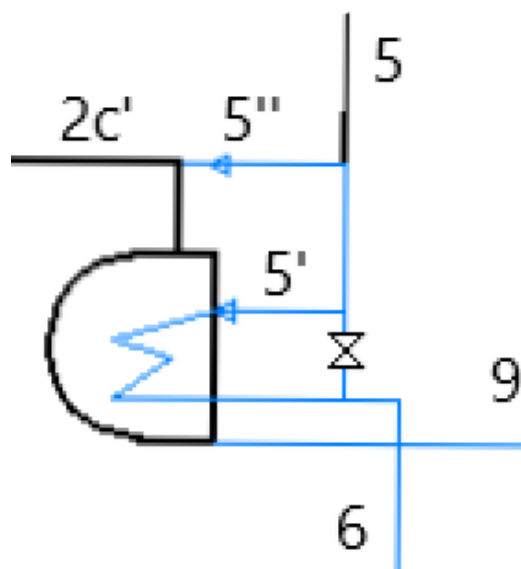
$$Ex_{ZZ,gub} = Ex_{ZZ,ul} - Ex_{ZZ,izl}$$

Eksergetska iskoristivost zagrijača zraka računa se prema izrazu:

$$Ex_{ZZ,ef} = \frac{Ex_{ZZ,izl}}{Ex_{ZZ,ul}} \cdot 100\%$$

3.17 Evaporator

Na slici 3.20 shematski je prikazan evaporator.



Slika 3.20 Shematski prikaz evaporatora

Ulazna energija u evaporator računa se prema izrazu:

$$E_{EVP,ul} = m_{2c'} \cdot h_{2c'} + m_{5''} \cdot h_{5''} - m_9 \cdot h_9$$

Izlazna energija iz evaporatora računa se prema izrazu:

$$E_{EVP,izl} = m_6 \cdot h_6 - m_{5'} \cdot h_{5'}$$

Energetski gubici evaporatora računaju se prema izrazu:

$$E_{EVP,gub} = E_{EVP,ul} - E_{EVP,izl}$$

Energetska iskoristivost evaporatora računa se prema izrazu:

$$E_{EVP,ef} = \frac{E_{EVP,izl}}{E_{EVP,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksnergija u evaporator računa se prema izrazu:

$$Ex_{EVP,ul} = m_{2c'} \cdot ex_{2c'} + m_{5''} \cdot ex_{5''} - m_9 \cdot ex_9$$

Izlazna eksnergija iz evaporatora računa se prema izrazu:

$$Ex_{EVP,izl} = m_6 \cdot ex_6 - m_{5'} \cdot ex_{5'}$$

Eksergetski gubici u evaporatoru računaju se prema izrazu:

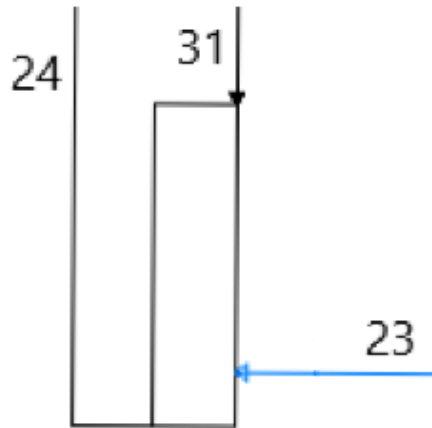
$$Ex_{EVP,gub} = Ex_{EVP,ul} - Ex_{EVP,izl}$$

Eksergetska iskoristivost evaporatora računa se prema izrazu:

$$Ex_{EVP,ef} = \frac{Ex_{EVP,izl}}{Ex_{EVP,ul}} \cdot 100\%$$

3.18 Desuperheater

Na slici 3.21 shematski je prikazan desuperheater. Pretpostavljeno je da iz desuperheatera izlazi mokra para s udjelom vode od 0,04 (4% kapljice vode i 96% vodena para).



Slika 3.21 Shematski prikaz desuperheatera

Ulazna energija u desuperheater računa se prema izrazu:

$$E_{DSH,ul} = m_{23} \cdot h_{23} + m_{31} \cdot h_{31}$$

Izlazna energija iz desuperheatera računa se prema izrazu:

$$E_{DSH,izl} = m_{24} \cdot h_{24}$$

Energetski gubici desuperheatera računaju se prema izrazu:

$$E_{DSH,gub} = E_{DSH,ul} - E_{DSH,izl}$$

Energetska iskoristivost desuperheatera računa se prema izrazu:

$$E_{DSH,ef} = \frac{E_{DSH,izl}}{E_{DSH,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u desuperheater računa se prema izrazu:

$$Ex_{DSH,ul} = m_{23} \cdot ex_{23} + m_{31} \cdot ex_{31}$$

Izlazna eksergija iz desuperheatera računa se prema izrazu:

$$Ex_{DSH,izl} = m_{24} \cdot ex_{24}$$

Eksergetski gubici desuperheatera računaju se prema izrazu:

$$Ex_{DSH,gub} = Ex_{DSH,ul} - Ex_{DSH,izl}$$

Eksergetska iskoristivost desuperheatera računa se prema izrazu:

$$Ex_{DSH,ef} = \frac{Ex_{DSH,izl}}{Ex_{DSH,ul}} \cdot 100\%$$

3.19 Redukcijski ventili

Ulazna energija u redukcijski ventil računa se prema izrazu:

$$E_{RV,ul} = m_{RV,ulaz} \cdot h_{RV,ulaz}$$

Izlazna energija iz redukcijskog ventila računa se prema izrazu:

$$E_{RV,izl} = m_{RV,izlaz} \cdot h_{RV,izlaz}$$

Energetski gubici u redukcijskom ventilu računaju se prema izrazu:

$$E_{RV,gub} = E_{RV,ul} - E_{RV,izl}$$

Energetski gubici u svim redukcijskim ventilima računaju se prema izrazu:

$$E_{RV,gub,uk} = E_{RV,gub,1} + E_{RV,gub,2} + E_{RV,gub,3} + E_{RV,gub,4} + E_{RV,gub,5} + E_{RV,gub,6} \\ + E_{RV,gub,7}$$

Energetska iskoristivost redukcijskog ventila računa se prema izrazu:

$$E_{RV,ef} = \frac{E_{RV,izl}}{E_{RV,ul}} \cdot 100\%$$

Ulazna eksergija u redukcijski ventil računa se prema izrazu:

$$Ex_{RV,ul} = m_{RV,ulaz} \cdot ex_{RV,ulaz}$$

Izlazna eksergija iz redukcijskog ventila računa se prema izrazu:

$$Ex_{RV,izl} = m_{RV,izlaz} \cdot ex_{RV,izlaz}$$

Eksergetski gubici u redukcijskom ventilu računaju se prema izrazu:

$$Ex_{RV,gub} = Ex_{RV,ul} - Ex_{RV,izl}$$

Eksergetski gubici u svim redukcijskim ventilima računaju se prema izrazu:

$$Ex_{RV,gub,uk} = Ex_{RV,gub,1} + Ex_{RV,gub,2} + Ex_{RV,gub,3} + Ex_{RV,gub,4} + Ex_{RV,gub,5} + Ex_{RV,gub,6} + Ex_{RV,gub,7}$$

Eksergetska iskoristivost redukcijskog ventila računa se prema izrazu:

$$Ex_{RV,ef} = \frac{Ex_{RV,izl}}{Ex_{RV,ul}} \cdot 100\%$$

3.20 Cijelo postrojenje

Energetska iskoristivost cijelog postrojenja računa se prema izrazu:

$$E_{CP,ef} = \frac{P_{VT} + P_{NT} + 2 \cdot P_{TG} + P_{TNP}}{H_d \cdot B_g} \cdot 100\%$$

Eksergetska iskoristivost cijelog postrojenja računa se prema izrazu:

$$Ex_{CP,ef} = \frac{P_{VT} + P_{NT} + 2 \cdot P_{TG} + P_{TNP}}{H_d \cdot B_g \cdot 1,04} \cdot 100\%$$

Pri čemu je 1,04 eksergetski faktor goriva.

Energetski gubici cijelog postrojenja računaju se prema izrazu:

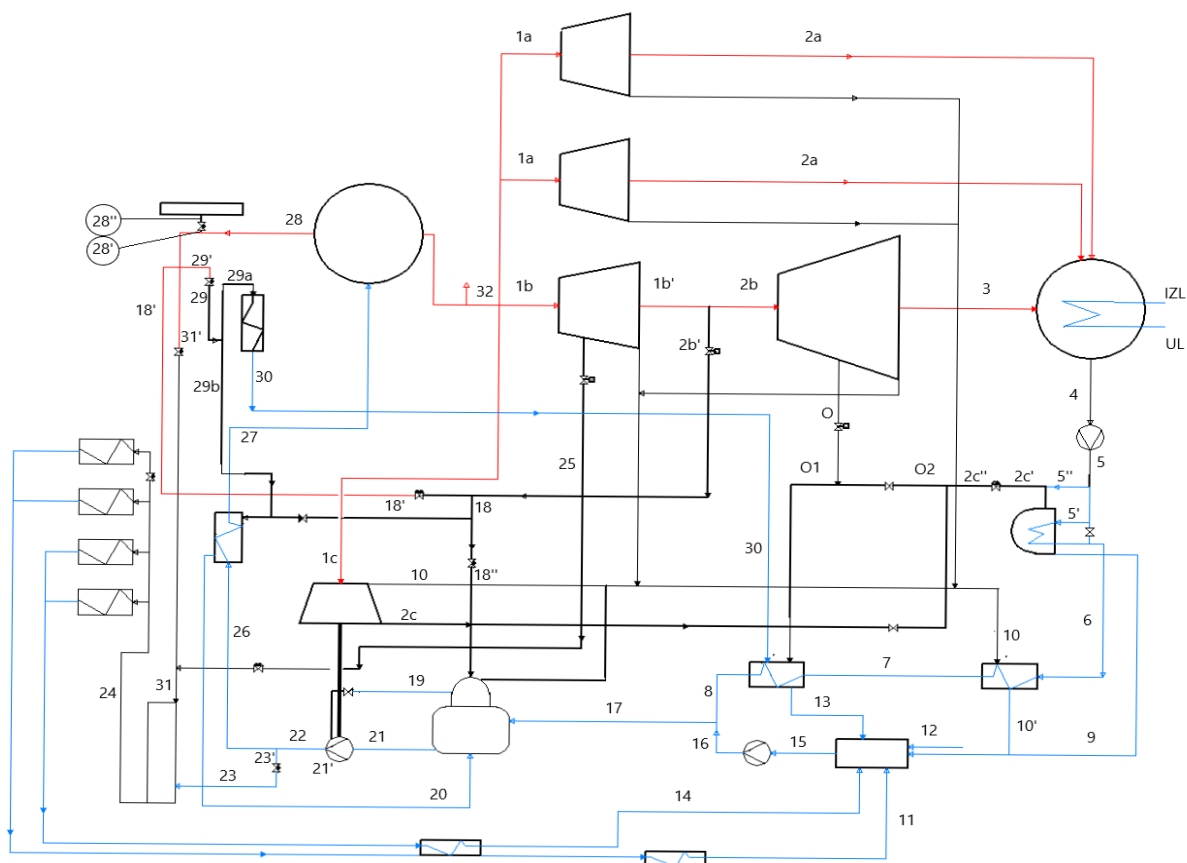
$$E_{CP,gub} = E_{VT,gub} + E_{NT,gub} + 2 \cdot E_{TG,gub} + E_{TNP,gub} + E_{GP,gub} + E_{KOND,gub} + E_{KONDBP,gub} + E_{NP,gub} + E_{PK,gub} + E_{PPK,gub} + E_{OTP,gub} + E_{MZ,gub} + E_{NZK,gub} + E_{SZK,gub} + E_{ZZ,gub} + E_{EVP,gub} + E_{DSH,gub} + E_{RV,gub,uk}$$

Eksergetski gubici cijelog postrojenja računaju se prema izrazu:

$$Ex_{CP,gub} = Ex_{VT,gub} + Ex_{NT,gub} + 2 \cdot Ex_{TG,gub} + Ex_{TNP,gub} + Ex_{GP,gub} + Ex_{KOND,gub} + Ex_{KONDBP,gub} + Ex_{NP,gub} + Ex_{PK,gub} + Ex_{PPK,gub} + Ex_{OTP,gub} + Ex_{MZ,gub} + Ex_{NZK,gub} + Ex_{SZK,gub} + Ex_{ZZ,gub} + Ex_{EVP,gub} + Ex_{DSH,gub} + Ex_{RV,gub,uk}$$

4. PODACI ZA PRORAČUN

Na slici 4.1 prikazana je shema zadanog postrojenja sa svim radnim točkama. U tablicama 4.1, 4.2 i 4.3 prikazani su parametri radnih točaka u sva tri zadana režima rada, odnosno pri brzinama vrtnje broskog propulzora od $56,65 \text{ min}^{-1}$, $71,03 \text{ min}^{-1}$ i 83 min^{-1} .



Slika 4.1 Shema zadanog postrojenja sa radnim točkama

Tablica 4.1 Podaci za proračun 1. režima rada pri $56,65 \text{ min}^{-1}$

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1a	1,111	490,5	59,72	3400,820	6,856	1361,364
1b	7,945	496,0	59,72	3413,930	6,873	1369,378
1b'	7,945	229,0	2,36	2927,640	7,549	681,417
1c	0,739	496,0	59,72	3413,930	6,873	1369,378
2a	1,111	31,0	0,05	2435,980	8,033	45,649
2b	7,945	229,0	2,36	2927,640	7,549	681,417

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
2b'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2b''	7,945	229,0	2,36	2927,640	7,549	681,417
2c	0,739	185,0	3,50	2832,140	7,171	698,731
2c'	0,739	128,0	2,10	2721,990	7,145	596,395
2c''	0,739	185,0	3,50	2832,140	7,171	698,731
3	7,945	31,0	0,05	2387,430	7,873	44,690
4	10,168	31,0	0,05	129,914	0,451	0,153
5	10,168	31,1	7,50	131,010	0,452	0,909
5'	9,968	31,1	7,50	131,010	0,452	0,909
5''	0,20	31,1	7,50	131,010	0,452	0,909
6	9,968	52,0	7,50	218,338	0,729	5,471
7	9,968	57,5	7,50	241,336	0,799	7,557
8	9,968	64,0	7,50	268,531	0,881	10,468
9	0,939	79,0	2,0	330,938	1,064	18,393
10	0,114	99,0	0,97	2674,070	7,369	481,588
10'	0,114	98,0	0,97	410,734	1,285	32,304
11	0,447	70,0	4,0	293,367	0,955	13,222
12	0,176	29,0	1,20	121,660	0,423	0,131
13	1,024	88,0	5,49	369,003	1,169	24,935
14	0,362	70,0	5,0	293,449	0,955	13,321
15	3,063	73,0	3,0	305,857	0,991	14,818
16	3,063	75,4	11,0	316,594	1,020	17,043
17	13,031	67,7	7,50	283,979	0,926	12,330
18'	2,331	297,0	59,40	2877,140	6,059	1075,086
18	2,331	208,0	4,12	2877,090	7,193	737,112
18''	2,331	205,0	2,70	2876,850	7,359	687,180
19	5,556	130,0	77,90	551,491	1,627	70,843
20	0,469	155,0	5,49	653,793	1,892	94,139
21	21,272	130,0	2,76	546,388	1,635	63,582
21'	21,272	132,0	77,90	559,973	1,648	73,064
22	15,717	132,0	77,90	559,973	1,648	73,064
23	0,033	130,0	30,00	548,233	1,632	66,217
23'	0,033	132,0	77,90	559,973	1,648	73,064
24	0,809	183,0	10,74	2699,630	6,385	800,608
25	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
26	15,684	132,0	77,90	559,973	1,648	73,064
27	15,684	145,0	77,90	615,334	1,783	88,327
28	4,752	297,0	59,40	2877,140	6,059	1075,086
28'	0,151	297,0	59,40	2877,140	6,059	1075,086
28''	0,151	218,0	8,89	2875,820	6,841	840,609
29	1,493	208,0	5,49	2870,550	7,050	773,193
29'	1,493	297,0	59,40	2877,140	6,059	1075,086
29a	1,024	208,0	5,49	2870,550	7,050	773,193
29b	0,469	208,0	5,49	2870,550	7,050	773,193
30	1,024	155,2	5,49	654,657	1,892	95,003
31	0,776	220,0	10,80	2871,640	6,752	863,176

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
31'	0,776	297,0	59,40	2877,140	6,059	1075,086
32	10,931	497,5	59,80	3417,400	6,877	1371,677
UL	1000,0	25,0	5,0	105,289	0,367	0,40
IZL	1000,0	29,1	5,0	122,586	0,425	0,523
ZIN	x	25,0	1,0	298,600	6,866	0,0
ZOUT	x	160,0	1,0	435,200	7,243	24,257

Tablica 4.2 Podaci za proračun za 2. režim rada pri 71,03 min⁻¹

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1a	1,055	503,5	60,80	3430,520	6,886	1381,916
1b	14,901	511,0	60,80	3448,340	6,909	1392,927
1b'	14,901	265,0	4,13	2994,870	7,423	786,237
1c	1,040	450,0	60,80	3301,750	6,715	1304,372
2a	1,055	30,0	0,04	2434,050	8,051	38,143
2b	14,901	265,0	4,13	2994,870	7,423	786,237
2b'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2b''	14,045	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
O	0,856	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
O'	0,856	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
O1	0,096	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
O2	0,759	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
2c	1,040	200,0	4,0	2860,930	7,172	727,070
2c'	0,759	145,0	2,0	2758,740	7,256	599,812
2c''	0,759	163,0	3,0	2788,950	7,144	663,597
3	14,045	30,0	0,04	2385,460	7,891	37,350
4	16,155	30,0	0,04	125,734	0,437	0,077
5	16,155	30,1	7,50	126,832	0,438	0,832
5'	15,960	30,1	7,50	126,832	0,438	0,832
5''	0,20	30,1	7,50	126,832	0,438	0,832
6	15,960	48,0	7,50	201,619	0,678	4,178
7	15,960	51,0	7,50	214,158	0,716	5,130
8	15,960	58,0	7,50	243,427	0,806	7,764
9	0,954	79,0	2,0	330,938	1,064	18,393
10	0,114	99,0	0,97	2674,070	7,369	481,588
10'	0,114	96,0	0,97	402,309	1,262	30,665
11	0,467	70,0	4,0	293,367	0,955	13,222
12	0,249	29,0	1,20	121,660	0,423	0,131
13	1,305	97,0	4,50	406,789	1,273	31,827
14	0,315	70,0	5,0	293,449	0,955	13,321
15	3,612	75,0	3,20	314,257	1,016	16,021
16	3,612	81,5	11,0	342,143	1,093	20,925
17	19,572	67,0	7,50	281,090	0,918	11,980
18'	1,109	302,0	60,60	2890,260	6,075	1083,632

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
18	1,109	216,0	5,0	2889,870	7,132	768,100
18"	1,109	208,5	2,0	2887,830	7,544	643,181
19	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20	0,683	155,0	5,51	653,794	1,892	94,140
21	22,083	127,0	3,00	533,628	1,603	60,312
21'	22,083	128,0	74,90	542,806	1,607	68,360
22	22,083	128,0	74,90	542,806	1,607	68,360
23	0,036	127,0	30,0	535,479	1,600	62,929
23'	0,036	128,0	74,90	542,806	1,607	68,360
24	0,782	183,0	10,74	2699,630	6,385	800,608
25	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
26	22,047	128,0	74,90	542,806	1,607	68,360
27	22,047	142,0	74,90	602,333	1,752	84,399
28	3,886	302,0	60,60	2890,260	6,075	1083,632
28'	0,139	302,0	60,60	2890,260	6,075	1083,632
28"	0,139	224,0	9,08	2888,920	6,863	847,266
29	1,892	215,0	5,51	2885,440	7,079	779,410
29'	1,892	302,0	60,60	2890,260	6,075	1083,632
29a	1,209	215,0	5,51	2885,440	7,079	779,410
29b	0,683	215,0	5,51	2885,440	7,079	779,410
30	1,209	155,3	5,51	655,090	1,895	94,532
31	0,746	225,0	10,00	2886,990	6,817	859,203
31'	0,746	302,0	60,60	2890,260	6,075	1083,632
32	18,161	515,5	61,0	3458,800	6,921	1399,854
UL	1500,0	25,0	5,0	105,289	0,367	0,401
IZL	1500,0	29,4	5,0	123,593	0,428	0,534
ZIN	x	25,0	1,0	298,600	6,866	0,0
ZOUT	x	160,0	1,0	435,200	7,243	24,257

Tablica 4.3 Podaci za proračun za 3.režim rada pri 83 min⁻¹

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1a	1,247	493,5	59,0	3408,830	6,871	1364,666
1b	26,886	500,0	59,0	3424,280	6,892	1374,135
1b'	25,978	256,0	5,93	2970,390	7,213	824,411
1c	1,051	493,0	59,00	3407,640	6,870	1363,938
2a	1,247	36,0	0,06	2445,570	7,941	82,385
2b	25,978	256,0	5,93	2970,390	7,213	824,411
2b'	3,667	256,0	5,93	2970,390	7,213	824,411
2b"	23,614	256,0	5,93	2970,390	7,213	824,411
O	1,326	145,0	4,0	2741,300	6,903	687,655
O'	1,326	145,0	4,0	2741,300	6,903	687,655
O1	0,457	145,0	4,0	2741,300	6,903	687,655

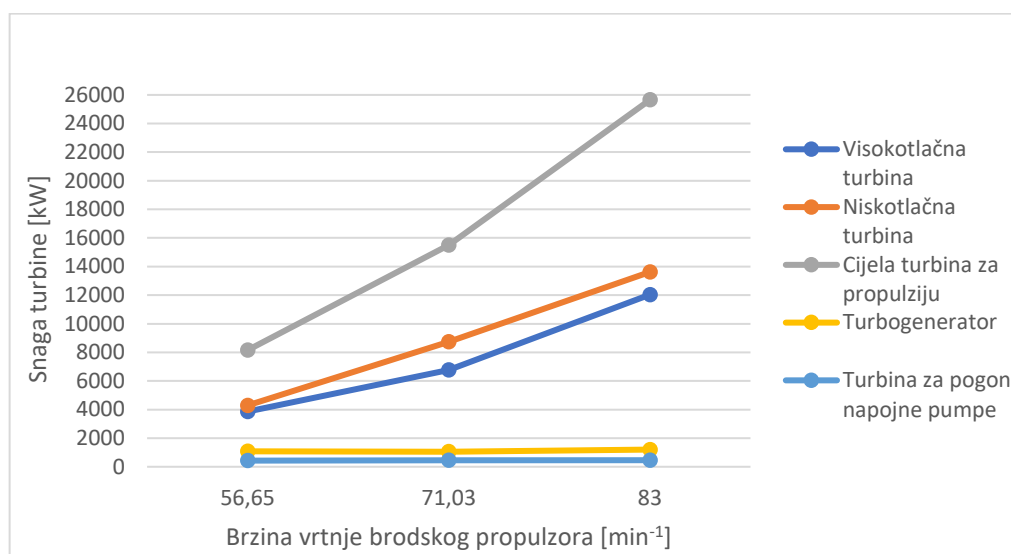
Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
O2	0,869	145,0	4,0	2741,300	6,903	687,655
2c	1,051	251,0	2,80	2970,570	7,555	722,698
2c'	0,869	130,0	2,0	2727,270	7,180	591,198
2c''	0,869	145,0	4,0	2741,300	6,903	687,655
3	22,288	35,9	0,06	2397,260	7,785	80,667
4	24,781	35,0	0,06	146,634	0,505	0,591
5	24,781	35,1	7,50	147,721	0,506	1,351
5'	24,581	35,1	7,50	147,721	0,506	1,351
5''	0,200	35,1	7,50	147,721	0,506	1,351
6	24,581	50,4	7,50	211,650	0,709	4,931
7	24,581	52,5	7,50	220,428	0,736	5,646
8	24,581	64,0	7,50	268,531	0,881	10,468
9	1,069	79,0	2,0	330,938	1,064	18,393
10	0,114	99,0	0,97	2674,070	7,369	481,588
10'	0,114	95,0	0,97	398,099	1,250	29,860
11	0,448	70,0	4,0	293,367	0,955	13,222
12	0,564	29,0	1,20	121,660	0,423	0,131
13	1,760	105,0	5,0	440,554	1,363	38,725
14	0,623	70,0	5,0	293,449	0,955	13,321
15	4,578	80,0	3,50	335,253	1,075	19,190
16	4,578	80,5	11,0	337,948	1,081	20,263
17	29,159	67,0	7,50	281,090	0,918	11,971
18'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
18	3,667	256,0	5,93	2970,390	7,213	824,411
18''	3,667	230,0	2,70	2928,350	7,489	700,034
19	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20	0,752	158,0	5,93	666,794	1,923	98,150
21	32,574	127,0	2,50	533,594	1,603	60,263
21'	32,574	128,0	73,80	542,730	1,607	68,254
22	32,574	128,0	73,80	542,730	1,607	68,254
23	0,163	127,0	30,0	535,479	1,60	62,929
23'	0,163	128,0	73,80	542,730	1,607	68,254
24	1,071	185,0	11,24	2701,560	6,370	806,793
25	0,908	350,0	11,13	3155,920	7,251	998,671
26	32,411	128,0	73,80	542,730	1,607	68,254
27	32,411	138,0	73,80	585,213	1,711	79,548
28	1,893	279,5	59,95	2803,320	5,924	1041,513
28'	0,589	279,5	59,95	2803,320	5,924	1041,513
28''	0,589	187,0	9,01	2802,680	6,686	813,787
29	1,303	177,0	5,93	2799,650	6,863	757,975
29'	1,303	279,5	59,95	2803,320	5,924	1041,513
29a	1,303	177,0	5,93	2799,650	6,863	757,975
29b	0,752	177,0	5,93	2799,650	6,863	757,975
30	1,303	158,0	5,93	666,794	1,923	98,150
31	0,908	350,0	11,13	3155,920	7,251	998,671
31'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Radna točka	m (kg/s)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
32	30,518	501,0	59,90	3425,610	6,887	1376,938
UL	2450,0	25,0	5,0	105,289	0,367	0,401
IZL	2450,0	29,1	5,0	122,399	0,424	0,548
ZIN	x	25,0	1,0	298,600	6,866	0,0
ZOUT	x	160,0	1,00	435,200	7,243	24,257

5. REZULTATI

5.1 Turbine

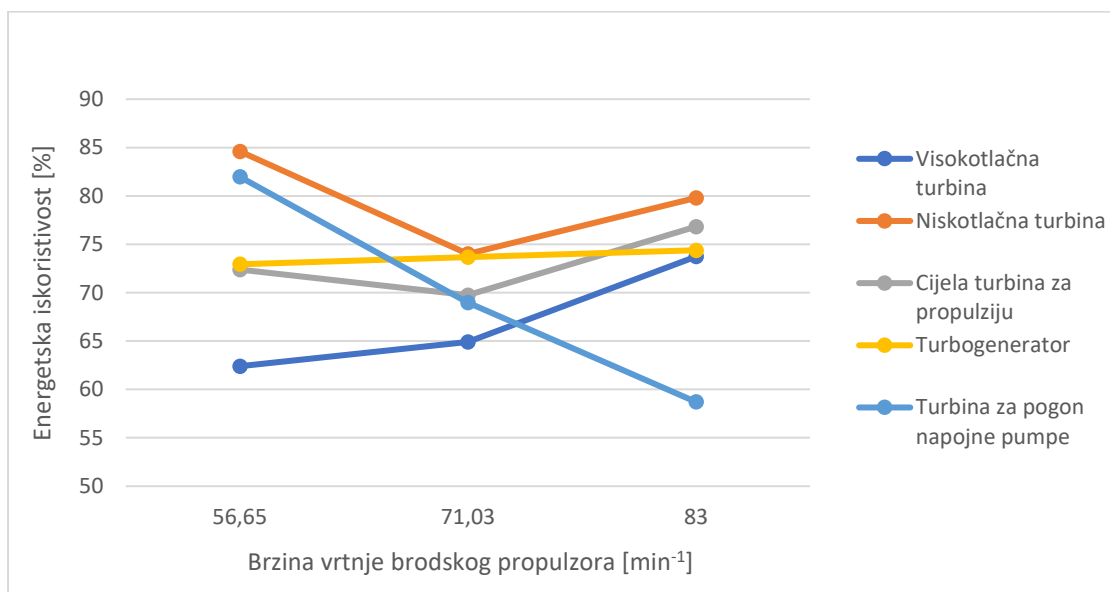
Snage turbina izražena u kW u zadnom postrojenju kroz tri režima rada prikazana je na slici 5.1.



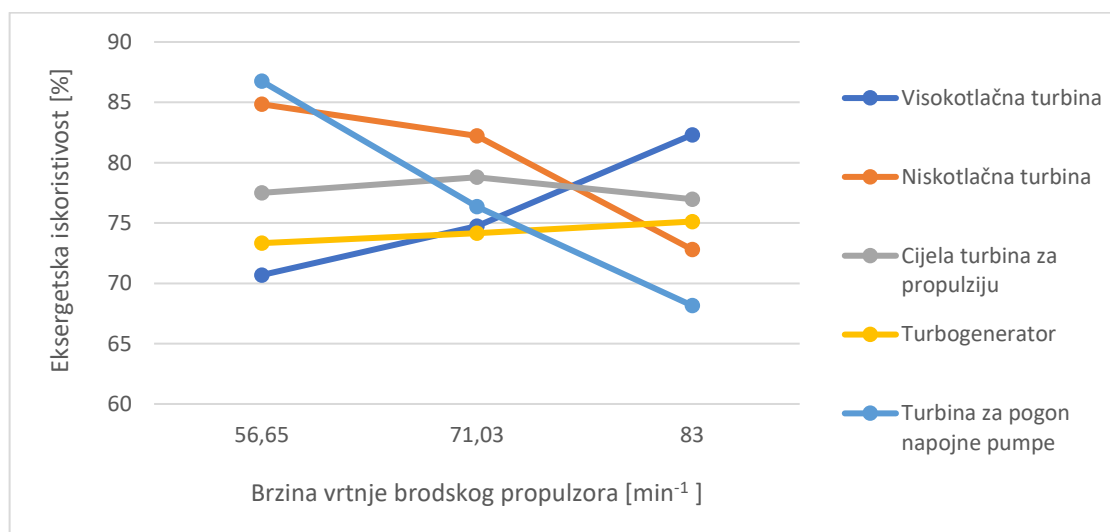
Slika 5.1 Snage turbine

Turbina za brodsku propulziju ima mnogo veću snagu u svim režimima rada od svih ostalih te najveći porast snage s povećanjem brzine vrtnje broskog propulzora. Porast brzine vrtnje broskog propulzora, odnosno brzine vrtnje osovinskog voda znači porast opterećenja parnoturbinskog postrojenja te su promatrani režimi rada tri opterećenja postrojenja: $56,65 \text{ min}^{-1}$ je najmanje opterećenje, $71,03 \text{ min}^{-1}$ je srednje opterećenje te 83 min^{-1} je najveće opterećenje. Turbogenerator nema velikih porasta ili padova snage kroz različite režime rada, što znači da se potrebe za električnom energijom ne mijenjaju znatno u odnosu na brzinu plovidbe, odnosno brzinu broskog propulzora. Pri brzini vrtnje broskog propulzora od $56,65 \text{ min}^{-1}$ turbogenerator razvija snagu od 1072 kW, pri $71,03 \text{ min}^{-1}$ 1051 kW te pri 83 min^{-1} 1200 kW. Isto vrijedi i za turbinu koja pogoni napojnu pumpu što olakšava i ubrzava promjenu režima rada budući da u svakom trenutku ima dovoljnu snagu za pogon napojne pumpe u bilo kojem režimu rada. Snage turbine za pogon napojne pumpe redom od najmanjeg do najvećeg opterećenja iznose 429 kW, 458 kW te 459 kW.

Na slikama 5.2 i 5.3 prikazane su energetske i eksergetske iskoristivosti turbina.



Slika 5.2 Energetske iskoristivosti turbina

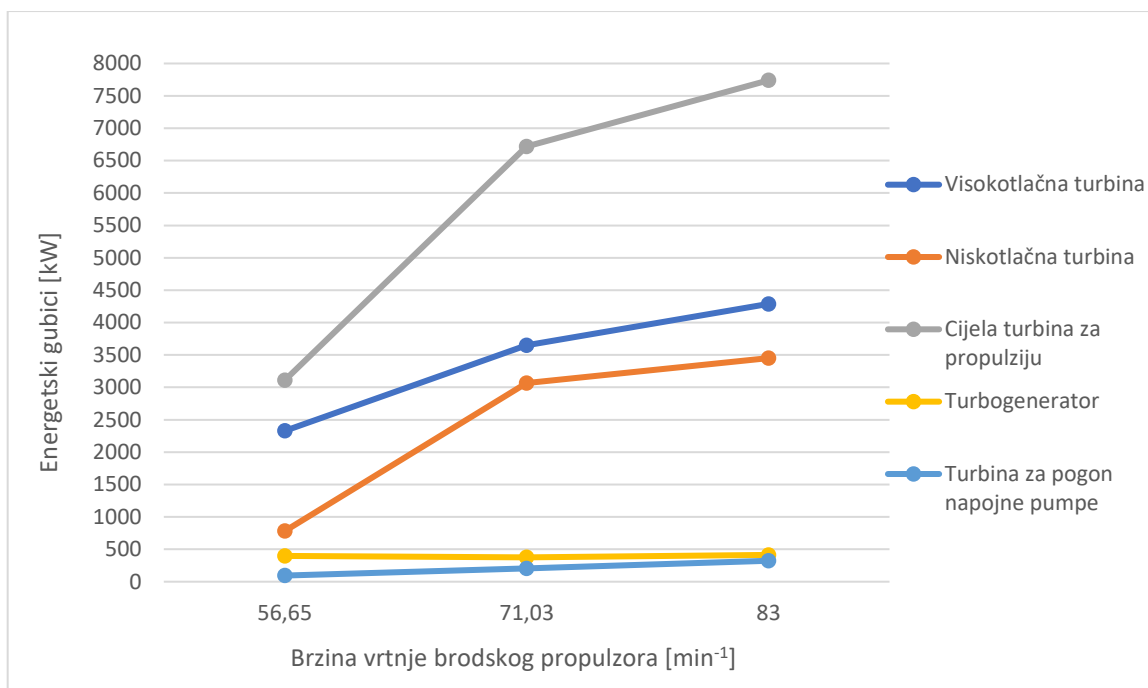


Slika 5.3 Eksergetske iskoristivosti turbina

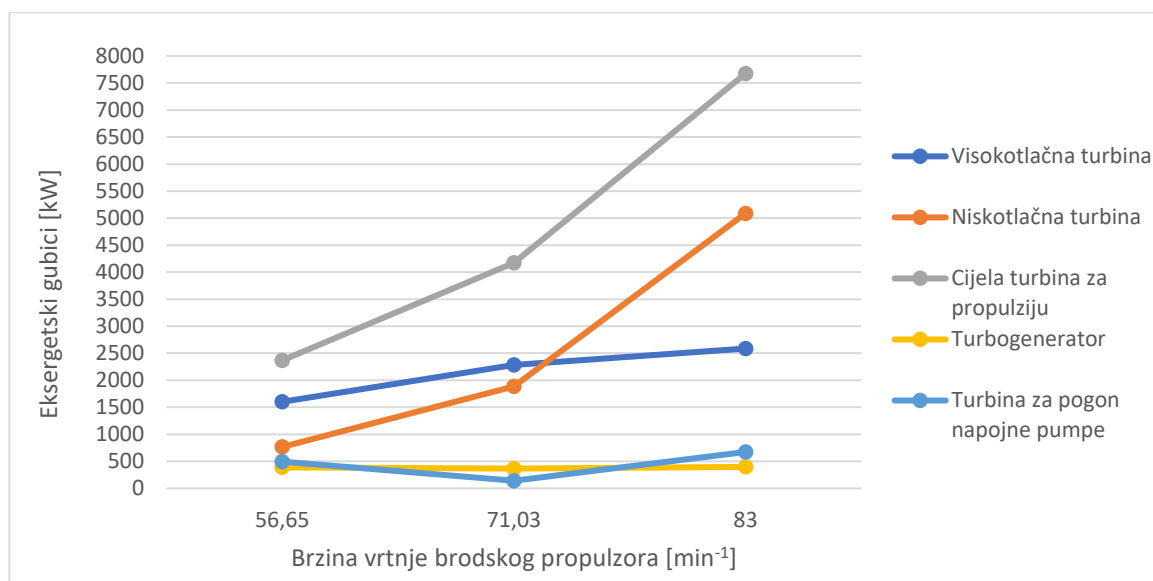
Energetska iskoristivost turbine ovisi o odnosu stvarnog procesa u turbini, odnosno politrope i teoretskog procesa u turbini, odnosno adijabate. Veća udaljenost dvije krajnje točke spomenutih krivulja rezultirat će manjom energetsom iskoristivosti. Eksergetska iskoristivost turbina ovisi o politropi i tokovima kroz karakteristične točke te o stanju okoline. Najveća razlika između eksergetske i energetske iskoristivosti je kod visokotlačne turbine do koje dolazi zbog toga što iz turbine izlazi pregrijana para za razliku od ostalih turbina na čijim izlazima je

mokra para. U tom slučaju eksergetski gubici mnogo su manji, a time je i eksergetska iskoristivost veća. Visokotlačnoj turbini s povećanjem opterećenja rastu i energetska i eksergetska iskoristivost. Energetske iskoristivosti visokotlačne turbine od najmanjeg opterećenja do najvećeg redom iznose 62,4%, 64,9% i 73,7%. Eksergetske iskoristivosti visokotlačne turbine od najmanjeg do najvećeg opterećenja iznose 70,7%, 74,7% i 82,3%. Niskotlačna turbina ima drukčije trendove od visokotlačne, energetska iskoristivost je najviša za najniže opterećenje i iznosi 84,6% , u srednjem opterećenju dolazi do pada energetske iskoristivosti i ona iznosi 74% te za najveće opterećenje energetska iskoristivost raste i iznosi 79,8%. Srednje opterećenje ima najnižu iskoristivost zbog najniže izlazne temperature, a najveće opterećenje bi imalo veću iskoristivost kada bi tlak na ulazu u kondenzator bio niži (kao kod prva dva opterećenja). Eksergetske iskoristivosti niskotlačne turbine s povećanjem opterećenja padaju, one redom iznose 84,8%, 82,2% i 72,8%. Do tog pada dolazi zbog većih tlakova i temperatura kod većeg opterećenja što rezultira većim razlikama entropije, a time i manjim eksergetskim iskoristivostima. Turbogeneratoru s povećanjem opterećenja rastu obje iskoristivosti, no ne mijenjaju se značajno te ostaju unutar 2% razlike. Energetske iskoristivosti turbogeneratora od najmanjeg opterećenja do najvećeg redom iznose 72,9%, 73,7% i 74,3%. Eksergetske iskoristivosti turbogeneratora iznose 73,3%, 74,2% i 75,1%. Razlog sličnih vrijednosti su male razlike u protocima kroz turbinu te male razlike u snagama turbine. Turbina za pogon napojne pumpe ima obrnuto proporcionalnu vezu povećanja opterećenja i energetske i eksergetske iskoristivosti. Energetske iskoristivosti te turbine iznose 82%, 69% te 59%, dok eksergetske iskoristivosti iznose 87%, 76% i 68% pri porastu opterećenja. Takav trend uzrokuje porast izlazne temperature iz turbine sa porastom opterećenja, zbog čega se manje toplinske energije sadržane u pari iskorištava.

Na slikama 5.4 i 5.5 prikazani su energetska i eksergetska gubici u turbinama izraženi u kW.



Slika 5.4 Energetski gubici turbina



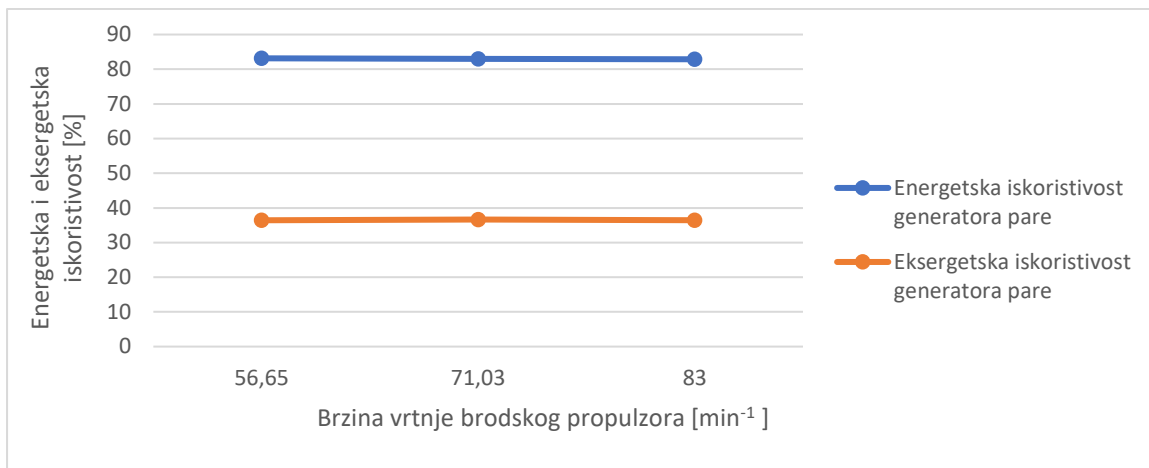
Slika 5.5 Eksergetski gubici turbina

Budući da snage turbina, koje su uvelike uvjetovane protokom pare, rastu s brzinom vrtnje broskog propulzora, očekivano je i da rastu i energetski i eksergetski gubici kroz iste režime rada. Turbogenerator i turbina za pogon napojne pumpe u nekim slučajevima variraju no to nije neuobičajeno budući da se radi o manjim snagama i protocima i lako dođe blagog porasta

ili pada gubitaka sa promjenom opterećenja, također i preciznost mjerenja može bitnije utjecati u ovim slučajevima.

5.2 Generator pare

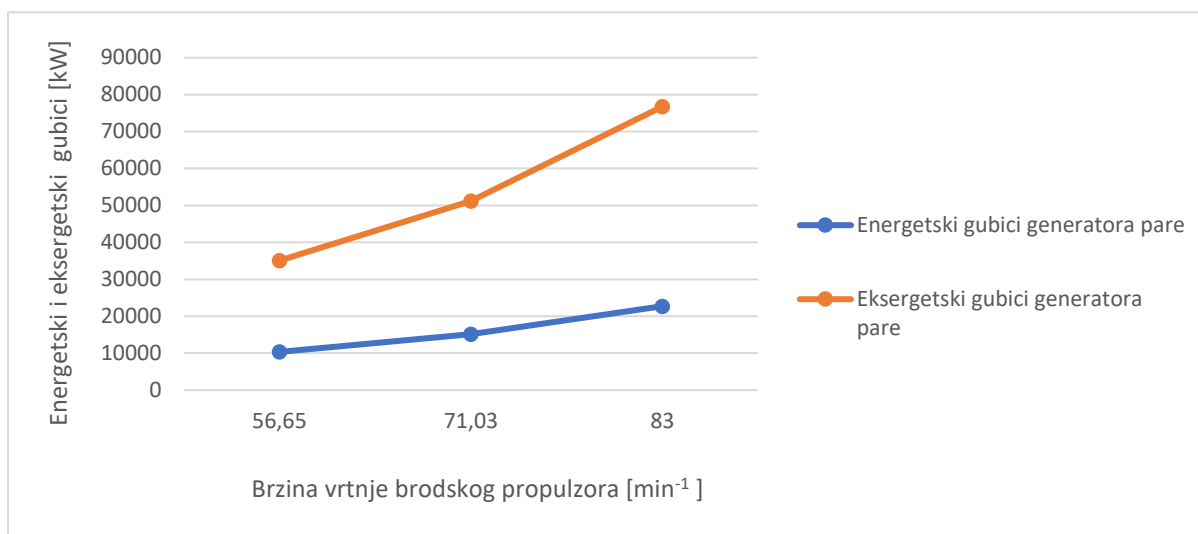
Na slici 5.6 prikazane su energetska i eksergetska iskoristivost generatora pare zadanog postrojenja kroz tri režima rada.



Slika 5.6 Energetske i eksergetske iskoristivosti generatora pare

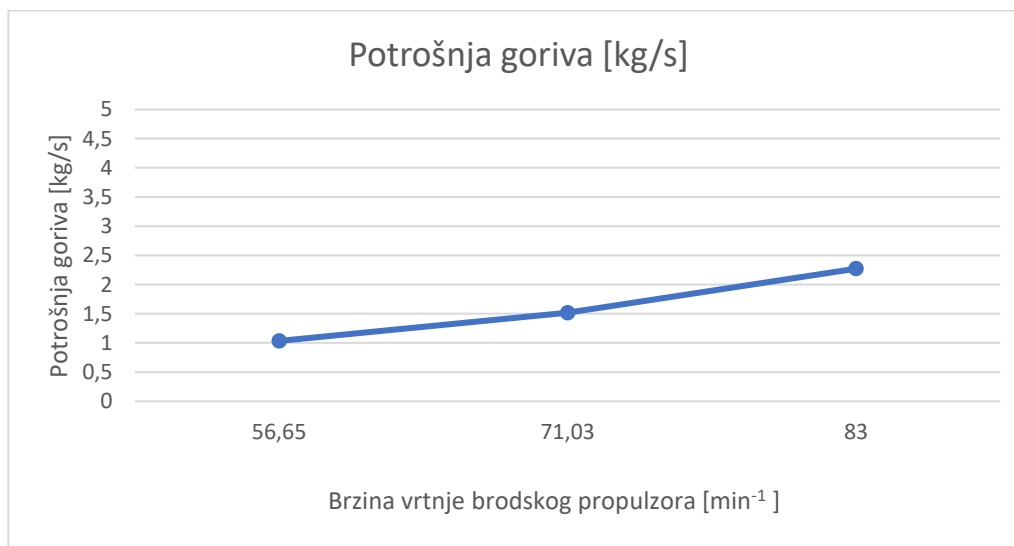
Energetska iskoristivost generatora pare kreće se u očekivanim okvirima te se gotovo ni ne mijenja kroz različite režime rada, od najmanjeg opterećenja prema najvećem iznosi 83,1%, 83% i 82,9%. Eksergetska iskoristivost također se kreće u očekivanim okvirima vrijednosti, a njene vrijednosti redom iznose 36,4%, 36,6% i 36,4%. Kod generatora pare energetske iskoristivosti znatno su veće od eksergetskih iskoristivosti, za razliku od turbina gdje su eksergetske iskoristivosti bile više, razlog tome je veći porast izlazne energije nego izlazne eksergije uzrokovane grijanjem i isparavanjem vode te pregrijavanjem pare izgaranjem goriva. Toplina isparavanja vode znatno više utječe na porast energije nego na porast eksergije.

Slika 5.7 prikazuje energetske i eksergetske gubitke generatora pare kroz tri režima rada.



Slika 5.7 Energetski i eksergetski gubici generatora pare

Energetski i eksergetski gubici očekivano rastu s većom potrebom za parom, odnosno kod većeg protoka vode kroz generator pare pri većoj brzini vrtnje broskog propulzora. Također je potrebno više energije kako bi se voda zagrijala, isparila te para pregrijala što uvjetuje veću potrebu za gorivom u generatoru pare. Potrošnja goriva u generatoru pare prikazana je na slici 5.8.



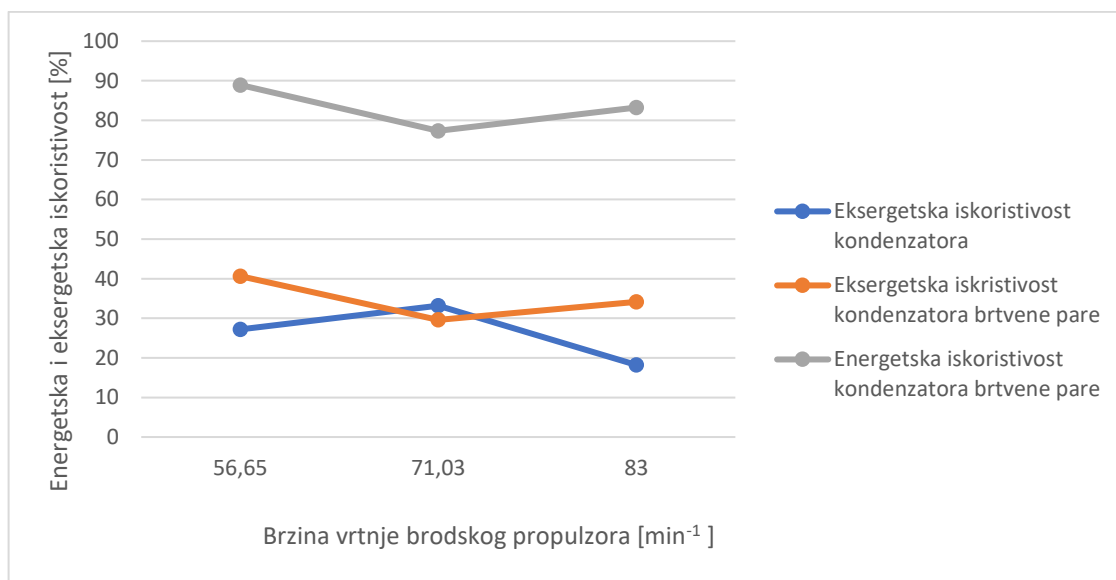
Slika 5.8 Potrošnja goriva u generatoru pare

Potrošnja goriva proporcionalno je vezana uz povećanje opterećenje postrojenja, potrošnja goriva pri najmanjem opterećenju iznosi 1,03 kg/s, pri srednjem opterećenju troši se 1,52 kg/s

goriva, dok se pri najvećem opterećenju troši 2,27 kg/s goriva. Kao što je ranije spomenuto kao gorivo se koristi ukapljeni prirodni plin donje ogrjevne moći 50 MJ/kg. Dobivene vrijednosti vrlo su važne budući da je potrošnja goriva najveći trošak brodskog postrojenja i da će se često žrtvovati iskoristivosti dijelova postrojenja ili cijelog postrojenja kako bi se uštedjelo na gorivu. Vlasnici broda tražit će optimalni odnos između brzine broda i troškova cijelog postrojenja.

5.3 Kondenzatori

Budući da je u nedostatku parametara energetska iskoristivost kondenzatora pretpostavljena da iznosi 75% u svim radnim režimima, ona nije računata. Energetska i eksergetska iskoristivost kondenzatora brtvene pare te eksergetska iskoristivost kondenzatora prikazani su na slici 5.9.

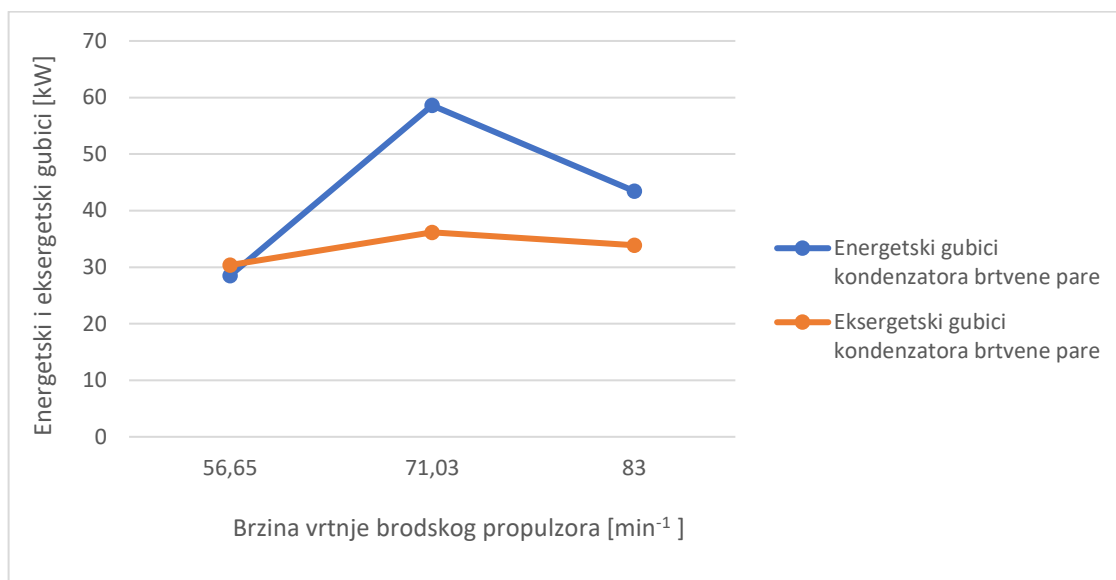


Slika 5.9 Energetske i eksergetske iskoristivosti kondenzatora

Energetska iskoristivost kondenzatora brtvene pare vrlo je visoka, posebice pri najnižoj brzini vrtnje brodskog propulzora. Energetske iskoristivosti kondenzatora brtvene pare iznose 88,9%, 77,3% te 83,2%. Eksergetske iskoristivosti oba kondenzatora očekivano su dosta niže od energetske. Kondenzatorove eksergetske iskoristivosti iznose 27,2%, 33,2% i 18,2%, dok eksergetske iskoristivosti kondenzatora brtvene pare iznose 40,6%, 29,6% i 34,2%. Energetske i eksergetske iskoristivosti kondenzatora usporedive su s iskoristivostima generatora pare gdje su također energetske iskoristivosti znatno više od eksergetskih. Obje komponente povezuje

promjena agregatnog stanja koja pozitivno utječe na energetske iskoristivost, dok eksergetska iskoristivost pada zbog promjene agregatnog stanja.

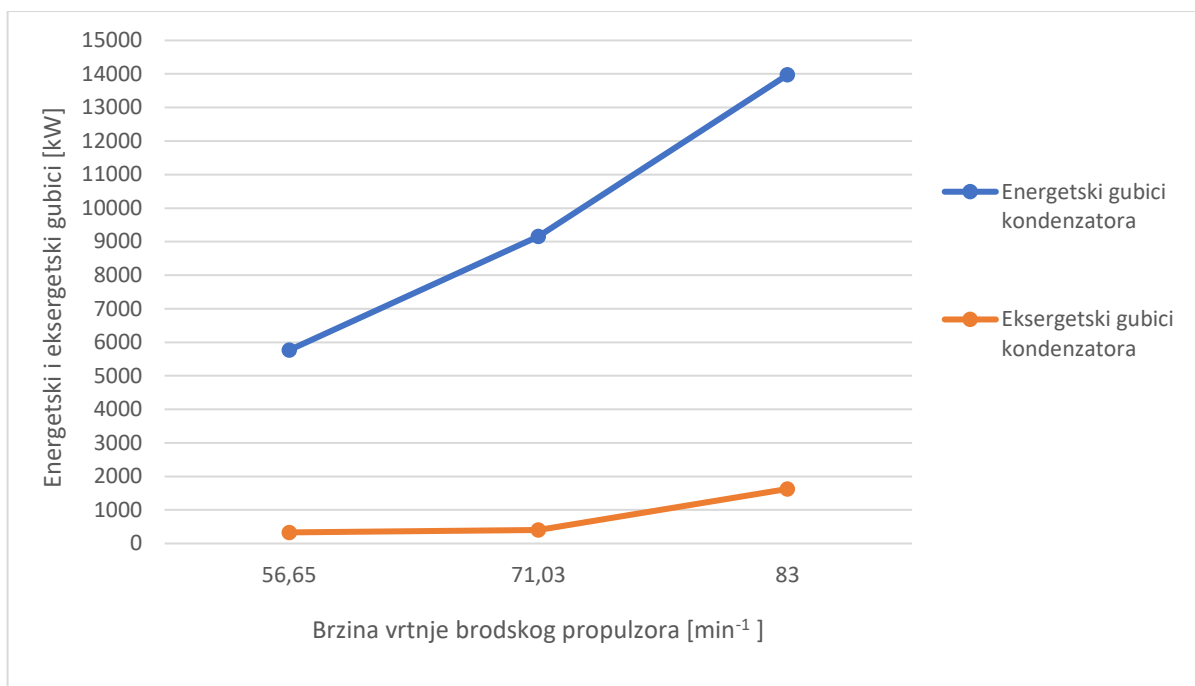
Energetski i eksergetski gubici kondenzatora brtvene pare izraženi u kW prikazani su na slici 5.10.



Slika 5.10 Energetski i eksergetski gubici kondenzatora brtvene pare

Energetski gubici u kondenzatoru brtvene pare porastom opterećenja iznose 28,5 kW, 58,6 kW te 43,4 kW. Eksergetski gubici u kondenzatoru brtvene pare porastom opterećenja iznose 30,4 kW, 36,2 kW i 33,9 kW. I energetski i eksergetski gubici vrlo su malih iznosa u odnosu na ostale komponente i cijelo postrojenje.

Energetski i eksergetski gubici u kondenzatoru prikazani su na slici 5.11.

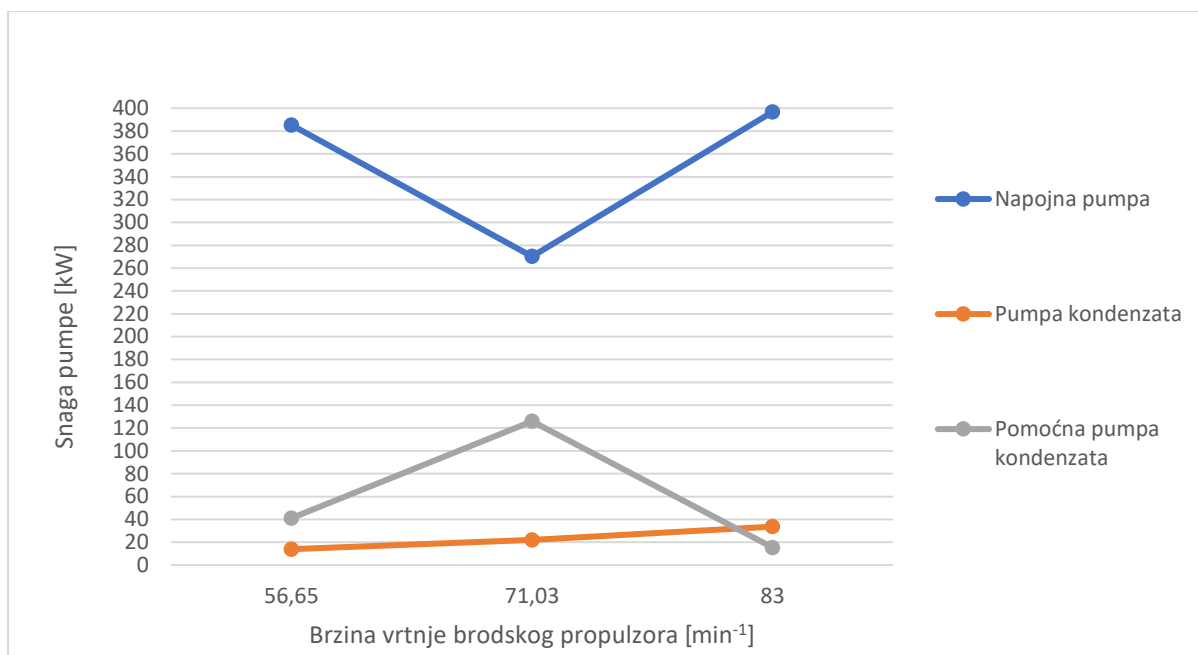


Slika 5.11 Energetski i eksergetski gubici kondenzatora

Energetski gubici kondenzatora značajnije su veći od eksergetskih unatoč većim energetskim iskoristivostima. Razlog tome je mnogo veća razlika između specifične entalpije vode i pare nego razlika specifičnih eksergija istih, odnosno u kondenzator ulazi puno više energije nego eksergije pa se samim time i gubi puno više energije. Eksergetski gubici kondenzatora porastom opterećenja iznose 331 kW, 403 kW te 1627 kW, dok energetski gubici kondenzatora iznose 5766 kW, 9152 kW i 13974 kW. Obje vrste gubitaka rastu sa porastom brzine vrtnje broskog propulzora budući da proporcionalno rastu i protoci kroz kondenzator. U praksi bi se energetske iskoristivosti kondenzatora razlikovale kroz različite režime rada, no pretpostavljene su iste vrijednosti radi lakšeg proračuna.

5.4 Pumpe

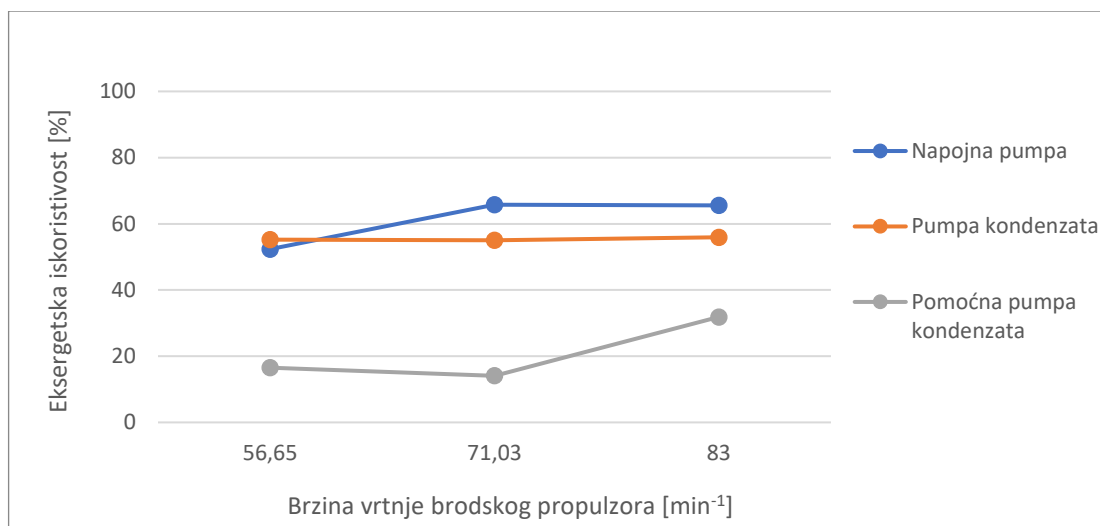
Snage pumpi korištenih u zadanom postrojenju kroz tri režima rada prikazane su na slici 5.12.



Slika 5.12 Snage pumpe

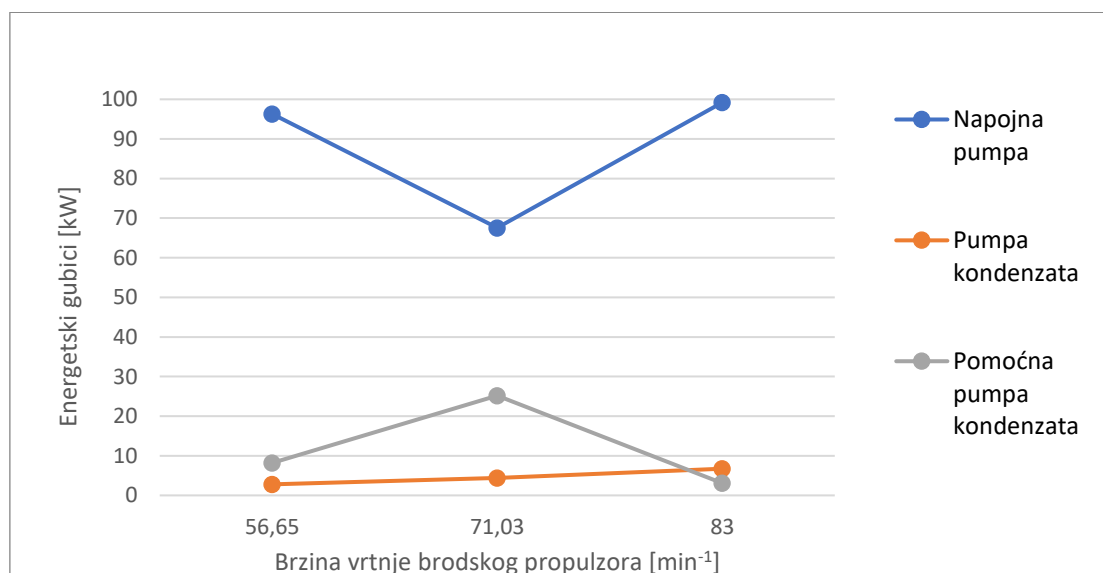
Snaga pumpe kondenzata raste s brzinom vrtnje broskog propulzora, pri povećanju protoka vode. Isto vrijedi i za energetske i eksergetske gubitke pumpe kondenzata, dok je eksergetska iskoristivost praktički konstantna i kreće se oko 55%. Snage napojne i pomoćne pumpe kondenzata variraju, kao i njihove iskoristivosti i gubici, razlog tome može biti neprecizno mjerenje parametara na izlasku iz otvorenih zagrijača.

Energetska iskoristivost napojne pumpe za sve režime rada pretpostavljena je da iznosi 75% te ona nije računata. Također su pretpostavljene i energetske iskoristivosti pumpe kondenzata i pomoćne pumpe kondenzata te iznose 80% zbog čega nisu računate. Eksergetske iskoristivosti, energetske i eksergetske gubici za sve pumpe iz analiziranog postrojenja prikazani su na slikama 5.13, 5.14 i 5.15.

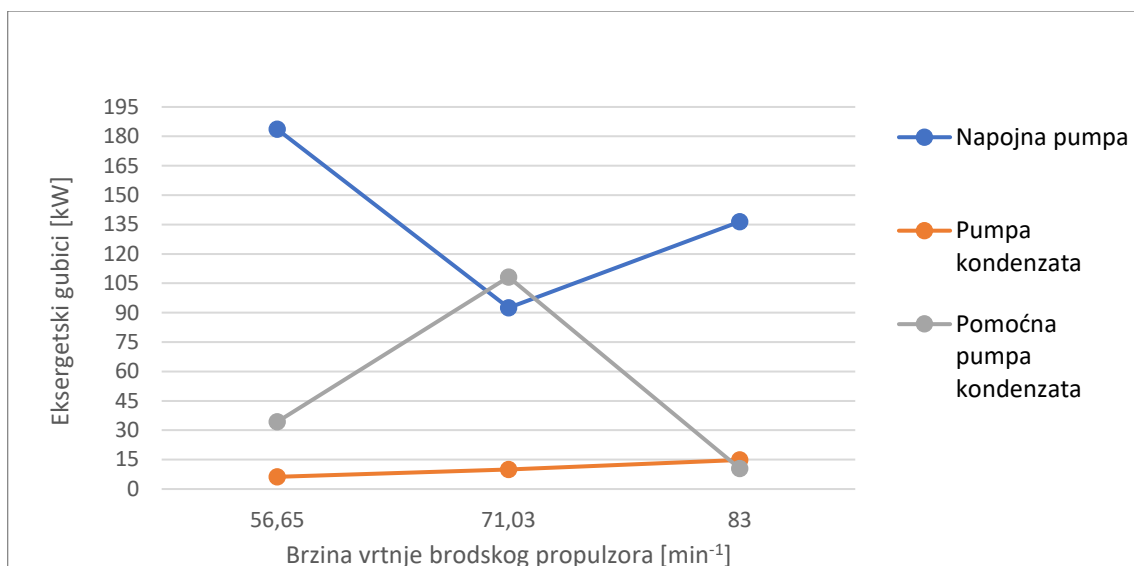


Slika 5.13 Eksergetska iskoristivost pumpi

Eksergetske iskoristivosti napojne pumpe od najmanjeg opterećenja prema najvećem iznose 52,4%, 65,8% i 65,6%. Za pumpu kondenzata pri porastu opterećenja dobivene su vrijednosti eksergetskih iskoristivosti od 55,2%, 55% i 55,9%. Pomoćna pumpa kondenzata ima eksergetske iskoristivosti 16,6%, 14,1% i 31,9% pri porastu opterećenja postrojenja. Pomoćna pumpa kondenzata ima znatno manje eksergetske iskoristivosti od druge dvije pumpe zbog malih razlika u specifičnim eksergijama te relativno velikoj snazi te pumpe.



Slika 5.14 Energetski gubici pumpi

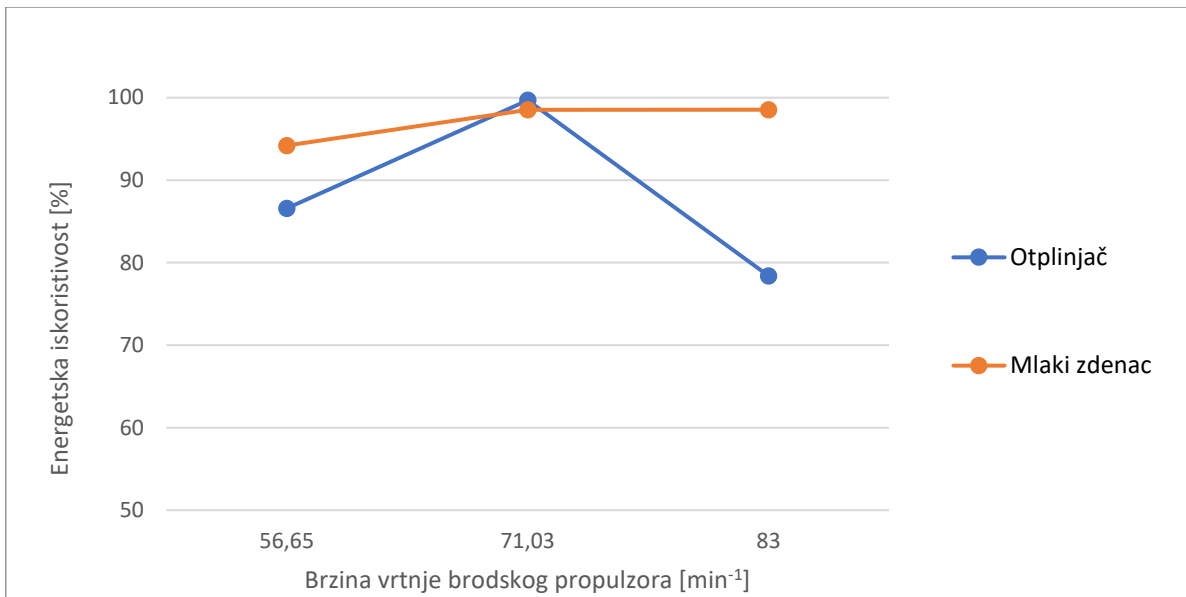


Slika 5.15 Eksergetski gubici pumpi

Energetski i eksergetski gubici rastu i padaju kroz različite režime rada za napojnu pumpu i pomoćnu pumpu kondenzata što je najvjerojatnije uzrok nedovoljno preciznog mjerenja parametara. Kod pumpe kondenzata energetski i eksergetski gubici proporcionalno rastu s povećanjem opterećenja te energetski gubici s porastom opterećenja iznose 2,8 kW, 4,4 kW i 6,7 kW. Eksergetski gubici s porastom opterećenja iznose 6,2 kW, 10 kW te 14,8 kW.

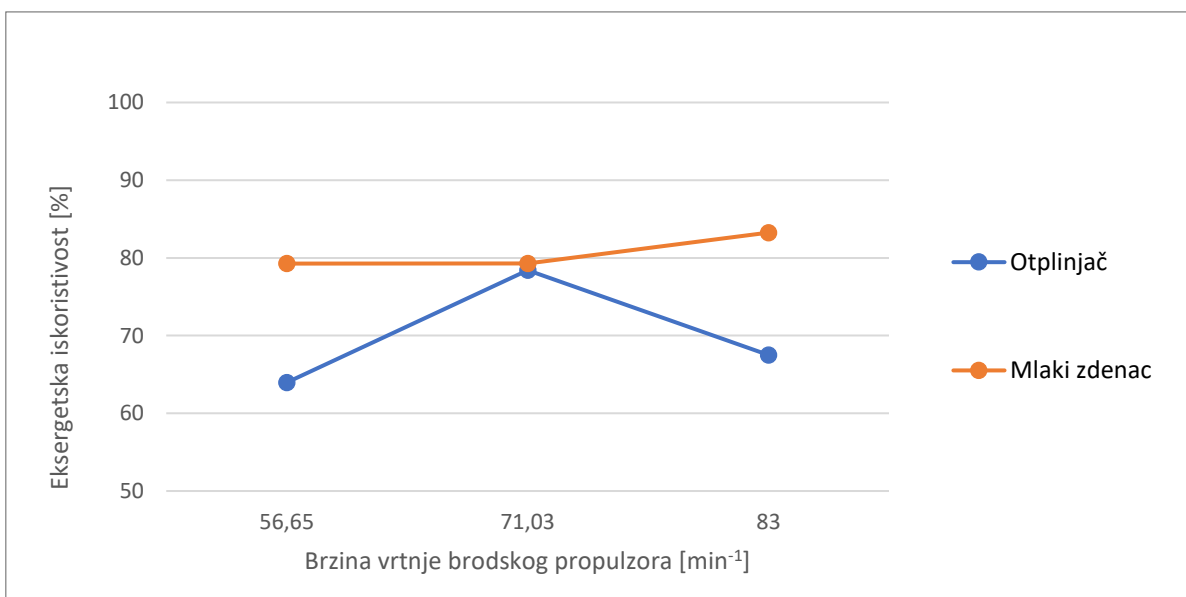
5.5 Otvoreni zagrijači

Energetske i eksergetske iskoristivosti otplinjača i mlakog zdenca kroz tri režima rada prikazane su na slikama 5.16 i 5.17.



Slika 5.16 Energetske iskoristivosti otplinjača i mlakog zdenca

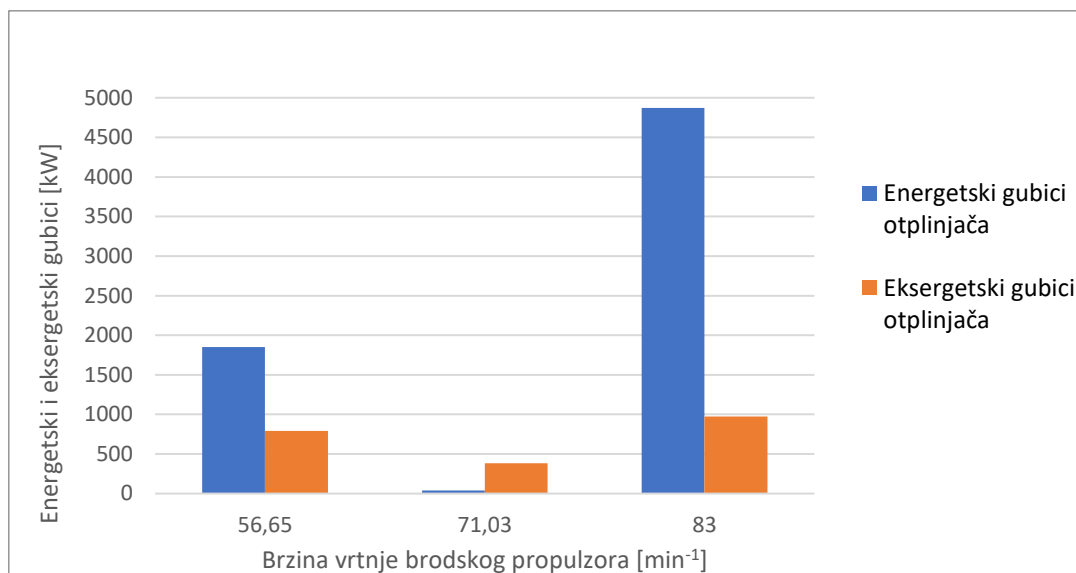
Energetske iskoristivosti obje komponente očekivano su visoke, međutim u prvom i trećem režimu rada otplinjača nešto su niže što je rezultiralo ranije spomenutim nepreciznim parametrima na izlazima iz otvorenih zagrijača. Energetske iskoristivosti otplinjača porastom opterećenja iznose 86,6%, 99,7% te 78,4%, a energetske iskoristivosti mlakog zdenca porastom opterećenja iznose 94,2%, 98,5% i 98,5%.



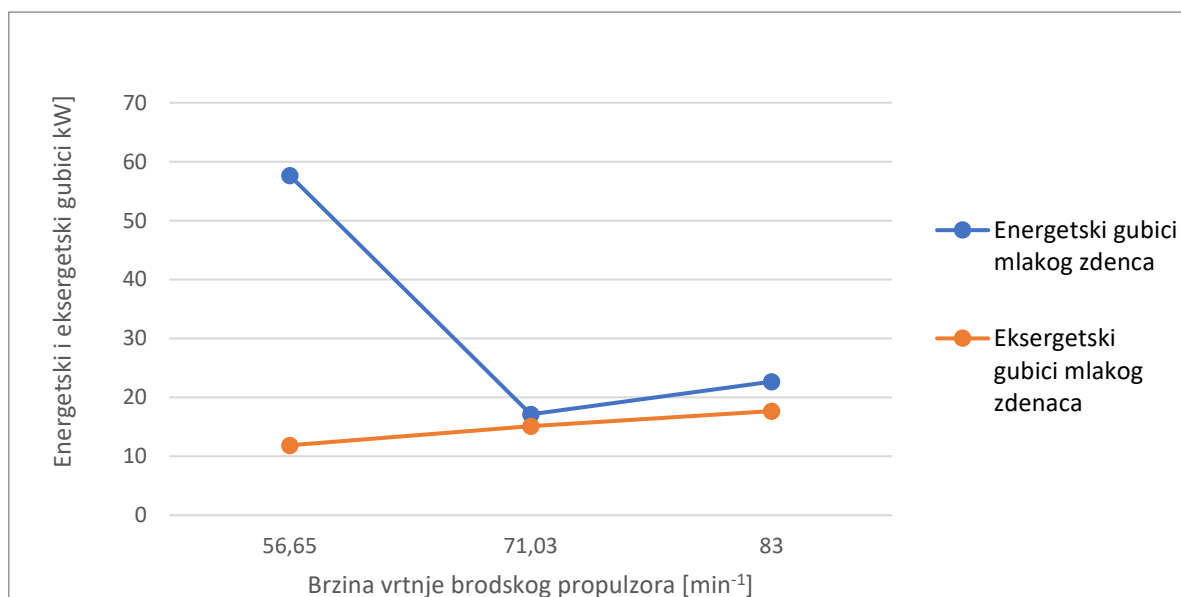
Slika 5.17 Eksergetske iskoristivosti otplinjača i mlakog zdenca

Eksergetske iskoristivosti su ipak nešto niže od energetske i za otplinjač porastom opterećenja iznose 64%, 78,4% i 67,5%. Mlaki zdenac porastom opterećenja analiziranog postrojenja ima vrijednosti eksergetske iskoristivosti od 79,3%, 79,3% i 83,3%.

Energetski i eksergetski gubici otplinjača i mlakog zdenca izraženi u kW prikazani su na slikama 5.18 i 5.19.



Slika 5.18 Energetski i eksergetski gubici otplinjača



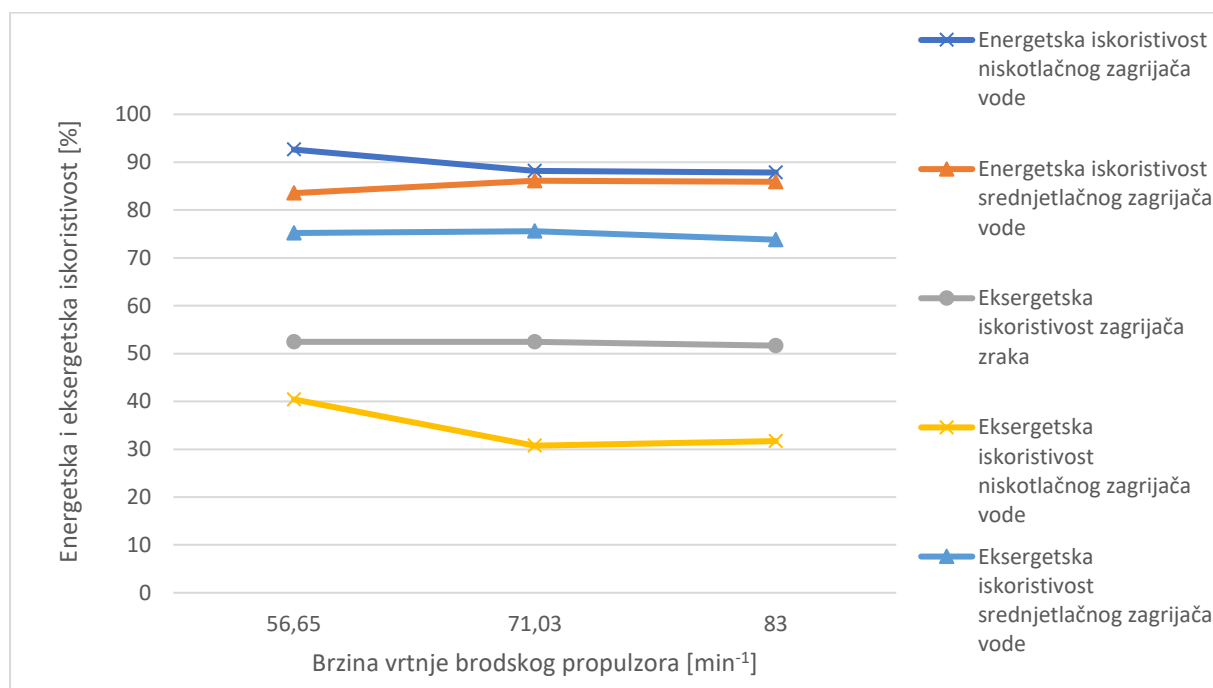
Slika 5.19 Energetski i eksergetski gubici mlakog zdenca

Nesrazmjernost u energetske gubicima oba otvorena zagrijača ukazuje na spomenute neprecizno izmjerene vrijednosti parametara dok su eksergetski gubici u očekivanim granicama. Porastom

opterećenja, eksergetski gubici otplinjača iznose 793 kW, 382 kW te 972 kW, dok su eksergetski gubici mlakog zdenca 11,9 kW, 15,1 kW i 17,7 kW. Mlaki zdenac ima znatno manje energetske i eksergetske gubitke od otplinjača zbog toga što u mlaki zdenac ulazi voda znatno nižih temperatura i tlakova te samim time i niže energije i eksergije u odnosu na otplinjač u koji ulazi voda visokih temperatura i tlakova te vodena para.

5.6 Zatvoreni zagrijači

Energetske i eksergetske iskoristivosti zatvorenih zagrijača u tri režima rada prikazane su na slici 5.20.



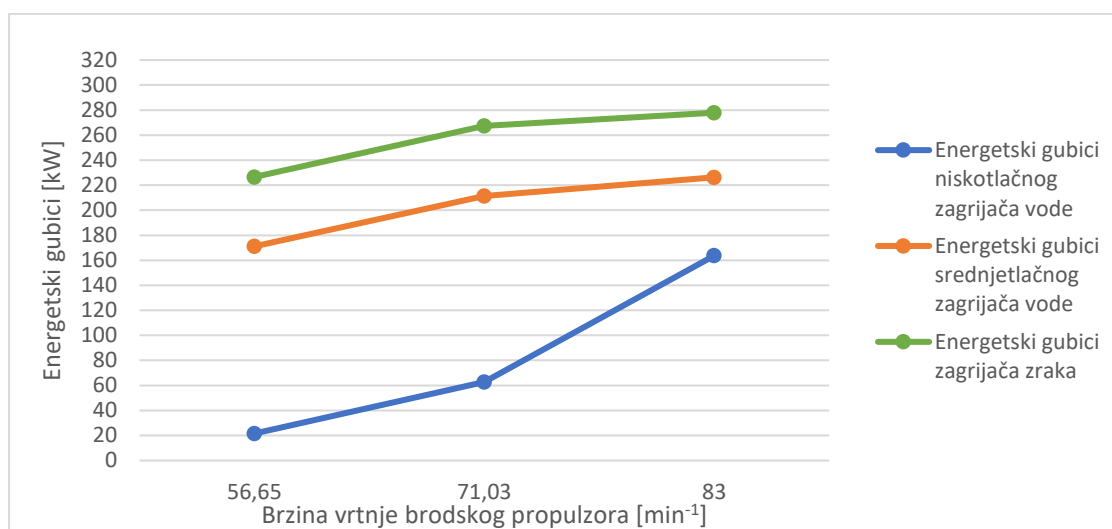
Slika 5.20 Energetske i eksergetske iskoristivosti zatvorenih zagrijača

Energetska iskoristivost zagrijača zraka nije prikazana budući da je pretpostavljena njena vrijednost od 90% u sva tri režima rada. Energetske iskoristivosti niskotlačnog zagrijača vode očekivano su visoke i pri porastu opterećenja redom iznose 92,6%, 88,2% i 87,8%.

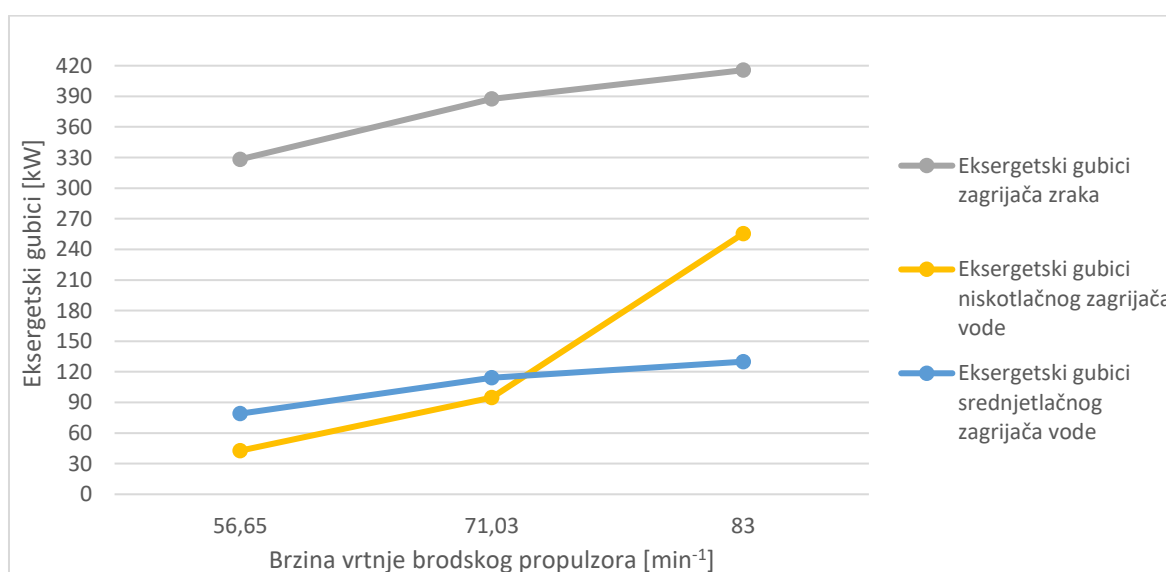
Eksergetske iskoristivosti svih zatvorenih zagrijača su nešto niže i pri svim promatranim opterećenjima kreću se između 30% i 76%. Eksergetske iskoristivosti zagrijača zraka porastom opterećenja postrojenja iznose 52,4%, 52,4% i 51,7%. Dobivene vrijednosti relativno su niske, a to je uzrokovano niskom specifičnom eksergijom zraka. Eksergetske iskoristivosti niskotlačnog zagrijača vode od najmanjeg opterećenja prema najvećem iznose 40,4%, 30,8% i

31,7% što su vrlo niske vrijednosti uzrokovane malim porastom temperatura napojne vode. Kod niskotlačnog zagrijača vode posebno niske eksergetske iskoristivosti su u drugom i trećem režimu rada pri grijanju vode i vodom i parom koja se odvaja u niskotlačnom kućištu turbine. Eksergetske iskoristivosti srednjetačnog zagrijača vode pri povećanju opterećenja iznose 75,2%, 75,6% i 73,8% što su očekivane vrijednosti.

Energetski i eksergetski gubici svih zatvorenih zagrijača u tri promatrana režima rada prikazani su na slikama 5.21 i 5.22.



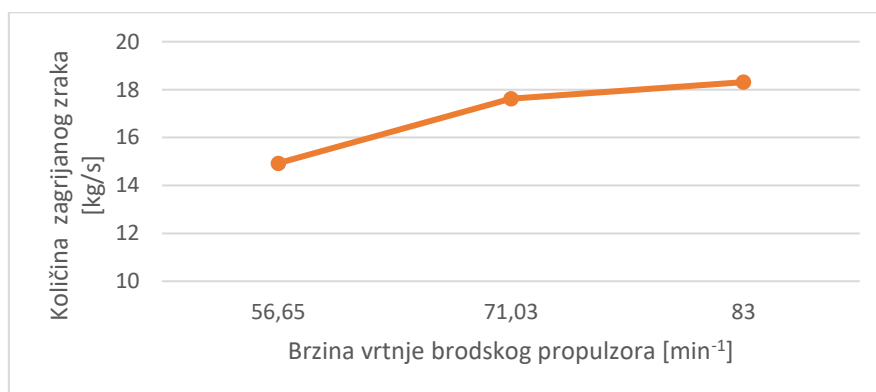
Slika 5.21 Energetski gubici zatvorenih zagrijača



Slika 5.22 Eksergetski gubici zatvorenih zagrijača

Energetski i eksergetski gubici svih zatvorenih zagrijača rastu s porastom brzinom vrtnje brodskog propulzora budući da su tada veći protoci vode, odnosno veća je potreba za parom. Energetski gubici niskotlačnog zagrijača vode s porastom opterećenja iznose 21,6 kW, 62,6 kW te 163,7 kW. Energetski gubici srednjetačnog zagrijača vode s porastom opterećenja iznose 171,2 kW, 211,3 kW i 226,3 kW. Zagrijač zraka ima energetske gubitke od 226,6 kW, 267,4 kW te 278 kW. Eksergetski gubici niskotlačnog zagrijača vode s porastom opterećenja iznose 42,8 kW, 94,7 kW i 255,4 kW. Srednjetačni zagrijač vode ima eksergetske gubitke pri porastu opterećenja od 79 kW, 114,3 kW i 130 kW. Zagrijač zraka ima eksergetske gubitke koji iznose 328,3 kW, 387,4 kW te 415,6 kW. Zagrijač zraka ima najveće eksergetske i energetske gubitke budući da se grije pregrijanom parom koja ima najvišu specifičnu entalpiju i specifičnu eksergiju. Pregrijana para grije zrak koji ima nižu specifičnu entalpiju i specifičnu eksergiju od vode.

Količina zraka koji se grije prije ulaska u generator pare radi bolje iskoristivosti istog izračunata je za sva tri režima rada i prikazana na slici 5.23.

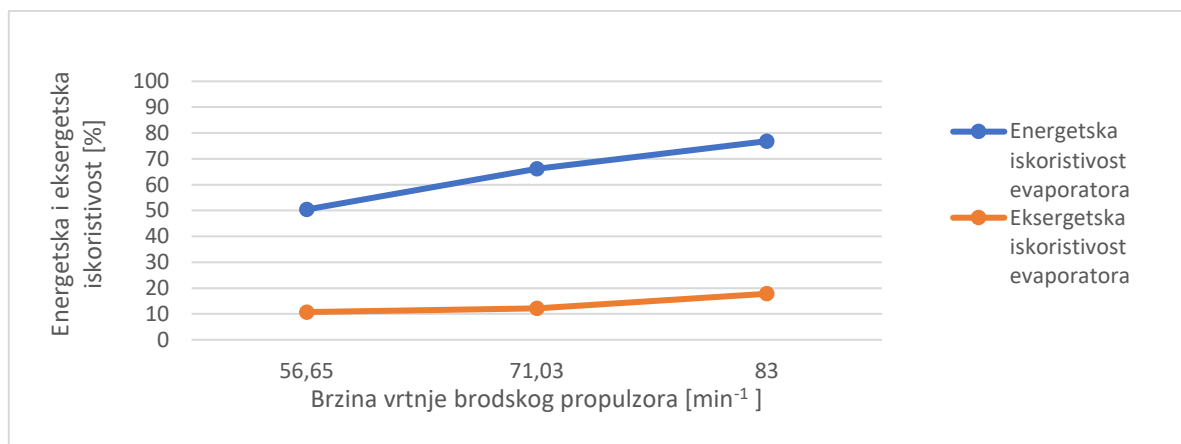


Slika 5.23 Količina zagrijanog zraka

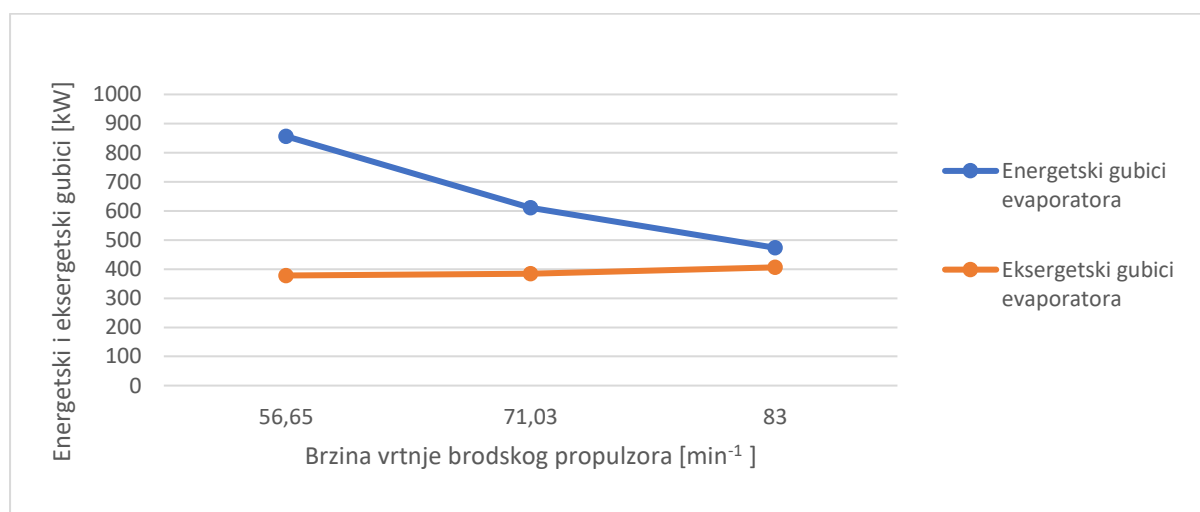
Količina zagrijanog zraka koja je potrebna za izgaranje goriva izračunata je uz pomoć pretpostavke energetske iskoristivosti zagrijača zraka i specifične entalpije zraka koja je očitana za zadane parametre zraka. Budući da s porastom opterećenja raste i potreba za gorivom, odnosno potrošnja goriva, sukladno tome mora rasti i potreba za zrakom koji omogućava izgaranje goriva u generatoru pare. Količine zagrijanog zraka od najmanjeg prema najvećem opterećenju iznose 14,9 kg/s, 17,6 kg/s te 18,3 kg/s.

5.7 Evaporator

Energetske i eksergetske iskoristivosti i gubici evaporatora prikazani su na slikama 5.24 i 5.25.



Slika 5.24 Energetske i eksergetske iskoristivosti evaporatora



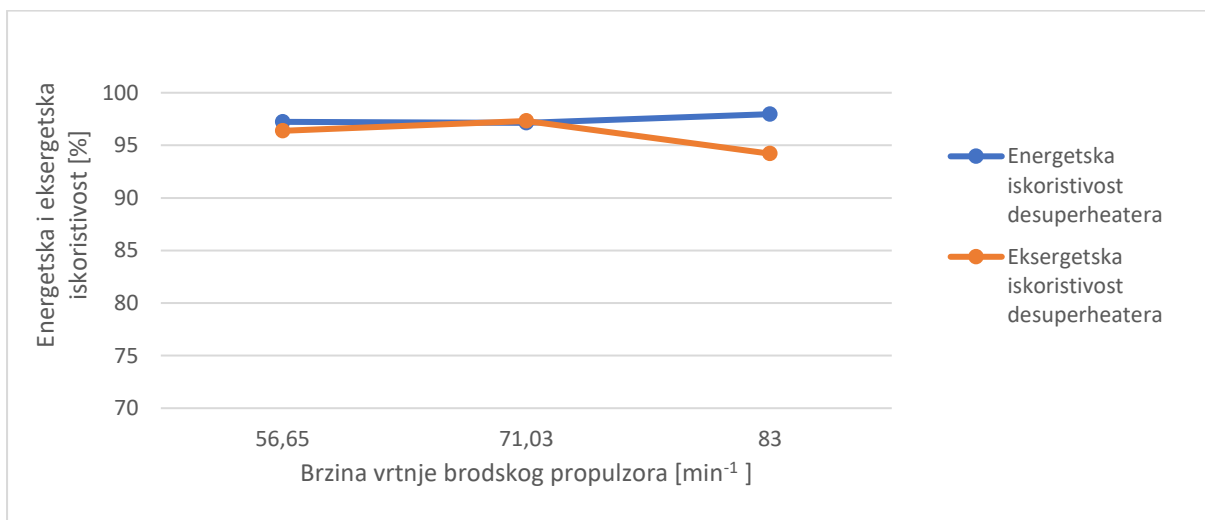
Slika 5.25 Energetski i eksergetski gubici evaporatora

Energetske i eksergetske iskoristivosti evaporatora manje su od uobičajenih budući da nije poznata količina morske vode koja se desalinizira te je računato kao da je para cijelim svojim tokom usmjerena na grijanje napojne vode. Iz istog razloga su gubici veći u odnosu na uobičajene gubitke u evaporatoru. Energetska iskoristivost u proporcionalnoj je vezi s brzinom vrtnje brodskog propulzora, energetska iskoristivost raste s porastom opterećenja. Energetski

gubici u proporcionalnoj su vezi s brzinom vrtnje brodskog propulzora, odnosno padaju s porastom opterećenja. S druge strane eksergetski gubici i iskoristivost imaju linearan trend što znači da i eksergetska iskoristivost i eksergetski gubici rastu s brzinom vrtnje brodskog propulzora. Kada bi bili poznati podaci za morsku vodu i isparinu iz nje tada bi bili dobiveni stvarni podaci za energetske i eksergetske iskoristivosti i gubitke.

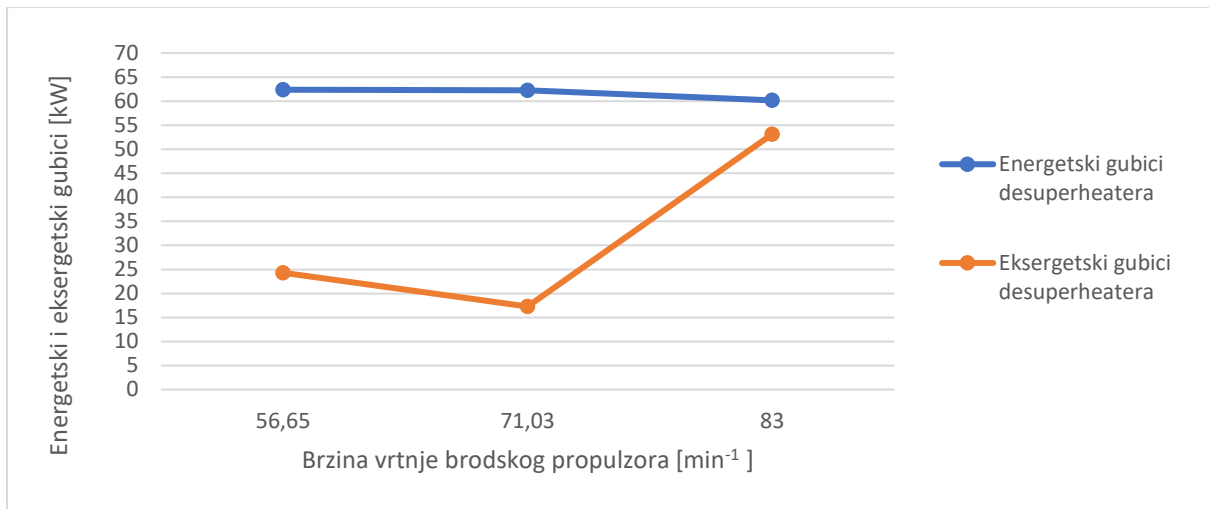
5.8 Desuperheater

Energetska i eksergetska iskoristivost desuperheatera u sva tri režima rada prikazane su na slici 5.26.



Slika 5.26 Energetska i eksergetska iskoristivost desuperheatera

Energetska i eksergetska iskoristivost desuperheatera su očekivano vrlo visoke te iznose između 94 i 98%. U ovoj komponenti ne gubi se puno energije niti eksergije budući da je desuperheater otvorenog tipa te se direktno u pregrijanu paru rasprskava voda. Gubici energije i eksergije za desuperheater izraženi u kW prikazani su na slici 5.27.

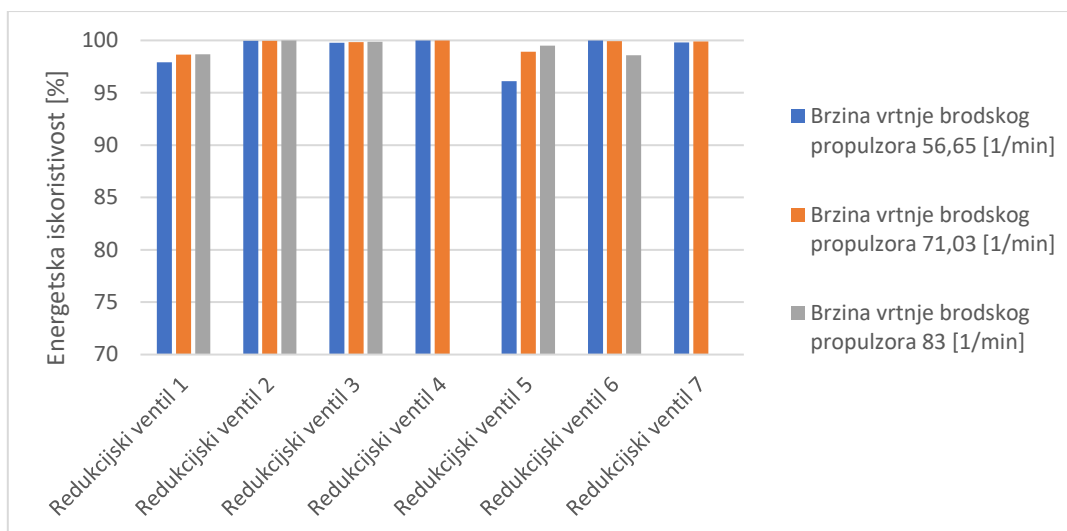


Slika 5.27 Energetski i eksergetski gubici desuperheatera

Energetski gubici desuperheatera prilično su jednolični i porastom opterećenja iznose redom 62,4 kW, 62,2 kW i 60,2 kW. S druge strane eksergetski gubici nisu toliko jednolični i porastom opterećenja iznose 24,3 kW, 17,3 kW te 53,1 kW. Nagli skok gubitaka u trećem opterećenju uzrokovan je visokom ulaznom temperaturom pare u desuperheater budući da se para odvodi iz visokotlačnog kućišta turbine te je samim time i ulazna eksergija mnogo veća te sukladno tome rastu i gubici. Isti je razlog uzrok pada eksergetske iskoristivosti desuperheatera pri brzini vrtnje broskog propulzora od 83 min^{-1} .

5.9 Redukcijski ventili

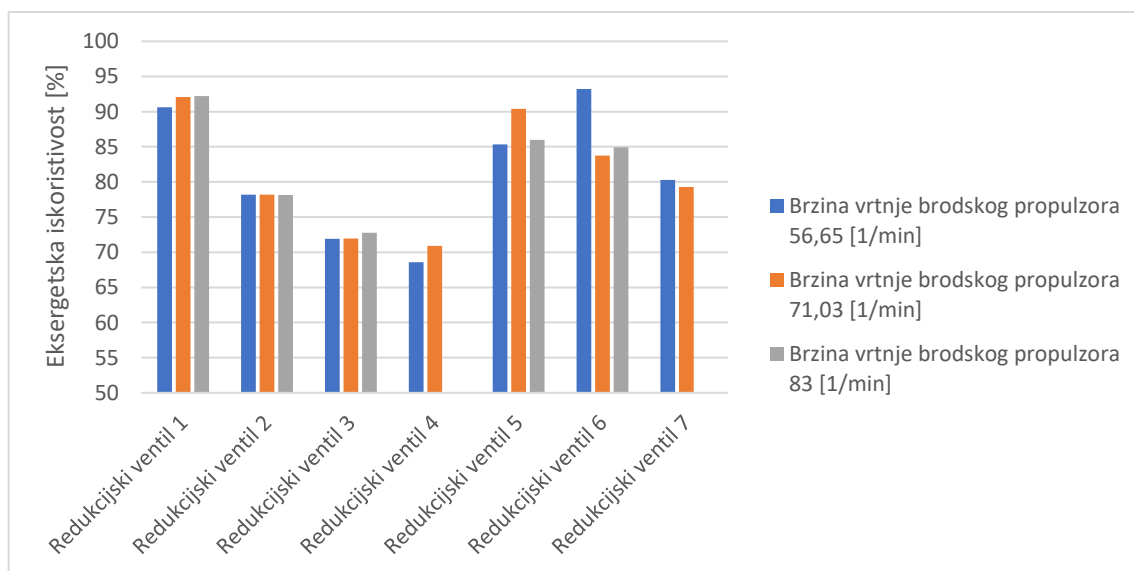
Redukcijski ventili imaju gotovo savršenu energetska iskoristivost te je ona za ventile kroz tri režima rada prikazana na slici 5.28.



Slika 5.28 Energetska iskoristivost redukcijskih ventila

Svi ventili imaju veću energetska iskoristivost od 90% i nisu ovisni o režimu rada. Energetskih iskoristivosti za ventile 4 i 7 nema pri najvećem opterećenju budući da u tom režimu rada nema protoka kroz te ventile zbog promjenjenih tokova pare.

Eksergetske iskoristivosti redukcijskih ventila prikazane su na slici 5.29.

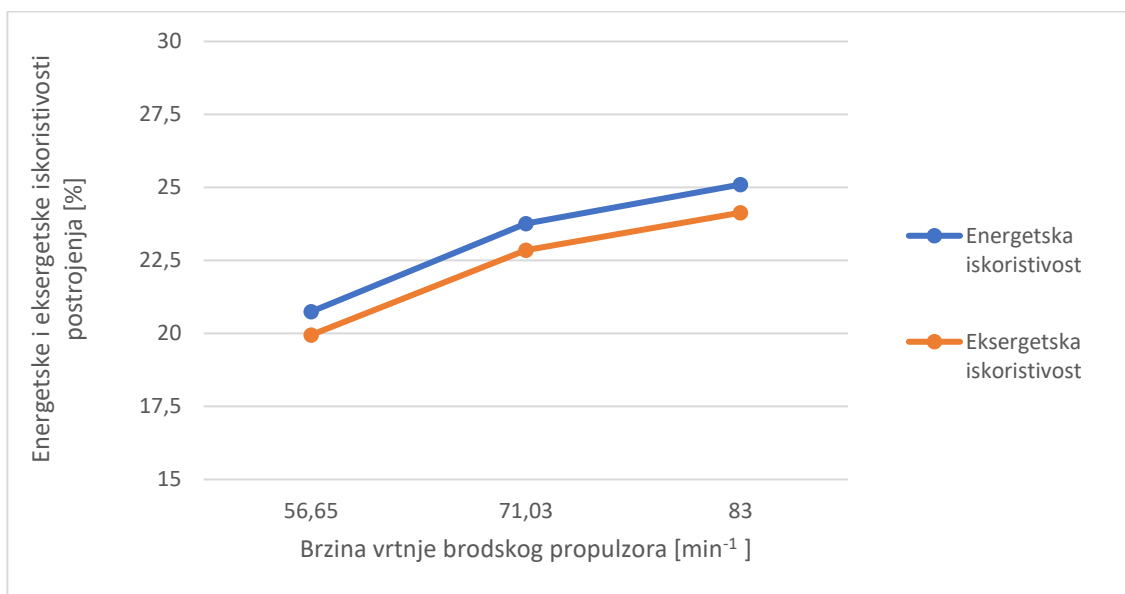


Slika 5.29 Eksergetske iskoristivosti redukcijskih ventila

Eksergetske iskoristivosti redukcijских ventila manje su od energetskih, međutim do ovakvih brojki vrlo lako može dovesti netočnost mjerenja parametara budući da su vrlo male vrijednosti i minimalne promjene u temperaturi ili tlaku mogu značajno utjecati na vrijednosti eksergetskih iskoristivosti. Eksergetskih iskoristivosti za ventile 4 i 7 pri najvećem opterećenju nema jer u tom režimu rada nema protoka kroz te ventile. U redukcijским ventilima 2, 3 i 4 dolazi do značajnog pada temperature pare što znatno smanjuje izlaznu eksergiju pare zbog čega su eksergetske iskoristivosti spomenutih ventila vidljivo manje od ostalih. Zbog spomenutog razlog su i eksergetski gubici tih ventila znatno veći, posebice ventila 3 i 4 kroz koje prolazi veća količina pare u odnosu ventila 2.

5.10 Cijelo postrojenje

Energetska i eksergetska iskoristivost cijelog postrojenja kroz tri režima rada prikazana je na slici 5.30.

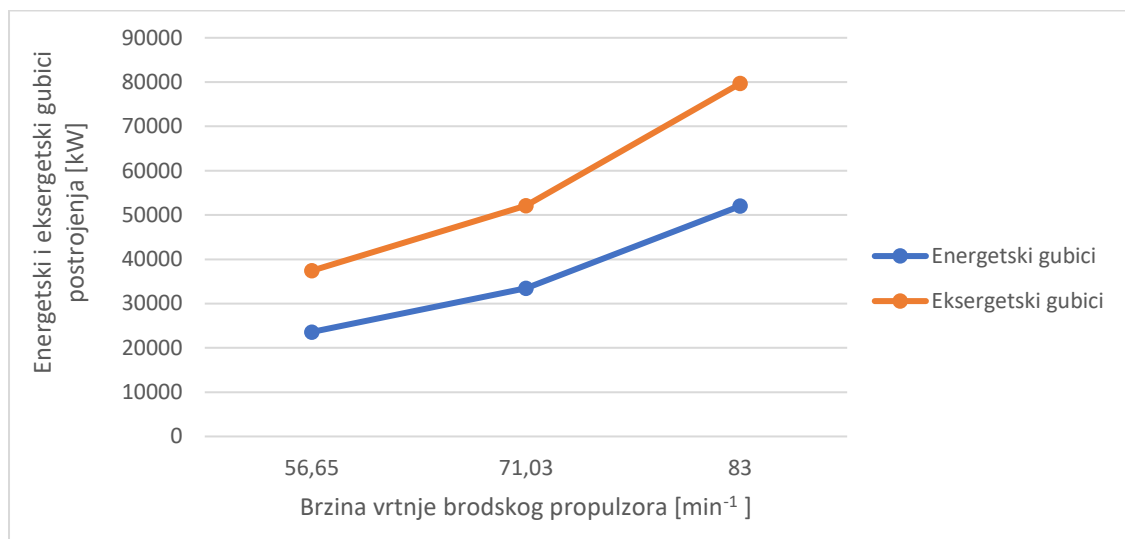


Slika 5.30 Energetska i eksergetska iskoristivost cijelog postrojenja

Obje iskoristivosti cijelog postrojenja rastu s porastom brzine vrtnje brodskog propulzora, odnosno s povećanjem opterećenja što je očekivano. Vrijednosti energetskih iskoristivosti cijelog postrojenja od najmanjem prema najvećem opterećenju iznose 20,7%, 23,8% i 25,1%. Eksergetske iskoristivosti cijelog postrojenja pri porastu opterećenja iznose 19,9%, 22,9% te

24,13%. Iskoristivosti su znatno niže nego li je to kod konvencionalnih stacionarnih paroturbinskih postrojenja kao što su klasične termoelektrane ili nuklearne elektrane, međutim sva brodska postrojenja imaju niže iskoristivosti od stacionarnih budući da je brod ograničen svojim gabaritima te nema mjesta za poboljšavanja iskoristivosti kao što su međupregrijavanje pare, oduzimanje pare na više stupnjeva turbine i više regenerativnih zagrijača napojne vode, povećanje tlaka i temperature pare, niža temperatura u kondenzatoru i slično. Također bi neka od tih poboljšanja zahtjevala znatno veća ulaganja što se brodovlasnicima financijski ne bi isplatilo.

Ukupni energetske i eksergetske gubici cijelog postrojenja izraženi u kW prikazani su na slici 5.31.



Slika 5.31 Ukupni energetske i eksergetske gubici cijelog postrojenja

S porastom opterećenja rastu i energetske i eksergetske gubici u postrojenju te su eksergetske gubici većih iznosa od energetskih. Energetske gubici cijelog postrojenja pri porastu opterećenja iznose 23589 kW, 33486 kW i 52004 kW. Eksergetske gubici cijelog postrojenja pri porastu opterećenja iznose 37421 kW, 52087 kW i 79686 kW. Najveći udio u energetskim i eksergetskim gubicima postrojenja imaju generator pare, kondenzator, glavna turbina i otplinjač. Navedene komponente mogu se nazvati glavnim komponentama postrojenja te ne čudi da su upravo u njima najveći gubici posebno kada se napomene da su i protoci kroz iste najveći.

6. ZAKLJUČAK

Parna postrojenja su ona postrojenja u kojima se kao glavni medij za dobivanje električne ili ostalih oblika energije koristi vodena para. Princip rada svih parnih postrojenja zasniva se na Clausius-Rankineovom procesu koji ulaznu toplinu pretvara u mehanički rad. Osnovne komponente ovakvog postrojenja jesu : parna turbina, generator pare, kondenzator i pumpe, a osim glavnih komponenti sastoji se i od sporednih komponenti kao što su : zagrijač napojne vode, desuperheater, ventili i mnoge druge.

Pri provođenju termodinamičke analize računaju se energetske i eksergetske gubitke te energetske i eksergetske iskoristivosti. Energijom se smatra obavljanje rada te se ona u svim realnim procesima pretvara iz jednog oblika u drugi, a gubitkom energije se smatra pretvorba u neiskoristivu energiju u procesu. Eksergija je maksimalni rad kojeg se može dobiti iz radnog fluida dovođenjem njegovog stanja povratnim putem do stanja okoline. Eksergija se u svim realnim procesima troši.

U ovom radu provedena je termodinamička analiza brodskog parnoturbinskog postrojenja koje se sastoji od četiri turbine, dva kondenzatora, generatora pare, tri pumpe, četiri zagrijača napojne vode, evaporatora, desuperheatera, ventila te ostalih pomoćnih komponenti. Termodinamička analiza zadanog postrojenja provedena je za tri režima rada koji se razlikuju u brzini vrtnje brodskog propulzora te iznose redom $56,65 \text{ min}^{-1}$, $71,03 \text{ min}^{-1}$ i 83 min^{-1} . Dobiveni su rezultati energetske i eksergetske gubitaka i iskoristivosti za sve komponente postrojenja te za cijelo postrojenje. Iz dobivenih rezultata vidljivo je da su najveći gubici energije i eksergije u generatoru pare, kondenzatoru, turbinama te otplinjaču. Razlog tome je što kroz iste prolazi najveća količina radnog medija te obavljaju glavne funkcije za koje se troši najveća količina energije i eksergije radi složenosti procesa.

Proračunavanjem energetske i eksergetske iskoristivosti i gubitaka svih komponenti dobiveni su rezultati istih za cijelo postrojenje u tri režima rada. Energetske iskoristivosti cijelog postrojenja za tri režima rada s porastom opterećenja redom iznose 20,7%, 23,8% i 25,1%. Eksergetske iskoristivosti cijelog postrojenja za tri režima rada s porastom opterećenja redom iznose 19,9%, 22,9% te 24,13%. Energetski gubici cijelog postrojenja pri porastu opterećenja iznose 23589 kW, 33486 kW i 52004 kW. Eksergetski gubici cijelog postrojenja pri porastu opterećenja iznose 37421 kW, 52087 kW i 79686 kW. Vidljivo je da s porastom opterećenja rastu energetska i eksergetska iskoristivost te da rastu i energetske i eksergetske gubitke.

Dobivene iskoristivosti cijelog postrojenja niže su od iskoristivosti konvencionalnih stacionarnih postrojenja budući da je brodsko postrojenje znatno ograničenije od stacionarnih postrojenja.

Termodinamičkom analizom dobiva se uvid u iskoristivosti i gubitke komponenata i cijelog postrojenja čime se može smanjiti gubitke, ali i uočiti kritične točke koje je potrebno kontrolirati zbog nastupanja kvara.

LITERATURA

- [1] Mrzljak, V., Medica, V.: „Toplinske turbine“, predavanje, s Interneta, https://moodle.srce.hr/2018-2019/pluginfile.php/2192189/mod_resource/content/1/02_EnergSustParnProc-2.pogl.pdf, 11. lipnja 2022.
- [2] Mrzljak, V., Medica, V.: „Toplinske turbine“, predavanje, s Interneta, https://moodle.srce.hr/2019-2020/pluginfile.php/2703992/mod_resource/content/1/TT-2018-P7-END.pdf, 14. lipnja 2022.
- [3] Senčić, T.: „Generatori pare“, predavanje, s Interneta, https://moodle.srce.hr/2018-2019/pluginfile.php/2001447/mod_resource/content/1/TOPSIU_03_izgar_generatori_pare2017.pdf, 11. lipnja 2022.
- [4] Mrakovčić, T.: „Brodski energetske uređaji“, predavanje, 11. lipnja 2022.
- [5] Mrzljak, V., Poljak, I., Medica-Viola, V.: „Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier“, znanstveni članak, 12. lipnja 2022.
- [6] Trp A.: „Tehnički izmjenjivači topline“, predavanje, s Interneta, https://moodle.srce.hr/2019-2020/pluginfile.php/2818989/mod_resource/content/2/Tehnicki_izmjenjivaci_topline_PRED_AVANJE08.pdf, 12. lipnja 2022.
- [7] Mrakovčić, T.: „Brodski energetske uređaji“, predavanje, https://moodle.srce.hr/2019-2020/pluginfile.php/3440761/mod_resource/content/1/04a_Brodski%20izmjenjivaci%20topline%20c_b.pdf, 12. lipnja 2022.
- [8] Senčić, T.: „Toplinski strojevi i uređaji“, predavanje, https://moodle.srce.hr/2018-2019/pluginfile.php/2052227/mod_resource/content/2/TOPSIU_06_parnoturbinska_postrojenja_2018.pdf, 16. lipnja 2022.
- [9] Mrakovčić, T.: „Brodski energetske uređaji“, predavanje, https://moodle.srce.hr/2018-2019/pluginfile.php/1841638/mod_resource/content/1/BPS%20-%20predavanje%2001%20-%20Pumpe.pdf, 15. lipnja 2022.
- [10] Škrapić, F. : „Dinamika i regulacija procesa otplinjavanja“, Završni rad, 16. lipnja 2022.

- [11] S interneta, <https://deaerator.com/deaerator-purpose-types-functions/> , 16. lipnja 2022.
- [12] Tomašić N. : „Brodski visokotlačni generatori pare“, Završni rad, 16. lipnja 2022.
- [13] Trp A.: „Tehnički izmjenjivači topline“, predavanje, s Interneta, https://moodle.srce.hr/2019-2020/pluginfile.php/2818969/mod_resource/content/7/Tehnicky_izmjenjivaci_topline_PRED_AVANJE03.pdf, 16. lipnja 2022.
- [14] Hundy, G.F., Welch,T.C., Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition), 2016 , 18. lipnja 2022.
- [15] s Interneta, [https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/desuperheating/basic-desuperheating-theory#:~:text=Desuperheating%20is%20the%20process%20by,saturation%20temperature%20as%20a%20minimum\).](https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/desuperheating/basic-desuperheating-theory#:~:text=Desuperheating%20is%20the%20process%20by,saturation%20temperature%20as%20a%20minimum).), 20. lipnja 2022.
- [16] Pavković, B.: „Oprema procesnih postrojenja“, predavanje, https://moodle.srce.hr/2020-2021/pluginfile.php/5138105/mod_resource/content/1/Oprema%20procesnih%20postrojenja%202020-2021.pdf, 20. lipnja 2022.
- [17] Glažar, V.: „Termoenergetska postrojenja“, predavanje, https://moodle.srce.hr/2018-2019/pluginfile.php/2192181/mod_resource/content/1/01_TermodinamskiOsnovi-1.pogl.pdf, 2. srpnja 2022.

POPIS OZNAKA

CP – cijelo postrojenje

DSH – desuperheater

EVP – evaporator

GP – generator pare

GT – glavna propulzijska turbina

KOND – kondenzator

KONDBP – kondenzator brtvene pare

MZ – mlaki zdenac

NP – napojna pumpa

NT – niskotlačni dio turbine

NZK – niskotlačni zagrijač kondenzata

OTP – otplinjač

PK – pumpa kondenzata

PPK – pomoćna pumpa kondenzata

RV – redukcijski ventil

SZK – srednjetačni zagrijač kondenzata

TG – turbogenerator

TNP – turbina za pogon napojne pumpe

VT – visokotlačni dio turbine

ZZ – zagrijač zraka

E_{ef} – energetska iskoristivost [%]

E_{gub} – energetske gubici [kW]

E_{izl} – izlazna energija iz komponente [kW]

E_{ul} – ulazna energija u komponentu [kW]

ex – specifična eksergija [kJ/kgK]

EX_{gub} – eksergetski gubici [kW]

EX_{ef} – eksergetska iskoristivost [%]

EX_{ul} – ulazna eksergija u komponentu [kW]

EX_{izl} – izlazna eksergija iz komponente [kW]

h – specifična entalpija [kJ/kg]

H_d – donja ogrjevna moć [kJ/kg]

m – maseni protok [kg/s]

P – snaga [kW]

P_{is} – teoretska (izentropska) snaga [kW]

Q – prijenos topline [kW]

X – izmjena eksergije putem topline [kW]

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Shema zadanog postrojenja	2
Slika 2.1 Shema sustava s parnim procesom [1].....	3
Slika 2.2 T-s dijagram Clausius-Rankineovog procesa [1]	4
Slika 2.3 Shema protutlačne (lijevo) i kondenzacijske turbine (desno) [2].....	5
Slika 2.4 Osnovna shema turbinskog postrojenja s automatskim oduzimanjem pare [2]	6
Slika 2.5 Shema generatora pare [3].....	8
Slika 2.6 Cijevni kondenzator [6]	10
Slika 2.7 Pločasti kondenzator [6]	10
Slika 2.8 Ejektor [8].....	13
Slika 2.9 Shema otplinjača [10]	14
Slika 2.10 Regenerator [13]	16
Slika 2.11 Evaporator [14].....	18
Slika 2.12 Desuperheater [15].....	19
Slika 2.13 Redukcijski ventil [16]	20
Slika 3.1 Shematski prikaz visokotlačnog dijela propulzijske turbine	22
Slika 3.2 h-s dijagram ekspanzije pare u visokotlačnom dijelu propulzijske turbine.....	22
Slika 3.3 Shematski prikaz niskotlačnog dijela propulzijske turbine	24
Slika 3.4 h-s dijagram ekspanzije pare u niskotlačnom dijelu propulzijske turbine.....	24
Slika 3.5 Shematski prikaz turbogeneratora	26
Slika 3.6 h-s dijagram turbogeneratora	27
Slika 3.7 Shematski prikaz turbine za pogon napojne pumpe	28
Slika 3.8 h-s dijagram turbine za pogon napojne pumpe.....	29
Slika 3.9 Shema generatora pare.....	30
Slika 3.10 Shematski prikaz kondenzatora	32
Slika 3.11 Shematski prikaz kondenzatora brtvene pare	33
Slika 3.12 Shematski prikaz napojne pumpe	34
Slika 3.13 Shematski prikaz pumpe kondenzata.....	36
Slika 3.14 Shematski prikaz pomoćne pumpe kondenzata	38
Slika 3.15 Shematski prikaz otplinjača	39
Slika 3.16 Shematski prikaz mlakog zdenca.....	41
Slika 3.17 Shematski prikaz niskotlačnog zagrijača kondenzata.....	42

Slika 3.18 Shematski prikaz srednjetačnog zagrijača kondenzata.....	43
Slika 3.19 Shematski prikaz zagrijača zraka.....	45
Slika 4.1 Shema zadanog postrojenja sa radnim točkama	51
Slika 5.1 Snage turbina	57
Slika 5.2 Energetske iskoristivosti turbina.....	58
Slika 5.3 Eksergetske iskoristivosti turbina	58
Slika 5.4 Energetski gubici turbina.....	60
Slika 5.5 Eksergetski gubici turbina	60
Slika 5.6 Energetske i eksergetske iskoristivosti generatora pare	61
Slika 5.7 Energetski i eksergetski gubici generatora pare	62
Slika 5.8 Potrošnja goriva u generatoru pare	62
Slika 5.9 Energetske i eksergetske iskoristivosti kondenzatora.....	63
Slika 5.10 Energetski i eksergetski gubici kondenzatora brtvene pare.....	64
Slika 5.11 Energetski i eksergetski gubici kondenzatora.....	65
Slika 5.12 Snage pumpi	66
Slika 5.13 Eksergetska iskoristivost pumpi	67
Slika 5.14 Energetski gubici pumpi	67
Slika 5.15 Eksergetski gubici pumpi	68
Slika 5.16 Energetske iskoristivosti otplinjača i mlakog zdenca.....	69
Slika 5.17 Eksergetske iskoristivosti otplinjača i mlakog zdenca	69
Slika 5.18 Energetski i eksergetski gubici otplinjača	70
Slika 5.19 Energetski i eksergetski gubici mlakog zdenca	70
Slika 5.20 Energetske i eksergetske iskoristivosti zatvorenih zagrijača.....	71
Slika 5.21 Energetski gubici zatvorenih zagrijača	72
Slika 5.22 Eksergetski gubici zatvorenih zagrijača	72
Slika 5.23 Količina zagrijanog zraka	73
Slika 5.24 Energetske i eksergetske iskoristivosti evaporatora	74
Slika 5.25 Energetski i eksergetski gubici evaporatora	74
Slika 5.26 Energetska i eksergetska iskoristivost desuperheatera	75
Slika 5.27 Energetski i eksergetski gubici desuperheatera	76
Slika 5.28 Energetska iskoristivost redukcijских ventila	77
Slika 5.29 Eksergetske iskoristivosti redukcijских ventila.....	77
Slika 5.30 Energetska i eksergetska iskoristivost cijelog postrojenja.....	78
Slika 5.31 Ukupni energetski i eksergetski gubici cijelog postrojenja	79

POPIS TABLICA

Tablica 4.1 Podaci za proračun 1. režima rada pri $56,65 \text{ min}^{-1}$	51
Tablica 4.2 Podaci za proračun za 2. režim rada pri $71,03 \text{ min}^{-1}$	53
Tablica 4.3 Podaci za proračun za 3. režim rada pri 83 min^{-1}	54

SAŽETAK

U diplomskom radu naslova „Termodinamička analiza brodskog parnoturbinskog postrojenja“ provedena je termodinamička analiza za tri režima rada brodskog parnoturbinskog potrojenja. Zadana tri režima rada razlikuju se u brzinama vrtnje brodskog propulzora koje iznose $56,65 \text{ min}^{-1}$, $71,03 \text{ min}^{-1}$ i 83 min^{-1} .

Rad se sastoji iz teorijskog dijela te ranije spomenute analize.

U teorijskom dijelu diplomskog rada opisano je parnoturbinsko postrojenje i njegove glavne komponente za koje je provedena termodinamička analiza. Za svaku od komponenti objašnjena je uloga, princip rada te navedene postojeće podjele. Također, za svaku je komponentu navedeno u kojoj količini se pojavljuje u postrojenju te o kakvoj se vrsti iste radi.

U praktičnom dijelu rada provedena je termodinamička analiza za svaku od glavnih komponenti za sva tri režima rada. Pomoću jednadžbi izračunate su energije i eksergije svih komponenti te snage određenih komponenti. Na temelju dobivenih rezultata iz proračuna napravljeni su grafovi u kojima su uspoređeni rezultati triju režima rada.

Na temelju dobivenih rezultata termodinamičke analize dani su adekvatni zaključci te je vidljivo da su energetske i eksergetske iskoristivosti te energetske i eksergetske gubici najveći u trećem režimu rada.

KLJUČNE RIJEČI:

Energija, eksergija, parna turbina, termodinamička analiza

ABSTRACT

In this thesis entitled "Thermodynamic analysis of a ship's steam turbine plant", a thermodynamic analysis was carried out for three modes of operation of a ship's steam turbine power plant. The default three modes of operation differ in the rotation speeds of the ship's propulsor, which are $56,65 \text{ min}^{-1}$, $71,03 \text{ min}^{-1}$ and 83 min^{-1} .

The paper contains theoretical part and the previously mentioned analysis.

The theoretical part of the thesis describes the steam turbine plant and its main components, for which a thermodynamic analysis was performed. For each of the components, the role, the principle of operation and the listed divisions are explained. Also, for each component, it is stated in what quantity it appears in the plant and what kind of component it is.

In the practical part of the work, a thermodynamic analysis was performed for each of the main components for all three modes of operation. The energies and exergies of all components and the power of certain components were calculated. Based on the calculation results, graphs were made in which the results of the three operating modes were compared.

Based on the obtained results of the thermodynamic analysis, adequate conclusions were given, and it is evident that the energy and exergy efficiencies and energy and exergy losses are the highest in the third mode of operation.

KEY WORDS:

Energy, exergy, steam turbine, thermodynamic analysis