

TERMODINAMIČKA ANALIZA PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA TANKERA ZA PRIJEVOZ UKAPLJENOG PLINA

Poljak, Igor

Doctoral thesis / Disertacija

2018

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:190:335750>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-27**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

Igor Poljak

**TERMODINAMIČKA ANALIZA
PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA
TANKERA ZA PRIJEVOZ UKAPLJENOG
PLINA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2018.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Igor Poljak

**TERMODINAMIČKA ANALIZA
PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA
TANKERA ZA PRIJEVOZ UKAPLJENOG
PLINA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Komentor: doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Rijeka, 2018.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Igor Poljak

**THERMODYNAMIC ANALYSIS OF
STEAM TURBINE PLANT OF LNG
TANKER FOR TRANSPORT OF LIQUIFIED
NATURAL GAS**

DOCTORAL THESIS

Rijeka, 2018.

Mentor disertacije: prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Komentor disertacije: doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Doktorska disertacija obranjena je dana _____ na

Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

1. izv. prof. dr. sc. Tomislav Senčić, dipl. ing. (predsjednik)
2. prof. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing. (član FESB Split)
3. doc. dr. sc. Josip Orović, dipl. ing. (član Pomorski odjel Zadar)

ZAHVALE

Prvenstveno, zahvaljujem svojoj supruzi Meliti i djeci na strpljenju, razumjevanju i njihovoj pažnji prema meni. Zahvaljujem i roditeljima, rodbini i dragim prijateljima koji su me uvijek podupirali, iako im ponekad nije bilo drago što ne provodim više vremena s njima. Zahvaljujem se i svim profesorima na poslijediplomskom doktorskom studiju koji su me podržavali u svim mojim nastojanjima da disertaciju dovedem do kraja osobito prof. dr. sc. Bernardu Frankoviću, prof. dr. sc. Vladimiru Medici i mojim mentorima prof. dr. sc. Tomislavu Mrakovčiću i doc. dr. sc. Vedranu Mrzljaku, tu bih stao i citirao jednog izvrsnog znanstvenika, kojeg osobito cijenim: „Na kraju, hvala čovjeku koji je vjerovao, čak i onda kada je razum napustio svaku nadu, jer razum nije uvijek u pravu.“

SAŽETAK

U doktorskoj disertaciji provedena je energijska i eksergijska analiza brodskog parnoturbinskog postrojenja tankera za prijevoz ukapljenog plina. Za potrebe termodinamičke analize izvršena su mjerenja u pogonu pri realnim uvjetima rada postrojenja brodskom mjernom opremom. Analiza Rankineovog regenerativnog ciklusa obuhvaća sljedeće osnovne komponente: glavnu pogonsku turbinu, turbogeneratore, vakuumski kondenzator, evaporator, kondenzator brtvene pare, niskotlačni zagrijač napojne vode, otplinjač, napojnu pumpu i pogonsku turbinu napojne pumpe, visokotlačni zagrijač napojne vode te generatore pare. Pored osnovnih komponenti parnoturbinskog postrojenja, obuhvaćene su i pomoćne komponente u koje se svrstavaju ventilatori zraka generatora pare, glavna pumpa kondenzata, pomoćna pumpa kondenzata te redukcijske stanice. Na osnovi učinkovitosti rada pojedinih komponenti predložena su rješenja koja bi mogla utjecati na povećanje eksploatacijske učinkovitosti istih čime bi se moglo doprinjeti povećanju učinkovitosti cijelog postrojenja. Pored termodinamičke analize navedenih komponenti, prikazana je analiza CO₂ emisija generatora pare kao i analiza potrošnje tekućeg goriva i prirodnog plina. Predstavljena je ukupna energijska i eksergijska učinkovitost analiziranog parnoturbinskog postrojenja, kao i analiza toplinskih tokova prema pojedinim komponentama u pogonu. Ukupna učinkovitost postrojenja uspoređena je sa stacionarnim postrojenjima srednjih snaga. Za potrebe optimizacije izvedene su jednadžbe stanja vodene pare i vode koje opisuju specifičnu entalpiju i specifičnu entropiju kao funkcije tlaka i temperature. Optimizacija obuhvaća dvije komponente: otplinjač i mlaki zdenac. Optimizacijski parametri podešeni su prema stvarnim pogonskim uvjetima bez ulaska u integritet odnosno fizičku promjenu komponente. Predložena optimalna rješenja obrazložena su na pogonskoj razini, kako bi bila primjenjiva u praksi.

ABSTRACT

In this doctoral thesis it is carried out energy and exergy analysis of marine ship propulsion plant of LNG tanker. For the thermodynamic analysis purposes necessary measurements in the steam plant have been conducted at real running conditions with ships measuring equipment. Rankine regenerative cycle analysis comprises following basic components: main propulsion turbine, turbogenerators, vacuum condenser, evaporator, sealing steam condenser, low pressure feed water heater, deaerator, feed water pump and steam turbine drive of feed water pump, high pressure feed water heater and steam generators. Beside of main steam chain components, following auxiliary components have been included: steam generator's forced draught fans, main condensate pump, auxiliary condensate pump and pressure reducing valves. With regard to efficiency, proposed solutions may affect enrichment of the each observed steam component. Steam generators CO₂ emissions along with heavy fuel oil and LNG consumption was analyzed and discussed. It is presented overall energy and exergy efficiency of whole analyzed marine steam plant along with analysis of energy and exergy flows to each component. Overall efficiency of marine steam plant is compared with medium power stationary steam plants. For the optimization purposes, it was presented equations of state for steam and water, which describes enthalpy and entropy as a function of two variables i.e. pressure and temperature. Optimization includes two steam plant components: deaerator and hot well. Optimization parameters are adjusted to indulge real plant conditions without physical change of components. Proposed optimal solutions are explained at an exploitation level in order to be applicable to the plant.

KLJUČNE RIJEČI / KEYWORDS

- Brodsko parnoturbinsko postrojenje
- Energijska analiza
- Eksergijska analiza
- Energijski i eksergijski gubici
- Učinkovitost
- Optimizacija

- Marine steam plant
- Energy analysis
- Exergy analysis
- Energy and exergy losses
- Efficiency
- Optimization

SADRŽAJ

1. UVOD	1
1.1 Problem i predmet istraživanja.....	2
1.2 Znanstvena hipoteza.....	3
1.3 Pregled literature i dosadašnjih istraživanja.....	4
1.4 Znanstvene metode.....	8
1.5 Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos.....	8
1.6 Struktura disertacije.....	9
2. UVOD U ANALIZIRANO BRODSKO PARNOTURBINSKO POSTROJENJE	11
3. GLAVNE TERMODINAMIČKE JEDNADŽBE	17
3.1 Energijska i eksergijska analiza.....	17
3.2 Načela učinkovitosti.....	19
4. REZULTATI NUMERIČKOG MODELA OSNOVNIH KOMPONENTI ANALIZIRANOG BRODSKOG PARNOTURBINSKOG SUSTAVA	21
4.1 Glavna pogonska turbina.....	21
4.1.1 Snaga glavne pogonske turbine.....	21
4.1.2 Maseni protok pare na ulazu u glavnu turbinu.....	22
4.1.3 Učinkovitost i gubici glavne turbine.....	24
4.1.3.1 Energijska i eksergijska analiza visokotlačnog kućišta glavne turbine.....	25
4.1.3.2 Energijska i eksergijska analiza niskotlačnog kućišta glavne turbine.....	26
4.1.3.3 Energijska i eksergijska analiza cjelokupne glavne turbine.....	27
4.1.4 Rezultati energijske i eksergijske analize glavne turbine.....	28
4.2 Turbogeneratori.....	37
4.2.1 Potrošnja pare na parnoj turbini turbogeneratora.....	38
4.2.2 Energijske, eksergijske i masene bilance turbogeneratora.....	40
4.2.3 Energijska i eksergijska analiza turbogeneratora.....	41
4.3 Glavna napojna pumpa i pogonska turbina pumpe.....	44
4.3.1 Snaga turbine napojne pumpe.....	44
4.3.2 Potrošnja pare na turbini napojne pumpe.....	46
4.3.3 Energijske, eksergijske i masene bilance turbine i napojne pumpe.....	47
4.3.4 Energijska i eksergijska analiza turbine napojne pumpe i napojne pumpe.....	48
4.4 Generatori pare.....	55

4.4.1	Količina zraka za izgaranje u generatorima pare	55
4.4.2	Ogrjevna vrijednost goriva	58
4.4.3	Učinkovitost generatora pare	59
4.4.4	Energijska i eksergijska analiza generatora pare u paralelnom radu	61
4.4.5	CO ₂ emisije generatora pare	68
4.5	Glavni kondenzator	70
4.5.1	Energijske, eksergijske i masene bilance glavnog vakuumskog kondenzatora	72
4.5.2	Energijska i eksergijska analiza glavnog kondenzatora	73
4.6	Evaporator	77
4.6.1	Energijske, eksergijske i masene bilance evaporatora	77
4.6.2	Energijska i eksergijska analiza evaporatora	79
4.7	Kondenzator brtvene pare	81
4.7.1	Energijske, eksergijske i masene bilance kondenzatora brtvene pare	82
4.7.2	Energijska i eksergijska analiza kondenzatora brtvene pare	83
4.8	Niskotlačni zagrijač napojne vode	85
4.8.1	Energijske, eksergijske i masene bilance niskotlačnog zagrijača napojne vode	85
4.8.2	Energijska i eksergijska analiza niskotlačnog zagrijača napojne vode	87
4.9	Visokotlačni zagrijač napojne vode	90
4.9.1	Energijske, eksergijske i masene bilance visokotlačnog zagrijača napojne vode	90
4.9.2	Energijska i eksergijska analiza visokotlačnog zagrijača napojne vode	91
4.10	Otplinjač	94
4.10.1	Energijske, eksergijske i masene bilance otplinjača	94
4.10.2	Energijska i eksergijska analiza otplinjača	96
4.11	Zagrijač zraka	99
4.11.1	Energijske, eksergijske i masene bilance zagrijača zraka	99
4.11.2	Energijska i eksergijska analiza zagrijača zraka	100
4.12	Mlaki zdenac	105
4.12.1	Energijske, eksergijske i masene bilance mlakog zdenca	106
4.12.2	Energijska i eksergijska analiza mlakog zdenca	107
5.	MATEMATIČKA FORMULACIJA POLINOMNIH JEDNADŽBI S DVIJE VARIJABLE	111
5.1	Jednadžba stanja tvari	111

5.2	Razvoj polinomnih jednanžbi entalpije-----	114
6.	OPTIMIZACIJA -----	118
6.1	Matematička formulacija optimizacijskog problema otplinjača-----	118
6.2	Optimizirana eksergijska učinkovitost otplinjača-----	119
6.3	Matematička formulacija optimizacijskog problema mlakog zdenca-----	120
6.4	Optimizirana eksergijska učinkovitost mlakog zdenca -----	121
7.	UČINKOVITOST BRODSKOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA -----	123
8.	ZAKLJUČAK -----	129
	LITERATURA -----	132
	POPIS SLIKA -----	144
	POPIS TABLICA -----	148
	POPIS OZNAKA -----	149
	PRIVITAK 1 -----	151
	PRIVITAK 2 -----	156
	PRIVITAK 3 -----	159
	PRIVITAK 4 -----	166

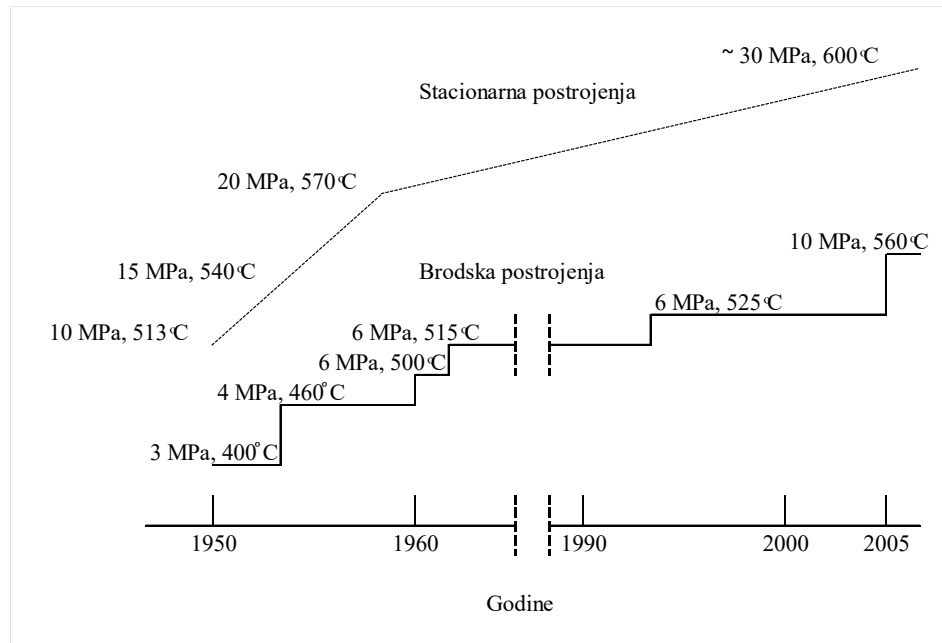
1. UVOD

Konvencionalni tankeri za prijevoz ukapljenog prirodnog plina morem pogone se u većini slučajeva parnoturbinskim postrojenjem. Parnoturbinsko postrojenje bilo je dominantan oblik propulzije na tankerima za prijevoz ukapljenih plinova od 60-tih godina prošlog stoljeća pa sve do prije desetak godina unatrag, kada proizvođači motora s unutarnjim izgaranjem agresivnim pristupom tržištu počinju nametati svoje koncepte koji se odlikuju manjom potrošnjom goriva, većom učinkovitosti ali i višim troškovima održavanja [1].

Uobičajeno, konvencionalni tankeri za prijevoz ukapljenog prirodnog plina morem dijele se prema vrstama tankova tereta na brodove s Mossovim ili sfernim tankovima i s membranskim tankovima. Ukupni kapacitet tankova tereta kreće se do 180000 m³ za sferne tankove [2], dok za membranske tankove kapacitet ide do 266000 m³ [3]. Prednosti parnoturbinskog postrojenja su velika pouzdanost, sigurnost te niski troškovi održavanja u odnosu na motorne pogone. Pored navedenog u prednosti parnoturbinskih postrojenja može se pridodati i fleksibilnost odabira goriva za izgaranje u generatorima pare te niže NO_x emisije [4]. Negativna strana konvencionalnih brodova s parnoturbinskom propulzijom je niža učinkovitost postrojenja u odnosu na motorne pogone.

Većina današnjih brodskih parnoturbinskih postrojenja izvedena je s regenerativnim ciklusom predgrijavanja napojne vode koji se sastoji od dva ili više regenerativna zagrijača te oduzimanja pare iz glavne pogonske turbine. Pogonske značajke takvih postrojenja su tlak pregrijane pare na generatorima pare od 6 MPa te temperature pregrijane pare 510-525 °C. Povećanje maksimalnih radnih parametara pare tijekom niza godina za stacionarna i brodska postrojenja prikazano je na Slici 1.1 [5]. Primjetno je da brodska parnoturbinska postrojenja rade u režimu nižih tlakova i temperatura u odnosu na stacionarna postrojenja. Razlog takve izvedbe brodskih parnoturbinskih postrojenja je što se veća pažnja pridaje sigurnosti pogona u odnosu na učinkovitost postrojenja jer brod mora sigurno doći do luke gdje se može napraviti popravak, što nije od presudne važnosti kod stacionarnih postrojenja. Suvremena brodska parnoturbinska postrojenja imaju veću učinkovitost od konvencionalnih brodskih parnoturbinskih postrojenja. Ta postrojenja rade u režimu međupregrijavanja pare nakon izlaza iz visokotlačne turbine, s uvođenjem turbine srednjeg tlaka koja se nije koristila kod konvencionalnih brodskih parnoturbinskih postrojenja. Pogonske značajke takvih postrojenja su povećane, te se tlak pregrijane pare na generatorima pare penje na 10 MPa, a temperature pare dostižu i do 560 °C. Hibridna postrojenja najnovije generacije sastoje se od dviju različitih pogonskih jedinica i to motornog pogona te parnoturbinskog postrojenja s ciklusom regenerativnog zagrijavanja

napojne vode. Parnoturbinsko postrojenje pogoni jedan osovinski vod, dok drugi osovinski vod pogoni DFDE (eng. *Dual Fuel Diesel Electric*) motornim pogonom. Otpadna toplina dimnih plinova i toplina hlađenja košuljica motora s DFDE jedinica koristi se u parnoturbinskom dijelu za zagrijavanje napojne vode, čime se dodatno povećava učinkovitost parnoturbinskog postrojenja [6]. Energijska i eksergijska učinkovitost ovakvoga postrojenja do sada još nije ispitana.



Slika 1.1 Povećanje maksimalnih radnih parametara pare tijekom godina za stacionarne i brodске sustave [5]

Pored spomenutih propulzijskih sustava na današnjem tržištu postoji i MEGI (eng. *Main engine gas injection*) koncept brodskog dvotaktnog dizel motora koji ima mogućnost izgaranja teškog goriva, dizel goriva i plinskog goriva, koncept je opisan u literaturi [7], ali ovaj koncept neće biti razmatran u ovoj disertaciji.

1.1 Problem i predmet istraživanja

Analizirano brodsko parnoturbinsko postrojenje radnog tlaka i temperature pregrijane pare od 6 MPa i 515 °C na generatorima pare, radi u režimu Rankineovog regeneracijskog ciklusa predgrijavanja napojne vode s tri regenerativna zagrijača: niskotlačni zagrijač napojne vode, visokotlačni zagrijač napojne vode te otplinjač. Povremeno se u regenerativni krug zagrijavanja napojne vode uključuje i generator destilirane vode (evaporator), koji oduzima paru iz niskotlačnog kućišta pogonske turbine pri većim opterećenjima osovinskog voda. Regenerativnim zagrijavanjem napojne vode podiže se temperatura napojne vode na ulazu u

generatore pare, čime se smanjuje dovod topline gorivom na generatorima pare te se tako podiže učinkovitost postrojenja.

Na opisanom postrojenju provodi se energijska i eksergijska analiza sastavnih komponenti parnog kruga, te se daje pregled ukupne učinkovitosti postrojenja u 25 radnih režima pri različitim opterećenjima glavnog osovinskog voda. Kako energijska analiza pojedinih komponenti te cijelog postrojenja ne daje potpunu sliku, a kod nekih komponenti stječe se pogrešan dojam uzroka gubitaka zato jer energijska analiza ne razlikuje kvalitetu energije, do potpunog uvida u učinkovitost i gubitke neke sastavne komponente i cijelog postrojenja dolazi se eksergijskom analizom koja otkriva uzroke i veličine gubitaka u sustavu. Do sada nije bilo provedeno sveobuhvatno istraživanje učinkovitosti i gubitaka broskog parnoturbinskog sustava, te se ovim istraživanjem nastoje pronaći žarišta gubitaka u sustavu i ponuditi moguća rješenja za njihovo uklanjanje, čime bi se povećao ukupni stupanj učinkovitosti postrojenja i smanjili gubici.

Zbog uvijek aktualnog smanjenja potrošnje goriva i emisija dimnih plinova iz brodskih generatora pare, provedena je optimizacija dvije komponente parnoturbinskog kruga, gdje se jasno mogu vidjeti ograničenja optimizacijskog modela, koji bi mogao biti idealiziran, ali bi onda odstupao od stvarnih radnih uvjeta. Kod optimizacije u realnim uvjetima, bez zadiranja u integritet pojedinih komponenti, vidljiva su realna termodinamička stanja te najveće realno postizive učinkovitosti (i najmanji gubici) svake optimizirane komponente.

1.2 Znanstvena hipoteza

Energijskom i eksergijskom analizom komponenti konvencionalnog broskog parnoturbinskog postrojenja moguće je utvrditi žarišta gubitaka u pogonu, te ponuditi moguća rješenja za njihovo smanjenje.

Pri promjeni režima rada postrojenja i opterećenja glavne pogonske turbine u eksploatacijskim uvjetima rada potrebno je provesti ispitivanje mogućnosti povećanja učinkovitosti broskog parnoturbinskog postrojenja optimizacijom eksergijskih tokova na otplinjaču.

Potrebno je također provesti optimizaciju povrata kondenzata u sustavu napojne vode te predložiti moguća rješenja na povratnom cjevovodu kondenzata ka sustavu napojne vode za generatore pare u svrhu povećanja eksergijske učinkovitost pogona. Optimizacija mora zadovoljiti uvjete realne energijske učinkovitosti te povećanja eksergijske učinkovitosti.

1.3 Pregled literature i dosadašnjih istraživanja

Dincer i Al-Muslim [8], predstavljaju osnove termodinamičke analize Rankineovog ciklusa. Energijske i eksergijske učinkovitosti i gubici studiozno su obrađeni za 120 slučajeva različitih pogonskih parametara gdje se promatraju tlakovi u postrojenju, temperatura pregrijane pare, odnos frakcija mase oduzete pare te snaga. Promatrane vrijednosti temperature pregrijane pare nalaze se između 400 i 590 °C dok tlak pregrijane pare iznosi 10 do 15 MPa. Računske učinkovitosti se uspoređuju sa stvarnim učinkovitostima, te se zaključuje da se dobro podudaraju, čime se identificiraju mogućnosti povećanja učinkovitosti postrojenja.

Kaushik, Reddy i Tyagi [9] kompariraju različite studije kojima se izračunava energijska i eksergijska učinkovitost i gubici postrojenja, te postavljaju čvrste osnove za izračun učinkovitosti i gubitaka komponenti unutar Rankineovog ciklusa. Analizom se utvrđuje da se pri prvom zakonu termodinamike najveći gubici parnog kruga nalaze na glavnom kondenzatoru dok drugi zakon termodinamike pokazuje da je izvor najvećih gubitaka generator pare. Eboh, Ahlström i Richards [10] izvode sličnu studiju gdje postavljaju temelje za eksergijski proračun postrojenja s Rankineovim ciklusom, koji može upotrebljavati posve različite vrste goriva za izgaranje u generatorima pare. Do različitog zaključka dolaze Rashad i Maihy [11] koji rade energijsku i eksergijsku analizu parnog postrojenja za proizvodnju električne energija na 100, 75 i 50% opterećenja, gdje utvrđuju glavni gubitak eksergije kod parnoturbinske grupe, ali ne analiziraju generatore pare. Aljundi [12] analizira komponente termoelektrane Al-Hussein u Jordanu gdje potvrđuje najveći izvor eksergijskih gubitaka na generatoru pare, čiji eksergijski gubici iznose 120,54 MW ili 76,75% ukupnih eksergijskih gubitaka u postrojenju.

Toledo i sur. [13] rade energijsku analizu dviju termoelektrana od 160 MW sa 6 i 7 regenerativnih zagrijača. Rezultati analize navode autore na zaključak da sedmi regenerativni zagrijač pridonosi smanjenoj specifičnoj potrošnji pare i goriva te povećava energijsku učinkovitost postrojenja za 0,5%. Autori zaključuju da uvođenje osmog regenerativnog zagrijača napojne vode ne bi imalo ekonomsko opravdanje.

Adibhatla i Kaushik [14] analiziraju superkrično stacionarno postrojenje na tri različita opterećenja te promatraju utjecaj promjene opterećenja na generator pare i ostale komponente pri radu generatora pare pri konstantnom tlaku u generatoru pare te pri promjeni tlaka generatora pare u ovisnosti o opterećenju. Promjene u opterećenju pogona imaju najveći utjecaj na učinkovitost generatora pare, dok su ostale komponente sustava manje osjetljive na promjene radnih uvjeta.

Uysal, Kurt i Kwak [15] izvode eksergijsku i eksergoekonomsku analizu termoelektrane snage 160 MW locirane u Turskoj. Nalaze da je ukupna eksergijska učinkovitost postrojenja 39,89%, te obilježavaju generator pare kao uređaj koji ima najveći potencijal za poboljšanje učinkovitosti. Sengupta, Datta i Duttagupta [16] analiziraju parnoturbinsko postrojenje u tri kontrolna područja i to parnoturbinsku grupu, zatim kontrolni krug turbogeneratorske, pumpi i regenerativnih zagrijača, te na kraju cijeli ciklus sa generatorom pare. Eksergijska učinkovitost se računa pri četiri različita opterećenja postrojenja. U obzir uzimaju i promjenu vakuuma u glavnom kondenzatoru, te nalaze žarišta gubitaka postrojenja. Regulagadda, Dincer i Naterer [17] rade termodinamičku analizu stacionarnog parnoturbinskog postrojenja snage 32 MW te formuliraju postavke za energijsku i eksergijsku analizu postrojenja pri različitim radnim opterećenjima, odnosno mijenjaju tlak, temperaturu i protok pare kako bi utvrdili parametre koji daju maksimalnu učinkovitost postrojenja. Ahmadi i Toghraie [18] analiziraju eksergijske tokove na Shahidi Montazeri termoelektrani, nazivne snage 200 MW, gdje identificiraju energijsku i eksergijsku učinkovitost postrojenja pri nazivnom opterećenju. Provedenom energijskom analizom označavaju glavni kondenzator kao glavni izvor energijskih gubitaka. Eksergijska analiza označava kao glavni izvor gubitaka eksergije generator pare, gdje se gubi čak 85,66% ukupnih eksergijskih gubitaka u postrojenju. Do sličnih zaključaka dolaze i Li i Liu [19], Wang i sur. [20], Mitrović, Živković i Lacković [21], Hastia, Aroonwilasa i Veawaba [22], Ganapathy i sur. [23], Plinakar i Kale [24], Mitra i Gosh [25], Goyal i sur. [26], Rajper, Memon i Harijan [27], te Ameri, Ahmadi i Hamidi [28] koji pored energijske i eksergijske analize postrojenja promatraju i utjecaj porasta temperature okoline na veličinu nepovrativosti procesa unutar generatora pare, kao i ostalih komponenti parnoturbinskog postrojenja. Eshan i Yilmazoglu [29] evaluiraju učinkovitost parnoturbinskog postrojenja pri izgaranju različitih vrsta lignita, gdje opažaju da povećanjem temperature okoline opada eksergijska učinkovitost postrojenja, koja posljedično uzrokuje povećanu potrošnju goriva. Do sličnog zaključka dolaze Vosoogh i Hajidavalloo [30] koji navode da se s povećanjem temperature okoline i vlažnosti zraka učinkovitost glavne parne turbine povećava, ali pada učinkovitost glavnog kondenzatora, generatora pare, zagrijača te napojne pumpe. Povećanje temperature okoline od 1 °C smanjuje snagu za 1,51 MW na promatranom parnoturbinskom postrojenju za proizvodnju električne energije Ramin u Iranu. Li, Li i Yan [31] uspoređuju tri parnoturbinska postrojenja snage 500 MW i to podkritično, nadkritično i superkritično postrojenje koristeći dvije vrste ugljena, odnosno niskokalorični i visokokalorični ugljen. Upotrebom visokokaloričnog goriva učinkovitost nadkritičnog postrojenja raste 3% u odnosu na podkritično postrojenje dok je kod superkritičnog postrojenja taj porast još osjetniji i iznosi 6%. Autori zaključuju da se

upotrebom visokokaloričnog goriva mogu postići uštede od 14% u potrošnji goriva kod superkritičnih postrojenja u odnosu na potrošnju goriva kod podkritičnih postrojenja. Pattanayak i Sahu [32] analiziraju termoelektranu snage 420 MW te utvrđuju energijsku i eksergijsku učinkovitost postrojenja, no dolaze do zaključka da u stvarnim uvjetima rada postrojenje ima manju energijsku i eksergijsku učinkovitost od projektirane vrijednosti u iznosima od 8,69% i 9,1% za jednaka opterećenja.

Zhao i sur. [33] proučavaju distribuciju eksergijske učinkovitosti po kućištima parne turbine za proizvodnju električne energije ukupne snage 1000 MW na superkritičnom parnom postrojenju, te zaključuju da je eksergijski gubitak na turbinama približno dva puta veći nego gubici na svim regenerativnim zagrijačima i na glavnom kondenzatoru. Usporedbom postrojenja s jednostrukim regenerativnim zagrijavanjem pare u odnosu na postrojenja s dvostrukim regenerativnim zagrijavanjem pare, zaključuju da su gubici u glavnom kondenzatoru za upola manji kod postrojenja s dvostrukim regenerativnim zagrijavanjem pare, zato jer kod potonjih postrojenja radni parametri na niskotlačnom kućištu dopuštaju pari na izlazu smanjene radne parametre, što pridonosi smanjenju gubitaka u glavnom kondenzatoru.

Koroneos, Fokaides i Christoforou [34] provode studiju povećanja učinkovitosti termoelektrane snage 300 MW u Grčkoj u pogledu smanjenja emisije ispušnih plinova [35]. Kako bi se povećala učinkovitost termoelektrane, sustav se nadograđuje s plinskom turbinom i funkcionira po principu kogeneracijskog postrojenja. Eksergijska analiza tri predložene varijante kogeneracijskog postrojenja daje maksimalno povećanje učinkovitosti od 8,5%. Ameri, Ahmadi i Khanmohammadi [36] naglašavaju značaj kombiniranih postrojenja za proizvodnju električne energije te istražuju gubitke nepovrativosti koristeći se eksergijskom analizom sustava. Analiza utvrđuje generator pare kao najveći izvor gubitka eksergije u parnom procesu te komore izgaranja kao najveći izvor gubitka eksergije na plinskoj turbini. Instalacijom dodatnog gorionika u ispušni vod plinske turbine, smanjuje se učinkovitost postrojenja za otprilike 1%, međutim smanjenje učinkovitosti postrojenja donosi povećanje snage postrojenja od 7,38%.

Nazari, Heidarnejad i Porkhial [37] modeliraju organski Rankineov ciklus koristeći tri različita organska fluida R124, R152a i R134a u podkritičnom režimu rada. Rezultati istraživanja pokazuju da se najveći gubici događaju u kondenzatoru pare koji ima funkciju kondenzacije pare Rankineovog ciklusa i generiranja pare za organske fluide R124, R134a i R152a. Najveća učinkovitost postrojenja dobije se korištenjem organskog fluida R134a, gdje se učinkovitost takvog ciklusa penje na 57,62%.

Simulacije parnoturbinskog postrojenja te stanja pare s Peng Robinsovom jednadžbom, gdje se ocjenjuje energijska i eksergijska učinkovitost postrojenja izvode Anozie i Ayoola [38]. Autori ocjenjuju da su elementi parnog kruga osjetljivi na promjenu opterećenja postrojenja dok se ukupna energijska i eksergijska učinkovitost postrojenja ne mijenja značajno s promjenom opterećenja. Mitra i Sarkar [39] razmatraju eksergijsku učinkovitost parnoturbinskog postrojenja regresijskom analizom u različitim uvjetima rada pri različitim temperaturama okoline, pri različitim tlakovima u kondenzatoru i temperaturama pare na izlazu iz generatora pare, gdje se utvrđuje točnost regresijskih jednadžbi. Točnost postupka se nalazi u granicama od 1%.

Ataei i Yoo [40] pristupaju optimiziranju parnoturbinskog postrojenja kombiniranom eksergijskom pinch metodom sa Cycle tempo simulatorom. Ova metoda zasniva se na konceptu eksergije u kombinaciji s Pinch pristupom. Da bi se primjenila ova metoda u Rankineovom ciklusu potrebno je pronaći tople i hladne struje te definirati energijske i eksergijske potrebe u postrojenju. Osnovna pretpostavka Pinch analize je pronaći eksergijske gubitke na temperaturnim razlikama kod (ΔT_{\min}), koje se koriste kod takvih analiza i koje povećavaju potrošnju goriva u sustavima. Optimiziranjem prirasta temperature na regenerativnim zagrijačima smanjuju potrošnju goriva za 5,3%. Modeliranjem postrojenja snage 312 MW pokazuju da povećanje temperature napojne vode na ulazu u generator pare dovodi do smanjenja potrošnje goriva. Luo i sur. [41] razrađuju nelinearni matematički model koji se koristi pri optimizaciji višestrukog oduzimanja pare sa turbine, a koji se bazira na poluempirijskim relacijama, bilanci energije i termodinamičkim svojstvima pare. Optimiziraju oduzimanja pare s turbine što djeluje na porast učinkovitost postrojenja i smanjenje operativnih troškova za 1,32%. Primjećuje se da više turbina u sustavu donosi veće uštede. Medina-Flores i Picon-Nunez [42] optimiziraju parnoturbinsko postrojenje simulacijom pri promjeni operacijskih parametara koji su uvedeni tako da koreliraju promjeni temperature i specifične entalpije pare kao funkcije tlaka oduzimanja sa turbine. Model sadrži i računsku izentropsku učinkovitost svakog pojedinog stupnja turbine. Mehrabani i sur. [43] optimiziraju postrojenje za proizvodnju električne energije Shahid Rajaei u Indiji uvođenjem regenerativnog zagrijača napojne vode u sustav. Genetskim algoritmom pronalaze optimalne vrijednosti oduzimanja pare sa turbine te uvode novu turbinu snage 25 MW koja povećava učinkovitost sustava za 5%. Rosen i Dincer [44] izrađuju energijsku i eksergijsku analizu parnoturbinskog postrojenja pri promjeni temperature okoline, čime ispituju osjetljivost energijske i eksergijske učinkovitosti postrojenja u odnosu na referentnu temperaturu okoline. Rezultati ispitivanja termoelektrane ložene ugljenom pokazuju da je osjetljivost energijske i eksergijske analize postrojenja

prilikom promjene temperature okoline relativno mala. Suprotno od prethodnih autora Acir, Bilginsoy i Coskun [45] analiziraju ukupnu eksergijsku učinkovitost parnoturbinskog postrojenja snage 160 MW Cayirhan u Turskoj pri promjeni temperature okoline od 5 do 30 °C prilikom čega dobivaju značajno smanjenje ukupne učinkovitosti postrojenja porastom temperature okoline (sa 35,62% pri temperaturi okoline od 5 °C na 32,97% pri temperaturi okoline od 30 °C). Provedenom analizom se utvrđuje da promjena temperature okoline utječe kako na promjenu učinkovitosti pojedinih komponenti tako i na ukupnu učinkovitost postrojenja.

Pored navedene literature postoji niz izvora koji se bave tematikom učinkovitosti i optimizacijom stacionarnih parnoturbinskih postrojenja. Brodske parnoturbinske sustave parcijalno obrađuje Orović [46] koji simulira i promatra promjene na glavnoj pogonskoj turbini na 100, 90, 80, 50 i 30% opterećenja, te računa njenu učinkovitost i vlažnost pare na lopaticama zadnjeg stupnja niskotlačne turbine. Pretraživanjem literature autor ove disertacije nije naišao na znanstvene radove koji se detaljno bave tematikom brodskih parnoturbinskih postrojenja, te ih se tu ne navodi kao relevantne izvore.

1.4 Znanstvene metode

Tijekom znanstvenog istraživanja i formuliranja rezultata rada na disertaciji korištene su sljedeće znanstvene metode: metoda testova i metoda mjerenja, metoda analize, metoda crnih kutija, matematička metoda, induktivna i deduktivna metoda.

Metodom testova te metodom mjerenja prikupljeni su podaci s vožnje broda pri različitim opterećenjima na osovinskom vodu, koji se koriste kod analize sustava. Prikupljeni radni podaci pojedinih komponenti brodskog parnoturbinskog sustava prikazani su metodom crnih kutija s ulaznim i izlaznim mjernim podacima te njihovim međuovisnostima u odnosu na promjenu opterećenja osovinskog voda. Matematička metoda korištena je za izradu termodinamičkih modela uređaja u postrojenju, pri čemu se dobiveni rezultati grafički prikazuju kroz kretanja statističke mase. Induktivna metoda upotrijebljena je kroz analizu komponenti sustava te njihovom utjecaju na ukupnu učinkovitost postrojenja. Deduktivna metoda primjenjuje se kod analize optimiziranih komponenti sustava.

1.5 Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos

Provedeno istraživanje u ovom radu razlikuje se od dosadašnjih istraživanja na stacionarnim parnoturbinskim postrojenjima po tome što do sada nisu bila u cijelosti istraživana brodska parnoturbinska postrojenja srednjih snaga, niti je za takva postrojenja provedena cjelovita i

detaljna energijska analiza koja uz učinkovitost uključuje i gubitke svake pojedine komponente i cijelog sustava u čitavom spektru radnih režima.

Istraživanje broskog parnoturbinskog sustava u ovoj disertaciji provodi se u 25 radnih režima, što daje dubinski uvid u rad i dinamiku pogona pri promjeni opterećenja. Istraživanja koja su provedena u više od tri režima rada stacionarnih postrojenja vrlo se rijetko mogu susresti u znanstvenoj literaturi.

Energijska i eksergijska analiza broskog parnoturbinskog sustava ukazuje na žarišta gubitaka u sustavu. Kod uočenih nedostataka predlažu se moguća rješenja kojima bi se povećala učinkovitost svake pojedine komponente, a time i učinkovitost cijelog postrojenja.

Optimizacija ima praktičnu primjenu na otplinjaču i mlakom zdencu. Optimiziran tlak otplinjača smanjuje potrošnju pare te povećava eksergijsku učinkovitost otplinjača. Uvođenjem kontrolnog algoritma ili manualnim zadavanjem vrijednosti tlaka na kontroli stanice za reduciranje tlaka pare mogu se praktično primijeniti optimizacijski rezultati. Optimizirana temperatura na izlazu iz mlakog zdenca smanjuje gubitke eksergijskog toka vode na izlazu iz mlakog zdenca čime se povećava učinkovitost komponente i smanjuje hlađenje napojne vode prema otplinjaču, a što za posljedicu ima povećanje ukupne učinkovitosti parnoturbinskog postrojenja. Optimizirane vrijednosti dobiju se podešavanjem temperature povrata kondenzata iz ostalih službi broda unutar realno ostvarivog temperaturnog raspona. Optimizirane temperature kondenzata je moguće održavati uvođenjem kontrolnog ventila temperature na izlazu kondenzata iz rashladnika kondenzata, odnosno ručnim održavanjem temperature rashladne vode za hlađenje kondenzata.

1.6 Struktura disertacije

Doktorska disertacija sastoji se od sedam poglavlja te četiri privitka koja predstavljaju sastavni dio analiza provedenih u ovoj disertaciji.

U prvom poglavlju disertacije objašnjen je problem i predmet istraživanja, opisane su korištene znanstvene metode, postavljena je znanstvena hipoteza i dat je pregled znanstvene literature koja je korištena pri termodinamičkoj analizi i optimizaciji stacionarnih parnoturbinskih postrojenja.

Uvod u analizirano brosko parnoturbinsko postrojenje sažeto je prikazan u drugom poglavlju. Treće poglavlje prikazuje glavne termodinamičke jednadžbe koje se koriste u numeričkoj obradi analiziranog pogona.

Četvrto poglavlje odnosi se na termodinamičku analizu broskog parnoturbinskog postrojenja, gdje se promatra energijska i eksergijska učinkovitost te energijski i eksergijski gubici

sastavnih komponenti parnog kruga. Rezultati analize se komentiraju za svaku komponentu zasebno. U četvrtom poglavlju također je analizirana i CO₂ emisija brodskih generatora pare. U petom poglavlju dato je objašnjenje izrade polinomnih jednadžbi za izračun specifične entalpije i specifične entropije vode, te zasićene i pregrijane vodene pare kao funkcije dviju varijabli (tlaka i temperature). Pomoću razvijenih polinomnih jednadžbi računa se specifična eksergija vode, te zasićene i pregrijane vodene pare za standardno stanje okoline tlaka 0,1 MPa i temperature 25 °C. Polinomne jednadžbe povezane su logičkim funkcijama te su unesene u Excelove radne listove. Tako povezane funkcije postaju primjenjive za simuliranje rada parnoturbinskih procesa.

Šesto poglavlje prikazuje optimizacijske modele otplinjača i mlakog zdenca, koji se optimiziraju GRG2 (eng. *Generalised Reduced Gradient 2*) metodom. Provođi se optimizacija nelinearnog termodinamičkog modela pri zadanim tehničkim ograničenjima, bez uvođenja novih pogonskih elemenata.

U sedmom poglavlju analizira se ukupna učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja, koje se uspoređuje sa stacionarnim parnoturbinskim postrojenjima.

Osmo poglavlje odnosi se na zaključak i smjer daljnjih istraživanja.

Doktorska disertacija osim navedenih poglavlja uz popis literature, tablica, slika i oznaka sadrži i četiri privitka.

Energijska i eksergijska analiza kojima se izračunavaju učinkovitosti i gubici pomoćnih sustava u brodskom parnoturbinskom postrojenju prikazana je u petom poglavlju. Isto kao i u četvrtom poglavlju dobiveni rezultati popraćeni su komentarima za svaku komponentu pomoćnih sustava zasebno.

U Privitku 3 dat je popis svih izvedenih polinomnih jednadžbi za izračun termodinamičkih svojstava vode, te zasićene i pregrijane pare.

2. UVOD U ANALIZIRANO BRODSKO PARNOTURBINSKO POSTROJENJE

Za potrebe termodinamičke analize i matematičkog modeliranja brodskog parnoturbinskog postrojenja korištena su mjerenja izvršena na brodu za prijevoz ukapljenog prirodnog plina „Grace Barleria” koji je u vlasništvu Nippon Yusen Kaishe, NYK Line, Slika 2.1. Brod je izgrađen 2007. godine, u južnokorejskom brodogradilištu Hyundai Heavy Industries. Karakteristike broda su sljedeće [47]:

Vrsta broda: tanker za prijevoz ukapljenog prirodnog plina

Zastava: Bahami

Duljina preko svega: 288 m

Širina: 44 m

Gaz: 9,3 m

Ukupna nosivost: 100450 t

Maksimalna izlazna snaga pogonskog postrojenja: 29420 kW



Slika 2.1 LNG/C Grace Barleria, [48]

Mjerenja potrebnih radnih parametara za termodinamičku analizu u ovoj disertaciji provedena su tijekom ukrcaja broda, manevriranja i izlaska broda iz luke te u režimu navigacije na otvorenom moru [49]. Mjerenja radnih parametara cjelokupnog postrojenja izvršena su u 25 eksploatacijskih režima. Svaki eksploatacijski režim prikazan je brzinom vrtnje osovinskog voda (povećanje brzine vrtnje osovinskog voda direktno je proporcionalno povećanju opterećenja brodskog parnoturbinskog sustava). Mjerna oprema je sastavna oprema broda koja služi za nadzor brodskog pogona, te se uzima kao takva bez ulaženja u analizu točnosti mjernih elemenata.

Brodsko parnoturbinsko postrojenje sastoji se od dva zrcalno postavljena generatora pare u kojima mogu izgarati prirodni plin ili tekuće gorivo, odnosno njihova kombinacija. Iz generatora pare izlazi pregrijana para tlaka 6 MPa i temperature 515 °C. Maksimalna proizvodnja pare je 2 x 70000 kg/h. Pregrijana para pogoni glavnu brodsku turbinu, turbogeneratore i turbinu za pogon napojne pumpe. Glavna pogonska turbina sastoji se od visokotlačnog i niskotlačnog kućišta, a rotor turbinu preko reduktora pogone osovinski vod broda. Para na izlazu iz niskotlačnog kućišta glavne turbine, kao i izlazna para iz turbogeneratorskog odlazi u glavni kondenzator, gdje se kondenzira. Glavni brodski kondenzator je vakuumske tipa, radni tlak je ~ 0,006 MPa pri temperaturi mora od 27 °C. Porastom temperature mora, koje se koristi za proces kondenziranja pare u glavnom kondenzatoru, vakuum u glavnom kondenzatoru opada. Pored porasta temperature morske vode na vrijednost vakuuma u sustavu može utjecati i niz ostalih čimbenika kao što su prolongirano sidrenje broda gdje dolazi do obraštanja morskih organizama na stijenu ploča nosača cijvnog snopa kondenzatora. Naslage taloga kamenca koje nastaju nedovoljnim hlađenjem kondenzatora smanjuju prijelaz topline i negativno djeluju na održavanje zadanog vakuuma u glavnom kondenzatoru čime se izravno djeluje na učinkovitost sustava te na vlažnost pare na lopaticama nekoliko zadnjih stupnjeva glavne niskotlačne turbine. Jedna parna turbina za pogon napojne pumpe maksimalne snage 570 kW, zadovoljava potrebe napajanja generatora pare napojnom vodom. Ispušna para iz turbine za pogon napojne pumpe odlazi u otplinjač koji ima trostruku funkciju: zagrijavanja napojne vode, odstranjivanja kisika i drugih otopljenih plinova iz napojne vode te služi kao visinski tank za pozitivan usis na napojnoj pumpi. Otopljeni plinovi djeluju korozivno na metalnu površinu elemenata parnog kruga pa ih je potrebno odstraniti iz sustava, što se odvija najvećim dijelom u otplinjaču, dok se manji dio otopljenih plinova veže kemijskim tretiranjem napojne vode. Sustav cjevovoda ima opciju da se dio pare sa izlaza iz turbine za pogon napojne pumpe odvodi osim na otplinjač i na evaporator, na potonjeg se u uvjetima navigacije dovodi para iz niskotlačnog kućišta glavne turbine. Dnevne brodske potrebe za potrošnjom destilirane vode pokriva jedan destilator, a ukupno su na raspolaganju dvije jedinice kapaciteta 2 x 60 t/dan. Zbog poboljšanja učinkovitosti, parni krug ima regenerativne zagrijače napojne vode izvedene u tri stupnja i to: niskotlačni regenerativni zagrijač, otplinjač te jedan visokotlačni regenerativni zagrijač koji zagrijava napojnu vodu pred ulazom u generatora pare. Dogrijavanje napojne vode izvodi se i pomoću dva izmjenjivača topline kroz koje prolazi napojna voda i to pomoću evaporatora i kondenzatora brtvene pare. Električnu energiju za potrebe broda proizvode dva turbogeneratorska maksimalne snage 3850 kW po jedinici.

Pored glavnog parnog kruga, u analiziranom postrojenju se nalazi i pomoćni odnosno servisni parni krug grijanja koji koristi rashlađenu pregrijanu paru (para istog tlaka ali snižene temperature u odnosu na paru glavnog parnog kruga) s generatora pare tlaka 6 MPa i temperature 300 °C. Servisni parni krug dijeli se na dva podkruga i to: servisni krug grijanja čistog kondenzata i servisni krug grijanja kontaminiranog kondenzata. Kontaminirani kondenzat je u službi grijanja različitih tankova teškog goriva te zagrijača teškog goriva i ulja, dok je čisti kondenzat u službi grijanja brodskih službi. U kontaminirani krug zagrijavanja spada i zagrijač para tereta koji zagrijava ispareni dio prirodnog plina iz tankova tereta u prostoru kompresora tereta. U slučaju propuštanja zagrijača isparenog tereta može doći do kontaminiranja parnog sustava pomoću prirodnog plina.

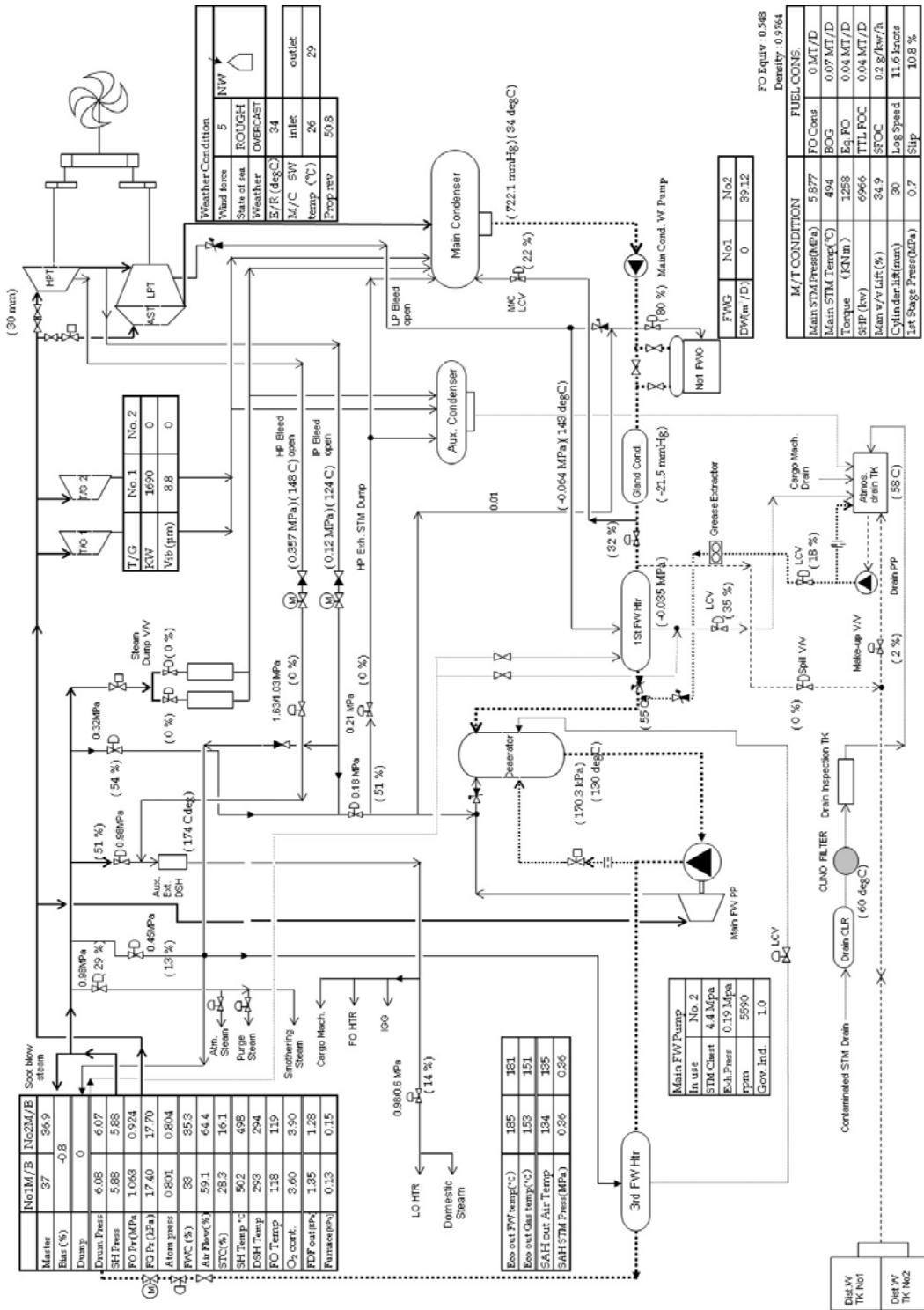
Specifičnost tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina je i krug odbacivanja rashlađene pregrijane pare iz generatora pare. U slučaju povećanja tlaka u tankovima tereta, ispareni prirodni plin se ne ispušta u atmosferu jer spada u grupu stakleničkih plinova. Ispareni dio ukapljenog plina šalje se u generator pare gdje izgara, a višak energije iz generatora pare odnosno rashlađene pregrijane pare odvodi se u glavni kondenzator. Na povećanja tlaka tereta u tankovima tereta dolazi zbog slijedećih razloga:

- vibracije te poniranje i valjanje broda,
- oslabljenja odnosno neodržavana izolacija tankova tereta,
- porast tlaka u tankovima tereta koji može biti uzrokovan malom potrošnjom istoga na generatorima pare.

Regulacija ili održavanje tlaka u tankovima tereta prvenstveno se izvodi prisilnim izgaranje u generatorima pare te odbacivanjem generirane pare u glavni kondenzator bez izvršene radne ili ogrijevne funkcije u Rankineovom procesu.

Principijelna shema broskog parnoturbinskog postrojenja s regenerativnim zagrijavanjem napojne vode oduzimanjem pare s glavne pogonske turbine, prikazana je na Slici 2.2, dok Slika 2.3 prikazuje numerički model istog postrojenja temeljen na izmjerenim vrijednostima tlakova, temperatura i masenih protoka radnih medija.

PLANT CONDITION OF S.S. GRACE BARLERIA



Slika 2.2 Opća shema parnoturbinskog pogonskog postrojenja tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina, očitavanja parametara iz postrojenja [50]

Legenda-Slika 2.2

Generatori pare

M/B	Generatori pare No1 i No2
Master	Opterećenje na generatorima pare
Bias	Razlika opterećenja između generatora pare
Drum press	Tlak pare u parnom bubnju
SH press	Tlak pregrijane pare
FO Pr	Tlak teškog goriva na generatorima pare
FG Pr	Tlak plinskog goriva na generatorima pare
Atom. Press	Tlak pare za rasprskavanje
FWC	Položaj kontrolnog ventila napojne vode na generatoru pare
Air flow	Položaj kontrolnog ventila zraka za izgaranje na generatoru pare
STC Temp	Temperatura pregrijane pare
DSH Temp	Temperatura rashlađene pregrijane pare
O ₂ cont.	Količina zraka u ispušnim plinovima
FDF out	Tlak zraka za izgaranje na ulazu u generator pare
Furnace	Tlak u ložištu generatora pare
Eco out FW temp	Temperatura napojne vode na izlazu iz ekonomajzera
Eco out gas temp	Temperatura ispušnih plinova na izlazu iz ekonomajzera
SAH out air temp	Temperatura zraka za izgaranje u generatorima pare na izlazu iz zagrijača zraka
SAH STM Press	Tlak pare na zagrijačima zraka generatora pare

Glavna turbina

HPT	Visokotlačna turbina
LPT	Niskotlačna turbina
AST	Turbina za vožnju unatrag
HP Bleed open	Visokotlačno oduzimanje pare sa glavne pogonske turbine otvoreno
IP Bleed open	Srednjetačno oduzimanje pare sa glavne pogonske turbine otvoreno
LP Bleed open	Niskotlačno oduzimanje pare sa glavne pogonske turbine otvoreno
Main STM Press	Tlak pare na ulazu u glavnu pogonsku turbinu
Main STM Temp	Temperatura pare na ulazu u glavnu pogonsku turbinu
Torque	Moment na glavnom osovinskom vodu
SHP	Snaga na osovinskom vodu
Man v/v Lift	Položaj regulacijskog ventila glavne pogonske turbine
Cylinder lift	Položaj cilindra prigušnog ventila glavne pogonske turbine
1st stage Press	Tlak pare iza prvog stupnja visokotlačne turbine

Turbogenerator

T/G	Turbogenerator 1 i 2
kW	Snaga na turbogeneratoru
Vib	Vibracije na turbogeneratoru

Napojna pumpa s pogonskom turbinom

Main FW PP	Glavna napojna pumpa
In use	U radu
STM Chest	Tlak pare nakon regulacijskog ventila turbine napojne pumpe
Exh. Press	Tlak pare na izlazu iz turbine napojne pumpe
rpm	Brzina vrtnje vratila napojne pumpe
Gov. Ind.	Pozicija regulatora napojne pumpe
3rd FW HTR	Treći zagrijač napojne vode

Ostali uređaji

Main Condenser	Glavni kondenzator
Main cond. W. Pump	Glavna pumpa kondenzata
Aux. Condenser	Atmosferski kondenzator
FWG	Generator slatke vode
DW m ³ /D	Proizvodnja destilata na dan
Gland Cond	Kondenzator brtvene pare
1st FW HTR	Prvi zagrijač napojne vode
Deaerator	Otplinjač (proizvođač smatra otplinjač drugim zagrijačem napojne vode)
3rd FW heater	Treći zagrijač napojne vode
Atmos. Drain tk	Mlaki zdenac
Cargo mach. Drain	Povrat kondenzata iz strojarnice uređaja za manipulaciju tereta
Drain pp	Pumpa mlakog zdenca
Grease extractor	Izdvajač masnoća u napojnoj vodi
Drain inspection tk	Inspekcijski tank kruga kontaminiranog kondenzata napojne vode
CUNO filter	Filter
Drain clr	Rashladnik kontaminiranog kondenzata
Dist. W. Tk	Tankovi destilata broj 1 i 2

3. GLAVNE TERMODINAMIČKE JEDNADŽBE

Sve termodinamičke jednađbe za ustaljene pogonske uvjete imaju polazišta u literaturi [52], [53], [54] i [55].

3.1 Energijska i eksergijska analiza

Energijska analiza je koncept koji sadrži postavke očuvanja energije iz prvog zakona termodinamike. Energijska učinkovitost načelno se može definirati prema Fordu i sur. [56] kao:

$$\eta = \frac{\text{željeni prijelaz energije}}{\text{relevantan ulaz energije}}$$

Eksergija se definira kao maksimalna količina rada koju može proizvesti sustav, protok, tvar ili energija kako dolazi u stanje ravnoteže s okolinom [57]. Eksergija je i mjera kvalitete energije. Eksergija se može izgubiti zbog nepovrativosti u stvarnom procesu, te je zato potrošnja eksergije proporcionalna stvorenoj entropiji u nepovrativom procesu. Eksergijska analiza je metoda koja koristi principe očuvanja energije koji su usađeni u prvi zakon termodinamike, a vezuje se na princip promjene entropije koji je usađen u drugi zakon termodinamike. Eksergijska analiza je korisna za poboljšanje učinkovitosti korištenih energijskih resursa jer ona locira i određuje vrste i veličine gubitaka.

Bilanca masenih protoka može se izraziti slijedećim izrazom:

$$\sum_{\text{ULAZ}} \dot{m} = \sum_{\text{IZLAZ}} \dot{m} \quad (3.1)$$

Bilanca energijskih tokova može se izraziti slijedećim izrazom:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_{\text{POT}} + \Delta E_{\text{KIN}} = Q - W \quad (3.2)$$

gdje su:

$$- \Delta U = m \cdot (u_2 - u_1) \quad \text{Promjena unutarnje energije} \quad (3.3)$$

$$- \Delta E_{\text{POT}} = m \cdot g \cdot (z_2 - z_1) \quad \text{Promjena potencijalne energije} \quad (3.4)$$

$$- \Delta E_{\text{KIN}} = \frac{1}{2} m \cdot (c_2^2 - c_1^2) \quad \text{Promjena kinetičke energije} \quad (3.5)$$

Svojstvo tvari koje se odnosi na unutarnju energiju, tlak i specifični volumen definira se kao specifična entalpija:

$$h = u + p \cdot v \quad (3.6)$$

Kako se energija prenosi toplinom, radom i masenim protokom, općenita jednađba za sustave sa ustaljenim protokom je:

$$\dot{Q}_{\text{ULAZ}} + P_{\text{ULAZ}} + \sum_{\text{ULAZ}} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \right) = \dot{Q}_{\text{IZLAZ}} + P_{\text{IZLAZ}} + \sum_{\text{IZLAZ}} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \right) \quad (3.7)$$

a gdje se potencijalna i kinetička energija zanemaruju zbog malog utjecaja na stanje tvari. Energijske interakcije vidljive su prolaskom kroz granice nekog sustava gdje se energija dobiva ili gubi. Za vrijeme ustaljenog protoka energije, ukupna količina energije ostaje konstantna pa je promjena ukupne energije u kontrolnom volumenu jednaka nuli. Stoga količina energije koja ulazi u kontrolni volumen u svim formama sa toplinskim tokom, snagom i masenim protokom mora biti jednaka količini energije koja napušta kontrolni volumen (u energiju koja napušta kontrolni volumen spadaju i svi energijski gubici):

$$\dot{Q} - P = \sum_{\text{IZLAZ}} (\dot{m} \cdot h) - \sum_{\text{ULAZ}} (\dot{m} \cdot h) \quad (3.8)$$

Bilanca entropija za ustaljene pogonske uvjete je:

$$S_{\text{ULAZ}} - S_{\text{IZLAZ}} + S_{\text{GENERIRANO}} = \Delta S \quad (3.9)$$

Entropija je mjera kaotičnog gibanja molekula i slučajnosti sustava. Drugi zakon termodinamike kaže da se entropija može stvoriti, ali se ne može uništiti. Entropijske jednadžbe razvijene su preko jednostavnog sustava koji može biti stlačiv, kojim prolazi entropija početnog i konačnog stanja unutarnjim reverzibilnim procesom. Bilanca energije sustava, bez kinetičke i potencijalne energije u diferencijalnoj formi je:

$$(dq)_{\text{RP}} = du + (dw)_{\text{RP}} \quad (3.10)$$

Definicija jednostavnog kompresibilnog sustava je:

$$(dw)_{\text{RP}} = p dv \quad (3.11)$$

Definicija promjene specifične entropije u diferencijalnom obliku je:

$$ds = \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{RP}} \quad (3.12)$$

Preslagivanjem jednadžbe (3.12), prijelaz topline je:

$$(dq)_{\text{RP}} = T ds \quad (3.13)$$

Supstitucijom jednadžbi (3.11) i (3.13) u (3.10) dobije se Gibbsova jednadžba:

$$T ds = du + p dv \quad (3.14)$$

Drugi oblik jednadžbe drugog zakona termodinamike dobije se derivacijom specifične entalpije, odnosno jednadžbe (3.6):

$$dh = du + p dv + v dp \quad (3.15)$$

ili

$$du + p dv = dh - v dp \quad (3.16)$$

Supstitucijom jednačbe (3.14) u (3.16) dobije se drugi oblik jednačbe drugog zakona termodinamike:

$$Tds = dh - vdp \quad (3.17)$$

ili u eksplicitnom obliku:

$$ds = \frac{du}{T} + p \frac{dv}{T} \quad (3.18)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - v \frac{dp}{T} \quad (3.19)$$

Uvođenjem mase, prirast (ili promjena) entropije može se definirati jednačbom:

$$\Delta S = \sum_{\text{IZLAZ}} (m \cdot s) - \sum_{\text{ULAZ}} (m \cdot s) - \sum \frac{Q}{T} \quad (3.20)$$

Gdje je Q prienos topline preko graničnog sloja pri temperaturi T .

Bilanca eksergijskih tokova definira se jednačbom:

$$\dot{E}x_{\text{ULAZ}} + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_{\text{IZLAZ}} + \dot{E}x_P + \dot{E}x_d \quad (3.21)$$

$$- \dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad \text{Eksergijski tok prenesen toplinom} \quad (3.22)$$

$$- \dot{E}x_P = P \quad \text{Eksergijski tok prenesen mehaničkim radom} \quad (3.23)$$

$$- \dot{E}x = \dot{m} \cdot ex \quad \text{Eksergijski tok prenesen masenim protokom} \quad (3.24)$$

$$- \dot{E}x_d = T_0 \cdot \Delta S \quad \text{Gubic eksergijskog toka} \quad (3.25)$$

Eksergijska bilanca sustava dobije se uvrštavanjem jednačbi (3.22), (3.23) i (3.24) u (3.21):

$$\sum_{\text{ULAZ}} (\dot{m} \cdot ex) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} = \sum_{\text{IZLAZ}} (\dot{m} \cdot ex) + P + T_0 \cdot \Delta S \quad (3.26)$$

U jednačbama (3.24) i (3.26) ex je specifična eksergija koja se definira jednačbom:

$$ex = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.27)$$

Referentno stanje (stanje okoline) za termodinamički proračun je temperatura okoline od 25 °C i atmosferski tlak koji iznosi 0,1 MPa [58], [59], [60].

3.2 Načela učinkovitosti

Učinkovitost je mjera kvalitete rada sustava. Učinkovitost može biti iskazana u različitim oblicima, ali općenito univerzalna učinkovitost može se iskazati prema [61], [62], [63], [64] i [65] sljedećim izrazom:

$$\eta = \frac{\text{željeni izlaz}}{\text{potrebni ulaz}} \quad (3.28)$$

Energijska učinkovitost je omjer korisno dobivenog i uloženog energijskog toka:

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{E}_l}{\dot{E}_{ULAZ}} \quad (3.29)$$

Eksergijska učinkovitost može se prikazati i kao omjer izlaznih i ulaznih eksergijskih tokova:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{ULAZ}} \quad (3.30)$$

4. REZULTATI NUMERIČKOG MODELA OSNOVNIH KOMPONENTI ANALIZIRANOG BRODSKOG PARNOTURBINSKOG SUSTAVA

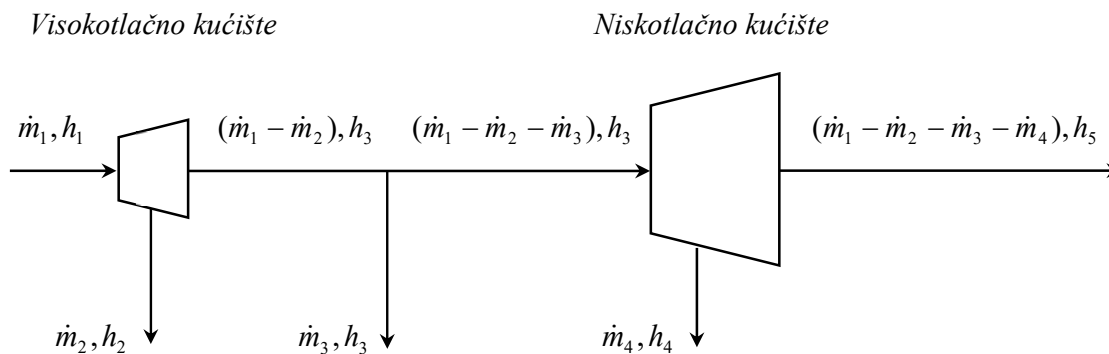
U ovom poglavlju prikazat će se analiza glavnih komponenti u parnoturbinskom postrojenju. Analiza je provedena na sljedećim komponentama: glavna turbina, turbogeneratori, turbonapojna pumpa, generatori pare, glavni vakuumski kondenzator, evaporator, kondenzator brtvene pare, niskotlačni i visokotlačni zagrijači napojne vode, otplinjač, zagrijač zraka i mlaki zdenac.

4.1 Glavna pogonska turbina

Glavna brodska parna turbina sastoji se od jednog visokotlačnog i jednog niskotlačnog kućišta. Visokotlačno kućište sastoji se od Curtisovog stupnja i sedam Rateau stupnjeva. Niskotlačno kućište sastoji se od četiri Rateau i četiri reakcijska stupnja. Prvo oduzimanje pare s visokotlačnog kućišta smješteno je iza četvrtog stupnja, drugo oduzimanje je na izlazu iz visokotlačnog kućišta, dok je treće oduzimanje iza trećeg stupnja niskotlačnog kućišta.

4.1.1 Snaga glavne pogonske turbine

Protok mase i energije na glavnoj pogonskoj turbini prikazan je shemom na Slici 4.1:



Slika 4.1 Termodinamički model brodske parne turbine

Snaga glavne pogonske turbine s N oduzimanja računa se općenito prema sljedećem izrazu [66]:

$$P = (h_1 - h_2) \cdot \sum_{k=1}^N \dot{m}_k + \sum_{j=2}^N \left\{ \left[\sum_{k=j}^N \dot{m}_k \right] \cdot (h_{(k)r} - h_{(k+1)r}) \right\} \quad (4.1)$$

gdje su:

P - snaga turbine, kW

h_1 - specifična entalpija pare na ulazu u turbinu, kJ/kg (ulaz u prvi stupanj turbine)

h_2 - specifična entalpija pare na izlazu iz turbine, kJ/kg (izlaz iz posljednjeg stupnja turbine)

\dot{m} - maseni protok pare na turbini, kg/s

k - stupnjevi turbine

r - reducirani protok

Iz Slike 4.1 proizlazi jednačba za ukupnu snagu glavne turbine:

$$P_{GT} = \dot{m}_1 \cdot \left\{ \begin{aligned} & (h_1 - h_2) + \left[1 - \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right] \cdot (h_2 - h_3) + \left[1 - \frac{(\dot{m}_2 + \dot{m}_3)}{\dot{m}_1} \right] \cdot (h_3 - h_4) \\ & + \left[1 - \frac{(\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4)}{\dot{m}_1} \right] \cdot (h_4 - h_5) \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

gdje su:

P_{GT} - snaga glavne pogonske turbine, kW

\dot{m}_1 - maseni protok pare na ulazu u glavnu pogonsku turbinu, kg/s

\dot{m}_2 - maseni protok prvog oduzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

\dot{m}_3 - maseni protok drugog oduzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

\dot{m}_4 - maseni protok trećeg oduzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

h - specifične entalpije pojedinih radnih točaka glavne pogonske turbine, kJ/kg

Sukladno Slici 4.1 snaga na visokotlačnom kućištu glavne pogonske turbine je:

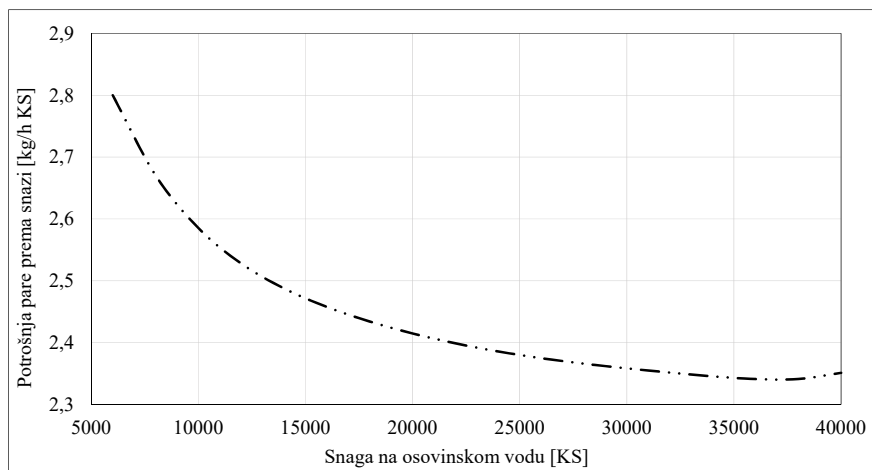
$$P_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.3)$$

Snaga na niskotlačnom kućištu glavne pogonske turbine je:

$$P_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.4)$$

4.1.2 Maseni protok pare na ulazu u glavnu turbinu

Proizvođač glavne pogonske turbine dao je dijagram potrošnje pare u odnosu o snazi glavne parne turbine izražena, Slika 4.2.



Slika 4.2 Dijagram potrošnje pare u ovisnosti o snazi glavne parne turbine [67]

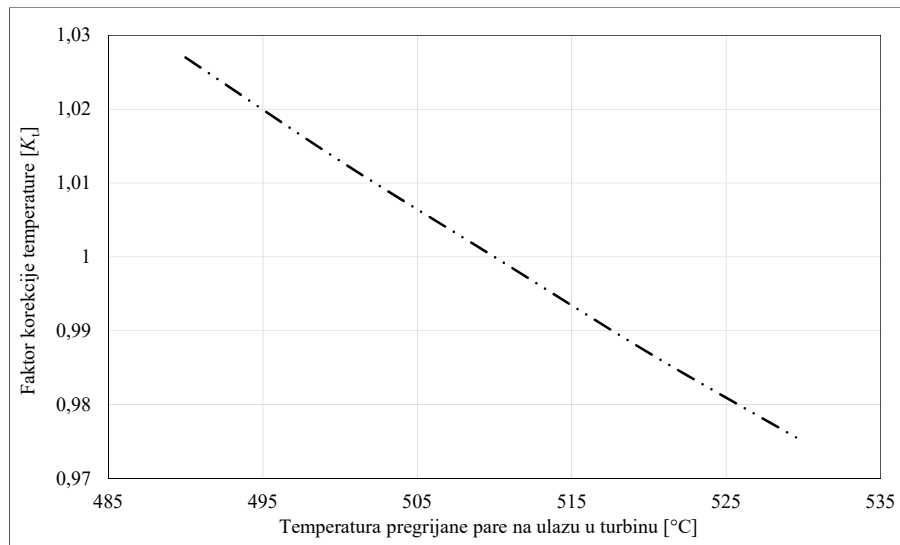
Potrošnja pare na glavnoj pogonskoj turbini može se odrediti polinomom šestog stupnja:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{GT} = & 4,198 \cdot 10^{-27} \cdot P_{GT}^6 - 6,319289 \cdot 10^{-22} \cdot P_{GT}^5 + 3,92205 \cdot 10^{-17} \cdot P_{GT}^4 - 1,294607 \cdot 10^{-12} \cdot P_{GT}^3 + \\ & + 2,443286 \cdot 10^{-8} \cdot P_{GT}^2 - 2,626678 \cdot 10^{-4} \cdot P_{GT} + 3,730093 \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$R^2 = 0,999846$$

gdje se za izračun masenog protoka pare u jednadžbi (4.5), ukupna snaga turbine P_{GT} mora uvrstiti u konjskim snagama, $1 \text{ KS} = 0,7354 \text{ kW}$.

Temperaturna korekcija potrošnje pare glavne pogonske turbine prikazana je na Slici 4.3.



Slika 4.3 Temperaturna korekcija potrošnje pare glavne turbine [67]

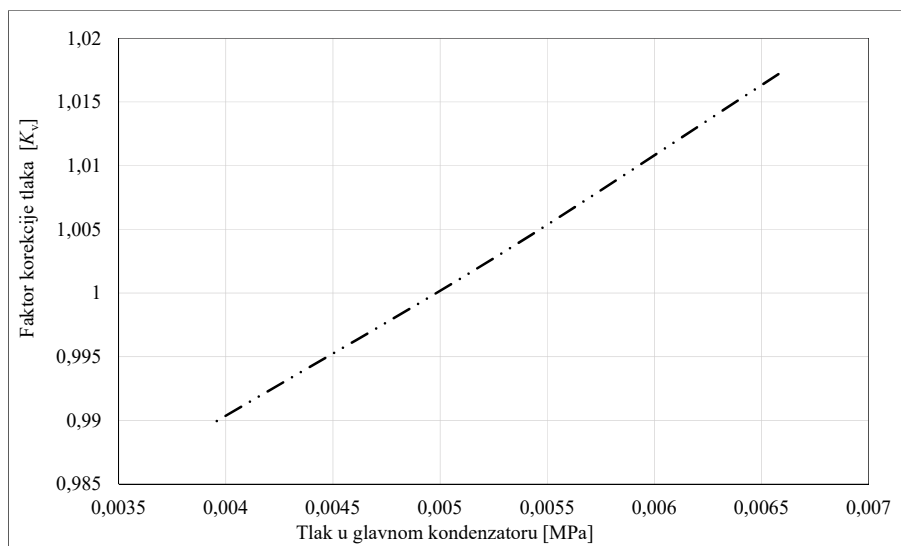
Faktor korekcije temperature, K_t određuje se polinomom drugog stupnja:

$$K_t = 2,857 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 0,004214 \cdot t + 2,4059 \quad (4.6)$$

$$R^2 = 0,9999$$

gdje je t temperatura pregrijane pare na ulazu u glavnu turbinu u °C.

Faktor korekcije potrošnje pare glavne turbine u odnosu na promjenu tlaka u glavnom kondenzatoru prikazan je na Slici 4.4.



Slika 4.4 Korekcija potrošnje pare u odnosu na tlak u glavnom kondenzatoru [67]

Faktor korekcije tlaka K_v prema Slici 4.4 određuje se polinomom drugog stupnja:

$$K_v = 380,21 \cdot p^2 + 6,3891 \cdot p + 0,9587 \quad (4.7)$$

$$R^2 = 0,9999$$

gdje se p tlak u glavnom kondenzatoru izražen u MPa.

Korigirana potrošnja pare glavne turbine definira se jednačbom:

$$\dot{m}_{GT} = \frac{f(P_{GT}, [KS]) \cdot K_t \cdot K_v \cdot 1,36}{3600} \quad (4.8)$$

4.1.3 Učinkovitost i gubici glavne turbine

Jedini podatak koji nedostaje za energijsku i eksrgerijsku analizu glavne pogonske turbine je specifična entalpija pare na izlazu iz turbine (h_s). Ta se entalpija izračunava iz jednačbe za ukupnu snagu glavne turbine, jednačba 4.2.

Eksrgerijska analiza složene turbine kakva je glavna pogonska turbina provodi se na temelju stvarne (politropske) ekspanzije pare na turbini, odnosno na temelju mjerenih i računatih podataka. Energijska analiza glavne pogonske turbine temelji se na usporedbi stvarne ekspanzije i idealne izentropske (adijabatske) ekspanzije. Idealnu izentropsku ekspanziju na analiziranoj glavnoj turbini može se promatrati na tri načina (tri slučaja).

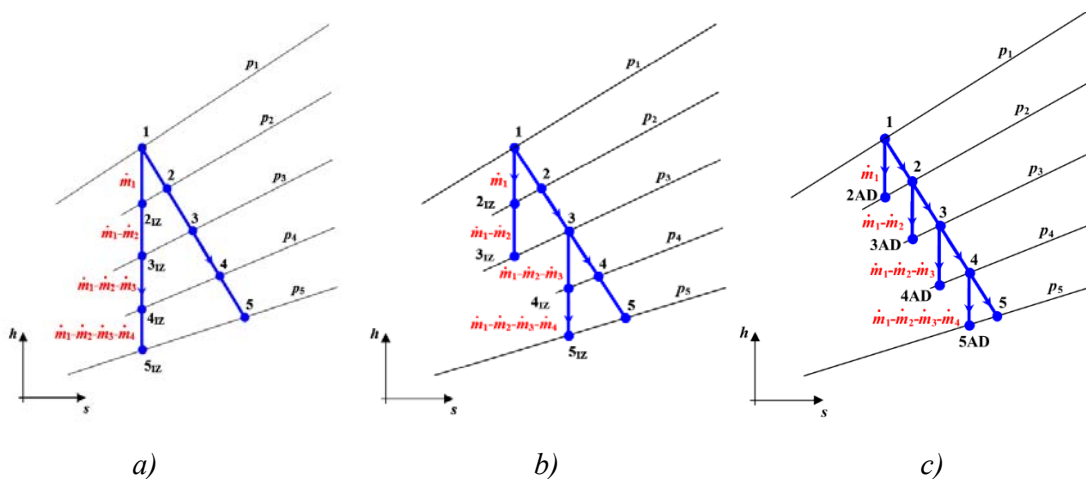
Prvi način ispitivanja energijske učinkovitosti i energijskih gubitaka glavne turbine vrši se za cijelu glavnu turbinu, drugi način je po kućištima glavne turbine i treći način je po segmentima glavne turbine (po oduzimanjima s glavne turbine). Sva tri načina provedene energijske analize za glavnu pogonsku turbinu prikazana su ekspanzijom pare u $h-s$ dijagramima na Slici 4.5 gdje su označene točke ulaza pare u turbinu, izlaza pare iz turbine te točke oduzimanja pare.

Stvarna (politropska) ekspanzija na glavnoj turbini u svim načinima ispitivanja, Slika 4.5, označena je točkama 1-2-3-4-5 gdje su:

- 1 - ulaz pare u glavnu turbinu
- 2 - oduzimanje pare s visokotlačnog kućišta glavne turbine
- 3 - izlaz pare iz visokotlačnog kućišta glavne turbine
- 4 - oduzimanje pare s niskotlačnog kućišta glavne turbine
- 5 - izlaz pare iz niskotlačnog kućišta glavne turbine

Izentropske ekspanzije na glavnoj turbini prikazane su sljedećim točkama, Slika 4.5:

- 2_{IZ} - oduzimanje pare s visokotlačnog kućišta glavne turbine
- 3_{IZ} - izlaz pare iz visokotlačnog kućišta glavne turbine
- 4_{IZ} - oduzimanje pare s niskotlačnog kućišta glavne turbine
- 5_{IZ} - izlaz pare iz niskotlačnog kućišta glavne turbine



Slika 4.5 Ekspanzija pare na glavnoj turbini – energijska analiza: a) Za cijelu glavnu turbinu, b) Po kućištima glavne turbine, c) Po segmentima glavne turbine

4.1.3.1 Energijska i eksergijska analiza visokotlačnog kućišta glavne turbine

Za visokotlačno kućište glavne turbine vrijedi sljedeća bilanca energije u prvom i drugom ispitivanom slučaju, Slika 4.5 a) i b):

$$P_{VT} + \dot{E}l_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) \quad (4.9)$$

dok u trećem ispitivanom slučaju, Slika 4.5 c), bilanca energije glasi:

$$P_{VT} + \dot{E}l_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_{3IZ}) \quad (4.10)$$

Energijski gubici visokotlačnog kućišta glavne turbine u prvom i drugom ispitivanom slučaju, Slika 4.5 a) i b), su:

$$\dot{E}l_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) - P_{VT} \quad (4.11)$$

dok su u trećem ispitivanom slučaju, Slika 4.5 c), energijski gubici visokotlačnog kućišta glavne turbine:

$$\dot{E}l_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_{3IZ}) - P_{VT} \quad (4.12)$$

Energijska učinkovitost visokotlačnog kućišta glavne turbine za prvi i drugi ispitivani slučaj, Slika 4.5 a) i b), je:

$$\eta_{I,VT} = \frac{P_{VT}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ})} \quad (4.13)$$

dok je u trećem ispitivanom slučaju, Slika 4.5 c), energijska učinkovitost visokotlačnog kućišta glavne turbine:

$$\eta_{II,VT} = \frac{P_{VT}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_{3IZ})} \quad (4.14)$$

Eksergijska analiza bilo koje parne turbine ili nekog turbinskog kućišta temelji se na stvarnoj (politropskoj) ekspanziji pare. Bilanca eksergije visokotlačnog kućišta glavne turbine glasi:

$$P_{VT} + \dot{E}xd_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3) \quad (4.15)$$

Eksergijski gubici visokotlačnog kućišta glavne turbine su:

$$\dot{E}xd_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3) - P_{VT} \quad (4.16)$$

Eksergijska učinkovitost visokotlačnog kućišta glavne turbine je:

$$\eta_{III,VT} = \frac{P_{VT}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3)} \quad (4.17)$$

4.1.3.2 Energijska i eksergijska analiza niskotlačnog kućišta glavne turbine

Bilanca energije u prvom ispitivanom slučaju, Slika 4.5 a), za niskotlačno kućište glavne turbine je:

$$P_{NT} + \dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{3IZ} - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) \quad (4.18)$$

U drugom ispitivanom slučaju, bilanca energije za niskotlačno kućište glavne turbine, Slika 4.5 b), je:

$$P_{NT} + \dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) \quad (4.19)$$

dok je u trećem ispitivanom slučaju, Slika 4.5 c), bilanca energije:

$$P_{NT} + \dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_{5IZ}) \quad (4.20)$$

Energijski gubici niskotlačnog kućišta glavne turbine za sva 3 ispitivana slučaja su:

- Slučaj 1:

$$\dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{3IZ} - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) - P_{NT} \quad (4.21)$$

- Slučaj 2:

$$\dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) - P_{NT} \quad (4.22)$$

- Slučaj 3:

$$\dot{E}l_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_{5IZ}) - P_{NT} \quad (4.23)$$

Energijska učinkovitost niskotlačnog kućišta glavne turbine za sva tri ispitivana slučaja glasi:

- Slučaj 1:

$$\eta_{I,NT} = \frac{P_{NT}}{(\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{3IZ} - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ})} \quad (4.24)$$

- Slučaj 2:

$$\eta_{I,NT} = \frac{P_{NT}}{(\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ})} \quad (4.25)$$

- Slučaj 3:

$$\eta_{I,NT} = \frac{P_{NT}}{(\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_{5IZ})} \quad (4.26)$$

Bilanca eksergije niskotlačnog kućišta glavne turbine glasi:

$$P_{NT} + \dot{E}xd_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (4.27)$$

Eksergijski gubici niskotlačnog kućišta glavne turbine su:

$$\dot{E}xd_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5) - P_{NT} \quad (4.28)$$

Eksergijska učinkovitost niskotlačnog kućišta glavne turbine računa se prema jednadžbi:

$$\eta_{II,NT} = \frac{P_{NT}}{(\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5)} \quad (4.29)$$

4.1.3.3 Energijska i eksergijska analiza cjelokupne glavne turbine

Ukupna snaga glavne turbine je zbroj snaga oba kućišta (visokotlačnog i niskotlačnog):

$$P_{GT} = P_{VT} + P_{NT} \quad (4.30)$$

Bilanca energije za cjelokupnu glavnu turbinu u sva tri ispitivana slučaja je:

- Slučaj 1, Slika 4.5 a):

$$P_{GT} + \dot{E}l_{GT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{3IZ} - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) \quad (4.31)$$

- Slučaj 2, Slika 4.5 b):

$$P_{GT} + \dot{E}l_{GT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ}) \quad (4.32)$$

- Slučaj 3, Slika 4.5 c):

$$P_{GT} + \dot{E}l_{GT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_{5IZ})$$

(4.33)

Iz bilanci energije cjelokupne glavne turbine u sva tri promatrana slučaja proizlaze energijski gubici glavne turbine prebacivanjem ukupne razvijene snage glavne turbine (P_{GT}) na desnu stranu jednadžbi (4.31), (4.32) i (4.33).

Energijska učinkovitost cjelokupne glavne turbine za sva tri ispitivana slučaja glasi:

- Slučaj 1:

$$\eta_{I,GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_{3IZ} - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ})} \quad (4.34)$$

- Slučaj 2:

$$\eta_{I,GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_{2IZ} - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_{4IZ} - h_{5IZ})} \quad (4.35)$$

- Slučaj 3:

$$\eta_{I,GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_{3IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_{4IZ}) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_{5IZ})} \quad (4.36)$$

Bilanca eksergije za cjelokupnu glavnu turbinu definirana je jednadžbom:

$$P_{GT} + \dot{E}xd_{GT} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (4.37)$$

Eksergijski gubici cjelokupne glavne turbine računaju se pomoću izraza:

$$\dot{E}xd_{GT} = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5) - P_{GT} \quad (4.38)$$

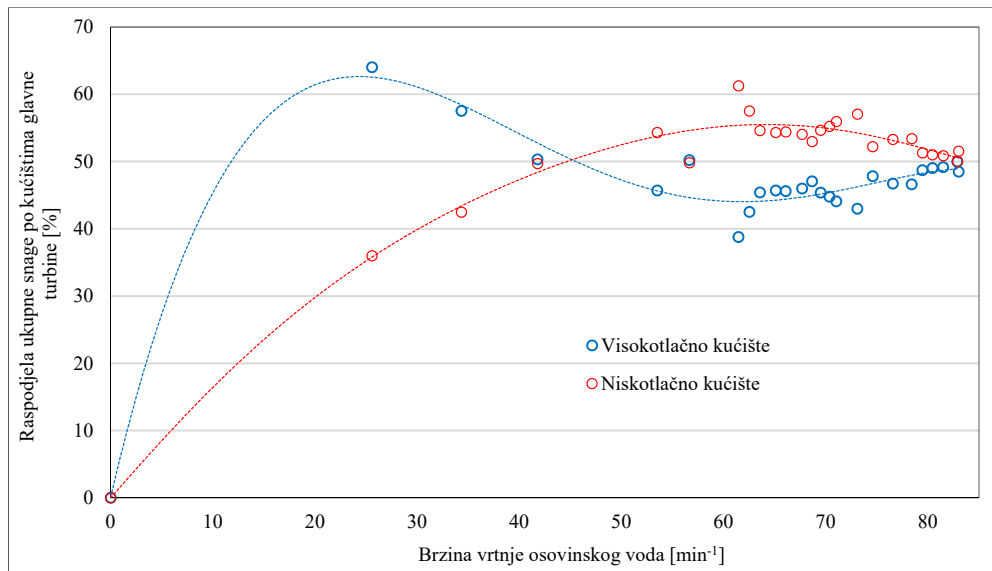
Eksergijska učinkovitost glavne pogonske turbine je:

$$\eta_{II,GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (ex_2 - ex_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (ex_3 - ex_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (ex_4 - ex_5)} \quad (4.39)$$

4.1.4 Rezultati energijske i eksergijske analize glavne turbine

Raspodjela ukupne snage na visokotlačnom i niskotlačnom kućištu glavne turbine pri promjeni opterećenja u 25 radnih područja na osovinskom vodu prikazana je na Slici 4.6. Vidljivo je da se pri kretanju broda, odnosno pri telegrafu u poziciji *dead slow ahead* ili „sasvim lagano”,

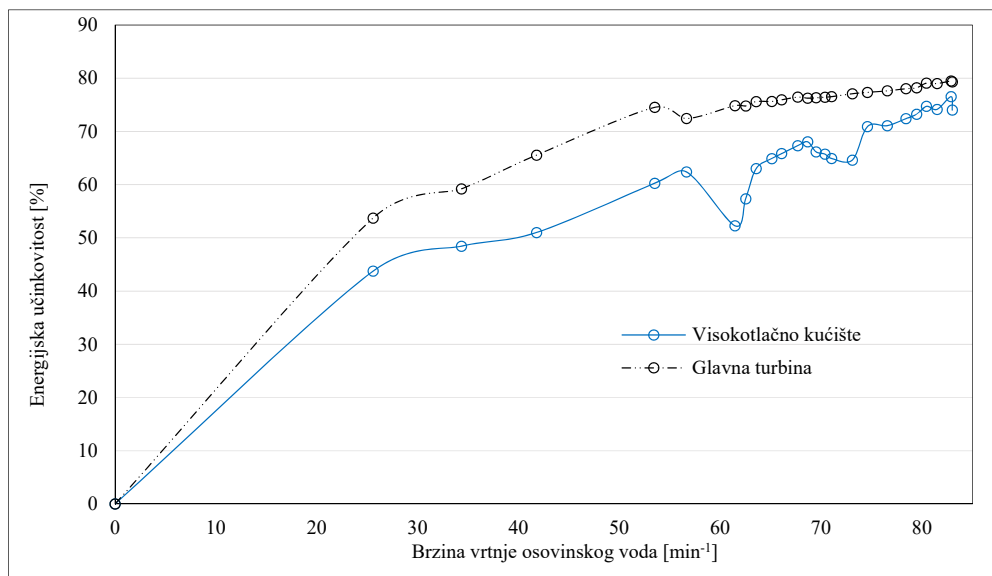
približno 65% proizvedene snage odnosi na visokotlačno kućište, dok niskotlačno kućište prerađuje tek preostalih 35% toplinskog pada. Za samo pokretanje glavne turbine zaslužno je u većem dijelu visokotlačno kućište. Kako niskotlačno kućište ne uspjeva u potpunosti preraditi toplinski pad, tako dolazi do postupnog zagrijavanja niskotlačnog kućišta pri vožnji unaprijed u tom režimu rada, što je nepovoljno za niskotlačno kućište jer je ono postavljeno na dužem vratilu u odnosu na visokotlačno kućište te je više opterećeno na savijanje. Zbog toga produžena vožnja u režimu rada glavne turbine „sasvim lagano unaprijed” nije povoljna za niskotlačno kućište te bi se trebala izbjegavati. Pomicanjem telegrafa prema poziciji *slow ahead* ili „lagano unaprijed” turbinska kućišta ravnomjernije raspoređuju snagu, odnosno niskotlačno kućište preuzima na sebe veći dio toplinskog pada, da bi kod pozicije brodskog telegrafa *half ahead* ili s „pola snage unaprijed”, oba kućišta glavne turbine bila u potpunosti balansirana. Daljnjim rastom brzine osovinskog voda, niskotlačno kućište razvija do 10% veću snagu u odnosu na visokotlačno kućište. Porast brzine vrtnje glavnog brodskog osovinskog voda direktno je proporcionalan porastu opterećenja parnoturbinskog propulzijskog sustava. Pri najvećim analiziranim brzinama vrtnje osovinskog voda, oba kućišta glavne turbine sudjeluju u raspodjeli ukupno proizvedene snage sa 50%.



Slika 4.6 Raspodjela ukupne snage po kućištima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Na Slici 4.7 prikazani su rezultati prvog slučaja ispitivanja energijske učinkovitosti za cijelu glavnu turbinu i njezino visokotlačno kućište. Mjerna oprema instalirana na analiziranom postrojenju ne omogućuje mjerenje pada tlaka i temperature pare u parnoj komori prije glavne parne turbine (main turbine steam chest). Stoga su na ulazu u glavnu turbinu kao mjerodavni u

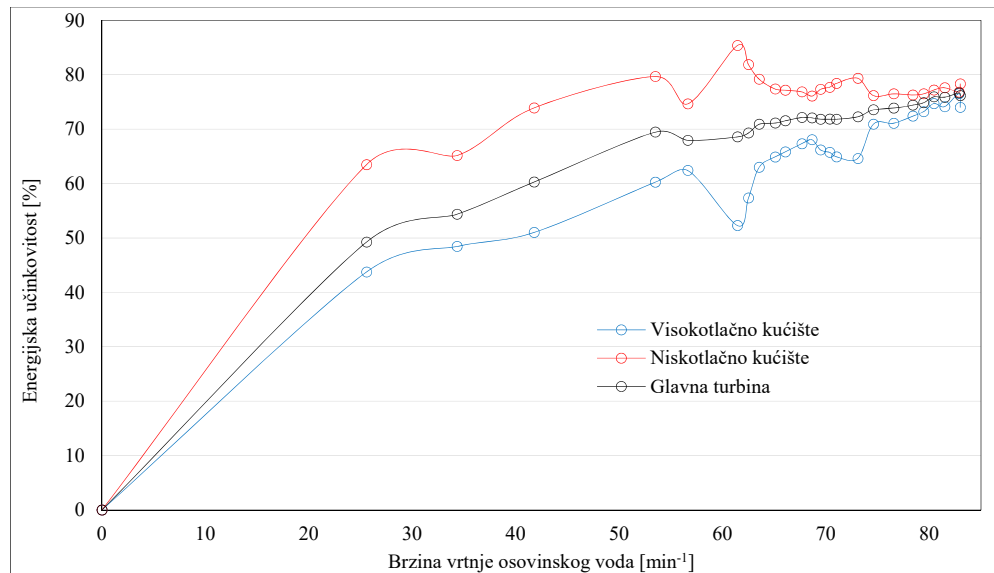
ovoj analizi uzeti oni radni parametri pare izmjereni na ulazu u parnu komoru. Prvi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti glavne turbine, Slika 4.5 a), temelji se na usporedbi stvarne politropske ekspanzije i idealne izentropske (adijabatske) ekspanzije. U ovom prvom slučaju izentropa je samo jedna – njen je početak pri parametrima pare na ulazu u glavnu parnu turbinu, a završava na trenutnom tlaku u glavnom kondenzatoru. Ovakav način izračuna energijske učinkovitosti daje dobre rezultate za cijelu glavnu turbinu i za njeno visokotlačno kućište. Prvi način izračuna energijske učinkovitosti ne može dati dobre rezultate i za niskotlačno kućište glavne turbine. Razlog tome je, kao što je i vidljivo u $h-s$ dijagramu, linije ekspanzije (točke 3) ne započinju iz iste točke kod izentropske i politropske ekspanzije i kao takve se ne mogu uspoređivati u svrhu određivanja energijske učinkovitosti niskotlačne turbine, Slika 4.5 a). Iz navedenog slijedi zaključak kako je ovaj slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti primjenjiv za cijelu turbinu (kasnija analiza i usporedba pokazuje da je za cijelu turbinu i najbolji), ali ga treba izbjegavati kod energijske analize pojedinih kućišta.



Slika 4.7 Prvi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti za cijelu glavnu turbinu i njeno visokotlačno kućište pri promjeni opterećenja osovinog voda

Slika 4.8 prikazuje rezultate drugog slučaja ispitivanja energijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i oba njena kućišta. Ovaj način ispitivanja energijske učinkovitosti zasnovan je na usporedbi stvarne politropske ekspanzije na glavnoj turbini s dvije izentropske ekspanzije. Prva izentropska ekspanzija definira se od tlaka i temperature na ulazu u visokotlačno kućište glavne turbine do izlaznog tlaka iz visokotlačnog kućišta. Druga izentropska ekspanzija definira se od tlaka i temperature pare na ulazu u niskotlačno kućište glavne turbine do izlaznog tlaka iz niskotlačnog kućišta, Slika 4.5 b). Drugi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti daje

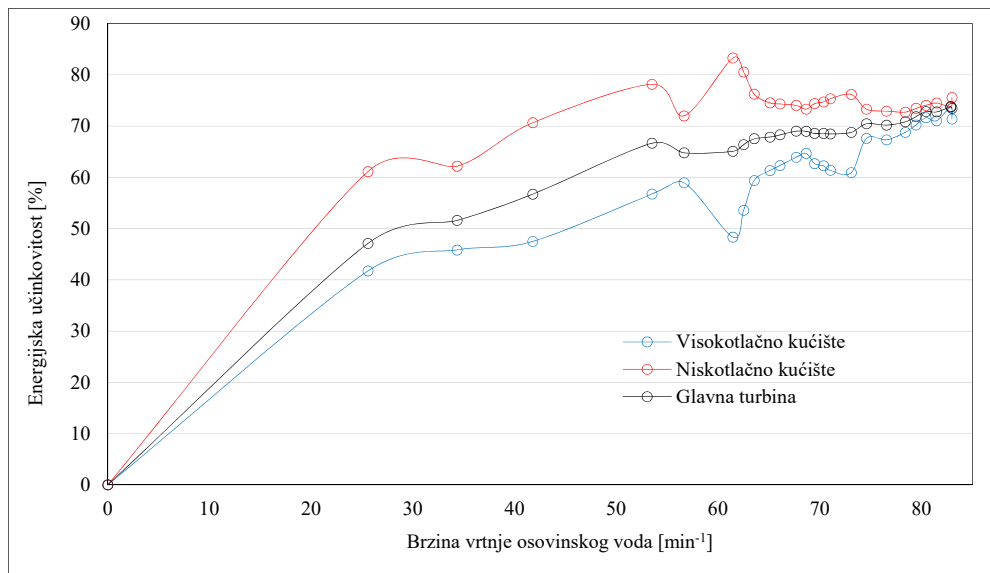
nešto lošije rezultate za cijelu turbinu u odnosu na prvi slučaj, međutim on je optimalan odabir kod energijske analize svakog pojedinog kućišta ne samo analizirane, nego i bilo koje druge parne turbine. Drugi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti glavne turbine i njenih kućišta pokazuje da je energijska učinkovitost visokotlačnog kućišta manja u odnosu na niskotlačno kućište tijekom cijelog područja rada. Energijska učinkovitost oba kućišta glavne turbine konvergira na najvećim opterećenjima brodskeg propulzijskog sustava, što znači da povećanje protoka pare kroz visokotlačno kućište povećava njegovu energijsku učinkovitost. Drugi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti daje najbolji prikaz ponašanja svakog pojedinog kućišta glavne turbine.



Slika 4.8 Drugi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti po kućištima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Slika 4.9 prikazuje rezultate trećeg slučaja ispitivanja energijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i oba njena kućišta. U ovom posljednjem slučaju ispitivanja energijske učinkovitosti stvarna politropska ekspanzija na glavnoj turbini uspoređuje se sa izentropskim ekspanzijama na svim segmentima glavne turbine. Referentne točke koje definiraju izentropske ekspanzije su ulazi, izlazi i oduzimanja pare na svakom kućištu glavne turbine, Slika 4.5 c). Drugi i treći slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti glavne turbine i njenih kućišta dovode do istih zaključaka. Na svim opterećenjima analiziranog parnoturbinskog sustava energijska učinkovitost visokotlačnog kućišta je niža u usporedbi sa niskotlačnim kućištem. Na najvećim opterećenjima parnoturbinskog sustava oba kućišta glavne turbine konvergiraju ka istoj vrijednosti energijske učinkovitosti. Segmentna podjela izentropskih ekspanzija provedena u trećem ispitivanom slučaju rezultira nižom energijskom učinkovitošću cijele glavne turbine i

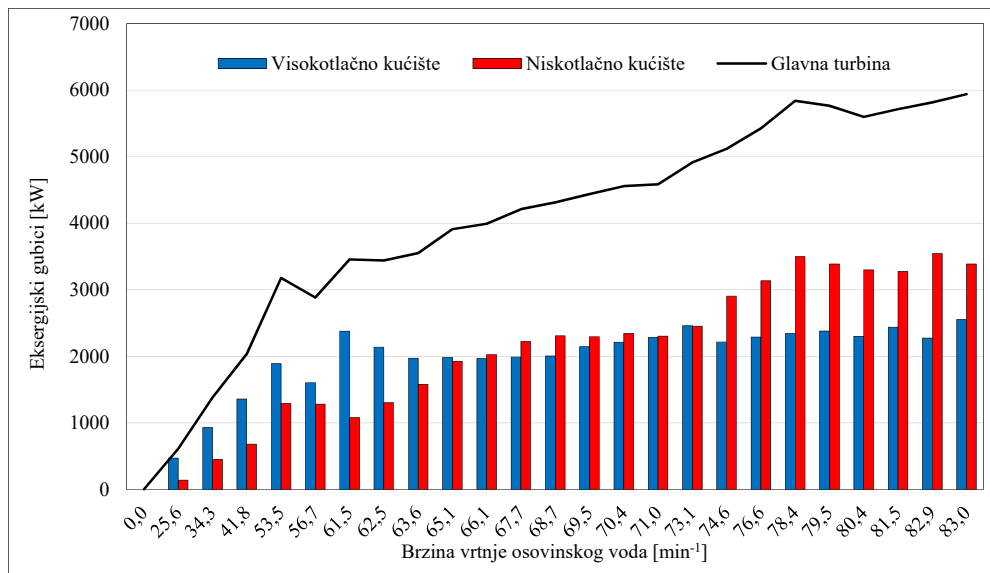
svakog njenog kućišta u usporedbi sa drugim slučajem. Razlog te činjenice leži u nesimetričnim izobarama koje se sve više šire prema područjima veće specifične entropije vodene pare, stoga podjela izentropa na više segmenata rezultira većom ukupnom izentropskom snagom svakog kućišta i cijele glavne turbine.



Slika 4.9 Treći slučaj ispitivanja energetske učinkovitosti po segmentima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda

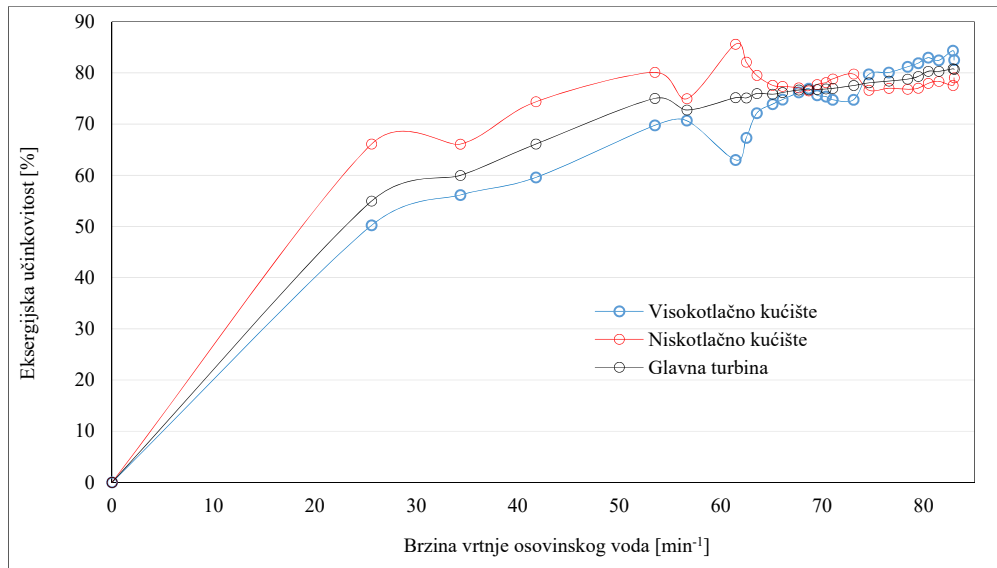
Slika 4.10 prikazuje ukupne eksergijske gubitke cijele glavne turbine i razdiobu eksergijskih gubitaka za visokotlačno i niskotlačno kućište. Kako niskotlačno kućište prerađuje manji toplinski pad prilikom pokretanja, tako su i eksergijski gubici niskotlačnog kućišta manji u odnosu na visokotlačno kućište, odnosno eksergijski gubici imaju isti trend ponašanja kao i prethodno opisane raspodjele snage po kućištima glavne turbine. Na nižim opterećenjima analiziranog broskog parnoturbinskog sustava eksergijski gubici su veći na visokotlačnom kućištu dok su na većim opterećenjima parnoturbinskog sustava gubici veći na niskotlačnom kućištu glavne pogonske turbine. Ukupni eksergijski gubici glavne pogonske turbine jednaki su zbroju gubitaka visokotlačnog i niskotlačnog kućišta. Pri brzini vrtnje osovinskog voda od 61,45 min⁻¹ dolazi do naglog porasta eksergijskih gubitaka visokotlačnog kućišta glavne turbine i smanjenja eksergijskih gubitaka niskotlačnog kućišta zbog promjene režima hlađenja glavnog kondenzatora sa cirkulacijskih pumpi na samoprotočni sustav hlađenja, što povoljno djeluje na eksergijske gubitke niskotlačnog kućišta. Promjenom režima hlađenja glavnog kondenzatora na samoprotočni sustav hlađenja, dolazi do povećanog protoka mora kroz glavni kondenzator čime se trenutno smanjuje tlak u kondenzatoru što smanjuje eksergijske gubitke u niskotlačnom kućištu glavne pogonske turbine. Na najvećim analiziranim opterećenjima

propulzijskog sustava (pri brzini vrtnje osovinskog voda od $74,6 \text{ min}^{-1}$ i višim) eksergijski gubici na niskotlačnom kućištu su veći u odnosu na visokotlačno kućište, što ukazuje na smanjenje eksergijske učinkovitosti niskotlačnog kućišta u tom režimu rada, odnosno moguće manjkavosti u konstrukciji ili zaprljanje glavnog kondenzatora.



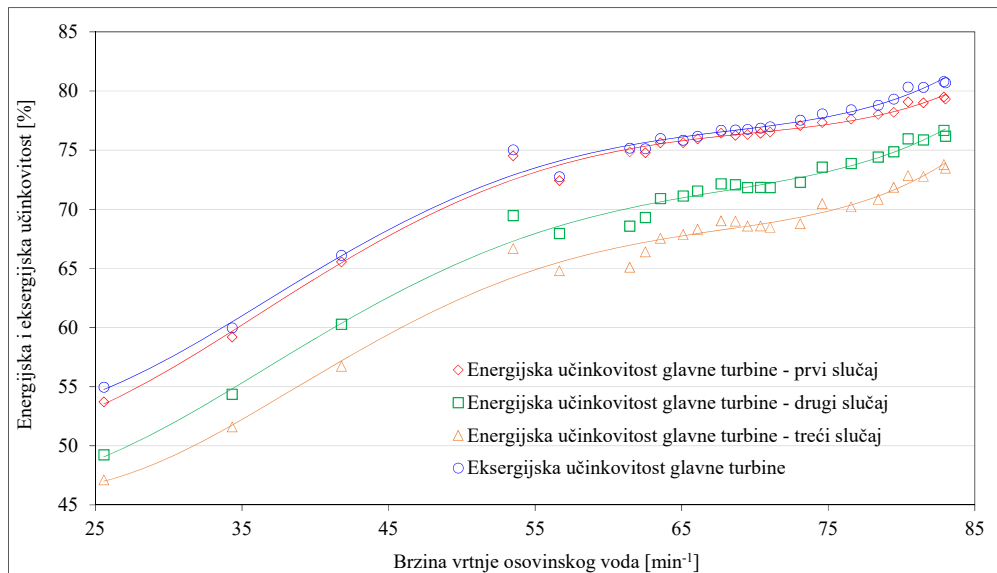
Slika 4.10 Eksergijski gubici glavne turbine i njihova distribucija po kućištima pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Promjena eksergijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja osovinskog voda prikazana je na slici 4.11. Na nižim opterećenjima propulzijskog sustava (sve do brzine vrtnje od $74,59 \text{ min}^{-1}$) niskotlačno kućište glavne turbine ima osjetno veću eksergijsku učinkovitost u usporedbi s visokotlačnim kućištem. Za razliku od energijskih učinkovitosti, eksergijske učinkovitosti visokotlačnog i niskotlačnog kućišta glavne turbine mijenjaju trend (visokotlačno kućište počinje poprimati veće eksergijske učinkovitosti u odnosu na niskotlačno kućište) nakon početka oduzimanja pare iz visokotlačnog kućišta pri brzini vrtnje osovinskog voda od $74,59 \text{ min}^{-1}$ i većoj. Oduzimanje pare sa visokotlačnog kućišta ima za posljedicu povećanje masenog protoka pare kroz to kućište (kako bi se zadržala ista snaga i ista brzina vrtnje osovinskog voda) uz simultano povećanje eksergijske učinkovitosti kućišta.



Slika 4.11 Promjena eksergijskih učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Za cjelokupnu glavnu turbinu prikaz kretanja eksergijske učinkovitosti i energijskih učinkovitosti u sva tri promatrana slučaja pri različitim opterećenjima propulzijskog sustava prikazan je na Slici 4.12. Jedan od ciljeva energijske i eksergijske analize cjelokupne glavne pogonske turbine bio je ispitati koji je najpogodniji način izračuna energijske učinkovitosti. Sa Slike 4.12 može se zaključiti kako je za cijelu glavnu turbinu najbolji prvi slučaj izračuna energijske učinkovitosti – na svakom promatranom opterećenju energijske učinkovitosti glavne turbine računane po prvoj metodi najbliže su eksergijskim učinkovitostima.



Slika 4.12 Usporedba kretanja energijske i eksergijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Podjela izentropa po kućištima ili po segmentima povećava ukupnu izentropsku snagu glavne turbine što rezultira se manjim i manjim energijskim učinkovitostima. No kada se računa energijska učinkovitost po kućištima glavne turbine, tada je nužno koristiti drugu metodu (drugi slučaj) izračuna, pošto je po prvoj metodi nemoguće izračunati energijsku učinkovitost niskotlačnog kućišta. Navedeno razmatranje ne vrijedi samo za analiziranu brodsku parnu turbinu, već i za bilo koju drugu složenu parnu turbinu – energijske učinkovitosti cijele turbine (svih kućišta kao cjeline) potrebno je računati po prvoj metodi, dok je energijske učinkovitosti svakog pojedinog kućišta složene parne turbine potrebno računati po drugoj metodi. Na taj se način može provesti cjelokupna energijska analiza i dobiti najpouzdaniji podaci energijskih učinkovitosti i gubitaka.

Eksergijski proračuni analizirane brodske glavne turbine i njenih kućišta napravljeni su pri temperaturi okoline od 25 °C. Tlak okoline je parametar koji se ne može mijenjati u širokom rasponu i njegova promjena ima zanemariv utjecaj na eksergijsku analizu bilo koje komponente parnoturbinskog postrojenja. S druge strane, temperatura okoline se može mijenjati u širokom rasponu. Stoga je kod glavne brodske turbine i njenih kućišta provedena varijacija temperature okoline u rasponu od 10 °C do 50 °C kako bi se ispitala osjetljivost eksergijskih učinkovitosti na promjenu temperature okoline. Odabrani raspon temperature okoline predstavlja najčešće vrijednosti temperatura brodske strojarnice u kojoj postrojenje radi pri eksploatacijskim uvjetima. Promjena eksergijskih učinkovitosti varijacijom temperature okoline prikazana je u Tablici 4.1 za visokotlačno kućište glavne turbine i u Tablici 4.2 za niskotlačno kućište glavne turbine. U obje tablice (4.1 i 4.2) posljednji stupac predstavlja najveću moguću promjenu eksergijske učinkovitosti svakog kućišta unutar promatranog raspona temperature okoline. Rezultati varijacije temperature okoline pokazuju da je visokotlačno kućište glavne turbine osjetljivije na promjene temperature okoline na nižim opterećenjima propulzijskog sustava. Porastom opterećenja propulzijskog sustava osjetljivost visokotlačnog kućišta na promjenu temperature okoline se smanjuje, te je kod najvećih opterećenja osjetljivost najmanja. Niskotlačno kućište glavne turbine ima sličnu distribuciju osjetljivosti na promjenu temperature okoline kao i visokotlačno kućište, s tim da je porastom opterećenja osjetljivost na promjenu temperature okoline ravnomjernije raspoređena u odnosu na visokotlačno kućište. Na maksimalni tehnički rad negativno utječe viša temperatura okoline u odnosu na referentnu temperaturu jer se nemože iskoristiti niža potencija referentne temperature okoline, te je u tome smislu osjetljiv na promjene.

Tablica 4.1 Ispitivanje osjetljivosti eksergijske učinkovitosti visokotlačnog kućišta glavne turbine pri promjeni temperature okoline

Brzina vrtnje osoviniskog voda [min ⁻¹]	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 10 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 20 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 30 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 40 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 50 °C	Razlika eksergijskih učinkovitosti između krajnjih temperatura okoline (10 °C – 50 °C)
25,58	51,50	50,63	49,79	48,98	48,20	3,30
34,33	57,40	56,55	55,72	54,92	54,14	3,26
41,78	60,82	59,98	59,17	58,39	57,63	3,19
53,50	70,81	70,09	69,38	68,69	68,01	2,80
56,65	71,74	71,03	70,34	69,66	68,99	2,75
61,45	64,19	63,39	62,60	61,84	61,10	3,09
62,52	68,43	67,67	66,94	66,21	65,51	2,92
63,55	73,14	72,45	71,78	71,12	70,47	2,67
65,10	74,85	74,20	73,55	72,91	72,29	2,56
66,08	75,74	75,08	74,46	73,84	73,23	2,51
67,68	77,13	76,50	75,89	75,30	74,71	2,42
68,66	77,83	77,23	76,64	76,05	75,47	2,36
69,49	76,55	75,92	75,30	74,70	74,10	2,45
70,37	76,32	75,68	75,07	74,45	73,84	2,48
71,03	75,72	75,07	74,43	73,82	73,20	2,52
73,09	75,71	75,07	74,42	73,80	73,20	2,51
74,59	80,53	79,99	79,44	78,91	78,38	2,15
76,56	80,89	80,35	79,81	79,29	78,77	2,13
78,41	81,97	81,45	80,94	80,43	79,93	2,04
79,46	82,64	82,13	81,64	81,15	80,65	1,98
80,44	83,68	83,20	82,73	82,26	81,80	1,88
81,49	83,18	82,69	82,21	81,73	81,25	1,93
82,88	85,00	84,54	84,11	83,66	83,24	1,76
83,00	83,22	82,74	82,24	81,77	81,29	1,93

Tablica 4.2 Ispitivanje osjetljivosti eksergijske učinkovitosti niskotlačnog kućišta glavne turbine na promjenu temperature okoline

Brzina vrtnje osoviniskog voda [min ⁻¹]	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 10 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 20 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 30 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 40 °C	Eksergijska učinkovitost pri temperaturi okoline od 50 °C	Razlika eksergijskih učinkovitosti između krajnjih temperatura okoline (10 °C – 50 °C)
25,58	67,24	66,48	65,72	64,99	64,27	2,97
34,33	67,23	66,46	65,71	64,97	64,25	2,98
41,78	75,34	74,69	74,05	73,42	72,80	2,54
53,50	80,92	80,38	79,85	79,32	78,80	2,12
56,65	75,91	75,27	74,64	74,02	73,41	2,50
61,45	86,23	85,81	85,40	84,99	84,58	1,65
62,52	82,86	82,36	81,87	81,38	80,90	1,96
63,55	80,34	79,78	79,24	78,70	78,17	2,17
65,10	78,47	77,87	77,29	76,72	76,15	2,32
66,08	78,27	77,68	77,09	76,51	75,94	2,33
67,68	77,99	77,39	76,80	76,22	75,64	2,35
68,66	77,42	76,80	76,20	75,61	75,02	2,39
69,49	78,61	78,02	77,44	76,87	76,31	2,31
70,37	78,98	78,40	77,83	77,26	76,71	2,28
71,03	79,68	79,11	78,55	78,00	77,45	2,22
73,09	80,60	80,05	79,51	78,98	78,45	2,15
74,59	77,53	76,92	76,32	75,73	75,15	2,39
76,56	77,90	77,30	76,71	76,12	75,54	2,36
78,41	77,72	77,11	76,52	75,93	75,35	2,37
79,46	77,92	77,31	76,72	76,13	75,56	2,36
80,44	78,83	78,24	77,66	77,10	76,54	2,29
81,49	79,22	78,64	78,07	77,51	76,96	2,26
82,88	78,45	77,86	77,27	76,70	76,13	2,32
83,00	79,90	79,33	78,78	78,23	77,69	2,21

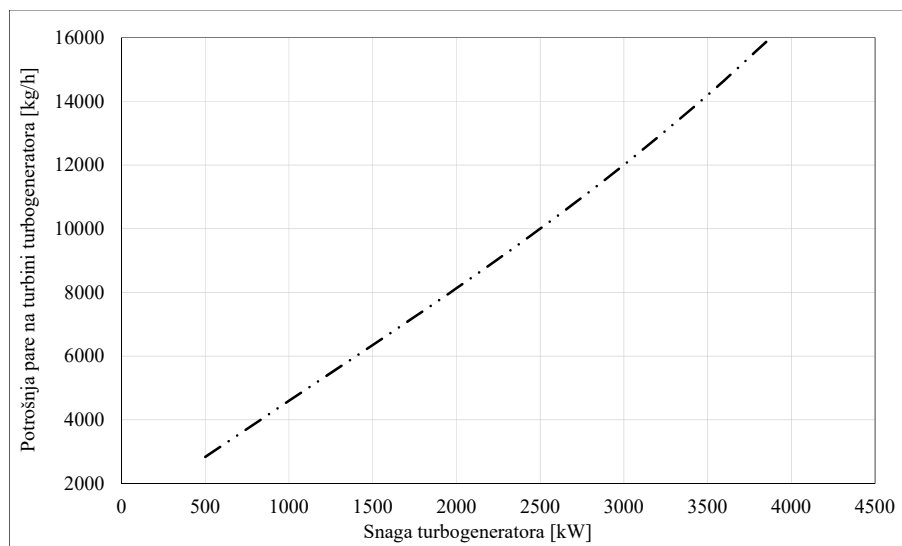
4.2 Turbogeneratori

Brodsko parnoturbinsko postrojenje opremljeno je s dva turbogeneratora maksimalne snage 3850 kW po jedinici. Svaki turbogenerator sastoji se od kondenzacijske parne turbine s devet Rateau stupnjeva i električnog generatora. Parna turbina turbogeneratora povezana je s električnim generatorom pomoću reduktora i vratila. Parna turbina turbogeneratora može raditi

i ako je tlak pare na izlazu iz turbine atmosferski (atmosferki režim rada). U atmosferskom režimu rada, parna turbina turbogeneratorska ograničena je snagom, odnosno u tom režimu može raditi jedan turbogenerator uz maksimalnu snagu od 2640 kW. Pored konstrukcijskog ograničenja u radu turbine turbogeneratorska u atmosferskom režimu rada, dodatno ograničenje odnosi se na atmosferski kondenzator koji je konstruiran za protok ispušne pare iz turbine turbogeneratorska do 12500 kg/h, te je tako maksimalna snaga na izlazu iz turbine turbogeneratorska u atmosferskom režimu rada dodatno smanjena na 1960 kW (jedan turbogenerator). U navigaciji, turbogeneratori većinom rade u paralelnom radu zbog sigurnosnih razloga, te podjednako dijele ukupnu snagu za proizvodnju električne energije.

4.2.1 Potrošnja pare na parnoj turbini turbogeneratorska

Potrošnja pare na parnoj turbini turbogeneratorska dobivena je mjerenjem od strane proizvođača prema Slici 4.13.



Slika 4.13 Potrošnja pare turbogeneratorska [68]

Korelacija za potrošnju pare u ovisnosti o promjeni snage prikazana je polinomom trećeg stupnja:

$$\dot{m}_{TG} = 6,75 \cdot 10^{-8} \cdot P_{TG}^3 - 2,34787110^{-4} \cdot P_{TG}^2 + 3,764233 P_{TG} + 100293 \quad (4.40)$$

$$R^2 = 0,999943$$

gdje su:

P_{TG} - mjerena snaga turbogeneratorska na sabirnicama, kW

\dot{m}_{TG} - količina pare, kg/h

Proizvođač nije dao korekcijske faktore za temperaturu i tlak pa bi ukupna potrošnja pare glasila:

$$\dot{m}_{TG} = \frac{P_{TG}}{\eta_1 \cdot \eta_m \cdot f_t \cdot f_p \cdot f_{vac} \cdot (h_1 - h_2)} \quad (4.41)$$

gdje su:

P_{TG} - snaga turbogeneratorsa na sabirnicama, kW

η_1 - energijska učinkovitost generatora

η_m - mehanička učinkovitost

f_t - korekcijski faktor potrošnje pare u odnosu na temperaturu pare na ulazu u turbinu

f_p - korekcijski faktor potrošnje pare u odnosu na tlak pare na ulazu u turbinu

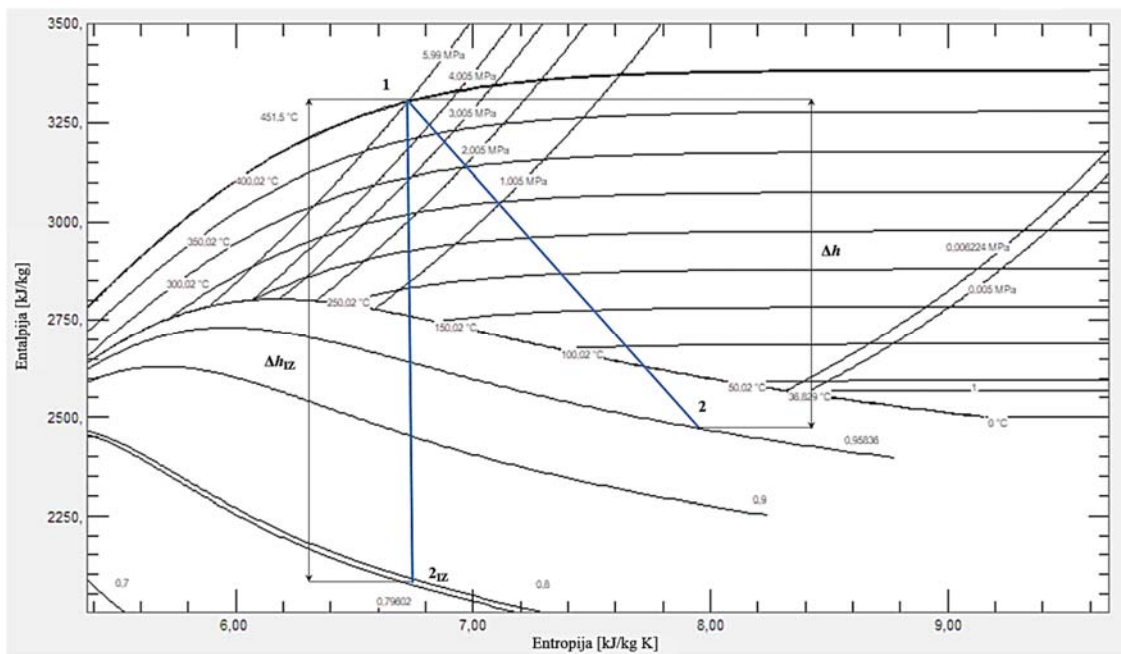
f_{vac} - korekcijski faktor potrošnje pare u odnosu na tlak glavnog kondenzatora.

h_1 - entalpija pare na ulazu u turbogenerator, kg/s

h_2 - entalpija pare na izlazu iz turbogeneratorsa, kg/s

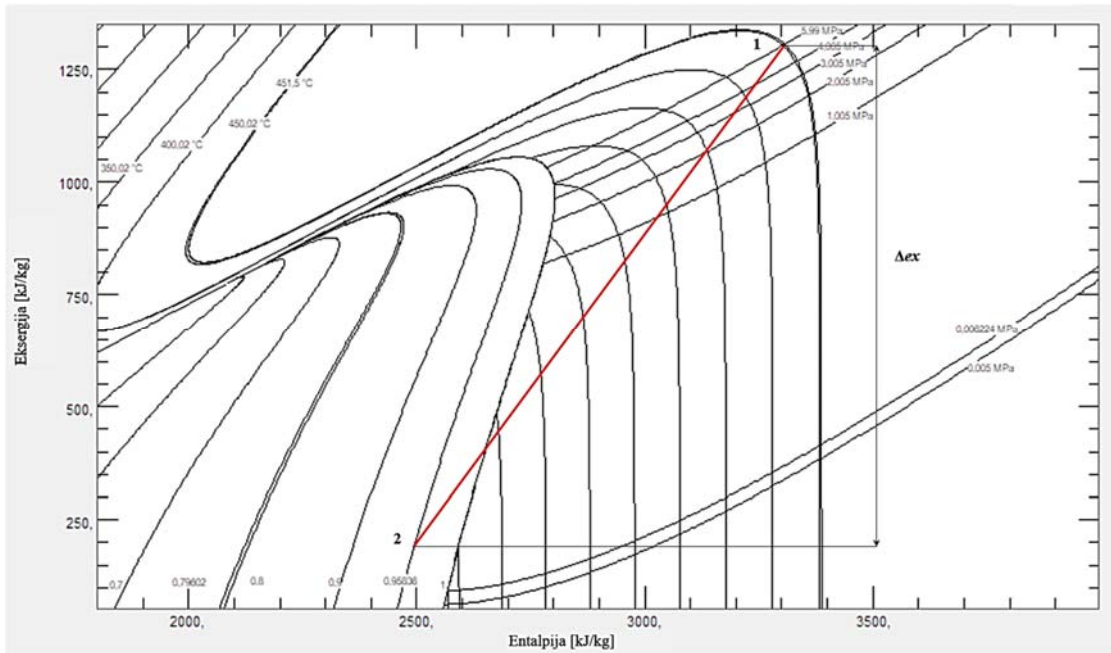
Što ne umanjuje točnost potrošnje pare na turbogeneratoru pri normalnim radnim uvjetima.

Stvarna ekspanzija na turbini pri ukrcaju broda u luci prikazana je u h - s dijagramu [69], na Slici 4.14.



Slika 4.14 Izentropska i stvarna radna točka turbine

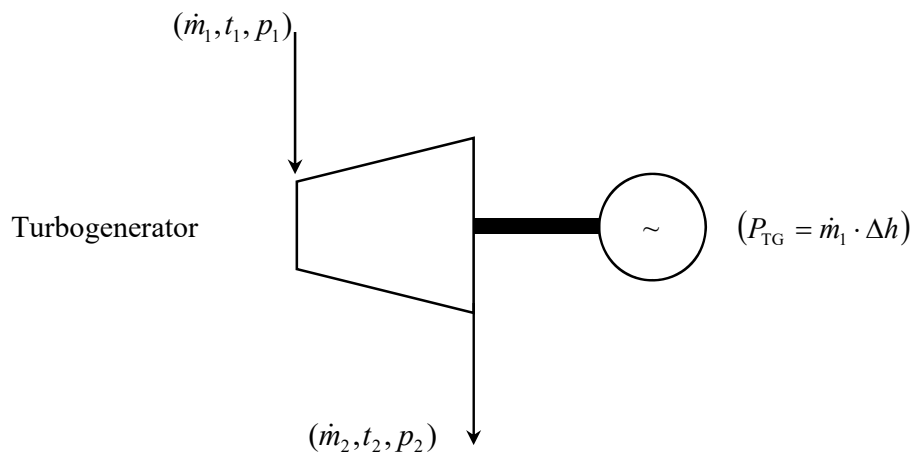
Slika 4.15 prikazuje pad eksergijskih tokova na turbini turbogeneratorsa u ex - h dijagramu [69]. Mjerenja su provedena na ulazu u turbinu. Podatak o tlaku i temperaturi nakon prigušnog ventila u turbinu turbogeneratorsa nije bio dostupan.



Slika 4.15 Eksergijski pad na turbini

4.2.2 Energijske, eksergijske i masene bilance turbogeneratora

Protok mase i energije turbogeneratora prikazan je na slici 4.16:



Slika 4.16 Protok mase i energije parne turbine turbogeneratora

gdje su:

- 1 - ulaz pare u turbinu turbogeneratora
- 2 - izlaz pare iz turbine turbogeneratora

Bilanca masenih protoka turbine:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.42)$$

Izentropska učinkovitost turbine [70], [71], [72], [73]:

$$\eta_{\text{TG}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{IZ}}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2\text{IZ}})} \quad (4.43)$$

Specifična entalpija na izlazu iz turbine:

$$h_2 = h_1 - \frac{P_{\text{TG}}}{\dot{m}}$$

Bilanca energije turbogeneratora:

$$P_{\text{TG}} + \dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2\text{IZ}}) \quad (4.44)$$

Energijski gubici na turbini su:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2\text{IZ}}) - P_{\text{TG}} \quad (4.45)$$

Energijska učinkovitost turbine:

$$\eta_{\text{TG}} = 1 - \frac{\dot{E}l}{E_{\text{ULAZ}}} = \frac{E_{\text{IZLAZ}}}{E_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2\text{IZ}}) - P_{\text{TG}}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2\text{IZ}})} = \frac{P_{\text{TG}}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2\text{IZ}})} \quad (4.46)$$

Bilanca eksergije turbine pri stvarnoj (politropskoj) ekspanziji:

$$P_{\text{TG}} + \dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) \quad (4.47)$$

Eksergijski gubici na turbini su:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{\text{TG}} \quad (4.48)$$

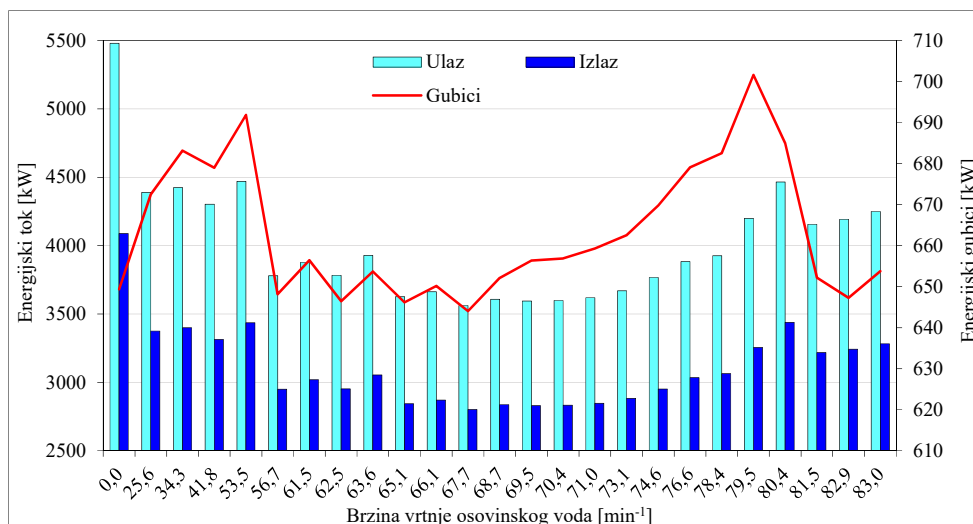
Eksergijska učinkovitost turbine:

$$\eta_{\text{II}} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}x_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{\text{TG}}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} = \frac{P_{\text{TG}}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} \quad (4.49)$$

4.2.3 Energijska i eksergijska analiza turbogeneratora

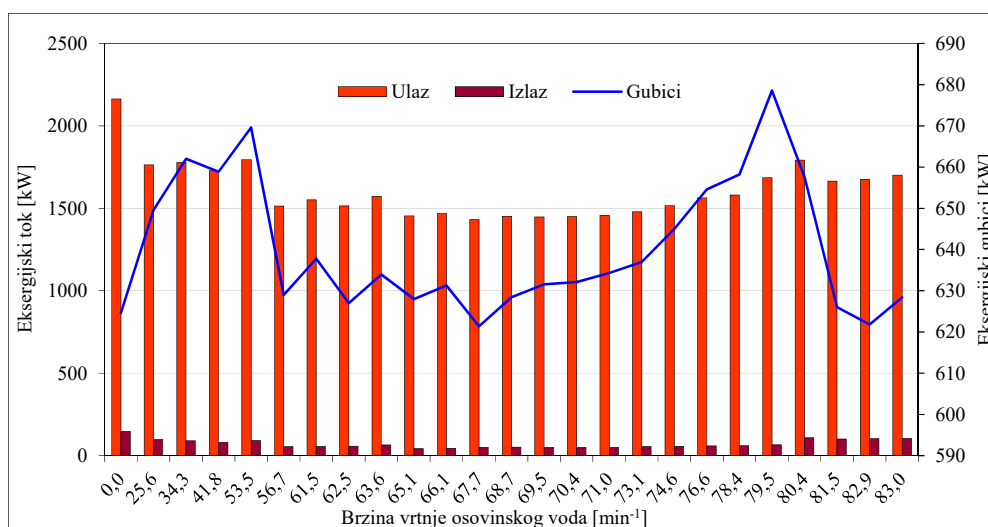
Pri izvođenju manevra tijekom odlaska broda iz luke turbogeneratori razvijaju snagu od oko 2800 kW ukupno, zato jer tada radi nekoliko većih potrošača energije, kao što su pramčani vijak te pritezna i siderna vitla, Slika 4.17. Trenutak isključenja pojedinih uređaja s mreže ovisi o procjeni zapovjednika. Ti padovi energijskih tokova vide se nakon pokretanja broda. Na dodatni pad energijskog toka na turbogeneratorima utječe isključenje pumpe mora za hlađenje glavnog kondenzatora te početak rada hlađenjem glavnog kondenzatora samoprotočnim cirkulacijskim sustavom. Nakon brzine vrtnje od 67,7 min⁻¹, energijski tok na turbogeneratorima ponovno raste, na što utječe povećana potrošnja plina u generatorima pare koja je potrebna u obliku električne energije za pogon kompresora koji šalje ispareni metan

prema generatorima pare [73]. Energijski gubici na turbogeneratoru pravilno su raspoređeni tijekom cijelog područja ispitivanja rada, i kreću se u vrijednostima ispod 710 kW.



Slika 4.17 Energijski tokovi i energijski gubici turbogeneratora pri promjeni opterećenja osovinskog voda

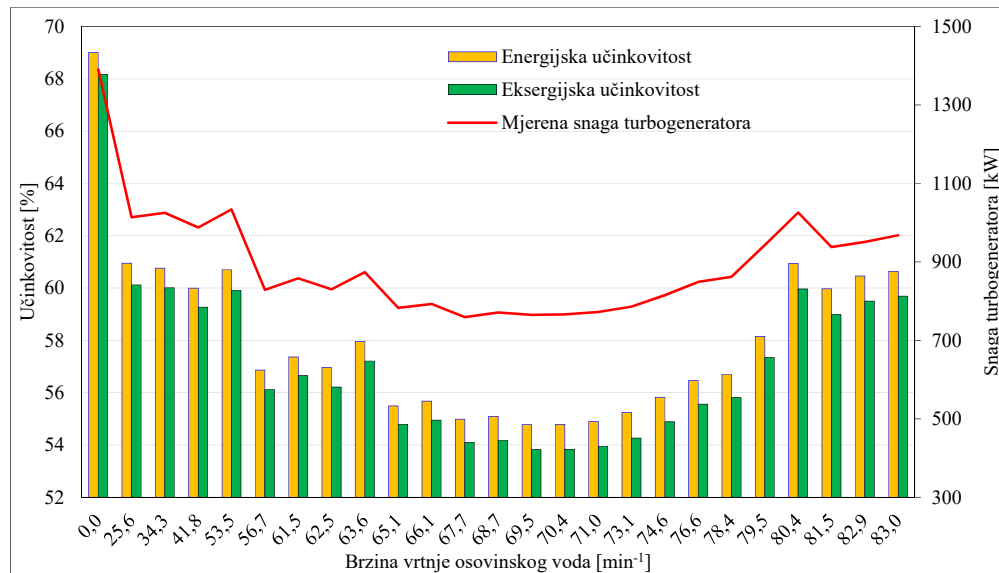
Na Slici 4.18 prikazani su eksergijski tokovi na ulazu i izlazu iz turbogeneratora. Vidljivo je da su eksergijski tokovi na ulazu višestruko veći od izlaznih tokova. Do višestrukih razlika u visini amplitude ulaznih i izlaznih eksergijskih tokova u odnosu na veličinu amplitude ulaznih i izlaznih energijskih tokova dolazi stoga što eksergijska analiza sadrži u sebi elemente drugog zakona termodinamike gdje se prepoznaje kvaliteta pare na izlazu, odnosno što je i vidljivo iz same slike gdje para na izlazu iz turbogeneratora ima mali radni potencijal. Eksergijski gubici kreću se u vrijednostima ispod 650 kW.



Slika 4.18 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbogeneratora pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Porast gubitaka eksergije, pri brzini vrtnje osovinskog voda od $67,7 \text{ min}^{-1}$ uzrokovan je porastom dovedene mase pare na turbogenerator uslijed prethodno opisanog pogonskog procesa, gdje parna turbina turbogeneratora radi u nepovoljnom režimu rada sve do brzine vrtnje od $79,5 \text{ min}^{-1}$ nakon čega se gubici smanjuju zbog porasta jedinične snage na turbogeneratorima uslijed povećane potrošnje električne energije kompresora plina za generatore pare. Nepovoljan rad turbina u tom području uzrokovan je malim opterećenjem jedinica u paralelnom radu.

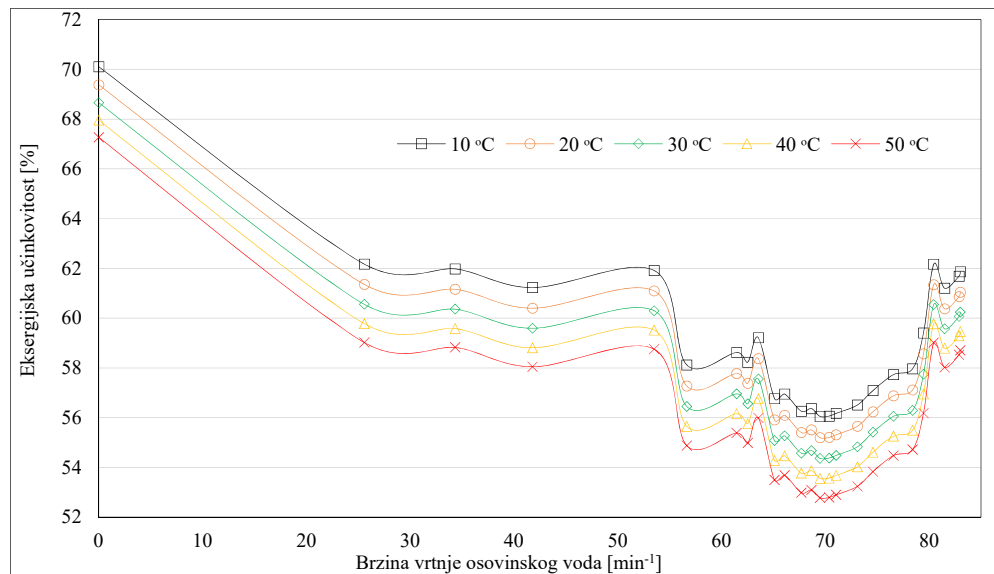
Eksergijska i energijska učinkovitost turbogeneratora manja je u odnosu na glavnu pogonsku turbinu te je direktno ovisna o proizvedenoj električnoj snazi na turbogeneratorima. Porastom snage na turbogeneratoru smanjuje se specifična potrošnja pare, što utječe na stupanj učinkovitosti pa je s termodinamičkog gledišta neopravdano držati turbogeneratore u paralelnom radu na manjim opterećenjima, Slika 4.19. Međutim kako brodovi prolaze različitim rizičnim plovnicama gdje postoji opasnost od ugroze broda napadima gusara, ratnim djelovanjima, lošim vremenskim prilikama, prolascima kanalima i zaljevima [74] itd, ipak prednost nad učinkovitosti pogona preuzima sigurnost posade, broda i tereta koji se prevozi te se s tog aspekta mora sagledati cjelokupna problematika plovidbenog pothvata.



Slika 4.19 Energijska i eksergijska učinkovitost turbogeneratora u odnosu na mjerenu snagu pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Ispitivanje eksergijske osjetljivosti turbogeneratora na promjenu temperature okoline prikazano je na Slici 4.20. Eksergijska učinkovitost pada porastom temperature okoline za promatrani uređaj, te slijedi primjer iz glavne pogonske turbine. Najveći pad eksergijske učinkovitosti pri porastu temeprature događa se pri nižim opterećenjima turbogeneratora gdje

ta vrijednost dostiže nižu učinkovitost za oko 3%. Eksergijski gledano turbogenerator ostvaruje manje eksergijske gubitke pri nižim ispitivanim temperaturama okoline, te u tim područjima radi učinkovitije.



Slika 4.20 Kretanje eksergijske učinkovitosti turbogeneratora pri promjeni temperature okoline.

4.3 Glavna napojna pumpa i pogonska turbina pumpe

Napojna pumpa koristi se u brodskom strojnom parnom ciklusu za podizanje tlaka napojne vode i napajanje brodskih generatora pare vodom. Parna turbina napojne pumpe sastoji se od jednog Curtis kola koje pogoni napojnu pumpu. Centrifugalna pumpa izvedena je u tri stupnja. Rotor prvog stupnja izveden je tako da ima usis s dvije strane kako bi se kompenzirale aksijalne sile na pumpi, dok ostala dva rotora imaju usise s jedne strane osovine pumpe. Na brodu su ugrađene dvije jedinice od kojih jedna radi, dok je druga u pripravnosti. Kako bi pumpa bila spremna za uporabu u što kraćem vremenu izveden je sustav zagrijavanja turbine napojne pumpe. Turbina napojne pumpe pokreće se parom za zagrijavanje parne turbine na minimalnim brzinama vrtnje bez dobave pumpe. Karakteristike glavne napojne pumpe su [75]:

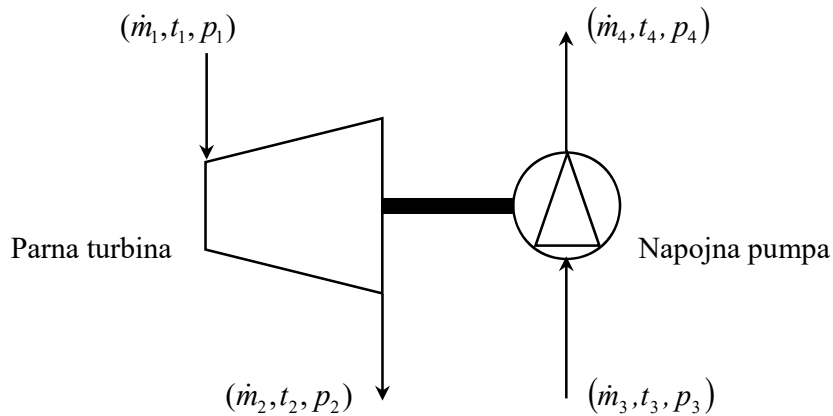
- Kapacitet: 175 m³/h
- Visina dobave: 818 m
- Snaga turbine napojne pumpe: 570 kW

4.3.1 Snaga turbine napojne pumpe

Protok mase i energije je prikazan na Slici 4.21:

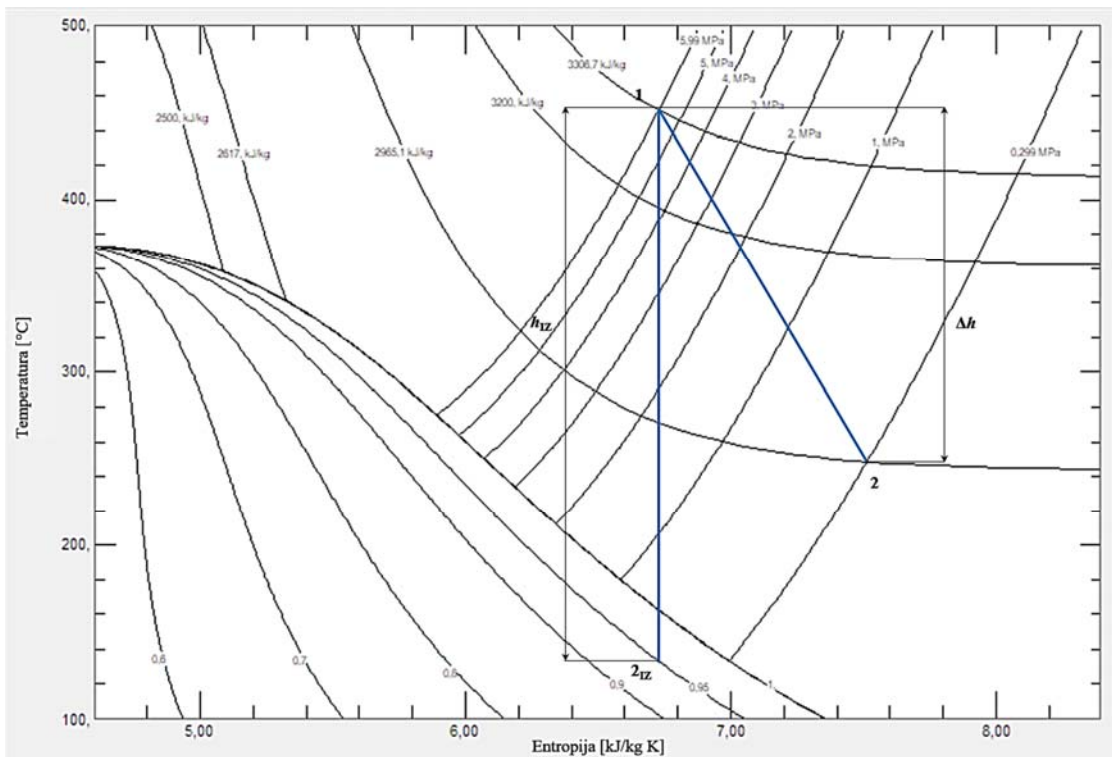
gdje su:

- 1 - ulaz pare u turbinu napojne pumpe
- 2 - izlaz pare iz turbine napojne pumpe
- 3 - ulaz napojne vode u napojnu pumpu
- 4 - izlaz napojne vode iz napojne pumpe



Slika 4.21 Protok mase i energije napojne pumpe

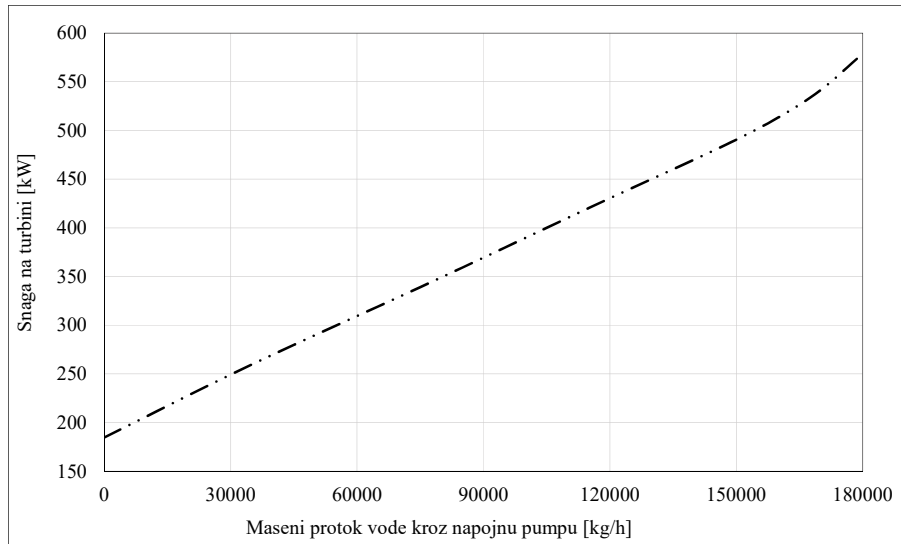
Politropska i izentropska ekspanzija na turbini napojne pumpe pri ukrcanju broda u luci prikazana je u h - s dijagramu [69], na Slici 4.22.



Slika 4.22 Izentropska ekspanzija i stvarna radna točka turbine

Mjerenja su vršena na ulazu u turbinu. Podatak o tlaku i temperaturi nakon prigušnog ventila u turbinu napojne pumpe nije bio dostupan.

Snaga turbine napojne pumpe prikazana je kao funkcija dobave napojne pumpe \dot{Q}_p u kg/h, polinomom šestog stupnja Slika 4.23.



Slika 4.23 Promjena snage na turbini napojne pumpe [75]

$$\begin{aligned}
 P_{NP} = & 1,45556 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right)^6 - 1,83137 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right)^5 + 8,44936 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right)^4 \\
 & - 1,68178 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right)^3 + 1,15059 \cdot 10^{-1} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right)^2 + 7,55203 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_p}{3600}\right) + 184,65 \quad (4.50)
 \end{aligned}$$

$$R^2 = 0,999833$$

gdje su:

P_{NP} - snaga na turbini napojne pumpe, kW

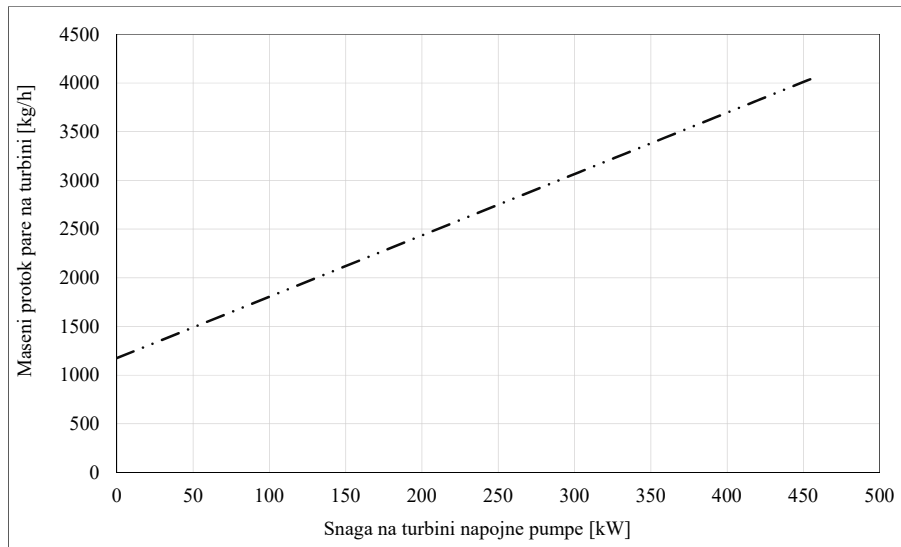
\dot{Q}_p - dobava napojne pumpe, kg/h.

4.3.2 Potrošnja pare na turbini napojne pumpe

Potrošnja pare na turbini napojne pumpe izražava se snagom P_{NP} kW, polinomom prvog stupnja prema dijagramu potrošnje pare od strane proizvođača, Slika 4.24:

$$\dot{m}_{NP} = (0,0063 \cdot P_{NP} + 1,1775) \cdot 1000 \quad (4.51)$$

$$R^2 = 0,9999$$



Slika 4.24 Potrošnja pare na turbini u ovisnosti o snazi napojne pumpe bez dodatne sapnice na turbini napojne pumpe [75]

4.3.3 Energijske, eksergijske i masene bilance turbine i napojne pumpe

Bilanca masenih protoka turbine [14]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.52)$$

Izentropska učinkovitost turbine:

$$\eta_1 = \frac{\Delta h}{\Delta h_{IZ}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2IZ})} \quad (4.53)$$

Specifična entalpija na izlazu iz turbine:

$$h_2 = h_1 - \frac{P_{NP}}{\dot{m}}$$

Energijska bilanca turbine:

$$P_{NP} + \dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) \quad (4.54)$$

Energijski gubici turbine:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) - P_{NP} \quad (4.55)$$

Energijska učinkovitost turbine:

$$\eta_1 = 1 - \frac{El}{E_{ULAZ}} = \frac{E_{IZLAZ}}{E_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) - P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} = \frac{P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} \quad (4.56)$$

Eksergijska bilanca turbine:

$$P_{NP} + \dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) \quad (4.57)$$

Eksergijski gubici turbine:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{NP} \quad (4.58)$$

Eksergijska učinkovitost turbine:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} = \frac{P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} \quad (4.59)$$

Bilanca masenih tokova napojne pumpe [14], [76]:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.60)$$

Energijska bilanca napojne pumpe:

$$P_{NP} - El = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.61)$$

Energijski gubici napojne pumpe:

$$\dot{E}l = P_p - \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.62)$$

Energijska učinkovitost napojne pumpe:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)}{P_{NP}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)}{P_{NP}} \quad (4.63)$$

Eksergijska bilanca napojne pumpe [77], [78]:

$$P_{NP} - \dot{E}xd = \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3) \quad (4.64)$$

Eksergijski gubici napojne pumpe:

$$\dot{E}xd = P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3) \quad (4.65)$$

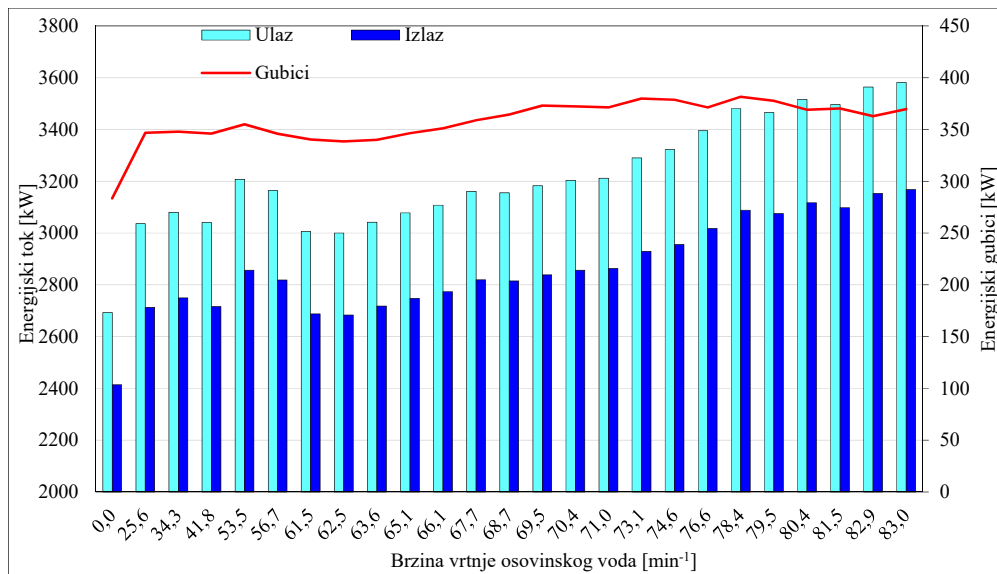
Eksergijska učinkovitost napojne pumpe:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3)}{P_{NP}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3)}{P_{NP}} \quad (4.66)$$

4.3.4 Energijska i eksergijska analiza turbine napojne pumpe i napojne pumpe

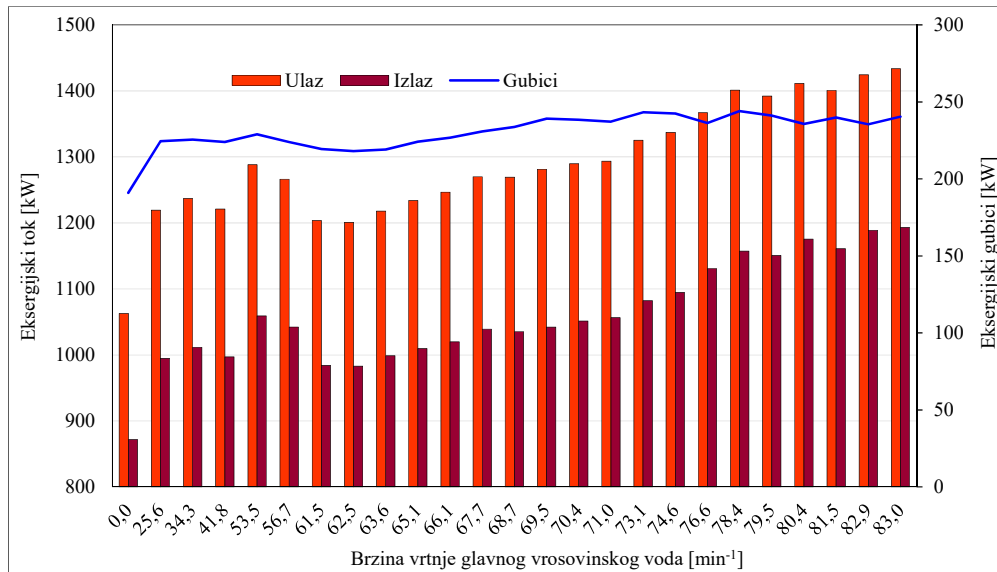
Energijski gubici turbinskog kućišta glavne napojne pumpe, prikazani su na Slici 4.25. Energijski gubici turbine napojne pumpe veći su u cijelom promatranom području rada od eksergijskih gubitaka koji su prikazani na Slici 4.26. Najmanja razlika gubitaka je tijekom ukrcaja tereta. U donjim režimima brzina osovinskog voda napojna pumpa radi u recirkulaciji, te vraća jedan dio napojne vode natrag u otplinjač. Kako je ovdje riječ o eksploatacijskim uvjetima, recirkulacija napojne vode iz napojne pumpe u otplinjač povećava protok na napojnoj pumpi koja radi u području visokih tlakova. Povećanjem protoka na napojnoj pumpi, povećava se oduzimanje topline s pumpe uslijed izvršenog rada na istoj te se time hladi rotor pumpe pri nižim dobavnim količinama pumpe. Povećanim protokom smanjuje se kavitiranje rotora pumpe čime se napojna pumpa štiti od propadanja. Recirkulacija napojne pumpe pri nižim

brzinama vrtnje osovinskog voda je čisti gubitak energije. Pri većim brzinama vrtnje osovinskog voda velika količina dovedene energije na ulazu, a koja se koristi za rad turbine napojne pumpe može se smanjiti nižim tlakom pare na izlazu iz turbine napojne pumpe općenito gledajući u cijelom području rada. Smanjenje tlaka izlazne pare moralo bi pratiti optimizirane uvjete brzine punjenja generatora pare vodom zbog povećanja protoka pare na istima. Porast energijskih gubitaka u tom režimu rada uvjetuje i rad turbine napojne pumpe u protutlačnom režimu rada. Eksploatacijski uvjeti rada diktiraju tlak na izlazu iz turbine napojne pumpe jer ispušna para odlazi na otplinjač i ostale potrošače.



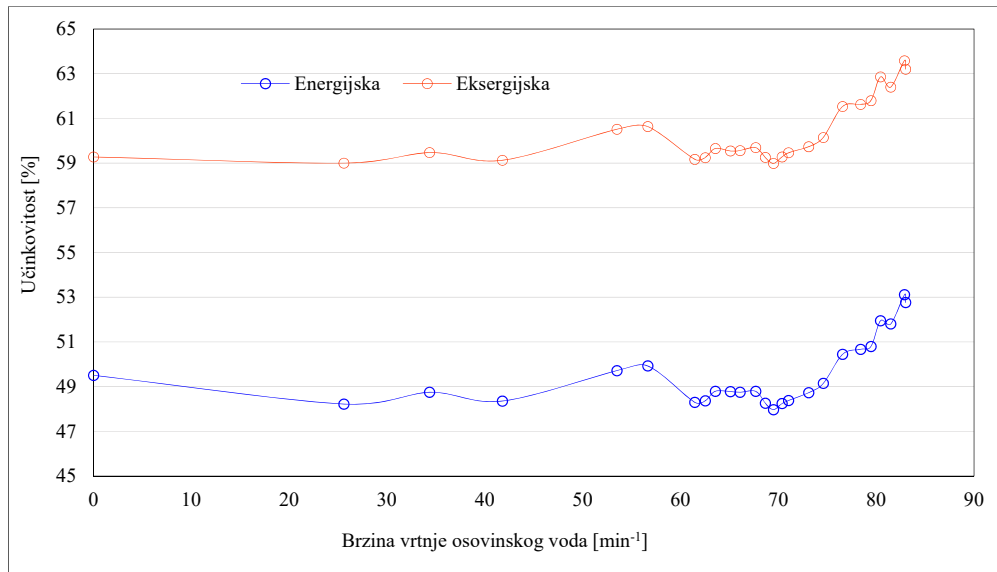
Slika 4.25 Energijski tokovi i energijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Kvaliteta izlaznih eksergijskih tokova vidljiva je na Slici 4.26, a gdje je radni potencijal još uvijek relativno visok i može se iskoristiti za daljnja dogrijavanja u sustavu. Kako su gubici eksergije manji od gubitaka energije turbine napojne pumpe time je i eksergijska učinkovitost turbine veća od energijske učinkovitosti, što je uglavnom povezano s nižim gubicima entropije pri protutlačnom radnom režimu.



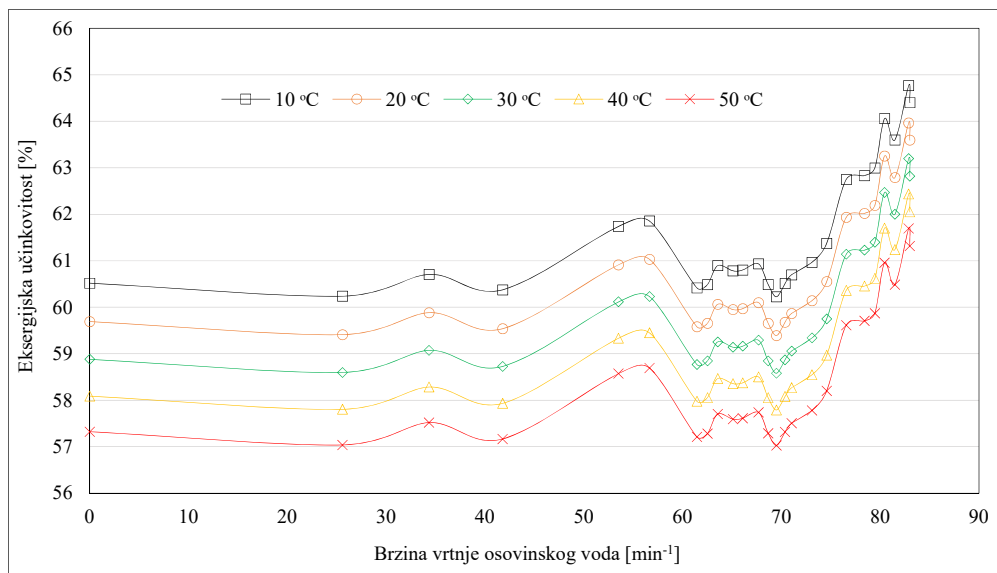
Slika 4.26 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda

Energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe prikazana je na Slici 4.27, gdje se vidi da je energijska učinkovitost turbine napojne pumpe slabija u cijelom režimu rada, upravo zbog većih energijskih gubitaka. Povećanje opterećenja turbine napojne pumpe povoljno djeluje na učinkovitost te ona raste. Turbinska jedinica napojne pumpe je uređaj koji ima najveću razliku energijske i eksergijske učinkovitosti od svih ostalih analiziranih turbinskih strojeva. Nepovoljna učinkovitost turbine napojne pumpe uzrokovana je sljedećim razlozima: Curtis kolo prerađuje veliki toplinski pad, ali ima manju učinkovitost. Idealno Curtisovo kolo s dva reda lopatica ima učinkovitost na lopaticama 75% [79]. U eksploatacijskim uvjetima te su vrijednosti ispod 65%. Protutlačni rad turbine napojne pumpe povećava gubitke izlazne energije i eksergije ali povoljnije djeluje na eksergijsku učinkovitost promatrane turbine napojne pumpe.



Slika 4.27 Energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda

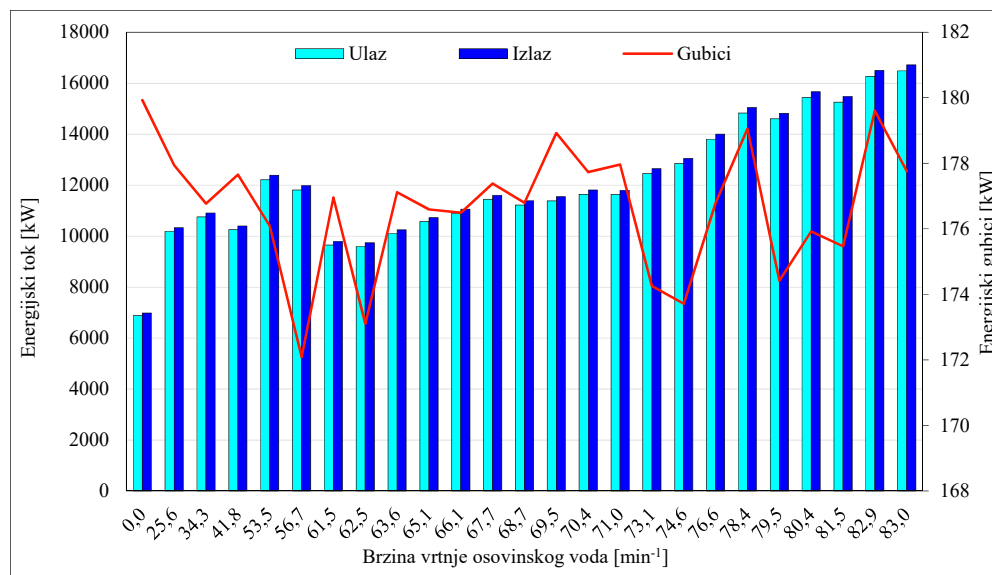
Eksergijska učinkovitost u odnosu na promjenu temperature okoline prikazana je na Slici 4.28.



Slika 4.28 Kretanje eksergijske učinkovitosti turbine napojne pumpe pri promjeni temperature okoline.

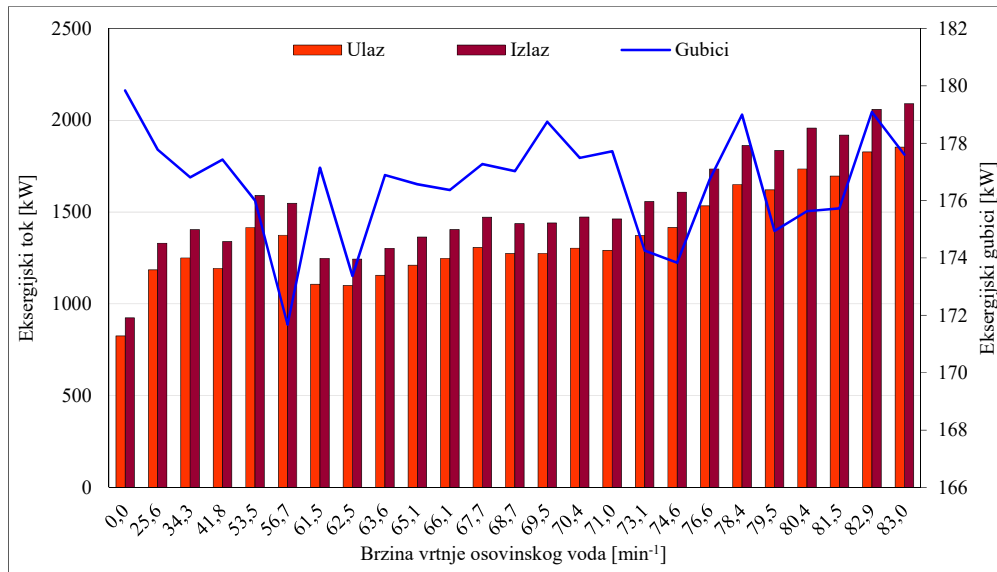
Turbina napojne pumpe ponaša se kao i ostale turbinske grupe koje su bile ispitivane, te joj se s porastom temperature okoline smanjuje eksergijska učinkovitost. U odnosu na ostale turbine razlika je u većoj osjetljivosti turbine na promjenu temperature okoline od ostalih anliziranih turbinskih jedinica. Smanjenje učinkovitost pri porastu temperature okoline u promatranom području kreće se oko 4%.

Ulazni i izlazni energijski tokovi te gubici na napojnoj pumpi prikazani su na Slici 4.29. Najveći gubici nastaju za vrijeme ukrcaja broda zbog rada pumpe u recirkulacijskom režimu. Ti gubici mogli bi se smanjiti uvođenjem napojne pumpe lučkog pogona. Napojna pumpa lučkog pogona trebala bi biti manjeg kapaciteta i manje snage od glavne napojne pumpe, čime bi se spriječilo stvaranje gubitka pri nižim brzinama vrtnje osovinskog voda.



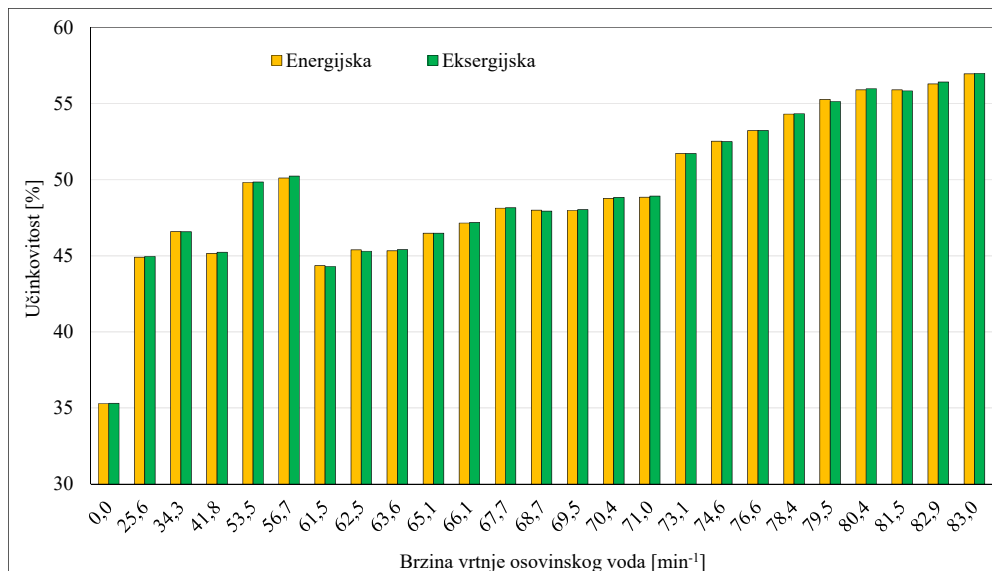
Slika 4.29 Energijski tokovi i energijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja

Iako su amplitude eksergijskih tokova ulaza i izlaza napojne pumpe manje od energijskih tokova, veličina eksergijskih gubitaka gotovo je identična energijskim gubicima, Slika 4.30. Ponovno najnepovoljnije radno područje je tijekom ukrcaja tereta te pri manevriranju broda, odnosno radu napojne pumpe u recirkulacijskom režimu. Eksergijski gubici imaju trend smanjivanja u području rada nakon manevriranja broda zbog smanjivanja recirkulacije pumpe te u području oduzimanja s glavne pogonske turbine zbog održavanja protoka pri povećanim snagama, zbog povoljnog učinka regeneracije na parnoturbinski sustav. Energijski i eksergijski gubici gotovo se podudaraju u obje provedene analize. Do približavanja veličina gubitaka prilikom energijske i eksergijske analize dolazi zbog toga što se analiza provodi s tekućim medijem, koji ima mali radni potencijal, a koji eksergijska analiza uzima u obzir.



Slika 4.30 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja

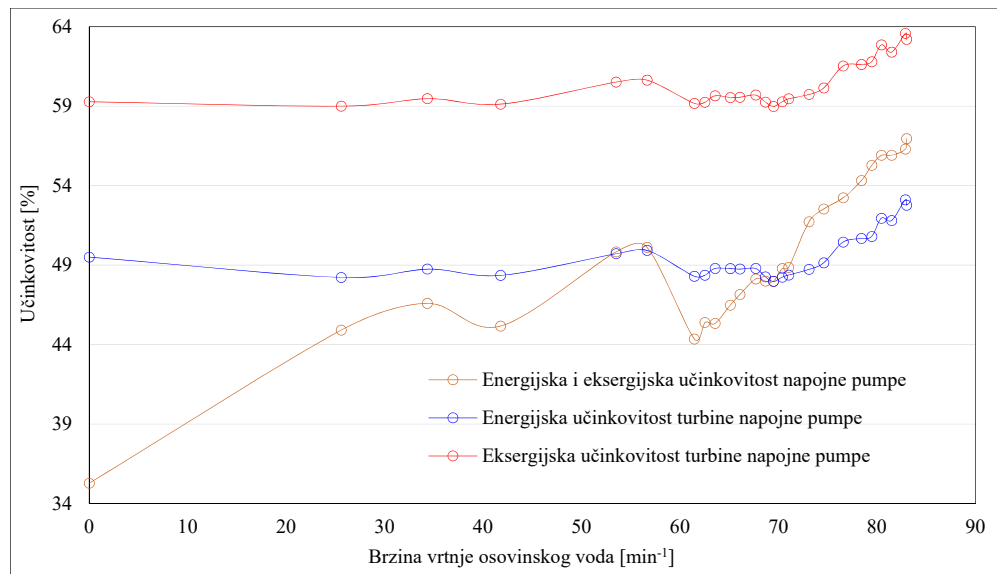
Usporedba enerzijske i ekserzijske učinkovitosti pumpe vidi se na Slici 4.31. Kako se ovdje radi o kapljevini, učinkovitost je pri promjeni opterećenja osovinskog voda podjednaka, odnosno razlike u učinkovitosti su zanemarive. Također vidi se da pojačan protok u recirkulacijskom režimu rada napojne pumpe nakon manevra djeluje povoljno na smanjenje gubitaka napojne pumpe, odnosno učinkovitost napojne pumpe u tom području raste jer prestaje recirkulacija napojne pumpe.



Slika 4.31 Enerzijska i ekserzijska učinkovitost napojne pumpe pri promjeni opterećenja

Na Slici 4.32 prikazane su usporedne analize učinkovitosti turbine i napojne pumpe. Trend ekserzijske i enerzijske učinkovitost napojne pumpe je gotovo identičan. Na prikazanoj slici

vidi se da je turbina eksergijski učinkovitiji uređaj od pumpe tijekom cijelog mjernog područja. Na učinkovitost pumpe djeluje protok napojne vode, koji je u recirkulacijskom području slabiji nego kasnije. Recirkulacija vode u području brzina vrtnje od 50 do 60 min^{-1} na osovinskom vodu te porast opterećenja na generatorima pare povoljno djeluje na energijski učinak pumpe, koji u tom dijelu nadilazi energijski učinak turbinske strane napojne pumpe. Daljnim porastom opterećenja učinak pumpe prelazi energijski učinak turbinske jedinice ali eksergijski je i dalje manji u cijelom području rada napojne pume. Općenito u gornjim režimima rada pumpa je učinkovitiji uređaj u energijskom smislu od turbine napojne pumpe.



Slika 4.32 Usporedba energijske i eksergijske učinkovitosti turbine i napojne pumpe pri promjeni opterećenja

Ispitivanje osjetljivosti napojne pumpe na promjenu temperature okoline ne bi imalo smisla kako je riječ o kapljevini gdje se kvaliteta energije mijenja vrlo malo pri takvom agregatnom stanju.

Analiza rada turbonapojne pumpe s dodatnom sapnicom uzima se u obzir samo ako prostori brtvljenja između stupnjeva visokotlačne napojne pumpe ne brtve zadovoljavajuće te onda dolazi do pada tlaka na izlazu iz napojne pume. Kako se napojna pumpa nebi otvarala prije odlaska broda u dok, otvara se dodatna sapnica na napojnoj pumpi čime se podiže snaga na turbini napojne pumpe te se time kompenzira gubitak na strani napojne pumpe.

4.4 Generatori pare

Brodsko parnoturbinsko postrojenje opremljeno je s dva zrcalno okrenuta generatora pare Mitsubishi MB-4E-KS [80]. Ova vrsta generatora pare ima kombinaciju gorionika koji mogu izgarati tekuće gorivo te prirodni plin. Gorionici su smješteni na vrhu ložišta, tako da se plamen izgaranja i dimni plinovi unutar samog generatora pare kreću u obliku slova U. Generator pare sastoji se od parnog i vodenog bubnja koji su spojeni silaznim vodenim cijevima koje se nalaze van ložišta te generirajućim uzlaznim cijevima. Ovakvom konstrukcijskom izvedbom stvara se razlika u gustoći vode i mjehurića pare te dolazi do prirodne cirkulacije unutar generatora pare. Ložište generatora pare obloženo je snopovima ekranskih cijevi koje su međusobno zavarene te tako čine plinsko nepropusni spoj. Na izlaznom dijelu struje dimnih plinova nalazi se snop cijevi za pregrijavanje pare, nakon kojih dimni plinovi prolaze zagrijač vode te odlaze u atmosferu, pri temperaturama od oko 150 ~180 °C, u ovisnosti od opterećenja generatora pare. Ova vrsta generatora pare proizvodi pregrijanu paru koja ide na turbinsku grupu, te rashlađenu pregrijanu paru koja je pregrijana, ali je temperatura na izlazu iz generatora samnjena, a koja služi za pomoćne službe u pogonu.

Brodski generatori pare imaju sljedeće karakteristike:

Maksimalna proizvodnja pare: 2 x 70000 kg/h

Radni tlak: 6,03 MPa

Temperatura pregrijane pare na izlazu iz pregrijača: 515 °C

Temperatura rashlađene pregrijane pare: 293 °C

4.4.1 Količina zraka za izgaranje u generatorima pare

Prirodni plin se sastoji od sljedećih spojeva i njihovih masenih udjela [81]:

CH₄ 0,87955

C₂H₆ 0,08328

C₃H₈ 0,02056

C₄H₁₀ i 0,00272

C₄H₁₀ n 0,00400

N₂ 0,00989

Molni udjeli spojeva u plinu:

$$N_N = \frac{m_N}{M_N} \quad (4.67)$$

gdje su:

m_N – maseni udio goriva, kg/kg

M_N – relativna molekularna masa, kg/kmol

$$N_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{87,955}{16,04} = 5,4834 \rightarrow 94,24\% \quad (4.68)$$

$$N_{C_2H_6} = \frac{m_{C_2H_6}}{M_{C_2H_6}} = \frac{8,328}{30,07} = 0,2769 \rightarrow 4,7591\% \quad (4.69)$$

$$N_{C_3H_8} = \frac{m_{C_3H_8}}{M_{C_3H_8}} = \frac{2,056}{44,09} = 0,0466 \rightarrow 0,8009\% \quad (4.70)$$

$$N_{C_4H_{10}i} = \frac{m_{C_4H_{10}i}}{M_{C_4H_{10}i}} = \frac{0,272}{58,12} = 0,0046 \rightarrow 0,0790\% \quad (4.71)$$

$$N_{C_4H_{10}n} = \frac{m_{C_4H_{10}n}}{M_{C_4H_{10}n}} = \frac{0,400}{58,12} = 0,0068 \rightarrow 0,1168\% \quad (4.72)$$

Teoretska količina zraka za izgaranje prirodnog plina:

$$5,4834 \cdot CH_4 + 0,2769 \cdot C_2H_6 + 0,0466 \cdot C_3H_8 + 0,0046 \cdot C_4H_{10}i + \\ + 0,0068 \cdot C_4H_{10}n + a \cdot (O_2 + 3,76 \cdot N_2) \rightarrow b \cdot CO_2 + c \cdot H_2O + d \cdot N_2 \quad (4.73)$$

$$C \rightarrow b = x = 6,2226$$

$$H \rightarrow 2 \cdot c = y = 12,0409$$

$$N_2 \rightarrow d = a \cdot 3,76 = 46,0338$$

$$O_2 \rightarrow a = b + \frac{c}{2} = 12,2430 \quad (4.74)$$

Omjer zraka i plina za izgaranje:

$$AF = \frac{m_{ZRAKA}}{m_{PLINA}} \quad (4.75)$$

$$AF = \frac{a \cdot 4,76 \cdot M_{ZRAKA}}{(87,955 + 8,328 + 2,056 + 0,272 + 0,400)} = 17,0690 \quad (4.76)$$

Teško gorivo IFO 380 ima slijedeće masene udjele [82]:

C 0,883

H₂ 0,095

O 0,000

S 0,022

Molni udjeli goriva se računaju prema:

$$N_C = \frac{m_C}{M_C} = \frac{88,3}{12,01} = 7,3522 \rightarrow 60,64\% \quad (4.77)$$

$$N_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} = \frac{9,5}{2,02} = 4,7029 \rightarrow 38,79\% \quad (4.78)$$

$$N_S = \frac{m_S}{M_S} = \frac{2,2}{32,06} = 0,0686 \rightarrow 0,56\% \quad (4.79)$$

Bilanca mase goriva:

$$7,3522 \cdot C + 4,7029 \cdot H_2 + 0,0686 \cdot S + a \cdot (O_2 + 3,76 \cdot N_2) \rightarrow b \cdot CO_2 + c \cdot H_2O + d \cdot SO_2 + e \cdot N_2 \quad (4.80)$$

$$C \rightarrow b = 7,3522$$

$$H \rightarrow c = 4,7029$$

$$S \rightarrow d = 0,0686$$

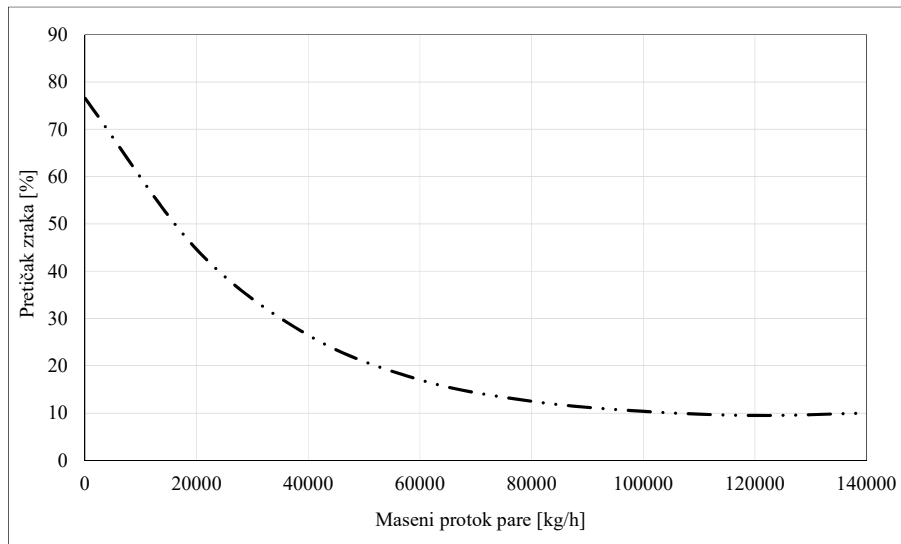
$$N_2 \rightarrow d = a \cdot 3,76 = 36,7436$$

$$O_2 \rightarrow a = \frac{2 \cdot b + c + 2 \cdot d}{2} = 9,7722 \quad (4.81)$$

Odnos goriva i zraka za izgaranje je:

$$AF = \frac{m_{ZRAKA}}{m_{GORIVA}} = \frac{a \cdot 4,76 \cdot M_{ZRAKA}}{(60,64 + 38,79 + 0,56)} = 13,4895 \quad (4.82)$$

Pretičak zraka za izgaranje na generatorima pare održavaju kontrolni algoritmi upravljanja generatorima pare u skladu s Slikom 4.33.



Slika 4.33 Pretičak zraka u odnosu na količinu proizvedene pare na generatoru pare [83]

U eksploataciji generatora pare pretičak zraka moguće je podesiti iznad ili ispod kontrolne linije automatskog upravljanja. Ta upravljačka opcija koristi se tijekom ukrcaja tereta i na sidru, te iznimno ako dođe do pojave tamnijih ispušnih plinova na izlazu iz generatora pare.

Generatori pare na niskim opterećenjima imaju tendenciju smanjenja temperature pregrijane pare, a pretičkom zraka koji ide i iznad programirane krivulje proizvođača održava se potrebna temperatura pregrijane pare. Kod lučkog pogona pretičak zraka se održava u granicama od 1,15 ~ 1,25 od kontrolne linije ako je generator pare ložen tekućim gorivom da bi se održavala temperatura pregrijane pare iznad 450 °C. Aproximacija pretička zraka za izgaranje na oba generatora pare, izvodi se sa polinomom četvrtog stupnja, koji numerički obuhvaća minimalnu količinu zraka za izgaranje s korekcijom:

$$\lambda_z = 3,434 \cdot 10^{-21} \cdot \dot{m}_{GP}^4 - 1,47976 \cdot 10^{-15} \cdot \dot{m}_{GP}^3 + 2,52024 \cdot 10^{-10} \cdot \dot{m}_{GP}^2 - 2,04568 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{m}_{GP} + 1,76557 \quad (4.83)$$

$$R^2 = 0,99981$$

4.4.2 Ogrjevna vrijednost goriva

U proračunu se koristi gornja ogrjevna vrijednost goriva, prema proizvođaču i preporuci iz [59]. Ogrjevna vrijednost plina i teškog goriva je apsolutna vrijednost specifične entalpije izgaranja goriva \bar{h}_c koja se dobije pomoću specifične entalpije formacije \bar{h}_f učesnika u procesu izgaranja na standardnom tlaku od 0,1 MPa i temperaturi od 25 °C [53], [54], [55].

Specifična entalpija izgaranja goriva za plin:

$$\bar{h}_c = H_{\text{PRODUKT}} - H_{\text{REAKCIJA}} = \sum N_p \bar{h}_{f,p}^0 - \sum N_r \bar{h}_{f,r}^0 \quad (4.84)$$

$$\bar{h}_c = (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{CO}_2} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}} - [(N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{CH}_4} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{C}_2\text{H}_6} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{C}_3\text{H}_8} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{C}_4\text{H}_{10i}} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{C}_4\text{H}_{10n}}] \quad (4.85)$$

$$\bar{h}_c = 6,2226 \cdot (-393520) + 12,0409 \cdot (-285830) - [5,4834 \cdot (-74850) + 0,2769 \cdot (-84680) + 0,0466 \cdot (-103850) + 0,0046 \cdot (-134530) + 0,0068 \cdot (-126150)] = -5450171,54, \text{kJ/kmol} \quad (4.86)$$

$$HHV_{\text{LNG}} = \frac{\bar{h}_c}{\sum_{c=1}^{c=5} N_c \cdot M_c} = \frac{-5450171,54}{5,4834 \cdot 16,04 + 0,2769 \cdot 30,07 + 0,0466 \cdot 44,09 + 0,0046 \cdot 58,12 + 0,0068 \cdot 58,12}$$

$$HHV_{\text{LNG}} = -55053,74, \text{kJ/kg} \quad (4.87)$$

Specifična entalpija izgaranja za gorivo:

$$\bar{h}_c = H_{\text{PRODUKT}} - H_{\text{REAKCIJA}} = \sum N_p \bar{h}_{f,p}^0 - \sum N_r \bar{h}_{f,r}^0 \quad (4.88)$$

$$\bar{h}_c = (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{CO}_2} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{H}_2\text{O}} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{SO}_2} - [(N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{C}} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{H}_2} + (N \cdot \bar{h}_f^0)_{\text{S}}] \quad (4.89)$$

$$\bar{h}_c = 7,3522 \cdot (-393510) + 4,7029 \cdot (-285830) + 0,0686 \cdot (-296810) - [7,3522 \cdot (0) + 4,7029 \cdot (0) + 0,0686 \cdot (0)] = -4257755,29, \text{ kJ/kmol} \quad (4.90)$$

$$HHV_{\text{HFO}} = \frac{\bar{h}_c}{\sum_{i=1}^3 N_i \cdot M_i} = \frac{-4257755,29}{7,3522 \cdot 12,01 + 4,7029 \cdot 2,02 + 0,0686 \cdot 32,06} = -42577,93, \text{ kJ/kg} \quad (4.91)$$

Za usporedbu, gornja ogrijevna vrijednost tekućih goriva prema Dulongovoj formuli [79] je;

$$HHV_{\text{HFO}} = 33820 \cdot m_{\text{C}} + 143050 \cdot \left(m_{\text{H}} - \frac{m_{\text{O}}}{8} \right) + 9304 \cdot m_{\text{S}} \quad (4.92)$$

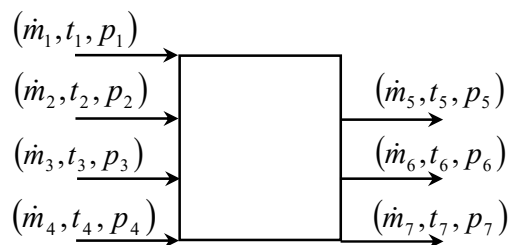
$$HHV_{\text{HFO}} = 44735,09, \text{ kJ/kg}$$

Toplinska snaga generatora pare je [84], [85], [86]:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{\text{HFO}} \cdot HHV_{\text{HFO}} + \dot{m}_{\text{LNG}} \cdot HHV_{\text{LNG}} \quad (4.93)$$

4.4.3 Učinkovitost generatora pare

Protok mase i energije generatora pare, Slika 4.34:



Slika 4.34 Protoci mase i energije generatora pare.

gdje su:

- 1 - ulaz zraka u generator pare
- 2 - ulaz HFO u generator pare
- 3 - ulaz LNG u generator pare
- 4 - ulaz napojne vode u generator pare
- 5 - izlaz pregrijane pare iz generatora pare
- 6 - izlaz rashlađene pregrijane pare iz generatora pare
- 7 - izlaz ispušnih plinova iz generatora pare

Bilanca masenih protoka generatora pare:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (4.94)$$

Bilanca energijskih tokova generatora pare:

$$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 + h_4 \cdot \dot{m}_4 = h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_7 \cdot \dot{m}_7 + \dot{E}l \quad (4.95)$$

Energijski gubici generatora pare:

$$\dot{E}l = h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 + h_4 \cdot \dot{m}_4 - h_5 \cdot \dot{m}_5 - h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_7 \cdot \dot{m}_7 \quad (4.96)$$

Energijska učinkovitost generatora pare:

$$\dot{E}l = (h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7) - (h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4) \quad (4.97)$$

Kako je \dot{Q}_C transfer topline na generatoru pare onda je:

$$(h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7) = \dot{Q}_C \quad (4.98)$$

Uvođenjem supstitucije:

$$\dot{E}l = \dot{Q}_C - (h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4) \quad (4.99)$$

Te dijeljenjem cijele jednadžbe s \dot{Q}_C :

$$\frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = 1 - \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{Q}_C} \quad (4.100)$$

i sređivanjem:

$$1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{Q}_C} \quad (4.101)$$

Odnosno, energijska učinkovitost generatora pare, prema načelu učinkovitosti (3.30) je:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{(h_1 \cdot \dot{m}_1 + HHV_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + HHV_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7)} \quad (4.102)$$

Bilanca eksergijskih tokova generatora pare:

$$ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 + ex_4 \cdot \dot{m}_4 = ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 + ex_7 \cdot \dot{m}_7 + \dot{E}xd \quad (4.103)$$

Eksergijski gubici generatora pare:

$$\dot{E}xd = ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 + ex_4 \cdot \dot{m}_4 - ex_5 \cdot \dot{m}_5 - ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_7 \cdot \dot{m}_7 \quad (4.104)$$

Eksergijska učinkovitost generatora pare je omjer izlazne eksergije i uložene eksergije:

$$\begin{aligned} \dot{E}xd &= (ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7) + (ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_4 \cdot \dot{m}_4) \\ \frac{\dot{E}xd}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} &= \\ \frac{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7) + (ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_4 \cdot \dot{m}_4)}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} &= \\ \frac{\dot{E}xd}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} &= 1 - \frac{(ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_4 \cdot \dot{m}_4)}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} = \end{aligned}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + ex_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)}$$

$$\eta_{II} = \frac{(ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_4 \cdot \dot{m}_4)}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + ex_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} \quad (4.105)$$

Za tekuća tehnička goriva kemijska specifična eksergija računa se prema [87]:

$$ex_{ch} = 1,041 + 0,1728 \cdot \frac{z_{H_2}}{z_C} + 0,0432 \cdot \frac{z_{O_2}}{z_C} + 0,2169 \cdot \frac{z_S}{z_C} (1 - 2,0628 \cdot \frac{z_{H_2}}{z_C}) \quad (4.106)$$

$$ex_{ch} = (HL + Lz_w)e + e_{ch}z_w \quad (4.107)$$

$$ex_{ch} = 0,99 \cdot HHV \quad (4.108)$$

gdje su:

ex – eksergija protoka, kJ/kg

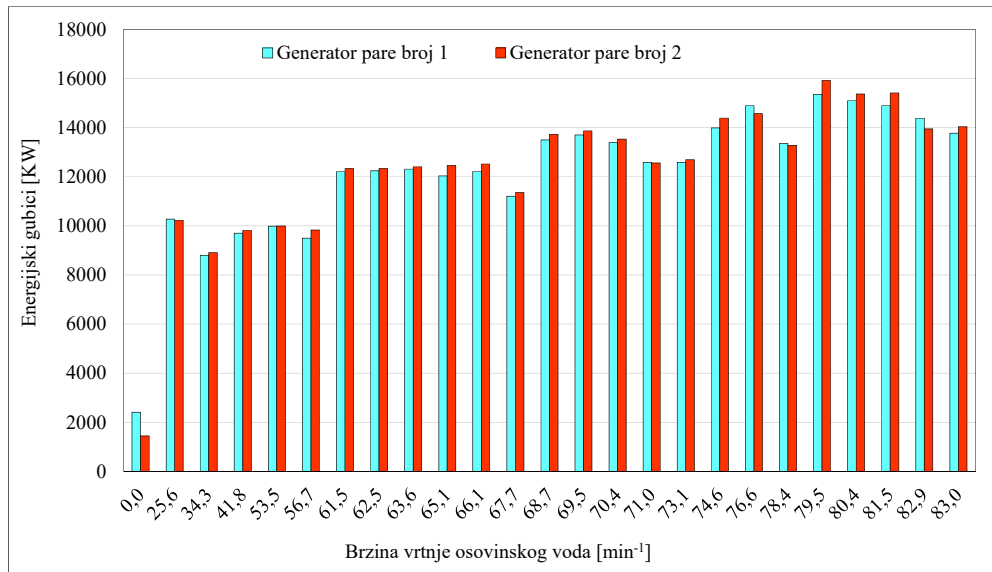
z_n – maseni udjeli tvari, kg

Eksergija prirodnog plina s velikim udjelom CH₄ je:

$$ex_{ch} = 0,94 \cdot HHV \quad (4.109)$$

4.4.4 Energijska i eksergijska analiza generatora pare u paralelnom radu

Energijski gubici generatora pare u paralelnom radu prikazani su na Slici 4.35. Generator pare broj 1 ima ulogu vodećeg generatora odnosno *mastera*, te je osjetljiviji na promjene opterećenja i zbog toga dolazi do rasapa u energijskim gubicima u promatranom području. Najveći gubici generatora pare nastaju pri brzini osovinskog voda od 79,5 min⁻¹ pri čemu iznose 16000 kW. Nakon tih brzina vrtnje osovinskog voda otvara se oduzimanje pare s visokotlačne turbine što povoljno djeluje na gubitke te im se smanjuje vrijednost jer se zatvaraju sve stanice iz sustava rashlađene pregrijane pare. Analizom je utvrđeno da generator pare ostvaruje veće energijske gubitke pri nižim brzinama vrtnje osovinskog voda koji su kumulativno veći u odnosu na krajnje brzine isog u odnosu na razvijenoj snazi na turbinama.

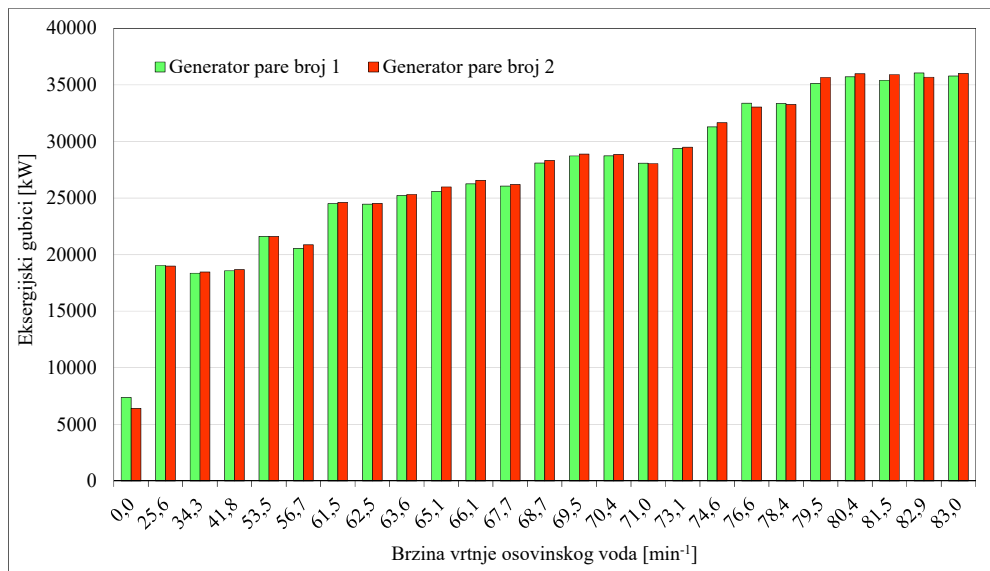


Slika 4.35 Energijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja

Pri brzini vrtnje osovinskog voda od $56,7 \text{ min}^{-1}$ ukupna snaga na svim turbinama iznosi 9692 kW dok su energijski gubici na generatorima pare oko $2 \times 10000 \text{ kW}$. Pri brzini vrtnje osovinskog voda od $79,5 \text{ min}^{-1}$ ukupna snaga na svim turbinama iznosi 24392 kW dok su energijski gubici na generatorima pare oko $2 \times 15500 \text{ kW}$. Iz navedenog se može zaključiti da je omjer gubitaka energije generatora pare i snage na turbinskim grupama pri donjem režimu rada postrojenja 2,06:1, dok je u gornjim režimima rada taj odnos smanjen i iznosi 1,27:1.

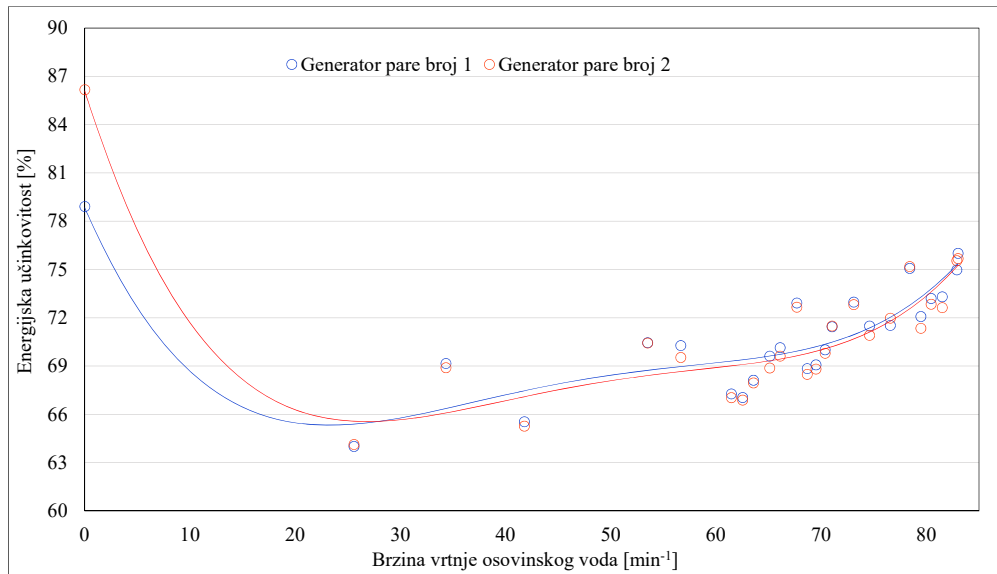
Visina amplitude vrijednosti eksergijskih gubitaka generatora pare u cijelom mjernom području je više od dva puta veća u usporedbi s energijskim gubicima i iznosi čak oko $2 \times 35000 \text{ kW}$ u krajnjim režimima rada, Slika 4.36. Eksergijski gubici generatora pare u luci su oko tri puta veći od energijskih gubitaka u istom režimu rada. Do tog nepovoljnog odnosa dolazi zato jer se tijekom ukrcaja tereta podiže pretičak zraka na generatorima pare čime se održava temperatura pregrijane pare u radnim okvirima jer su za vrijeme ukrcaja broda generatori pare radili samo na teško gorivo. Takvim postupkom generator pare se u stvarnosti hladi. Međutim povećana potrošnja zraka produžuje plamen na gorionicima unutar ložišta pri minimalnim opterećenjima, a hlađenje generatora pare posljedično povećava potrošnju goriva na generatorima pare što u konačnici povoljno djeluje na temperaturu pregrijavanja pare na generatorima pare. Na taj način se temperatura pregrijane pare održava dovoljno visoko iznad temperature zasićenja pregrijane pare pri smanjenim opterećenjima rada čime se štite turbinske sekcije od hidraučnog udara zbog tendencije da generatorima pare pri nižim opterećenjima pada temperatura pregrijane pare. Za vrijeme vožnje broda generatori pare su radili u

kombinaciji minimum teškog goriva, a ostatak toplinske snage kompenziran je prirodnim plinom.



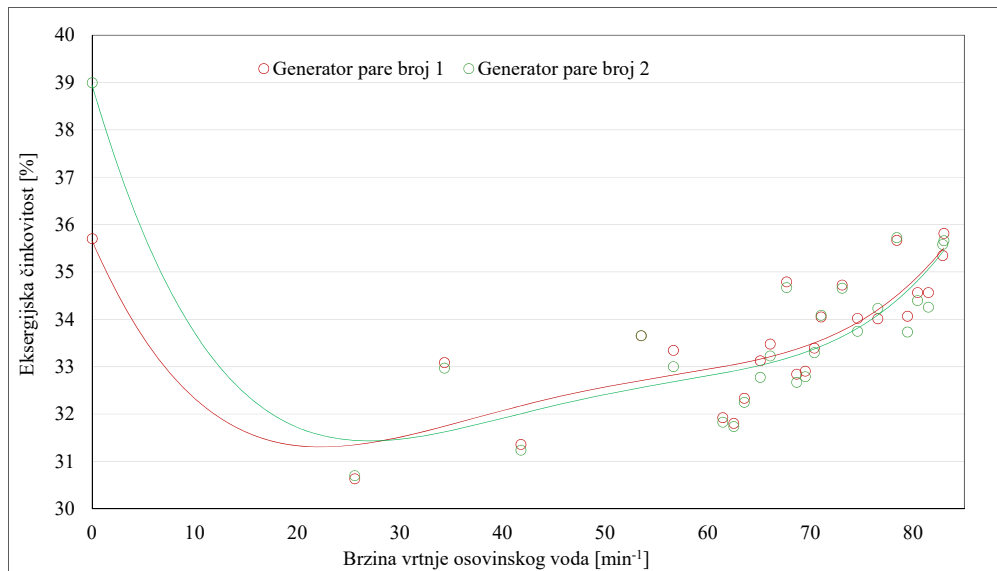
Slika 4.36 Eksergijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja

Energijska učinkovitost generatora pare u paralelnom radu prikazana je na Slici 4.37. Kako je generator pare broj 1 osjetljiviji na promjene opterećenja, njegova učinkovitost je veća u odnosu na generator pare broj 2 tijekom ukrcaja tereta. U daljnjim režimima rada oba generatora pare imaju podjednaku energijsku učinkovitost koja se kreće ispod 80%, što je lošije od datih vrijednosti proizvođača. Lošije vrijednosti su odraz stanja generatora pare, odnosno čistoće sekcije za pregrijavanje, sekcije za utilizacijsko grijanje napojne vode, generatorske sekcije vode za isparavanje, sekcije za zagrijavanje zraka za izgaranje, kvalitete rasprskavanja goriva i izgaranja u ložištu te ostalih čimbenika u pogonskom stanju, gdje najvažniju ulogu ima regeneracijska grupa zagrijača i temperatura napojne vode na ulazu u generatore pare.



Slika 4.37 Energijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja

Eksergijska učinkovitost generatora pare u paralelnom radu je ispod 40% u svim režimima rada, Slika 4.38. Slično kao i kod energetske učinkovitosti, vodeći generator u luci ima veću učinkovitost u odnosu na vođeni.

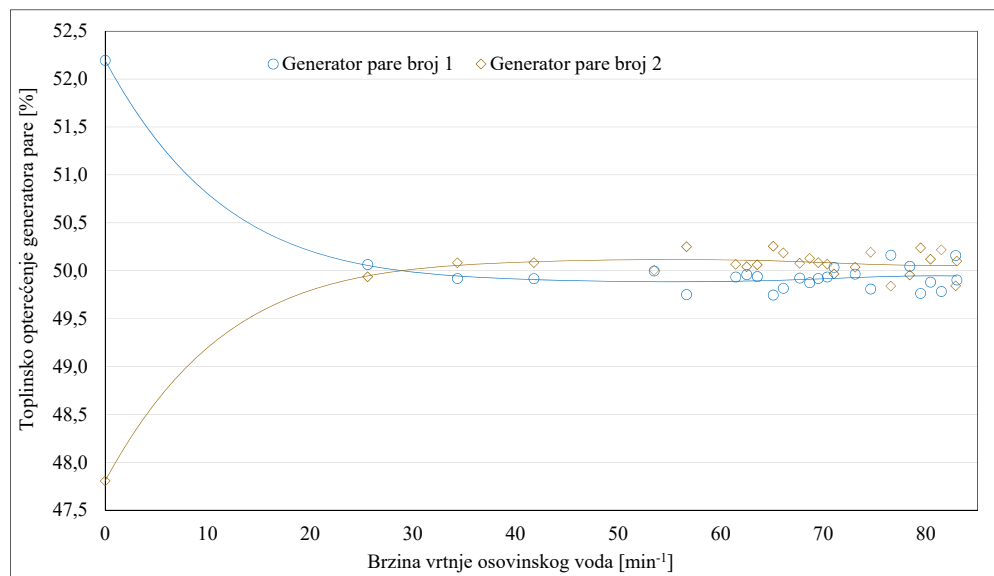


Slika 4.38 Eksergijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja

Pad učinkovitosti generatora pare broj 1 i 2 od lučkog pogona do opterećenja na glavnoj turbini od „punom snagom unaprijed” u zoni manevra broda, uzrokovan je odbacivanjem energije. Odbačena energija nastaje sagorjevanjem para iz tankova tereta u generatorima pare zbog održavanja tlaka u tankovima tereta, a čiju energiju glavna pogonska turbina nije u mogućnosti u cijelosti preraditi pri manevarskim opterećenjima broda. U tim režimima odbacivanje pare

ide iz linije rashlađene pregrijane pare, što nepovoljno utječe na učinkovitost generatora pare. Primjerice odnos potrošnje rashlađene pregrijane pare i pregrijane pare pri režimu vožnje „sasvim lagano” je oko 2:1, daljnjim povećanjem opterećenja taj se odnos mijenja u korist pregrijane pare. Kako je generator pare energetski izvor parnoturbinskog postrojenja, upravo njegova učinkovitost ima najveći utjecaj na ukupnu učinkovitost cijelog postrojenja. Test parnoturbinskog postrojenja nije bio učinjen do pune snage na glavnoj turbini nego do ~ 85% snage postrojenja. Iz trendova energijske i eksergijske analize vidljivo je da bi porastom opterećenja učinkovitost rasla te bi najvjerojatnije dosegla točku infleksije odnosno maksimalnu vrijednosti na ~ 90% opterećenja glavne turbine.

Distribucija opterećenja u paralelnom radu na generatorima pare prikazana je na Slici 4.39. Generatori pare su jako dobro izbalansirani i prate se u opterećenju unutar 1%, osim u području lučkog pogona. Na ovom dijagramu vidljivo je da je kvaliteta kontrolne i mjerne opreme u odličnom stanju.

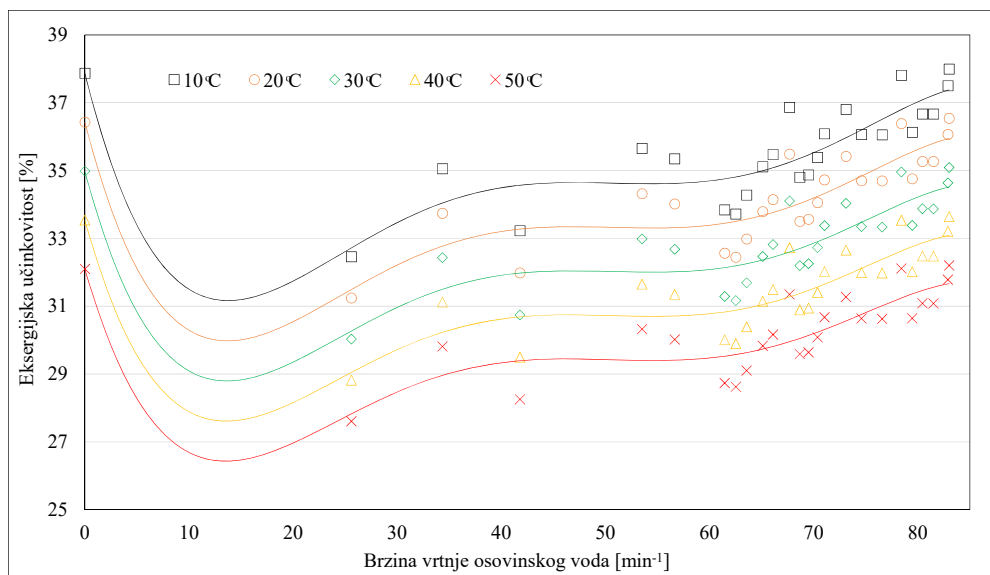


Slika 4.39 Distribucija opterećenja na generatorima pare pri promjeni opterećenja

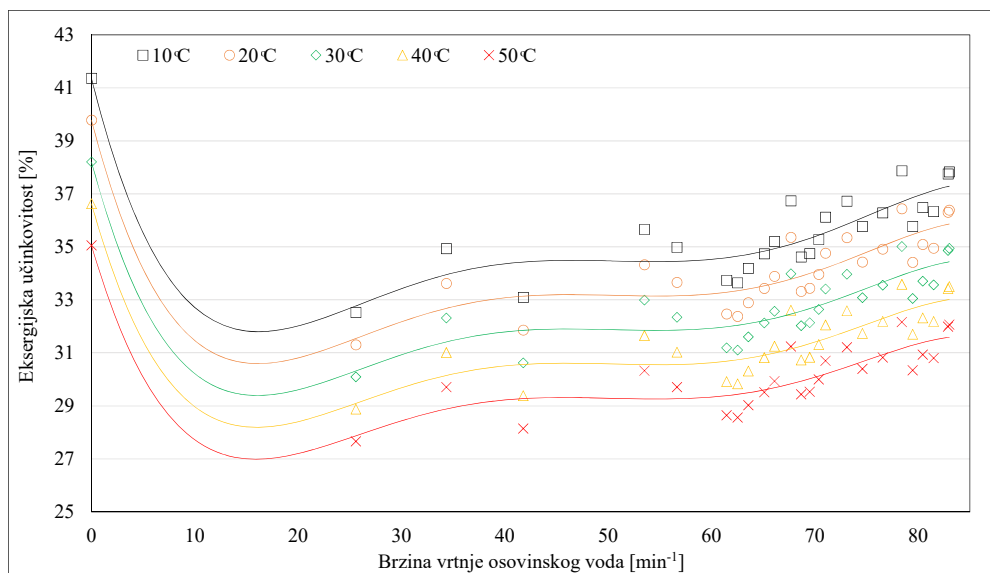
Također se može pridodati da je prohodnost mjernih cijevi iz ložišta generatora pare, te zračne komore do mjernih elemenata u dobrom stanju. Začepljenje cijevi iz područja ložišta generatora pare uzrokuje neravnomjernosti u radu generatora pare, jer kontrolni algoritmi generatora pare nemaju povratnu informaciju o stanju tlaka ložišta te ne reagiraju pravilno na promjene opterećenja. Sustav kontrole tlaka unutar ložišta generatora pare održava konstantan tlak u ložištu generatora pare koji je kod nekih generatora pare negativan čime se prevenira izlazak plamena van ložišta u slučaju napuknuća, te se na taj način sprječava pojava požara i

ozljeda ljudi [88]. Kod brodskih generator pare negativan protutlak održava ventilator brtvenog zraka.

Ispitivanje osjetljivosti generatora pare broj 1 na promjenu temperature okoline u rasponu od 10 do 50 °C ukazuje na to da generatori pare imaju veću eksergijsku učinkovitost pri nižim temperaturama okoline do 6%, Slika 4.40 i 4.41.



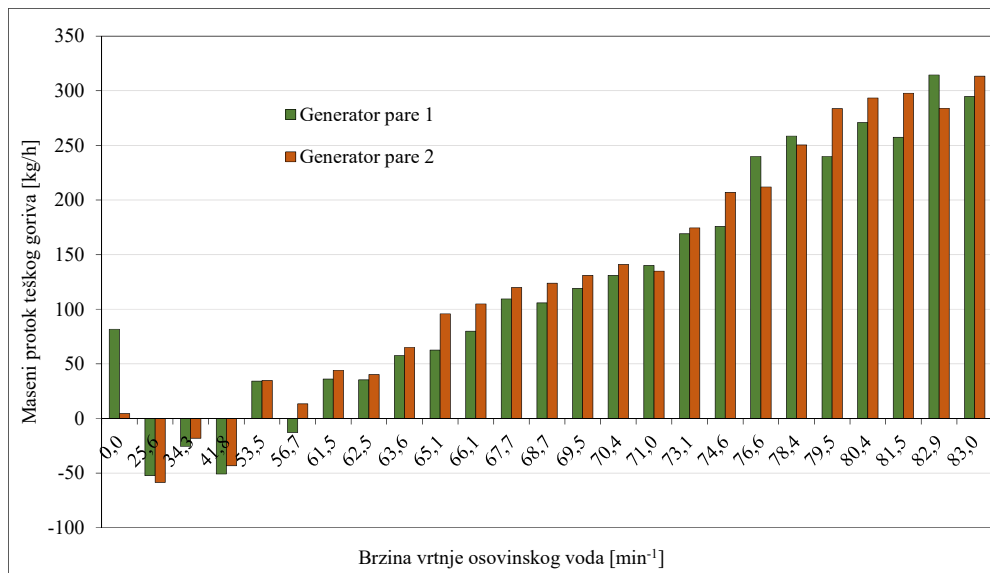
Slika 4.40 Kretanje eksergijske učinkovitosti generatora pare broj 1 pri promjeni temperature okoline



Slika 4.41 Kretanje eksergijske učinkovitosti generatora pare broj 2 pri promjeni temperature okoline

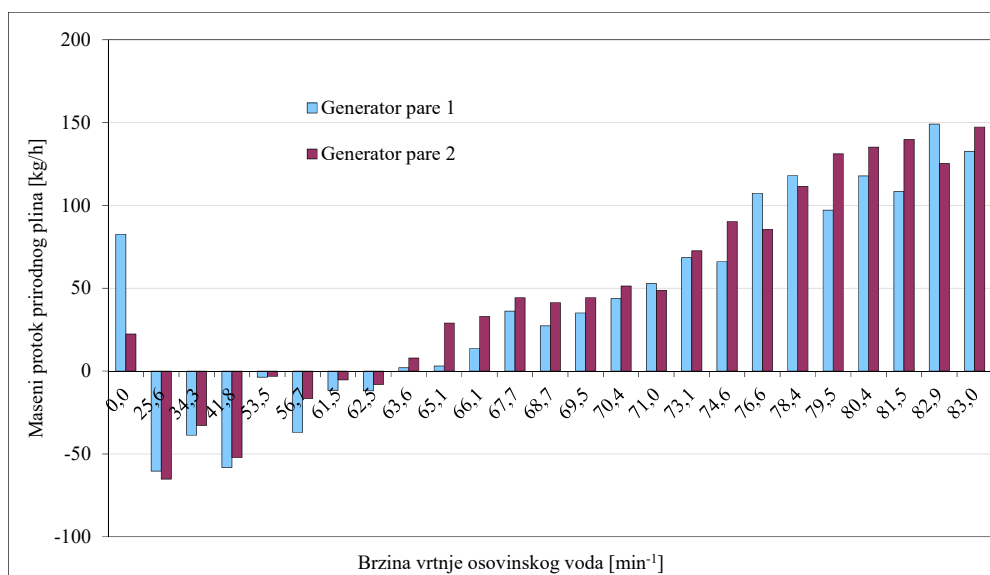
Mjerena potrošnja goriva i plina te odstupanja od vrijednosti proizvođača prikazana su na Slici 4.42. Potrošnja goriva izmjerena je mjernom opremom navedenom u [89], [90]. Odstupanja u

potrošnji teškog goriva prisutna su u svim radnim područjima osim u području „sasvim lagano” do sa „pola snage”, gdje se višak proizvedene energije odbacuje u kondenzatoru iz tankova tereta. Odstupanja su relativno visoka pri najvećim opterećenjima te iznose oko sedam tona teškog goriva na dan.



Slika 4.42 Mjereni odstupanje od potrošnje teškog goriva pri promjeni opterećenja

Mjereni odstupanja potrošnje prirodnog plina u skladu s većom ogrijevnom moći manja su u odnosu na teško gorivo, te iznose oko tri tone na dan pri najvećim opterećenjima, Slika 4.43. Odstupanja od deklarirane potrošnje ne uzimaju u obzir promjenu morske struje, stupanj obraslosti dna i brodskog vijka, te stanje pregrijača i utilizatora generatora pare prilikom prikupljanja testova



Slika 4.43 Mjereni odstupanje od potrošnje prirodnog plina pri promjeni opterećenja

4.4.5 CO₂ emisije generatora pare

Međunarodna pomorska organizacija IMO u skladu s Kyoto protokolom, donjela je odluku o smjernicama smanjenja ispuštanja CO₂ emisija do 2030. godine, čiji bi cilj bio smanjenje ukupnih CO₂ emisija za 25 - 30% te u konačnici do 2050. godine, kada se mora ostvariti smanjenje emisija od ukupno 50% [91]. Upute za proračun emisije CO₂ nalaze se pri UNFCCC [92], odnosno međunarodnim panelom za klimatske promjene, američkoj agenciji za zaštitu okoliša EPA [93], te u znanstvenoj literaturi [94], [95], [96].

Maseni udio ugljika u gorivu računa se prema:

$$m_C = \sum_i m_i \cdot m_C^i \quad (4.110)$$

gdje su:

m_i – maseni udio dane komponente u smjesi, kg/kg

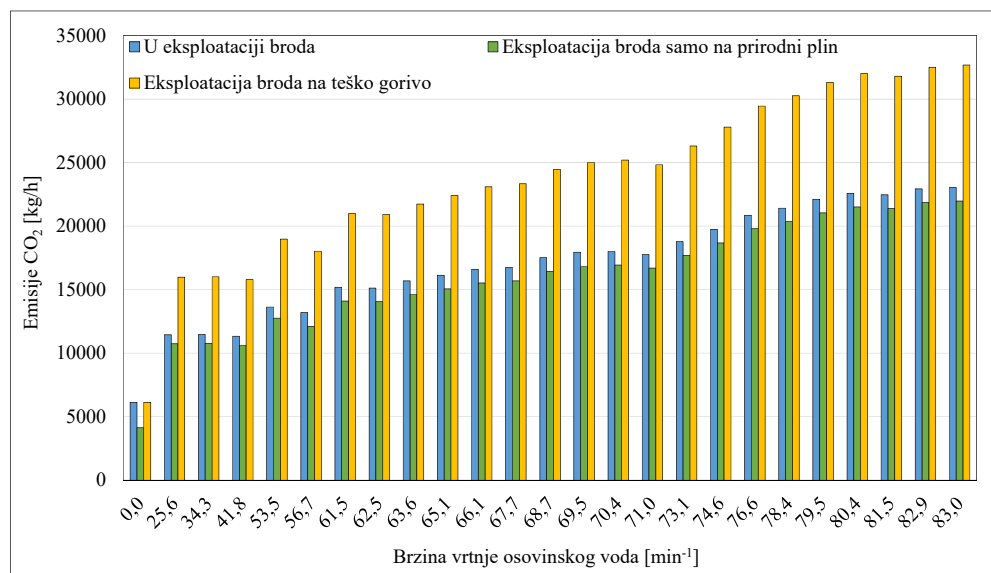
m^i – maseni udio ugljika u odnosu na na ukupnu masu komponente i u smjesi, kg/kg

m_C – udio ugljika u smjesi, kg/kg

Stohiometrija izgaranja daje sljedeće odnose:

$$m_{CO_2} = \frac{44}{12} \cdot m_C \quad (4.111)$$

Izračunate emisije CO₂ pri izgaranju goriva u generatorima pare u eksploataciji broda prikazane su na Slici 4.44.

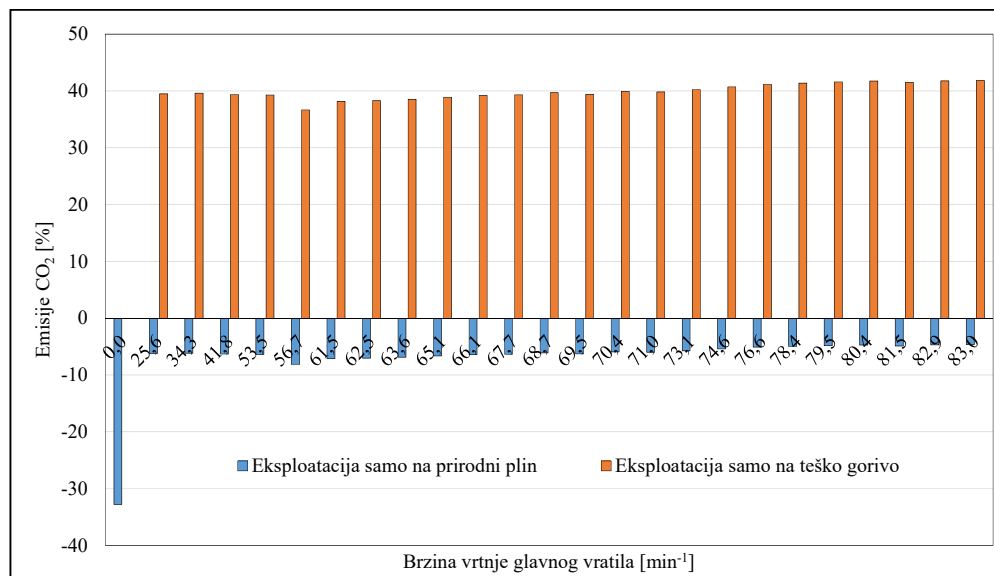


Slika 4.44 Emisije CO₂ pri promjeni opterećenja

Na istoj slici prikazane su emisije CO₂ pri vožnji broda samo na teško gorivo, odnosno samo na prirodni plin. Najmanje emisije CO₂ dobiju se u režimu rada generatora pare samo na

prirodni plin, dok su najveće emisije u režimu rada generatora pare samo na teško gorivo, što je i očekivano jer maseni udio ugljika u teškom gorivu iznosi 0,883, dok je ta vrijednost za prirodni plin manja i iznosi 0,759.

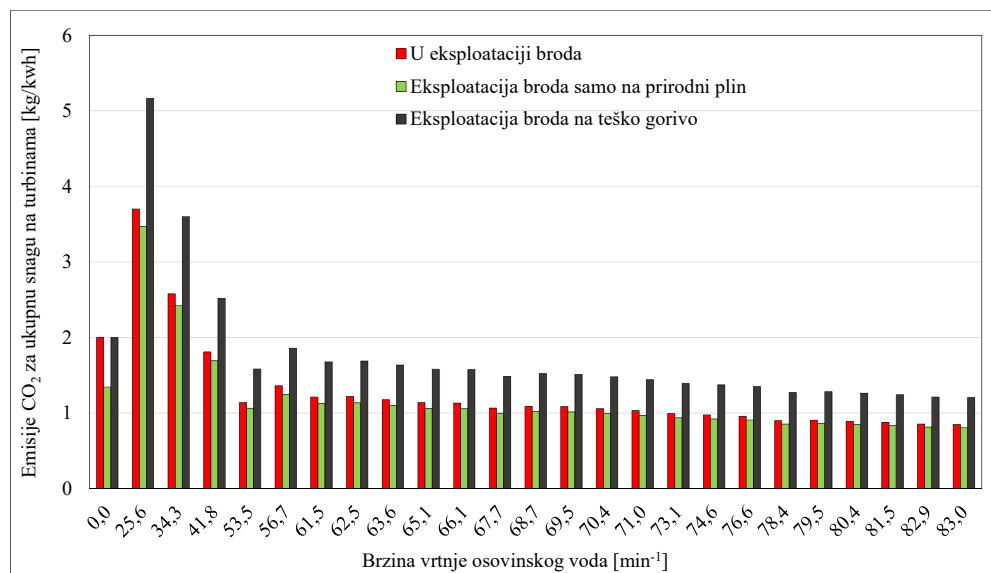
Slika 4.45 prikazuje postotak smanjenja i povećanja emisija CO₂ u odnosu na referentnu vrijednost kombinirane potrošnje teškog goriva i prirodnog plina za vrijeme eksploatacije broda, kao što je prethodno spomenuto režim rada generatora pare prilikom mjerenja u ukrcajnoj luci je samo na gorivo jer je brod bio van ECA/SECA područja, a u ostalim radnim točkama minimum teškog goriva, ostalo se kompenzira potrošnjom prirodnog plina. Kako se za vrijeme ukrcaja tereta u luci koristilo samo teško gorivo, smanjenje emisija CO₂ upotrebom prirodnog plina iznosilo bi oko 33%. Taj odnos povećanjem brzine broda dodatno raste te bi pri krajnjim brzinama broda smanjenje emisija CO₂ upotrebom samo prirodnog plina iznosilo oko 47%. S tog stanovišta, vožnja broda u teretu i u balastu trebala bi biti u režimu rada generatora pare samo na plin.



Slika 4.45 Emisije CO₂ u odnosu na eksploataciju broda s kombiniranom potrošnjom goriva pri promjeni opterećenja

Kumulativne emisije CO₂ po ukupnoj snazi na svim turbinama u tri režima rada prikazane su na Slici 4.46, gdje se vidi kumulativni pad emisija CO₂ s porastom snage na turbinama što je povezano s gubicima energije i eksergije na generatorima pare. Najveće emisije su u zoni manevriranja brodom, zbog odbacivanja viška pare, odnosno održavanja tlakova u tankovima. U ovom režimu rada, isključivo se odbacuje odnosno izgara u generatorima pare višak plina iz tankova tereta, te su prikazane emisije CO₂ za teško gorivo samo informativnog karaktera.

Kumulativno gledajući, turbinska grupa najviše emisija CO₂ ispušta pri nižim opterećenjima i tijekom ukrcaja tereta.

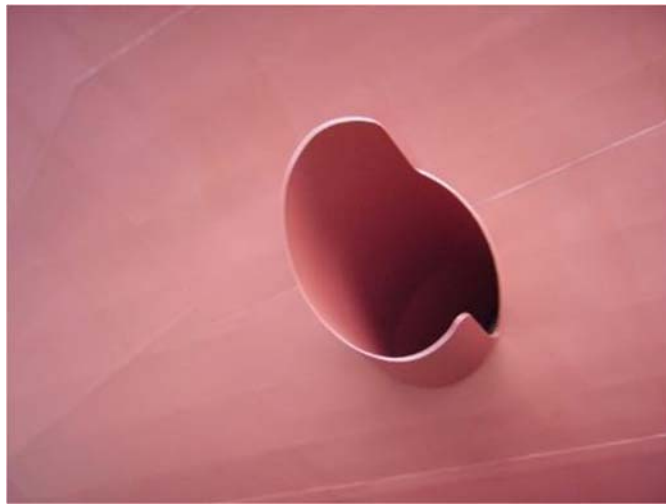


Slika 4.46 Kumulativne emisije CO₂ po ukupnoj snazi na turbinama pri promjeni opterećenja

4.5 Glavni kondenzator

Analizirano brodsko parnoturbinsko postrojenje opremljeno je s dva kondenzatora, i to atmosferskim te vakuumskim kondenzatorom. Funkcija glavnog vakuumskog kondenzatora je dvojaka: kondenziranje odnosno prelazak pare u kapljevinu te odzračivanje [97]. U stalnoj upotrebi je vakuumski kondenzator, jer se njime smanjuje specifična potrošnja pare na turbinama, dok se atmosferski kondenzator upotrebljava samo prilikom radova na održavanju pogona. Kod održavanja pogona na atmosferskom kondenzatoru u protutlačnom režimu rada, može raditi jedan turbogeneraotor do 0,3 MPa tlaka pare na izlazu iz turbine [98]. Konstrukcijski, glavni kondenzator je proračunat da zadovoljava 45 mmHg, ~ 0,006 MPa apsolutnog tlaka pri temperaturi mora od 30 °C. U glavnom kondenzatoru se kondenzira te odzračuje zrak iz pare s glavne turbine, turbogeneraotora i višak pare koji nastaje isparavanjem plina u tankovima koji se odgađa pri nižim brzinama vrtnje glavnog osovinskog voda kada glavna turbina nema veliku potrošnju pare pri nižim režimima rada. Izgaranje viška plina iz tankova tereta u generatorima pare vrši se zbog potencije metana koji spada u grupu stakleničkih plinova. Potencija globalnog zagrijavanja metana u odnosu na CO₂ je 105 naprema 33 u masenim odnosima na bazi od 20 i 100 godina, s nesigurnošću od plus minus 23%. Shodno prethodno rečenom, odbacivanje pare u glavnom kondenzatoru je koristan koncept protiv zagađivanja atmosfere zbog izgaranja u generatorima pare gdje CO₂ kao produkt izgaranja

djeluje manje štetno na ozonski omotač od prirodnog plina [99], [100]. Glavni kondenzator hladi se prisilnom cirkulacijskom pumpom morske vode do brzine vrtnje osovinskog voda od $\sim 58 \text{ min}^{-1}$, što bi odgovaralo brzini broda od oko 13 NM, a iznad te brzine glavni kondenzator hladi se samoprotočnim cirkulacijskim sustavom koje prolazi kroz glavni kondenzator bez upotrebe cirkulacijskih pumpi mora. Princip rada samoprotočnog cirkulacijskog sustava zasniva se na dinamičkom tlaku koji je prisutan uslijed kretanja broda te fizičkoj pojavi protoka zbog razlika visina ulaza i izlaza morske vode, odnosno razlike tlaka. Konstrukcijski sustav je napravljen s kvadratnim otvorom na dnu broda kroz koji ulazi morska voda zbog kretanja broda i razlika u visinama između ulaza i izlaza dok oblik izlazne cijevi s deflektorom pospješuje izvlačenje morske vode iz sustava, zbog potlaka koji nastaje prolaskom deflektorske cijevi kroz more, Slika 4.47.



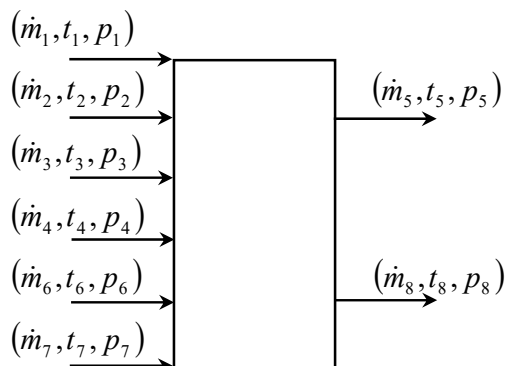
Slika 4.47 Deflektor na izlaznom dijelu iz vakuumskeg kondenzatora [101]

Ovim načinom hlađenja ne šteti se energija koja se dobije zaustavljanjem glavnih cirkulacijskih pumpi mora, nego se ista energija potrebna za rad pumpi odnosi na povećani otpor strujanja broda koji mora svladati glavno propulzijsko postrojenje. Prednosti ovakvog sustava očituju se u velikim količinama mora koje prolazi kroz kondenzator, te u smanjenju radnih sati elektromotora i cirkulacionih pumpi, čime se dobiju uštede u smislu održavanja istih. Nedostaci samoprotočnog rashladnog sustava očituju se u neprikladnoj regulaciji prebacivanja samoprotočnog rashladnog sustava na sustav hlađenja cirkulacijskim pumpama. Naime samoprotočni sustav hlađenja morskom vodom mora započeti svoj rad na osnovu brzine vrtnje osovinskog voda, a koje se događa oko 60 min^{-1} što odgovara brzini broda od 13 NM. U slučaju da je more protivnog smjera od smjera broda dolazi do pada brzine broda, čime se smanjuje dinamički tlak i protok mora kroz samoprotočni rashladni sustav mora mada je

brzina vrtnje osovinskog voda ista. Padom dinamičkog tlaka i protoka mora dolazi do porasta temperature u glavnom kondenzatoru i padu vakuuma, što kontrolni logički sklop ne prepoznaje.

4.5.1 Energijske, eksergijske i masene bilance glavnog vakuumskeg kondenzatora

Protok mase i energije glavnog kondenzatora prikazan je na Slici 4.48



Slika 4.48 Protok mase i energije glavnog kondenzatora

gdje su:

- 1 - ulaz pare iz glavne turbine u glavni kondenzator
- 2 - ulaz pare iz turbogeneratorskog broja 1 u glavni kondenzator
- 3 - ulaz pare iz turbogeneratorskog broja 2 u glavni kondenzator
- 4 - ulaz odbačene pare u glavni kondenzator
- 5 - izlaz kondenzata iz glavnog kondenzatora
- 6 - ulaz morske vode iz cirkulacijske pumpe u glavni kondenzator
- 7 - ulaz mora u samoprotočni sustav hlađenja glavnog kondenzatora
- 8 - izlaz mora iz glavnog kondenzatora

Bilanca masenih protoka glavnog kondenzatora:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad (4.112)$$

Bilanca energijskih tokova glavnog kondenzatora:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{E}l \quad (4.113)$$

Energijski gubici glavnog kondenzatora:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.114)$$

Energijska učinkovitost glavnog kondenzatora:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} =$$

$$\begin{aligned}
&= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} \\
&= \frac{\dot{m}_8 \cdot h_8 - (\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7)}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} \quad (4.115)
\end{aligned}$$

Bilanca eksergijskih tokova glavnog kondenzatora:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 + \dot{E}xd \quad (4.116)$$

Eksergijski gubici glavnog kondenzatora:

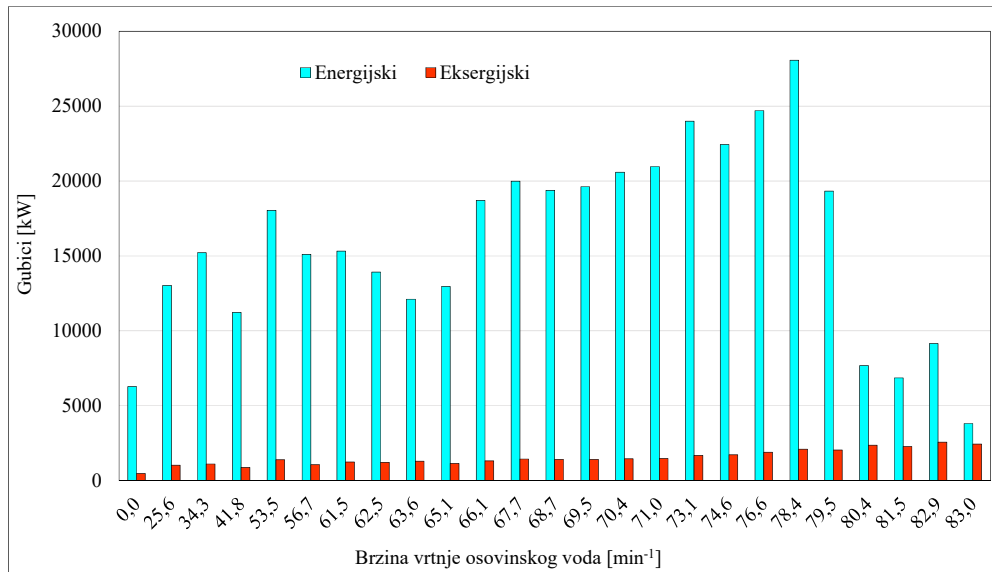
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8 \quad (4.117)$$

Eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora:

$$\begin{aligned}
\eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \\
&= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \\
&= \frac{\dot{m}_8 \cdot ex_8 - (\dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7)}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \quad (4.118)
\end{aligned}$$

4.5.2 Energijska i eksergijska analiza glavnog kondenzatora

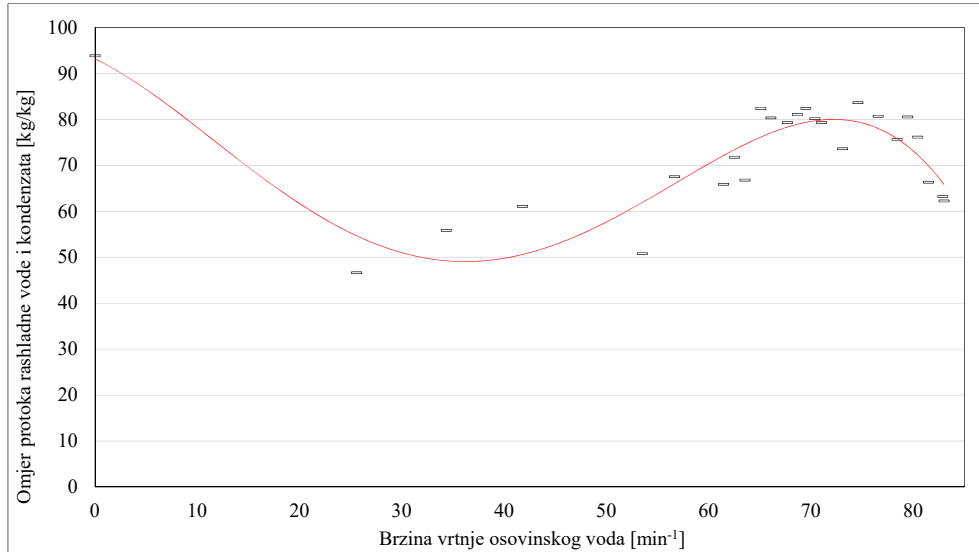
Slika 4.49 prikazuje energijske i eksergijske gubitke glavnog kondenzatora. Najmanji energijski gubici nastaju tijekom ukrcanja tereta te pri najvećim brzinama broda. Tijekom ukrcanja tereta dolazi do malih energijskih gubitaka jer ispušna para ide na glavni kondenzator iz samo dva turbogeneratorsa, dok glavna turbina ne radi i nema odbacivanja viška pare. Na smanjenje gubitka nakon manevarske zone pri 53,5 min⁻¹ najvećim dijelom utječe temperatura morske vode koja pada nakon izlaska broda iz luke. Porastom opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini energijski gubici ponovno rastu. Nakon 78,4 min⁻¹ dolazi do pada energijskih gubitaka jer brod ulazi u hladniju struju temperature morske vode, a gdje se pri tim brzinama vrtnje osovinskog voda kondenziraju najveće količine pare u glavnom kondenzatoru. No međutim povećava se i cirkulacijski broj morske vode u odnosu na kondenziranu paru te veliki protok mora smanjiti energijske gubitke u glavnom kondenzatoru pri krajnjim režimima rada postrojenja. Eksergijski gubici u glavnom kondenzatoru postepeno rastu tijekom cijelog eksploatacijskog područja ali su višestruko manji u odnosu na energijske gubitke, međutim porastom brzine broda eksergijski gubici i dalje jednoliko rastu, što ukazuje na to da je glavni kondenzator zaprljan, te da bi bio puno učinkovitiji kada bi se očistio Slika 4.49.



Slika 4.49 Energijski i eksergijski gubici glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja

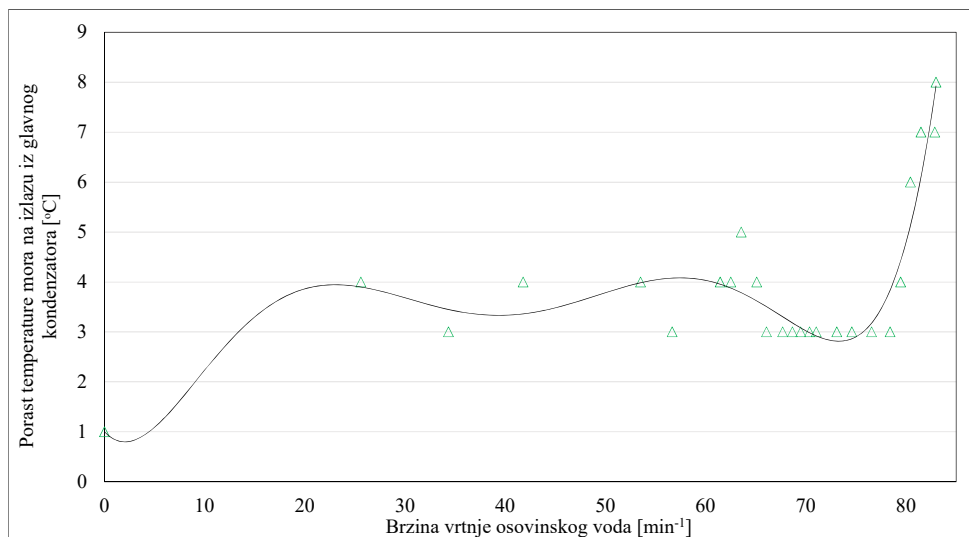
Čišćenje glavnog kondenzatora nije jednostavan zahvat jer se isti sastoji od oko 12000 cijevi. Vremensko trajanje čišćenja cijevi glavnog kondenzatora iznosi oko tjedan dana i taj posao se obično radi za vrijeme dokovanja broda propucavanjem cijevi teflonskim čepovima. Međutim, kako je za očekivati da se vremenom glavni kondenzator zaprlja, predviđeno je rješenje rješenje protustrujnog čišćenja glavnog kondenzatora morskom vodom. Protustrujno čišćenje izvodi se strujom morske vode gdje se sustavom ventila i cijevi okrene smjer strujanja mora, tako da more ulazi s izlazne strane kondenzatora i struji na ulaznu stranu i odlazi van broda kroz ulaz u samoprotočni sustav hlađenja moraskom vodom. U tom režimu rada glavnog kondenzatora glavna pogonska turbina može također raditi ali smanjenom snagom, tako da nije neophodno da brod stoji za vrijeme te operacije. Okretanjem smjera strujanja morske vode kroz rashladne cijevi, može se ulazna ploča, koja nosi cijevni snop kondenzatora, donekle očistiti od morskih organizama i uhvaćenog otpada iz mora.

U odnosu na stacionarna postrojenja brodska parnoturbinska postrojenja nisu limitirana zahtjevima u pogledu temperature vode za hlađenje. Cirkulacijski broj protoka morske vode i protoka pare ili kondenzata kroz glavni kondenzator kod promatranog broskog postrojenja odnosi se kroz promjenu opterećenja na osovinom vodu prema Slici 4.50.



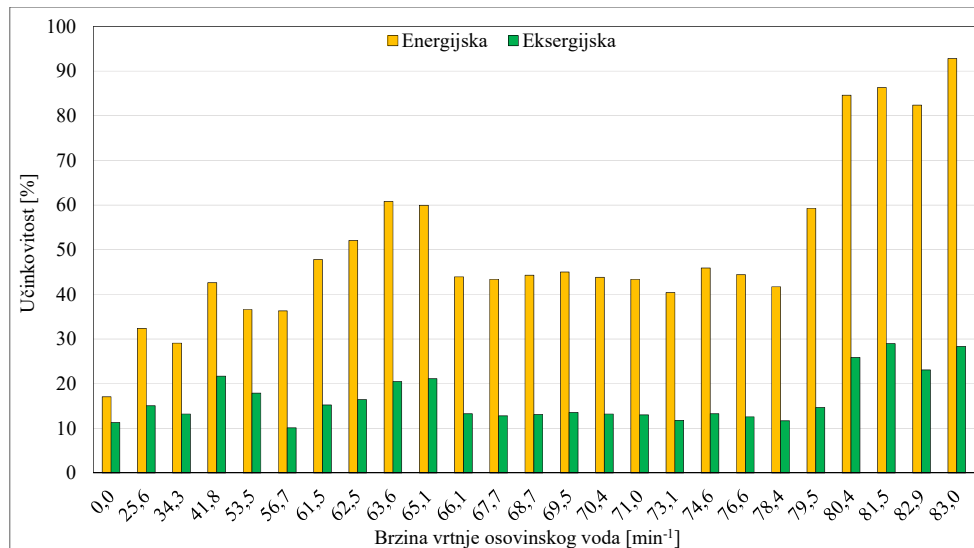
Slika 4.50 Omjer protoka morske vode kondenzatora i dolazne pare pri promjeni opterećenja

Primjerice, dozvoljeno dopušteno zagrijavanje rijeke Save iz nuklearne elektrane Krško iznosi 3 °C [102]. Tipične vrijednosti povećanja temperature rashladne vode na izlazu iz glavnog kondenzatora su 8-12 °C, obuhvaćene studijom [103]. Američke studije, [104], ukazuju na to da prosječne vrijednosti zagrijavanja rashladne vode na izlazu iz glavnog kondenzatora u odnosu na ulazne temperature kod više od polovine stacionarnih termičkih postrojenja prelaze vrijednosti od 15 °C, što ima potencijalno negativan utjecaj na morski ekosustav [105]. Kod promatranog brodskog parnoturbinskog sustava i mjerenja izlazne temperature mora, može se zaključiti da je temperature mora kod gornjih najvećih opterećenja na izlazu iz glavnog kondenzatora veća za 8 °C u odnosu na ulaznu temperaturu mora, što je prihvatljivo obzirom na brzinu kretanja broda i disperziju topline morem Slika 4.51.



Slika 4.51 Porast temperature morske vode u glavnom kondenzatoru

Eksergijski gubici glavnog kondenzatora manji su od energijskih zbog kvalitete pare na ulazu u glavni kondenzator, ali se reflektiraju na njegovu učinkovitost što se vidi na Slici 4.52. Energijska analiza ne može ocijeniti stanje unutar glavnog kondenzatora, te je s gledišta energijske učinkovitosti glavni kondenzator pri gornjim režimima rada postrojenja vrlo učinkovit uređaj zbog velikog protoka rashladne morske vode. Osciliranje energijske i eksergijske učinkovitosti nakon prebacivanja sustava na samoprotočnim sustav hlađenja morskom vodom nakon $61,5 \text{ min}^{-1}$, ovisi uglavnom o promjeni smjera morskih struja o kojima ovisi količina ulaza rashladne vode u glavni kondenzator. Ako smjer struje mora ide u smjeru broda onda će količina morske vode koja prolazi kroz samoprotočni sustav hlađenja biti manja i obratno zbog dinamičkog tlaka uslijed brzine broda u odnosu na morsku struju. Eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora u području rada cirkulacijskih pumpi najslabije rezultate daje tijekom ukrcaja tereta, kada u glavni kondenzator dolazi ispušna para iz dva turbogeneratora. U tom režimu rada glavni kondenzator ima nižu učinkovitost zbog relativno male količine kondenzacije ispušne pare sa turbina u odnosu na veliki maseni protok mora koje dolazi preko cirkulacijske pumpe gdje dolazi do pothlađivanja kondenzata. Pokretanjem broda eksergijska učinkovitost raste do brzine vrtnje osovinškog voda od $41,8 \text{ min}^{-1}$ zatim počinje opadati jer cirkulacijska pumpa mora nema dovoljan kapacitet koji je potreban za učinkovito hlađenje povećanjem protoka na glavnoj turbini. Prebacivanjem sustava na režim rada u samoprotočnom sustavu hlađenja morskom vodom pri $61,5 \text{ min}^{-1}$ i povećanjem brzine broda učinkovitost počinje rasti. Najbolja eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora nalazi se u području najvećih opterećenja postrojenja gdje iznosi ispod 30%.



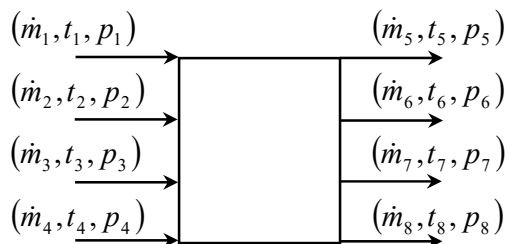
Slika 4.52 Energijska i eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja

4.6 Evaporator

Brodsko parnoturbinsko postrojenje ima dvije jedinice za proizvodnju destilata iz morske vode. Kapacitet jedne jedinice je 60 t/d [106]. Jedna jedinica zadovoljava potrebe potrošnje destilata u normalnim uvjetima rada pogona, koji je reda veličine do 20 t/d s jednim propuhivanjem čađe s generatora pare i ukoliko nema propuštanja pare u pogonu. Potrošnja tretiranog destilata odnosno vode na ostale brodske službe, nije stalna nego ovisi o dnevnim aktivnostima posade, te o vremenskim uvjetima broda i okvirno se kreće do 5 t/d za posadu od 30 ljudi. Tehnologija proizvodnje destilata na brodu je toplinski postupak isparivanja [107], [108], [109], [110], što znači da se tlak unutar evaporatora smanjuje ejektorom koji je pogonjen mlazom morske vode čime se smanjuje potrošnja pare za isparavanje destilata. Ispareni destilat, prolazi fini filter i kondenzira se na rashladnim pločama kroz koji prolazi napojna voda iz glavnog kondenzatora pri čemu se ona grije. Količina morske vode koja se dovodi na ulaz u evaporator pumpom morske vode ograničena je pri protoku zbog postavljene prigušnice te iznosi 10,67%, od dobave pumpe morske vode. Ostatak morske vode pogoni ejektor koji ima dvojaku funkciju i to da stvara podtlak u evaporatoru, te da siše rasolinu iz evaporatora. Takvom obradom dobije se destilat koji zadovoljava norme koncentracije klorida u destilatu za pogonske generatore pare koji mora biti ispod 16 ppm-a, odnosno koji ima provodljivost manju od 400 $\mu\text{S}/\text{cm}$, [111]. Da bi dobivena destilirana voda bila pogodna za piće destilat mora proći dodatnu bakteriološku i mineralnu obradu. Sekcija za preradu destilata u vodu za piće nalazi se u sklopu postrojenja.

4.6.1 Energijske, eksergijske i masene bilance evaporatora

Protok mase i energije evaporatora prikazan je na Slici 4.53



Slika 4.53 Protok mase i energije evaporatora

gdje su:

- 1 - ulaz napojne vode iz glavnog kondenzatora u evaporator
- 2 - ulaz pare za isparavanje mora u evaporator
- 3 - ulaz kondenzata za pothlađivanje pare za isparavanje mora u evaporator
- 4 - ulaz mora u evaporator

5 - izlaz napojne vode iz evaporatora

6 - izlaz destilata iz evaporatora

7 - izlaz kondenzirane pare za isparavanje mora iz evaporatora

8 - izlaz rasoline iz evaporatora

Bilnaca masenih protoka evaporatora:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (4.119)$$

Bilanca energijskih tokova evaporatora:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{E}l \quad (4.120)$$

Energijski gubici evaporatora:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.121)$$

Kako je \dot{Q}_C transfer topline na evaporatoru onda je:

$$(\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_7 \cdot h_7) = \dot{Q}_C \quad (4.122)$$

Uvođenjem supstitucije:

$$\dot{E}l = \dot{Q}_C - (h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_8 \cdot \dot{m}_8 - h_1 \cdot \dot{m}_1 - h_4 \cdot \dot{m}_4) \quad (4.123)$$

Te dijeljenjem cijele jednadžbe sa \dot{Q}_C :

$$\frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = 1 - \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_8 \cdot \dot{m}_8 - h_1 \cdot \dot{m}_1 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{Q}_C} \quad (4.124)$$

i sređivanjem:

$$1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_8 \cdot \dot{m}_8 - h_1 \cdot \dot{m}_1 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{Q}_C} \quad (4.125)$$

Odnosno, energijska učinkovitost evaporatora, prema načelu učinkovitosti (3.30) je:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_8 \cdot \dot{m}_8 - (h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_7 \cdot h_7} \quad (4.126)$$

Bilanca eksergijskih tokova evaporatora:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 + \dot{E}xd \quad (4.127)$$

Eksergijski gubici evaporatora:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 - \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8 \quad (4.128)$$

Eksergijska učinkovitost evaporatora:

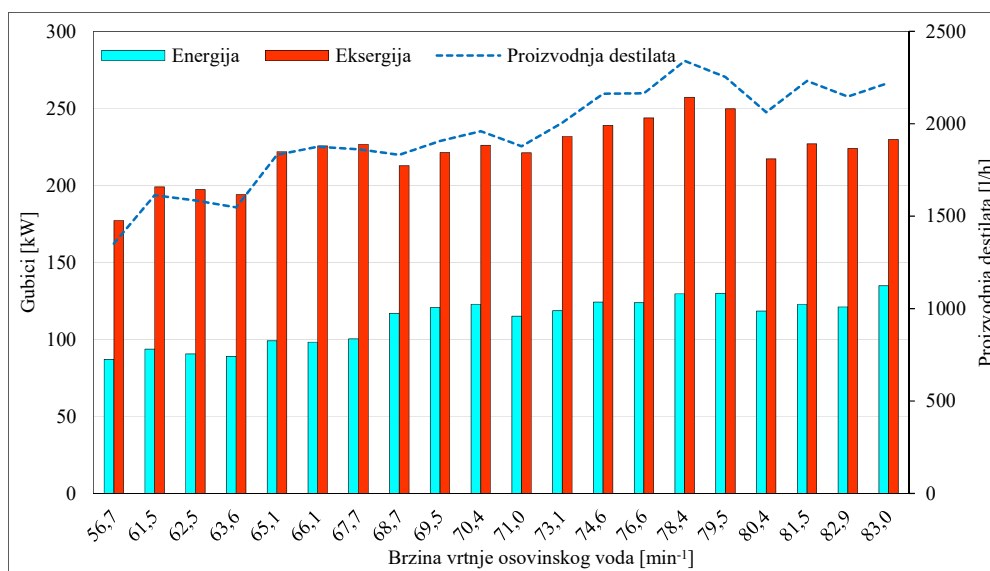
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} =$$

$$= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 - \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8}{\dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_7 \cdot ex_7}$$

$$= \frac{\dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 - (\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_4 \cdot ex_4)}{\dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_7 \cdot ex_7} \quad (4.129)$$

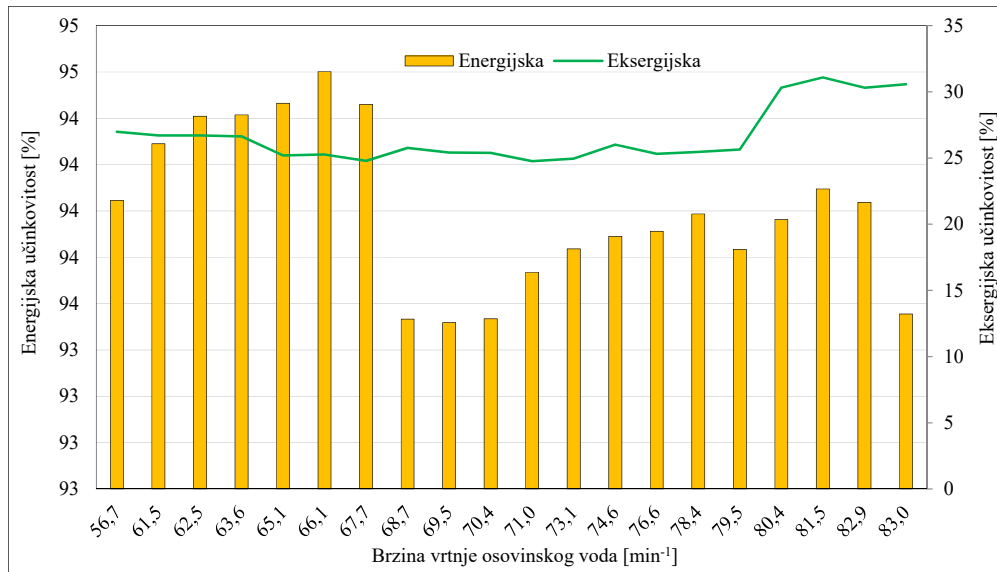
4.6.2 Energijska i eksergijska analiza evaporatora

Toplinska energija pare dolazi na evaporator do brzine vrtnje osovinskog voda od 68,7 min⁻¹ iz linije reducirane pare otplinjača, a iznad te brzine vrtnje osovinskog voda, evaporator radi u režimu oduzimanja pare s glavne turbine. U tom režimu rada može se reći da evaporator radi kao regenerativni zagrijač napojne vode jer isparava more toplinskom energijom koja se oduzima sa glavne pogonske turbine gdje zagrijava napojnu vodu iz glavnog kondenzatora koja služi kao rashladni medij u kondenzatorskoj sekciji evaporatora. Energijski i eksergijski gubici evaporatora prate količinu proizvedenog destilata prema Slici 4.54. Eksergijski gubici evaporatora veći su od energijskih gubitaka pri svim promjenama opterećenja na osovinskom vodu. Proizvedena količina destilata varira o promjeni tlaka pare na ulazu u evaporator koji se može zadati na ulaznoj redukcijskoj stanici te o količini kondenzata koji prolazi kroz evaporator i koji služi kao rashladni medij za kondenzaciju destilata. Porast masenog protoka kondenzata u gornjim režimima rada povoljno djeluje na gubitke u evaporatoru zbog pojačanog hlađenja na kondenzatoru evaporatora te se gubici smanjuju nakon 79,5 min⁻¹.



Slika 4.54 Energijski i eksergijski gubici evaporatora pri promjeni opterećenja

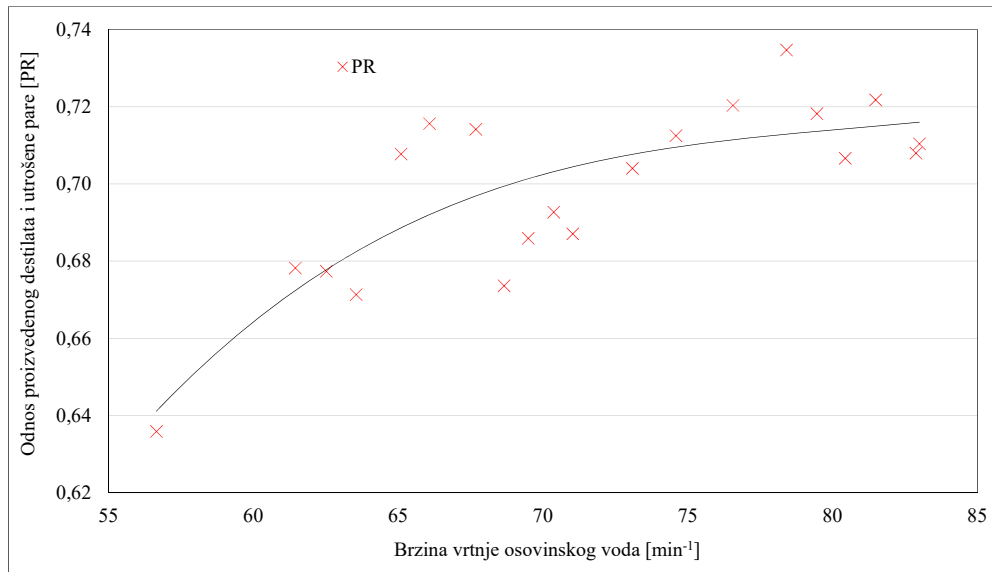
Energijska učinkovitost evaporatora vrlo je visoka i kreće se u granicama iznad 90%, dok eksergijski evaporator nije učinkovit uređaj, s najboljom učinkovitošću od oko 30% u gornjim režimima rada, Slika 4.55.



Slika 4.55 Energijska i eksergijska učinkovitost evaporatora pri promjeni opterećenja

Do lošije eksergijske učinkovitosti dolazi uglavnom stoga što se jedan dio morske vode, odnosno rasoline odvodi preko ejektora van broda, čime se dio toplinske energije odbacuje pa se povećavaju gubici eksergije. Učinkovitost bi mogla biti povećana kaskadnim isparavanjem rasoline u drugom stupnju. Drugi pristup u smanjenju gubitaka na evaporatoru bio bi smanjivanje količine mora na ulazu u evaporator, što reducira gubitke energije rasoline, no smanjivanjem količine dovedenog mora u evaporator povećava se koncentracija klorida u destilatu što nije preporučljivo za generatore pare niti za evaporator zbog taloženja kamenca na cijevima generatora pare i taloženja kamenca na pločama izmjenjivača topline evaporatora. Uslijed taloženja kamenca dolazi do lokalnog pregrijavanja te pucanja cijevi u generatorima pare i pločama izmjenjivača topline evaporatora. Dodatnim smanjenjem dovoda mora u evaporatoru pospješuje se i taloženje soli na pločama izmjenjivača topline čime se smanjuje kapacitet proizvodnje destilata i skraćuje vrijeme između čišćenja evaporatora.

Omjer proizvedenog destilata i utrošene pare PR, često se koristi za procjenu učinkovitosti uređaja [109]. Kod broskog evaporatora taj je omjer manji od jedan tijekom cijelog područja rada i kreće se od oko 0,63 do 0,74 pri najvećim proizvedenim količinama destilata, Slika 4.56.



Slika 4.56 Omjer proizvedenog destilata i utrošene pare pri promjeni opterećenja

Drugi parametar koji je u upotrebi, je GOR odnosno omjer između topline koja se koristi da bi se morska voda isparila u destilat i topline koja se dodaje sustavu [110]. Ta dva omjera vrlo su slični za sustave koji koriste toplinsku energiju za proizvodnju destilata, te se mogu kretati u ovisnosti o konfiguraciji kod velikih sustava od 3 do 10. Za ovaj tip evaporatora proizvođačev *production ratio* PR, odnosno omjer proizvedenog destilata i dovedene toplinske snage pri maksimalnoj proizvodnji destilata iznosi 0,82. Mjerene vrijednosti daju lošiji PR odnos, što znači da se u realnim pogonskim uvjetima troši više pare za proizvodnju destilata od upute proizvođača.

4.7 Kondenzator brtvene pare

Kondenzator brtvene pare služi za dogrijavanje kondenzata i kondenzaciju brtvene pare koja izlazi iz brtvenica glavne turbine, turbogeneratora, turbonapojnih pumpi te odzračivanje i kondenzaciju plinova izvučenih iz otplinjača [112]. Tlak unutar kondenzatora brtvene pare je pod malim vakuumom, čime se pospješuje ulazak brtvene pare u kondenzator iz brtvenica turbinske grupe strojeva. Vakuum se unutar kondenzatora brtvene pare održava vakuumskim pumpama, parnim ejektorima ili pomoću centrifugalnih ventilatora. Moderna brodska parnoturbinska postrojenja upotrebljavaju centrifugalni ventilator, gdje mjereni tlak u kondenzatoru iznosi 0,0973 MPa. Kako para kondenzira na cijevima kondenzatora brtvene pare pri tom procesu dolazi do odvajanja pare i plinova koji se izbacuju van kondenzatora brtvene pare pomoću centrifugalnog ventilatora preko odvajača kapljica u atmosferu. Proizvođači

pojedinih uređaja, daju slijedeće procjene količine brtvene pare po turbinama u postrojenju i otplinjaču [113], [114]:

Propuštanje brtvene pare s glavne turbine: 130 kg/h

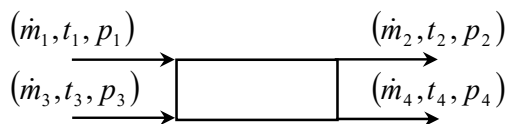
Propuštanje brtvene pare s turbogeneratorskog: 90 kg/h

Propuštanje brtvene pare s napojnih pumpi: 50 kg/h

Propuštanje brtvene pare s otplinjača: 50 kg/h

4.7.1 Energijske, eksergijske i masene bilance kondenzatora brtvene pare

Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare prikazan je na Slici 4.57



Slika 4.57 Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare

gdje su:

- 1 - ulaz brtvene pare u kondenzator brtvene pare
- 2 - izlaz kondenzata iz kondenzatora brtvene pare
- 3 - ulaz napojne vode u kondenzator brtvene pare
- 4 - izlaz napojne vode iz kondenzatora brtvene pare

Bilnaca masenih protoka kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.130)$$

Bilanca energijskih tokova kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{E}l \quad (4.131)$$

Energijski gubici kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.132)$$

Energijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} \quad (4.133)$$

Bilanca eksergijskih tokova kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{E}xd \quad (4.134)$$

Eksergijski gubici kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 \quad (4.135)$$

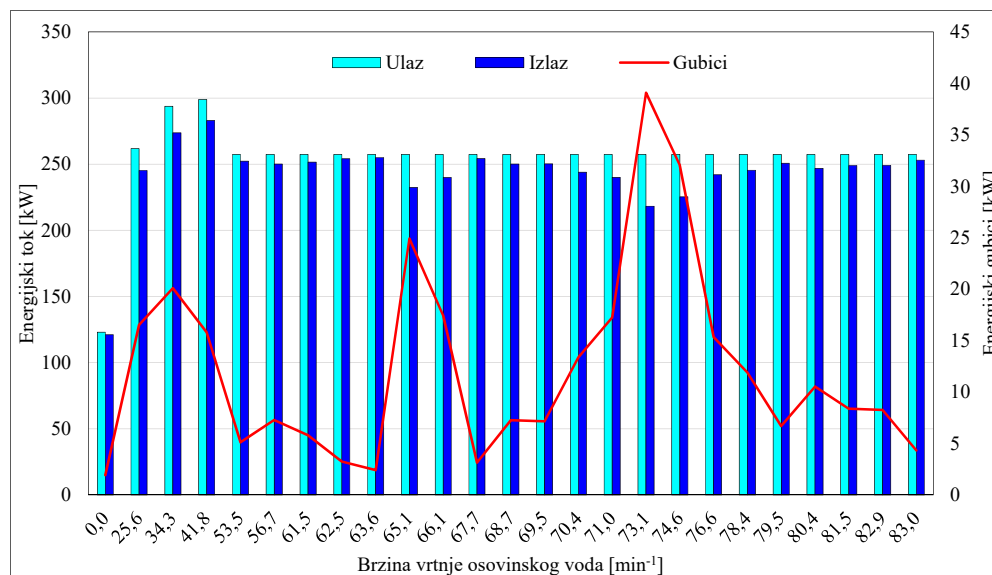
Eksergijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4} =$$

$$= \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4} \quad (4.136)$$

4.7.2 Energijska i eksergijska analiza kondenzatora brtvene pare

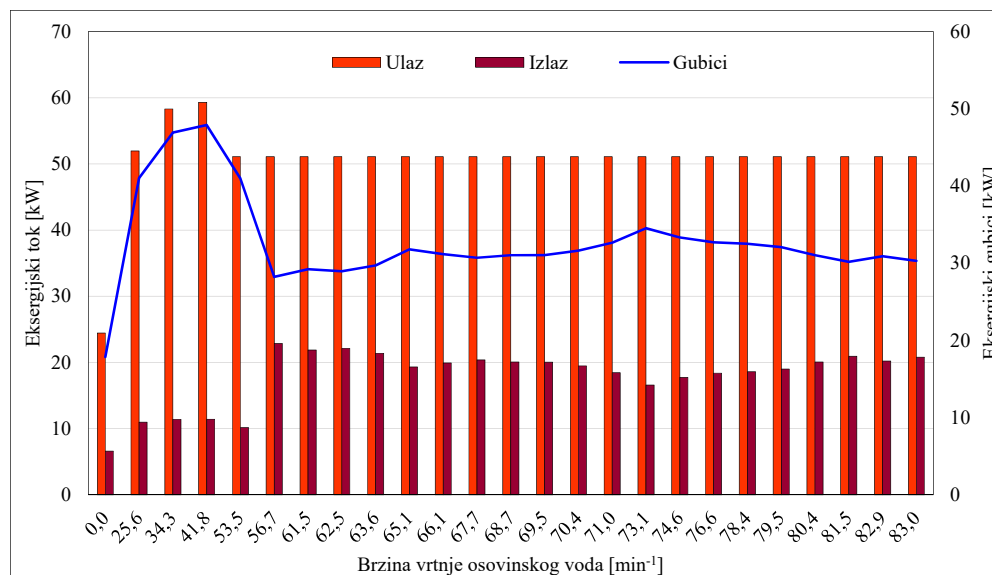
Kretanje energijskih tokova oko kondenzatora brtvene pare prikazano je na Slici 4.58. Energijski gubici kondenzatora brtvene pare kreću se uglavnom ispod 20 kW, a smanjenje odnosno povećanje energijskih gubitaka vidljivo je na opterećenjima kod 65,1 i 73,1 min⁻¹. Na oba navedena opterećenja glavna turbina mijenja brzinu vrtnje nešto oštrije nego kod ostalih mjenjenih područja gdje dolazi do povećanog protoka kondenzata uslijed promjene brzine kroz kondenzator brtvene pare. Osjetljivost kondenzatora brtvene pare na promjene opterećenja glavne pogonske turbine najbolje se vidi u manevarskoj zoni. Ova osjetljivost kondenzatora brtvene pare na promjenu opterećenja, uglavnom je vezana uz veličinu kondenzatora brtvene pare, koji nema akumulacijsku sposobnost i nije u stanju kondenzirati naglije skokove u količini pare iz labirintnih brtvenica pri većoj promjeni opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini. Kako kondenzator nije u stanju kondenzirati ukupnu količinu pare, može se dogoditi da se mješavina kondenzata i pare prelije preko ventilatora van u prostor strojarnice.



Slika 4.58 Kretanje energijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja

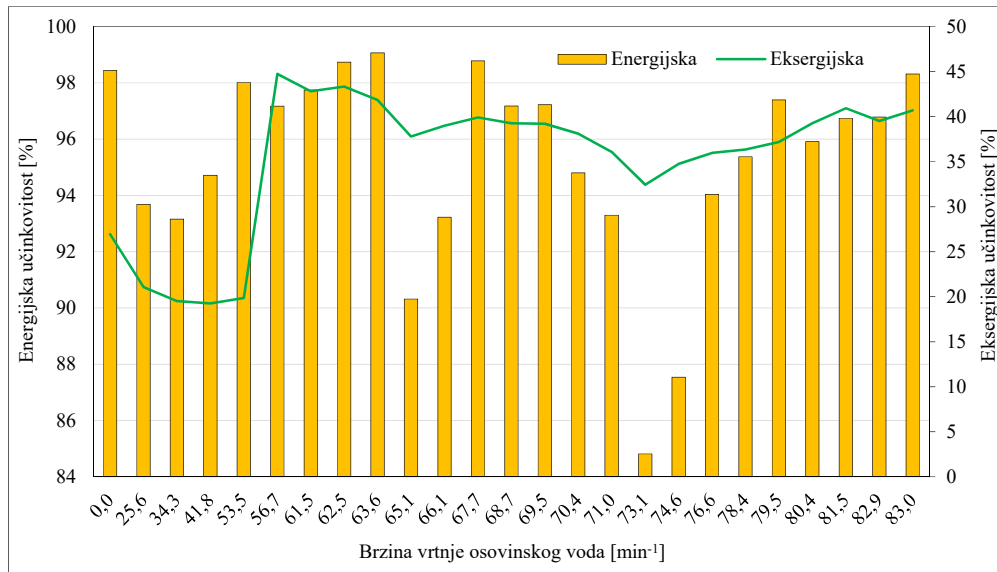
Kretanje eksergijskih tokova kondenzatora brtvene pare, prikazano je na Slici 4.59. Eksergijski gubici kondenzatora brtvene pare veći su od energijskih gubitaka i kreću se u vrijednostima

iznad 30 kW, što ukazuje na lošiju eksergijsku učinkovitost kondenzatora brtvene pare. Eksergijska analiza jasno ukazuje na žarište gubitaka, u ovom slučaju je to loš izbor opreme, odnosno na neučinkovitost samog kondenzatora brtvene pare. Kao što je bilo rečeno kod energijske analize, zamjenom odnosno povećanjem kapaciteta kondenzatora brtvene pare porasla bi eksergijska učinkovitost, što bi pozitivno djelovalo i na sam regenerativni ciklus.



Slika 4.59 Kretanje eksergijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja

Zbog vrlo malih energijskih gubitaka, učinkovitost kondenzatora brtvene pare je visoka i kreće se iznad 85%, Slika 4.60. Kako se protok brtvene pare prema kondenzatoru brtvene pare vrlo malo mijenja tijekom svih režima rada, može se zaključiti da su labirintne brtve glavne turbine, turbogeneratora i napojne pumpe u vrlo dobrom stanju i da nema većih propuštanja od onih koje je dao proizvođač. Upravo suprotno, eksergijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare je slaba i kreće se u granicama od ispod 45%, Slika 4.60 i tu postoji još prostora za povećanje učinkovitosti. Iako primarna funkcija kondenzatora brtvene pare nije regenerativno zagrijavanje napojne vode, nego kondenziranje brtvene pare zbog zaštite okoline od opasnosti udisanja para ispunjenih aditivima, te zaštite samog uređaja od nepotrebne kondenzacije para koje mogu štetno utjecati na električne instalacije [115], svako i malo podizanje temperature napojne vode u sustavu je termodinamički korisno, a čime se štedi potrošnja goriva na generatorima pare.



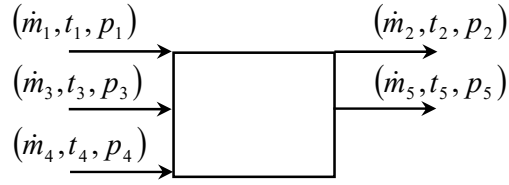
Slika 4.60 Učinkovitost kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja

4.8 Niskotlačni zagrijač napojne vode

Niskotlačni zagrijač napojne vode uvodi se u parni krug kako bi se oduzimanjem pare sa niskotlačne turbine povećao stupanj učinkovitosti parnog postrojenja regenerativnim zagrijavanjem napojne vode. Na niskotlačni zagrijač dolazi i kondenzat s izlaza iz zagrijača zraka generatora pare, koji dogrijavaju vodu na nižim brzinama vrtnje osovinskog voda, prije oduzimanja iz niskotlačne turbine. Niskotlačni zagrijač na strani pare ulaza u zagrijač, odnosno izlaza kondenzata iz niskotlačnog zagrijača opremljen je s kontrolom razine kondenzata. Kontrola razine kondenzata iz regenerativnog zagrijača ima ulogu zaštite cijevi unutar niskotlačnog zagrijača od velikih brzina strujanja pare na ulazu u niskotlačni zagrijač. Iako kontrola razine kondenzata osigurava duži rad niskotlačnog zagrijača, razina kondenzata unutar zagrijača ne smije biti previsoka, jer se smanjuje kondenzacijska sposobnost na parnoj strani zagrijača zbog površine cijevi koje su ispod kontrolirane razine kondenzata [116]. Niskotlačni zagrijač spojene je cjevovodom s glavnim kondenzatorom što mu osigurava rad pod stanovitim podtlakom, čime se pospješuje izvlačenje pare iz niskotlačne turbine. Karakteristike niskotlačnog zagrijača napojne vode date su u [117].

4.8.1 Energijske, eksergijske i masene bilance niskotlačnog zagrijača napojne vode

Protok mase i energije niskotlačnog zagrijača prikazan je na Slici 4.61.



Slika 4.61 Protok mase i energije niskotlačnog zagrijača napojne vode

gdje su:

- 1 - ulaz napojne vode u niskotlačni zagrijač
- 2 - izlaz napojne vode iz niskotlačnog zagrijača
- 3 - ulaz pare sa oduzimanja iz niskotlačne turbine
- 4 - ulaz kondenzata iz zagrijača zraka u niskotlačni zagrijač zraka
- 5 - izlaz kondenzata iz niskotlačnog zagrijača zraka

Bilanca masenih protoka niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (4.137)$$

Bilanca energijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{E}l \quad (4.138)$$

Energijski gubici niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (4.139)$$

Energijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\begin{aligned} \eta_I &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} = \\ &= \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} \end{aligned} \quad (4.140)$$

Bilanca eksergijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{E}xd \quad (4.141)$$

Eksergijski gubici niskotlačnog zagrijača napojne vode:

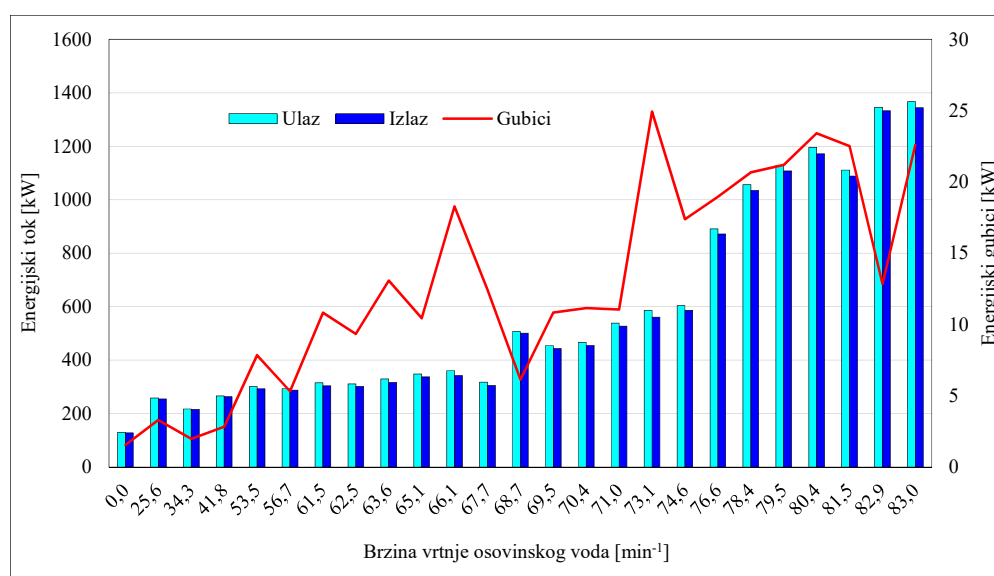
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 \quad (4.142)$$

Eksergijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \\ &= \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \end{aligned} \quad (4.143)$$

4.8.2 Energijska i eksergijska analiza niskotlačnog zagrijača napojne vode

Energijski gubici na niskotlačnom zagrijaču relativno su maleni i kreću se u rasponu do 25 kW, Slika 4.62. Smanjeni gubici na niskotlačnom zagrijaču pri brzini vrtnje osovinskog voda od 68,7 min⁻¹ uzrokovani su početkom oduzimanja pare s niskotlačne turbine, što povoljno utječe na energijske gubitke. Od vremena tijekom ukrcaja tereta pa do spomenutih brzina vrtnje osovinskog voda, niskotlačni zagrijač kondenzata grije napojnu vodu samo preko izlaza kondenzata iz zagrijača zraka generatora pare, što je energijski korisno ali samo do kraja manevarskog područja, od kada gubici počinju rasti. Do ponovnog pada energijskih gubitaka dolazi na 74,6 min⁻¹. Na tim brzinama vrtnje osovinskog voda dolazi do početka oduzimanja iza visokotlačne pogonske turbine.

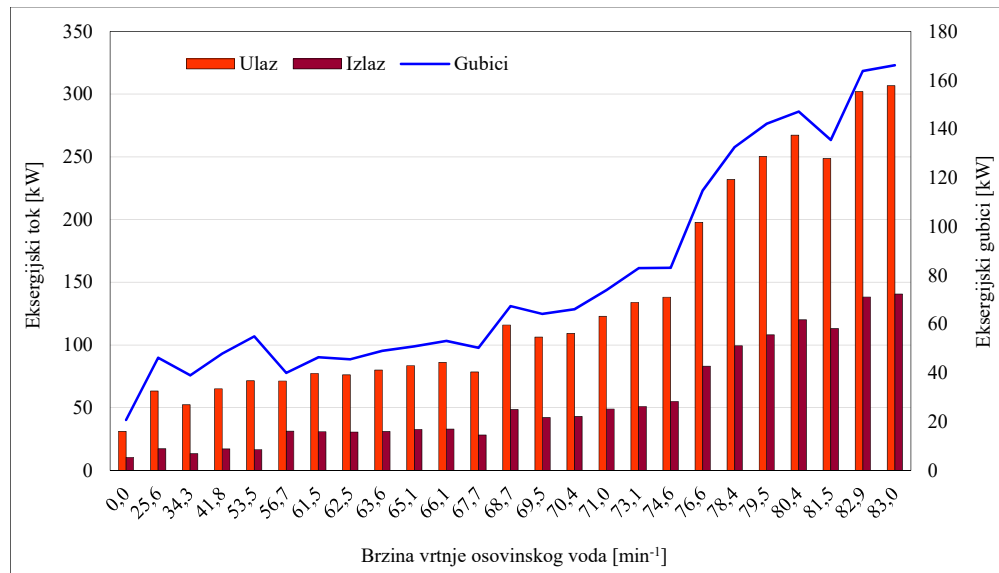


Slika 4.62 Kretanje energijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

Iako oduzimanje iza visokotlačne turbine nije direktno povezano s niskotlačnim zagrijačem posljedično djeluje pozitivno na smanjenje gubitaka. Konačno, zadnji pad gubitaka se javlja na 81,5 min⁻¹, gdje dolazi do početka oduzimanja pare s visokotlačne pogonske turbine koje opet nije direktno povezano s niskotlačnim zagrijačem napojne vode ali opet posljedično ima povoljan utjecaj na smanjenje gubitaka energije. Iz prethodno rečenog proizlazi da je niskotlačni zagrijač realativno osjetljiv na oduzimanje s glavne pogonske turbine u smislu da mu se smanjuju energijski gubici prilikom početka oduzimanje pare s glavne turbine.

Eksergijski gubici, Slika 4.63 veći su od energijskih gubitaka i kreću se u rasponu od 20 do 170 kW što ukazuje na lošiju eksergijsku učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode. Najmanji eksergijski gubici nalaze se u manevarskom području vožnje broda, međutim nakon

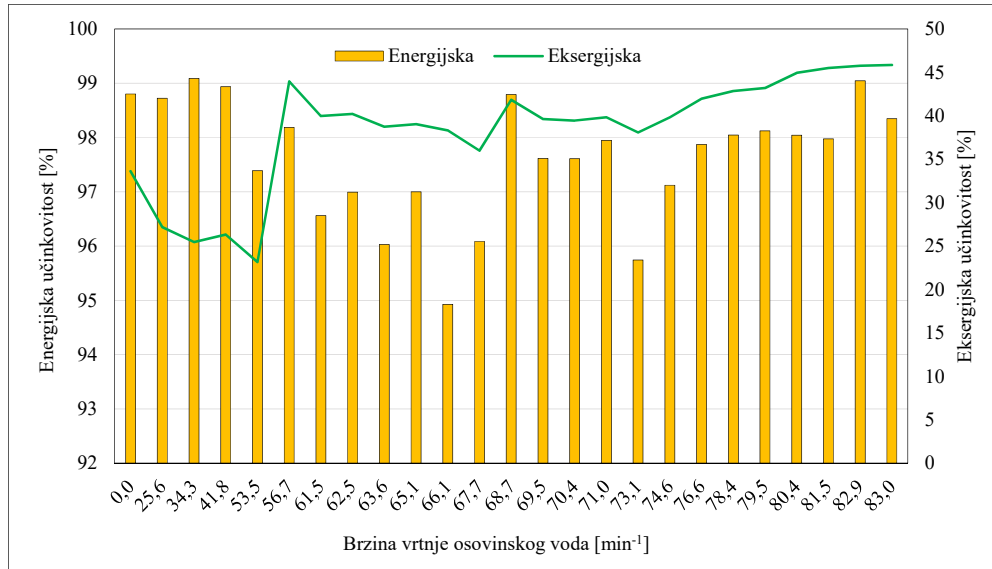
tog područja bilježi se blagi porast eksergijskih gubitaka, sve do područja početka oduzimanja pare iz niskotlačne turbine na $68,7 \text{ min}^{-1}$. Posebno negativan utjecaj na eksergijske gubitke niskotlačnog zagrijača napojne vode ima početak oduzimanja pare između visokotlačnog i niskotlačnog kućišta od $74,6 \text{ min}^{-1}$ prema krajnjim ispitivanim točkama gdje se vidi nagli porast gubitaka. Porast eksergijskih gubitaka uzrokovan je nedovoljnom učinkovitosti niskotlačnog zagrijača napojne vode. Drugim rječima niskotlačni zagrijač napojne vode ne grije napojnu vodu prema proizvođaču na maksimalnih $103 \text{ }^\circ\text{C}$. Najviša izmjerena vrijednost temperature napojne vode na izlazu iz niskotlačnog zagrijača prema mjernim rezultatima je iznosila $67 \text{ }^\circ\text{C}$, što je puno manje od navedenog u uputama proizvođača.



Slika 4.63 Kretanje eksergijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

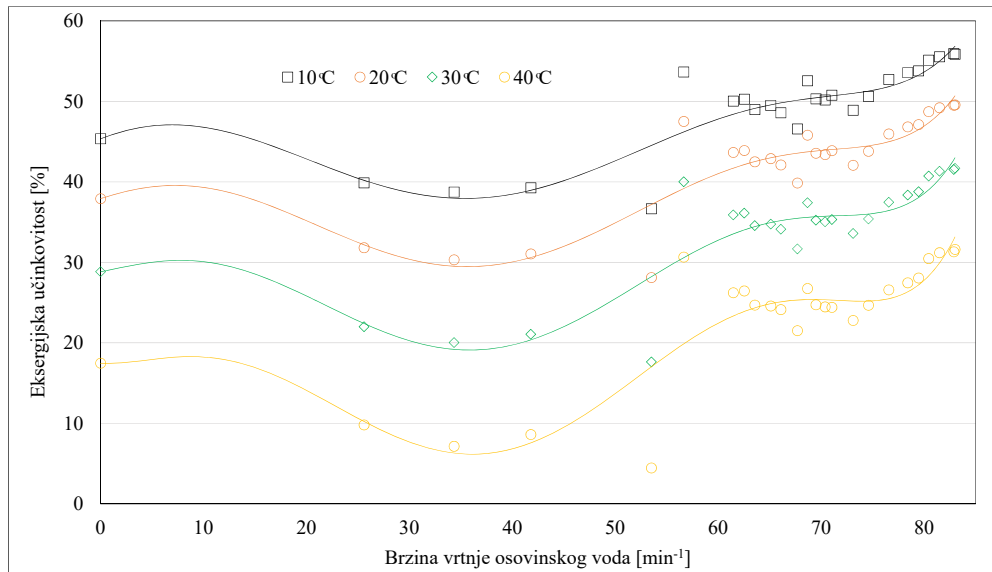
Energijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača je vrlo visoka i kreće se u svim režimima rada osovinskog voda u vrijednostima od iznad 90%, Slika 4.64. Najbolje vrijednosti energijske učinkovitosti niskotlačnog zagrijača nalaze se u manevarskoj zoni, u početku oduzimanja pare iz niskotlačne turbine, te nakon početka oduzimanja s visokotlačne turbine, što je u skladu s veličinama energijskih gubitaka na niskotlačnom zagrijaču. Eksergijska učinkovitost je znatno niža i iznosi ispod 45%, gotovo u cijelom području rada niskotlačnog zagrijača napojne vode. Loša eksergijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača posljedica je, kako je već spomenuto slabijeg zagrijavanja napojne vode pri većim brzinama vrtnje osovinskog voda, ali ne samo pri većim brzinama vrtnje nego i u manevarskom području rada, gdje bi se mogli postići bolji rezultati optimiziranjem oduzimanja pare s glavne turbine na niskotlačnom zagrijaču napojne vode. Općenito slabije zagrijavanje vode u području oduzimanja pare s niskotlačne turbine

uzrokovano je tehničkim poteškoćama na nepovratnom ventilu na ulazu u niskotlačni zagrijač iz cjevovoda oduzimanja sa niskotlačne turbine koji je ostao u nepotpuno otvorenom položaju što je uzrokovalo lošiju učinkovitost zagrijača, i posljedičnu osjetljivost na odzimanje pare pri $74,6 \text{ min}^{-1}$, koja se vidi prilikom analize žarišta eksergijskih gubitaka.



Slika 4.64 Učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

Ovisnost o promjeni temperature okoline na niskotlačnom zagrijaču napojne vode prikazana je na Slici 4.65. Provedeno ispitivanje osjetljivosti eksergijske učinkovitosti zagrijača napojne vode pri promjeni temperature okoline od 10 do $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ukazuje na to da je učinkovitost niskotlačnog zagrijača bolja pri nižim temperaturama. Povećanjem temperature okoline eksergijska učinkovitost pada. Razlike u temperaturama okoline imaju veliki utjecaj na učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode, koje se kreću u rasponu od oko 20% , te se s tog stanovišta može reći da je niskotlačni zagrijač napojne vode veoma osjetljiv na promjenu temperature okoline. Do velike eksergijske osjetljivosti niskotlačnog zagrijača napojne vode na promjenu temperature okoline dolazi stoga što je radno područje niskotlačnog regenerativnog zagrijača na nižim temperaturama pare i napojne vode, te mu je radni potencijal mali i time je vrlo ovisan o promjeni temperature okoline.



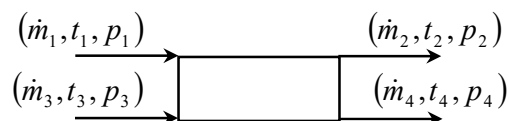
Slika 4.65 Kretanje eksergijske učinkovitosti niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni temperature okoline

4.9 Visokotlačni zagrijač napojne vode

Visokotlačni zagrijač napojne vode uvodi se u parni krug kako bi se oduzimanjem pare s izlaza iz visokotlačne turbine povećao stupanj učinkovitosti parnog postrojenja regenerativnim zagrijavanjem napojne vode. Kada visokotlačni zagrijač napojne vode ne radi u režimu rada oduzimanja pare sa izlaza iz visokotlačne turbine, onda para za predzagrijavanje napojne vode dolazi sa linije rashlađene pregrijane pare iz generatora pare. Rashlađena pregrijana para s generatora pare se reducira s radnog tlaka generatora pare koji iznosi 6 MPa na smanjeni tlak od 0,55 MPa. U trenutku kada tlak pare na izlazu iz visokotlačne turbine prijeđe zadanu vrijednost redukcijske stanice od 0,55 MPa, redukcijaska se stanica zatvori, te počinje regenerativno zagrijavanje oduzetom parom iza visokotlačne turbine. Razina kondenzata na izlazu iz visokotlačnog zagrijača napojne vode održava se kontrolorom razine kondenzata slično kao i kod niskotlačnog zagrijača napojne vode. Karakteristike visokotlačnog zagrijača napojne vode date su u [118].

4.9.1 Energijske, eksergijske i masene bilance visokotlačnog zagrijača napojne vode

Protok mase i energije visokotlačnog zagrijača prikazan je na Slici 4.66.



Slika 4.66 Protok mase i energije visokotlačnog zagrijača

gdje su:

- 1 - ulaz napojne vode u visokotlačni zagrijač
- 2 - izlaz napojne vode iz visokotlačnog zagrijača
- 3 - ulaz pare u visokotlačni zagrijač
- 4 - izlaz kondenzata iz visokotlačnog zagrijača

Bilanca masenih tokova visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.144)$$

Bilanca energijskih tokova visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{E}l \quad (4.145)$$

Energijski gubici visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.146)$$

Energijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} \quad (4.147)$$

Bilanca eksergijskih tokova visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{E}xd \quad (4.148)$$

Eksergijski gubici visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 \quad (4.149)$$

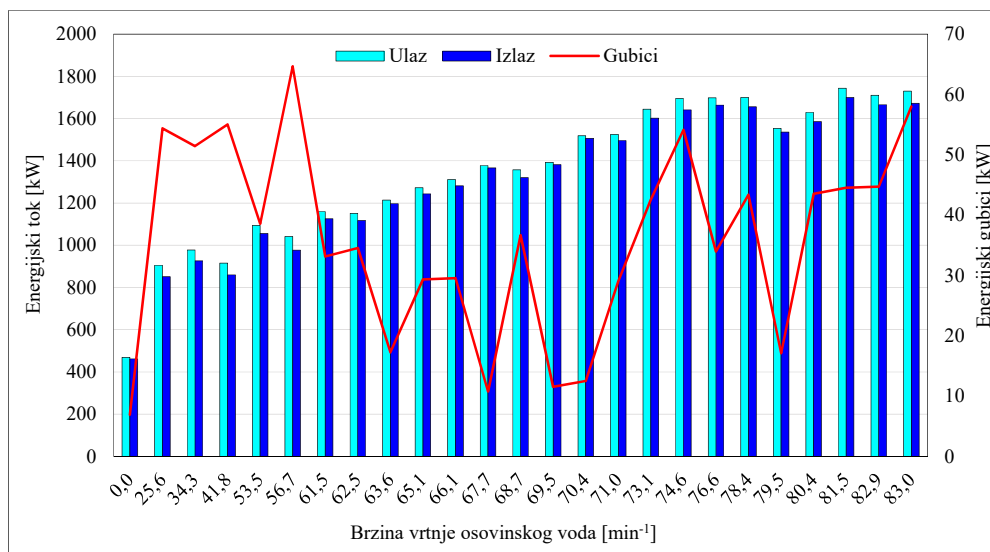
Eksergijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača napojne vode:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4} = \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4} \quad (4.150)$$

4.9.2 Energijska i eksergijska analiza visokotlačnog zagrijača napojne vode

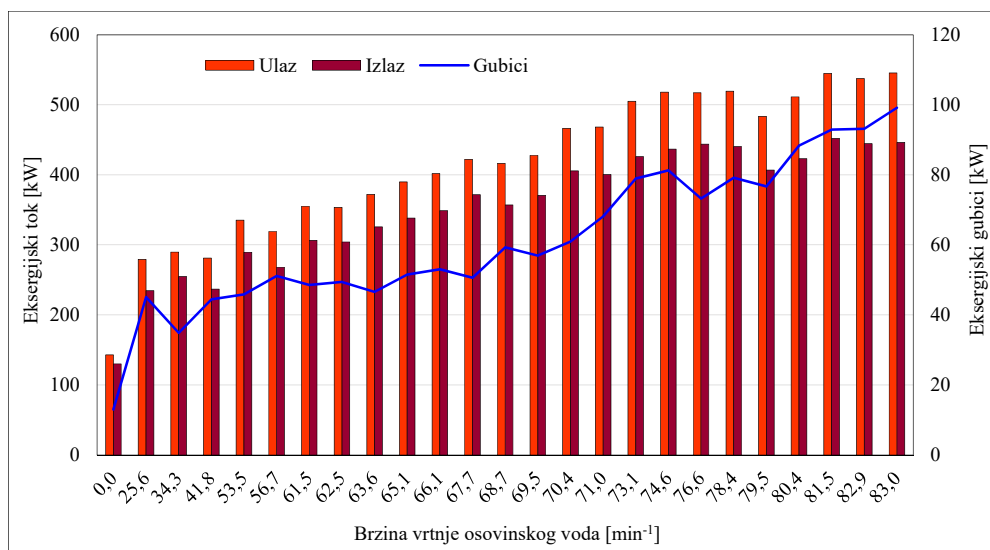
Raspon energijskih tokova na ulazu i izlazu iz visokotlačnog zagrijača napojne vode kreće se od 400 do 1800 kW pri promjeni brzine vrtnje osovinskog voda u mjerenom rasponu. Energijski gubici na promatranom području su relativno mali i iznose do 65 kW, Slika 4.67. Energijski gubici rastu povećanjem brzine vrtnje osovinskog voda i dostižu svoj maksimum na 74,6 min⁻¹. U donjim režimima rada nepovoljna radna točka odnosi se na 56,7 min⁻¹, gdje dolazi do veće promjene opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini, odnosno promjene količine napojne vode kroz visokotlačni zagrijač, što pridonosi porastu energijskih gubitaka. Uzrok povećanim energijskim gubicima u tom trenutku je oscilacija razine kondenzata u

visokotlačnom zagrijaču što se nepovoljno odražava na energijske gubitke visokotlačnog zagrijača napojne vode.



Slika 4.67 Kretanje energijskih tokova visokotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

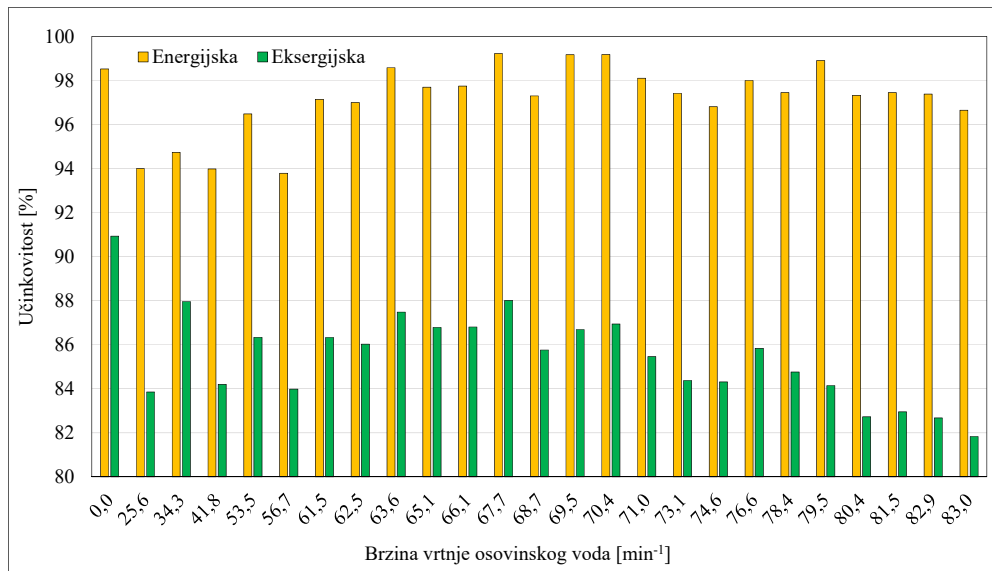
Eksergijski tokovi iz visokotlačnog zagrijača prikazani su na Slici 4.68.



Slika 4.68 Kretanje eksergijskih tokova visokotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

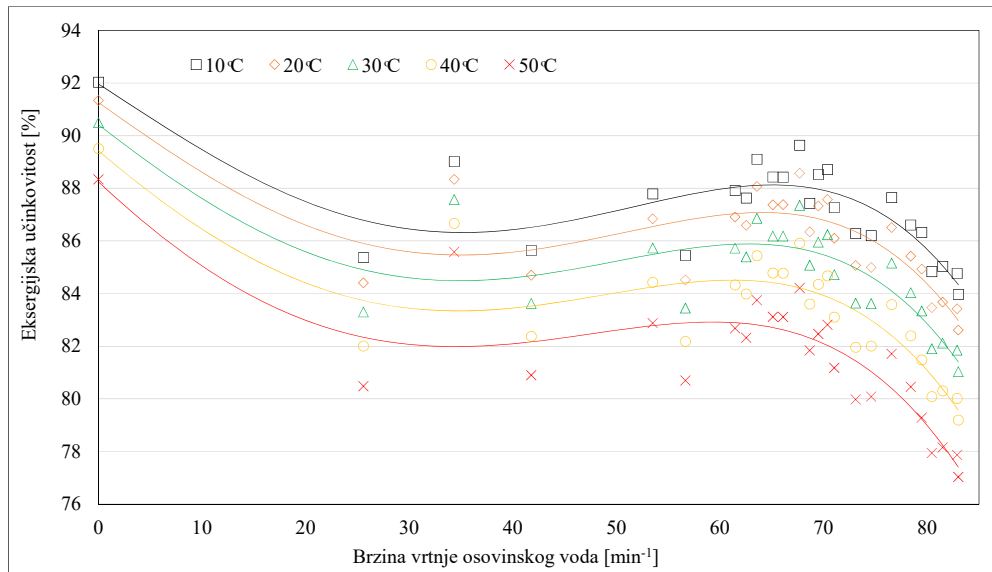
Najmanji eksergijski gubici nastaju pri ukrcaju broda u luci, a nakon toga su u porastu. Na 79,5 min⁻¹ dolazi do blagog pada eksergijskih gubitaka na visokotlačnom zagrijaču napojne vode koji su uzrokovani zatvaranjem redukcijske stanice 6/0,55 MPa te povoljnim djelovanjem oduzete pare nakon visokotlačne turbine koja ima veću specifičnu entalpiju od rashlađene

pregrijane pare sa redukcijske stanice generatora pare. Kako para s glavne turbine ima veći eksergijski potencijal, time je potrebno dovesti manju količinu pare na visokotlačni zagrijač što se očituje padom eksergijskih gubitaka pri tim brzinama vrtnje osovinskog voda. Eksergijski gubici na visokotlačnom zagrijaču veći su od energijskih gubitaka pri cijelom promatranom području i iznose oko 100 kW u gornjim režimima rada glavne pogonske turbine. Energijska i eksergijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača prikazana je na Slici 4.69. Energijska učinkovitost je vrlo visoka u svim radnim područjima i kreće se u iznad 94%. Međutim, eksergijski gledano, visokotlačni zagrijač je poddimenzioniran što se vidi opadanjem učinkovitosti povećanjem opterećenja na glavnoj turbini, gdje učinkovitost pada do ~ 81% u zadnjoj mjerenoj točki. Dobro dimenzioniran visokotlačni zagrijač trebao bi održavati učinkovitost porastom opterećenja što ovdje nije slučaj, čak niti nakon uvođenja oduzete pare s izlaza iza visokotlačne turbine. Eksergijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača porasla bi uvođenjem dodatne jedinice koja bi koristila oduzetu paru s visokotlačne turbine. Učinkovitost na visokotlačnom zagrijaču mogla bi porasti i uvođenjem dijela pare s oduzimanja iz visokotlačne turbine na postojeći zagrijač. To bi moglo povećati specifičnu entalpiju pare na ulazu u zagrijač i smanjiti ukupnu potrošnju pare za grijanje napojne vode na visokotlačnom zagrijaču.



Slika 4.69 Učinkovitost visokotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja

Ispitivanje osjetljivosti visokotlačnog regenerativnog zagrijača na promjenu temperature okoline prikazano je na Slici 4.70. Eksergijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača opada porastom temperature okoline u rasponu ~ 4% u donjim režimima rada. U gornjim režimima rada visokotlačnog zagrijača napojne vode taj odnos je još nepovoljniji i kreće se do 5%.



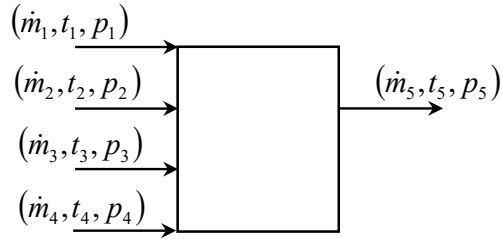
Slika 4.70 Kretanje eksergijske učinkovitosti visokotlačnog regenerativnog zagrijača pri promjeni temperature okoline

4.10 Otplinjač

Otplinjač ima dvojaku funkciju u parnom krugu: da rasprši napojnu vodu u sitne kapljice kako bi se olakšalo oslobađanje otopljenih plinova CO₂, O₂ i H₂S iz napojne vode [119], te da djeluje kao direktni zagrijač napojne vode. Osobito štetno djelovanje ima otopljeni kisik koji korozivno djeluje na sustav. Mehanizam otplinjavanja topivih plinova u napojnoj vodi zasniva se na fizikalnoj zakonitosti pri kojoj tekućina na temperaturi zasićenja iz sebe ispušta otopljene plinove [113]. Kako bi se pospješilo zagrijavanje napojne vode i proces odvajanja otopljenih plinova iz napojne vode, u samom otplinjaču se nalaze ventili koji dovedenu napojnu vodu raspršuju i time ubrzavaju spomenute procese. Zagrijavanje napojne vode u otplinjaču izvedeno je na dva načina i to: oduzimanjem pare sa glavne turbine, odnosno sa izlaza iz visokotlačne turbine, te dovođenjem rashlađene pregrijane pare sa generatora pare kada je oduzimanje pare sa glavne turbine zatvoreno. Drugi način izveden je sustavom redukcijских stanica tlaka gdje se dovodi para na otplinjač sa ispuha iz turbine napojne pumpe i sa sustava rashlađene pregrijane pare iz generatora pare. U otplinjaču se napojna voda direktno zagrijava s parom do temperature zasićenja napojne vode. Radni tlak na otplinjaču je 0,28 MPa i postavljen je od strane proizvođača.

4.10.1 Energijske, eksergijske i masene bilance otplinjača

Protok mase i energije otplinjača prikazan je na Slici 4.71.



Slika 4.71 Protok mase i energije otplinjača

gdje su:

- 1 - ulaz pare za zagrijavanje napojne vode u otplinjač
- 2 - ulaz napojne vode u otplinjač
- 3 - ulaz kondenzata iz visokotlačnog zagrijača u otplinjač
- 4 - recirkulacija napojne vode otplinjača
- 5 - izlaz napojne vode iz otplinjača

Bilanca masenih protoka otplinjača:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.151)$$

Bilanca energijskih tokova otplinjača:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{E}l \quad (4.152)$$

Energijski gubici otplinjača:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (4.153)$$

Energijska učinkovitost otplinjača:

$$\begin{aligned} \eta_I &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4} \\ &= \frac{\dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4} \end{aligned} \quad (4.154)$$

Bilanca eksergijskih tokova otplinjača:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{E}xd \quad (4.155)$$

Eksergijski gubici otplinjača:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 \quad (4.156)$$

Eksergijska učinkovitost otplinjača:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}x_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4} \\ &= \frac{\dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4} \end{aligned} \quad (4.157)$$

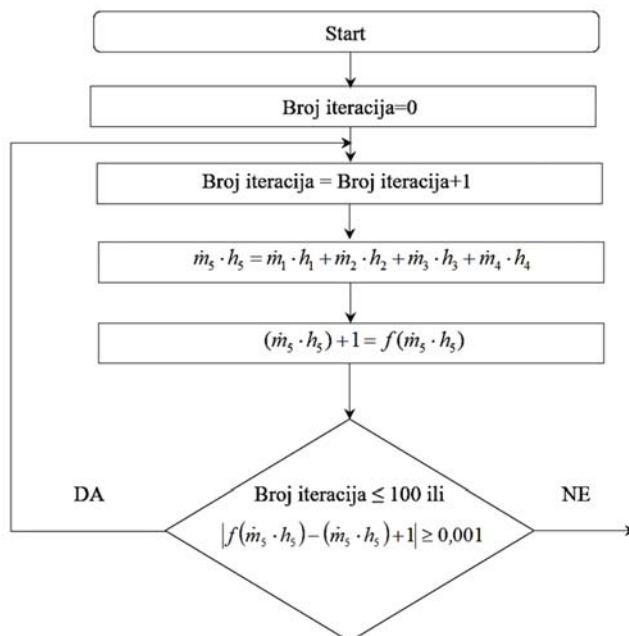
Za proračun bilance mase pare za grijanje otplinjača koristi se iteracijska shema:

$$x_{n+1} = f(x) \quad (4.158)$$

Iteracija se završava kada se zadovolji potrebna točnost. Odabrana vrijednost točnosti iteracije je $< 10 \text{ kg/h}$ pare:

$$|x_{i+1} - x_i| < \psi \quad (4.159)$$

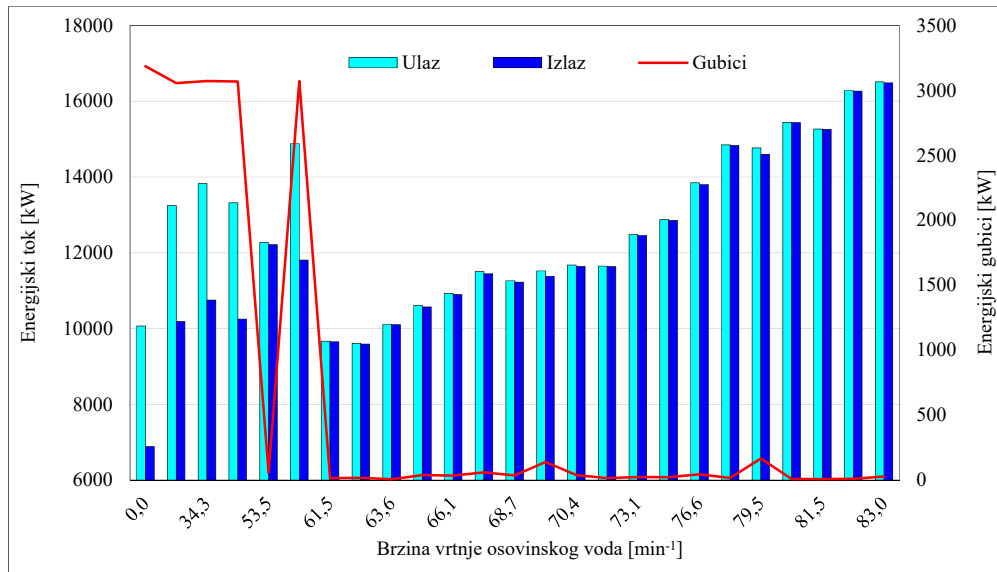
Program je podešen na maksimalno 100 iteracija ili na graničnu promjenu prethodne i slijedeće iteracije od 0,001, [120]:



Slika 4.72 Iteracijska shema bilance mase otplinjača

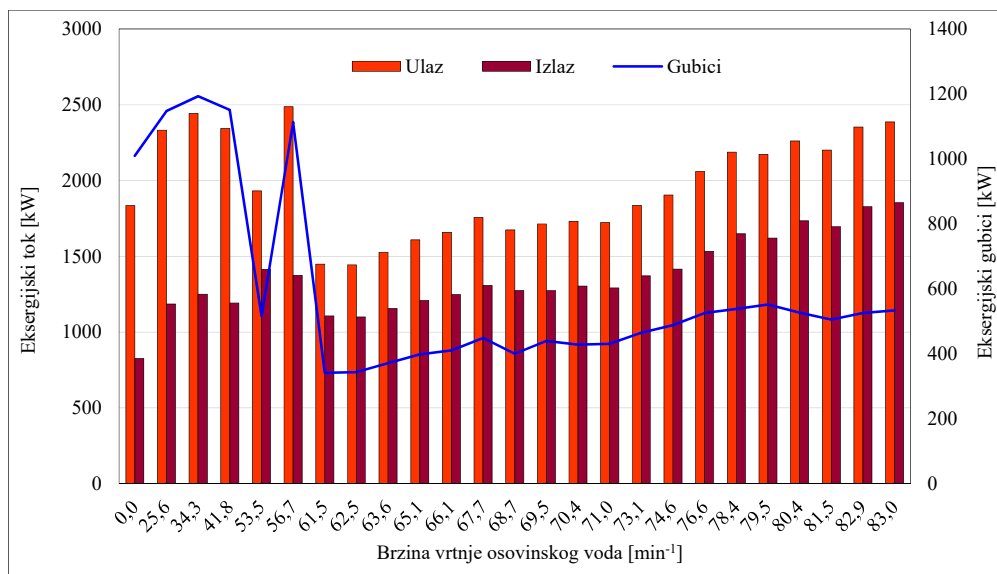
4.10.2 Energijska i eksergijska analiza otplinjača

Energijski tokovi otplinjača pri promjeni opterećenja prikazani su na Slici 4.73. Razlika energijskih tokova na ulazu i izlazu iz otplinjača pri ukrcaju broda u luci te za vrijeme manevra broda veća je u odnosu na plovidbeni režim broda, što je ponajprije uvjetovano recirkulacijskim režimom rada napojne pumpe. Takvo kretanje energijskih tokova oko otplinjača negativno djeluje na gubitke energije koji su povećani u tom radnom području, a kreću se oko 3000 kW. U režimu plovidbe broda gubici energijskih tokova su manji i ispod 100 kW.



Slika 4.73 Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja

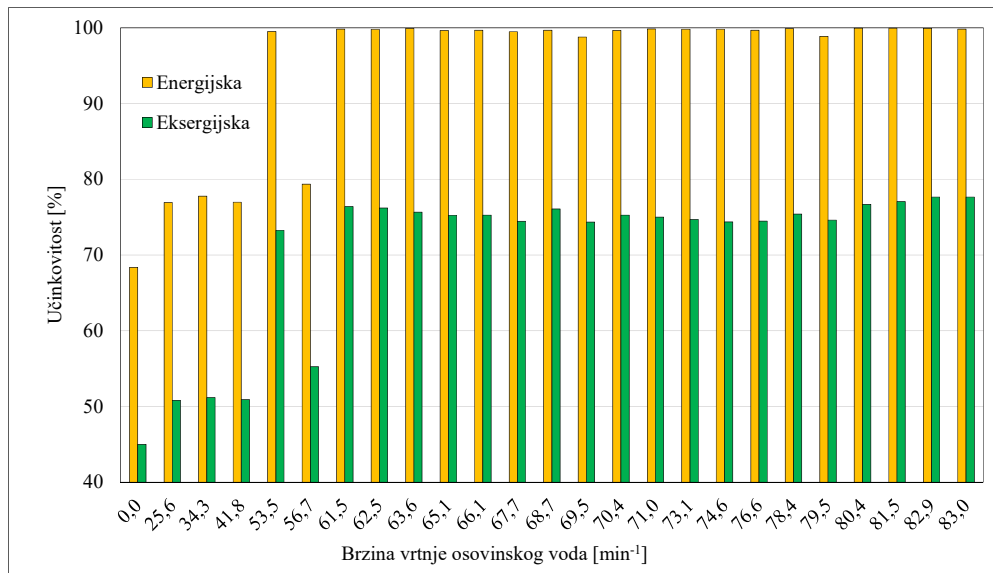
Gubici eksergijskih tokova na otplinjaču također su veći pri ukrcaju i pri manevru broda Slika 4.74. Eksergijska analiza otplinjača također ukazuje na to da se najveći gubici na otplinjaču nalaze u za vrijeme ukrcaja broda u luci i manevru broda gdje se ti gubici penju do 1200 kW, na što najviše utječe recirkulacija vode kroz otplinjač. Nakon manevarskog područja gubici se smanjuju i kreću se od 400 do 600 kW. Povećani eksergijski gubici u cijelom radnom području ukazuju na slabosti u uređaju ili sustavu oko otplinjača koji djeluju negativno na eksergijsku učinkovitost samog otplinjača.



Slika 4.74 Kretanje eksergijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja

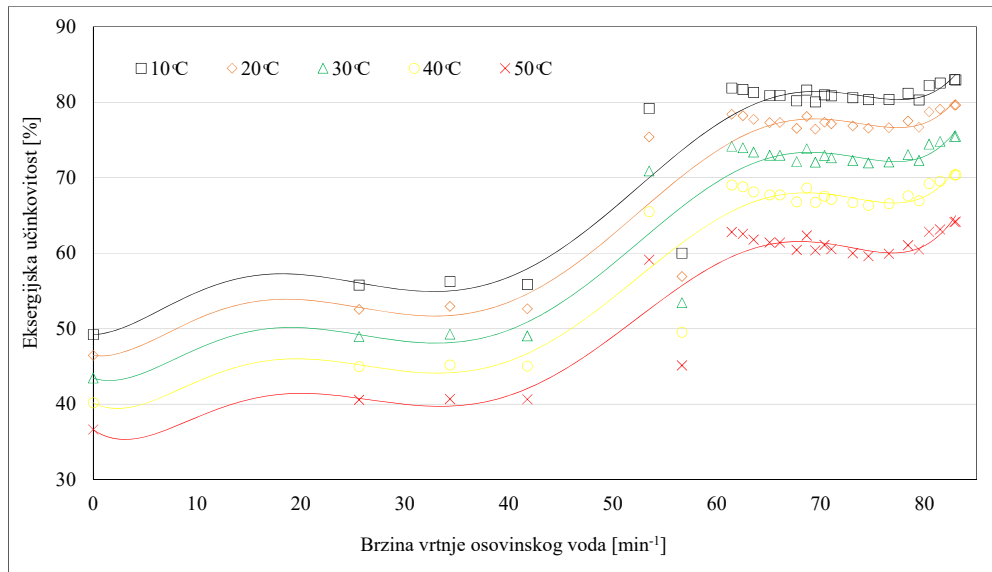
Slika 4.75 pokazuje energijsku i eksergijsku učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini. Kod ukrcaja broda u luci eksergijska učinkovitost otplinjača je

oko 45%. Porastom opterećenja, raste količina napojne vode koja ide prema generatorima pare, što povoljno utječe na otplinjač te mu učinkovitost raste. Do pada učinkovitosti pri 56,5 min⁻¹ dolazi zbog nagle promjene količine napojne vode prema generatorima pare uslijed zatvaranja stanice za odbacivanje viška pare. Porast opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini i zatvaranje recirkulacije napojne vode pozitivno djeluju na eksergijsku učinkovitost otplinjača i jasno se vidi porast učinkovitosti od 61,5 min⁻¹ na dalje. Učinkovitost otplinjača nakon toga je u svim režimima rada ujednačena. Do blagog porasta učinkovitosti dolazi nakon 74,6 min⁻¹ zbog početka oduzimanja pare s glavne pogonske turbine jer dovedena para ima veći toplinski potencijal odnosno specifičnu entalpiju u odnosu na rashlađenu pregrijanu paru iz generatora pare, što opet povoljno djeluje i na eksergijsku učinkovitost otplinjača. Eksergijski gledano otplinjač nije učinkovit uređaj pri ukrcaju broda u luci te u manevarskoj zoni broda. Kako otplinjač nije moguće zaobići u parnom krugu, povećanje njegove učinkovitosti bilo bi moguće uvođenjem pumpe lučkog pogona koja ne bi recirkulirala napojnu vodu. Povećanje učinkovitosti moglo bi se ostvariti i optimiziranjem radnog tlaka na otplinjaču pri promjeni opterećenja glavne turbine.



Slika 4.75 Učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja

Slika 4.76 prikazuje ispitivanje osjetljivosti otplinjača na promjenu temperature okoline od 10 do 50 °C. Porastom temperature okoline eksergijska učinkovitost otplinjača pada u svim režimima rada. Osjetljivost komponente na promjenu temperature okoline iznosi ~ 3,5% za svakih 10 °C.



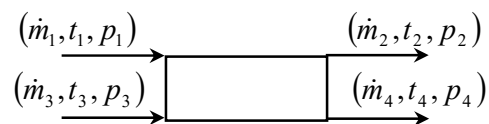
Slika 4.76 Kretanje eksergijske učinkovitosti otplinjača pri promjeni temperature okoline

4.11 Zagrijač zraka

Generatori pare opremljeni su zagrijačima zraka, koji podižu osjetnu toplinu zraka na ulazu u ložište. Podizanjem temperature zraka na ložištu dobiju se uštede u potrošnji goriva, odnosno povećava se stupanj učinkovitosti generatora pare [121], [122]. Zagrijač zraka generatora pare grije se parom iz sustava rashlađene pregrijane pare preko redukcijских stanica gdje mu se održava tlak na ulazu od 0,55 MPa. Kada tlak s oduzimanja iz visokotlačne turbine prijeđe vrijednost od 0,55 MPa, redukcijсka stanica s linije rashlađene pregrijane pare se zatvara te se zagrijač zraka grije parom koja se oduzima s izlaza iz visokotlačne turbine.

4.11.1 Energijske, eksergijske i masene bilance zagrijača zraka

Protok mase i energije zagrijača zraka prikazan je na Slici 4.77.



Slika 4.77 Protok mase i energije zagrijača zraka

gdje su:

- 1 - ulaz pare u zagrijač zraka
- 2 - izlaz kondenzata iz zagrijača zraka
- 3 - ulaz zraka u zagrijač zraka
- 4 - izlaz zraka iz zagrijača zraka

Bilanca masenih protoka zagrijača zraka:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.160)$$

Bilanca energijskih tokova zagrijača zraka:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{E}l \quad (4.161)$$

Energijski gubici zagrijača zraka:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.162)$$

Energijska učinkovitost zagrijača zraka:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2} = \frac{\dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3}{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2} \quad (4.163)$$

Bilanca eksergijskih tokova zagrijača zraka:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{E}xd \quad (4.164)$$

Eksergijski gubici zagrijača zraka:

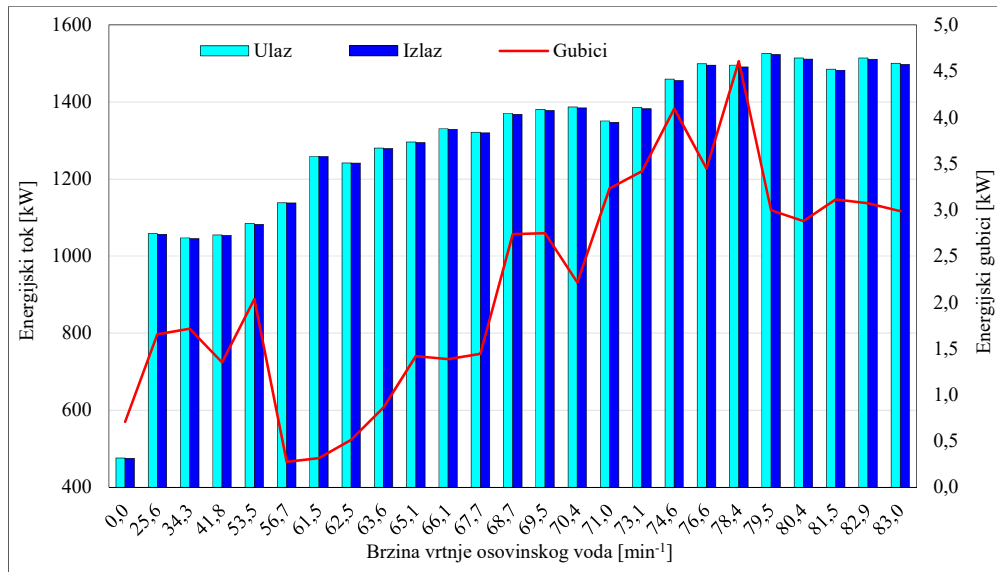
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 \quad (4.165)$$

Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka:

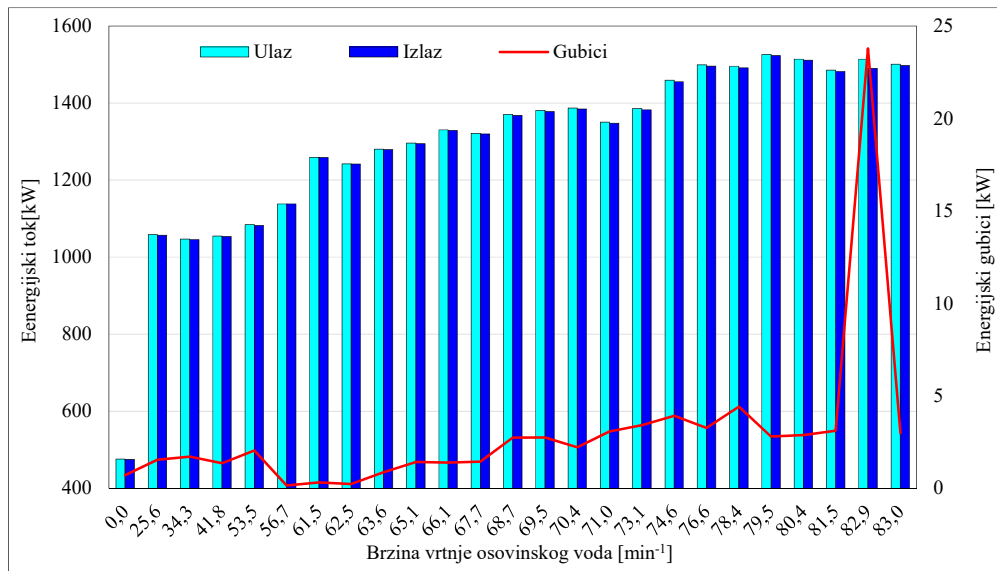
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2} = \frac{\dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_3 \cdot ex_3}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2} \quad (4.166)$$

4.11.2 Energijska i eksergijska analiza zagrijača zraka

Analiza energijskih tokova na zagrijačima zraka za generatore pare broj 1 i 2 prikazana je na Slikama 4.78 i 4.79. Energijski gubici za oba zagrijača vrlo su mali i kreću se do 5 kW. Kod zagrijača zraka broj 2 pri brzini vrtnje osovinskog voda od $82,9 \text{ min}^{-1}$, vidljiv je skok energijskih gubitaka. Ti gubici nisu stalni nego su odraz stanja mjerne opreme. Najmanji energijski gubici na zagrijačima zraka nastaju tijekom ukrcaja tereta te kod rasterećenja generatora pare nakon zatvaranja redukcijske stanice za odbacivanje viška pare na $56,7 \text{ min}^{-1}$. Nakon tog područja gubici rastu sve do $79,5 \text{ min}^{-1}$ kada se zatvara redukcijska stanica 0,55 MPa koja dovodi paru za grijanje zraka na zagrijač zraka te započinje dolaziti para na zagrijač zraka sa izlaza iz visokotlačne turbine.



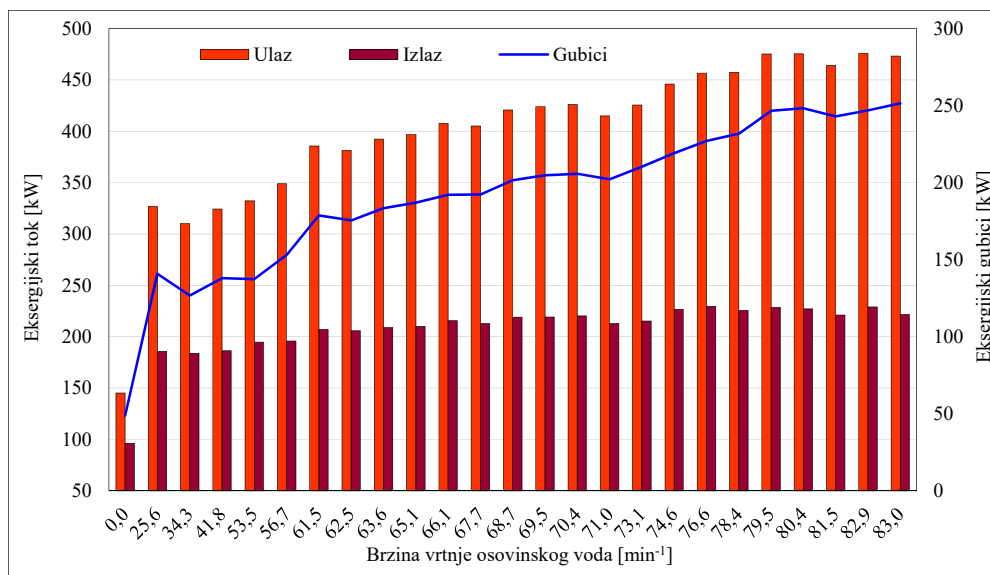
Slika 4.78 Energijski tokovi zagrijača zraka broj 1 pri promjeni opterećenja



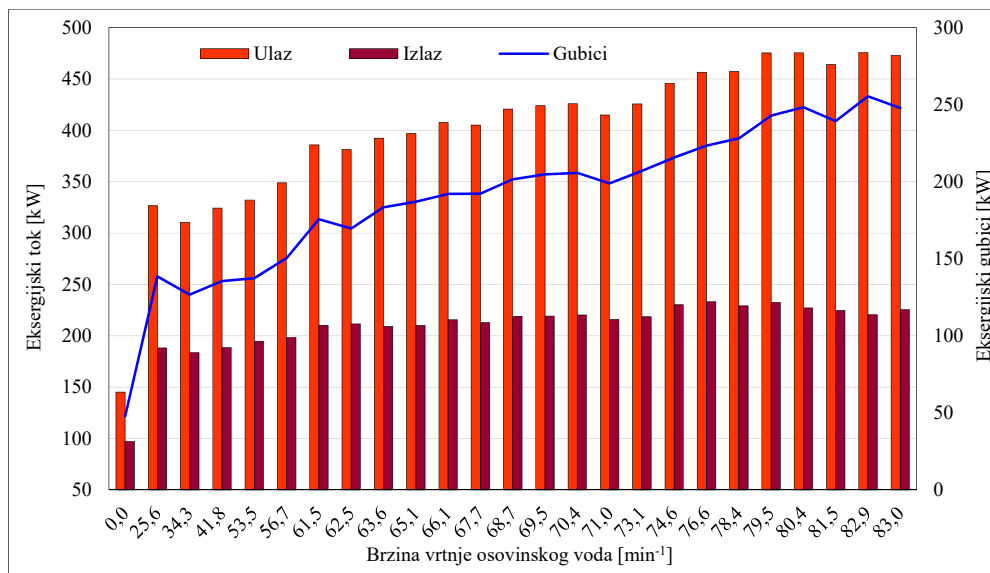
Slika 4.79 Energijski tokovi zagrijača zraka broj 2 pri promjeni opterećenja

Eksergijska analiza tokova zagrijača zraka broj 1 i 2 prikazana je na Slici 4.80 i 4.81. Rezultati analize pokazuju da su eksergijski gubici puno veći na zagrijačima zraka od energijskih gubitaka te njihova vrijednost doseže u najvećim režimima rada osovinog voda do 250 kW. Eksergijski gubici rastu porastom opterećenja glavne pogonske turbine. Kako je već i spomenuto u energijskoj analizi, pri brzini vrtnje osovinog voda od 79,5 min⁻¹ dolazi do zatvaranja kontrolne stanice rashlađene pregrijane pare 0,55 MPa te se na zagrijač zraka dovodi oduzeta para sa izlaza iz visokotlačne turbine, pri čemu se usporava trend porasta eksergijskih gubitaka te dolazi do privremenog smanjenja gubitaka. Kako smanjenje eksergijskih gubitaka

nije veliko nakon zatvaranja redukcijske stanice, uvođenjem ranijeg prelaska zagrijača zraka na grijanje parom oduzetom nakon visokotlačne turbine, moglo bi se nešto smanjiti ukupna potrošnja pare na generatorima pare, ali bi se smanjila i učinkovitost na zagrijačima zraka generatora pare. Iz toga slijedi da je odabrani tlak na stanici dobro proračunat za potrebe grijanja zagrijača zraka generatora pare.

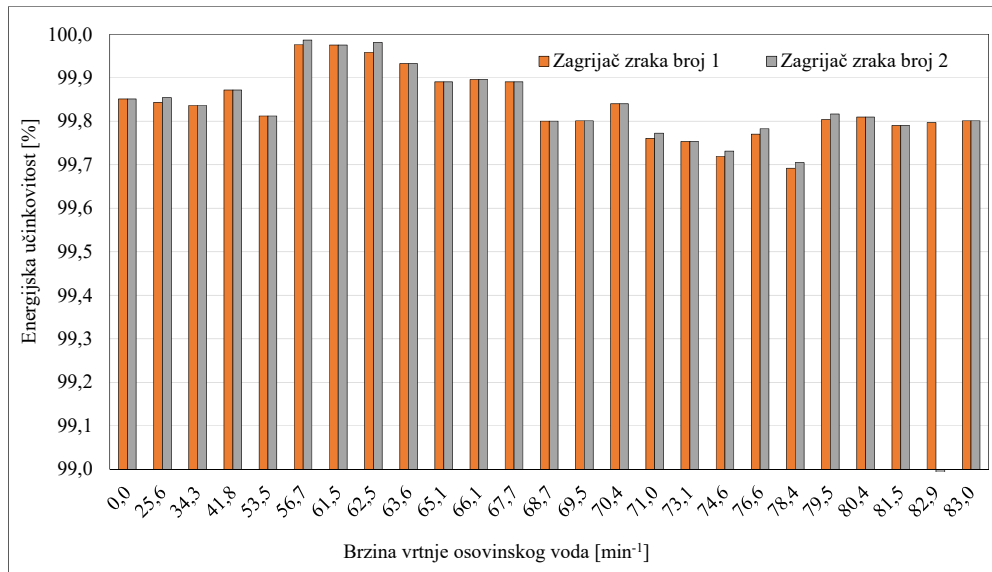


Slika 4.80 Eksbergijski tokovi zagrijača zraka broj 1 pri promjeni opterećenja



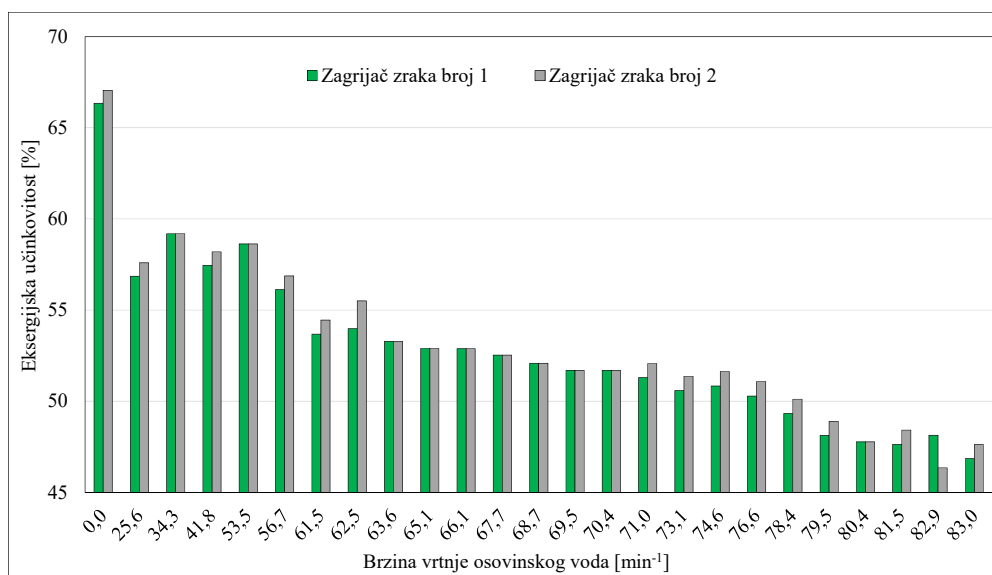
Slika 4.81 Eksbergijski tokovi zagrijača zraka broj 2 pri promjeni opterećenja

Energijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 vrlo je visoka i kreće se iznad 98% u svim režimima rada, Slika 4.82.



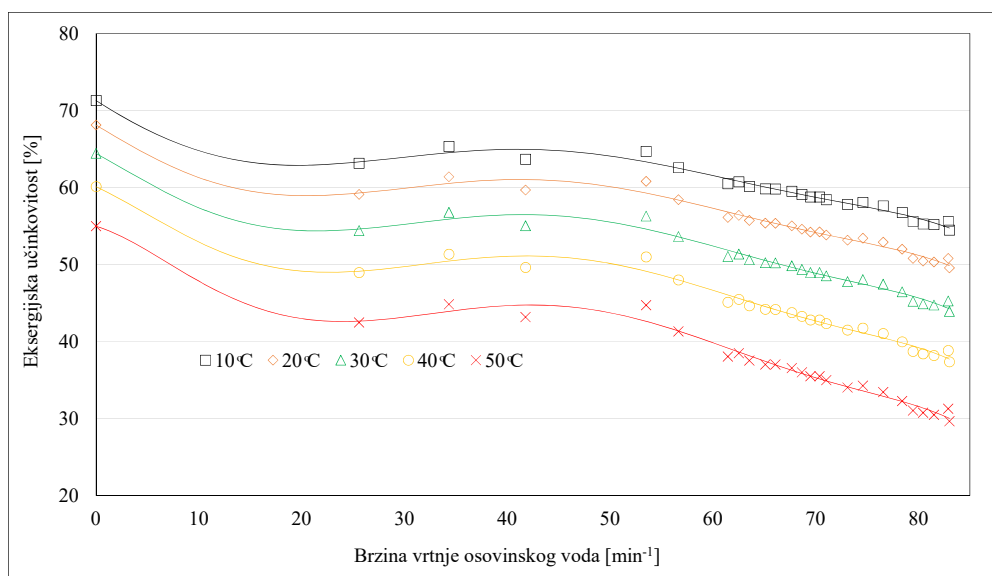
Slika 4.82 Energijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja

Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 prikazana je na Slici 4.83. Eksergijska učinkovitost oba zagrijača zraka je slaba i iznosi ispod 50% u gornjim režimima rada pogonskog postrojenja. Najbolje vrijednosti se postižu pri ukrcaju broda u luci i na nižim opterećenjima, što ukazuje na to da je zagrijač podkapacitiran ili prljav. Dobro odabrani zagrijač zraka trebao bi imati najbolje rezultate pri normalnim stalnim brzinama vrtnje osovinškog voda, što ovdje nije slučaj [123]. NCR *Normal continuous rating* ili normalna stalna snaga glavne pogonske turbine iznosi 85 min⁻¹, dok je MCR *Maximum continuous rating* 88 min⁻¹ ili maksimalna stalna snaga. Vidljivo je da približavanjem brzine vrtnje osovinškog voda prema NCR-u, eksergijska učinkovitost slabi.

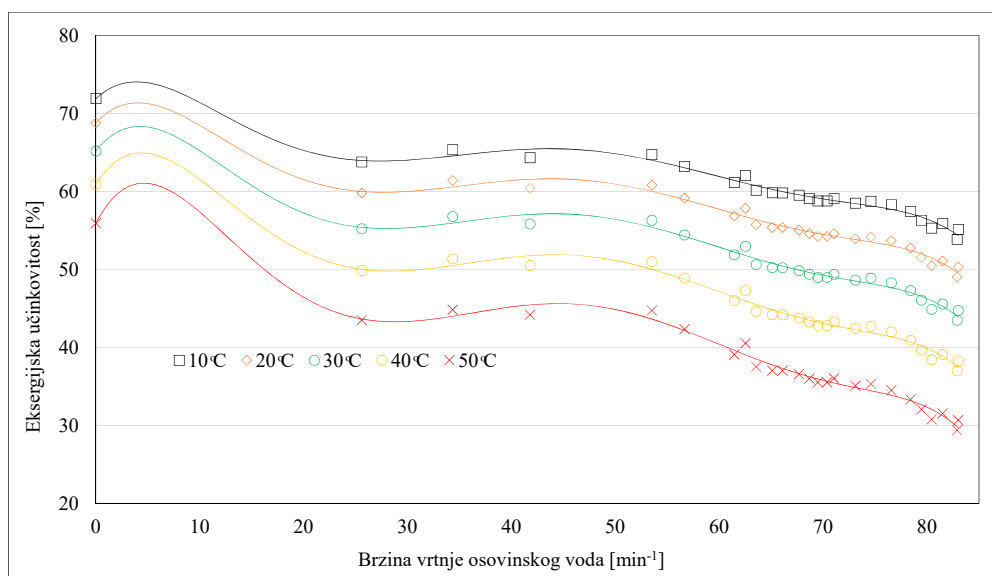


Slika 4.83 Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja

Ispitivanje osjetljivosti zagrijača na promjenu temperature okoline prikazano je na Slikama 4.84 i 4.85. Oba zagrijača zraka podjednako su osjetljiva na promjenu temperature okoline. Očito je da s povećanjem brzine vrtnje osovinskog voda osjetljivost na promjenu temperature okoline raste te je veća nego pri ukrcanju broda. Porastom temperature smanjuje se eksergijska učinkovitost na oba zagrijača zraka, trend smanjenja eksergijske učinkovitosti ubrzava pad pri višim temperaturama okoline, što je vidljivije na temperaturama okoline između 40 i 50 °C.



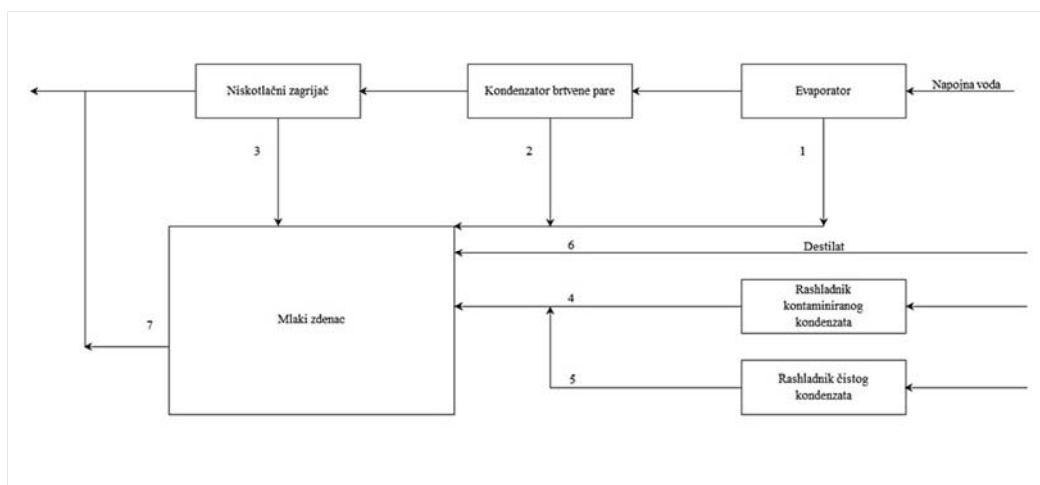
Slika 4.84 Kretanje eksergijske učinkovitost zagrijača zraka broj 1 pri promjeni temperature okoline



Slika 4.85 Kretanje eksergijske učinkovitost zagrijača zraka broj 2 pri promjeni temperature okoline

4.12 Mlaki zdenac

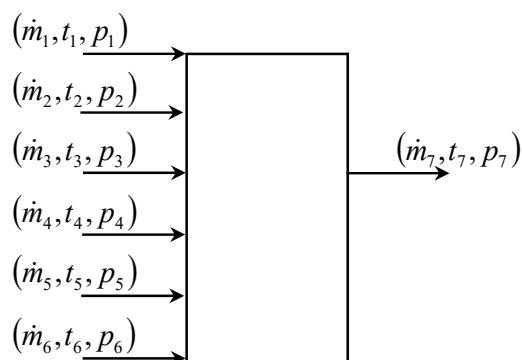
Sustav glavnog kondenzata na parnoturbinskim brodovima, kao dio zatvorenog kruga napojnog ciklusa, dionica je napojne vode koja ide od glavnog kondenzatora do generatora pare. Kodenzat koji se uzima iz glavnog kondenzatora prolazi evaporator, kondenzator brtvene pare, niskotlačni zagrijač napojne vode, otplinjač, dolazi na glavnu napojnu pumpu, s koje ide na visokotlačni zagrijač napojne vode, a nakon toga odlazi u generatore pare. Za vrijeme tog procesa temperatura napojne vode raste sa temperature zasićenja u glavnom kondenzatoru koja je u granicama od 30 do 40 °C pa sve do ~ 150 °C prije ulaska u generatore pare. Sekcijski zagrijači spomenute dionice napojne vode, dijele se na ekstrakcijske ili regenerativne zagrijače te zagrijače napojne vode koji rade bez oduzimanja pare sa glavne turbine. Kondenzirana para s evaporatora, kondenzatora brtvene pare te zagrijača napojne vode prvog stupnja sakuplja se u mlakom zdencu, gdje se miješa sa destiliranom vodom, koja se dodaje u sustav iz tankova destilata. Destilirana voda, nadoknađuje gubitke u sustavu, koji ako nema propuštanja uglavnom odlaze na gubitke pare za rasprskavanje, te na gubitke propuhivanja čađe na generatorima pare. Mlaki zdenac, Slika 4.86 je kolekcijsko čvorište za kontaminirani i čisti kondenzat. Ove dvije struje kondenzata dolaze iz pomoćnog sustava pare. Kontaminirani kondenzat dolazi iz različitih zagrijača tankova teškog goriva, zagrijača ulja i zagrijača isparenog dijela tereta. Kako bi se spriječila kontaminacija sustava prilikom propuštanja zagrijača, kondenzat prvo prolazi jedinicu za analizu vode koja daje alarmni signal u slučaju prevelike koncentracije nečistoća u kondenzatu. S druge strane čisti kondenzat dolazi iz zagrijača koji ne sadrže HC sastojke. Kako je napojni krug dinamičan mlaki zdenac amortizira višak i manjak napojne vode u sustavu dodavanjem ili oduzimanjem vode iz sustava prema tankovima destilata.



Slika 4.86 Sustav napojne vode i mlaki zdenac

4.12.1 Energijske, eksergijske i masene bilance mlakog zdenca

Protok mase i energije mlakog zdenca prikazan je na Slici 4.87.



Slika 4.87 Protok mase i energije mlakog zdenca.

gdje su:

- 1 - ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz evaporatora
- 2 - ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz kondenzatora brtvene pare
- 3 - ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz niskotlačnog zagrijača napojne vode
- 4 - ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz rashladnika kontaminiranog kondenzata
- 5 - ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz rashladnika čistog kondenzata
- 6 - ulaz destilata u mlaki zdenac
- 7 - izlaz kondenzata iz mlakog zdenca

Bilanca masenih protoka mlakog zdenca:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.167)$$

Bilanca energijskih tokova mlakog zdenca:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{E}l \quad (4.168)$$

Energijski gubici mlakog zdenca:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (4.169)$$

Energijska učinkovitost mlakog zdenca:

$$\begin{aligned} \eta_1 &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6} \\ &= \frac{\dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6} \end{aligned} \quad (4.170)$$

Bilanca eksergijskih tokova mlakog zdenca:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 = \dot{m}_7 \cdot ex_7 + \dot{E}xd \quad (4.171)$$

Eksergijski gubici mlakog zdenca:

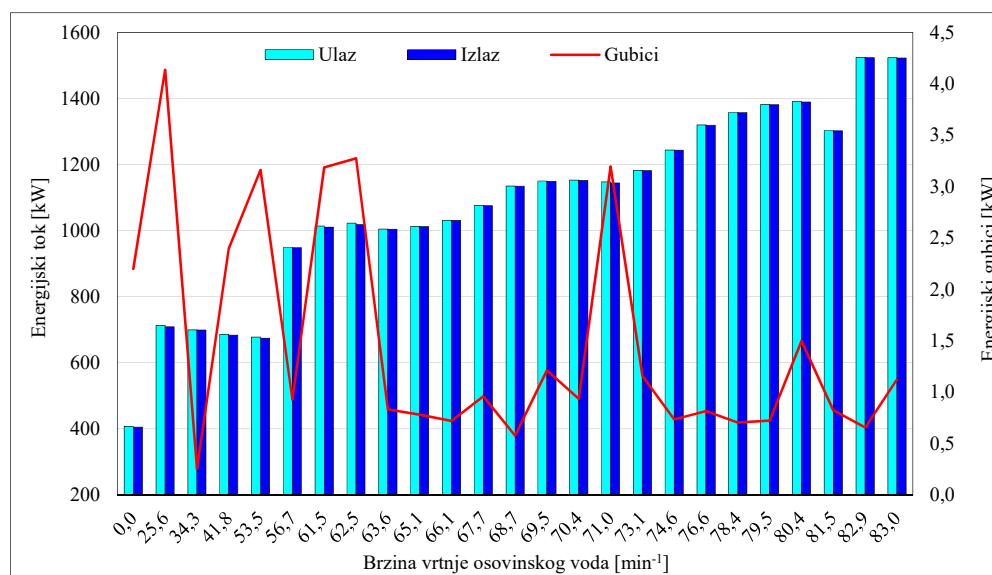
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 \quad (4.172)$$

Eksergijska učinkovitost:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6} \\ &= \frac{\dot{m}_7 \cdot ex_7}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6} \end{aligned} \quad (4.173)$$

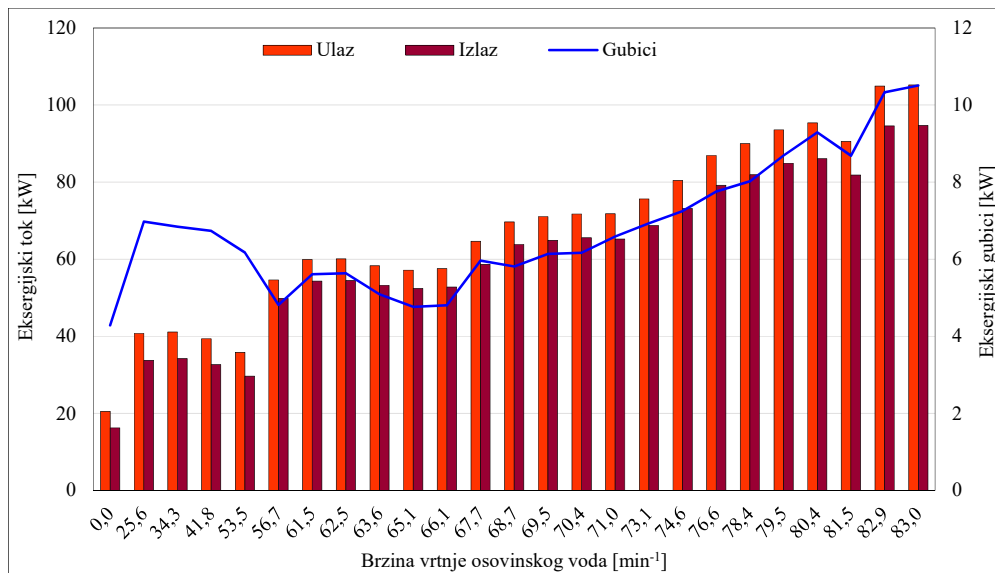
4.12.2 Energijska i eksergijska analiza mlakog zdenca

Rezultati energijske analize tokova mlakog zdenca pokazuju da su kod nižih opterećenja glavne pogonske turbine ukupni energijski gubici mlakog zdenca, veći u odnosu na viša opterećenja glavne pogonske turbine, Slika 4.88. Do povećanih gubitaka energije u manevarskom području broda dolazi zbog akumulacijske funkcije mlakog zdenca, koji amortizira promjene opterećenja u sustavu, odnosno preko njega se nadoknađuje nedostatak napojne vode u sustavu. Prolaskom manevarskog područja i otvaranjem samoprotočnog sustava hlađenja gubici i dalje ostaju povećani, sve do $63,6 \text{ min}^{-1}$ nakon čega se sustav stabilizira te se energijski gubici smanjuju i raspoređuju ujednačenije tijekom daljnjeg povećanja snage na glavnoj turbini.



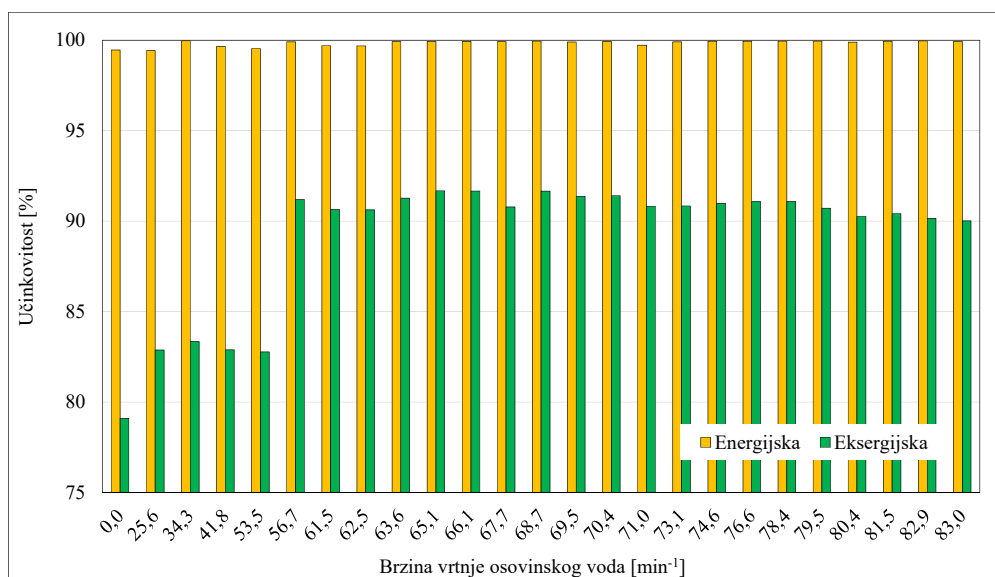
Slika 4.88 Kretanje energijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja

Eksergijski gubici u tokovima mlakog zdenca ponašaju se upravo suprotno od energijskih gubitaka, te pokazuju ravnomjerno povećanje gubitaka porastom opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini, Slika 4.89. Visina amplitude eksergijskih gubitaka na tokovima iznosi oko 10 kW pri najvećim opterećenjima. Na trenutni pad eksergijskih gubitaka djeluje početak oduzimanja s visokotlačne turbine koji se događa pri brzini vrtnje osovinskog voda od 81,5 min⁻¹. Para koja se oduzima s visokotlačne turbine koristi se za potrebe općih službi broda, što povoljno djeluje na eksergijske gubitke mlakog zdenca.



Slika 4.89 Kretanje eksergijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja

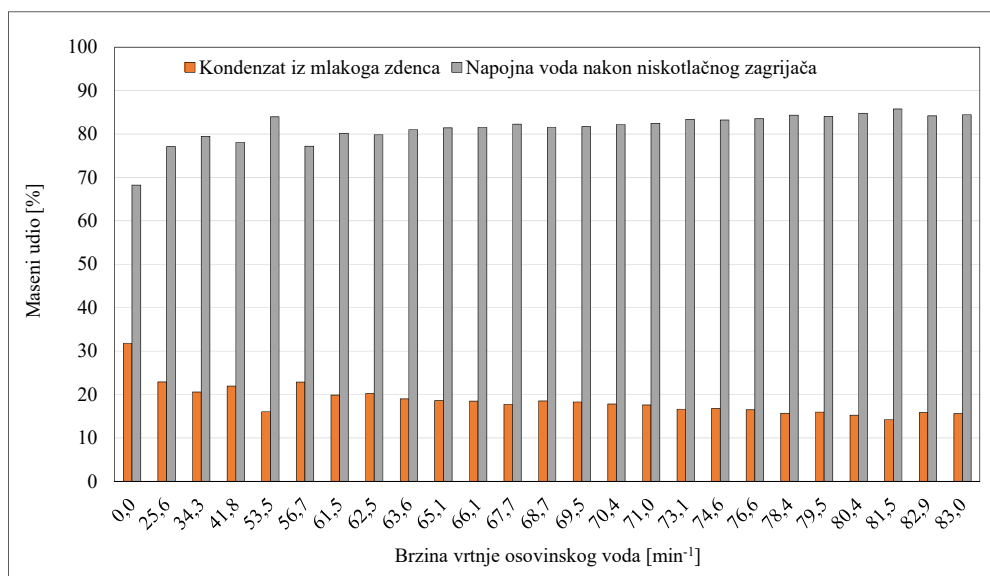
Usporedba energijske i eksergijske učinkovitosti prikazana je na Slici 4.90. Energijska učinkovitost mlakog zdenca je visoka i kreće se u iznad 98% u svim mjernim područjima.



Slika 4.90 Učinkovitost mlakog zdenca pri promjeni opterećenja

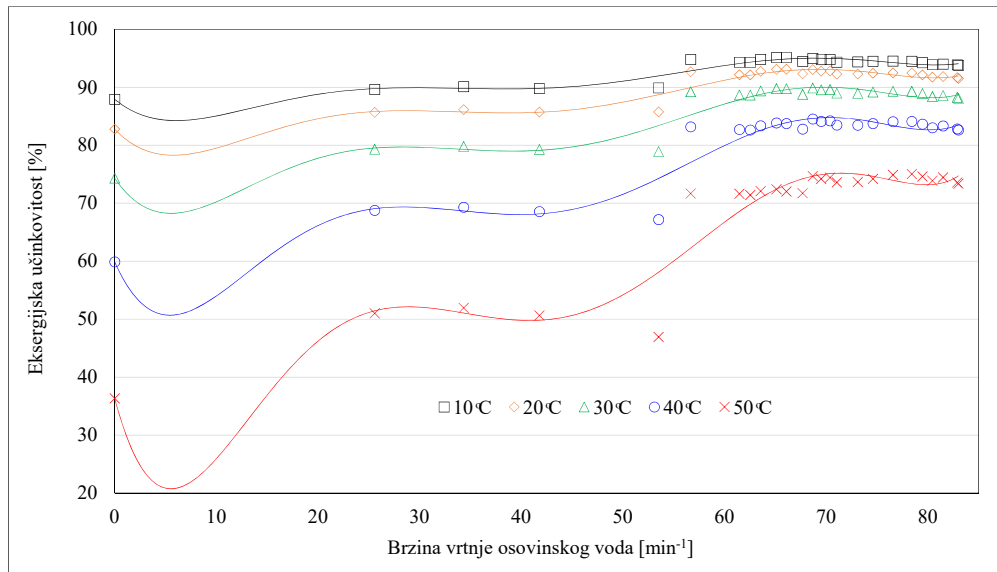
Rezultati eksergijske analize ukazuju na to da je učinkovitost mlakog zdenca nešto slabija tijekom ukrcaja tereta, te pri manevarskom režimu rada glavne pogonske turbine. Porastom opterećenja učinkovitost raste. Eksergijska učinkovitost mlakog zdenca tijekom ukrcaja tereta kreće se ispod 80%. Prelaskom glavne pogonske turbine s manevarske zone na zonu plovidbe broda, učinkovitost raste i stabilizira se u granicama od oko 90%.

Na Slici 4.91 prikazani su maseni udjeli kondenzata iz mlakog zdenca te napojne vode nakon niskotlačnog zagrijača u njihovom mješalištu. Kod ukrcaja broda u luci udio kondenzata iz mlakog zdenca u mješalištu je preko 30%, dok kasnije tijekom manevra broda i povećanjem brzine vrtnje osovinskog voda taj udio ravnomjerno opada i stabilizira se na oko 15%. Temperatura kondenzata na izlazu iz mlakog zdenca ima direktan utjecaj na temperaturu napojne vode nakon mješališta. Njenim smanjivanjem rastu gubici otplinjaču koji je slijedeći element u nizu. Optimiziranjem temperature na izlazu iz mlakog zdenca može se povećati učinkovitost mlakog zdenca što rezultira povećanjem učinkovitosti cijelog sustava.



Slika 4.91 Maseni udjeli kondenzata iz mlakog zdenca i napojne vode nakon niskotlačnog zagrijača pri promjeni opterećenja

Slika 4.92 prikazuje ispitivanje osjetljivost mlakog zdenca na promjenu temperature okoline. Rezultati ispitivanja pokazuju da je mlaki zdenac vrlo osjetljiv na promjenu temperature okoline jer radi s niskim eksergijskim potencijalima kondenzata. Porastom temperature okoline rastu eksergijski gubici mlakog zdenca. Pad učinkovitosti jače je izražen tijekom ukrcaja tereta i pri donjim režimima rada glavne turbine. Učinkovitost izraženije opada pri većim temperaturama okoline što je dobro vidljivo na Slici 4.92 pri temperaturama između 40 i 50 °C.



Slika 4.92 Kretanje eksergijske učinkovitosti mlakog zdenca pri promjeni temperature okoline

5. MATEMATIČKA FORMULACIJA POLINOMNIH JEDNADŽBI S DVIJE VARIJABLE

Za potrebe optimizacije, koristi se polinom 4. stupnja s dvije varijable u svrhu izračuna specifične entalpije i specifične entropije prema podacima iz [124]. Polinomne jednadžbe specifične entalpije izvedene su varijacijom tlaka i temperature u rasponu za polinom specifične entalpije $h = f(t, p)$ za $t = 6,96-550$ °C i $p = 0,001-6,2$ MPa.

5.1 Jednadžbe stanja tvari

Opći oblik polinoma k -tog stupnja [125], [126] je:

$$Pol(x) = a_0 + a_1 \cdot x + \dots + a_k \cdot x^k \quad (5.1)$$

Suma kvadrata ostataka prilikom aproksimacije podataka y_i vrijednošću polinoma $P(x_i)$, $i = 1, \dots, n$ iznosi:

$$R^2 = \sum_{i=1}^n [y_i - (a_0 + a_1 \cdot x_i + \dots + a_k \cdot x_i^k)]^2 \quad (5.2)$$

Nužan uvjet za odabir optimalnih koeficijenata polinoma (5.1) glasi k (parcijalna derivacija jednaka nula):

$$\frac{\partial(R^2)}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n [y_i - (a_0 + a_1 \cdot x_i + \dots + a_k \cdot x_i^k)] = 0 \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial(R^2)}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^n [y_i - (a_0 + a_1 \cdot x_i + \dots + a_k \cdot x_i^k)] \cdot x_i = 0 \quad (5.4)$$

i tako dalje prema općem obliku jednadžbe.

$$\frac{\partial(R^2)}{\partial a_k} = -2 \sum_{i=1}^n [y_i - (a_0 + a_1 \cdot x_i + \dots + a_k \cdot x_i^k)] \cdot x_i^k = 0, j = 0, \dots, k \quad (5.5)$$

Što vodi do jednadžbi:

$$a_0 \cdot n + a_1 \sum_{i=1}^n x_i + \dots + a_k \sum_{i=1}^n x_i^k = \sum_{i=1}^n y_i \quad (5.6)$$

$$a_0 \sum_{i=1}^n x_i + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^2 + \dots + a_k \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i \quad (5.7)$$

i tako dalje do

$$a_0 \sum_{i=1}^n x_i^k + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} + \dots + a_k \sum_{i=1}^n x_i^{2k} = \sum_{i=1}^n x_i^k \cdot y_i \quad (5.8)$$

Ili u matricnoj formi:

$$\begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n x_i & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^k \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^k & \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^{2k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^k \cdot y_i \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Za rješenje sustava može se iskoristiti sustav Vandermondeove matrice, koja se može pisati i kao:

$$\begin{bmatrix} 1 & x_1 & \cdots & x_1^k \\ 1 & x_2 & \cdots & x_2^k \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_n & \cdots & x_n^k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Naime množenjem obje strane prethodnog sustava s transponiranom prvom matricom dobije se:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & \cdots & 1 \\ x_1 & x_2 & \cdots & x_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_1^k & x_2^k & \cdots & x_n^k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & x_1 & \cdots & x_1^k \\ 1 & x_2 & \cdots & x_2^k \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_n & \cdots & x_n^k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \cdots & 1 \\ x_1 & x_2 & \cdots & x_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_1^k & x_2^k & \cdots & x_n^k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Što je isto kao i p2.9,

$$\begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n x_i & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^k \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^k & \sum_{i=1}^n x_i^{k+1} & \cdots & \sum_{i=1}^n x_i^{2k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^k \cdot y_i \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

Zbog toga se dalje rješava sustav (5.10):

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & x_1^2 & \cdots & x_1^k \\ 1 & x_2 & x_2^2 & \cdots & x_2^k \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_n & x_n^2 & \cdots & x_n^k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_k \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

U matricnoj notaciji, (5.13) glasi:

$$\mathbf{y} = \mathbf{X} \cdot \mathbf{a} \quad (5.14)$$

(5.11) dobije se množenjem obje strane matrice transponiranom matricom \mathbf{X}^T :

$$\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{y} = \mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X} \cdot \mathbf{a} \quad (5.15)$$

Sustav (5.14) može se riješiti numerički, ili se matrica može direktno invertirati kako bi se dobio vektor rješenja.

$$\mathbf{a} = \mathbf{X}^{-1} \cdot \mathbf{y} \quad (5.16)$$

Želja je dobiti formulu entalpije kao polinom dvije varijable p i t u obliku

$$\begin{aligned} Pol(t, p) = & (b_{55} \cdot p^4 + b_{54} \cdot p^3 + b_{53} \cdot p^2 + b_{52} \cdot p^1 + b_{51} \cdot p^0) \cdot t^4 + \\ & (b_{45} \cdot p^4 + b_{44} \cdot p^3 + b_{43} \cdot p^2 + b_{42} \cdot p^1 + b_{41} \cdot p^0) \cdot t^3 + \\ & (b_{35} \cdot p^4 + b_{34} \cdot p^3 + b_{33} \cdot p^2 + b_{32} \cdot p^1 + b_{31} \cdot p^0) \cdot t^2 + \\ & (b_{25} \cdot p^4 + b_{24} \cdot p^3 + b_{23} \cdot p^2 + b_{22} \cdot p^1 + b_{21} \cdot p^0) \cdot t^1 + \\ & (b_{15} \cdot p^4 + b_{14} \cdot p^3 + b_{13} \cdot p^2 + b_{12} \cdot p^1 + b_{11} \cdot p^0) \cdot t^0 \end{aligned} \quad (5.17)$$

Tako da $h(t_i, p_i)$ aproksimira podatke $h_{i,j}$. U tu svrhu promatraju se za fiksni $p = p_j, j = 1, \dots, n$ polinomi:

$$h_j(t) = h(t_i, p_j) = a_{5,j} \cdot t^4 + a_{4,j} \cdot t^3 + a_{3,j} \cdot t^2 + a_{2,j} \cdot t^1 + a_{1,j} \cdot t^0, \quad j = 1, \dots, n \quad (5.18)$$

Za fiksni j želi se aproksimirati dio podataka $h_{i,j} \approx h_j(t_i), i = 1, \dots, n$. Drugim riječima, stvara se:

$$\begin{aligned} h(p = p_1, t) &= a_{5,1} \cdot t^4 + a_{4,1} \cdot t^3 + a_{3,1} \cdot t^2 + a_{2,1} \cdot t^1 + a_{1,1} \cdot t^0 \\ h(p = p_2, t) &= a_{5,2} \cdot t^4 + a_{4,2} \cdot t^3 + a_{3,2} \cdot t^2 + a_{2,2} \cdot t^1 + a_{1,2} \cdot t^0 \\ &\dots \\ &\dots \\ h(p = p_n, t) &= a_{5,n} \cdot t^4 + a_{4,n} \cdot t^3 + a_{3,n} \cdot t^2 + a_{2,n} \cdot t^1 + a_{1,n} \cdot t^0 \end{aligned} \quad (5.19)$$

U sljedećem koraku treba se polinomima:

$$b_k(p) = b_{k5} \cdot p^4 + b_{k4} \cdot p^3 + b_{k3} \cdot p^2 + b_{k2} \cdot p^1 + b_{k1} \cdot p^0 \quad (5.19)$$

aproksimirati $a_{k,i}$ sa $b_k(p_i), k = 1, \dots, 5, j = 1, \dots, n$, na primjer za $k = 5$ želi se da:

$$\begin{aligned} b_5(p_1) & \text{ aproksimira } a_{5,1} \\ & \dots \\ & \dots \\ b_5(p_n) & \text{ aproksimira } a_{5,n} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Koeficijenti $b_{5,5}, \dots, b_{5,1}$ koji zadaju polinom b_k koji optimalno rješava (minimizacija kvadrata greške) dobiju se istim postupkom kao i (5.1) do (5.16). Na isti način izračunavaju se svi

koefficienti $b_{k,n}$, $k = 1, \dots, 5$, $m = 1, \dots, 5$. Time je zadano $h(t, p)$ iz (5.17). Isti polinom dobije se matricnim množenjem:

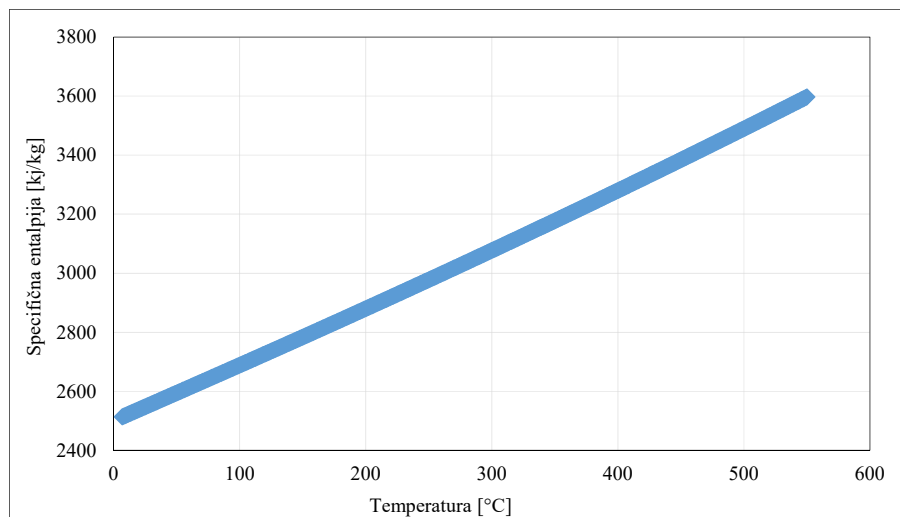
$$\begin{bmatrix} t^4 & t^3 & t^2 & t^1 & t^0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{55} & b_{54} & b_{53} & b_{52} & b_{51} \\ b_{45} & b_{44} & b_{43} & b_{42} & b_{41} \\ b_{35} & b_{34} & b_{33} & b_{32} & b_{31} \\ b_{25} & b_{24} & b_{23} & b_{22} & b_{21} \\ b_{15} & b_{14} & b_{13} & b_{12} & b_{11} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p^4 \\ p^3 \\ p^2 \\ p^1 \\ p^0 \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

Ili općenito:

$$h = f(t, p) = b_{11} + b_{21} \cdot p + b_{31} \cdot p^2 + \dots + a_n \cdot p^n + (b_{12} + b_{22} \cdot p + b_{32} \cdot p^2 + \dots + b_n \cdot p^n) \cdot t + (b_{13} + b_{23} \cdot p + b_{33} \cdot p^2 + \dots + b_n \cdot p^n) \cdot t^2 + \dots + (b_{1n} + b_{2n} \cdot p + b_{3n} \cdot p^2 + \dots + b_n \cdot p^n) \cdot t^n \quad (5.22)$$

5.2 Razvoj polinominih jednadžbi entalpije

Krivulja promjene specifične entalpije pri varijaciji temperature za 0,25 °C i fiksnim tlakom od 0,001 MPa pregrijanog stanja u promatranom području od 6,96-550 °C može se precizno opisati polinomom četvrtog stupnja, Slika 5.1:



Slika 5.1 Promjena specifične entalpije varijacijom temperature pri konstantnom tlaku

t , °C	p , MPa	h , kJ/kg
6.9696	0.001	2513.7
7	0.001	2513.7
7.25	0.001	2514.2
7.5	0.001	2514.7
.		
.		
.		

549	0.001	3595
549.25	0.001	3595.6
549.5	0.001	3596.1
549.75	0.001	3596.7
550	0.001	3597.2

Ili u polinomnoj formi kao

$$hf(t,0,0001) = -2,32944 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 3,8245 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 9,688041 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,862866 \cdot t + 2500,91592$$

Povećavanjem tlaka za 0,0005 MPa stvara se matična forma:

$$hf(t,0,0001) = -2,32944 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 3,8245 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 9,688041 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,862866 \cdot t + 2500,91592$$

$$hf(t,0,0015) = -2,504193 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 4,066240 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 8,475418 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,865532 \cdot t + 2500,68099$$

$$hf(t,0,002) = -2,671532 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 4,301660 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 7,277357 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,868194 \cdot t + 2500,44473$$

$$hf(t,0,0025) = -2,785419 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 4,475760 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 6,312407 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,870520 \cdot t + 2500,22532$$

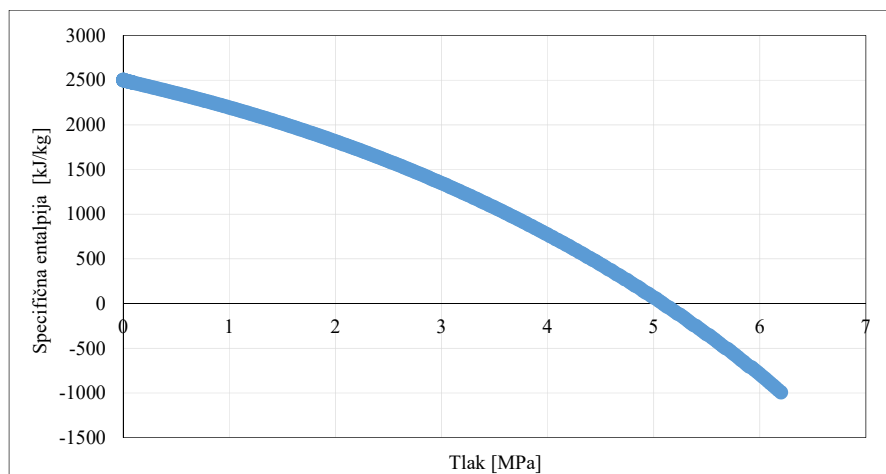
.

.

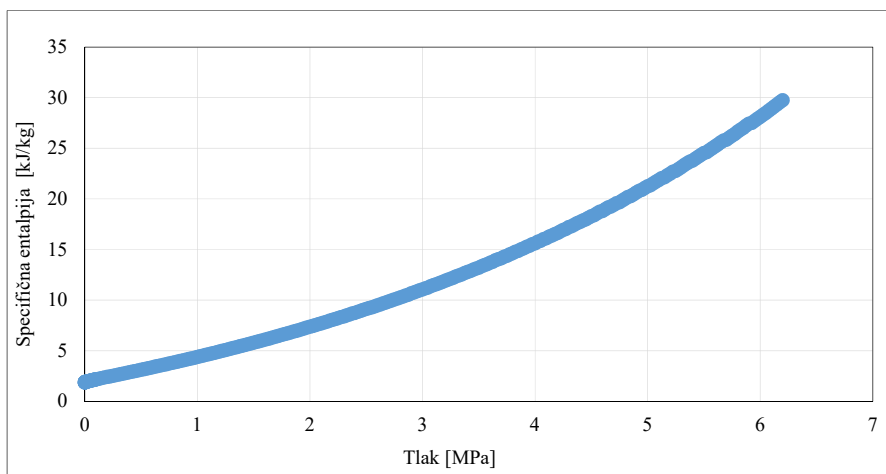
.

$$hf(t,6,2) = -6,815409 \cdot 10^{-8} \cdot t^4 + 1,261007 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 + 8,782809 \cdot 10^{-2} \cdot t^2 + 29,739593 \cdot t - 994,43589$$

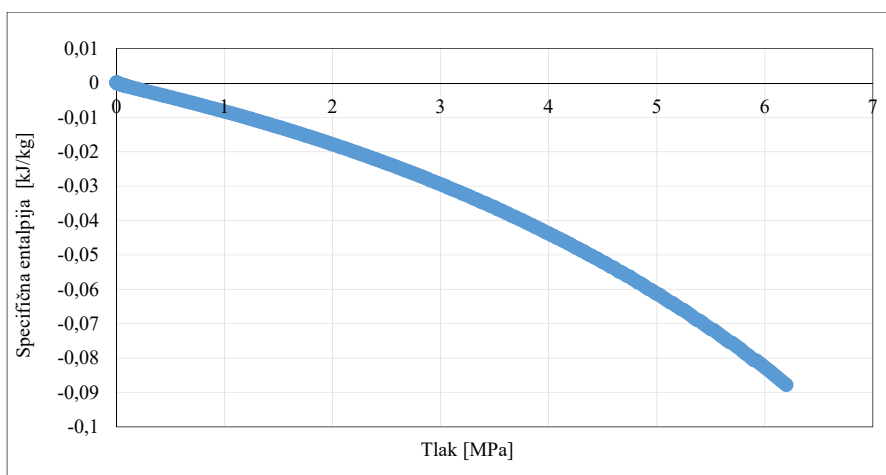
Izgled polinomnih jednadžbi varijacijom tlaka od 0,001 do 6,2 MPa za koeficijente b_{11} do b_{55}



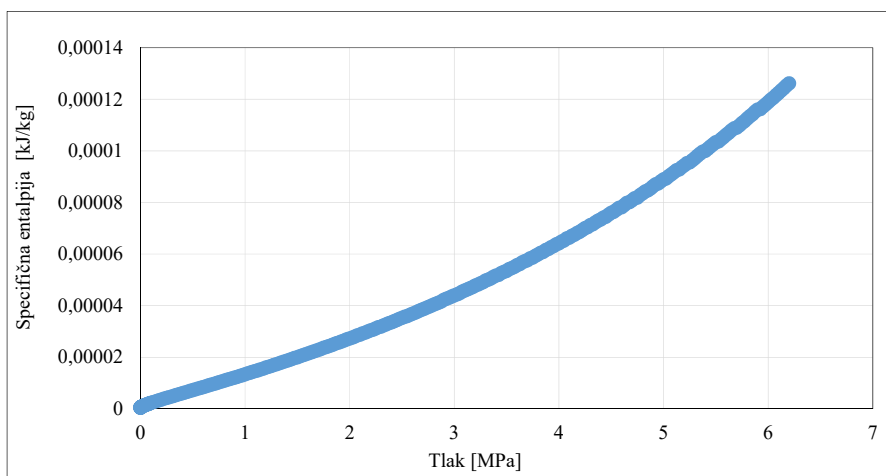
Slika 5.2 Polinom nultog stupnja pri varijaciji tlaka b_{11} do b_{15}



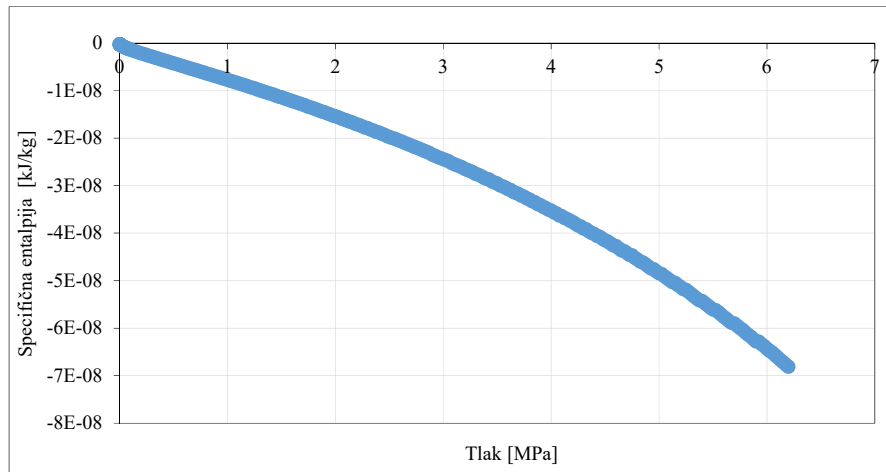
Slika 5.3 Polinom prvog stupnja pri varijaciji tlaka b_{21} do b_{25}



Slika 5.4 Polinom drugog stupnja pri varirijaciji tlaka b_{31} do b_{35}



Slika 5.5 Polinom trećeg stupnja pri varijaciji tlaka b_{41} do b_{45}



Slika 5.6 Polinom četvrtog stupnja pri varijaciji tlaka b_{51} do b_{55}

Greška polinoma h je uglavnom unutar vrijednosti od $0,01 \leq |h(t_i, p_i)| \leq 1,3$ kJ/kg. Na rubovima promatranog područja točnost je smanjena, ali ne odstupa više od +/- 2 kJ/kg. Dobivene vrijednosti se grupiraju i povezuju logičkim funkcijama u Excelove radne listove, kako bi postale primjenjive za toplinske proračune. Izvedene jednadžbe nalaze se u privitku 4.

Ocjena kvalitete regresije prikazana je korelacijskim koeficijentom koji je definiran sumama kvadrata:

$$SS_{XX} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (5.23)$$

$$SS_{YY} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (5.24)$$

$$SS_{XY} = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y}) \quad (5.25)$$

$$R = \sqrt{\frac{SS_{XY}^2}{SS_{XX} \cdot SS_{YY}}} \quad (5.26)$$

6. OPTIMIZACIJA

U radu je napravljena optimizacija dvaju elemenata brodskog parnoturbinskog postrojenja i to: otplinjača i mlakog zdenca. Otplinjač je čvorište mješanja struja napojne vode, pare za zagrijavanje napojne vode, povrata kondenzata iz regenerativnog zagrijača trećeg stupnja te recirkulacije napojne vode pri nižim brzinama vrtnje osovinskog voda, i stoga je važno da u pogonskim uvjetima broda djeluje pri optimalnim radnim uvjetima. Da bi se zadovoljila bilanca energija, energijska učinkovitost otplinjača mora biti ispod 1 odnosno 100%. Cilj optimizacije je povećati eksergijsku učinkovitost otplinjača pri realnim pogonskim uvjetima.

Mlaki zdenac, je čvorište skupljanja kondenzata iz servisa broda. Kondenzat se skuplja i odvodi u struju napojne vode koja ide prema generatorima pare, a nakon niskotlačnog zagrijača. Povećanjem učinkovitosti komponente, podiže se ukupna učinkovitost sustava. Cilj optimizacije mlakog zdenca je povećati eksergijsku učinkovitost izlaza kondenzata u realnim pogonskim uvjetima.

6.1 Matematička formulacija optimizacijskog problema otplinjača

Optimizacija postrojenja izvedena je u Excelovom matematičkom programu Solver. Solver je razvijen od strane Frontline Systems-a, koji za nelinearni model optimizacije koristi GRG2 metodu optimizacije [127]. GRG2 metoda ili *generalized reduced gradient method* je opisana u [128].

Funkcija optimizacije:

$$\max \eta_{II}(p_1, t_1, \dot{m}_1, p_3, \dot{m}_3) = \frac{\dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4} \quad (6.1)$$

Optimizacijske varijable su:

- tlak pare na ulazu u otplinjač, p_1
- temperatura pare na ulazu u otplinjač, t_1
- maseni protok pare na ulazu iz redukcijske stanice 0,67/0,28 MPa, \dot{m}_1
- tlak kondenzata na izlazu iz visokotlačnog zagrijača napojne vode, p_3
- maseni protok kondenzata iz visokotlačnog zagrijača napojne vode, \dot{m}_3

Fiksno postavljene uvjet:

- ulaz napojne vode na ulazu u otplinjač, \dot{m}_2
- eksergija napojne vode na ulazu u otplinjač, ex_2
- recirkulacija masenog protoka napojne vode, \dot{m}_4
- recirkulacija masenog protoka napojne vode, p_4

Uz sljedeće uvjete:

Jednadžbe koje reduciraju broj varijabli (eksergija ex_i je funkcija temperature i tlaka t_i i p_i):

- $p_5 = p_1$ tlak pare na ulazu u otplinjač jednak je tlaku napojne vode kod direktnog zagrijavanja
- $t_4 = t_5$ temperatura na izlazu iz otplinjača jednaka je temperaturi recirkulacije na povratu iz otplinjača
- $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5$ očuvanje masenog protoka
- t_5 je funkcija od p_5 (temperatura kondenzacije pri zadanom tlaku)
- t_3 je funkcija od p_3 (temperatura kondenzacije pri zadanom tlaku)

Ograničenja tlaka u MPa:

- tlak na otplinjaču

$$0,2 \leq p_1 \leq 0,3 \quad (6.2)$$

- tlak kondenzata na ulazu u otplinjač iz visokotlačnog zagrijača napojne vode

$$0,2 \leq p_3 \leq 0,735 \quad (6.3)$$

ograničenje temperature u °C:

- temperature pare prema otplinjaču

$$170 \leq t_1 \leq 260 \quad (6.4)$$

- temperature napojne vode na izlazu iz otplinjača

$$100 \leq t_5 \leq 145 \quad (6.5)$$

ograničenje mase kg/h;

- masa pare prema otplinjaču

$$6000 \leq \dot{m}_1 \leq 9500 \quad (6.6)$$

- masa kondenzata iz visokotlačnog zagrijača

$$700 \leq \dot{m}_3 \leq 3000 \quad (6.7)$$

uvjet energijske učinkovitosti:

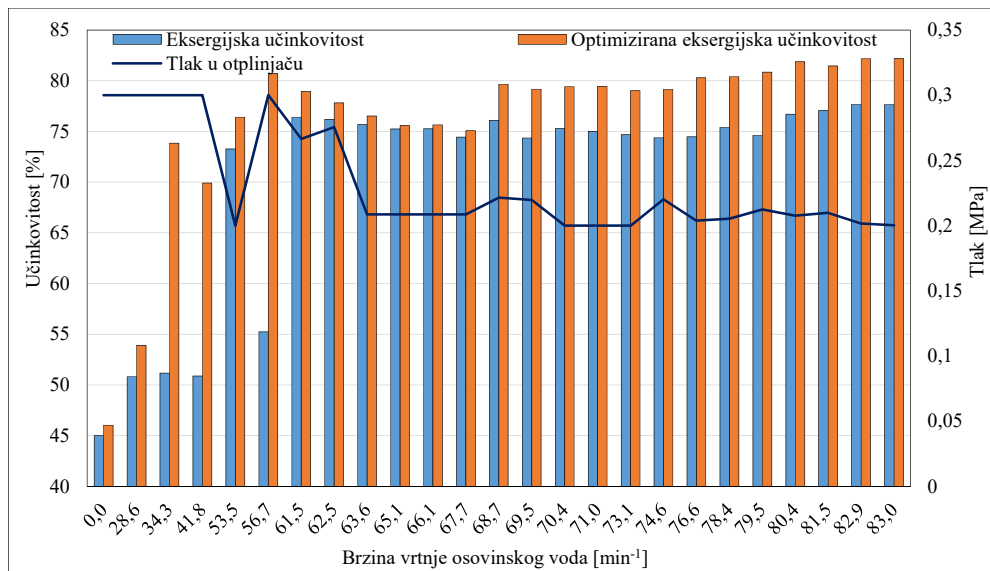
- energijska učinkovitost otplinjača

$$0 \leq \eta_1 \leq 1 \text{ odnosno } 0 \leq \frac{\dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4} \leq 1 \quad (6.8)$$

6.2 Optimizirana eksergijska učinkovitost otplinjača

Optimizirana eksergijska učinkovitosti otplinjača prikazana je na Slici P1.1. Znatno bolja eksergijska učinkovitost postignuta je u režimima rada postrojenja pri manevarskim opterećenjima na osovinskom vodu gdje je povećana učinkovitost otplinjača od 1 do 22%. U

režimima plovidbe, iznad $68,7 \text{ min}^{-1}$, povećana je eksergijska učinkovitost od 4 do 6%. Tlak otplinjača bilo bi potrebno prilagoditi optimiziranim pogonskim uvjetima otplinjača koji bi se trebao kretati prema Slici 6.1 do $61,5 \text{ min}^{-1}$ na oko $0,3 \text{ MPa}$, a daljnim povećanjem opterećenja na osovinskom vodu, tlak u otplinjaču se kreće oko $0,22 \text{ MPa}$. Tlak na otplinjaču moguće je promijeniti, uvođenjem algoritma koji bi mijenjao tlak redukcijske stanice u ovisnosti od brzine vrtnje osovinskog voda, odnosno tlak je moguće promijeniti i manualno unošenjem nove zadane vrijednosti održavanja tlaka u kontrolnu stanicu redukcijskog ventila.



Slika 6.1 Optimizacija eksergijske učinkovitosti otplinjača

6.3 Matematička formulacija optimizacijskog problema mlakog zdenca

Funkcija optimizacije:

$$\max \eta_{II}(t_4, t_5, t_6) = \frac{\dot{m}_7 \cdot ex_7}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6} \quad (6.9)$$

Optimizacijske varijable su:

- temperatura kondenzata iz rashladnika kontaminiranog kondenzata servisa, t_4
- temperature kondenzata iz rashladnika čistog kondenzata, t_5
- temperatura destilata, t_6

Fiksno postavljene uvjet:

- eksergija na ulazu kondenzata u mlaki zdenac iz evaporatora, ex_1
- eksergija na ulazu kondenzata u mlaki zdenac iz kondenzatora brtvne pare, ex_2
- eksergija na ulazu kondenzata u mlaki zdenac iz niskotlačnog zagrijača napojne vode, ex_3
- maseni protoci na ulazu od \dot{m}_1 do \dot{m}_6 su fiksni

- tlakovi p_4 do p_7 fiksni

Uz sljedeće uvjete:

Jednadžbe koje reduciraju broj varijabli (eksergija ex_i je funkcija temperature i tlaka t_i i p_i):

- $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7$ očuvanje masenog protoka
- t_7 je zadana parcijalnim udjelima temperatura u ukupnih protočnih sudionika

$$\dot{m}_1 \cdot t_1 + \dot{m}_2 \cdot t_2 + \dot{m}_3 \cdot t_3 + \dot{m}_4 \cdot t_4 + \dot{m}_5 \cdot t_5 + \dot{m}_6 \cdot t_6 = \dot{m}_7 \cdot t_7$$
- t_3 je funkcija od p_3 (temperatura kondenzacije pri zadanom tlaku)

Uz sljedeće uvjete:

ograničenje temperature u °C:

- temperature iz rashladnika kontaminiranog kondenzata

$$30 \leq t_4 \leq 140 \quad (6.10)$$

- temperature iz rashladnika čistog kondenzata

$$30 \leq t_5 \leq 140 \quad (6.11)$$

- temperatura napojne vode (destilata iz tankova)

$$20 \leq t_6 \leq 40 \quad (6.12)$$

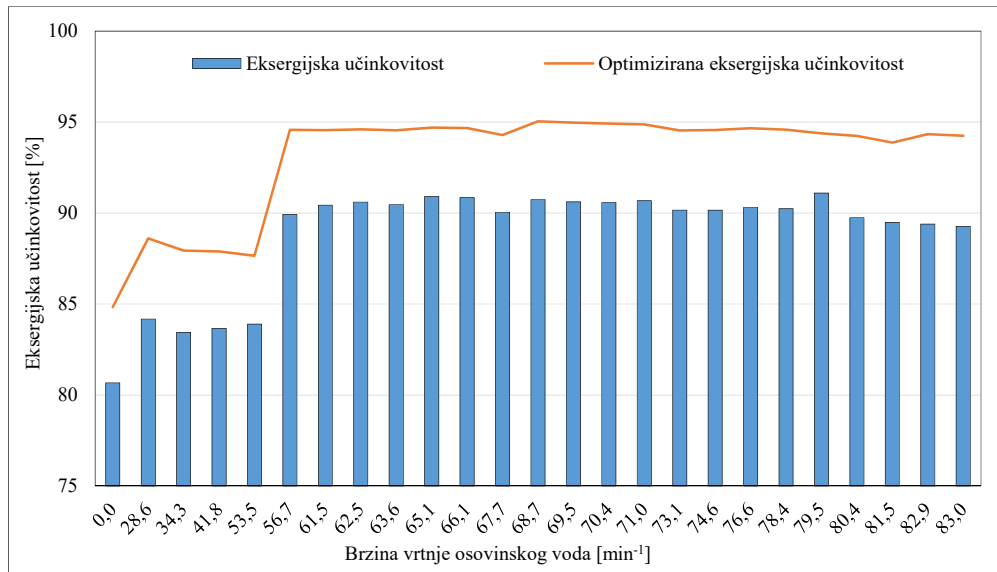
uvjet energijske učinkovitosti:

- energijska učinkovitost mlakog zdenca

$$0 \leq \eta_1 \leq 1, \text{ odnosno } 0 \leq \frac{\dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6} \leq 1 \quad (6.13)$$

6.4 Optimizirana eksergijska učinkovitost mlakog zdenca

Optimizirana eksergijska učinkovitosti mlakog zdenca prikazana je na Slici 6.2. Veća eksergijska učinkovitost se postiže u svim režimima rada postrojenja. Pri manevarskim opterećenjima na osovinskom vodu povećana eksergijska učinkovitost se kreće oko 5%. Od $56,7 \text{ min}^{-1}$ do $83,0 \text{ min}^{-1}$ eksergijska učinkovitost veća je za oko 3 do 4%. Optimizacija ukazuje na to da bi bilo poželjno da je temperatura destilata na ulazu u mlaki zdenac čim veća, jer destilat hladi struje kondenzata koje ulaze u mlaki zdenac. Održavanje veće temperature tanka destilata postiže se na način da je u upotrebi tank destilata u koji dolazi destilat iz evaporatora, zato što je temperatura izlaza destilata iz evaporatora $\sim 45 \text{ °C}$. Struje kondenzata iz rashladnika kontaminiranog kondenzata servisa i kondenzata servisa, nebi trebalo hladiti na 70 °C , nego bi ih se trebalo održavati na većim temperaturama od oko 90 °C . Održavanje većih temperatura vrlo se jednostavno dobije prigušivanjem ulaska rashladne vode u rashladnike kontaminiranog kondenzata službe grijanja i službe čistog kondenzata.



Slika 6.2 Optimizacija eksergijske učinkovitosti mlakog zdenca

7. UČINKOVITOST BRODSKOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA

Ukupna energijska učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja može se postaviti prema preporuci u literaturi [129], [130]:

$$\eta_I = \frac{P}{\dot{Q}} = \frac{P_{GT} + P_{TG} + P_{NP}}{\dot{m}_{HFO} \cdot HHV_{HFO} + \dot{m}_{LNG} \cdot HHV_{LNG}} \quad (7.1)$$

Ukupna eksergijska učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja [34]:

$$\eta_{II} = \frac{P}{\dot{E}x} = \frac{P_{GT} + P_{TG} + P_{NP}}{\dot{m}_{HFO} \cdot ex_{HFO}^{ch} + \dot{m}_{LNG} \cdot ex_{LNG}^{ch}} \quad (7.2)$$

gdje su:

P_{GT} - snaga glavne turbine, kW

P_{TG} - snaga turbogeneratora, kW

P_{NP} - snaga napojne pumpe, kW

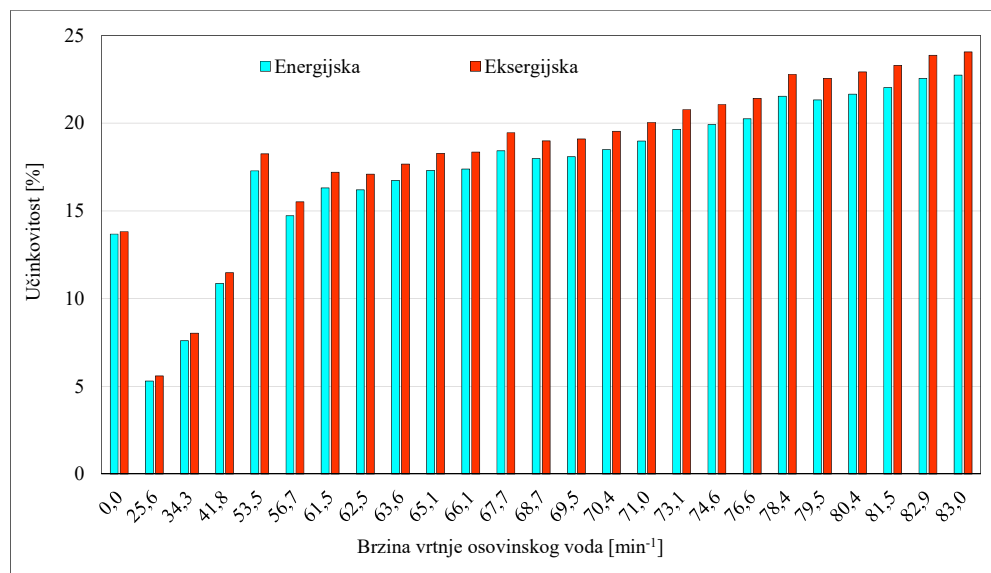
HHV_{HFO} - gornja ogrjevna moć teškog goriva 42582, kJ/kg

HHV_{LNG} - gornja ogrjevna moć prirodnog plina 54477, kJ/kg

\dot{m}_{HFO} - protočna masa goriva, kg/s

\dot{m}_{LNG} - protočna masa plina, kg/s

Na Slici 7.1 prikazana je ukupna učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja.

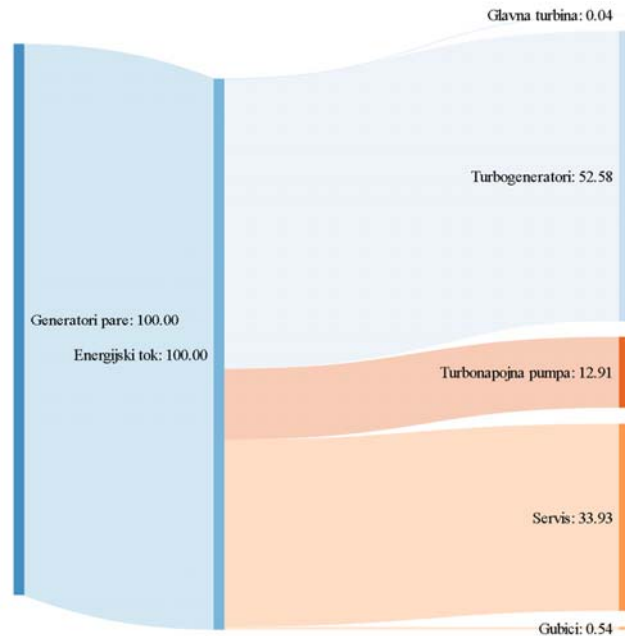


Slika 7.1 Energijska i eksergijska učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja

Najslabija učinkovitost postrojenja je u manevarskom području rada postrojenja, zbog izgaranja para tereta u generatorima pare. U tom području se odbacuje višak pare u glavni kondenzator, što nepovoljno djeluje na učinkovitost postrojenja te mu učinkovitost pada na ~ 5%. Povećanje opterećenja na glavnoj turbini povoljno djeluje na ukupnu učinkovitost

postrojenja. U režimu plovidbe broda pri $61,5 \text{ min}^{-1}$ do $70,4 \text{ min}^{-1}$ učinkovitost blago raste. Veći porast učinkovitost uočljiv je nakon tih brzina vrtnje osovinskog voda. Energijska i eksergijska učinkovitost prelaze 20% nakon otvaranja oduzimanja iza visokotlačne turbine pri brzini vrtnje od $74,6 \text{ min}^{-1}$. Najniža energijska i eksergijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja na kojem su provedena mjerenja je ispod 25%.

Analiza energijskih tokova tijekom ukrcaja tereta prikazana je na otvorenom Sankeyevom dijagramu [131], Slika 7.2.

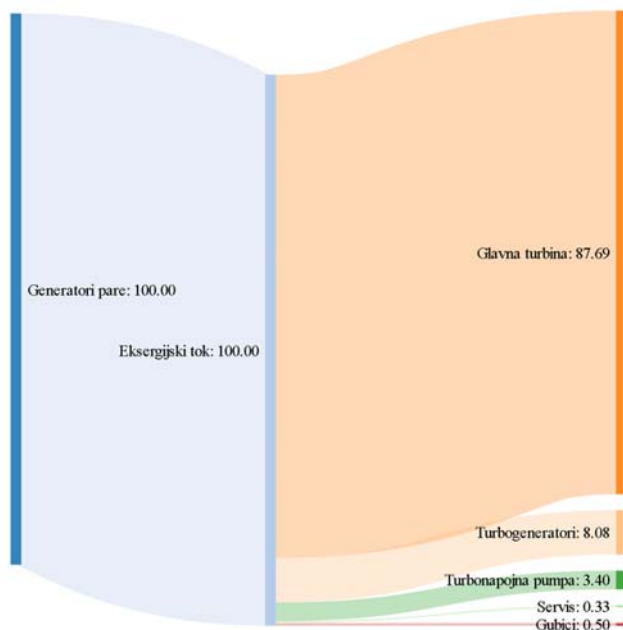


Slika 7.2 Energijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja, ukrcaj broda

U kontekstu proizvodnje električne energije, parazitsko opterećenje je opterećenje koje konzumira električnu energiju u procesu održavanja proizvodnje električne energije. Parazitsko opterećenje smanjuje ukupnu učinkovitost postrojenja i treba biti čim manje [132], [133]. Kod brodskog parnoturbinskog postrojenja, parazitsko opterećenje uključuje sljedeće potrošače energije: motore koji pogone različite servisne pumpe koje održavaju rad postrojenja, ventilatore zraka za generatore pare, električne zagrijače, kompresore zraka za kontrolni pneumatski sustav, generatore slatke vode itd. [134]. Distribucija energijskih tokova nakon izlaza iz generatora pare, pokazuje da najveći energijski tok pri ukrcaju broda u luci otpada na pogon turbogeneratora. U takvom režimu rada čak oko 13% energijskog toka iz generatora pare ide na rad napojne turbopumpe. Velika potrošnja energijskog toka koja otpada na napojnu turbopumpu rezultat je recirkulacijskog režima rada pumpe zbog izbjegavanja kavitacije rotora. Preostali energijski tokovi odlaze na servise i gubitke. Analiza energijskih

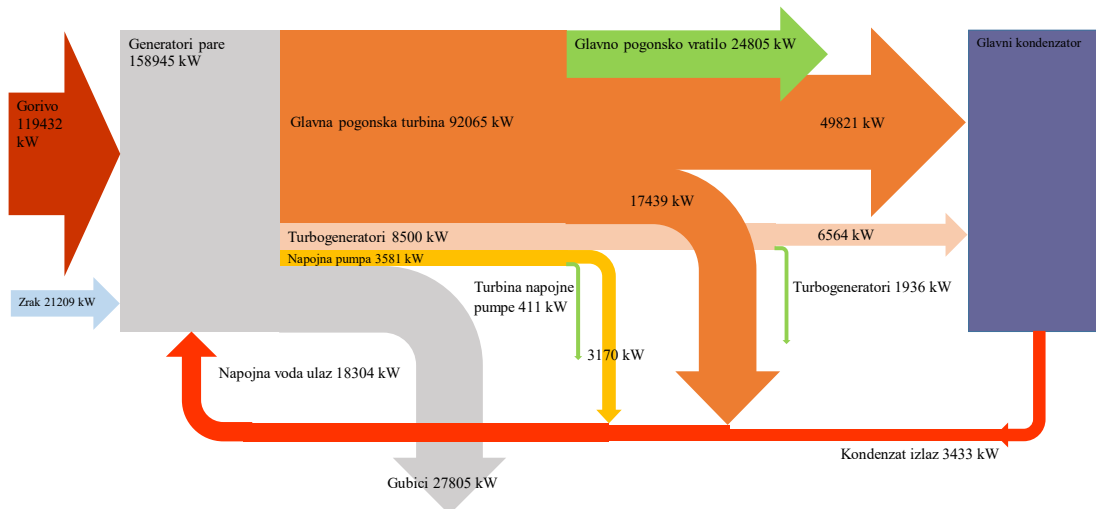
tokova još jednom ukazuje na to da bi se u luci ipak trebala koristiti pumpa manjeg kapaciteta, čime bi se smanjili energijski gubici.

Analiza eksergijskih tokova pri brzini vrtnje osovinskog voda od $83,0 \text{ min}^{-1}$, prikazana je na Slici 7.3. Distribucija eksergijskih tokova pokazuje da oko 88% dovedenog eksergijskog toka otpada na glavnu pogonsku turbinu, dok se ostatak troši na parazitska opterećenja te gubitke. Na proizvodnju električne energije troši se oko 8% eksergijskog toka, a za potrebe napone turrbopumpe oko 3,4%.



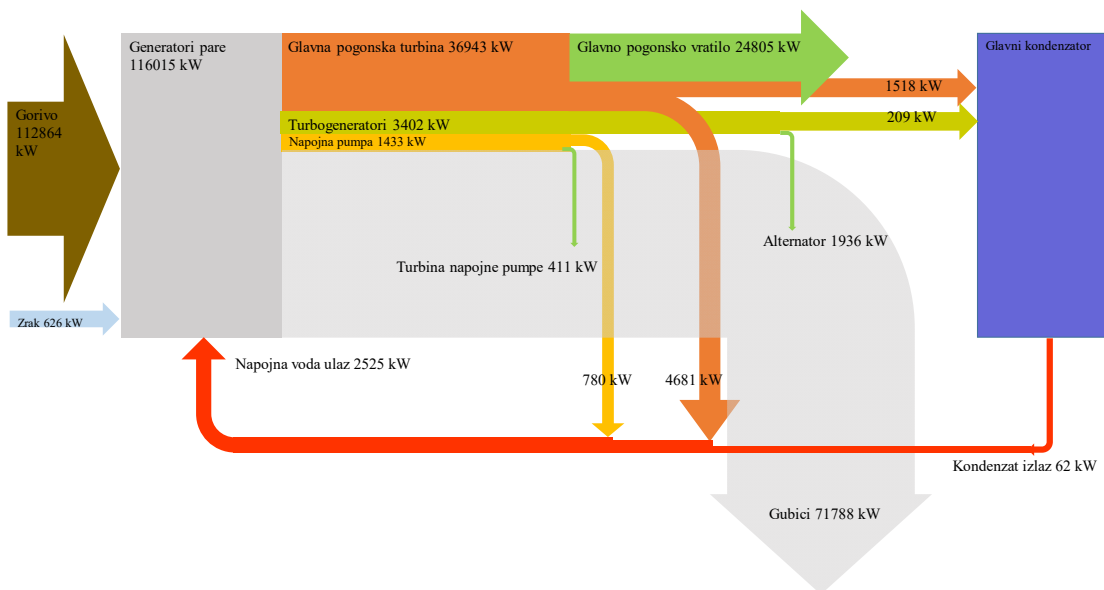
Slika 7.3 Eksergijski tokovi broskog parnoturbinskog postrojenja pri $83,00 \text{ min}^{-1}$

Za usporedbu, potrošnja snage za održavanje proizvodnje električne energije kod stacionarnih termoenergetskih postrojenja uglavnom varira između 5 do 8%, dok kod stacionarnih kombiniranih postrojenja potrošnja snage iznosi 2 do 5% od ukupno generirane snage [135]. ABB Ltd. Švicarska [136] zaključuje da ukupna potrošnja snage koja otpada na pomoćne uređaje u procesu proizvodnje električne energije iznosi 6-15% od ukupne snage postrojenja, dok 4-6% potrošnje snage za pomoćne uređaje ide kod nuklearnih postrojenja. EPRI [137], provodi studiju upotrebljene snage za pomoćne potrošače kod američke flote fosilnih i nuklearnih elektrana, zaključujući da ta potrošnja iznosi od 5-10% ukupno generirane energije. Slika 7.4 prikazuje Sankeyev dijagram za energijske tokove parnoturbinskog postrojenja pri brzini vrtnje od 83 min^{-1} . Energijski gledano, najveći dio proizvedene energije s generatora pare odlazi na glavnu turbinu, koja odbacuje ogromnu količinu energije u glavni kondenzator te je s tog stanovišta najveći izvor energijskih gubitaka u pogonu. Regeneracijska grupa zagrijača prema dijagramu iskorištava oko 89% dovedene energije s turbine i napojne pumpe.



Slika 7.4 Sankeyev diagram parnoturbinskog postrojenja na 83,00 min⁻¹, energijski tokovi

Slika 7.5 prikazuje Sankeyev dijagram za eksergijske tokove parnoturbinskog postrojenja na 83 min⁻¹. Kako eksergijska analiza prepoznaje radni potencijal ispušne pare s parnoturbinske grupe, vidi se da glavna turbina ima veliku učinkovitost i male gubitke eksergije na izlazu iz turbine. Regeneracijska grupa zagrijača prema donjem dijagramu koristi oko 46% dovedene eksergije te je u tom smislu neučinkovita. Kako se vidi, najneučinkovitiji uređaj u postrojenju je generator pare.



Slika 7.5 Sankeyev diagram parnoturbinskog postrojenja na 83,00 min⁻¹, eksergijski tokovi

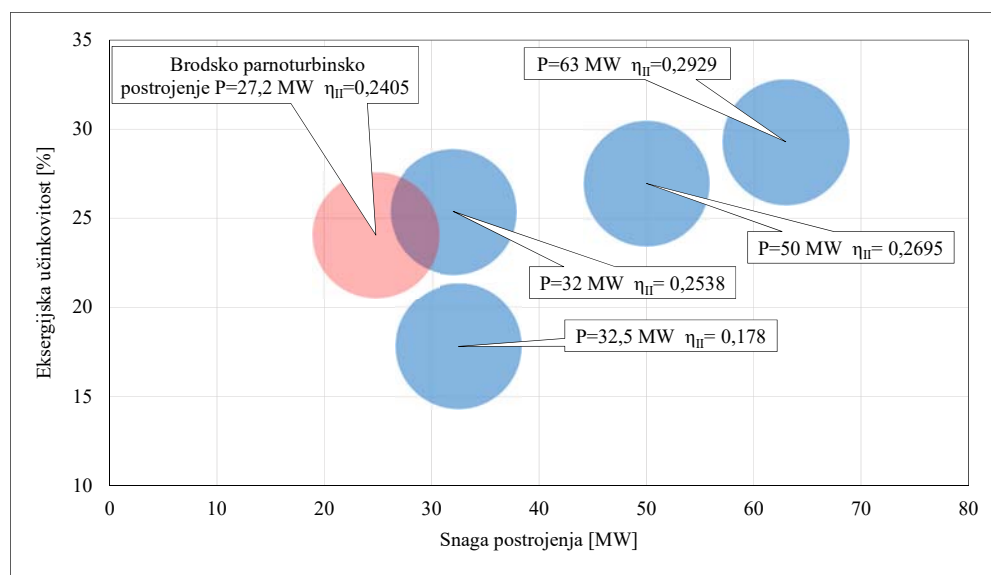
Usporedba eksergijskih gubitaka generatora pare i turbine postrojenja srednjih snaga sa brodskim parnoturbinskim postrojenjem prikazana je u Tablici 7.1.

Tablica 7.1 Eksergijski gubici na postrojenjima srednjih snaga

Snaga postrojenja [kW]	Eksergijski gubici generatora pare [kW]	Eksergijski gubici glavne turbine [kW]	Izvor
32000	84880	15910	[138]
32500	73046	6403	[17]
63000	119517	17301	[139]

Postrojenja od 32 MW imaju približno slične rezultate kao i brodsko parnoturbinsko postrojenje, gdje je gubitak eksergije na generatorima pare 71788 kW pri $83,0 \text{ min}^{-1}$. Gubitak eksergije na glavnoj pogonskoj turbini je 5939 kW ako se oduzme eksergija pare koja se odvodi na predgrijavanje napojne vode.

Usporedba eksergijske učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja, sa stacionarnim postrojenjima srednjih snaga prikazana je na Slici 7.6.



Slika 7.6 Eksergijska učinkovitost postrojenja srednjih snaga

Brodsko parnoturbinsko postrojenje ukupne snage na turbinama od 27,2 MW pri brzini vrtnje osovinskog voda od $83,0 \text{ min}^{-1}$ ima eksergijsku učinkovitost od 24,05%, što je veće od stacionarnog postrojenja loženog ugljenom snage 32,5 MW. Prema Tablici 7.2 vidi se da eksergijska učinkovitost postrojenja raste povećanjem snage i temperature na izlazu iz generatora pare. Razlog veće učinkovitost broskog parnoturbinskog postrojenja u odnosu na stacionarno postrojenje približne snage je veća temperatura pare na izlazu iz broskog generatora pare koja se nalazi u zavisnosti od opterećenja u granicama od 500 do 515 °C.

Tablica 7.2 Radne karakteristike postrojenja srednjih snaga

Tlak [MPa]	Temperatura [°C]	Snaga [MW]	Gorivo	Izvor
8,8	450	32,5	Ugljen	[138]
8,8	520	32	Ugljen	[17]
9,0	540	50	Ugljen	[23]
11	540	63	Ugljen	[139]

8. ZAKLJUČAK

Brodsko parnoturbinska postrojenja do sada nisu bila razmatrana i analizirana u znanstvenoj literaturi pri eksploatacijskim uvjetima plovidbe broda po komponentama parnog kruga. Termodinamička analiza obuhvatila je ocjenu učinkovitosti pojedinih komponenti sustava te ukazala na izvore gubitaka energije i eksergije u postrojenju.

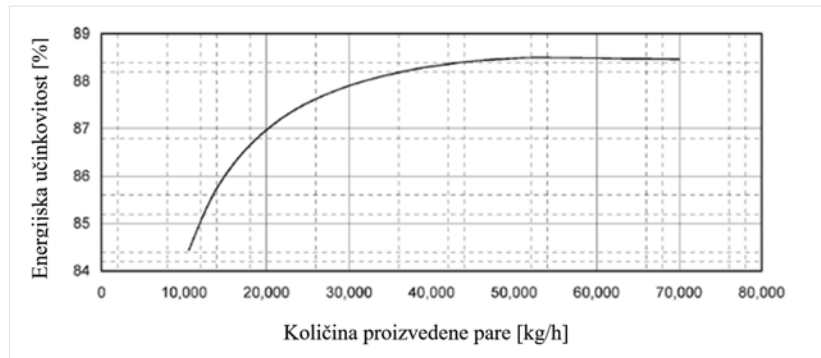
Razjašnjeno je kroz Sliku 4.8 u udjelima promjene opterećenja u snazi po kućištima glavne pogonske turbine, kako niskotlačna turbina pri vožnji sasvim lagano u naprijed ne uspijeva u potpunosti preraditi toplinski pad te da upravo zbog te činjenice dolazi do grijanja turbine što je opasno zbog savijanja vratila koje je duže i teže u odnosu na visokotlačnu turbinu. Preporuka za prolongiranu vožnju pri takvim uvjetima plovidbe broda je da se mora hladiti vrh glavnog kondenzatora uštrcavanjem napojne vode, kako bi se održavala temperatura pare na izlazu iz niskotlačne turbine u dozvoljenim radnim granicama. Razjašnjen je omjer snaga po kućištima glavne pogonske turbine, koji konvergira ka omjeru od 50:50 pri navigacijskoj brzini broda. Termodinamička analiza brodske pogonske turbine, ukazuje na odlično stanje turbine i ispravno tretiran sustav vode. Učinkovitost je visoka i u skladu s očekivanjima.

Brodski turbogeneratori imaju slabiju učinkovitosti pri nižim opterećenjima i ne bi se trebali raditi u paralelnom spoju nakon završetka manevre broda. Brodari danas, zbog učestalih napada gusara imaju zone sigurnosti, gdje se nalaže da brod u plovidbi bude u stanju pripravnosti što bi značilo obavezan rad dva turbogeneratora.

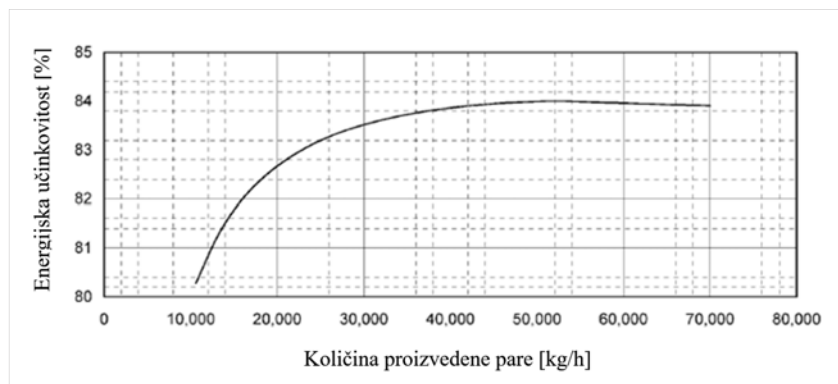
Turbonapojna pumpa na parni pogon, negativno djeluje na raspodjelu snage na turbogeneratorima i eksergijski ima najniži stupanja učinkovitosti od svih toplinskih turbina. Izostavljanje parne turbine iz parnog lanca te dodatno opterećenje turbogeneratora snagom sa elektromotora napojne pumpe povoljno bi utjecalo na učinkovitost turbogeneratora, što bi smanjilo potrošnju pare i povećalo ukupnu učinkovitost postrojenja.

U cijelosti je pojašnjeno da generatori pare imaju višestruko manju učinkovitost od svih turbinskih jedinica i da su upravo oni glavni izvori gubitaka u pogonu. Analizom podataka energijske učinkovitosti postrojenja, vidi se da je ukupna učinkovitost cijelog postrojenja niža od eksergijske učinkovitosti samih generatora, što znači da povećanje potrošnje goriva na generatorima pare za 1%, nosi smanjenje učinkovitosti postrojenja za oko 0,99%. Kao što je već prethodno napomenuto generatori pare imaju slabiju učinkovitosti u odnosu na sve brodske toplinske turbine prema eksergijskoj analizi. Energijska učinkovitost brodskih generatora pare prema proizvođaču je vrlo visoka i kreće se oko 85 i 88%, Slika 8.1 i 8.2 [83]. Energijska učinkovitost generatora pare na ukrcaju broda nešto je manja od deklarirane sa strane

proizvođača. U režimu vožnje broda učinkovitost generatora pare niža je od očekivane. Niža učinkovitost generatora pare, može biti uzrokovana stanjem zaprljanosti cijevi nakon odlaska broda iz luke. Propuhivanje čađe s cijevi nije bilo provođeno prije uzimanja podataka.



Slika 8.1 Učinkovitost brodskih generatora pare loženih teškim gorivom



Slika 8.2 Učinkovitost brodskih generatora pare loženih plinom.

Pregledom i termodinamičkom analizom pojedinačnih komponenti paroturbinskog postrojenja, najslabiju eksergijsku učinkovitost ima evaporator odnosno generator slatke vode. Nažalost, na učinkovitost evaporatora, brodska posada ima vrlo mali utjecaj. Potrebno je voditi redovita čišćenja izmjenjivača toplina, i ako je moguće proizvoditi vodu pri čim višim proizvodnim kapacitetima, s smanjenim ulazom morske vode kako bi se reducirala količina neisparene morske vode što povoljno utječe na ukupnu učinkovitost uređaja jer se smanjuje odbacivanje topline rasolinom van broda. Termodinamički gledano, za evaporator ima dosta prostora u pogledu boljih rješenja od postojeće izvedbe.

Glavni kondenzator ima slabu eksergijsku učinkovitost u svim režimima rada. Do niže učinkovitosti dolazi zbog prljanja cijevi hlađenja morskom vodom u glavnom kondenzatoru, što utječe na vakuum, te ga je potrebno očistiti. Kako održavanje vakuuma ima direktan utjecaj na ukupnu učinkovitost postrojenja, potrebno bi bilo istražiti mogućnost isparavanja ukapljenog plina kroz glavni kondenzator koji ide na generatore pare kao gorivo iz tankova tereta, umjesto

isparavanja plina toplinskom energijom pare. Takvo rješenje smanjilo bi potrošnju pare na generatorima pare, a pozitivno bi utjecalo na održavanju potrebnog vakuuma prilikom plovidbe broda morem u tropskom pojasu.

Niskotlačni zagrijač napojne vode nije u potpunosti iskorišten, nepohodno je provesti provjeru rada nepovratnog ventila, visinu razine vode u kondenzatoru te linije izjednačavanja tlaka s glavnim kondenzatorom, po mogućnosti otvoriti parnu stranu izmjenjivača topline, te provjeriti stanje zaprljanosti kondenzatora.

Treći zagrijač napojne vode ima dobru učinkovitost, ali mu ona opada s porastom opterećenja što ukazuje na loš konstrukcijski odabir zagrijača. Uvođenje dodatne jedinice koja bi koristila oduzetu paru s visokotlačne turbine povećalo bi učinkovitost postrojenja.

Zagrijač zraka ima nisku učinkovitost, posada broda nema utjecaj na rad zagrijača zraka ako kondenzni lonci rade ispravno. Termodinamički gledano kod zagrijača zraka ima dosta prostora za bolja rješenja i veću učinkovitost.

Malim konstrukcijskim zahvatima unutar elemenata parnog kruga mogla bi se postići bolja učinkovitost sustava. Dodavanjem linije povrata kondenzata prije niskotlačnog zagrijača pri većim snagama glavne turbine, napojna voda povrata kondenzata iz servisnih linija ne bi hladila napojnu vodu kondenzata prije otplinjača, nego bi dogrijavala napojnu vodu prije ulaza u niskotlačni zagrijač, čime se povoljno utječe na energijsku i eksergijsku učinkovitost parnoturbinskog postrojenja.

Optimizacijske sheme pokazuju da smanjivanje tlaka na otplinjaču pozitivno djeluje na eksergijsku učinkovitost. Optimizacija otplinjača ukazuje na to da niži tlak otplinjača pri plovidbenom režimu broda, štedi količinu pare koja se dovodi na otplinjač. Spuštanjem tlaka otplinjača preko redukcijske stanice, dovedena para mogla bi se ranije početi oduzimati s izlaza iz visokotlačne turbine nego što je preporučeno.

Optimizacija mlakog zdenca ukazuje na štetnost prekomjernog hlađenja povrata kondenzata iz servisa. Negativna strana prekomjernog hlađenja najbolje se očrtava tijekom ukrcaja tereta, gdje kondenzat iz mlakog zdenca sudjeluje u mješalištu napojne vode s oko 32%. Stoga svako nepotrebno pothlađivanje kondenzata iz mlakog zdenca, povećava masu pare na ulazu u otplinjač, što povlači smanjenje učinkovitosti brodskog parnoturbinskog sustava.

Eksergijska optimizacija cijelog parnoturbinskog sustava biti će predmet daljnjih istraživanja. Kako je potrebno najprije optimizirati rad svake komponente parnog kruga, uzimajući u obzir da komponente ne prelaze energijsku učinkovitost od 100%, optimizacijski zadatak postaje kompleksan. Nažalost autor trenutno nije u mogućnosti koristiti prikladan program koji bi mogao napraviti takvu vrstu optimizacije.

LITERATURA

- [1] World LNG report, International gas union, news views and knowledge on gas worldwide. www.igu.org
- [2] MAN Diesel & Turbo: Propulsion Trends in LNG Carriers Two-stroke Engines, MAN Diesel & Turbo. 5510-0035-02ppr Aug 2013, <http://marine.man.eu>.
- [3] T. Gavory, P.E. de Seze: Sloshing in membrane LNG carriers and its consequences from a designer's perspective, Paper No. 2009-FD-11, <https://www.gtf.fr>
- [4] E.G. Wiggins: COGAS propulsion for LNG ships, Journal of marine science and application 10, 175-183, 2011
- [5] T. Yuki, I. Uchida, M. Amano: Reheat Boiler for Marine Reheat Cycle Plant, Journal of the JIME Vol.42, No.6, 2007.
- [6] ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines: A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, <https://marine.mandieselturbo.com> (pristupljeno 16/10/2018)
- [7] S. Hiramatsu et al: Sayarigo STaGE- Next Generation MOSS-type LNG Carrier with hybrid propulsion plant. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016).
- [8] I. Dincer, H. Al-Muslim: Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants, International journal of energy research, Int. J. Energy Res. 2001; 25:727-739 (DOI: 10.1002/er.717), 2001 John Wiley & Sons, Ltd.
- [9] S.C. Kaushik, V. Siva Reddy, S.K. Tyagi: Energy and exergy analyses of thermal power plants: a review, Renew. Sustain. Energy Rev. 15 (2011) 1857–1872, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.007>.
- [10] F. C. Eboh, P. Ahlström, T. Richards: Exergy Analysis of Solid Fuel-Fired Heat and Power Plants: A Review, Energies 2017, 10, 165; doi:10.3390/en10020165
- [11] A. Rashad, A. El Maihy: Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Egypt, 13th International Conference on Aerospace sciences & aviation technology, ASAT-13, May 26 – 28, 2009
- [12] I. H. Aljundi: Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 324–328, 2008 Elsevier, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029

- [13] M. Toledo, J. Abugaber, R. Lugo, M. Salazar, A. Rodríguez, A. Rueda: Energetic Analysis of Two Thermal Power Plants with Six and Seven Heaters, *Open Journal of Applied Sciences*, 2014, 4, 6-12, <http://dx.doi.org/10.4236/ojapps.2014.41002>.
- [14] S. Adibhatla, S.C. Kaushik: Energy and exergy analysis of supercritical thermal power plant at various load conditions under constant and pure sliding pressure, *Applied thermal engineering*, 73 (2014) 49-63, Elsevier 2014, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.030>
- [15] C. Uysal, H. Kurt, H. Kwak: Exergetic and thermoeconomic analyses of coal fired power plant, *International Journal of Thermal Sciences* 117 (2017) 106-120, Elsevier 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.010>
- [16] S. Sengupta, A. Datta*,y and S. Duttagupta: Exergy analysis of a coal-based 210MW thermal power plant, *International Journal of Energy Research* 2007; 31:14–28, John Wiley & Sons, Ltd., 2006 , DOI: 10.1002/er.1224
- [17] P. Regulagadda, I. Dincer, G.F. Naterer: Energy analysis of thermal power plant with measured turbine and boiler losses, *Applied thermal engineering* 30 (2010) 970-976, Elsevier 2010, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.01.008
- [18] G.R. Ahmadi, D. Toghraie: Exergy and energy analysis of Montazeri steam power plant in Iran, *Renewable and sustainable energy reviews* 56 (2015) 454-463, Elsevier 2015, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074>
- [19] Y. Li, L. Liu: Exergy Analysis of 300MW Coal-Fired Power Plant, *Energy Procedia* 17 (2012) 926 – 932, Elsevier 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.02.189
- [20] L. Wang, Y. Yang, T. Morosuk, G. Tsatsaronis: Advanced Thermodynamic Analysis and Evaluation of a Supercritical Power Plant, *Energies* 2012, 5, 1850-1863; doi:10.3390/en5061850
- [21] D. Mitrović, D. Zivkovic, M.S. Laković: Energy and Exergy Analysis of a 348.5 MW Steam Power Plant, *Energy Sources, Part A*, 32:1016–1027, Taylor & Francis Group, 2010, DOI: 10.1080/15567030903097012
- [22] S. Hastia, A. Aroonwilasa, A. Veawaba: Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant, *Energy Procedia* 37 (2013) 2544 – 2551, Elsevier 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2013.06.137
- [23] T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R.P. Gakkhar and K. Murugesan: Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant, *Journal of Engineering Science and Technology Review* 2 (1) (2009) 123-130

- [24] K. D. Pilankar, R. Kale: Energy and Exergy Analysis of Steam and Power Generation Plant, *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Vol. 5 Issue 06, June-2016.
- [25] S. Mitra, J. Ghosh: Energy and exergy analysis of a 250 MW coal fired thermal power plant at different loads, *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology* Volume: 04 Issue: 07 | July-2015
- [26] V. Goyal, R. Dang, R. Donapati, S.K. Mangal: Exergy analysis of 210 MW unit at 1260 MW thermal plant in India, 2014 Second International Conference on Artificial Intelligence, Modelling and Simulation, 2014 IEEE, DOI 10.1109/AIMS.2014.10
- [27] M.A. Rajper, A.G. Memon, K. Harijan: Energy and Exergy Analysis of 210 MW Jamshoro Thermal Power Plant, *Mehran University Research Journal of Engineering & Technology*, Volume 35, No. 2, April, 2016
- [28] M. Ameri, P. Ahmadi and A. Hamidi: Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study, *International journal of energy research*, 2009; 33:499–51, John Wiley & Sons, 2008. DOI: 10.1002/er.1495
- [29] A. Ehsan, M.Z. Yilmazoglu: Design and Exergy Analysis of a Thermal Power Plant Using Different Types of Turkish Lignite, *International Journal of Thermodynamics (IJoT)*, Vol. 14 (No.3), pp. 125-133, 2011, doi: 10.5541/ijot.288
- [30] Amir Vosoogh, Ebrahim Hajidavalloo: Effect of variable condenser pressure, dry and Wet bulb Ambient Temperature on the Energy and Exergy Efficiencies of a Power Plant, *New aspects of fluid mechanics, heat transfer and environment*, ISBN: 978-960-474-215-8
- [31] Z. Li, Z. Li, Z. Yan: Energy and Exergy Analysis for Three Type 500MW Steam Power Plants, *Applied Mechanics and Materials* Vols 148-149 (2012) pp 1131-113, (2012) Trans Tech Publications, Switzerland doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.148-149.1131
- [32] L. Pattanayak, J.N. Sahu: Steady state modelling on energy and exergy analysis of a pulverized coal fired thermal power plant, *ASIA-PACIFIC JOURNAL OF CHEMICAL ENGINEERING*, Asia-Pac. J. Chem. Eng. 2015; 10: 876–884, Wiley Online Library 2015, DOI: 10.1002/apj.1924
- [33] Z. Zhao, S. Su, N. Si, S. Hu, Y. Wang, J. Xu, L. Jiang, G. Chen, J. Xiang: Exergy analysis of turbine system in a 1000 MW double reheat ultra-supercritical plant, *Energy* 119 (2017) 540-548, Elsevier 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.072>

- [34] C.J. Koroneos, P.A. Fokaides, E.A. Christoforou: Exergy analysis of 300 MW lignite thermoelectric power plant, *Energy* 75 (2014) 304-311, 2014 Elsevier <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.079>
- [35] Directive 2006/32/ec of the european parliament and of the council of 5 April 2006 on energy end-use efficiency and energy services and repealing Council Directive 93/76/EEC (Text with EEA relevance), L 114/64 EN Official Journal of the European Union 27.4.2006
- [36] M. Ameri, P. Ahmadi and S. Khanmohammadi: Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant, *International journal of energy research*, 2008; 32:175–183, 2007 John Wiley & Sons, Ltd., DOI: 10.1002/er.1351
- [37] N. Nazari, P. Heidarnajad, S. Porkhial: Multy-objective optimization of combined steam-organic Rankine cycle, based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application, *Energy conversion and management* 127 (2016) 366-379, Elsevier 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.022>
- [38] A.N. Anozie, P.O. Ayoola: The Influence of Throughput on Thermodynamic Efficiencies of a Thermal Power Plant, *International Journal of Energy Engineering* 2012, 2(5): 266-272, DOI: 10.5923/j.ijee.20120205.11
- [39] S. Mitra, S. Sarkar: Application of Exergy and Taguchi Methodology for a Power Plant under Varying Operating Conditions, *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, Vol. 5, Issue 6, (Part -1) June 2015, pp.25-31.
- [40] A. Ataei, C.K. Yoo: Combined pinch and exergy analysis for energy efficiency optimization in a steam power plant, *International Journal of the Physical Sciences* Vol. 5(7), pp. 1110-1123, July 2010, ISSN 1992 - 1950 ©2010 Academic Journals.
- [41] X. Luo, B. Zhang, Y. Chen, S. Mo: Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines, *Energy* 36 (2011) 3501e3512, 2011 Published by Elsevier Ltd, doi:10.1016/j.energy.2011.03.056.
- [42] J.M. Medina-Flores, M. Picon-Nunez: Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines, *Chemical Engineering Science* 65 (2010) 2811–2820, 2010 Elsevier, doi:10.1016/j.ces.2010.01.016
- [43] K.M. Mehrabani, S.S.F. Yazdi, A. Mehrpanahi, S.N.N. Abad: Optimization of exergy in repowering steam power plant by feed water heating using genetic algorithm, *Indian J.Sci.Res.*1(2): 183-198, 2014, ISSN: 0976-2876 (Print)

- [44] M.A. Rosen, I. Dincer: Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems, *International journal of thermal sciences* 43 (2004) 121-133, Elsevier 2003, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2003.05.004
- [45] A. Acir, A.K. Bilginsoy, H. Coskun: Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies on thermal power plant. *Journal of energy institute*, Volume 85 2012. Issue-1. Doi:10.1179/174396711X13116932752074
- [46] J. Orović: Priprema i optimiranje brodskih parnoturbinskih postrojenja, magistarski rad, Pomorski fakultet Rijeka, 2006.
- [47] Attachment 1 - Maryland Public Service Commission, webapp.psc.state.md.us
- [48] Ship spotting.com, <http://www.shipspotting.com/gallery/photo.php?lid=2014521>
- [49] Chief Engineer's Log, 14/04/2014.
- [50] Internal ship check list document.
- [51] Numerički model toplinske sheme parnoturbinskog postrojenja.
- [52] I. Dincer, M. Rosen: *Exergy, energy, environment and sustainable development*, Elsevier, 2007.
- [53] M. Moran, H. N. Shapiro H., D.D. Boettner, M.B. Bailey: *Fundamentals of engineering thermodynamics* 8th edition, John Wiley and Sons 2014.
- [54] Y. Cengel, M. Boles: *Thermodynamics and engineering approach* eight edition, MC Graw Hill Education, 2015.
- [55] C. Borgnakke, R.E. Sonntag: *Fundamentals of Thermodynamics*, Seventh edition, John Wiley & Sons, 2009.
- [56] K.W. Ford, G.I Rochlin, R.H. Socolow, D.L. Hartley, D.R. Hrdesty, M Lapp, J. Dooher, F. Drayer, S.M. Berman, S.D. Silverstein, M. Ross: *Efficient use of energy*, American Insitute of Physics, 1975.
- [57] M.A. Rosen, C.A. Bulucea: Using exergy to understand and improve efficiency of electrical power technologies, *Entropy* 2009, 11, 820-835; doi:10.3390/e11040820
- [58] J. Szargut: *Chemical Exergies of the Elements*, Applied Energy 0306-2619/89, Elsevier Science Publishers Ltd, 1989.
- [59] M. Kangolu, Y.A. Cengel, I. Dincer: *Efficiency evaluation of energy system*, Springer 2012.
- [60] I.S. Ertesvåg: Exergy calculations based on a fixed standard reference environment vs. the actual ambient conditions: gas turbine and fuel cell examples, *International Journal of Exergy*, Vol. 16, No. 2, 2015, Inderscience Enterprises Ltd., 2015.

- [61] N. Woudstra: SUSTAINABLE ENERGY SYSTEMS Limitations and challenges based on exergy analysis, Doctoral thesis, 2012.
- [62] I. Dincer, M.A. Rosen: Exergy Energy, Environment And Sustainable Development, Elsevier Ltd, 2013.
- [63] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran: Thermal design and optimization, John Wiley and Sons, 1996.
- [64] M. Kagolu, I. Dincer, M. Rosen: Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants, Energy Policy 35 (2007), 3967-3978, Elsevier Ltd. 2007, doi:10.1016/j.enpol.2007.01.015
- [65] M.K. Gupta, S.C. Kaushik: Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar–thermal power plant, Renewable Energy 35 (2010) 1228–1235, 2009 Elsevier Ltd, doi:10.1016/j.renene.2009.09.007
- [66] M. Moran, H.N. Shapiro: Fundamentals of engineering thermodynamics 4th edition, John Wiley and Sons 2004.
- [67] Hyundai-Mitsubishi, Marine steam turbine (Type : MS40-2), Instruction book marine turbine unit, (internal ship document).
- [68] Shinko Industries Limited: Final drawing for generator turbine, Model 92-2, (internal ship document).
- [69] REFPROP-Nist reference fluid properties, Thermophysical Properties Division National Institute of Standards and Technology Boulder, CO 80305.
- [70] J.B. Woodward: Analysis of steam propulsion plant, the University of Mitchigen, 1980.
- [71] A. Ganjehkaviri, M.N. Mohd Jaafar, S.E. Hosseini: Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant. Energy Conversion Management, Volume 89, 1 January 2015, Pages 231-243, Elsevier Ltd, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.09.042>
- [72] P. J. Mago, K. K. Srinivasan, L. M. Chamra and C. Somayaji: An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles, Int. J. Energy Res. 2008; 32:926–938, John Wiley & Sons, Ltd. 2008, DOI: 10.1002/er.1406
- [73] V. Mrzljak, I. Poljak, T. Mrakovcic: Energy and exergy analysis of the turbo-generators and steam turbine for the main feed water pump drive on LNG carrier, Energy Conversion and Management 140 (2017) 307–323. Elsevier Ltd, 2017.
- [74] J. Bukša, D. Zec: Model procjene pomorskih rizika u ograničenom plovnom području, Pomorstvo, god. 19. (2005), str. 173-193.

- [75] Final drawing for main feed pump & turbine. Hiroshima (Japan): Shinko Ind. Ltd.; 2006 (Internal ship document).
- [76] C. Uysal, H. Kurt, H.Y. Kwak: Exergetic and thermoeconomic analyses of coal-fired power plant; *International Journal of Thermal Sciences* 117 (2017), 106-120, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.010>, Elsevier Ltd, 2017.
- [77] A.G. Kaviri, M.N.M. Jaafar, M.L. Tholudin, and H.B. Avval: Exergy analysis of a steam power system for power production, *International Journal of Renewable Energy Resources* 2 (2012) 58-62.
- [78] C. O. Osueke, A. O. Onokwai, A. O. Adeoye: Energy and exergy analysis of a 75MW steam power plant in Sapele (Nigeria), *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE)* ISSN: 2349-2163 Issue 6, Volume 2 (June 2015).
- [79] A.B. Gill; *Power Plant Performance*, Butterworth and Co, 1984.
- [80] Mitsubishi Heavy Industries Group: Marine Boiler and Steam Turbine Generator For FPSO/FSO/FSRU/FLNG, <https://www.mhi-me.com/products/boilerturbine/fpso.html>
- [81] Calculation of BTU Quantity of LNG delivered, loading port
- [82] Z. K. Morvay, D. D. Gvozdenac: *Applied Industrial Energy and Environmental Management*, John Wiley and Sons, 2008.
- [83] Mitsubishi Heavy Industries: Boiler instruction and maintenance manual MB-4E-KS, (Internal ship document).
- [84] R. Saidur, J.U. Ahamed, H.H. Masjuki; Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers, *Energy Policy* 38 (2010) 2188–2197, Elsevier Ltd. 2009. doi:10.1016/j.enpol.2009.11.087
- [85] M. Compton, B. Rezaie: Enviro-exergy sustainability analysis of boiler evolution in district energy system, *Energy* 119 (2017) 257-265, Elsevier Ltd. 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.139>
- [86] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola: Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier, *Applied thermal engineering* 119 (2017) 331-346, Elsevier Ltd. 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.078>
- [87] J. Szagurt: *Exergy method technical and ecological applications*, Wit press, 2005.
- [88] G.F.J. Gilman; *BOILER CONTROL SYSTEMS ENGINEERING*, Second Edition, International Society of Automation, 2010.
- [89] https://portal.endress.com/wa001/dla/5000275/1921/000/00/TI101DEN_1009.pdf
- [90] http://www.krtproduct.com/krt_Picture/sample/1_spare%20part/yamatake/Fi_ss01

- [91] Shipping, World Trade and the Reduction of CO₂ Emissions United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), International chamber of shipping (ICS)
- [92] Annex 9 Methodological tool “Tool to calculate project or leakage CO₂ emissions from fossil fuel combustion”(Version 01)
- [93] Average Carbon Dioxide Emissions Resulting from Gasoline and Diesel Fuel, EPA420-F-05-001, February 2005
- [94] S. d’Ambrosio, R. Finesso, E. Spessa: Calculation of mass emissions, oxygen mass fraction and thermal capacity of the inducted charge in SI and diesel engines from exhaust and intake gas analysis, Fuel 90 (2011) 152–166, Elsevier Ltd, 2010.
- [95] F. Kolář, P. Fott and J. Svítlová: Emissions of carbon dioxide of gaseous fuels calculated from their composition, Acta Geodyn. Geomater.Vol.1, No.2 (134), 279-287, 2004.
- [96] S.T. Ide, F.M. Orr Jr. : Comparison of methods to estimate the rate of CO₂ emissions and coal consumption from a coal fire near Durango, CO, International Journal of Coal Geology 86 (2011) 95–107, Elsevier Ltd, 2010.
- [97] Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. : Design control document for the us-apwr, Chapter 10 Steam and Power Conversion System, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. 2013, www.nrc.gov/docs/ML1326/ML13262A475.pdf
- [98] DongHwa Entec: <http://www.nauticexpo.com/prod/donghwa-entec/product>
- [99] Howarth R.W., Santoro R., Ingraffea A.: Methane and the greenhouse-gas footprint of natural gas from shale formations, Climatic Change DOI 10.1007/s10584-011-0061-5, Springer, 2011.
- [100] D.T. Shindell., G. Faluvegi, D.M. Koch, G.A. Schmidt, N. Unger, S.E. Bauer: Improved Attribution of Climate Forcing to Emissions, Science AAAS, Vol 326, 2009. DOI: 10.1126/science.1174760
- [101] Deflektor na izlaznom dijelu iz vakuumskog kondenzatora, (Interna slika za vrijeme boravka broda u doku).
- [102] Ž. Grahek, B. Božin: Bilten o radu NE Krško i njenom utjecaju na okoliš, NEK: energija i okoliš, Broj 94 Četvrto tromjesečje 2013. godine Zagreb, ožujak 2014. godine.
- [103] T. E. L. Langford: Thermal discharges and pollution, Academic Press, 2001, doi:10.1006/rwos.2001.0051
- [104] N Madden¹ , A Lewis² and M Davis¹: Thermal effluent from the power sector: an analysis of once-through cooling system impacts on surface water temperature,

- Environmental research letters, Environ. Res. Lett. 8 (2013) 035006 (8pp), IOP Publishing Ltd, 2013. doi:10.1088/1748-9326/8/3/035006
- [105] P.D. Vries, J.E. Tamis, A. J. Murk, M.G.D. Smit: Development and application of a species sensitivity distribution for temperature-induced mortality in the aquatic environment, Environmental Toxicology and Chemistry, Vol. 27, No. 12, pp. 2591–2598, Setac Press, 2008. doi: 10.1897/08-056.1.
- [106] Alfa Laval: Final drawings with installations and instructions manual for fresh water generator VSP-36-C125CC (Internal ship document).
- [107] H.S. Hamut, I. Dincer, M.A. Rosen: Assessment of Desalination Technologies Integrated with Renewable Energy Sources in Turkey, Progress in Exergy, Energy, and the Environment, Springer 2014.
- [108] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettouney: Fundamentals of salt water desalination, Elsevier 2002.
- [109] V. Belessiotis, S. Kalogirou, E. Delyannis: Thermal solar desalination methods and system, Elsevier 2016.
- [110] J. Kucera: Desalination water from water, Scrivner publishing, Wiley, 2014.
- [111] Steam generation in power plants, Hach Company, 2014, <https://www.hach.com>
- [112] S. Basu, A.K. Debnath: Power Plant Instrumentation and Control Handbook - A Guide to Thermal Power Plants, Academic Press (Elsevier), 2015.
- [113] Machinery manual, LNGC Grace Barleria, Hyundai Heavy Industries Ltd.
- [114] DongHwa Entec: 30 m³ Deaerator, Donghwa precision instrument Ltd.
- [115] General Electric Company, GE Oil and Gas: Steam Sealing Condensers, 2011, <https://www.geoilandgas.com/sites/geog.dev.local/files/290.pdf>
- [116] X. Cheng, H.R. Winn, R.A. Beveridge, J.J. Williams: Coordinated Multi-Stage Boiler Feedwater Heater Level Optimization, Westinghouse Process Control, Inc. Pittsburgh, PA 15238
- [117] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola: Efficiency and losses analysis of low-pressure feed water heater in steam propulsion system during ship maneuvering period, Scientific Journal of Maritime Research 30 (2016) 133-140 © Faculty of Maritime Studies Rijeka, 2016.
- [118] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola: Thermodynamical analysis of high-pressure feed water heater in steam propulsion system during exploitation, Brodogradnja/Shipbuilding/Open access, Volume 68 Number 2, 2017, UDC 629.5.016.7:629.5629.5.048.73

- [119] J. Tolgyessy: editor; Part of volume chemistry and biology water, air and soil: environmental aspects, 3 chemistry of water, Studies in environmental science, Volume 53, Pages 14-325, Science direct, 1993. [https://doi.org/10.1016/S0166-1116\(08\)70067-0](https://doi.org/10.1016/S0166-1116(08)70067-0)
- [120] M. Hubalovska, S. Hubalovsky: MS Excel as Tool for Modeling, Dynamic Simulation and Visualization of Mathematical Functions, Department of Informatics Faculty of Science University of Hradec Kralove Rokitanskeho 62 CZECH REPUBLIC, Mathematical Methods for Information Science and Economics, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2012>
- [121] Z. Prelec: Generatori pare, Školska knjiga, Zagreb 1990.
- [122] R. Suntivarakorna, W. Treedetb: Improvement of Boiler's Efficiency Using Heat Recovery and Automatic Combustion Control System, Energy Procedia 100 (2016) 193 – 197, Published by Elsevier Ltd, 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.10.164
- [123] J. Orović, V. Mrzljak, I. Poljak: Efficiency and losses analysis of steam air heater from marine steam propulsion plant, Energies
- [124] W.I Wagner, A. Pruss: The IAPWS Formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. Journal physical chemistry reference data 31(2): 387-535, 2002.
- [125] E.W. Weisstein: "Least Squares Fitting--Polynomial." From *MathWorld*--A Wolfram Web Resource. <http://mathworld.wolfram.com/LeastSquaresFittingPolynomial.html>
- [126] J.F. Kenney, E.S Keeping: Linear of statistics and correlation, Mathematics of statistics, 3rd edition, Princeton, 1962. <http://mathworld.wolfram.com/LeastSquaresFitting.html>
- [127] D. Fylstra, L. Lasdon, J. Watson, A. Waren: Design and Use of the Microsoft Excel Solver, Published in Interfaces, Vol. 28, No. 5, Sept-Oct 1998, pp. 29 55.
- [128] S.S. Rao: Engineering Optimization Theory and Practice Fourth Edition, John Wiley & sons, inc. 2009
- [129] J. Taillon, R.E. Blanchard: Exergy efficiency graphs for thermal power plants, Energy (2015), Elsevier Ltd., 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.055>
- [130] S. Adibhatla, S.C. Kaushik: Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of a conceptual solar aided coal fired 500 MWe thermal power plant with thermal energy storage option, Sustainable Energy Technologies and Assessments 21 (2017) 89–99, Elsevier Ltd, 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.seta.2017.05.002>.
- [131] Sankey Matic, <http://sankeymatic.com/build/>

- [132] Asai, Akihisu: Available and Emerging Technology for Reducing Greenhouse gas emissions from coal fired electricity generation units, US Environment Protection Agency, October 2010; 47 (2): 10-14
- [133] A. Pearson: Parasitic loads, ASHRAE Journal, September 2012.
- [134] I. Poljak, V. Mrzljak, J. Orovic: Energy flow streams in the marine steam plant during the main propulsion propeller speed variation, International scientific technical conference technics. technologies. education. Safety '17, Proceedings, Year I, Issue 1 (2), Sofia, Bulgaria 2017, volume 2, Technics and technologies, Information technologies, Natural and mathematical sciences.
- [135] N.T. Raval, R.N Patel: Optimization of Auxiliary Power Consumption of Combined Cycle Power Plant, Science Direct, Elsevier, 2013.
- [136] ABB Ltd. Switzerland, N. A.: Power generation. Energy efficiency design of auxiliary systems in fossil-fuel power plants. ABB., 2009.
- [137] Electric Power Research Institute: Program on technology innovation: electricity use in the electric sector, technical report 2011.
- [138] A. Khoodaruth, I.H. Aljundi: Performance analysis of a grate stoker coal-fired power plant based on the second law of thermodynamics. *Int. J. Exergy* 2015, 1, 84–103. [CrossRef]
- [139] K.T. Ashok, R. Chandramouli, K. Jothikumar: Exergy analysis of a coal based 63 MW circulating fluidized bed boiler—A case study. *J. Appl. Sci.* 2014, 14, 1515–1521.
- [140] Forced draught fan; Type TACS-1085, Osaka blower CO, Ltd.
- [141] F. Hafdhi, T. Khir, A. B. Yahia, A.B. Brahim: Exergetic Analysis of Steam Turbine Power Plant Operated in Chemical Industry, *International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering* Vol:9, No:12, 2015
- [142] A. Hepbasli: A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008) 593–661, Science direct, 2006 Elsevier Ltd, doi:10.1016/j.rser.2006.10.001
- [143] Y. Cengel, J. Cimbala: *Fluid Mechanics*, Mac Graw Hill, 2006.
- [144] M. Kopac, A. Hilalci: Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagzi power plant in Turkey, *Applied thermal engineering* 27 (2007) 1377-1385, Elsevier Ltd., doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.10.029
- [145] M. N. Eke, D. C. Onyejekwe, O. C. Iloeje, C. I. Ezekwe and P. U. Akpan: Energy and exergy evaluation of a 220mw thermal power plant, *Nigerian Journal of Technology*

- (NIJOTECH) Vol. 37, No. 1, January 2018, pp. 115 – 123,
<http://dx.doi.org/10.4314/njt.v37i1.15>
- [146] Z. Guzović, D. Lončar, N. Ferdelji: Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by means of geothermal energy, *Energy* 35 (2010) 3429e3440, 2010 Elsevier Ltd, doi:10.1016/j.energy.2010.04.036
- [147] Shinko Ind. Ltd., EVZ Condensate Pumps,
<https://www.shinkohir.co.jp/en/product.html>
- [148] Technical and Research Bulletin 3-11, Marine Steam Power Plant heat balance Practices, J.T. Holm, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1971.
- [149] Mrzljak V., Poljak I., Žarković B: Exergy analysis of steam pressure reduction valve in marine propulsion plant on conventional LNG carrier, *Naše more*, 65(1)/2018, pp.24-31
- [150] Bolin C, Engeda A: Analysis of flow-induced instability in redesigned steam control valve, *Applied Thermal Engineering*, 83, p. 40-47, 2015,
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.201502.043>.
- [151] Quian, J.Y., Wei L., Zhang M., Chen F.Q, Chen L.L., Jiang W.K., Jin Z.J.: Flow rate analysis of compressible superheated steam through pressure reducing valves, *Energy* 135, p. 650-658, 2017., <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.170>.
- [152] Spirax Sarco, Steam Engineering Tutorials, <http://pointing.spiraxsarco.com>
- [153] Nakakita control valve, <http://www.tc.co.th/index.php/en/nakakita/nakakita-control-valve>
- [154] Yotishake Japan, Pressure reducing valve,
http://www.kcbkk.com/upload/web/files/Pressure_Reducing_Valve_Yoshitake.pdf
- [155] Mitsubishi Heavy Industries Ltd, Boiler adjustment data of ABC controller, (Internal ship document)

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Povećanje maksimalnih radnih parametara pare tijekom godina za stacionarne i brodске sustave [5]	2
Slika 2.1 LNG/C Grace Barleria, [48].....	11
Slika 2.2 Opća shema parnoturbinskog pogonskog postrojenja tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina, očitavanja parametara iz postrojenja [50].....	14
Slika 2.3 Toplinska shema parnoturbinskog postrojenja [51].....	16
Slika 4.1 Termodinamički model brodske parne turbine	21
Slika 4.2 Dijagram potrošnje pare u ovisnosti o snazi glavne turbine [67]	22
Slika 4.3 Temperaturna korekcija potrošnje pare glavne turbine [67].....	23
Slika 4.4 Korekcija potrošnje pare u tlak u glavnom kondenzatoru [67].....	24
Slika 4.5 Ekspanzija pare na glavnoj turbini – energijska analiza: a) Za cijelu glavnu turbinu, b) Po kućištima glavne turbine, c) Po segmentima glavne turbine.....	25
Slika 4.6 Raspodjela ukupne snage po kućištima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	29
Slika 4.7 Prvi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti za cijelu glavnu turbinu i njeno visokotlačno kućište pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	30
Slika 4.8 Drugi slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti po kućištima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda	31
Slika 4.9 Treći slučaj ispitivanja energijske učinkovitosti po segmentima glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda	32
Slika 4.10 Eksergijski gubici glavne turbine i njihova distribucija po kućištima pri promjeni opterećenja osovinskog voda	33
Slika 4.11 Promjena eksergijskih učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja osovinskog voda	34
Slika 4.12 Usporedba kretanja energijske i eksergijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine pri promjeni opterećenja osovinskog voda	34
Slika 4.13 Potrošnja pare turbogeneratora.....	38
Slika 4.14 Izentropska i stvarna radna točka turbine	39
Slika 4.15 Eksergijski pad na turbini.....	40
Slika 4.16 Protok mase i energije parne turbine turbogeneratora.....	40
Slika 4.17 Energijski tokovi i energijski gubici turbogeneratora pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	42

Slika 4.18 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbogeneratora pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	42
Slika 4.19 Energijska i eksergijska učinkovitost turbogeneratora u odnosu na mjerenu snagu pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	43
Slika 4.20 Kretanje eksergijske učinkovitosti turbogeneratora pri promjeni temperature okoline.....	44
Slika 4.21 Protok mase i energije napojne pumpe	45
Slika 4.22 Izentropska ekspanzija i stvarna radna točka turbine	45
Slika 4.23 Promjena snage na turbini napojne pumpe [75].....	46
Slika 4.24 Potrošnja pare na turbini u ovisnosti o snazi napojne pumpe bez dodatne sapnice na turbini napojne pumpe [75].....	47
Slika 4.25 Energijski tokovi i energijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	49
Slika 4.26 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	50
Slika 4.27 Energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja osovinskog voda.....	51
Slika 4.28 Kretanje eksergijske učinkovitosti turbine napojne pumpe pri promjeni temperature okoline.....	51
Slika 4.29 Energijski tokovi i energijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja.....	52
Slika 4.30 Eksergijski tokovi i eksergijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja	53
Slika 4.31 Energijska i eksergijska učinkovitost napojne pumpe pri promjeni opterećenja.....	53
Slika 4.32 Usporedba energijske i eksergijske učinkovitosti turbine i napojne pumpe pri promjeni opterećenja	54
Slika 4.33 Pretičak zraka u odnosu na količinu proizvedene pare na generatoru pare [83].....	57
Slika 4.34 Protoci mase i energije generatora pare	59
Slika 4.35 Energijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja.....	62
Slika 4.36 Eksergijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja	63
Slika 4.37 Energijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja	64
Slika 4.38 Eksergijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja	64
Slika 4.39 Distribucija opterećenja na generatorima pare pri promjeni opterećenja.....	65
Slika 4.40 Kretanje eksergijske učinkovitosti generatora pare broj 1 pri promjeni temperature okoline.....	66

Slika 4.41 Kretanje eksergijske učinkovitosti generatora pare broj 2 pri promjeni temperature okoline-----	66
Slika 4.42 Mjereno odstupanje od potrošnje teškog goriva pri promjeni opterećenja -----	67
Slika 4.43 Mjereno odstupanje od potrošnje prirodnog plina pri promjeni opterećenja-----	67
Slika 4.44 Emisije CO ₂ pri promjeni opterećenja-----	68
Slika 4.45 Emisije CO ₂ u odnosu na eksploataciju broda s kombiniranom potrošnjom goriva pri promjeni opterećenja -----	69
Slika 4.46 Kumulativne emisije CO ₂ po ukupnoj snazi na turbinama pri promjeni opterećenja -----	70
Slika 4.47 Deflektor na izlaznom dijelu iz vakuumskeg kondenzatora [101]-----	71
Slika 4.48 Protok mase i energije glavnog kondenzatora -----	72
Slika 4.49 Energijski i eksergijski gubici glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja --	74
Slika 4.50 Omjer protoka rashladne vode kondenzatora i dolazne pare pri promjeni opterećenja -----	75
Slika 4.51 Porast temperature morske vode u glavnom kondenzatoru-----	75
Slika 4.52 Energijska i eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja -----	76
Slika 4.53 Protok mase i energije evaporatora-----	77
Slika 4.54 Energijski i eksergijski gubici evaporatora pri promjeni opterećenja-----	79
Slika 4.55 Energijska i eksergijska učinkovitost evaporatora pri promjeni opterećenja -----	80
Slika 4.56 Omjer proizvedenog destilata i utrošene pare pri promjeni opterećenja -----	81
Slika 4.57 Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare-----	82
Slika 4.58 Kretanje energijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja-	83
Slika 4.59 Kretanje eksergijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja	84
Slika 4.60 Učinkovitost kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja-----	85
Slika 4.61 Protok mase i energije niskotlačnog zagrijača napojne vode-----	86
Slika 4.62 Kretanje energijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja -----	87
Slika 4.63 Kretanje eksergijskih tokova niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja -----	88
Slika 4.64 Učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja -----	89
Slika 4.65 Kretanje eksergijske učinkovitosti niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni temperature okoline -----	90
Slika 4.66 Protok mase i energije visokotlačnog zagrijača-----	90

Slika 4.67 Kretanje energijskih tokova viskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja	92
Slika 4.68 Kretanje eksergijskih tokova viskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja	92
Slika 4.69 Učinkovitost viskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja.....	93
Slika 4.70 Kretanje eksergijske učinkovitosti viskotlačnog regenerativnog zagrijača pri promjeni temperature okoline.....	94
Slika 4.71 Protok mase i energije otplinjača	95
Slika 4.72 Iteracijska shema bilance mase otplinjača.....	96
Slika 4.73 Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja	97
Slika 4.74 Kretanje eksergijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja	97
Slika 4.75 Učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja	98
Slika 4.76 Kretanje eksergijske učinkovitosti otplinjača pri promjeni temperature okoline -	99
Slika 4.77 Protok mase i energije zagrijača zraka.....	99
Slika 4.78 Energijski tokovi zagrijača zraka broj 1 pri promjeni opterećenja.....	101
Slika 4.79 Energijski tokovi zagrijača zraka broj 2 pri promjeni opterećenja.....	101
Slika 4.80 Eksergijski tokovi zagrijača zraka broj 1 pri promjeni opterećenja.....	102
Slika 4.81 Eksergijski tokovi zagrijača zraka broj 2 pri promjeni opterećenja.....	102
Slika 4.82 Energijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja.....	103
Slika 4.83 Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja.....	103
Slika 4.84 Kretanje eksergijske učinkovitost zagrijača zraka broj 1 pri promjeni temperature okoline.....	104
Slika 4.85 Kretanje eksergijske učinkovitost zagrijača zraka broj 2 pri promjeni temperature okoline.....	101
Slika 4.86 Sustav napojne vode i mlaki zdenac.....	105
Slika 4.87 Protok mase i energije mlakog zdenca.....	106
Slika 4.88 Kretanje energijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja.....	107
Slika 4.89 Kretanje eksergijskih tokova mlakog zdenaca pri promjeni opterećenja.....	108
Slika 4.90 Učinkovitost mlakog zdenca pri promjeni opterećenja	108
Slika 4.91 Maseni udjeli kondenzata iz mlakog zdenca i napojne vode nakon niskotlačnog zagrijača pri promjeni opterećenja	109
Slika 4.92 Kretanje eksergijske učinkovitosti mlakog zdenca pri promjeni temperature okoline	106
Slika 5.1 Promjena specifične entalpije varijacijom temperature pri konstantnom tlaku----	114

Slika 5.2 Polinom nultog stupnja pri varijaciji tlaka b_{11} do b_{15} -----	115
Slika 5.3 Polinom prvog stupnja pri varijaciji tlaka b_{21} do b_{25} -----	116
Slika 5.4 Polinom drugog stupnja pri varijaciji tlaka b_{31} do b_{35} -----	116
Slika 5.5 Polinom trećeg stupnja pri varijaciji tlaka b_{41} do b_{45} -----	116
Slika 5.6 Polinom četvrtog stupnja pri varijaciji tlaka b_{41} do b_{45} -----	117
Slika 6.1 Optimizacija eksergijske učinkovitosti otplinjača -----	120
Slika 6.2 Optimizacija eksergijske učinkovitosti mlakog zdenca-----	122
Slika 7.1 Energijska i eksergijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja-----	123
Slika 7.2 Energijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja, ukrcaja tereta -----	124
Slika 7.3 Eksergijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja pri $83,00 \text{ min}^{-1}$ -----	125
Slika 7.4 Sankyjev diagram parnoturbinskog postrojenja na $83,00 \text{ min}^{-1}$, energijski tokovi	126
Slika 7.5 Sankyjev diagram parnoturbinskog postrojenja na $83,00 \text{ min}^{-1}$, eksergijski tokovi	126
Slika 7.6 Eksergijska učinkovitost postrojenja srednjih snaga-----	127
Slika 8.1 Učinkovitost brodskih generatora pare loženih teškim gorivom -----	130
Slika 8.2 Učinkovitost brodskih generatora pare loženih plinom-----	130

POPIS TABLICA

Tablica 4.1 Ispitivanje osjetljivosti eksergijske učinkovitosti visokotlačnog kućišta glavne turbine pri promjeni temperature okoline -----	36
Tablica 4.2 Ispitivanje osjetljivosti eksergijske učinkovitosti niskotlačnog kućišta glavne turbine na promjenu temperature okoline -----	37
Tablica 5.1 Pregled redukcijjskih stanica-----	115
Tablica 6.1 Eksergijski gubici na postrojenjima srednjih snaga-----	127
Tablica 6.2 Radne karakteristike postrojenja srednjih snaga-----	128

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

AF	odnos zraka i goriva za izgaranje, kg/kg
c	brzina, m/s
cv	koeficijent protoka ventila
d	diferencijal
E	energija, kJ
\dot{E}	energijski tok, kW
$\dot{E}l$	gubici energijskog toka, kW
ex	specifična eksergija, kJ/kg
$\dot{E}x$	eksergijski tok, kW
$\dot{E}xd$	gubici eksergijskog toka, kW
$\dot{E}xQ$	eksergijski tok prenesen toplotom, kW
$\dot{E}xP$	eksergijski tok prenesen mehaničkim radom, kW
g	ubrzanje sile teže, m/s ²
h	specifična entalpija, kJ/kg
\bar{h}_c	molarna entalpija, kJ/mol
H	molarna specifična entalpija, kJ/mol
HHV	gornja ogrijevna vrijednost goriva, kJ/kg
K_t	korekcija temperature
K_v	korekcija vakuma
m	masa, kg
\dot{m}	maseni protok, kg/s
m_N	maseni udio goriva, kg/kg
M_N	broj molova, kg/mol
N_N	molni udio
p	tlak, MPa

P	snaga, kW
q	specifična toplota, kJ/kg
Q	toplina, kJ
\dot{Q}	toplinski tok, kW
\dot{Q}_p	dobava pumpe, kg/h
R^2	kvaliteta regresije
s	specifična entropija, kJ/kgK
S	entropija, kJ/K
t	temperatura, °C
T	temperatura, °K
u	specifična unutarnja energija, kJ/kg
U	unutarnja energija, kJ
v	specifični volumen, m ³ /kg
V	volumen, m ³
w	specifični rad, kJ/kg
W	rad, kJ
x	kvaliteta pare, kg/kg
z	visina, m

Grčka slova

δ	masa pare koje se iterira, pri optimizaciji postrojenja kg/h
Δ	veličina promjene
η_I	energijska učinkovitost
η_{II}	eksergijska učinkovitost
ϕ	ulazni signal, %
θ	postotak otvorenosti ventila redukcijske stanice, %
λ_z	pretičak zraka, kg/kg

ρ	gustoća, kg/m ³
ψ	prestanak iteracije određen potrebnom točnošću
<i>Subskripti i superskripti</i>	
ch	kemijski
GT	glavna turbina
i	izobutan
IZ	izentropski toplinski pad
k	stupnjevi turbine
KIN	kinetička energija
n	izopentan
N	broj oduzimanja s glavne pogonske turbine
NT	niskotlačna turbina
0	stanje okoline
P	pumpa
POT	potencijalna energija
r	pripadna specifična entalpija reduciranog protoka
RP	reverzibilni proces
TG	turbogenerator
V	ventilator
VT	visokotlačna kturbina
x	matematička funkcija, prirodni logaritam (ln τ)

Kratice

cons	constant
DFDE	dual fuel diesel electric
ECA	emission control areas
GRG2	generalised reduced gradient method
HC	hydro-carbons
HFO	teško gorivo
LNG	ukapljeni prirodni plin
max	maksimalni
MCR	maximum continuous rating
NCR	normal continuous rating
NM	nautičke milje
PR	production rate
SECA	Sulphur emission control areas

PRIVITAK 1.

Rezultati numeričkog modela pomoćnih sustava analiziranog broskog parnoturbinskog sustava

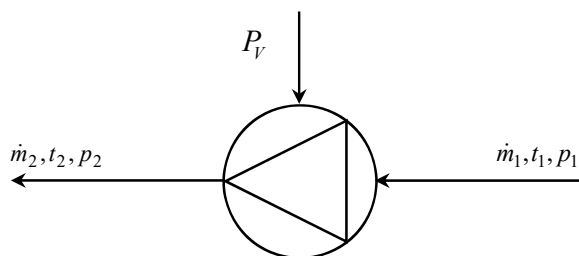
Analiza pomoćnih komponenti u parnoturbinskom postrojenju provedena je na sljedećim komponentama: ventilatori zraka, pumpa kondenzata, pumpa pomoćnog kondenzata i redukcijske stanice. Analizom su uhvaćene sljedeće redukcijske stanice 6,13/1,08 MPa, 1,08/0,7 MPa, 0,67/0,28 MPa.

Ventilatori zraka za generatore pare

Generatori pare opremljeni su s jednim aksijalnim ventilatorom zraka po svakoj jedinici. U slučaju prestanka rada jedne jedinice, postoji opcija prebacivanja generatora pare na zajednički rezervni ventilator zraka koji je dimenzijama i veličinom isti kao i radne jedinice. Dobava zraka prema generatorima pare, kontrolira se pomoću veličine otvorenosti lopatica zraka na ulazu u ventilator. Povećanjem kuta otvorenosti lopatica povećava se dobava ventilatora i obrnuto. Ventilator ima sljedeće karakteristike [140]:

Dobava zraka: 1320 m³/min

Snaga elektromotora: 185 kW



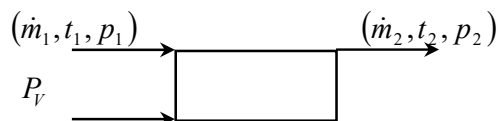
Slika P1.1 Bilanca mase i energije ventilatora zraka

gdje su:

- 1 - ulaz zraka u ventilator zraka
- 2 - izlaz zraka iz ventilatora zraka

Energijske, eksergijske i masene bilance ventilatora zraka

Protok mase i energije ventilatora zraka prikazan je na Slici P1.2.



Slika P1.2 Protok mase i energije ventilatora zraka

Bilanca masenih protoka ventilatora zraka:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{p1.1})$$

Bilanca energije ventilatora zraka:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + P_V = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{E}l \quad (\text{p1.2})$$

Energijski gubici ventilatora zraka:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 + P_V \quad (\text{p1.3})$$

Energijska učinkovitost ventilatora zraka:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 + P_V}{P_V} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{P_V} \quad (\text{p1.4})$$

Bilanca eksergije ventilatora zraka [141], [142]:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + P_V = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{E}xd \quad (\text{p1.5})$$

Eksergijski gubici ventilatora zraka:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 + P_V \quad (\text{p1.6})$$

Eksergijska učinkovitost ventilatora zraka:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}x_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 + P_V}{P_V} = \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{P_V} \quad (\text{p1.7})$$

Jednadžba očuvanja energije za ustaljeni protok po Bernoulliju [143],

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2}{2} + g \cdot z_2 \quad (\text{p1.8})$$

Zanemarivanjem kinetičkog i potencijalnog člana snaga na ventilatoru zraka je:

$$P_V = \dot{m} \cdot \frac{(p_2 - p_1)}{\rho \cdot \eta_V} \quad (\text{p1.9})$$

gdje su:

p_0 - atmosferski tlak, MPa

p_1 - tlak nakon ventilatora zraka, MPa

\dot{m} - masa zraka, kg/s

ρ - specifična gustoća zraka, kg/m³

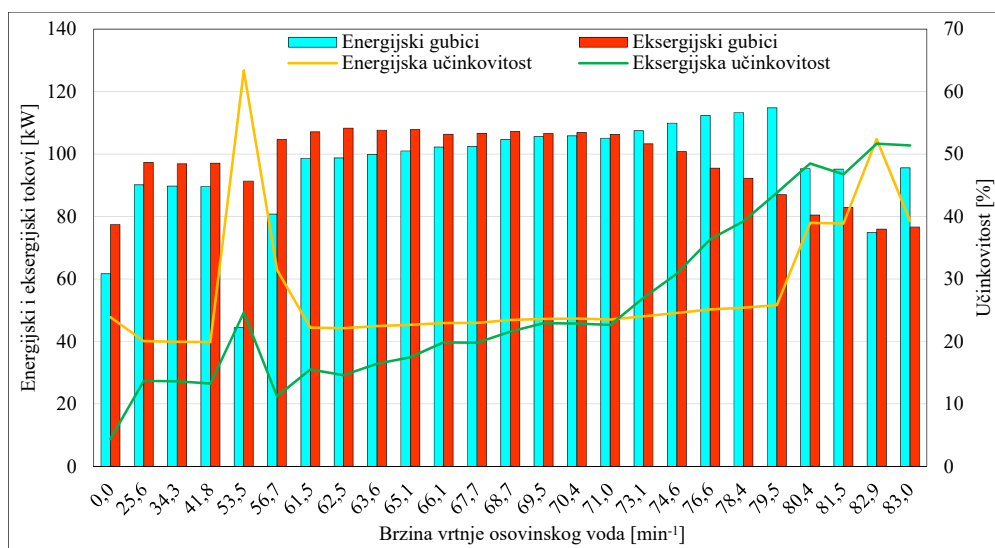
η_V - učinkovitost ventilatora zraka

P_V - snaga ventilatora zraka, kW

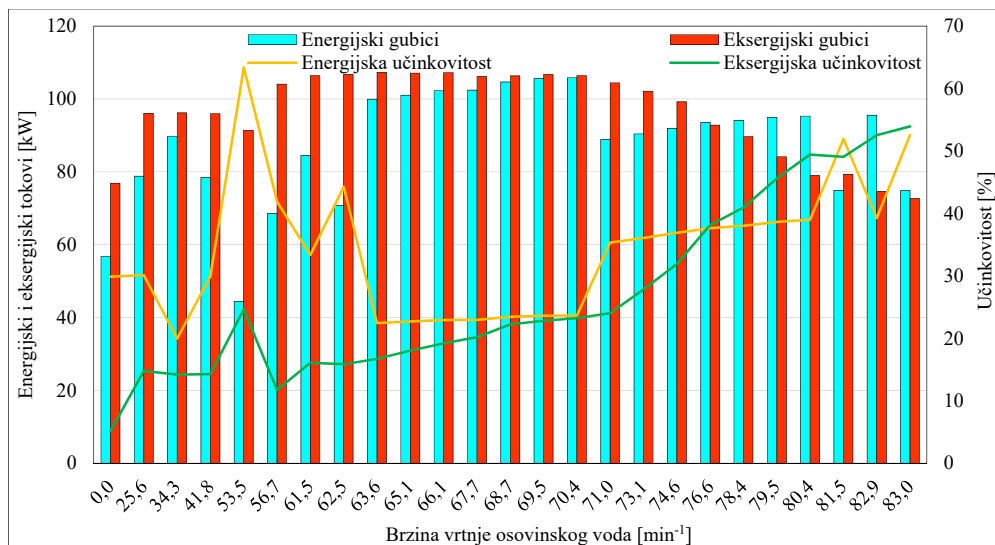
Energijska i eksergijska analiza ventilatora zraka

Energijska i eksergijska učinkovitost te gubici na ventilatorima zraka za generatore pare broj jedan i dva, prikazani su na Slici P1.3 i P1.4. Kako brodski generatori pare imaju tendenciju

smanjenja temperature pare pri nižim opterećenjima, što se izbjegava zbog opasnosti od dolaska vlažne pare u sustav, onda se tijekom ukrcaja tereta, ventilatorima zraka daje zahtjev za podizanje pretička zraka za ~ 1,15 do 1,25 puta od programski zadanog. Većim pretičkom zraka produžuje se plamen u ložištu što povoljno utječe na temperaturu izlaza pare što je već što je već bilo rečeno u poglavlju kod generatora pare. Podizanje temperature pare pretičkom zraka ublažava gubitke na ventilatorima zraka koji su visoki u području rada ventilatora zraka na ukrcaju broda i pri manevru broda gdje je energijska učinkovitost oko 40, a eksergijska oko 30%.



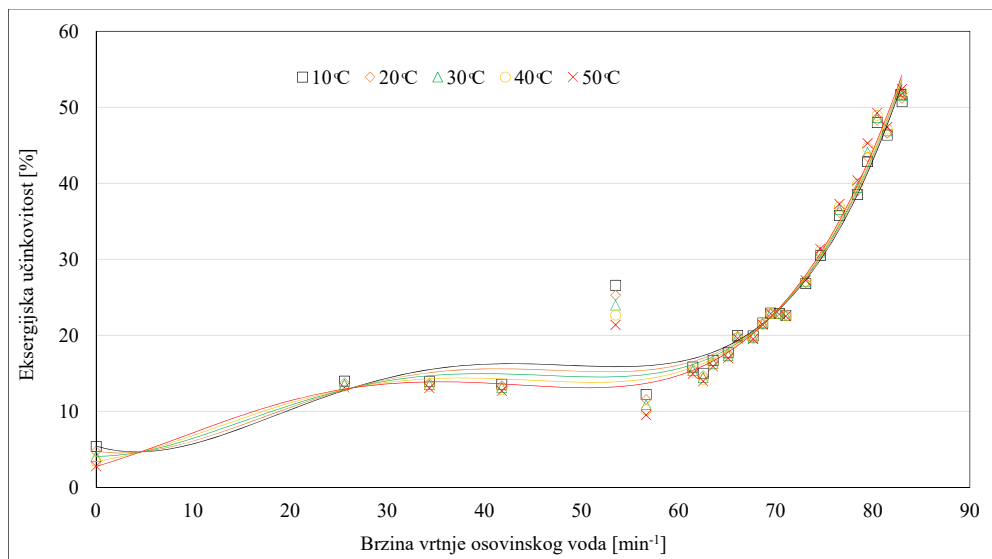
Slika P1.3 Energijska i eksergijska učinkovitost te gubici ventilatora zraka broj 1 pri promjeni opterećenja



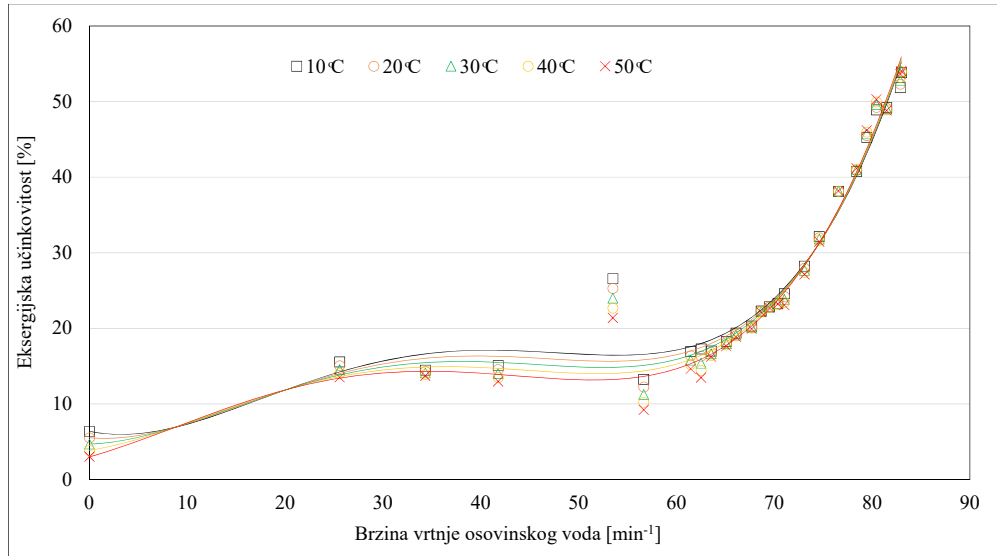
Slika P1.4 Energijska i eksergijska učinkovitost te gubici ventilatora zraka broj 2 pri promjeni opterećenja

Najpovoljnije područje rada za oba ventilatora zraka nalazi se pri krajnjim opterećenjima osovinskog voda, gdje se gubici smanjuju, jer se lopatice ventilatora zraka zakreću prema krajnjim kutovima otvaranja, te se smanjuju gubici trenja strujanja zraka prigušivanjem. U krajnjim mjerenim područjima rada, eksergijska učinkovitost doseže oko 55%, dok energijska učinkovitost ostaje niža. Razlika energijskih i eksergijskih gubitaka te učinkovitosti u trendu kod ventilatora zraka između generatora pare broj 1 i 2 očituje se u bržem odzivu generatora pare broj 1 koji ima ulogu *mastera* odnosno vodećeg generatora pare, u odnosu na *slave* odnosno prateći generator pare. Zbog relativno visokih gubitaka u donjim režimima rada na ventilatorima zraka, pogodnije rješenje bila bi izvedba ventilatora zraka s dvije brzine gdje bi se smanjili gubici ventilatora zraka u luci te u području manevarskog režima rada broda. Smanje brzine vrtnje ventilatora zraka nosi kao posljedicu povećanje kuta otvorenosti lopatica zraka što smanjuje gubitke trenja zraka.

Ispitivanje eksergijske osjetljivosti ventilatora zraka na promjenu temperature okoline, prikazano je na Slikama P1.5 i P1.6. Kao što je vidljivo, ventilatori zraka su minimalno osjetljivi na promjenu temperature okoline u manevarskom području rada i pri krajnjim opterećenjima na osovinskom vodu. U gornjim režimima rada, pri najvećim promjenama temperature, učinkovitost ventilatora zraka minimalno raste u odnosu na bazični eksergijski proračun i po tome se ventilator zraka razlikuju od ostalih komponenti kod kojih učinkovitost opada s porastom temperature okoline. Porast eksergijske učinkovitosti od 10 do 50 °C, kreće se u veličinama od oko 1,5% zbog povećanja eksergije zraka na izlazu iz ventilatora pri višim temperaturama okoline.



Slika P1.5 Kretanje eksergijske učinkovitost ventilatora zraka broj 1 pri promjeni temperature okoline



Slika P1.6 Kretanje eksergijske učinkovitost ventilatora zraka broj 2 pri promjeni temperature okoline

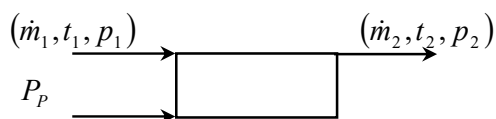
PRIVITAK 2.

Pumpe kondenzata

Parnoturbinsko postrojenje sastoji se od više brodskih sustava koji koriste različite vrste pumpi za svoju službu. Analizirani brodski Rankineov ciklus obuhvaća tri pumpe i to: pumpu kondenzata, pumpu pomoćnog kondenzata, te glavnu napojnu pumpu. Analiza glavne napojne pumpe učinjena je prethodno, a preostala analiza dviju pumpi u pogonskim uvjetima rada učinjena je u ovom dijelu.

Energijske, eksergijske i masene bilance pumpi kondenzata

Protok mase i energije pumpe prikazan je na Slici P2.1.



Slika P2.1 Protok mase i energije pumpe

gdje je:

1 – ulaz kondenzata u pumpu kondenzata

2 – izlaz kondenzata iz pumpe kondenzata

Bilanca masenih protoka pumpe:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{p2.1})$$

Bilanca energije pumpe [14]:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + P_p = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{E}l \quad (\text{p2.1})$$

Energijski gubici pumpe:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 + P_p \quad (\text{p2.2})$$

Energijska učinkovitost pumpe:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 + P_p}{P_p} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{P_p} \quad (\text{p2.3})$$

Bilanca eksergije pumpe:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + P_p = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{E}xd \quad (\text{p2.4})$$

Eksergijski gubici pumpe [144], [145], [146]:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 + P_p \quad (\text{p2.5})$$

Eksergijska učinkovitost pumpe:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 + P_p}{P_p} = \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{P_p} \quad (p2.6)$$

Jednadžba očuvanja energije za ustaljeni protok po Bernoulliju [143],

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2}{2} + g \cdot z_2 \quad (p2.7)$$

Zanemarivanjem kinetičkog i protočnog člana snaga na pumpi je:

$$P_p = \dot{m} \cdot \frac{g \cdot (z_2 - z_1)}{\eta_p} \quad (p2.8)$$

gdje su:

p - tlak, Pa

\dot{m} - protočna masa fluida, kg/s

g - gravitacijska konstanta, m/s²

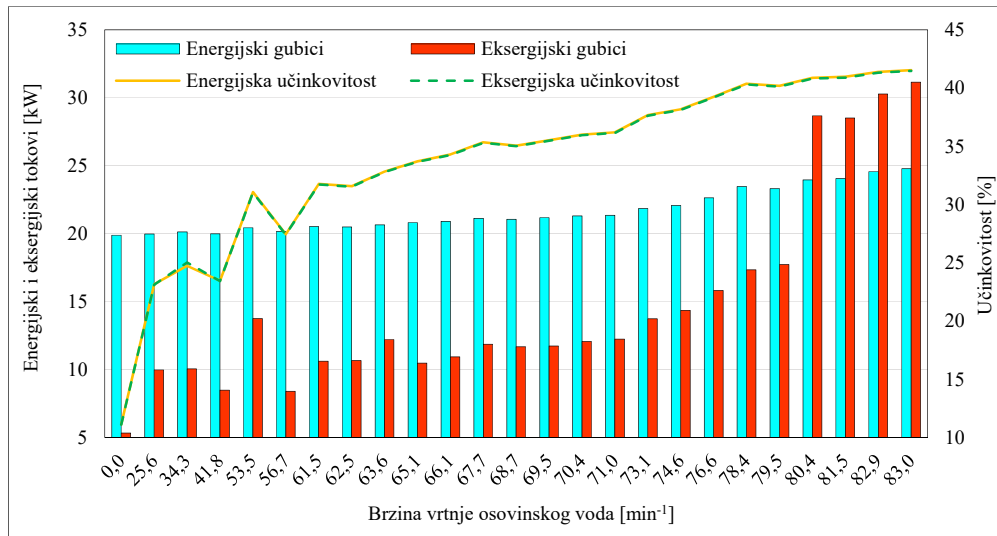
z - visina dobave pumpe, m

η_p - učinkovitost pumpe

P_p - snaga, kW

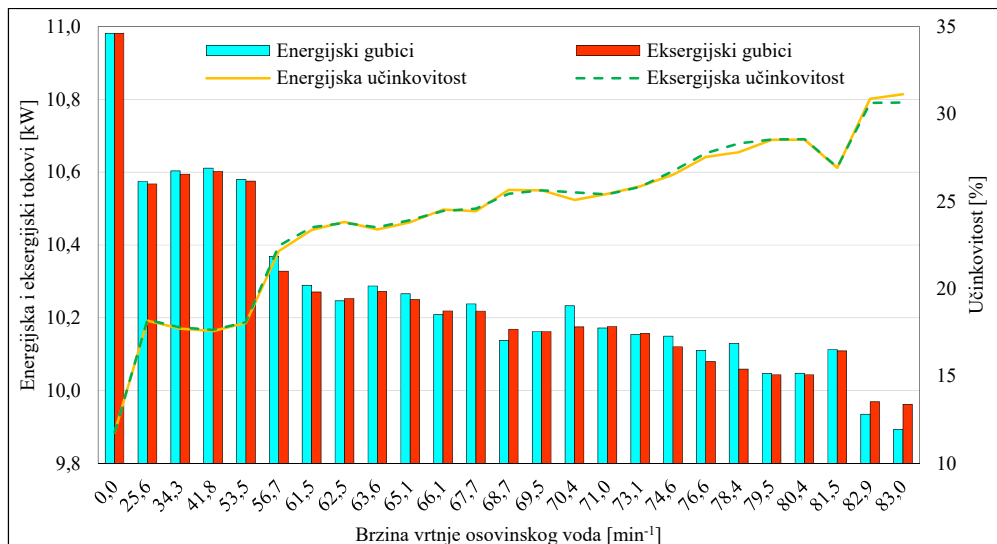
Energijska i eksergijska analiza pumpe kondenzata

Energijski gubici pumpe kondenzata kreću su u vrijednostima od ispod 25 kW tijekom cijelog promatranog područja brzine vrtnje osovinskog voda, Slika P2.2. Eksergijski gubici su najmanji pri ukrcanju broda u luci. Porastom opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini, energijski gubici rastu do oko 40 kW. Učinkovitost pumpe kondenzata tijekom ukrcanja tereta u luci je ispod 10%, u manevarskom području ispod 20%, a tek kasnije pri krajnjim brzinama vrtnje osovinskog voda dostiže učinkovitost iznad 40%. Vidljivo je da su energijska i eksergijska učinkovitost kod pumpe kondenzata gotovo identična. Izjednačene vrijednosti energijske i eksergijske učinkovitosti odraz su agregatnog stanja medija odnosno vode, koja nema eksergijski potencijal. Veće odstupanje u učinkovitosti pumpe kondenzata od preporuke proizvođača, uzrokovano je probušenim kućištem pumpe između dva stupnja, što je bilo utvrđeno tek naknadno prilikom otvaranja pumpe. Kako je kućište bilo probušeno, jedan dio tekućine je recirkulirao unutar same pumpe te su se tu stvarali gubici.



Slika P2.2 Energijski, eksergijski gubici i učinkovitost pumpe kondenzata pri promjeni opterećenja

Slika P2.3 prikazuje gubitke i učinkovitost pumpe kondenzata iz mlakog zdenca. Gubici na pumpi kondenzata najveći su pri donjim režimima rada nešto ispod 11 kW, te pri ukrcaju broda u luci. U tim režimima rada je i najmanja učinkovitost pumpe kondenzata koja se kreće u granicama od ispod 20%. Povećanjem opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini učinkovitost raste do oko 30%. Manja učinkovitost pumpe kondenzata, odraz je većeg radnog tlaka i relativno male dobave pumpe kondenzata iz mlakog zdenca. Bolje učinkovitosti bi se mogle postići pumpom s manjom dobavom. Učinkovitost pumpe, prati učinkovitost proizvođačeve karakteristike [147], te se može reći da je pumpa u dobrom radnom stanju.



Slika 5.9 Energijski, eksergijski gubici i učinkovitost pumpe kondenzata iz mlakog zdenca pri promjeni opterećenja

PRIVITAK 3.

Redukcijske stanice

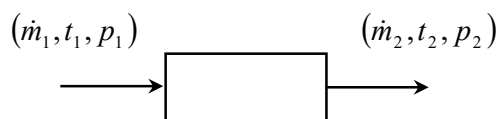
Brodski parni sustavi mogu se općenito podjeliti na dva međusobno povezana sustava: sustav pregrijane pare i sustav rashlađene pregrijane pare. Pregrijana para proizvodi se u generatorima pare nakon čega odlazi na slijedeće potrošače: glavna pogonska turbina, turbogeneratori i turbina napojne pumpe [148]. Sustav rashlađene pregrijane pare dolazi s generatora pare gdje se temperatura pregrijane pare smanjuje u parnom bubnju generatora pare, ali joj ostaje isti tlak kao i pregrijanoj pari te s tim stanjem odlazi dalje na servise. Servisne službe dijele se na sustave čistog i kontaminiranog kondenzata koji su međusobno podjeljeni redukcijskim stanicama. Redukcijske stanice smanjuju izlazni tlak pare pri konstantnoj specifičnoj entalpiji na željeni radni tlak pare pojedinih sustava. Termodinamička analiza provedena je za slijedeće redukcijske stanice:

Tablica T3.1 Pregled redukcijskih stanica

p_1 [MPa]	p_2 [MPa]	Kontrolna stanica tlaka	Karakteristika
6,13	1,08	Servisna para	Logaritamska
6,13	0,4	Višak pare (<i>steam dump</i>)	Brzootvarajuća
1,08	0,7	Servis grijanja	Linearna

Energijske, eksergijske i masene bilance redukcijskih stanica

Protok mase i energije redukcijske stanice prikazan je na Slici P3.1.



Slika P3.1 Protok energije i mase redukcijske stanice

gdje je:

1 – ulaz pare u redukcijsku stanicu

2 – izlaz pare iz redukcijske stanice

Bilanca masenih protoka redukcijske stanice:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{p3.1})$$

Bilanca energijskih tokova redukcijske stanice pri stalnoj specifičnoj entalpiji $h_1 = h_2 = \text{const}$ [149], [150], [151]:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_2 \cdot h_1 + \dot{E}l \quad (\text{p3.2})$$

Energijski gubici redukcijske stanice:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 = 0 \quad (\text{p3.3})$$

Energijska učinkovitost redukcijske stanice:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2}{\dot{m}_1 \cdot h_1} = 1 \quad (\text{p3.4})$$

Bilanca eksergijskih tokova redukcijske stanice:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{E}xd \quad (\text{p3.5})$$

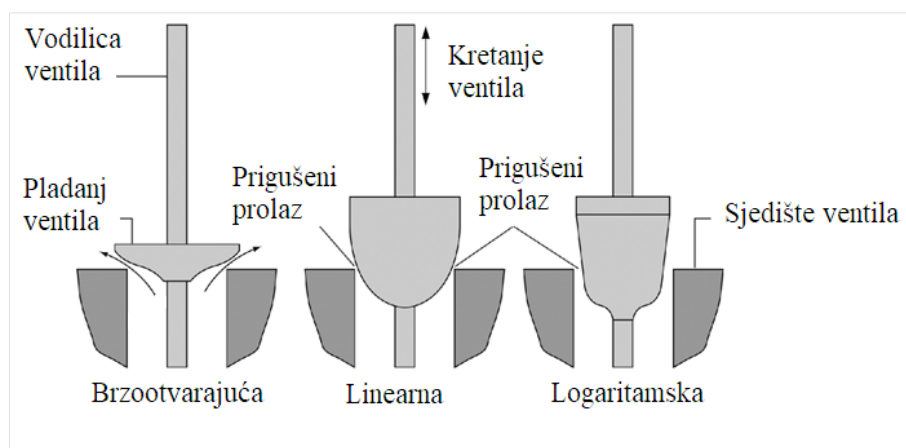
Eksergijski gubici redukcijske stanice:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 \quad (\text{p3.6})$$

Eksergijska učinkovitost redukcijske stanice:

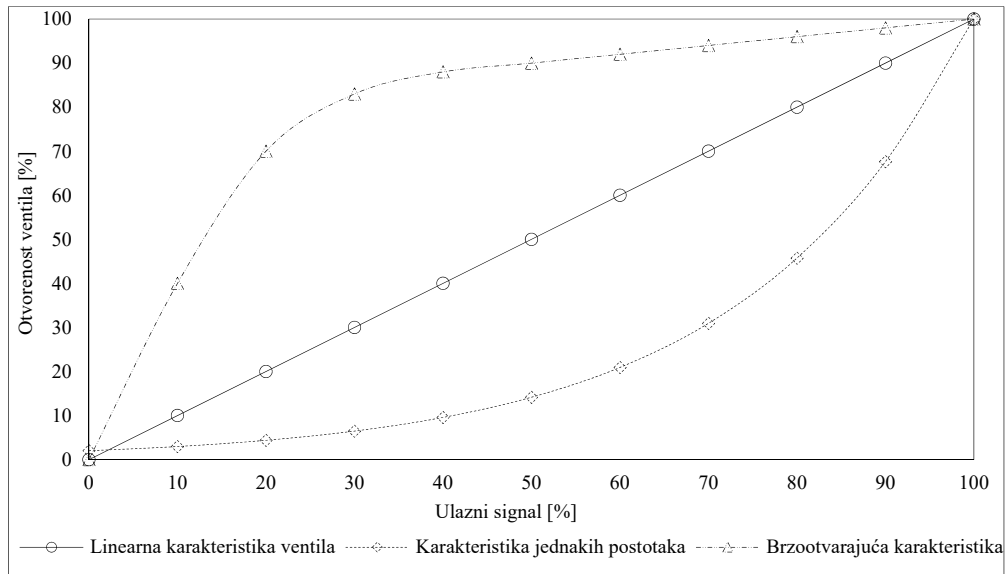
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}x_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}x_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2}{\dot{m}_1 \cdot ex_1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2}{\dot{m}_1 \cdot ex_1} = \frac{ex_2}{ex_1} \quad (\text{p3.7})$$

Promatrane redukcijske stanice imaju tri različite karakteristike, koje ovise o izvedbi pladnja prigušnog ventila Slika P3.2, [152]:



Slika P3.2 Izvedbe pladnja redukcijjskih ventila obzirom na njegovu karakteristiku [152]

Karakteristike protoka redukcijske stanice općenito su prikazane na Slici P3.3. Karakteristike otvaranja linearnog i logaritamskog ventila date su u ovisnosti o maksimalnoj količini protoka i koeficijentu ventila, dok je karakteristika brzootvarajućeg ventila za višak pare aproksimirana kontrolnim signalom opreme za automatizaciju generatora pare. U brodskim instrukcionim knjigama nema uvida u stvarne karakteristike ventila za višak pare, shodno tome postoje odstupanja u radu redukcijjskih ventila pri stvarnoj karakteristici.



Slika P3.3 Karakteristike protoka redukcijских ventila

Količina protoka pare kroz linearne redukcijske stanice računa se na osnovu karakteristike ventila i stvarne otvorenosti ventila [153], [154]:

$$\dot{m} = \frac{c_v \cdot k_p \cdot PP}{[1 + 0,0013 \cdot (t - t')] \cdot 100} \quad (\text{p3.8})$$

gdje su:

c_v - koeficijent ventila (dat od strane proizvođača ventila)

t - ulazna temperatura pare, °C

t' - temperatura zasićenja pri ulaznom tlaku, °C

p_1 - ulazni tlak, MPa abs

p_2 - izlazni tlak, MPa abs

PP - postotak protoka, $f(\theta)$

θ - postotak otvorenosti ventila, %

\dot{m} - protok kroz ventil, kg/h

k_p - koeficijent tlaka koji ovisi o veličini prigušivanja

$$\text{Ako je } p_2 < \frac{p_1}{2} \text{ onda je } k_p = 119,31 \cdot p_1 \quad (\text{p3.9})$$

$$\text{Ako je } p_2 \geq \frac{p_1}{2} \text{ onda je } k_p = 137,66 \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot (p_1 + p_2)} \quad (\text{p3.10})$$

Proračun potrošnje pare za pomoćnu službu zasniva se na veličini protoka pare kroz redukcijske ventile. Karakteristika tipičnog logaritamskog ventila računa se prema [152]:

$$\dot{m} = \frac{e^x \cdot \dot{m}_{MAX}}{\tau} = \frac{e^{(\ln \tau)\theta} \cdot \dot{m}_{MAX}}{50} \quad (\text{p3.11})$$

gdje su:

\dot{m} - protok kroz ventil pri otvorenosti ventila θ , kg/h

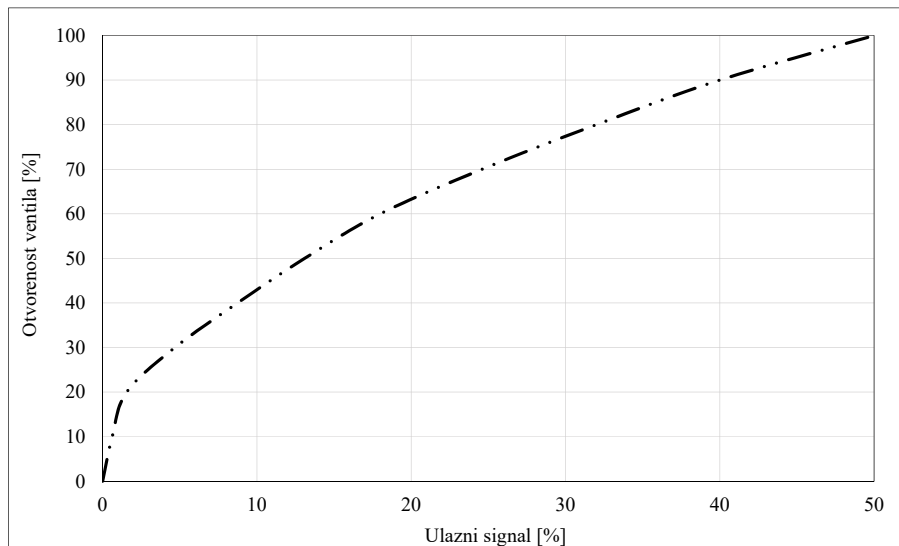
x - matematička funkcija, prirodni logaritam ($\ln \tau$)

τ - odnos maksimalnog i minimalnog kontroliranog protoka, tipično iznosi 50 za ventile s pladnjem

θ - postotak otvorenosti ventila, %

\dot{m}_{MAX} - maksimalni protok kroz ventil, kg/h

Redukcijska stanica za ispuštanje pare u glavni kondenzator sastoji se od dvije identične linije kapaciteta 50%. Brzootvarajuća karakteristika kontrolnog signala za redukcijsku stanicu prikazana je na Slici P3.4:



Slika P3.4 Karakteristika otvaranja ventila na redukcijskoj stanici za ispuštanje viška pare
[155]

Karakteristika ventila aproksimira se sljedećima polinomima u odnosu na ulazni signal:

Od 0 do 20%

$$\theta = -3 \cdot 10^{-7} \cdot \phi^6 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^5 - 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \phi^4 + 0,0753 \cdot \phi^3 - 1,1677 \cdot \phi^2 + 10,791 \cdot \phi + 0,5671$$

$$R^2 = 0,9994$$

(p3.12)

Od 20 do 100%

$$\theta = -3 \cdot 10^{-7} \cdot \phi^5 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^4 - 0,0005 \cdot \phi^3 - 0,0442 \cdot \phi^2 + 3,2821 \cdot \phi + 15,156$$

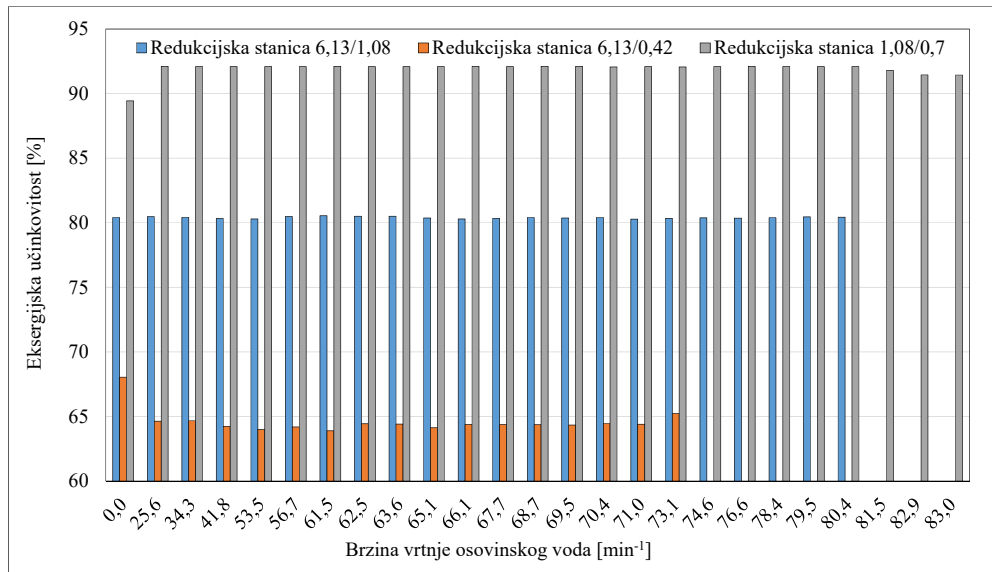
$$R^2 = 0,9994$$

(p3.13)

Količina protoka pare kroz brzootvarajuću redukcijsku stanicu računa se na osnovu aproksimirane karakteristike ventila iz jednadžbi p3.12 i p.3.13 te stvarne otvorenosti ventila po P3.4.

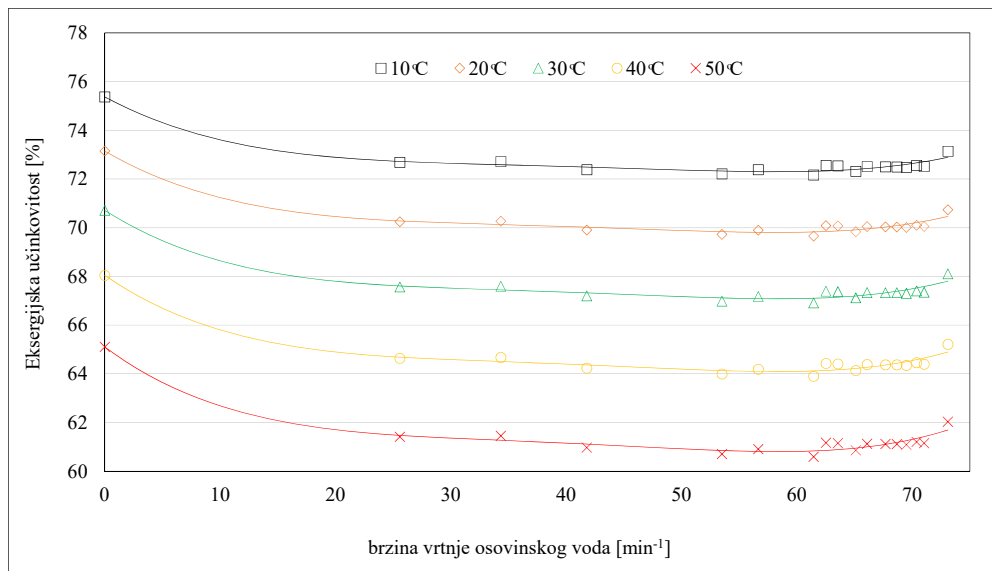
Eksergijska analiza redukcijskih stanica

Analiza eksergijske učinkovitosti redukcijskih stanica prikazana je na Slici P3.5. Rezultati analize ukazuju na to da općenito vrijedi: što je manja promjena tlaka na ulazu i izlazu iz redukcijske stanice, eksergijska učinkovitost stanice je veća, odnosno eksergijski gubici su manji. Redukcijske stanice 6,13 MPa povezane su s generatorima pare preko sustava rashlađene pregrijane pare koja se proizvodi u glavnim generatorima pare. Redukcijska stanica 6,13/1,08 MPa smanjuje tlak rashlađene pregrijane pare i dovodi reducirani tlak na liniju za rashlađivanje rashlađene pregrijane pare na temperaturu zasićenja, koja se nakon toga odovodi u sustav servisa čistog i kontaminiranog kondenzata. Redukcijska stanica 1,08/0,7 je stanica za servisne sustave kontaminiranog kondenzata. Stanica 6,13/0,42 MPa reducira tlak i dovodi paru na na stanicu 0,67/0,28 MPa koja ide dalje prema otplinjaču. Najveći pad tlaka od tri prikazane stanice je na stanici 6,13/0,42 MPa i ta stanica ima najmanju eksergijsku učinkovitost. Pri brzini vrtnje osovinskog voda od $74,6 \text{ min}^{-1}$ redukcijska stanica 6,13/0,42 MPa je u potpunosti zatvorena, jer tlak za potrošače dolazi sa glavne pogonske turbine. Eksergijska učinkovitost prikazane redukcijske stanice iznosi ispod 70% u svim režimima rada. Veću eksergijsku učinkovitost ima redukcijska stanica 6,13/1,08 MPa koja ima manji pad tlaka od prethodne. Eksergijska učinkovitost te stanice kreće se u granicama od oko 80%. Pri brzini vrtnje osovinskog voda od $81,5 \text{ min}^{-1}$ ta stanica se zatvara jer se para dovodi sa oduzimanja iz visokotlačne pogonske turbine. Najveću eksergijsku učinkovitost ima redukcijska stanica 1,08/0,7 MPa gdje je i najmanji pad tlaka. Eksergijska učinkovitost te stanice se kreće oko 92%.

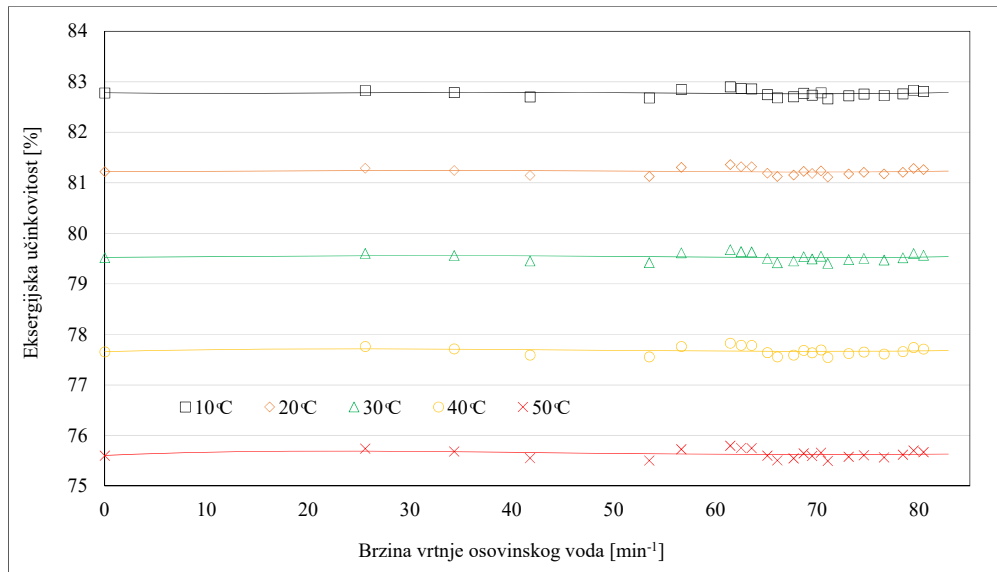


Slika P3.5 Eksergijska analiza redukcijских stanica pri promjeni opterećenja

Ispitivanje osjetljivosti redukcijских stanica na promjenu temperature okoline prikazano je na slikama P3.6 do P3.8. Najveću osjetljivost na promjenu temperature okoline ima redukcijсka stanica s najvećim padom tlaka 6,13/0,42 MPa, kod koje pad učinkovitost podizanjem temperature okoline iznosi oko 3% za svakih 10 °C. Umjerenu eksergijsku osjetljivost na promjenu temperature okoline ima redukcijсka stanica 6,13/1,08 MPa, kod koje smanjenje eksergijske učinkovitosti opada za svakih 10 °C oko 2%.

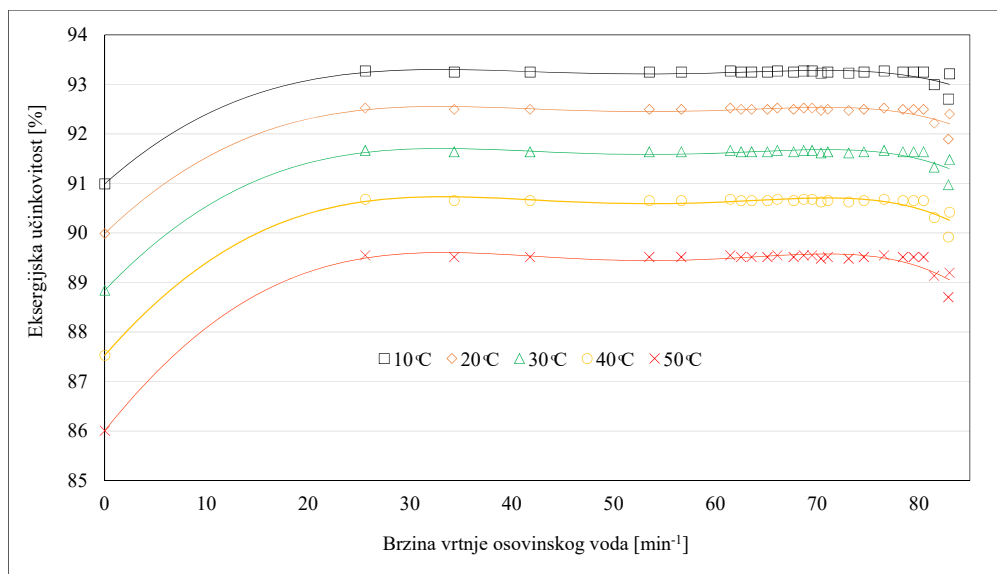


Slika P3.6 Kretanje eksergijska učinkovitost redukcijсke stanice 6,13/0,42 MPa pri promjeni temperature okoline



Slika P3.7 Kretanje eksergijske učinkovitost redukcijske stanice 6,13/1,08 MPa pri promjeni temperature okoline

Kako se vidi iz slike P3.8 najmanju osjetljivost na promjenu temperature okoline ima redukcijaska stanica s najmanjim padom tlaka 1,08/0,7 MPa kod koje se eksergijska učinkovitost mijenja za svakih 10 °C oko 1%. Eksergijska analiza učinkovitosti redukcijaskih stanica pri promjeni temperature okoline pokazuje da se bolja učinkovitost postiže pri stupnjevanju tlaka do konačnog tlaka u odnosu na reduciranje tlaka do konačnog tlaka odjednom. Taj koncept bi trebalo još dalje ispitati.



Slika P3.8 Kretanje eksergijske učinkovitost redukcijske stanice 1,08/0,7 MPa pri promjeni temperature okoline

PRIVITAK 4

Specifična entalpija $h f(s, p)$ pregrijanog stanja pare 6,96-550 °C, 0,001-6,2 MPa

Promjena specifične entalpije, pri varijaciji specifične entropije i tlaka. Točnost postupka od $0,1 < h < 1,3$ kJ/kg, a na rubnim područjima ne prelazi 2 kJ/kg.

$h f(s, p)$ 6-8,5 kJ/kgK, 0,001-0,004 MPa

$$y = -0.0232346150 * p^4 + 0.6495309691 * p^3 - 6.7730094092 * p^2 + 292.6908566197 * p - 52.7543408583$$

$$R^2 = 0.9999997921$$

$$y = 41.6227061674 * p^4 - 1173.9357413948 * p^3 + 12358.0884213447 * p^2 - 32709.5145314335 * p + 99355.6113602556$$

$$R^2 = 0.9999297312$$

$$y = -27417.5461082458 * p^4 + 780197.7177276610 * p^3 - 8290833.6749420200 * p^2 + 31727323.2102890000 * p - 69260073.4062309000$$

$$R^2 = 0.9996949793$$

$$y = 7609005.0849609400 * p^4 - 218010323.1093750000 * p^3 + 2333331303.9335900000 * p^2 - 9810318528.9199200000 * p + 19748218325.9219000000$$

$$R^2 = 0.9993265632$$

$$y = -745234476.9687500000 * p^4 + 21455287176.3750000000 * p^3 - 230780062714.5000000000 * p^2 + 1012550448435.7500000000 * p - 1969648455121.5900000000$$

$$R^2 = 0.9988532152$$

$h f(s, p)$ 6,00-8,15 kJ/kg, 0,00451-0,01

$$y = 0.0174848112 * p^3 - 0.3826226744 * p^2 + 282.7802945717 * p - 4.4268556087$$

$$R^2 = 0.9999996040$$

$$y = -8.0010229074 * p^3 + 174.5942784930 * p^2 + 5974.0249170549 * p + 574.9900324419$$

$$R^2 = 0.9998885637$$

$$y = 1185.9085559547 * p^3 - 25827.4340059161 * p^2 - 293138.5792933700 * p - 353240.7461448160$$

$$R^2 = 0.9995047618$$

$$y = -56543.2756166458 * p^3 + 1229854.5462207800 * p^2 + 5690831.4955215500 * p + 18920033.8763132000$$

$$R^2 = 0.9988994920$$

$h f(s, p)$ 8,16-8,22 kJ/kg, 0,00451-0,01

$$y = 73109.9935245514 * p^3 - 1798979.5879925100 * p^2 + 14755549.2911407000 * p - 40340331.7357253000$$

$$R^2 = 0.9994133462$$

$$y = -32071549.9302673000 * p^3 + 789284240.6746520000 * p^2 - 6474667127.9467800000 * p + 17704082363.5498000000$$

$$R^2 = 0.9997981215$$

$$y = 4533621591.5244100000 * p^3 - 111592403278.3760000000 * p^2 + 915575822711.8870000000 * p - 2503946395530.0000000000$$

$$R^2 = 0.9998225332$$

$$y = -207110988118.5940000000*p^3 + 5098916976671.9800000000*p^2 - 41842981895262.1000000000*p + 114455768026843.0000000000$$

$$R^2 = 0.9998469823$$

h f(s, p) 8,23-8,43 kJ/kg, 0,00451-0,01

$$y = -24726.1248614788*p^3 + 616987.3528492630*p^2 - 5131252.0918255600*p + 14225534.8580349000$$

$$R^2 = 0.9998591265$$

$$y = 10721017.1739473000*p^3 - 267621252.1544000000*p^2 + 2226672992.6659500000*p - 6175036940.1923400000$$

$$R^2 = 0.9990246717$$

$$y = -1487895407.0520300000*p^3 + 37155342095.2267000000*p^2 - 309257510931.2080000000*p + 857960855907.4740000000$$

$$R^2 = 0.9990664436$$

$$y = 66649865784.5908000000*p^3 - 1664835854972.6900000000*p^2 + 13860990388085.1000000000*p - 38465064371654.3000000000$$

$$R^2 = 0.9988906851$$

h f(s, p) 8,44-8,48 kJ/kg, 0,00451-0,01

$$y = -80510.1987152100*p^3 + 2043336.0420307600*p^2 - 17286280.8491320000*p + 48748062.5092943000$$

$$R^2 = 0.9999965557$$

$$y = 35918081.6458740000*p^3 - 911575292.1233400000*p^2 + 7711727760.0921600000*p - 21746503929.9209000000$$

$$R^2 = 0.9998501113$$

$$y = -5193143198.8203100000*p^3 + 131800247033.6200000000*p^2 - 1115015524415.2200000000*p + 3144299370189.9300000000$$

$$R^2 = 0.9985006101$$

$$y = 242273071126.0000000000*p^3 - 6148860350610.3200000000*p^2 + 52019073398996.4000000000*p - 146692795269782.0000000000$$

$$R^2 = 0.9951847583$$

h f(s, p) 6-7,63 kJ/kgK, 0,01-0,045 MPa

$$y = 0.1693385649*p^4 - 4.6308666281*p^3 + 47.4048424754*p^2 + 78.7195035489*p + 365.9070421540$$

$$R^2 = 0.9999998113$$

$$y = -26.8252716064*p^4 + 734.0690752119*p^3 - 7518.9362728894*p^2 + 37473.5664354115*p - 59956.1170698977$$

$$R^2 = 0.9999547591$$

$$y = 1482.0359239578*p^4 - 40618.7889938354*p^3 + 416665.6185402870*p^2 - 1991371.3960403200*p + 3267088.0506406600$$

$$R^2 = 0.9997998269$$

$$y = -33790.2617034912*p^4 + 928218.7024383540*p^3 - 9542399.9297866800*p^2 + 45141453.5951004000*p - 74834500.3057988000$$

$$R^2 = 0.9995569586$$

$$y = 269439.0859375000*p^4 - 7423688.3352661100*p^3 + 76536363.5244751000*p^2 - 361254584.4879460000*p + 602557262.0388550000$$

$$R^2 = 0.9992440364$$

h f(s, p) 7,64-7,76 kJ/kgK, 0,01-0,045 MPa

$$y = 159286.1335601810*p^4 - 4915887.8906374200*p^3 + 56891186.3532316000*p^2 - 292612453.0643040000*p + 564365564.1051770000$$

$$R^2 = 0.9999674497$$

$$y = -29201095.0562744000*p^4 + 901349249.5747410000*p^3 - 10432919863.5973000000*p^2 + 53669022088.8712000000*p - 103528576026.9060000000$$

$$R^2 = 0.9968679798$$

$$y = 1847016938.5742200000*p^4 - 57022833253.9529000000*p^3 + 660154061175.5420000000*p^2 - 3396617282874.1200000000*p + 6553397044513.4300000000$$

$$R^2 = 0.9981549001$$

$$y = -48267878491.5625000000*p^4 + 1490471114475.3900000000*p^3 - 17258672377703.5000000000*p^2 + 88816954430426.0000000000*p - 171396830916543.0000000000$$

$$R^2 = 0.9987494380$$

$$y = 444338093473.5000000000*p^4 - 13723377738872.8000000000*p^3 + 158937719783751.0000000000*p^2 - 818083476859915.0000000000*p + 1579016578572910.0000000000$$

$$R^2 = 0.9991187485$$

h f(s, p) 7,77-8,14 kJ/kgK, 0,01-0,045 MPa

$$y = -6308.6182022095*p^4 + 196165.8739796390*p^3 - 2285992.8233749100*p^2 + 11832532.4554248000*p - 22951183.3987926000$$

$$R^2 = 0.9998501072$$

$$y = 1325170.8135585800*p^4 - 41386239.6418797000*p^3 + 484468660.3082010000*p^2 - 2519317039.2062000000*p + 4910419978.0612900000$$

$$R^2 = 0.9960700292$$

$$y = -91703726.1830444000*p^4 + 2873300937.9785700000*p^3 - 33747183458.1704000000*p^2 + 176092213443.4500000000*p - 344430226532.4860000000$$

$$R^2 = 0.9970166583$$

$$y = 2530202237.1030300000*p^4 - 79452863779.2515000000*p^3 + 935297327663.0780000000*p^2 - 4891706588547.6300000000*p + 9590792795555.0200000000$$

$$R^2 = 0.9966754446$$

$$y = -24079448994.8242000000*p^4 + 757308115355.3910000000*p^3 - 8928938170427.5300000000*p^2 + 46774950816343.6000000000*p - 91859974914439.9000000000$$

$$R^2 = 0.9962509675$$

$h f(s, p)$ 8,15-8,5 kJ/kgK, 0,01-0,045 MPa

$$y = -3.9194324017 * p^4 + 164.1615258694 * p^3 - 2406.6792003000 * p^2 + 15226.5267324007 * p - 33413.8414214501$$

$$R^2 = 0.9999949202$$

$$y = 420.6092987061 * p^4 - 16981.5373416900 * p^3 + 252983.9329334810 * p^2 - 1638064.0076718100 * p + 3907436.5716894100$$

$$R^2 = 0.9999541366$$

$$y = 15032.7855834960 * p^4 - 313635.8609252900 * p^3 + 1470433.9941689600 * p^2 + 5648268.7869233900 * p - 40884983.7956933000$$

$$R^2 = 0.9997689745$$

$$y = -1488242.1386718700 * p^4 + 44698189.8916013000 * p^3 - 495550262.9166680000 * p^2 + 2398558709.2884400000 * p - 4252855494.2483500000$$

$$R^2 = 0.9994603348$$

$$y = 22217575.0625000000 * p^4 - 694498223.8617140000 * p^3 + 8092771098.2038400000 * p^2 - 41666853166.6099000000 * p + 79908297641.4029000000$$

$$R^2 = 0.9990559317$$

$h f(s, p)$ 6-7,36 kJ/kg, 0,04505-0,1 MPa

$$y = 0.4074690137 * p^3 - 8.1360323650 * p^2 + 372.4936358343 * p - 130.3341676381$$

$$R^2 = 0.9999995199$$

$$y = -17.0569016540 * p^3 + 340.7132025487 * p^2 - 1269.3250923974 * p + 4098.9214382154$$

$$R^2 = 0.9999050696$$

$$y = 229.5105826706 * p^3 - 4585.4484451041 * p^2 + 24010.3322578482 * p - 62755.1920315693$$

$$R^2 = 0.9995459537$$

$$y = -999.7988893315 * p^3 + 19976.8675603568 * p^2 - 113266.3427248080 * p + 280707.3776015650$$

$$R^2 = 0.9989386975$$

$h f(s, p)$ 7,37-7,49 kJ/kg, 0,04505-0,1 MPa

$$y = 25199.3348389863 * p^3 - 560430.6805695420 * p^2 + 4154803.3988657300 * p - 10265391.7411531000$$

$$R^2 = 0.9991604609$$

$$y = -1171964.5869145400 * p^3 + 26070477.5681526000 * p^2 - 193305137.7113050000 * p + 477753342.0202000000$$

$$R^2 = 0.9960854431$$

$$y = 17532855.8612499000 * p^3 - 390124928.1271190000 * p^2 + 2893446221.2995600000 * p - 7153038712.6303500000$$

$$R^2 = 0.9961846989$$

$$y = -84102303.1370316000 * p^3 + 1871943810.5753300000 * p^2 - 13887945677.5493000000 * p + 34343560236.3396000000$$

$$R^2 = 0.9968843205$$

$h f(s, p)$ 7,5-7,63 kJ/kg, 0,04505-0,1 MPa

$$y = -16564.1959524154*p^3 + 373220.1979482610*p^2 - 2802503.2650670800*p + 7015534.0351480700$$

$$R^2 = 0.9998856941$$

$$y = 751138.3951580520*p^3 - 16937963.6679067000*p^2 + 127304205.3233490000*p -$$

$$318900901.5123540000$$

$$R^2 = 0.9989222124$$

$$y = -10816512.1988754000*p^3 + 244087450.9058630000*p^2 - 1835876322.8424400000*p +$$

$$4602322571.8624000000$$

$$R^2 = 0.9992845687$$

$$y = 50015870.6159248000*p^3 - 1129265751.5183600000*p^2 + 8498190274.6881300000*p -$$

$$21315520991.6183000000$$

$$R^2 = 0.9993605899$$

$h f(s, p)$ 7,64-8,5 kJ/kg, 0,04505-0,1 MPa

$$y = 2.2447458291*p^3 + 27.2221140922*p^2 - 575.7583793277*p + 4236.5869396767$$

$$R^2 = 0.9999834478$$

$$y = 423.9478346538*p^3 - 9287.7256217906*p^2 + 71169.5233493550*p - 184322.4246695680$$

$$R^2 = 0.9999272645$$

$$y = -4579.8844310790*p^3 + 104502.4010612410*p^2 - 817047.5932734630*p + 2145659.4147970900$$

$$R^2 = 0.9997076978$$

$$y = 18565.9290348291*p^3 - 430702.0541569490*p^2 + 3397550.9739080900*p - 8980107.3315949000$$

$$R^2 = 0.9993508792$$

$h f(s, p)$ 6-6,84 kJ/kgK, 0,1-0,46 MPa

$$y = 1.6345157176*p^4 - 41.3262932152*p^3 + 391.7364596389*p^2 - 1312.4511521719*p +$$

$$2581.5472814113$$

$$R^2 = 0.9999991653$$

$$y = -41.1962316036*p^4 + 1047.3009521514*p^3 - 9981.1799120381*p^2 + 42726.9693457819*p -$$

$$67641.5498569342$$

$$R^2 = 0.9998602322$$

$$y = 314.6770293713*p^4 - 8026.7586523294*p^3 + 76752.0001258701*p^2 - 327349.8471046690*p +$$

$$520528.4161379490$$

$$R^2 = 0.9993150657$$

$$y = -920.1627070308*p^4 + 23520.5512408018*p^3 - 225365.6175994870*p^2 + 961491.6185624670*p -$$

$$1532791.2822658800$$

$$R^2 = 0.9983985138$$

$$y = 905.9904244244*p^4 - 23188.8092301189*p^3 + 222472.9771685600*p^2 - 949679.7347107790*p +$$

$$1516219.8927038900$$

$$R^2 = 0.9971709757$$

h f(s, p) 6,85-6,99 kJ/kgK, 0,1-0,46 MPa

$$y = 224368.4263305660*p^4 - 6226724.8737766100*p^3 + 64799664.4436358000*p^2 - 299699977.2572560000*p + 519776660.1502000000$$

$$R^2 = 0.9999638858$$

$$y = -4119175.8235168500*p^4 + 114333016.7960810000*p^3 - 1190002809.5615000000*p^2 + 5504597268.2093000000*p - 9548124107.0242900000$$

$$R^2 = 0.9978142765$$

$$y = 25949397.9820099000*p^4 - 720387752.9363630000*p^3 + 7499290817.1565600000*p^2 - 34695658355.5560000000*p + 60192845328.1444000000$$

$$R^2 = 0.9985207319$$

$$y = -67187276.2987976000*p^4 + 1865559988.2515800000*p^3 - 19424335689.4257000000*p^2 + 89884356044.3886000000*p - 155968456096.1490000000$$

$$R^2 = 0.9989504539$$

$$y = 61087308.2212524000*p^4 - 1696496379.7569500000*p^3 + 17667281548.5449000000*p^2 - 81768787848.3284000000*p + 141912341667.5330000000$$

$$R^2 = 0.9992223352$$

h f(s, p) 7-7,35 kJ/kgK, 0,1-0,46 MPa

$$y = -8891.9149017334*p^4 + 248074.6383192530*p^3 - 2593118.1845195700*p^2 + 12036452.4074287000*p - 20930151.5226519000$$

$$R^2 = 0.9998780400$$

$$y = 181642.7950448990*p^4 - 5092693.8276868900*p^3 + 53508119.1922313000*p^2 - 249696135.7900970000*p + 436647443.6602510000$$

$$R^2 = 0.9975541952$$

$$y = -1229240.4323334700*p^4 + 34592620.1632790000*p^3 - 364860996.9996220000*p^2 + 1709424462.9625400000*p - 3001652595.2623400000$$

$$R^2 = 0.9980986274$$

$$y = 3325767.4763746300*p^4 - 93833080.2570984000*p^3 + 992320970.9156290000*p^2 - 4661903824.7185800000*p + 8209190897.9514800000$$

$$R^2 = 0.9979134153$$

$$y = -3106618.6240091300*p^4 + 87809517.9251048000*p^3 - 930357706.7627980000*p^2 + 4379220389.8027100000*p - 7726696930.0995600000$$

$$R^2 = 0.9976703820$$

h f(s, p) 7,36-8,5 kJ/kgK, 0,1-0,46 MPa

$$y = -1.3071562704*p^4 + 59.4785136837*p^3 - 829.2598331068*p^2 + 4887.5493256511*p - 8465.4443451435$$

$$R^2 = 0.9999996397$$

$$y = 20.4660126381*p^4 - 624.1795583531*p^3 + 7564.9945609909*p^2 - 41126.1672872379*p + 84433.4790238633$$

$$R^2 = 0.9999965296$$

$$y = -104.1484999135*p^4 + 3224.5966862106*p^3 - 38696.2660113348*p^2 + 207872.5805368530*p - 421064.8321551760$$

$$R^2 = 0.9999835452$$

$$y = 238.0477522314*p^4 - 7414.5136444151*p^3 + 88718.8750031150*p^2 - 474438.0821481580*p + 955544.5143275690$$

$$R^2 = 0.9999623427$$

$$y = -206.9258183166*p^4 + 6468.3588041854*p^3 - 77259.7712053348*p^2 + 411931.3199495740*p - 826438.5749048780$$

$$R^2 = 0.9999343720$$

h f(s, p) 6-6,41 kJ/kgK, 0,46-1,6 MPa

$$y = 53.1722693443*p^4 - 1327.8231174946*p^3 + 12430.9736730009*p^2 - 51337.9979427754*p + 80580.8312805884$$

$$R^2 = 0.9999942076$$

$$y = -278.7722097039*p^4 + 6962.1021267772*p^3 - 65184.8552351593*p^2 + 271329.6819733820*p - 423190.7766084960$$

$$R^2 = 0.9992391159$$

$$y = 512.8933201730*p^4 - 12809.6723209023*p^3 + 119941.4535137600*p^2 - 499116.9149698280*p + 778492.2613053460$$

$$R^2 = 0.9960284333$$

$$y = -392.2118550763*p^4 + 9795.6351958066*p^3 - 91721.0499680787*p^2 + 381655.6865352120*p - 595304.8212747360$$

$$R^2 = 0.9904308277$$

$$y = 105.2989093270*p^4 - 2629.8027608618*p^3 + 24623.5476721753*p^2 - 102454.4024065650*p + 159807.8703132900$$

$$R^2 = 0.9828638569$$

h f(s, p) 6,42-6,6 kJ/kgK, 0,46-1,6 MPa

$$y = 140677.0522384640*p^4 - 3665477.2026224500*p^3 + 35813254.1342077000*p^2 - 155506420.9988780000*p + 253198454.1368980000$$

$$R^2 = 0.9999019151$$

$$y = -657684.2184524540*p^4 + 17140060.1435469000*p^3 - 167499246.3384740000*p^2 + 727453729.1662110000*p - 1184686948.1649700000$$

$$R^2 = 0.9985132188$$

$$y = 1086813.3421831100*p^4 - 28330319.7931115000*p^3 + 276919247.1470740000*p^2 - 1202946490.0296000000*p + 1959497805.4758600000$$

$$R^2 = 0.9980346347$$

$$y = -754761.9671580790*p^4 + 19679591.1295307000*p^3 - 192409670.0733890000*p^2 + 836043373.5495200000*p - 1362183574.2324000000$$

$$R^2 = 0.9979035102$$

$$y = 186994.9983120560*p^4 - 4876886.6612632300*p^3 + 47693580.5141249000*p^2 - 207285103.7736800000*p + 337816598.7776620000$$

$$R^2 = 0.9977455273$$

h f(s, p) 6,61-6,85 kJ/kgK, 0,46-1,6 MPa

$$y = 2360.6699533463*p^4 - 75681.7437816428*p^3 + 885776.1341352280*p^2 - 4516734.6882570100*p + 8507315.8155407600$$

$$R^2 = 0.9999584088$$

$$y = 2959.8520133495*p^4 - 26118.5866920136*p^3 - 274912.4982043110*p^2 + 3639439.9862517200*p - 10151588.7291416000$$

$$R^2 = 0.9992412405$$

$$y = -23368.8363569974*p^4 + 546692.9700061190*p^3 - 4688841.6816347200*p^2 + 17322763.2404734000*p - 22915195.9706307000$$

$$R^2 = 0.9994371162$$

$$y = 25859.8005818724*p^4 - 642788.8997787380*p^3 + 5950771.7878353100*p^2 - 24287568.6563141000*p + 36813565.2042011000$$

$$R^2 = 0.9993927233$$

$$y = -8183.8189636022*p^4 + 207900.6918145600*p^3 - 1973486.2254078500*p^2 + 8292491.5383895900*p - 13007473.8043687000$$

$$R^2 = 0.9993216833$$

h f(s, p) 6,86-8,5 kJ/kgK, 0,46-1,6 MPa

$$y = -1.3649314931*p^4 + 62.5817375822*p^3 - 847.2485801992*p^2 + 4841.2973118324*p - 8026.3841724185$$

$$R^2 = 0.9999998414$$

$$y = 17.5094265023*p^4 - 535.7194295760*p^3 + 6255.7942332427*p^2 - 32428.8107821536*p + 62985.9713003473$$

$$R^2 = 0.9999902233$$

$$y = -31.5835795102*p^4 + 971.1025560646*p^3 - 11269.3647727349*p^2 + 58056.0011996105*p - 112010.1238747890$$

$$R^2 = 0.9999406216$$

$$y = 21.6434290354*p^4 - 666.4773683834*p^3 + 7723.2833709155*p^2 - 39719.9532533003*p + 76479.4871167666$$

$$R^2 = 0.9998567072$$

$$y = -5.1906209882*p^4 + 159.9561807573*p^3 - 1852.5560628680*p^2 + 9520.4538976970*p - 18314.6726068213$$

$$R^2 = 0.9997521963$$

h f(s, p) 6-6,2 kJ/kgK, 1,6-6,2 MPa

$$y = -17222.0930938720*p^4 + 426298.3617634770*p^3 - 3955443.1622398500*p^2 + 16305370.6227401000*p - 25194529.4691547000$$

$$R^2 = 0.9999857706$$

$$y = 19597.9591919183 \cdot p^4 - 486050.7227844600 \cdot p^3 + 4518382.7701389000 \cdot p^2 - 18659676.6989838000 \cdot p + 28884485.9458159000$$

$$R^2 = 0.9999062079$$

$$y = -7655.8237846792 \cdot p^4 + 190322.3208781930 \cdot p^3 - 1773324.0919860900 \cdot p^2 + 7339694.7648993900 \cdot p - 11386216.0231510000$$

$$R^2 = 0.9998862456$$

$$y = 1237.3893412724 \cdot p^4 - 30839.9708679877 \cdot p^3 + 288062.9916075210 \cdot p^2 - 1195142.2703831800 \cdot p + 1858367.8607654000$$

$$R^2 = 0.9998909938$$

$$y = -70.7650054947 \cdot p^4 + 1768.5844134080 \cdot p^3 - 16563.6341641755 \cdot p^2 + 68897.4802931364 \cdot p - 107397.0672177770$$

$$R^2 = 0.9998920672$$

h f(s, p) 6,21-6,41 kJ/kgK, 1,6-6,2 MPa

$$y = 6896.1941490173 \cdot p^4 - 182775.1037863160 \cdot p^3 + 1810865.0853066400 \cdot p^2 - 7950768.6314919600 \cdot p + 13057914.1296116000$$

$$R^2 = 0.9999956868$$

$$y = -6217.4480414391 \cdot p^4 + 167521.3796049590 \cdot p^3 - 1684174.0502809600 \cdot p^2 + 7492249.2444784600 \cdot p - 12449989.5656959000$$

$$R^2 = 0.9999023606$$

$$y = 1826.2054104209 \cdot p^4 - 50524.1031227732 \cdot p^3 + 519542.0666483270 \cdot p^2 - 2356775.6123568600 \cdot p + 3983606.7529770000$$

$$R^2 = 0.9999346295$$

$$y = -204.2845506780 \cdot p^4 + 5929.0852621928 \cdot p^3 - 63340.8197573512 \cdot p^2 + 296423.6881041440 \cdot p - 514208.3929110660$$

$$R^2 = 0.9999317777$$

$$y = 6.7181843310 \cdot p^4 - 217.6316542565 \cdot p^3 + 2509.5117499338 \cdot p^2 - 12424.8202015583 \cdot p + 22508.6046707746$$

$$R^2 = 0.9999235012$$

h f(s, p) 6,42-8,5 kJ/kgK, 1,6-6,2 MPa

$$y = -1.2625988147 \cdot p^4 + 60.8535410297 \cdot p^3 - 808.2234849463 \cdot p^2 + 4521.1178407445 \cdot p - 7138.5283321325$$

$$R^2 = 0.9999998991$$

$$y = 0.2037746602 \cdot p^4 - 5.2905134076 \cdot p^3 + 84.2352103497 \cdot p^2 - 526.6528072138 \cdot p + 1180.2196834205$$

$$R^2 = 0.9999990952$$

$$y = -0.0678479944 \cdot p^4 + 1.8740681471 \cdot p^3 - 26.5327517161 \cdot p^2 + 159.4793408339 \cdot p - 351.7635765231$$

$$R^2 = 0.9999958536$$

$$y = 0.0109178139 \cdot p^4 - 0.3071520790 \cdot p^3 + 4.1050065895 \cdot p^2 - 23.8357078831 \cdot p + 51.3316488781$$

$$R^2 = 0.9999905653$$

$$y = -0.0006241225*p^4 + 0.0176960296*p^3 - 0.2306023440*p^2 + 1.3162093263*p - 2.7980976984$$

$$R^2 = 0.9999835694$$

Specifična entropija pregrijanog stanja pare 6,96-550 °C, 0,001-6,2 MPa

Jednadžba promjene specifične entropije s dvije varijable izvedena je na isti način kao i za specifičnu entalpiju, točnost takvog postupka kreće se u granicama od $0,001 < s < 0,005$ kJ/kgK. Kao i kod specifične entalpije točnost rubnih područja je smanjena za ne više od 0,0025 kJ/kg.

$s = f(T, p)$, za 0,6 – 6,2 MPa

$$y = 0.001640740506735460*p^4 - 0.035759806870323400*p^3 + 0.173779433522713000*p^2 - 1.365245511616420000*p + 6.351044336993910000$$

$$R^2 = 0.999990055535940000$$

$$y = 0.000003308318396400*p^4 + 0.000007975223134915*p^3 + 0.000439393576850402*p^2 + 0.004630652261288610*p + 0.006818789455493880$$

$$R^2 = 0.999993102649267000$$

$$y = -0.000000009168766218*p^4 - 0.000000050768849012*p^3 - 0.000001121281194516*p^2 - 0.000015662215000939*p - 0.000009922973462693$$

$$R^2 = 0.999990632706771000$$

$$y = 0.000000000010660206*p^4 + 0.000000000114473671*p^3 + 0.000000001161436628*p^2 + 0.000000024026998341*p + 0.000000012448554008$$

$$R^2 = 0.999987976074009000$$

$$y = -0.000000000000004263*p^4 - 0.00000000000086121*p^3 - 0.000000000000376198*p^2 - 0.000000000013869423*p - 0.000000000006963423$$

$$R^2 = 0.999985143356305000$$

$s = f(p, T)$, za 0,125 – 0,7 MPa

$$y = 7.3298912138561700*p^4 - 15.5353368706710000*p^3 + 12.9427096043819000*p^2 - 6.5097517238059500*p + 7.2635958987093400$$

$$R^2 = 0.9999769132505890$$

$$y = -0.0012993465479667*p^4 + 0.0026799565147258*p^3 - 0.0017683962149846*p^2 + 0.0056333123572632*p + 0.0065898303228743$$

$$R^2 = 0.9999948828162990$$

$$y = 0.0000052652349127*p^4 - 0.0000108552058274*p^3 + 0.0000078721143713*p^2 - 0.0000198184307563*p - 0.0000089603507954$$

$$R^2 = 0.9999910021516350$$

$$y = -0.0000000089902484*p^4 + 0.0000000185240137*p^3 - 0.0000000142822531*p^2 + 0.0000000313070466*p + 0.0000000107313942$$

$$R^2 = 0.9999859994240050$$

$$y = 0.000000000055211*p^4 - 0.000000000113671*p^3 + 0.000000000091648*p^2 - 0.0000000000184640*p - 0.000000000058575$$

$$R^2 = 0.9999799410010370$$

$s = f(p, T)$, za 0,02- 0,125 MPa

$$y = 9229.4722561836200000*p^4 - 3327.4459969484800000*p^3 + 468.5874986776230000*p^2 - 36.3982032672502000*p + 8.1013443118229600$$

$$R^2 = 0.9999405284416760$$

$$y = 0.0873159773764201*p^4 - 0.0157920435752021*p^3 - 0.0019239883709466*p^2 + 0.0059414719962335*p + 0.0065682064831641$$

$$R^2 = 0.9999844717715610$$

$$y = -0.0010021605369843*p^4 + 0.0002918457447430*p^3 - 0.0000219119393817*p^2 - 0.0000192055880603*p - 0.0000089175041798$$

$$R^2 = 0.9999681443596150$$

$$y = 0.0000029964156431*p^4 - 0.0000009492615295*p^3 + 0.000000966583722*p^2 + 0.0000000265937322*p + 0.0000000107458469$$

$$R^2 = 0.9999436589925340$$

$$y = -0.0000000027218589*p^4 + 0.000000008924833*p^3 - 0.0000000001002397*p^2 - 0.0000000000130490*p - 0.000000000059265$$

$$R^2 = 0.9999095033484070$$

$s = f(p, T)$, za 0,003 – 0,02 MPa

$$y = 18202576.8771362000000000*p^4 - 1001691.9553358500000000*p^3 + 21225.7883962466000000*p^2 - 241.5193397788810000*p + 8.9806578682568500$$

$$R^2 = 0.9999381634421220$$

$$y = 575.9946126341810000*p^4 - 38.4544538835138000*p^3 + 0.9457729419040360*p^2 - 0.0047598551016907*p + 0.0066183185246481$$

$$R^2 = 0.9993680662565320$$

$$y = -3.8767415086040300*p^4 + 0.2532565647207810*p^3 - 0.0061730873747538*p^2 + 0.0000497337432966*p - 0.0000092388186405$$

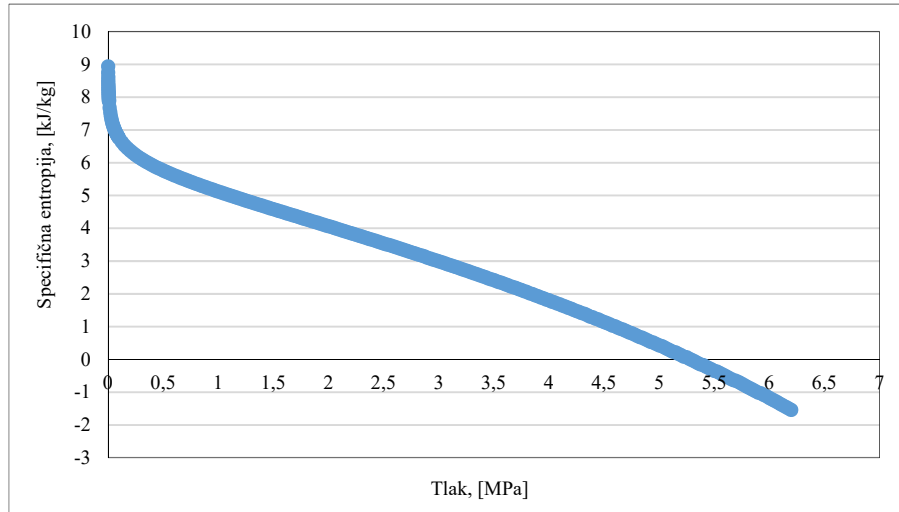
$$R^2 = 0.9960262967306720$$

$$y = 0.0092311572004746*p^4 - 0.0006036346288496*p^3 + 0.0000148024776520*p^2 - 0.0000001390227763*p + 0.0000000115202456$$

$$R^2 = 0.9835335148482390$$

$$y = -0.0000071652523442*p^4 + 0.0000004741455541*p^3 - 0.0000000117874568*p^2 + 0.0000000001200434*p - 0.000000000065534$$

$$R^2 = 0.9787606317673250$$



Slika P4.1 Promjena entropije pri varijaciji temperature i tlaka.

Temperatura zasićenja vode $T f(p)$ u području 0,1-8 MPa

Specifična entalpija linije ukapljivanja vode pri temperaturama zasićenja vode pri varijaciji tlaka, točke ravnoteže. Promjena temperature pri varijaciji tlaka izvedena je isto kao i prethodno opisani postupci gdje je odabrana točnost postupka unutar 1 °C.

$T_x f(p)$ 0,1-0,5 MPa

$$y = -1168.170039 \cdot p^4 + 1834.012009 \cdot p^3 - 1166.575903 \cdot p^2 + 443.435645 \cdot p + 65.413824$$

$$R^2 = 0.999990$$

$T_x f(p)$ 0,5-2,6 MPa

$$y = -2.175310 \cdot p^4 + 17.672399 \cdot p^3 - 58.229429 \cdot p^2 + 116.050474 \cdot p + 106.593100$$

$$R^2 = 0.999990$$

$T_x f(p)$ 2,6-8 MPa

$$y = -0.015992 \cdot p^4 + 0.452340 \cdot p^3 - 5.349706 \cdot p^2 + 40.038453 \cdot p + 150.949366$$

$$R^2 = 0.999999$$

Kvaliteta pare $x f(s,p)$ u području 5,85-7,85 kJ/kg, te 0,0011-0,1 Mpa

Promjena kvalitete pare kroz funkciju specifične entropije i temperature zadovoljava točnost od $0 < x < 0,005$ kg/kg.

$x f(p,h)$ za 0,001-0,0015 MPa

$$y = -20.6903832000 \cdot p + 0.0087481365$$

$$R^2 = 0.9975173996$$

$$y = 0.0046704000 \cdot p + 0.0003978800$$

$$R^2 = 0.9975267157$$

$x f(p,h)$ za 0,00175-0,00225 MPa

$$y = -13.7606844000*p - 0.0022123567$$

$$R^2 = 0.9990601905$$

$$y = 0.0031106000*p + 0.0004003467$$

$$R^2 = 0.9990810430$$

$x f(p,h)$ za 0,0025-0,003 MPa

$$y = -10.4871222000*p - 0.0098911134$$

$$R^2 = 0.9995101341$$

$$y = 0.0023746000*p + 0.0004020727$$

$$R^2 = 0.9995192689$$

$x f(p,h)$ za 0,00325-0,004 MPa

$$y = -8.3156022000*p - 0.0167041976$$

$$R^2 = 0.9993271107$$

$$y = 0.0018867200*p + 0.0004036033$$

$$R^2 = 0.9993396566$$

$x f(p,h)$ za 0,00425-0,0055 MPa

$$y = -6.4971116914*p - 0.0242752362$$

$$R^2 = 0.9990161646$$

$$y = 0.0014782743*p + 0.0004053038$$

$$R^2 = 0.9990416341$$

$x f(p,h)$ za 0,00575-0,0075 MPa

$$y = -5.0361372476*p - 0.0325190505$$

$$R^2 = 0.9990156869$$

$$y = 0.0011501667*p + 0.0004071553$$

$$R^2 = 0.9990503942$$

$x f(p,h)$ za 0,00775-0,01 MPa

$$y = -3.9557611515*p - 0.0407599069$$

$$R^2 = 0.9991375039$$

$$y = 0.0009072485*p + 0.0004090083$$

$$R^2 = 0.9991757132$$

Specifična entalpija vode $h_f(p, T)$ u području 0-300 °C, 0,1-10 MPa

Promjena specifične entalpije pri varijaciji temperature i tlaka izvedena je isto kao i prethodno opisani postupci. Odabrana točnost postupka je $0,1 < h < 1,3$ kJ/kg, dok na rubnim područjima ne prelaze 2 kJ/kg.

$h_f(T, p)$ za T 0-300 °C, p 0,1-0,9 MPa

$$y = -0.20222206 \cdot p^2 + 2.18018411 \cdot p + 0.11945176$$

$$R^2 = 0.99994176$$

$$y = 0.02868040 \cdot p^2 - 0.08550019 \cdot p + 4.18489017$$

$$R^2 = 0.99860813$$

$$y = -0.00041254 \cdot p^2 + 0.00088903 \cdot p + 0.00002052$$

$$R^2 = 0.99497733$$

$h_f(T, p)$ za T 0-300 °C, p 1-2,5 MPa

$$y = -0.00408816 \cdot p^2 + 1.87622469 \cdot p + 0.23920899$$

$$R^2 = 0.99999885$$

$$y = 0.00261122 \cdot p^2 - 0.04559826 \cdot p + 4.16919922$$

$$R^2 = 0.99997880$$

$$y = -0.00003126 \cdot p^2 + 0.00031738 \cdot p + 0.00023903$$

$$R^2 = 0.99991791$$

$h_f(T, p)$ za T 0-300 °C, p 2,6-8,5 MPa

$$y = 0.01952961 \cdot p^2 + 1.74390766 \cdot p + 0.43423499$$

$$R^2 = 0.99999839$$

$$y = 0.00010954 \cdot p^2 - 0.03212766 \cdot p + 4.15018376$$

$$R^2 = 0.99997744$$

$$y = -0.00000379 \cdot p^2 + 0.00017235 \cdot p + 0.00043950$$

$$R^2 = 0.99990027$$

$h_f(T, p)$ za T 0-300 °C, p 8,6-10 MPa

$$y = 0.00283829 \cdot p^2 + 0.75727082 \cdot p + 10.14003393$$

$$R^2 = 0.99999974$$

$$y = -0.00009526 \cdot p^2 + 0.00480040 \cdot p + 3.84777454$$

$$R^2 = 0.99998497$$

$$y = 0.00000049 \cdot p^2 - 0.00003582 \cdot p + 0.00191588$$

$$R^2 = 0.99999525$$

Specifična entropija vode $s(p,T)$ u području 0-250 °C, 0,001-8,5 MPa

Promjena entropije, varijacijom temperature i tlaka izvedena je isto kao i prethodno opisani postupci. Odabrana točnost takvog postupka je $0,1 < h < 1,3$ kJ/kg, dok na rubnim područjima ne prelazi 3 kJ/kg.

$s = f(p,T)$ 0,001 – 8,5 MPa i 0 - 250 °C

$$y = 0.000010289035*p^3 - 0.000190907020*p^2 + 0.001163790943*p + 0.000398074428$$

$$R^2 = 0.998063611477$$

$$y = -0.000000970791*p^3 + 0.000017031987*p^2 - 0.000108067797*p + 0.015311545241$$

$$R^2 = 0.995867715690$$

$$y = 0.000000018203*p^3 - 0.000000307070*p^2 + 0.000001705088*p - 0.000027049050$$

$$R^2 = 0.976876760225$$

$$y = -0.000000000089*p^3 + 0.000000001458*p^2 - 0.000000007690*p + 0.000000046039$$

$$R^2 = 0.944137352678$$

Specifični volumeni vodene pare $v(p,T)$ u području 0-250 °C, 0,01-0,1 MPa

$v = f(p,T)$ 0,01-0,03 100-200 °C

$$y = 60146506.1444092*p^4 - 5945268.0794308*p^3 + 227310.1405274*p^2 - 4188.8532855*p + 37.0430662$$

$$R^2 = 0.9999671$$

$$y = 220506.4801862*p^4 - 21792.0254856*p^3 + 832.9844266*p^2 - 15.3448315*p + 0.1362473$$

$$R^2 = 0.9999669$$

$$y = -1.7156177*p^4 + 0.1410205*p^3 - 0.0041866*p^2 + 0.0000513*p - 0.0000011$$

$$R^2 = 0.9600748$$

$v = f(p,T)$ 0,03-0,1 100-200 °C

$$y = 150891.3587198*p^4 - 49251.9403198*p^3 + 6225.4005418*p^2 - 379.8529548*p + 11.1021562$$

$$R^2 = 0.9999545$$

$$y = 553.6728521*p^4 - 180.6496062*p^3 + 22.8254046*p^2 - 1.3914812*p + 0.0412580$$

$$R^2 = 0.9999535$$

$$y = 0.0005172*p^4 - 0.0001212*p^3 + 0.0000082*p^2 - 0.0000015*p - 0.0000008$$

$$R^2 = 0.9893407$$

Specifični volumeni vodene pare $Vf(p,T)$ u području 200-400 °C, 0,1-1,7 MPa

$v = f(p,T)$ 0,1-0,4 200-400 °C

$$y = 241.9926392131*p^4 - 298.6907814576*p^3 + 140.3860462990*p^2 - 31.1877911067*p + 3.2211294835$$

$$R^2 = 0.9998975300$$

$$y = 0.8853795758*p^4 - 1.0929176869*p^3 + 0.5137403077*p^2 - 0.1141042718*p + 0.0119990995$$

$$R^2 = 0.9998964108$$

$$y = 0.0000005455 * p^4 - 0.0000005677 * p^3 + 0.0000002020 * p^2 - 0.0000000652 * p - 0.0000001211$$
$$R^2 = 0.9997783578$$

$v = f(p, T)$ 0,4-1,7 200-400 °C

$$y = 0.1623737077 * p^4 - 0.8480386823 * p^3 + 1.6973595342 * p^2 - 1.6257574987 * p + 0.7072688614$$
$$R^2 = 0.9998609743$$

$$y = 0.0005378391 * p^4 - 0.0028822842 * p^3 + 0.0059111236 * p^2 - 0.0057310961 * p + 0.0027606884$$
$$R^2 = 0.9997796845$$

$$y = 0.0000000555 * p^4 - 0.0000002179 * p^3 + 0.0000002971 * p^2 - 0.0000002102 * p - 0.0000000865$$
$$R^2 = 0.9990037590$$

Specifični volumeni vodene pare $v(p, T)$ u području 400-550 °C, 5,5-6,3 MPa

$v = f(p, T)$ 5,5-6,3 400-550 °C

$$y = 0.0006002219 * p^2 - 0.0113867686 * p + 0.0493842761$$
$$R^2 = 0.9999988898$$

$$y = 0.0000023185 * p^2 - 0.0000382522 * p + 0.0002736124$$
$$R^2 = 0.9999941757$$

$$y = -0.00000000020 * p^2 - 0.000000001976 * p - 0.000000026552$$
$$R^2 = 0.996904027153$$

POPIS OBJAVLJENIH RADOVA

- [1] J. Orović, V. Mrzljak, I. Poljak: Efficiency and losses analysis of steam air heater from marine steam propulsion plant, *Energies*
- [2] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola; Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier. // *Applied thermal engineering*. 119 (2017); 331-346 (članak, znanstveni).
- [3] V. Mrzljak, I. Poljak, T. Mrakovčić; Energy and exergy analysis of the turbo-generators and steam turbine for the main feed water pump drive on LNG carrier. // *Energy conversion and management*. 140 (2017); 307-323 (članak, znanstveni).
- [4] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola; Thermodynamical analysis of high-pressure feed water heater in steam propulsion system during exploitation. // *Brodogradnja: časopis brodogradnje i brodograđevne industrije*. 68 (2017), 2; 45-61 (prethodno priopćenje, znanstveni).
- [5] V. Mrzljak, J. P. Oršić, I. Poljak; Energy Power Losses and Efficiency of Low Power Steam Turbine for the Main Feed Water Pump Drive in the Marine Steam Propulsion System; *Pomorski zbornik* 54 (2018), 37-51, (izvorni znanstveni članak, znanstveni)
- [6] G. Gašpar, I. Poljak, J. Orović; Computerized Planned Maintenance System Software Models, *Pomorstvo, Scientific Journal of Maritime Research* 32 (2018) 141-145, (prethodno priopćenje, znanstveni).
- [7] Mrzljak V., Poljak I., Žarković B: Exergy analysis of steam pressure reduction valve in marine propulsion plant on conventional LNG carrier, *Naše more*, 65(1)/2018, pp.24-31
- [8] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola; Energy and Exergy Efficiency Analysis of Sealing Steam Condenser in Propulsion System of LNG Carrier. // *Naše more: znanstveni časopis za more i pomorstvo*. 64 (2017), 1; 20-25 (prethodno priopćenje, znanstveni).
- [9] V. Mrzljak, B. Žarković, I. Poljak; Fuel mass flow variation in direct injection diesel engine – influence on the change of the main engine operating parameters. // *Pomorstvo: journal of maritime studies*. 31 (2017) , 2; 119-127 (prethodno priopćenje, znanstveni).
- [10] M. Vedran, I. Poljak, V. Medica-Viola; Efficiency and losses analysis of low-pressure feed water heater in steam propulsion system during ship maneuvering period. //

- Pomorstvo: journal of maritime studies. 30 (2016) , 2; 133-140 (izvorni znanstveni članak, znanstveni).
- [11] M. Živković, J. Orović, I. Poljak: Analysis of steam turbines for feed water pumps on LNG ships, 18th International Conference on Transport Science // ICTS 2018 maritime, transport and logistic science, Conference proceedings // Slovene Association of Transport Sciences, university of Ljubljana, Faculty of Maritime Studies and Transport University of Split, Faculty of Maritime Studies. (članak, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [12] Mrzljak V., Poljak I., Jurić A.: Exergy efficiency and exergy destruction change of low power steam turbine with one Curtis stage during the variation in developed power. // International scientific conference – high technologies bussiness society – 2018 – proceedeings / Popov, Georgi; Stavrev, Dimitar (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical enigneering "Industry-4.0", 2018 56-59 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [13] Mrzljak V., Poljak I., Žarković B.: Change in operating parameters of turbocharged direct injection diesel engine during the injected fuel mass flow variation. // International scientific conference machines technologies materials – 2018 – winter session – proceedings / Popov, Georgi; Dikova, Tenaska (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical enigneering "Industry-4.0", 2018 23-26 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [14] Mrzljak V., Poljak I., Žarković B.: Air cooled direct injection diesel engine main operating parameters analysis during the change in rotational speed. // XI International conference for young rearsches – technical sciences. industrial management – 2018 – proceedings / Angelov, Ciril (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical enigneering "Industry-4.0", 2018 33-36 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [15] Mrzljak. V. Prpić-Oršić J., Poljak I.; Comparison of fuel cost between coges and diesel-electric propulsion system for conventional passanger cruiser propulsion // International Scientific conference - >Technics. Technologies. Education. Safety. 2018 – Proceedings / Tokarev, Alexander (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2018. 129-132 (poster, međunarodna recenzija, objavljen rad, znanstveni).
- [16] V. Mrzljak, I. Poljak; Ignition delay in quasi-dimensional numerical model for simulation of diesel engine in cylinder process // Proceedings of International

- Conference on Innovative Technologies, IN-TECH 2017 / Pepelnjak, Tomaž; Car, Zlatan; Kudláček, Jan (ur.). Ljubljana: Faculty of Engineering, University of Rijeka, 2017. 5-8 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [17] V. Mrzljak, I. Poljak, S. Blažević; Monitoring of change in volumes for diesel engine in-cylinder process with quasi-dimensional numerical model // xxv international scientific conference trans & motauto '17 proceedings / dr.h.c. prof. dsc petar kolev (ur.). sofia, bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2017. 87-90 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [18] V. Mrzljak, B. Žarković, I. Poljak; Energy and exergy analysis of sea water pump for the main condenser cooling in the lng carrier steam propulsion system // international scientific conference mathematical modeling proceedings / Firsov, Andrey (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2017. 92-95 (poster, međunarodnarecenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [19] V. Mrzljak, B. Žarković, I. Poljak; Diesel engine exhaust gas emissions investigation by using measurement data and numerical analysis // international scientific conference industry 4.0 proceedings / Popov, Georgi; Ovtcharova, Jivka (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2017. 61-64 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [20] I. Poljak, V. Mrzljak, S. Blažević; Change of exergy motion in the marine steam plant with main shaft speed variation // xxv international scientific conference trans & motauto '17 proceedings / Dr.h.c. Prof. DSc Petar Kolev (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2017. 91-94 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [21] I. Poljak, V. Mrzljak, J. Orović; Energy flow streams in the marine steam plant during the main propulsion propeller speed variation // international scientific technical conference technics. technologies. education. safety '17, proceedings, year i, issue 1 (2), Sofia, Bulgaria 2017, volume 2, technics and technologies, information technologies, natural and mathematical sciences / Prof. Dr. Eng. Alexander Tokarev, Div. Gen. Dr. Hab. Boguslaw Pacek (ur.). Sofia, Bulgaria: Scientific technical union of mechanical engineering "Industry-4.0", 2017. 131-134 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- [22] V. Mrzljak, T. Mrakovčić, I. Poljak; Quasi-dimensional numerical model of fuel evaporation and combustion in diesel engine // Energija i okoliš (Energy and Environment) 2016 - Čista energija za bolji svijet (Clean energy for a better world) /

Franković Bernard, (ur.) - Tisak Zambelli – Rijeka, Rijeka 2016., ISBN 978-953-6886-23-4 / Franković, Bernard (ur.). Rijeka : Croatian Solar Energy Association, 2016. 483-496 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).

- [23] V. Mrzljak, T. Senčić, I. Poljak; Thermodynamic property analysis of operating substances in diesel engine cylinder process // Energija i okoliš (Energy and Environment) 2016 - Čista energija za bolji svijet (Clean energy for a better world) - Tisak Zambelli – Rijeka, Rijeka 2016., ISBN 978-953-6886-23-4 / Franković, Bernard (ur.). Rijeka: Croatian Solar Energy Association, 2016. 369-380 (poster, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).