

Analiza plinske turbine u zatvorenom procesu

Mišlov, Marko

Master's thesis / Diplomski rad

2023

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:190:873754>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-05**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

ANALIZA PLINSKE TURBINE U ZATVORENOM PROCESU

Rijeka, rujan 2023.

Marko Mišlov

0069060509

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

ANALIZA PLINSKE TURBINE U ZATVORENOM PROCESU

Mentor: izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Rijeka, rujan 2023.

Marko Mišlov

0069060509

Rijeka, 18. ožujka 2022.

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

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Marko Mišlov (0069060509)**
Studij: **Diplomski sveučilišni studij strojarstva**
Modul: **Termotehnika**

Zadatak: **Analiza plinske turbine u zatvorenom procesu / Closed-cycle gas turbine analysis**

Opis zadatka:

Uvodno objasniti karakteristike i specifičnosti plinskih turbina sa zatvorenim procesom. Opisati karakteristike radnih medija u takvom procesu. Za odabranu plinsku turbinu sa zatvorenim procesom ispitati radne parametre za četiri radna medija (helij, ugljični dioksid, argon i dušik). Za istu turbinu provesti sve poznate nadogradnje i prikazati kretanje najvažnijih radnih parametara pri svakoj nadogradnji.

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



Zadatak uručen pristupniku: 21. ožujka 2022.

Mentor:



Doc. dr. sc. Vedran Mrzljak

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:



Prof. dr. sc. Kristian Lenić

IZJAVA

Sukladno članku 8. „Pravilnik o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija“ Tehničkog fakulteta sveučilišta u Rijeci, izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno uz konzultacije s mentorom.

Marko Mišlov

ZAHVALA

Zahvaljujem se svojim roditeljima na pruženoj potpori tokom studiranja te mentoru, izv. prof. dr. sc. Vedranu Mrzljaku za pomoć pri izradi diplomskog rada.

SADRŽAJ

1. Uvod.....	1
2. Osnovno plinskoturbinsko postrojenje.....	2
2.1. Povijesni razvoj plinske turbine	2
2.2. Osnovni dijelovi plinske turbine.....	5
2.2.1. Turbokompresor.....	5
2.2.2. Komora izgaranja.....	6
2.2.3. Turbina.....	6
2.3. Dodatni elementi plinskih turbina zatvorenog procesa	7
2.3.1. Izmjenjivači topline	7
2.3.2. Regenerativni izmjenjivač topline	8
2.3.3. Spremnici plina	9
2.4. Prednosti i nedostaci zatvorenog procesa.....	10
2.4.1. Prednosti zatvorenog procesa	10
2.4.2. Nedostaci zatvorenog procesa.....	10
2.5. Radni medij.....	11
3. Zatvoreni proces plinske turbine	12
3.1. Idealni zatvoreni proces.....	12
3.2. Realni zatvoreni proces	13
4. Primjer zatvorenog plinskoturbinskog sustava s helijem kao radnim medijem.....	16
5. Načini povećanja stupnja djelovanja plinskoturbinskog postrojenja uvođenjem nadogradnji .	21
5.1. Osnovni zatvoreni sustav.....	21
5.2. Zatvoreni sustav s regeneratom.....	23
5.3. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom	26
5.4. Zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline	28
5.5. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratom.....	31
5.6. Zatvoreni sustav sa dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	34
5.7. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline	36
5.8. Zatvoreni sustav sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	40
6. Prikaz rezultata i usporedba radnih parametara	43
6.1. REFPROP- NIST.....	43
6.2. Prikaz rezultata osnovnog zatvorenog sustava	47
6.3. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s regeneratom.....	50

6.4. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladnjakom	53
6.5. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline	56
6.6. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratom.....	60
6.7. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom ..	64
6.8. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline	68
6.9. Prikaz rezultata zatvorenog sustava sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	72
7. Usporedba rezultata nadogradnji u odnosu na osnovni zatvoreni proces plinske turbine	76
8. Zaključak.....	82
9. LITERATURA.....	83
10. POPIS OZNAKA	84
11. POPIS TABLICA.....	86
12. POPIS SLIKA	87
SAŽETAK.....	91
SUMMARY	92

1. Uvod

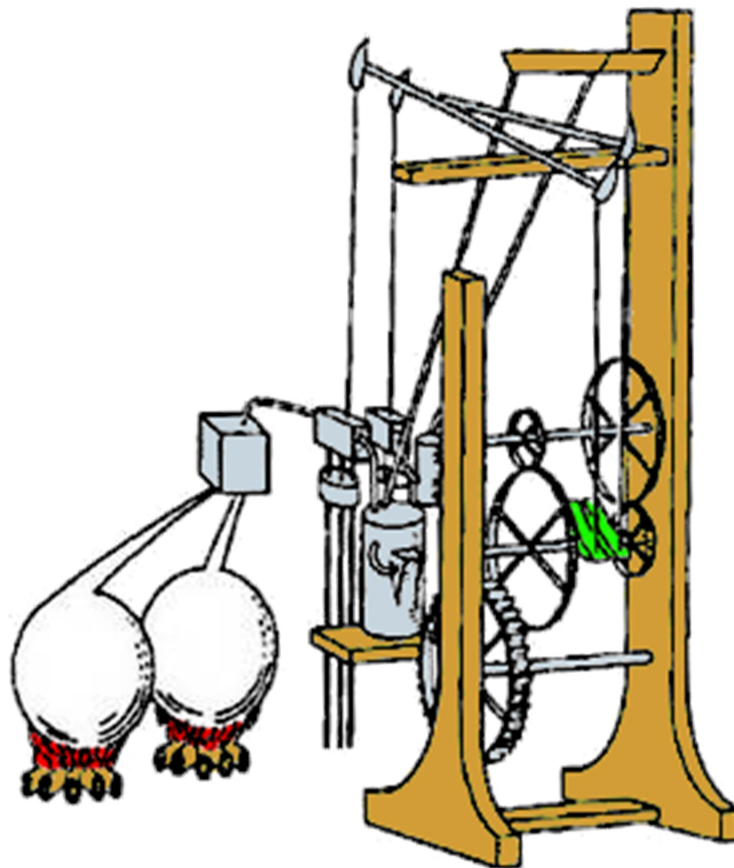
U ovom diplomskom radu prikazana je analiza i proračun plinske turbine u zatvorenom procesu. Prilikom analize plinske turbine provedene su sve poznate nadogradnje koje uključuju regenerator, međuhladnjak, dodatni izmjenjivač topline te kombinacije istih. Tijekom rada turbine u zatvorenom procesu promatrani su radni parametri cjelokupne turbine s različitim radnim medijima kao što su: helij (He), ugljični dioksid (CO_2), argon (Ar) te dušik (N), zadržavajući iste stupnjeve djelovanja turbine i kompresora te konstantnog masenog protoka radnog medija.

Dobiveni rezultati za sve navedene nadogradnje i njihove kombinacije uz korištenje različitih radnih medija zatvorenog plinskoturbinskog sustava uspoređeni su te prikazani analitičkim te grafičkim putem.

2. Osnovno plinskoturbinsko postrojenje

2.1. Povijesni razvoj plinske turbine

Prvi prototip plinske turbine (slika 2.1) predstavio je britanski inženjer John Barber 1791. godine. Prije nego bi se zrak pomiješao s gorivim plinovima, pokretanjem mijeha, dolazilo bi do kompresije zraka. Nakon miješanja komprimiranog zraka i zapaljivih plinova uz dovod topline došlo bi do izgaranja nastale smjese čiji bi plinovi strujali prema rotorskim lopaticama te na taj način pokretali kolo turbine. Pokretanjem kola turbine proizvodio bi se rad koji bi bio dovoljan za savladavanje mehaničkog trenja te ponovno pokretanje mijeha za kompresiju svježeg nadolazećeg zraka. Iako bi se u današnjem pogledu takva plinska turbina smatrala primitivnom, osnovni principi rada te dijelovi turbine ostaju isti.

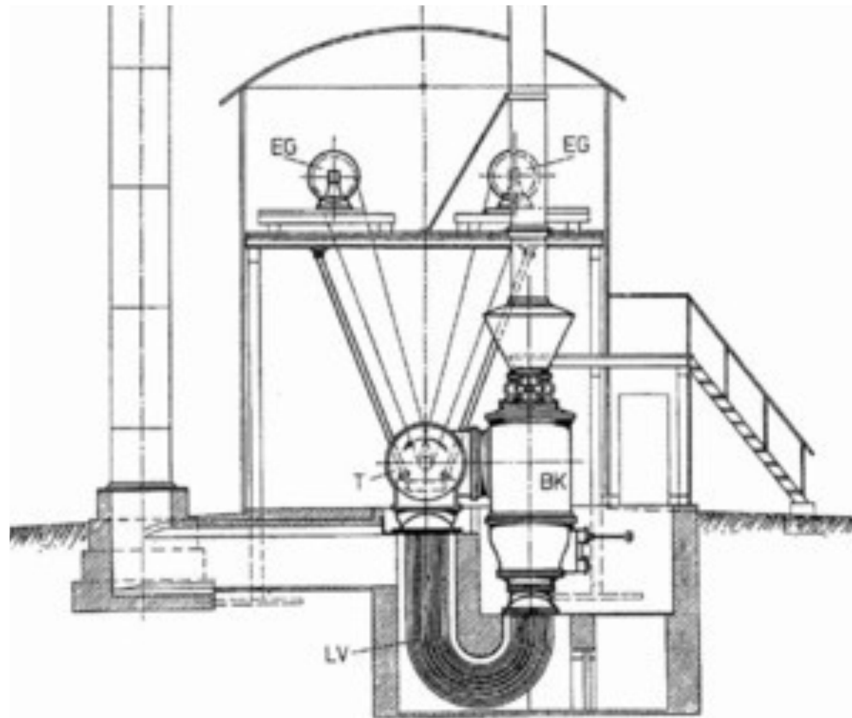


Slika 2.1 Plinska turbina Johna Barbera [1]

Sličnu metodu predstavio je i znanstvenik John Dumbell 1808. godine specifičnu po tome što je turbina bila reakcijskog tipa, nije koristila statorske lopatice već se sastojala od nekoliko

redova rotorskih lopatica pričvršćenih na jedan rotor na koje su nastrojavali plinovi nastali izgaranjem ugljena.

Prvi koncept plinske turbine koja će kasnije poslužiti kao osnova za razvoj plinskih turbina pojavljuje se nešto kasnije. Njemački izumitelj Franz Stolze 1872. godine patentira turbinu (slika 2.2) čiji je princip rada komprimiranje atmosfetskog zraka iz okoline nakon kojeg slijedi izgaranje u komori izgaranja koja je bila ložena izvana. Radni medij bi nakon komore izgaranja ekspandirao u reakcijskoj turbini koja bi pokretala kompresor.



Slika 2.2 Plinska turbina Franza Stolzea [2]

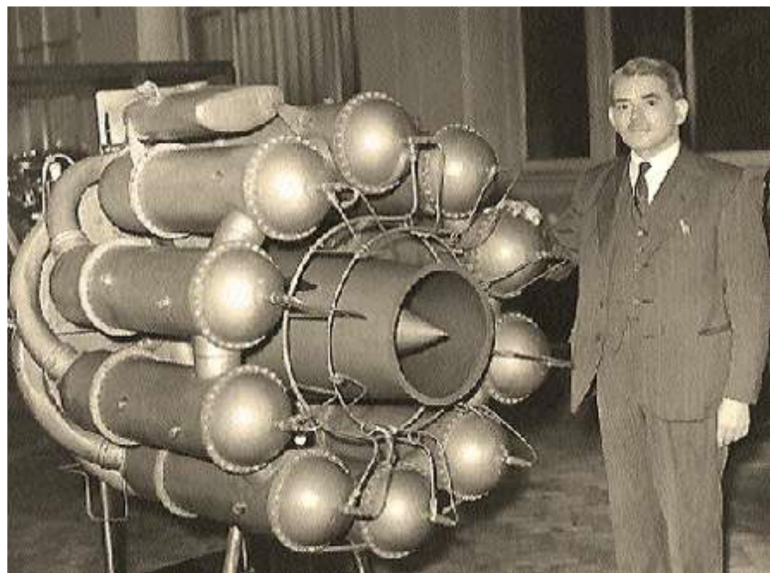
Naime, zbog ograničenog znanja na području aerodinamike te korištenjem neadekvatnih materijala koji nisu mogli podnositi visoke temperature razvoj plinskih turbina je bio jako spor.

1905. godine Francuzi Lemale i Armengaud osmislili su prvu turbinu koja je davala koristan rad. Višestupanjski radialni turbokompresor pokretala je dvostupanjska akcijska turbina čije su rotorske lopatice i diskove hladili ubrizgavanjem vode kako bi omogućili rad na višim temperaturama. U komoru izgaranja ubrizgavalo se i zapaljivo gorivo koje bi se ujedno miješalo s komprimiranim zrakom nastalim u kompresoru. Termodinamička iskoristivost ovakve turbine bila je malih 3%.

Kako bi se postigla što veća iskoristivost plinske turbine potrebno je izuzev izrade kvalitetnijih kompresora i turbina postići veću temperaturu radnog medija na ulazu u turbinu [3].

Takav eksperiment izveo je norveški znanstvenik Aegidus Elling 1903. godine. Komprimirani zrak se odvajao te se jedan dio koristio u druge svrhe dok bi drugi dio zraka koristio za izgaranje u komori izgaranja. Nakon komore igranja zrak odlazi u generator pare gdje se djelomično hladi, naknadno mu se ubrizgavala para radi dodatnog smanjenja temperature na $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ što je bila i maksimalna temperatura koju je turbina mogla podnijeti. Uvođenjem dodatnih poboljšanja, Elingova turbina postizala je stupanj iskoristivosti kompresora od 71 % a turbine 82 % dok je radni medij mogao postizati temperaturu od $550\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tek početkom Drugog svjetskog rata odnosno 1939. godine plinske turbine kreću sa širom primjenom gdje su se radili pokusi u svrhu implementiranja plinske turbine za pogon zrakoplova. Tako je mala grupa engleskih inženjera počela izvoditi pokuse na plinskoj turbini koja bi se primijenila u zrakoplovu te su istražili da bi se uz pomoć omjera tlakova od 4 mogao koristiti jedan radijalni kompresor uz brzinu vrtnje od 17000 okretaja u minuti. Istovremeno, druga grupa inženjera dolazi do sličnih zaključaka koristeći aksijalni kompresor, iako skuplji te puno zahtjevniji postizao je još veće razlike tlakova te samim time i bolju efikasnost. Inženjer Frank Whittle (slika 2.3) 1941. godine unapređuje svoju tehnologiju te dizajnira prvi prototip turbomlaznog aviona koji je uspio preletjeti Veliku Britaniju. Godinu dana kasnije, SAD izgrađuje svoj prvi mlazni motor po uzoru na Gloster Meteor, prototip mlaznog aviona Franka Whittlea.



Slika 2.3 Frank Whittle i njegova mlazna turbina

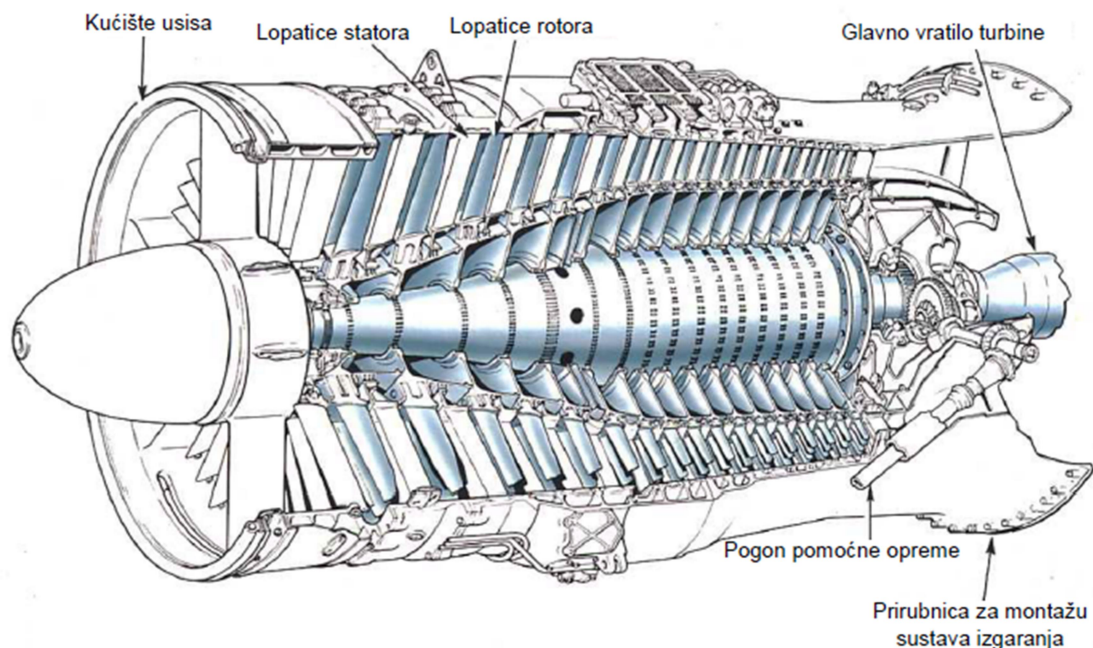
U vrlo kratkom vremenskom periodu plinskoturbinski mlazni motori pokazuju svoju nadmoć te eliminiraju stapne motore. Daljnje investiranje u novu tehnologiju dovelo je do

postizanja većih brzina te nadzvučne brzine leta, također, plinske turbine se počinju koristiti u sve većem broju elektrana.

2.2. Osnovni dijelovi plinske turbine

2.2.1. Turbokompresor

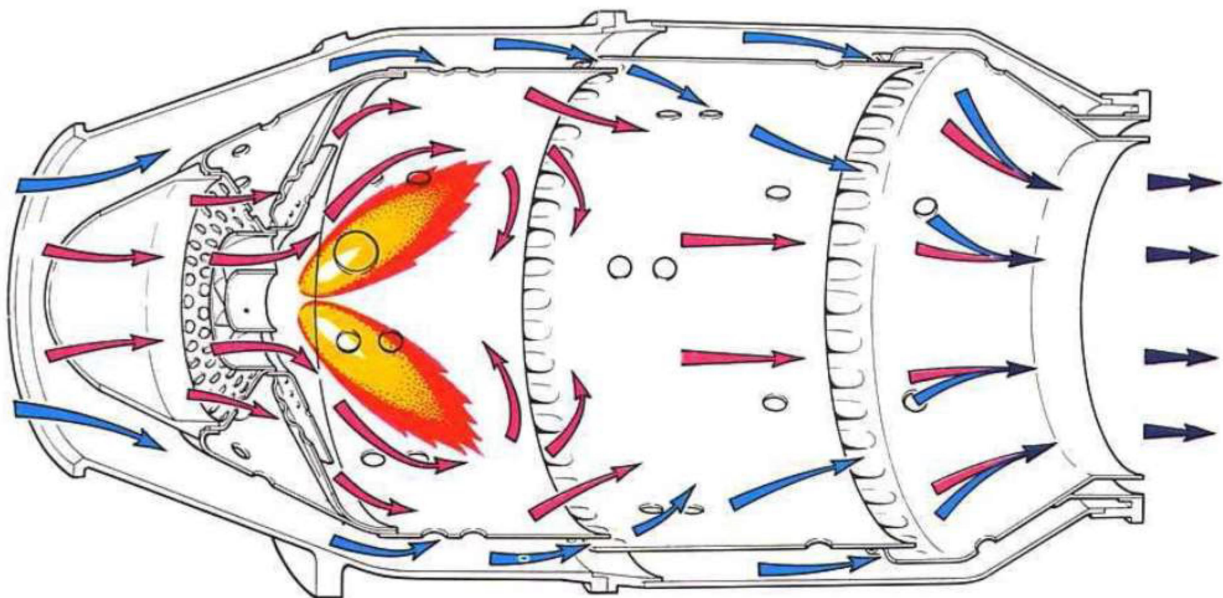
Kako bi komprimirali plin na potreban tlak za rad u plinskoj turbini, plin prvo prolazi kroz radijalni ili aksijalni turbokompresor. Neželjena posljedica povećanja tlaka plinu je i istovremeno povećanje temperature plina. Radijalni turbokompresori za razliku od aksijalnih jednostavnije su izvedbe te su samim time i jeftiniji ali su limitirani manjim omjerom tlakova iz kojeg se razloga koriste u manjim pogonima. Aksijalni turbokompresori (slika 2.4) u suštini su obrnute akcijske turbine. Sastavljeni su od nekoliko stupnjeva lopatica dok plin protječe duž osi rotacije, nerijetko su podijeljeni na niskotlačni i visokotlačni dio koji se međusobno razlikuje po geometriji i veličini. Karakterizira ih visok stupanj učinkovitosti, velike brzine rada te veliki protok radnog medija. Kako se kompresijom u turbokompresoru smanjuje volumen radnog medija a potrebno je zadržati jednaku brzinu protoka, potrebno je smanjiti područje prolaza prema idućim stupnjevima. Zadnji stupnjevi turbokompresora imaju puno manje visine lopatica u odnosu na one sa početka kompresije te postoji mogućnost nastajanja turbulentnog strujanja radnog medija [4].



Slika 2.4 Aksijalni kompresor s jednim vratilom rotora

2.2.2. Komora izgaranja

Po izlasku iz turbokompresora zrak usporava te se dijeli na dva dijela, primarni i sekundarni zrak. Komora izgaranja (slika 2.5) cilindričnog je oblika s dvostrukom stjenkom. Primarni zrak ulazi u središnji dio komore izgaranja te pomoću vrtložnih otvora tvori torusni vrtlog kako bi se pospješilo miješanje goriva i zraka. Sekundarni dio zraka struji između unutarnje i vanjske stijenke komore izgaranja kako bi hladio komoru te se postepeno pomoću bočnih otvora miješao s primarnim zrakom. Komora izgaranja od krucijalne je važnosti u sustavu plinske turbine, reguliranjem pretička zraka, pripremom gorive smjese i hlađenjem plamena te usmjeravanjem ispušnih plinova omogućuje turbini konstantan i neometan rad. Ovakva komora izgaranja se koristi kod otvorenog procesa plinske turbine. U slučaju plinske turbine sa zatvorenim procesom se koristi izmjenjivač topline koji grije radni medij prije ekspanzije u turbini [5].

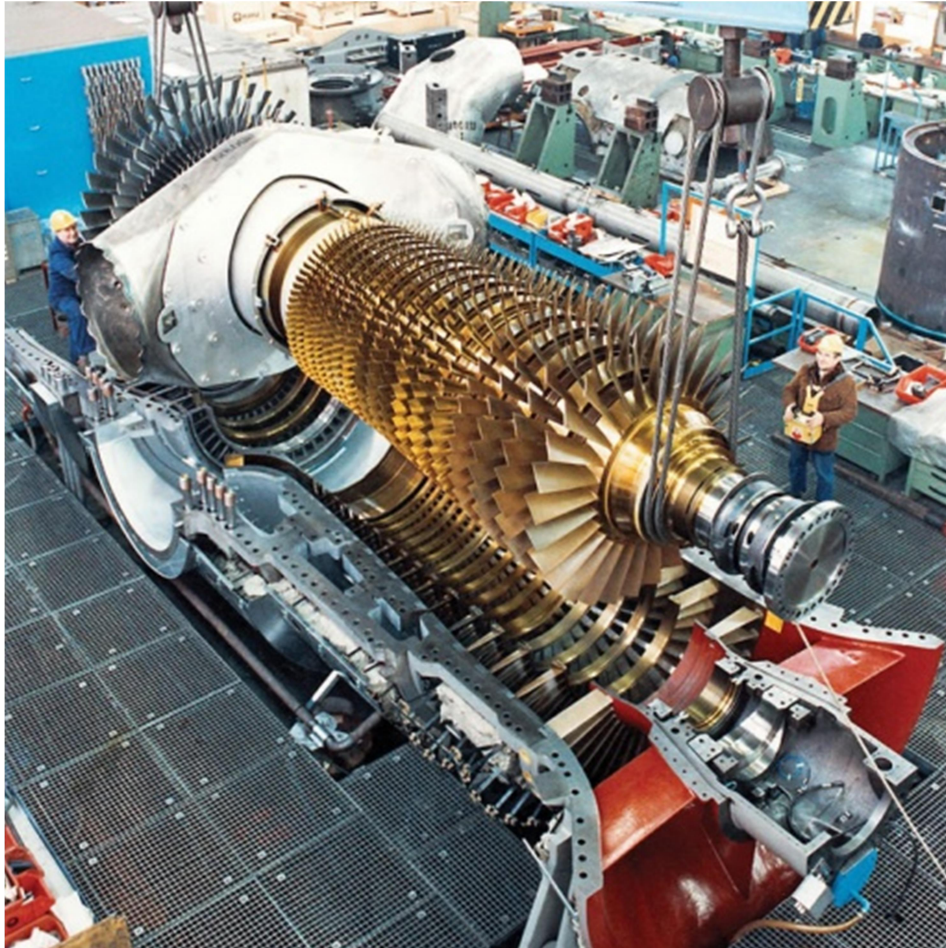


Slika 2.5 Presjek komore izgaranja

2.2.3. Turbina

Glavni zadatak turbine (slika 2.6) je pretvorba toplinske energije u kinetičku zatim u mehanički rad. Produkti izgaranja tj. radni medij iz komore izgaranja ulaze u turbinu velikom brzinom gdje se pomoću statorskih lopatica smještenih najčešće u kućištu turbine preusmjeruju prema rotorskim lopaticama iskorištavajući kinetičku energiju te pretvarajući je u mehanički rad. Većina tako dobivenog rada troši se na pokretanje turbokompresora koji može dostići i do 75% dobivenog rada turbine dok ostatak energije se pomoću generatora pretvara u električnu energiju.

Prolaskom radnog medija kroz turbinu, mijenjaju mu se radni parametri u smislu promjene tlaka i brzine tako se i mijenjaju lopatice statora i rotora turbine kako bi što bolje iskoristile preostalu potencijalnu energiju medija pretvarajući ga u koristan rad. Na visokotlačnom dijelu turbine nalaze se manje rotorske lopatice dok na niskotlačnom dijelu veće, čime se prati povećanje volumena radnog medija pri njegovoj ekspanziji. Na slici 2.6 prikazane su žutom bojom lopatice aksijalnog turbokompresora te lopatice turbine sivom bojom [6].



Slika 2.6 Prikaz rotorskih lopatica turbine

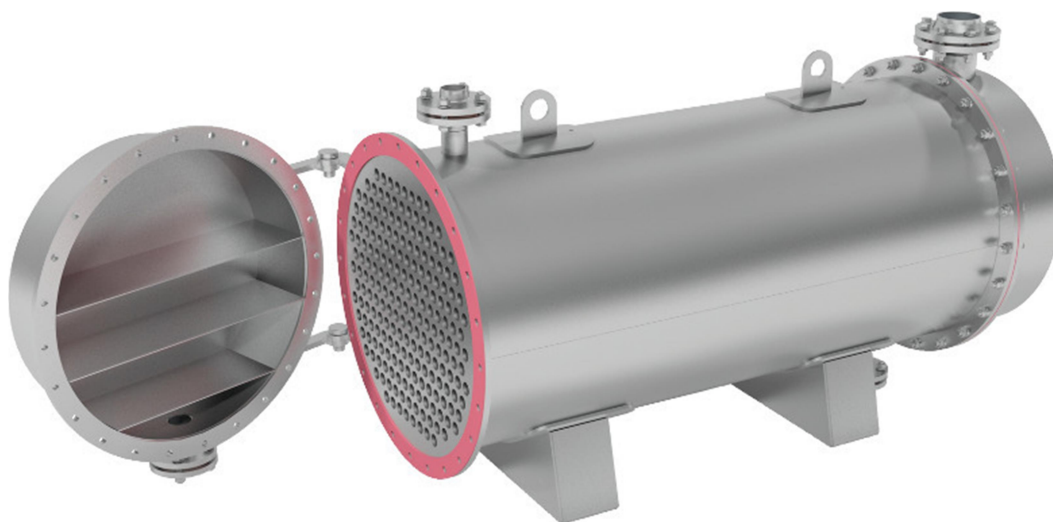
2.3. Dodatni elementi plinskih turbina zatvorenog procesa

2.3.1 Izmjenjivači topline

Glavna razlika između klasičnog rada plinske turbine, odnosno „otvorenog sustava“ te zatvorenog sustava je ta da se umjesto izbacivanja radnog medija u atmosferu, sustavom konstantno cirkulira isti maseni protok radnog medija na svakom pojedinom opterećenju sustava. Umjesto komore izgaranja se koristi izmjenjivač topline tj. zagrijač kojim se podiže temperatura radnog medija prije iskorištavanja u samoj turbini.

Po izlasku iz turbine, radni medij se ne izbacuje u okoliš već se hladi u drugom izmjenjivaču topline „hladnjaku“ kako bi sa što nižom temperaturom ušao natrag u trubokompresor. Izmjenjivač topline je naprava koja omogućuje izmjenu topline između dva medija. Jedna od češćih izvedbi izmjenjivača topline koja se koristi za grijanje i hlađenje medija u sustavima plinske turbine sa zatvorenim ciklusom je tzv. „shell and tube“ tj. cijevi unutar plašta (slika 2.7) kod kojeg je cilj imati što veću raspoloživu površinu za izmjenu topline između dva medija. Također, prilikom konstrukcije samog izmjenjivača topline potrebno je uzeti u obzir vrstu medija koji će izmjenjivati toplinu zbog različitih termodinamičkih svojstava tih medija, broj cijevi u plaštu, njihov međusobni razmak, razmještaj cijevi te njihova duljina itd. pošto svaka od tih karakteristika određuje učinkovitost izmjenjivača a naposljetku i učinkovitost samog plinskoturbinskog sustava [7].

Po načinu strujanja medija unutar izmjenjivača topline možemo ih podjeliti na izmjenjivače s istosmjernim, protusmjernim i unakrsnim tokom. Izmjenjivači s istosmjernim tokom kako samo ime kaže imaju isti ulaz i izlaz dvaju medija te time pružaju manju efikasnost od protusmjernih izmjenjivača kod kojih je na jednoj strani izmjenjivača ulaz jednog odnosno izlaz drugog medija koji izmjenjuju toplinu. Od navedenih načina strujanja medija unutar izmjenjivača, najveću efikasnost pružaju unakrsni izmjenjivači zbog toga što fluidi struje okomito jedan na drugog te se time povećava dodirna površina između dva medija.

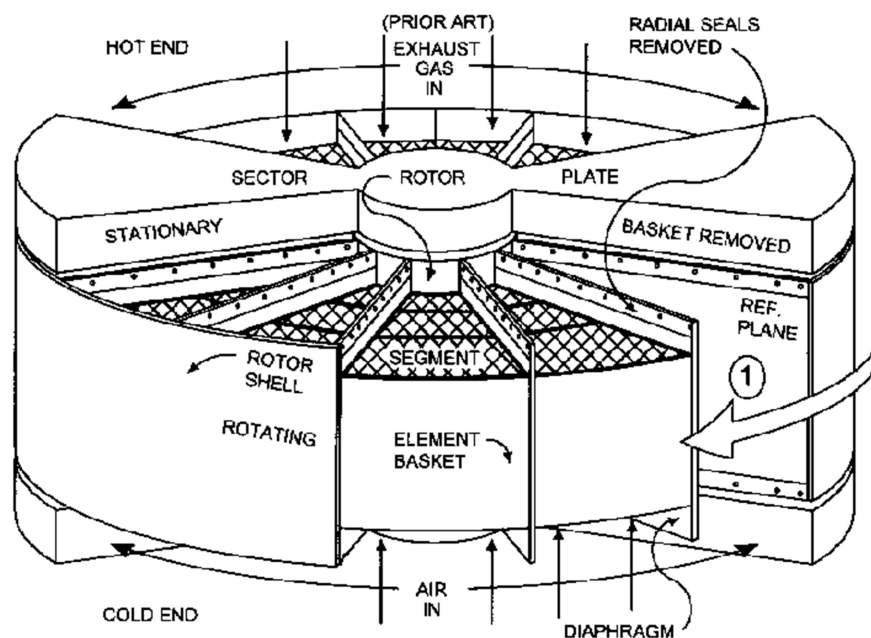


Slika 2.7 Izmjenjivač topline shell and tube

2.3.2. Regenerativni izmjenjivač topline

Korištenjem regeneratora u plinskoturbinskom postrojenju uvelike se može povećati stupanj iskoristivosti procesa. Smještaj regeneratora u sustavu slijedi nakon trubokompresora a prije zagrijača gdje je cilj radni medij grijati preostalom toplinom nakon iskorištavanja u turbini.

Kako radni medij u zatvorenom procesu s regenerativnim nemaju direktan kontakt za izmjenu topline, ona se najčešće provodi posredstvom krute mase tj. pomoću regenerativnog izmjenjivača (slika 2.8.) topline koji koristi rotaciju akumulacijske mase kako bi u jednom vremenskom periodu grijani medij nakon izlaska iz turbine grijao akumulacijsku masu preostalom toplinom dok u drugom vremenskom periodu akumulacijska masa grije radni medij po izlasku iz turbokompresora. U nekim slučajevima se koristi i pločasti izmjenjivač topline koji se sastoji od većeg broja ploča naslaganih jedna na drugu s minimalnim razmakom koji omogućuje prolaz dvaju medija sa svake strane ploče. Izmjena topline vrši se preko krute stjenke. Korištenjem regenerativnog smanjuje se potrebna toplina za zagrijavanje u zagrijaču kao i odvedena toplina u hladnjaku čime je potrebna manja površina istih. Nužan uvjet za korištenje regenerativnog u sustavu je da temperatura radnog medija na izlasku iz turbine bude viša od temperature medija na izlasku iz turbokompresora kako bi izmjena topline bila moguća [8].



Slika 2.8 Regenerativni izmjenjivač topline

2.3.3. Spremnici plina

Svojom vrlo kompleksnom i kvalitetnom konstrukcijom plinske turbine sa zatvorenim procesom svejedno trpe određene gubitke u radu. Jedan od glavnih gubitaka je curenje radnog medija iz sustava čime dolazi do pada tlaka a time smanjenjem iskoristivosti sustava. Takve gubitke turbina sa zatvorenim procesom nadomještava korištenjem spremnika plina pod tlakom čiji je zadatak regulirati maseni protok plina, a time i snagu sustava. Povećanjem tlaka povećavamo i maseni protok plina kroz turbinu uz održavanje maskimalnog omjera tlakova. Koristeći visokotlačne spremnike može se povećati tlak unutar procesa dok s niskotlačnim

spremnica dio radnog medija odvodimo iz sustava prilikom manjih opterećenja. Radni medij iz niskotlačnih spremnika se pomoću dodatnog kompresora tlači u visokotlačni spremnik čiji tlak mora biti veći od tlaka u visokotlačnom dijelu turbine tj ujedno najveći tlak u procesu kako bi se osigurao pravilan tok radnog medija kroz sustav.

2.4. Prednosti i nedostaci zatvorenog procesa

2.4.1. Prednosti zatvorenog procesa

Glavna prednost plinske turbine sa zatvorenim procesom je ta da jedan te isti radni medij cirkulira sustavom koji nema direktnog doticaja s okolinom već izmjenu energije vrši preko izmjenjivača topline. Takva prednost u odnosu na otvoreni sustav nosi nekoliko pogodnosti. Kako ne dolazi do miješanja radnog medija i plinova izgaranja, radni medij ne sadržava razne nečistoće koje izazivaju koroziju ili eroziju na lopaticama turbine što uvelike povećava životni vijek i pouzdanost rada cjelokupnog procesa. Također jedna od prednosti zatvorenog procesa je mogućnost korištenja bilo kakvih goriva manjih ogrjevnih moći, jednostavnim povećanjem tlaka radnog medija povećavamo maseni protok a time i snagu. Eventualno propuštanje radnog medija može se nadomjestiti korištenjem spremnika čiji je zadatak regulirati količinu maseni protok radnog medija u sustavu. Isto tako, povećanjem tlaka u zatvorenom sustavu plinske turbine smanjuje se specifični volumen medija što nam omogućuje korištenje turbokompresora i turbina manjih dimenzija za postizanje istih radnih parametara. Nakon turbine preostala se toplina radnog medija može iskorištavati na razne načine, od grijanja potrošne tople vode za potrebe kućanstva do grijanja prostora u samim plinskoturbinskim postrojenjima [9].

2.4.2. Nedostaci zatvorenog procesa

Za razliku od plinskih turbina s otvorenim procesom, plinske turbine sa zatvorenim procesom zahtijevaju korištenje puno više materijala za izgradnju te koriste veće komponente za razvijanje istih snaga u odnosu na otvoreni sustav. Usporedbe radi, izmjenjivač topline za grijanje radnog medija tzv. zagrijač ima slične dimenzije kao što ima generator pare u paroturbinskom postrojenju dok hladnjak u zatvorenom procesu možemo usporediti s dimenzijama kondenzatora. Zbog svoje kompleksnosti u konstrukciji te strogo brtvljenja komponenti zbog propuštanja medija, turbine sa zatvorenim procesom zahtijevaju korištenje kvalitetnijih materijala čime se povećava cijena samog postrojenja. Zbog potrebe rashladne vode za hlađenje hladnjaka, zatvoreni proces za razliku od otvorenog se ne može primijeniti u određenim slučajevima kao npr. u avio industriji. Također, u slučaju korištenja zraka kao radnog medija, postoji mogućnost pojave oksidiranja pri visokim temperaturama te zbog malog specifičnog toplinskog kapaciteta postrojenja razvijaju relativno male snage. Veću snagu može

razviti postrojenje koje kao radni medij koristi helij, ali zbog gustoće helija potrebno je koristiti turbinu s više stupnjeva nego što je slučaj s ostalim plinovima.

2.5. Radni medij

Za razliku od plinskih turbina s otvorenim procesom kod kojih je zrak nužan radni medij za njihov rad, plinske turbine sa zatvorenim procesom imaju pogodnost rada s drugim radnim medijima kao što su helij, argon, neon, ugljični dioksid i dušik. Navedeni plinovi inertne su prirode što znači da pod određenim uvjetima ne prolaze kroz kemijske reakcije mijenjajući svoju strukturu i radne karakteristike. Iz tog razloga korištenje takvih radnih medija omogućuje nam veći izbor materijala za izgradnju plinskih turbina sa zatvorenim procesom te povećanje ulazne temperature radnog medija na ulazu u turbinu, također, smanjuje se mogućnost pojave naslaga na određenim dijelovima plinske turbine. Od velike je važnosti odabir prikladnog radnog medija za postizanje željenih radnih parametara plinske turbine zbog toga što se radni mediji razlikuju po termo fizikalnim svojstvima što je vidljivo u tablici 2.1.

Tablica 2.1 Termo fizikalna svojstva radnih plinova u zatvorenom plinskoturbinskom postrojenju [10]

	Zrak	He	Ar	Ne	CO ₂	N ₂
Molarna masa μ , kg/kmol	29.00	4.00	39.95	20.18	44.01	28.01
Plinska konstanta R , kJ/kg K	0.288	2.080	0.208	0.412	0.189	0.297
Eksponent adijabate κ	1.400	1.670	1.670	1.670	1.301	1.402
	1.345	1.670	1.670	1.670	1.188	1.355
Brzina zvuka a , m/s	343	1007	319	449	268.4	349.3
	584	1738	550.7	775	442.7	592.7
Specifična toplota c_p , kJ/kg.K	1.005	5.20	0.519	1.030	0.816	1.030
	1.114	5.20	0.519	1.030	1.194	1.131
Toplinska vodljivost λ , W/m.K	0.0245	0.143	0.0165	0.0465	0.0147	0.0243
	0.0624	0.338	0.0394	0.1060	0.0621	0.0604

Napomena: Brojevi u nazivniku odnose se na temperaturu 20 °C, a oni u brojniku na 600 °C

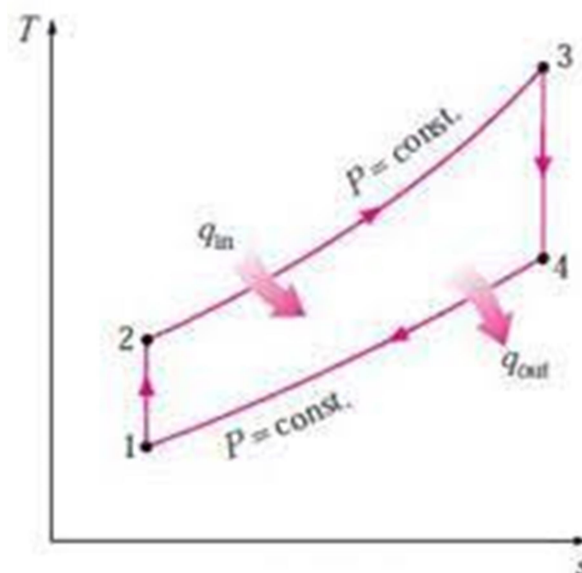
Kao što prikazuje tablica 2.1 evidentno je da helij kao radni medij pruža najpogodnija termo fizikalna svojstva. Zbog svoje izrazito velike specifične topline u usporedbi s ostalim navedenim plinovima omogućuje puno veće iskoristivosti turbine za istu količinu dovedene topline ali s druge strane zbog svoje toplinske vodljivosti zahtjeva veće izmjenjivače topline kako bi se postigli željeni ulazni parametri u turbinu odnosno u turbokompresor. Također, gledajući tablicu 2.1 vidljivo je da helij ima 3 puta veću brzinu zvuka u odnosu na zrak što znači povećanje obodne brzine na rotorima turbine i turbokompresora bez da dođe do većih gubitaka u strujanju fluida odnosno pojave udarnih valova. Zbog svoje fluidnosti potrebno je posebnu pažnju posvetiti brtvljenju elemenata koji dolaze u doticaj s tim plinom.

3. Zatvoreni proces plinske turbine

U ovom i sljedećem poglavlju opisać će se princip rada plinskoturbinskog postrojenja s idealnim i realnim zatvorenim procesom, isto tako, prikazat će se primjer postojećeg postrojenja sa zatvorenim procesom koje radi s helijem kao radnom tvari.

3.1. Idealni zatvoreni proces

Kod idealnog zatvorenog procesa (slika 3.1) kompresija radnog medija u turbokompresoru se vrši adijabatski (točke 1-2), zatim se plin izobarno zagrijava u izmjenjivaču topline (točke 2-3) nakon čega slijedi adijabatska ekspanzija u turbini (točke 3-4) te naposljetku izobarno hlađenje u izmjenjivaču topline (točke 4-1).



Slika 3.1 Braytonov idealni zatvoreni proces

Kako su procesi kompresije te ekspanzije idealni te nema pada tlaka tokom izmjene topline u izmjenjivačima, slijedi:

Specifična dovedena i odvedena toplina u izmjenjivačima topline:

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (3.1)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (3.2)$$

Kako je poznato iz termodinamike, za izentropske procese vrijedi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.3)$$

Uz jednadžbe (3.1) i (3.2) te izraza za termodinamičku iskoristivost idealnog procesa slijedi:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1}{pr^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3.4)$$

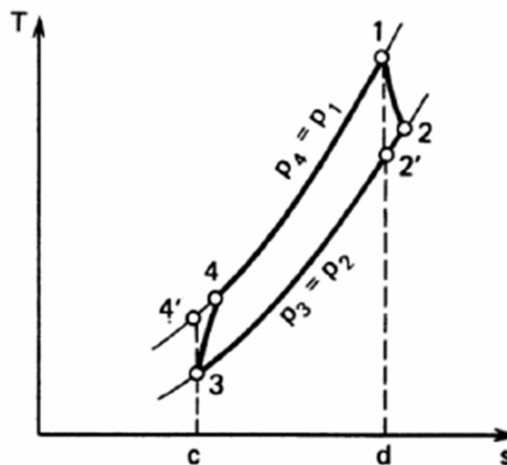
gdje je kompresijski omjer :

$$pr = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.5)$$

Jednadžba (3.4) pokazuje da termodinamička iskoristivost idealnog procesa ovisi isključivo o kompresijskom omjeru i eksponentu adijabate κ .

3.2. Realni zatvoreni proces

U slučaju realnog zatvorenog procesa (slika 3.2) dolazi do određenih gubitaka u sustavu izazvanih porastom entropije. U slučaju turbokompresora javljaju se gubici zbog povećanja izlazne temperature medija, pretvorbe dijela mehaničkog rada u toplinu i slično. Iz tog razloga umjesto adijabtske promjene stanja imamo politropsku. Slična situacija se događa s promjenom stanja u turbini, bilo zbog gubitaka strujanja, vrtloženja medija ili gubitaka ispuha zbog kojih radni medij izlazi s temperaturom nešto višom od one koja je određena adijabatskom ekspanzijom. Kod komore izgaranja tj. u ovom slučaju zagrijača dolazi do pada tlaka u samom izmjenjivaču te u turbinu ulazi radni medij s nešto nižim tlakom.



Slika 3.2 Realni zatvoreni proces plinske turbine

Tako rad kompresije u turbokompresoru glasi:

$$w_k = c_p(T_4 - T_3) \quad (3.6)$$

Dok je proizveden rad u turbini:

$$w_t = c_p(T_1 - T_2) \quad (3.7)$$

Specifična dovedena toplina u sustav se računa pomoću izraza:

$$q_{dov} = c_p(T_1 - T_4) \quad (3.8)$$

Iskoristivost realnog procesa će biti manja nego je to slučaj kod idealnog procesa:

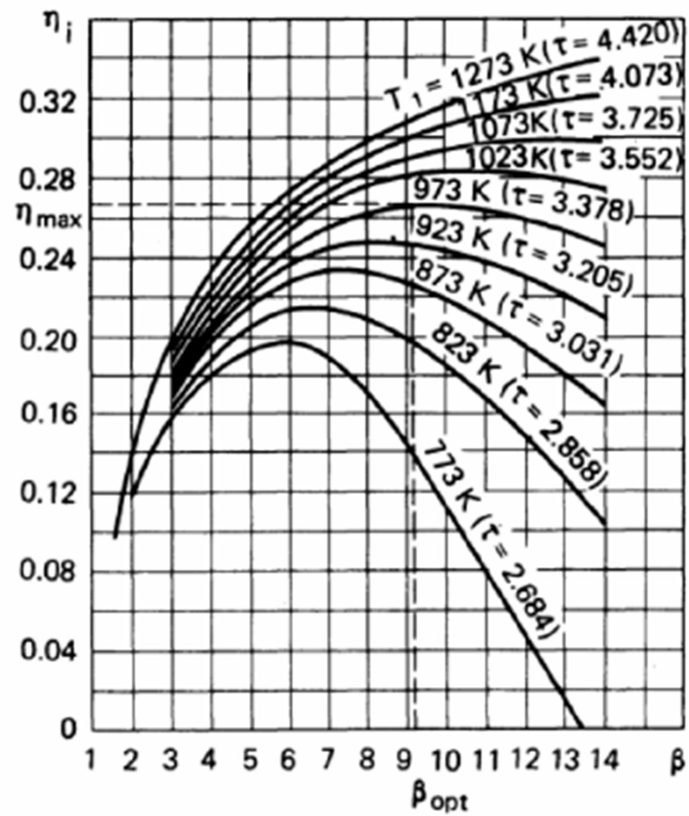
$$\eta = \frac{\text{korisni rad realnog procesa}}{\text{dovedena toplina}} = \frac{w_t - w_k}{q_{dov}} \quad (3.9)$$

Korisnosti turbine i kompresora kod realnog slučaja:

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2''} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2''} \quad (3.10)$$

$$\eta_k = \frac{T_4'' - T_3}{T_4 - T_3} = \frac{h_4'' - h_3}{h_4 - h_3} \quad (3.11)$$

Navedene jednadžbe vrijede pri konstantnim specifičnim toplinskim kapacitetom. Kako bi pospješili proces odnosno povećali mu stupanj djelovanja, najdjelotvornija metoda je povećanje temperature radnog medija ispred ulaza u turbinu, što je ujedno i najviša temperatura procesa a može se vidjeti na slici 3.3. Daljnje povećanje temperature ograničeno je čvrstoćom metala i mineralnim termičkim izolacijama na viskom temperaturama koji se koriste za izradu turbinskih lopatica. Kod plinskih turbina s kraćim periodima rada maksimalna temperatura T_1 može doseći do 1600 K u odnosu na plinske turbine sa stacionarnim radom čije temperature na ulazu u turbinu su ograničene na 1000 – 1400 K.



Slika 3.3 Stupanj djelovanja cijele plinske turbine u ovisnosti o omjeru tlakova β i omjeru temperatura τ

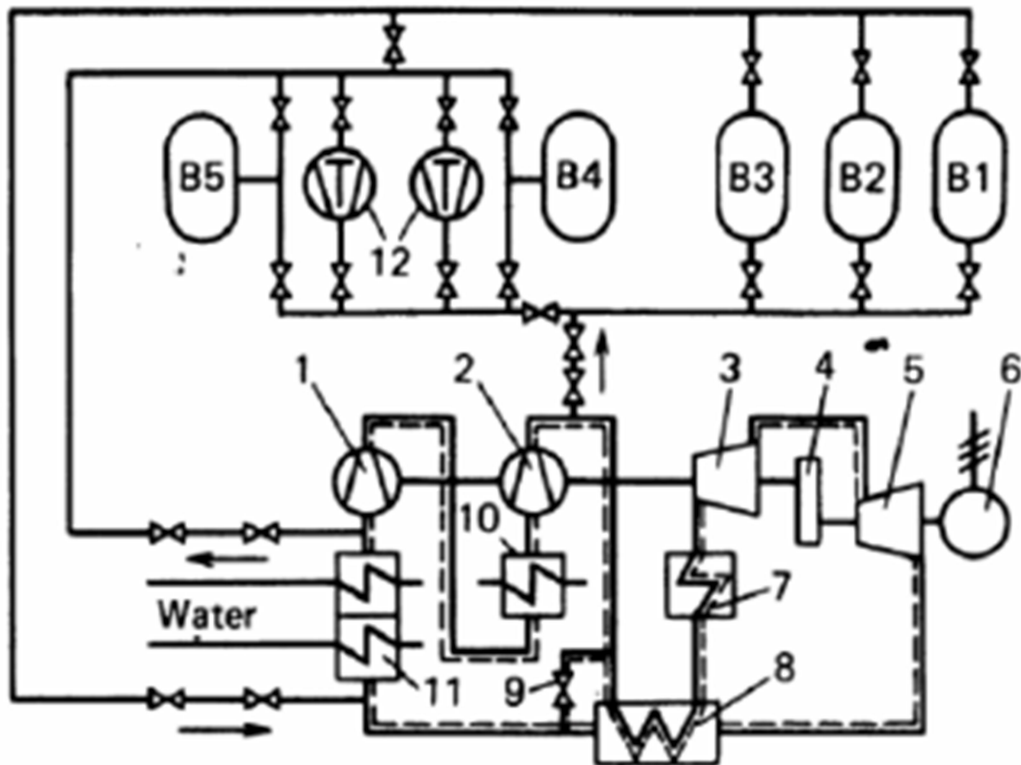
4. Primjer zatvorenog plinskoturbinskog sustava s helijem kao radnim medijem

1961. godine u njemačkoj u Oberhausenu izgrađeno je prvo postrojenje s plinskom turbinom u zatvorenom sustavu. Turbine su razvijale snagu od 14 MW sa stanjem medija na ulazu u turbinu od 983 K i 3.2 MPa. Kako se projekt postrojenja pokazao uspješnim, korištenjem znanja stečenim gradnjom prvog postrojenja, 1974. godine izgrađena je druga takva elektrana sa snagom od 50 MW, karakteristike tog postrojenja prikazane su u tablici 4.1.

Tablica 4.1. Parametri rada različitih plinskoturbinskih postrojenja sa zatvorenim procesom (postrojenje u Oberhausenu nosi oznaku "EVO") [10]

Karakteristika	Proizvođač								
	Escher Wiss	Fuji, Escher Wiss	GHH	Fuji	GHH	GHH	GHH	Escher Wiss, Bisco	EVO*
Gorivo	Ugljen	Prirodni plin	Ugljen	Plin iz peći	Ugljen	Ugljen	Plin iz peći i tekuće gorivo	Tekuće gorivo i plin	Plin iz peći
Snaga, kW	2300	2000	6600	12 000	14 300	6370	17 250	30 000/ 22 000	50 000
Ulazna temp. u kompresor, K	293	293	293	298	303	293	293	293/333	298
Ulazni tlak u kompresor, MPa	0.735	0.735	0.745	0.683	0.816	0.948	1.04	—	1.05
Ulazna temp. u turbinu, °C	933	933	953	953	983	953	984	993	1023
Ulazni tlak u turbinu, MPa	2.76	2.76	2.80	2.96	3.26	3.16	3.93	4.49	2.7
St. djelovanja na sabunnicama generatora, %	25	26	28	29	29.5	29.5	30	31/24	—
Brzina vrtnje generatora, s ⁻¹	50	50	50	50	50	25	50	50	50
Vrsta kompresora		Centrifugalni		Aksijalni i centrifugalni				Aksijalni	
Dovod topline, GJ/h	9	—	30-60	—	70-100	30	70	100/200	193
U radu od	1956	1957	1961	1961	1960	1963	1967	1972	1974

* Helij kao radni medij



Slika 4.1. Shema plinskoturbinskog postrojenja sa zatvorenim procesom i helijem kao radnim medijem, Oberhausen, Njemačka

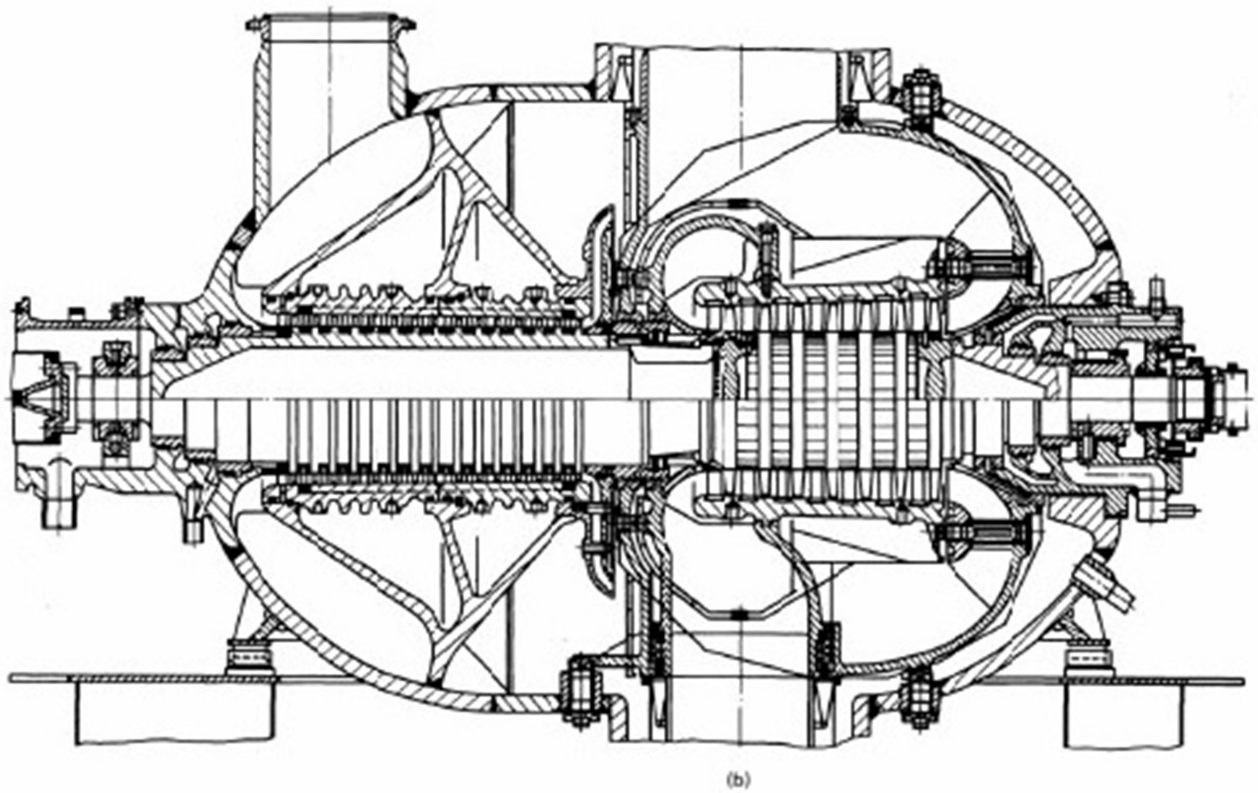
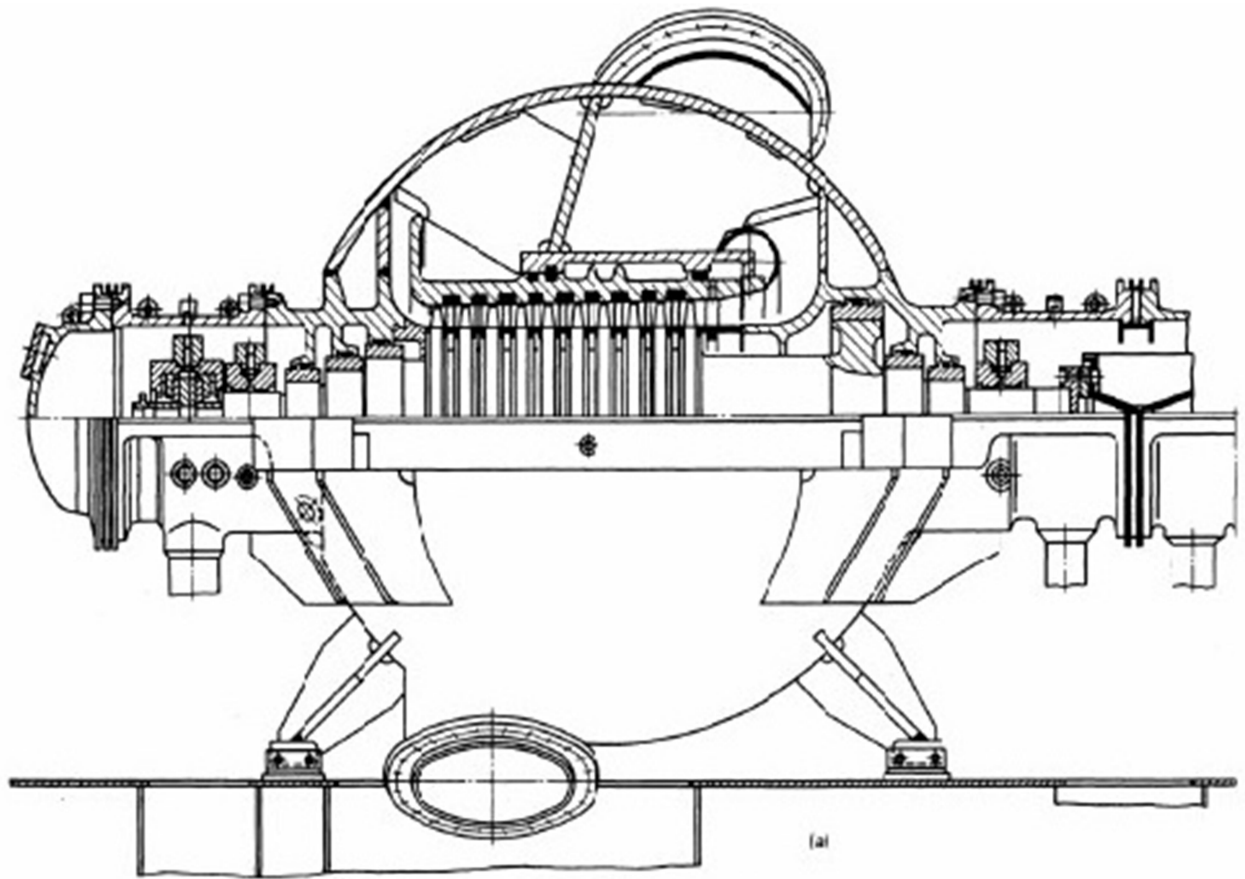
Postrojenje je izvedeno s plinskom turbinom s dva vratila. Jedno vratilo spaja visokotlačnu turbinu (3) s turbokompresorima niskog (1) i visokog (2) tlaka čija je brzina vrtnje 5400 min^{-1} . Generator električne energije (6) pri brzini vrtnje 3000 min^{-1} pokreće niskotlačna turbina (5) na drugom vratilu. Spoj između visokotlačne turbine i generatora izveden je pomoću vratila i reduktora (4).

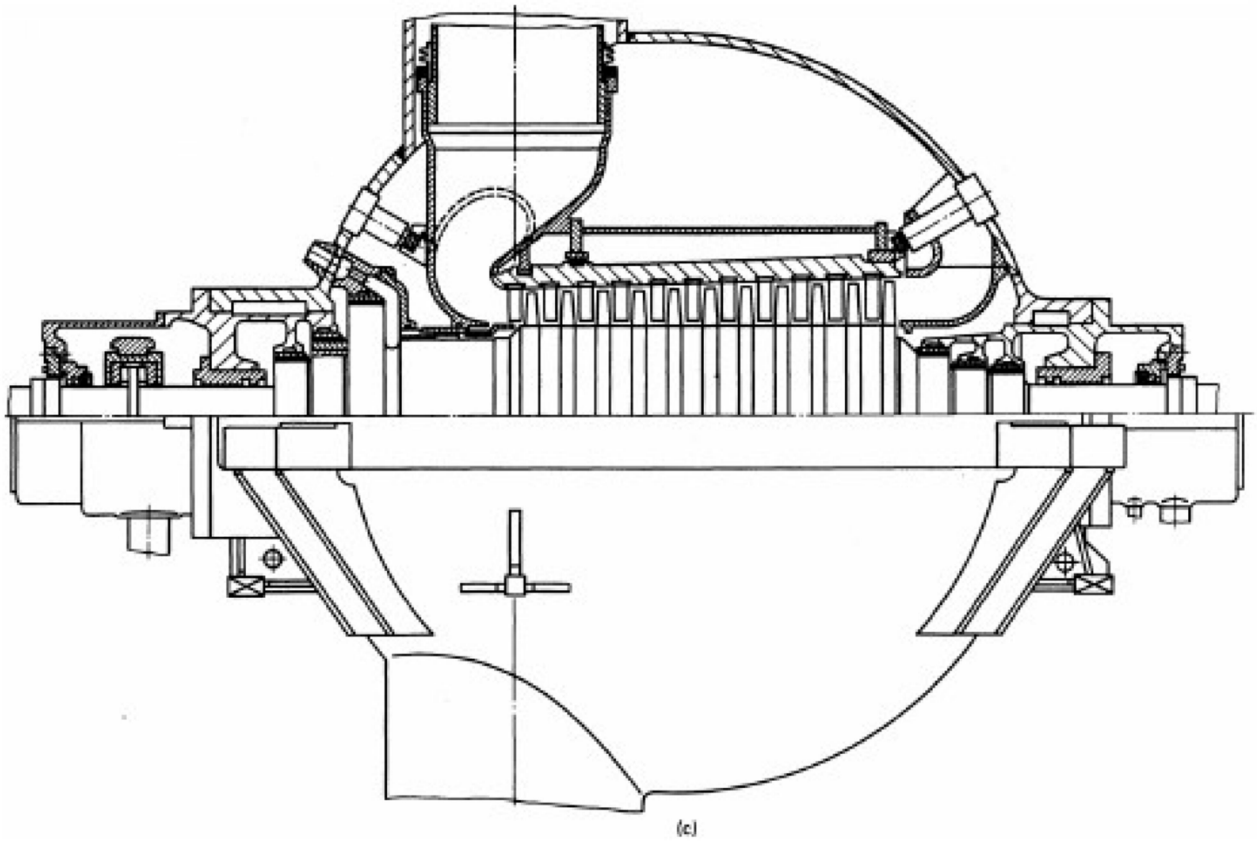
Napajanje turbine helijem izvedeno je cjevovodom po principu "cijev u cijevi". Hladni helij iz visokotlačnog kompresora prolazi kroz prstenasti prostor između unutarnje i vanjske cijevi dok helij iz zagrijača prolazi unutarnjom cijevi. Stanje helija na ulazu u visokotlačnu turbinu je 1023 K pri tlaku od 2.7 MPa . Nakon ekspanzije u visokotlačnoj i niskotlačnoj turbini temperatura helija se smanjila na 733 K te s tom temperaturom ulazi u regenerator (8) kako bi predao toplinu nadolazećem heliju iz visokotlačnog kompresora (2). Nakon regeneratora, helij s temperaturom od 423 K odlazi u hladnjak (11) gdje predaje ostatak topline vodi koja se između ostalog grije u međuhladnjaku (10) i drugim izmjenjivačima topline. Topla voda zagrijana u izmjenjivačima topline ne iskorištava se samo kao potrošna topla voda unutar postrojenja već kao i niskotlačna zasićena para. Ukupni kapacitet zagrijavanja unutar postrojenja je 193 GJ/h .

Nakon hlađenja helija u hladnjaku (11) do temperature od 298 K i tlaka 1.05 MPa radni medij vodi se u niskotlačni kompresor (1) gdje mu se podiže tlak na 1.55 MPa. Prolaskom helija kroz međuhladnjak temperatura mu se snizi s 356 K na 298 K te s tim stanjem odlazi u visokotlačni kompresor (2) u kojem mu se povećava tlak na 2.85 MPa. Tako stlačeni helij se vodi u regenerator (8) koji mu podiže temperaturu s 398 K na 693 K. Predhodno kovani dijelovi turbine i turbokompresora zavareni su u tri kućišta kuglastog oblika (slika 4.2). Niskotlačni kompresor sastoji se od 7 stupnjeva a visokotlačni od 15 stupnjeva.

Prilikom punog opterećenja protok helija u nazivnim radnim uvjetima iznosi 84 kg/s. Kao gorivo koristi se plin iz peći koji izgara u zagrijaču (7). Promjenom protoka radnog medija regulira se opterećenje turbine te ga je moguće provesti na dva načina. Prvim načinom otvara se optočni (by-pass) ventil (9) kojim propuštamo i do jedne trećine ukupnog protoka mimo turbine do ispred hladnjaka (11). Otvaranjem kao i zatvaranjem regulirajućeg ventila dolazi do naglog rasterećenja odnosno opterećenja turbine što osigurava visoku upravljivost postrojenja na uštrb stupnja djelovanja na kojem će se osjetiti promjene vrijednosti. Naime, kako kroz turbinu prolazi manja količina radnog medija zbog otvaranja optočnog ventila, oba turbokompresora i dalje rade s maksimalnom količinom radnog medija te troše veliku snagu. Ovakva regulacija nije pogodna za dulji rad postrojenja.

Drugi način regulacije ovakvog postrojenja koristi se kad postrojenje mora raditi dulje vremena na promjenjivim opterećenjima, a regulira se maseni protok radnog medija kroz cijelu turbinu i cijeli sustav, oduzimajući ili dovodeći masu helija u sustav. Helij koji se oduzima ili vraća u proces je pohranjen u pet spremnika (B1-B5) kao što pokazuje slika 4.1. te se pomoću dva pomoćna kompresora (12) dodaje u proces. Kapacitet dodatnih kompresora je takav da je moguće postići maksimalnu snagu postrojenja unutar 5 minuta. Dodavanje helija u sustav se odvija ispred hladnjaka (11) dok se oduzimanje helija vrši iza hladnjaka (11) ili nakon visokotlačnog kompresora (2).





Slika 4.1. Postrojenje plinskoturbinskog postrojenja sa zatvorenim procesom s helijem kao radnim medijem u Oberhausenu, a- niskotlačni turbokompresor, b-visokotlačni turbokompresor visokotlačna turbina, c- niskotlačna turbina [10]

5. Načini povećanja stupnja djelovanja plinskoturbinskog postrojenja uvođenjem nadogradnji

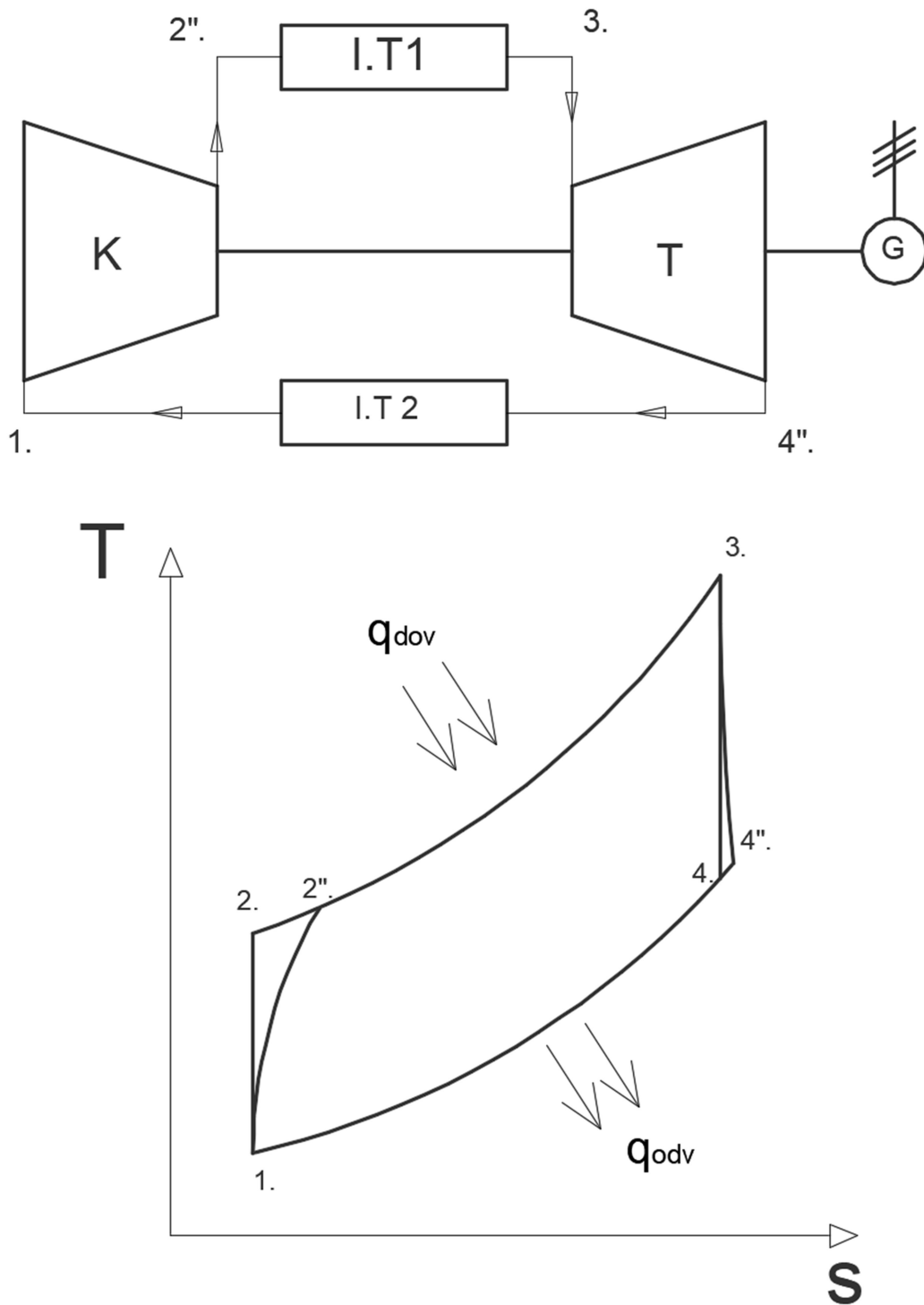
Kao što je spomenuto u uvodnom poglavlju, cilj ovog rada prikaz je zatvorenog plinskog procesa sa različitim radnim medijima uvodeći sve poznate nadogradnje procesa u svrhu povećanja stupnja djelovanja. Sama nadogradnja ovog zatvorenog sustava biti će prikazana sljedećim redoslijedom :

1. Osnovni zatvoreni sustav
2. Zatvoreni sustav s regeneratom
3. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom
4. Zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline
5. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratom
6. Zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom
7. Zatvoreni sustav međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline
8. Zatvoreni sustav sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

Kako bi rezultati nadogradnji odnosno povećanje ukupnog stupnja djelovanja plinskoturbinskog postrojenja bili što vjernije prikazani zadržat će se konstantni maseni protok radnog medija kroz sustav te konstantne vrijednosti stupnja djelovanja kompresora i turbine. Maseni protok radnog medija \dot{m} iznositi će 90 kg/s dok stupnjevi djelovanja turbine i turbokompresora η_t i η_k iznose 93% za turbinu odnosno 85% za turbokompresor. Također, treba napomenuti kako se zbog svoje relativno male promjene, specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku usvojio konstantnim jer njegova promjena nema značajan utjecaj na stvarne izlazne temperature iz turbokompresora i turbine.

5.1. Osnovni zatvoreni sustav

Kod osnovnog zatvorenog sustava (slika 5.1) radni medij biva komprimiran u kompresoru do točke 2“, nakon kompresije radni medij ulazi u izmjenjivač topline „zagrijač“ IT1 gdje mu raste temperatura do točke 3 koja je ujedno i najviša temperatura sustava. Zatim, radni medij ulazi u turbinu koja iskorištava njegovu kinetičku energiju pretvarajući je u koristan rad. Napoljetku, iskorišteni radni medij odlazi u izmjenjivač topline „hladnjak“ IT2 gdje se hladi na početnu temperaturu kako bi se proces opet mogao ponoviti.



Slika 5.1 T-s dijagram i shema osnovnog zatvorenog sustava

Po uzoru na jednadžbe 3.9 i 3.10 i poznate korisnosti kompresora i turbine, možemo dobiti stanje radnog medija na izlazu iz turbokompresora i turbine, pa slijedi:

$$\eta_k = \frac{T_2 - T_1}{T_{2''} - T_1} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2''} - h_1} \quad (5.1)$$

iz čega slijedi da je temperatura na izlazu iz turbokompresora :

$$T_2'' = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} \quad (5.2)$$

Dok za turbinu vrijedi:

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4''}{T_3 - T_4} = \frac{h_3 - h_4''}{h_3 - h_4} \quad (5.3)$$

pa je temperatura na izlazu iz turbine:

$$T_4'' = T_3 - \eta_t(T_3 - T_4) \quad (5.4)$$

Kad su poznate sve točke procesa možemo izračunati potreban rad turbokompresora i turbine te potrebnu dovedenu i odvedenu toplinu u izmjenjivačima topline.

Specifični rad turbine:

$$w_T = h_3 - h_4'' = c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_4'' \quad (5.5)$$

Specifični rad turbokompresora:

$$w_K = h_2'' - h_1 = c_{p2''}T_2'' - c_{p1}T_1 \quad (5.6)$$

Gdje je specifičan koristan rad razlika dvaju specifičnih radova, turbine i turbokompresora:

$$\begin{aligned} w_{kor} &= w_T - w_K = ((h_3 - h_4'') - (h_2'' - h_1)) = \\ &= (c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_4'') - (c_{p2''}T_2'' - c_{p1}T_1) \end{aligned} \quad (5.7)$$

Dovedena i odvedena specifična toplina u izmjenjivačima topline:

$$q_{dov} = h_3 - h_2'' = c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_2'' \quad (5.8)$$

$$q_{odv} = h_4'' - h_1 = c_{p4''}T_4'' - c_{p1}T_1 \quad (5.9)$$

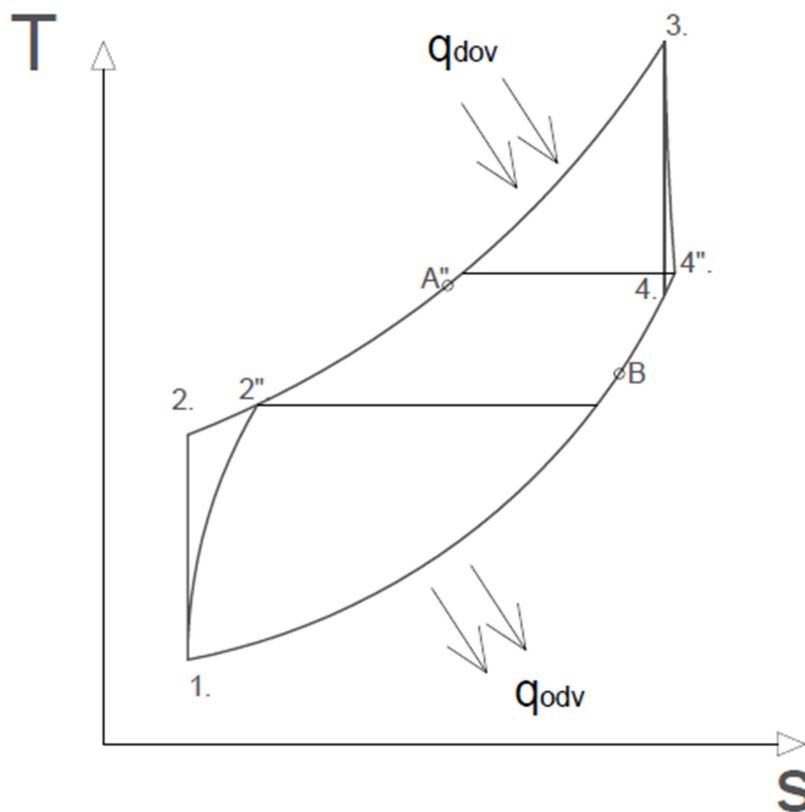
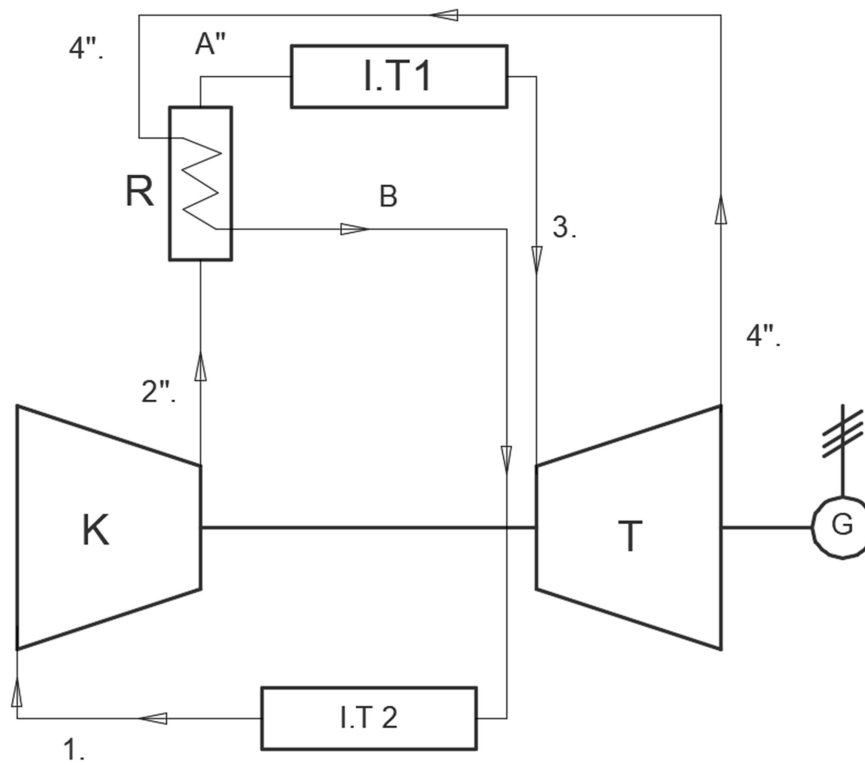
Na posljetku možemo izračunati termički stupanj iskoristivosti procesa uzimajući u obzir specifičnu dovedenu toplinu u izmjenjivaču topline te dobiven koristan rad:

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov}} \quad (5.10)$$

5.2. Zatvoreni sustav s regeneratom

Ugradnjom regeneratora (slika 5.2) u sustav zatvorene plinske turbine smanjujemo dovedenu toplinu potrebnu za zagrijavanje radnog medija prije ulaska u turbinu. Nužan uvjet

koji se treba zadovoljiti kako bi izmjena topline bila moguća je da temperatura medija na izlazu iz turbine bude veća od one na ulazu u regenerator $T_{4''} > T_{2''}$.



Slika 5.2. T-s dijagram i shema zatvorenog plinskoturbinskog sustava sa regeneratorom

Uz stupanj regeneracije $R = 0,8$ te uz poznate sve ostale točke procesa možemo doći do temperature na izlazu iz regeneratora te ukuno dovedene i odvede topline putem regeneratora.

Stupanj regeneracije glasi:

$$R = \frac{h_{4''} - h_B}{h_A - h_{2''}} = \frac{c_{p4''}T_{4''} - c_{pB}T_B}{c_{pA}T_A - c_{p2''}T_{2''}} \quad (5.11)$$

Iz čega slijedi temperatura T_B :

$$T_B = \frac{c_{p4''}T_{4''} - R(c_{pA}T_A - c_{p2''}T_{2''})}{c_{pB}} \quad (5.12)$$

Zbog efikasnosti regeneratora koji se definira kao odnos dovedene topline komprimiranom radnom mediju u odnosu na ukupno dostupnu toplinu, temperatura na izlazu iz regeneratora neće biti ista kao ona na izlazu iz turbine, već će biti manja. Efikasnost regeneratora ε_{reg} u ovom slučaju je 80%.

Efikasnost regeneratora:

$$\varepsilon_{reg} = \frac{h_{A''} - h_{2''}}{h_{4''} - h_{2''}} = \frac{c_{pA''}T_{A''} - c_{p2''}T_{2''}}{c_{p4''}T_{4''} - c_{p2''}T_{2''}} \quad (5.13)$$

Iz čega slijedi temperatura $T_{A''}$ na izlazu iz regeneratora:

$$T_{A''} = \frac{c_{p2''}T_{2''} + \varepsilon_{reg}(c_{p4''}T_{4''} - c_{p2''}T_{2''})}{c_{pA''}} \quad (5.14)$$

Nakon dobivene temperature na izlazu iz regeneratora, možemo izračunati dovedenu i odvedenu specifičnu toplinu putem regeneratora te ukupnu korisnost sustava:

Specifična dovedena toplina putem regeneratora :

$$q_{dov,reg} = h_{A''} - h_{2''} = c_{pA''}T_{A''} - c_{p2''}T_{2''} \quad (5.15)$$

Specifična odvedena toplina putem regeneratora :

$$q_{odv,reg} = h_{4''} - h_B = c_{p4''}T_{4''} - c_{pB}T_B \quad (5.16)$$

Količina topline koja se treba dovesti odnosno odvesti putem izmjenjivača topline biti će manja za količinu topline koju je sustav uspio iskoristiti putem regeneratora, pa će dovedena toplina u izmjenjivaču topline odnosno „zagrijaču“ biti:

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_{A''} = c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''} \quad (5.17)$$

Dok je specifična odvedena topline putem „hladnjaka“ :

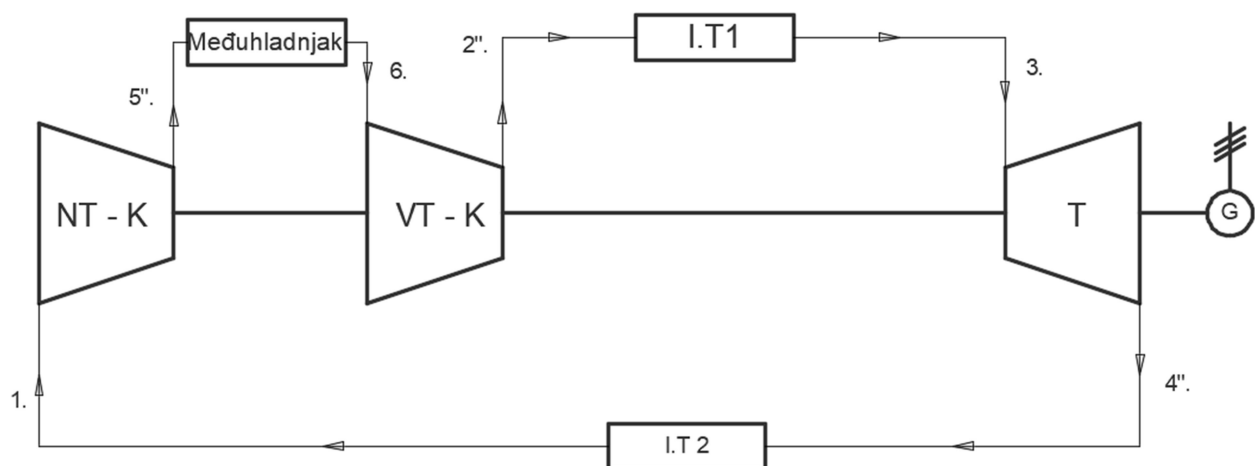
$$q_{odv,IT2} = h_B - h_1 = c_{pB}T_B - c_{p1}T_1 \quad (5.18)$$

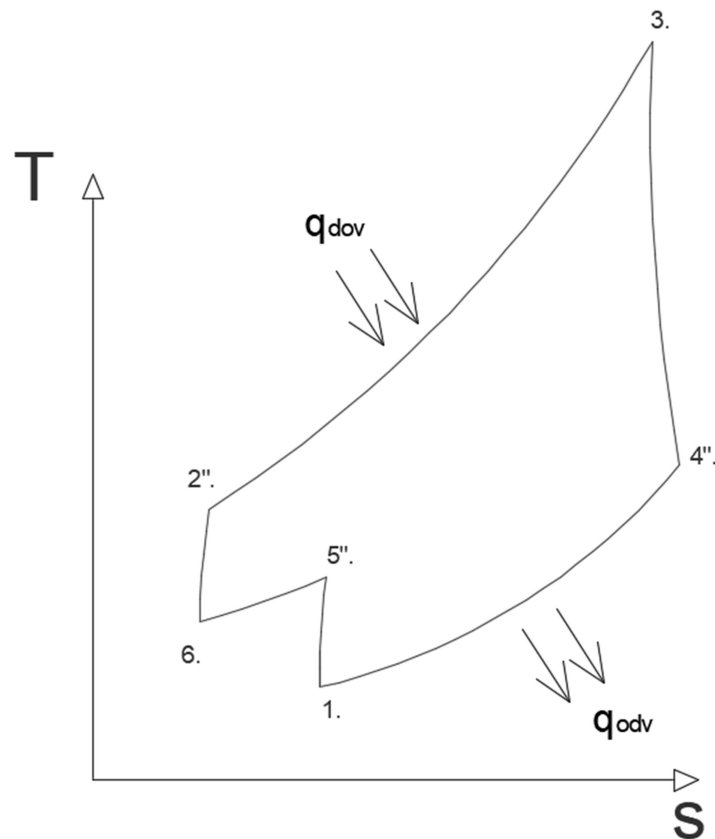
Na posljjetku može se izračunati termički stupanj iskoristivosti procesa s regeneratomom:

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1}} = \frac{w_T - w_K}{h_3 - h_{A''}} = \quad (5.19)$$

5.3. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom

Kod klasičnih plinskih turbina je uobičajeno da se 50-75% dobivenog rada troši na pokretanje turbokompresora odnosno proces kompresije radnog medija. Kako bi povećali ukupni koristan rad sustava poželjno je smanjiti rad utrošen na kompresiju. Takvo povećanje korisnog rada podrazumijeva ugradnju dodatnog turbokompresora i međuhladnjaka. Kao što je poznato iz termodinamike, utrošeni rad na kompresiju je najmanji ako se promjena stanja odvija izotermno. Kako se takav proces ne može ostvariti u turbokompresoru, koristi se kompresija u više stupnjeva s hlađenjem plina između stupnjeva kako bi se stvarni proces u što većoj mjeri približio idealnom. Naime, zbog prilično velike kompleksnosti i cijene sustava s 3 i više turbokompresora i međuhladnjaka obično se koriste dva stupnja kompresije. Primjenom međuhlađenja (slika 5.3.) dobiva se veći rad procesa u odnosu na idealni proces plinske turbine.





Slika 5.3. Shema i T-s dijagram zatvorenog procesa s međuhlađenjem

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

1-5''- kompresija radnog medija u niskotlačnom turbokompresoru,

5''-6- odvođenje topline pri konstantnom tlaku u međuhladnjaku,

6-2''- kompresija radnog medija u visokotlačnom turbokompresoru,

2''-3- dovođenje topline radnom mediju preko izmjenjivača topline I.T1

3-4''- eskpanzija radnog medija u turbini T

4''-1- odvođenje topline radnom mediju pomoću hladnjaka I.T2

Ukupni rad utrošen na kompresiju radnog medija biti će suma specifičnih radova utrošenih na pokretanje niskotlačnog (NT-K) i visokotlačnog (VT-K) turbokompresora.

Specifični rad niskotlačnog turbokompresora:

$$w_{NT-K} = h_{5''} - h_1 = c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1 \quad (5.20)$$

Specifični rad visokotlačnog turbokompresora:

$$w_{VT-K} = h_{2''} - h_6 = c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6 \quad (5.21)$$

Ukupno utrošeni specifični rad na pokretanje turbokompresora:

$$w_K = w_{NT-K} + w_{VT-K} \quad (5.22)$$

Specifična toplina odvedena u međuhladnjaku:

$$q_{odv,MH} = h_{5''} - h_6 = c_{p5''}T_{5''} - c_{p6}T_6 \quad (5.23)$$

Specifična toplina dovedena putem izmjenjivača topline „zagrijača“ I.T1 :

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_{2''} = c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_{2''} \quad (5.24)$$

Proizveden specifični rad u turbini:

$$w_T = h_3 - h_{4''} = c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_{4''} \quad (5.25)$$

Korisni specifični rad proizveden zatvorenim sustavom s međuhlađenjem:

$$\begin{aligned} w_{kor} &= w_T - w_K = (h_3 - h_{4''}) - [(h_{5''} - h_1) + (h_{2''} - h_6)] = \\ &= (c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_{4''}) - [(c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1) + (c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6)] \end{aligned} \quad (5.26)$$

Specifična toplina odvedena putem izmjenjivača topline „hladnjaka“ I.T2 :

$$q_{odv,IT2} = h_{4''} - h_1 = c_{p4''}T_{4''} - c_{p1}T_1 \quad (5.27)$$

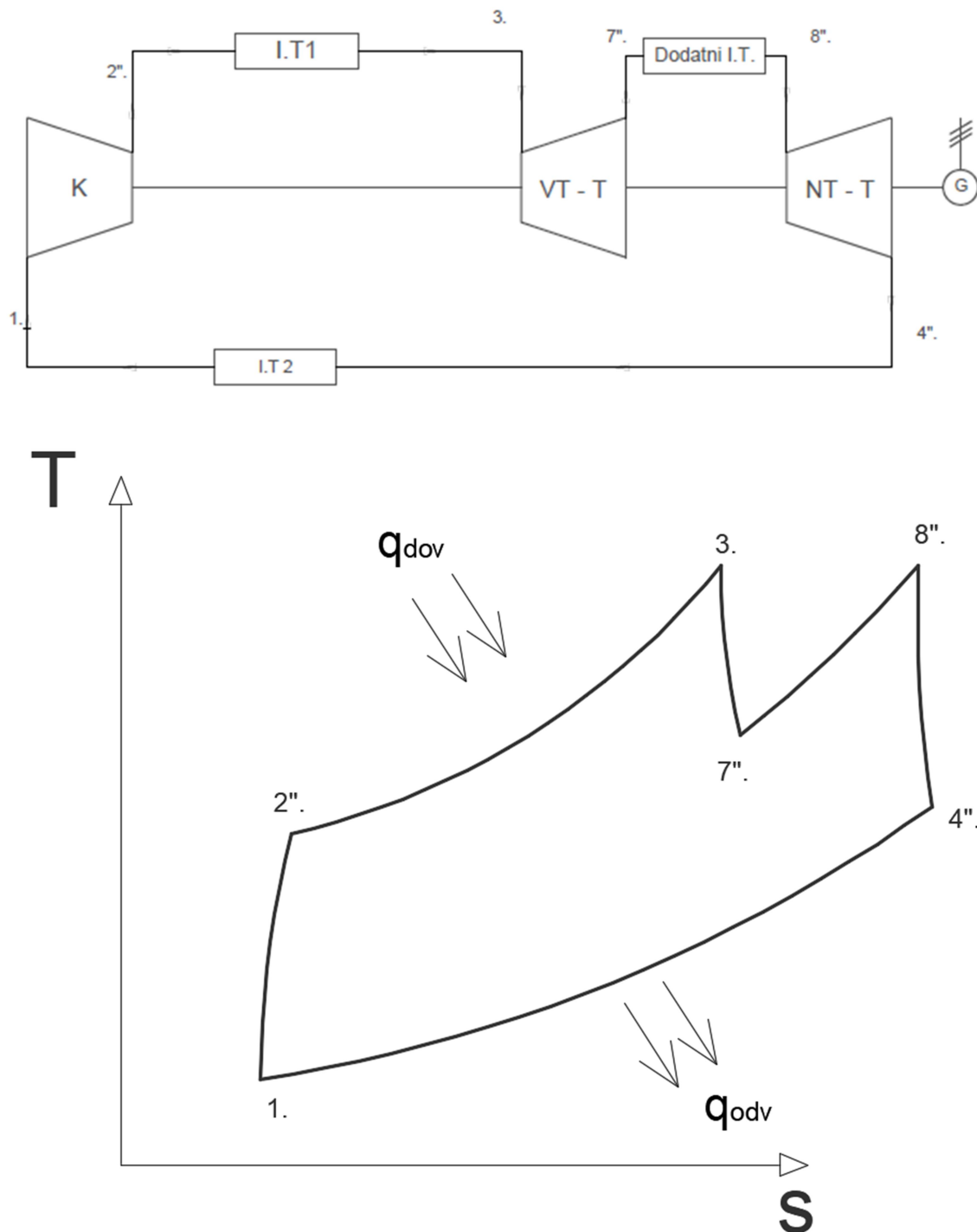
Termički stupanj iskoristivosti procesa:

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1}} = \frac{w_T - w_K}{h_3 - h_{2''}} \quad (5.28)$$

5.4. Zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline

Naknadnim dovodom topline poboljšanje idealnog procesa se dobiva na sličan način kao i kod međuhlađenja, dok se kod međuhlađenja ugrađivao dodatan turbokompresor kako bi se postiglo povećanje dobivenog rada u slučaju naknadnog dovoda topline (slika 5.4.) se ugrađuje dodatna turbina, pa se tako turbinski dio plinskog postrojenja dijeli na niskotlačni (NT-T) i visokotlačni (VT-T) dio. Također, prilikom primjene naknadnog izgaranja povećava se mogućnost primjene regeneracije, korištenje u kombiniranim postrojenjima te u procesu kogeneracije tj. istovremene proizvodnje električne i toplinske energije. U slučaju zatvorenog procesa umjesto dodatne komore izgaranja se ugrađuje dodatni izmjenjivač topline kojemu se

toplina dovodi bilo iz nekog vanjskog izvora, bilo izgaranjem krutog ili plinovitnog goriva. Kod industrijske primjene plinskih turbina sa naknadnim izgaranjem odnosno dodatnim izmjenjivačem topline, jedino ograničenje je temperatura koju mogu izdržati materijali turbine.



Slika 5.4. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

1-2''- kompresija radnog medija u turbokompresoru K

2“-3- dovođenje topline radnom mediju preko izmjenjivača topline I.T1

3-7“ - ekspanzija u visokotlačnoj turbini VT-T,

7“-8“ - dovođenje topline u dodatnom izmjenjivaču topline,

8“-4“ - ekspanzija u niskotlačnoj turbini NT-T,

4“-1- odvođenje topline radnom mediju pomoću hladnjaka I.T2

Radni medij ulazi u turbokompresor gdje se komprimira na veći tlak te je specifični rad kompresora :

$$w_K = h_{2''} - h_1 = c_{p2''}T_{2''} - c_{p1}T_1 \quad (5.29)$$

Nakon kompresije radni medij ulazi u izmjenjivač topline gdje mu se dovodi specifična količina topline :

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_{2''} = c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_{2''} \quad (5.30)$$

Radni medij ulazi u visokotlačni dio turbine gdje turbina proizvodi specifični rad:

$$w_{VT-T} = h_3 - h_{7''} = c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.31)$$

Potom radni medij ulazi u dodatni izmjenjivač topline gdje mu se predaje količina specifične topline :

$$q_{dov,Dodatni IT} = h_{8''} - h_{7''} = c_{p8''}T_{8''} - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.32)$$

Nakon ekspanzije u visokotlačnoj turbini te dovođenja specifične topline u dodatnom izmjenjivaču topline, radni medij ulazi u niskotlačni dio turbine gdje proizvodi specifični rad :

$$w_{NT-T} = h_{8''} - h_{4''} = c_{p8''}T_{8''} - c_{p4''}T_{4''} \quad (5.33)$$

Ukupni specifični rad proizveden u plinskoturbinskom postrojenju biti će suma specifičnih radova proizvedenih u visokotlačnom i niskotlačnom dijelu turbine:

$$w_T = w_{VT-T} + w_{NT-T} \quad (5.34)$$

Proces završava odvođenjem specifične topline u „hladnjaku“ gdje mu se odvede količina specifične topline:

$$q_{odv,IT2} = h_{4''} - h_1 = c_{p4''}T_{4''} - c_{p1}T_1 \quad (5.35)$$

Korisni specifični rad proizveden u plinskoturbinskom postrojenju biti će :

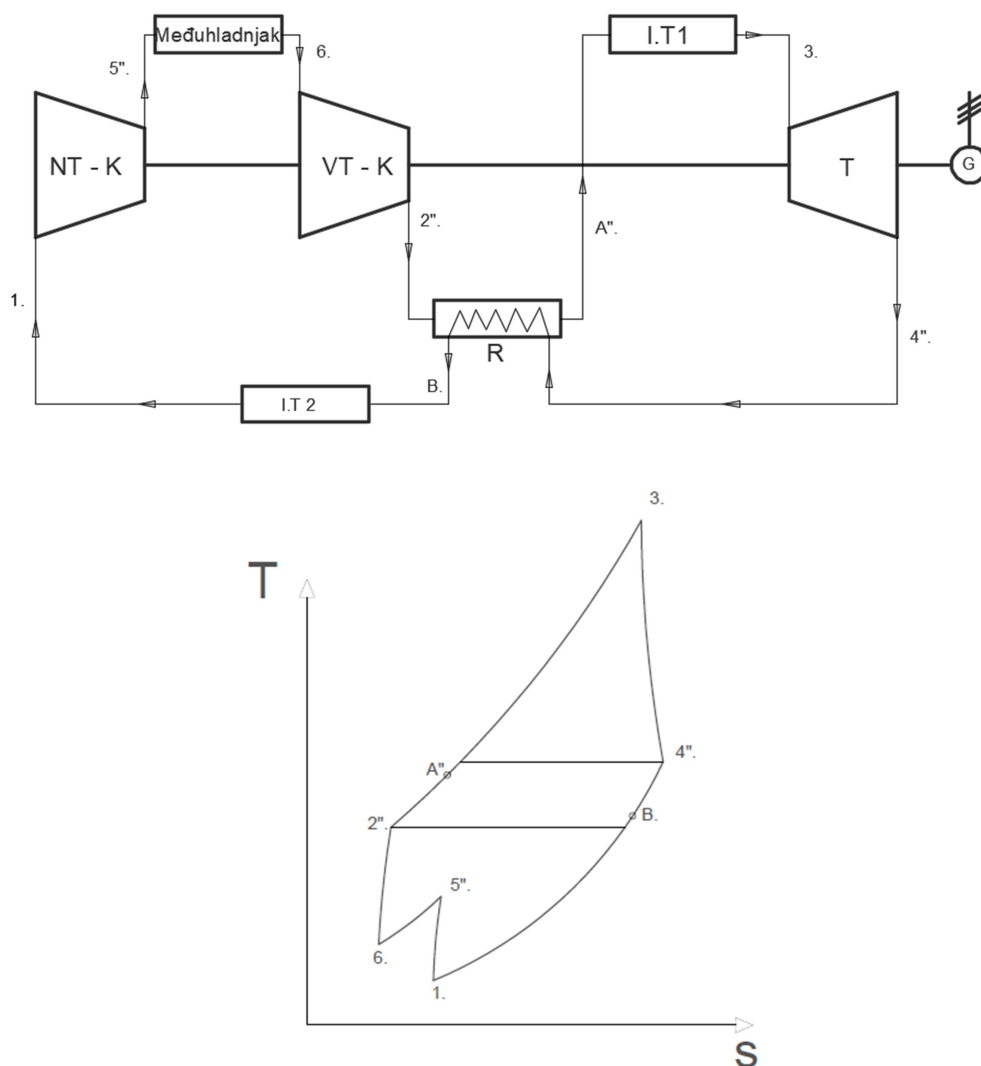
$$\begin{aligned}
 w_{kor} &= w_T - w_K = (w_{VT-T} + w_{NT-T}) - w_K = \\
 &[(h_3 - h_{7''}) + (h_{8''} - h_{4''})] - (h_{2''} - h_1) = \\
 &[(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) + (c_{p8''}T_{8''} - c_{p4''}T_{4''})] - (c_{p2''}T_{2''} - c_{p1}T_1) \quad (5.36)
 \end{aligned}$$

Termički stupanj iskoristivosti procesa glasiti će :

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1} + q_{dov,Dodatni IT}} = \frac{w_T - w_K}{[(h_3 - h_{2''}) + (h_{8''} - h_{7''})]} \quad (5.37)$$

5.5. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratom

Schema i T-s dijagram procesa plinskoturbinskog postrojenja s međuhladnjakom i regeneratom su prikazani na slici 5.5.



Slika 5.5. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratom

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

1-5"- kompresija radnog medija u niskotlačnom turbokompresoru,

5"-6- odvođenje topline pri konstantnom tlaku u međuhladnjaku,

6-2"- kompresija radnog medija u visokotlačnom turbokompresoru,

2"-A" - zagrijavanje radnog medija u regeneratorsu R,

A"-3 – dovođenje topline u „zagrijaču“ odnosno izmjenjivaču topline I.T1,

3-4"- eskpanzija radnog medija u turbini T

4"-B – odvođenje topline u regeneratorsu R,

B-1 – hlađenje radnog medija u „hladnjaku“ odnosno izmjenjivaču topline I.T2.

Prvi stupanj niskotlačnog turbokompresora usisava određenu količinu radnog medija tlaka p_1 i temperature T_1 te ga komprimira na viši tlak prilikom čega troši specifični rad:

$$w_{NT-K} = h_{5''} - h_1 = c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1 \quad (5.38)$$

Tada se plin vodi u hladnjak kako bi ga ohladili po liniji konstantnog tlaka na temperaturu T_6 pri čemu odvodimo količinu specifične topline:

$$q_{odv,MH} = h_{5''} - h_6 = c_{p5''}T_{5''} - c_{p6}T_6 \quad (5.39)$$

Nakon hlađenja plina u međuhladnjaku, plin usisava visokotlačni turbokompresor te ga komprimira na tlak p_2'' pri čemu je utrošeni specifični rad kompresora:

$$w_{VT-K} = h_{2''} - h_6 = c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6 \quad (5.40)$$

Zatim komprimirani plin prolazi kroz regenerator u kojem se grije s T_2'' na T_A'' preostalom toplinom po izlazi iz turbine:

$$q_{dov,reg} = h_{A''} - h_{2''} = c_{pA''}T_{A''} - c_{p2''}T_{2''} \quad (5.41)$$

Nakon regeneratorsa plin odlazi u „zagrijač“ gdje mu se dovodi količina specifične topline:

$$q_{dov,IT} = h_3 - h_{A''} = c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''} \quad (5.42)$$

pri čemu plinu raste temperatura s $T_{A''}$ na T_3 .

Plin zatim ekspankira u turbini do tlaka p_1 i temperature T_4'' pri čemu turbina proizvede specifični rad:

$$w_T = h_3 - h_4'' = c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_4'' \quad (5.43)$$

Nakon ekspanzije u turbini plin se odvodi u regenerator gdje se predaje toplina na plin nakon visokotlačnog turbokompresora. Predana specifična toplina u regeneratuoru računa se pomoću jednadžbe:

$$q_{odv,reg} = h_4'' - h_B = c_{p4''}T_4'' - c_{pB}T_B \quad (5.44)$$

Na posljetku plin s temperaturom T_B odlazi u „hladnjak“ gdje se hladi po konstantnom tlaku p_1 do temperature T_1 nakon čega se proces ponavlja. Količina odvedene topline putem „hladnjaka“ glasi :

$$q_{odv,IT2} = h_B - h_1 = c_{pB}T_B - c_{p1}T_1 \quad (5.45)$$

Korisni rad proizveden zatvorenim sustavom s međuhlađenjem i regeneraturom glasi:

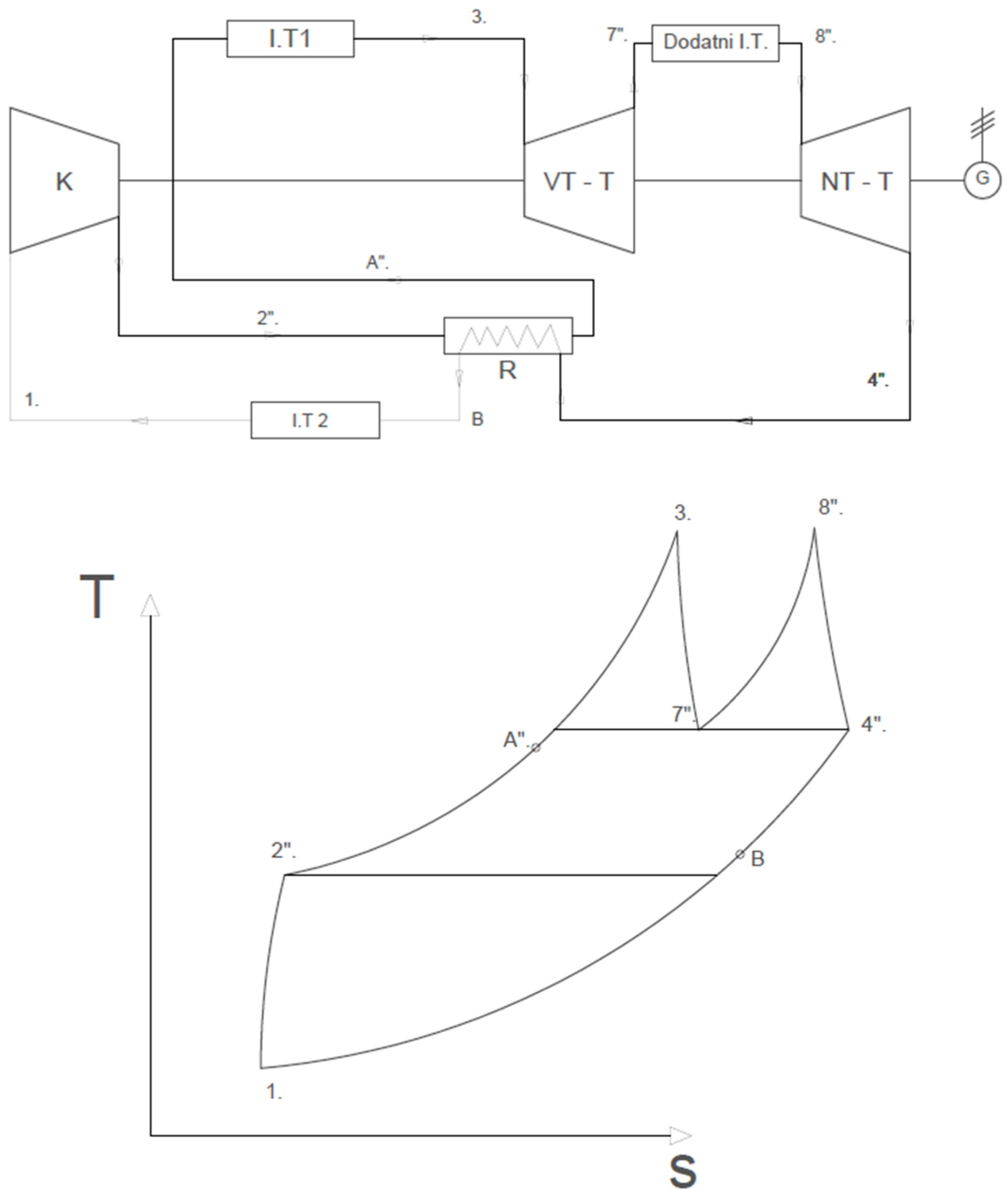
$$\begin{aligned} w_{ko} &= w_T - w_K = (h_3 - h_4'') - [(h_5'' - h_1) + (h_2'' - h_6)] = \\ &= (c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_4'') - [(c_{p5''}T_5'' - c_{p1}T_1) + (c_{p2''}T_2'' - c_{p6}T_6)] \end{aligned} \quad (5.46)$$

Termički stupanj iskoristivosti ovog procesa je:

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT}} = \frac{w_T - w_K}{h_3 - h_4''} \quad (5.47)$$

5.6. Zatvoreni sustav sa dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

Shema i T-s dijagram procesa plinskoturbinskog postrojenja s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom je prikazana na slici 5.6.



Slika 5.6. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

1-2“ - kompresija radnog medija,

2“-A“ - zagrijavanje radnog medija u regeneratorsu R,

A“-3 – dovođenje topline u „zagrijaču“ odnosno izmjenjivaču topline I.T1,

3-7“ - ekspanzija u visokotlačnoj turbini VT-T,

7“-8`“ - dovođenje topline u dodatnom izmjenjivaču topline,

8“-4“ - ekspanzija u niskotlačnoj turbini NT-T,

4“-B – odvođenje topline u regeneratorsu R,

B-1 – hlađenje radnog medija u „hladjaku“ odnosno izmjenjivaču topline I.T2.

Radni medij se komprimira s tlaka p_1 na tlak p_2'' preko turbokompresora K pri čemu se troši specifični rad :

$$w_K = h_{2''} - h_1 = c_{p2''}T_{2''} - c_{p1}T_1 \quad (5.48)$$

Zatim mu se dovodi količina specifične topline preko regeneratorsa R pri konstantnom tlaku:

$$q_{dov,reg} = h_{A''} - h_{2''} = c_{pA''}T_{A''} - c_{p2''}T_{2''} \quad (5.49)$$

Nakon regeneratorsa radnom mediju se dovodi specifična toplina u „zagrijaču“ odnosno izmjenjivaču topline pri konstantnom tlaku:

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_{A''} = c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''} \quad (5.50)$$

Radni medij ekspandira u prvoj visokotlačnoj turbini s tlaka p_2'' na tlak p_7'' pri čemu visokotlačna turbina proizvede specifični rad :

$$w_{VT-T} = h_3 - h_{7''} = c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.51)$$

Zatim se radnom mediju dovodi specifična toplina pomoću dodatnog izmjenjivača topline te se zagrijava s temperature T_7'' na T_8'' :

$$q_{dov,Dodatni IT} = h_{8''} - h_{7''} = c_{p8''}T_{8''} - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.52)$$

Nakon dovoda topline u dodatnom izmjenjivaču topline slijedi ekspanzija u drugoj niskotlačnoj turbini s tlaka p_7'' na tlak p_1 pri čemu niskotlačna turbina proizvede specifični rad:

$$w_{NT-T} = h_8'' - h_4'' = c_{p8''}T_8'' - c_{p4''}T_4'' \quad (5.53)$$

Radni medij tada predaje preostalu toplinu nadolazećem mediju koji ulazi u regenerator R, hlađenje medija iz turbine se odvija pri konstantnom tlaku a predana specifična toplina jednaka je:

$$q_{odv,reg} = h_4'' - h_B = c_{p4''}T_4'' - c_{pB}T_B \quad (5.54)$$

Naposlijetku se radni medij hladi pomoću hladnjaka pri konstantnom tlaku pri čemu mu se oduzima specifična toplina:

$$q_{odv,IT2} = h_B - h_1 = c_{pB}T_B - c_{p1}T_1 \quad (5.55)$$

Specifični korisni rad proizveden u plinskoturbinskom postrojenju biti će :

$$\begin{aligned} w_{kor} &= w_T - w_K = (w_{VT-T} + w_{NT-T}) - w_K = \\ &[(h_3 - h_7'') + (h_8'' - h_4'')] - (h_2'' - h_1) = \\ &[(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_7'') + (c_{p8''}T_8'' - c_{p4''}T_4'')] - (c_{p2''}T_2'' - c_{p1}T_1) \end{aligned} \quad (5.56)$$

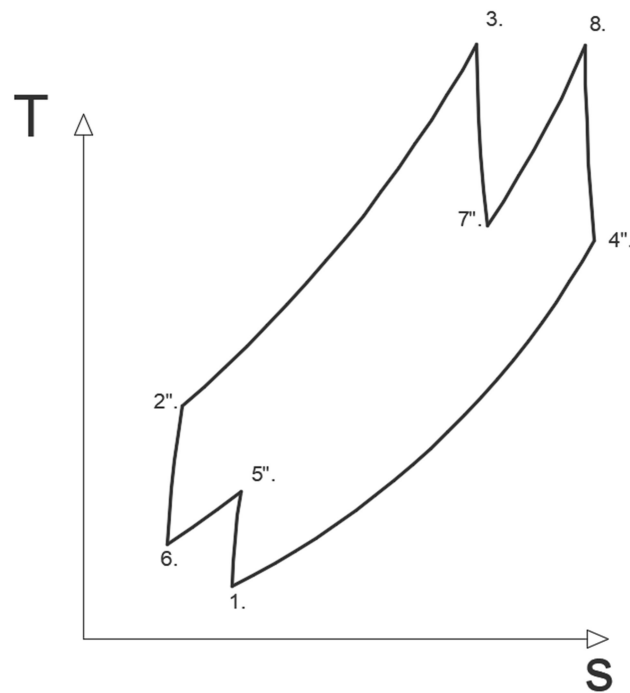
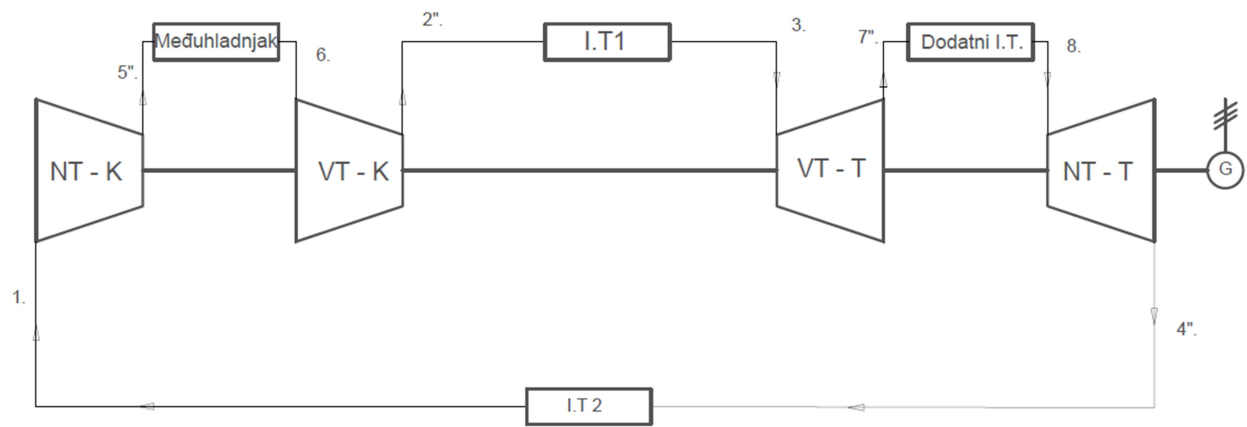
Termički stupanj iskoristivosti ovog procesa glasiti će :

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1} + q_{dov,Dodatni IT}} = \frac{w_T - w_K}{[(h_3 - h_4'') + (h_8'' - h_7'')] } \quad (5.57)$$

5.7. Zatvoreni sustav s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

Kod plinskoturbinskih postrojenja uobičajeno je koristiti turbine s podjelom kompresije u dva stupnja s međuhlađenjem između stupnjeva, dovođenjem topline radnom mediju te ekspanzijom u dva stupnja turbine. Iako ovakvim načinom dolazi do povećanja kompleksnosti i cijene postrojenja, sve zajedno s dobro odabranim parametrima rada omogućuje povećanje stupnja djelovanja plinskoturbinskog postrojenja.

Shema i T-s dijagram procesa plinskoturbinskog postrojenja s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline je prikazana na slici 5.7.



Slika 5.7. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

- 1-5''- kompresija radnog medija u niskotlačnom turbokompresoru,
- 5''-6- odvođenje topline pri konstantnom tlaku u međuhladnjaku,
- 6-2''- kompresija radnog medija u visokotlačnom turbokompresoru,
- 2''-3- dovođenje topline radnom mediju putem zagrijača,
- 3-7''- ekspanzija u visokotlačnoj turbini VT-T,
- 7''-8- dovođenje topline putem dodatnog izmjenjivača topline,

8-4"- ekspanzija u niskotlačnoj turbini NT-T,

4"-1- odvođenje topline putem hladnjaka radnog medija.

Radni medij se komprimira s tlaka p_1 na tlak p_5'' pomoću niskotlačnog turbokompresora NT-K pri čemu kompresor utroši specifični rad :

$$w_{NT-K} = h_5'' - h_1 = c_{p5''}T_5'' - c_{p1}T_1 \quad (5.58)$$

Zatim se radnom mediju odvodi toplina putem međuhladnjaka pri konstantnom tlaku $p_5'' = const.$ pri čemu je količina odvedene specifične topline jednaka:

$$q_{odv,MH} = h_5'' - h_6 = c_{p5''}T_5'' - c_{p6}T_6 \quad (5.59)$$

Ohlađeni radni medij se komprimira u visokotlačnom turbokompresoru VT-T s tlaka p_6 na tlak p_2'' pri čemu turbokompresor utroši specifični rad:

$$w_{VT-K} = h_2'' - h_6 = c_{p2''}T_2'' - c_{p6}T_6 \quad (5.60)$$

Nakon kompresije slijedi dovođenje topline u zagrijaču do temperature T_3 , količina specifične dovedene topline jednaka je:

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_2'' = c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_2'' \quad (5.61)$$

Radni medij temperature T_3 ulazi u visokotlačnu turbinu gdje ekspandira na tlak p_7'' pri čemu se dobiva specifični rad:

$$w_{VT-T} = h_3 - h_7'' = c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_7'' \quad (5.62)$$

Nakon ekspanzije u visokotlačnoj turbini, radnom mediju se dovodi toplina u dodatnom izmjenjivaču topline pri konstantnom tlaku $p_7'' = const.$ te je količina specifične dovedene topline jednaka :

$$q_{dov,Dodatni IT} = h_8 - h_7'' = c_{p8}T_8 - c_{p7''}T_7'' \quad (5.63)$$

Zatim slijedi ekspanzija u niskotlačnoj turbini NT-T do tlaka p_1 i temperature T_4'' pri čemu se dobiva specifični rad:

$$w_{NT-T} = h_8 - h_4'' = c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_4'' \quad (5.64)$$

Nakon ekspazije u niskotlačnoj turbini, radni medij se hladi u hladnjaku pri konstantnom tlaku $p_1 = const.$ do temperature T_1 gdje se proces ponavlja. Odvedena specifična toplina putem hladnjaka jednaka je:

$$q_{odv,IT2} = h_{4''} - h_1 = c_{p4''}T_{4''} - c_{p1}T_1 \quad (5.65)$$

Specifični korisni rad proizveden u plinskoturbinskom postrojenju biti će:

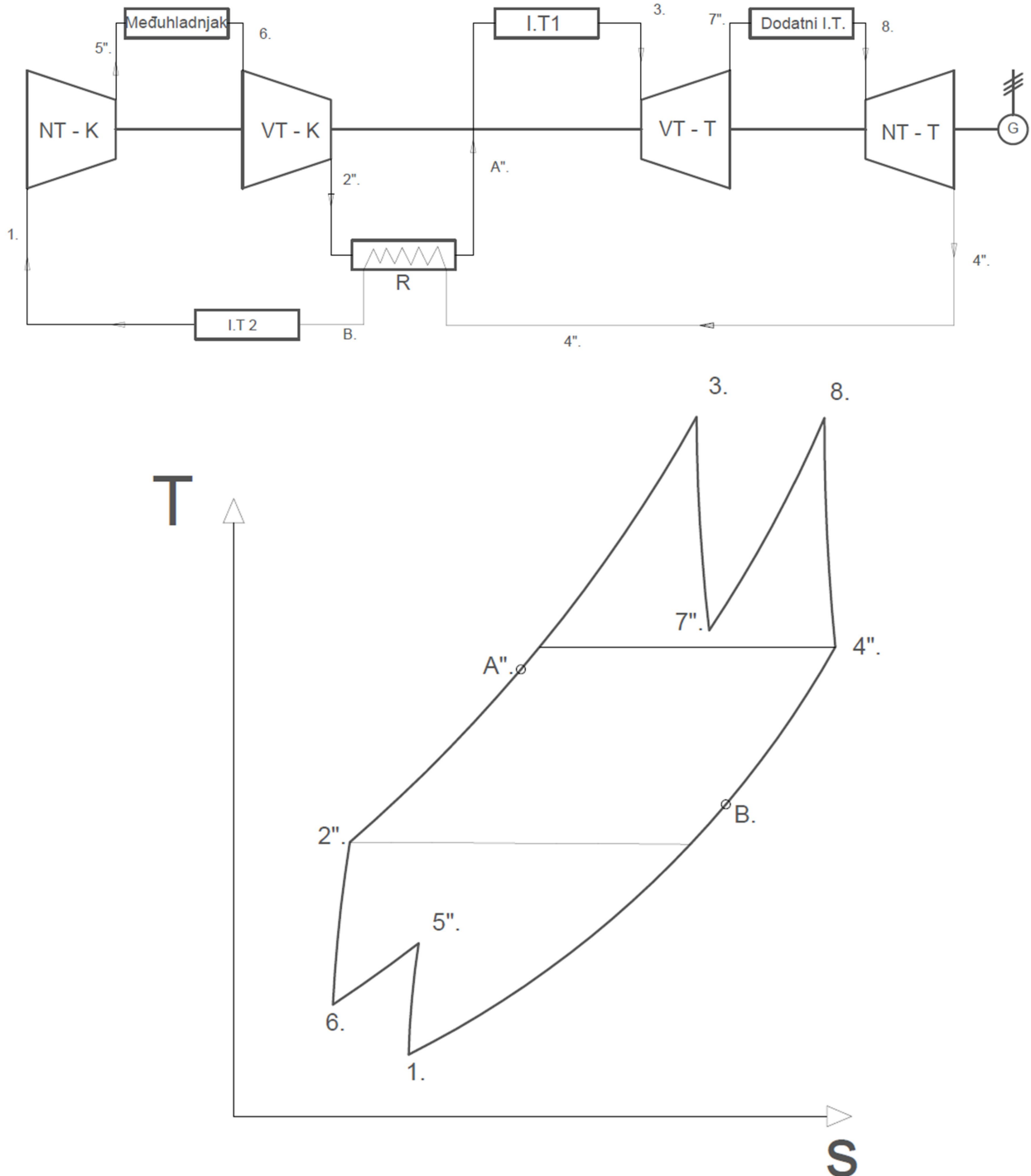
$$\begin{aligned} w_{kor} = w_T - w_K &= [(w_{VT-T} + w_{NT-T}) - (w_{VT-K} + w_{NT-K})] = \\ &= \{[(h_3 - h_{7''}) + (h_8 - h_{4''})] - [(h_{2''} - h_6) + (h_{5''} - h_1)]\} = \\ &= \{[(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) + (c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_{4''})] - [(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) + (c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1)]\} \end{aligned} \quad (5.66)$$

Termički stupanj iskoristivosti ovakvog procesa glasiti će :

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1} + q_{dov,Dodatni IT}} = \frac{w_T - w_K}{[(h_3 - h_{2''}) + (h_8 - h_{7''})]} \quad (5.67)$$

5.8. Zatvoreni sustav sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorskom

Shema i T-s dijagram procesa plinskoturbinskog postrojenja sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorskom prikazani su na slici 5.8.



Slika 5.8. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorskom

Linije u dijagramu predstavljaju sljedeće procese:

1-5“- kompresija radnog medija u niskotlačnom turbokompresoru,

5“-6- odvođenje topline pri konstantnom tlaku u međuhladnjaku,

6-2“- kompresija radnog medija u visokotlačnom turbokompresoru,

2“-A“ - zagrijavanje radnog medija u regeneratorsu R,

A“-3 – dovođenje topline u „zagrijaču“ odnosno izmjenjivaču topline I.T1,

3-7“ - ekspanzija u visokotlačnoj turbini VT-T,

7“-8 - dovođenje topline u dodatnom izmjenjivaču topline,

8-4“ - ekspanzija u niskotlačnoj turbini NT-T,

4“-B – odvođenje topline u regeneratorsu R,

B-1 – hlađenje radnog medija u „hladnjaku“ odnosno izmjenjivaču topline I.T2.

Radni medij se komprimira s tlaka p_1 na tlak p_5'' pomoću niskotlačnog turbokompresora NT-K pri čemu se utroši specifični rad:

$$w_{NT-K} = h_5'' - h_1 = c_{p5''}T_5'' - c_{p1}T_1 \quad (5.68)$$

Slijedi odvođenje topline u međuhladnjaku pri konstantnom tlaku $p_5'' = const.$, specifična odvedena toplina jednaka je:

$$q_{odv,MH} = h_5'' - h_6 = c_{p5''}T_5'' - c_{p6}T_6 \quad (5.69)$$

Nakon hlađenja radnog medija u međuhladnjaku slijedi kompresija istog u visokotlačnom turbokompresoru VT-K s tlaka p_6 na tlak p_2'' pri čemu se utroši rad:

$$w_{VT-K} = h_2'' - h_6 = c_{p2''}T_2'' - c_{p6}T_6 \quad (5.70)$$

Radnom mediju se potom dovodi toplina pri konstantnom tlaku u regeneratorsu R pri čemu mu se mijenja temperatura s T_2'' na T_A'' a specifična dovedena toplina jednaka je:

$$q_{dov,reg} = h_A'' - h_2'' = c_{pA''}T_A'' - c_{p2''}T_2'' \quad (5.71)$$

Ostatak topline se dovodi preko zagrijača I.T1 kako bi se postigli potrebni parametri za ulaz u turbinu, količina specifične dovedene topline preko izmjenjivača topline jednaka je:

$$q_{dov,IT1} = h_3 - h_{A''} = c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''} \quad (5.72)$$

Kad su se postigli potrebni parametri, radni medij odlazi u visokotlačni dio turbine VT-T gdje ekspanzira s tlaka p_3 i temperature T_3 na tlak $p_{7''}$ i temperaturu $T_{7''}$, pri čemu se dobije specifični rad:

$$w_{VT-T} = h_3 - h_{7''} = c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.73)$$

Zatim se ekspanziranom radnom mediju se dovodi specifična toplina pri konstantnom tlaku u dodatnom izmjenjivaču topline pa mu se temperatura mijenja s $T_{7''}$ na T_8 , dok je dovedena količina specifične topline jednaka :

$$q_{dov,Dodatni IT} = h_8 - h_{7''} = c_{p8}T_8 - c_{p7''}T_{7''} \quad (5.74)$$

Preostali radni medij ekspanzira u niskotlačnoj turbini NT-T do tlaka p_1 i temperature T_4'' pri čemu se proizvodi specifični rad:

$$w_{NT-T} = h_8 - h_{4''} = c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_{4''} \quad (5.75)$$

Nakon ekspanzije u turbini, radnom mediju se oduzima preostala potrebna količina topline kako bi se dovela nadolazećem mediju na ulazu u regenerator R, količina specifične topline koja se oduzima preko regeneratora R iznosi:

$$q_{odv,reg} = h_{4''} - h_B = c_{p4''}T_{4''} - c_{pB}T_B \quad (5.76)$$

Na posljetku se radnom mediju odvodi toplina po konstantnom tlaku pomoću hladnjaka do temperature T_1 i tlaka p_1 . Količina odvedene specifične topline iznosi:

$$q_{odv,IT2} = h_B - h_1 = c_{pB}T_B - c_{p1}T_1 \quad (5.77)$$

Specifični korisni rad proizveden ovakvim procesom biti će:

$$\begin{aligned} w_{kor} = w_T - w_K &= [(w_{VT-T} + w_{NT-T}) - (w_{VT-K} + w_{NT-K})] = \\ &= \{[(h_3 - h_{7''}) + (h_8 - h_{4''})] - [(h_{2''} - h_6) + (h_{5''} - h_1)]\} = \\ &= \{[(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) + (c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_{4''})] - [(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) + (c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1)]\} \end{aligned} \quad (5.78)$$

dok će stupanj iskoristivosti procesa biti jednak:

$$\eta_T = \frac{w_{kor}}{q_{dov,IT1} + q_{dov,Dodatni IT}} = \frac{w_T - w_K}{[(h_3 - h_{A''}) + (h_8 - h_{7''})]} \quad (5.79)$$

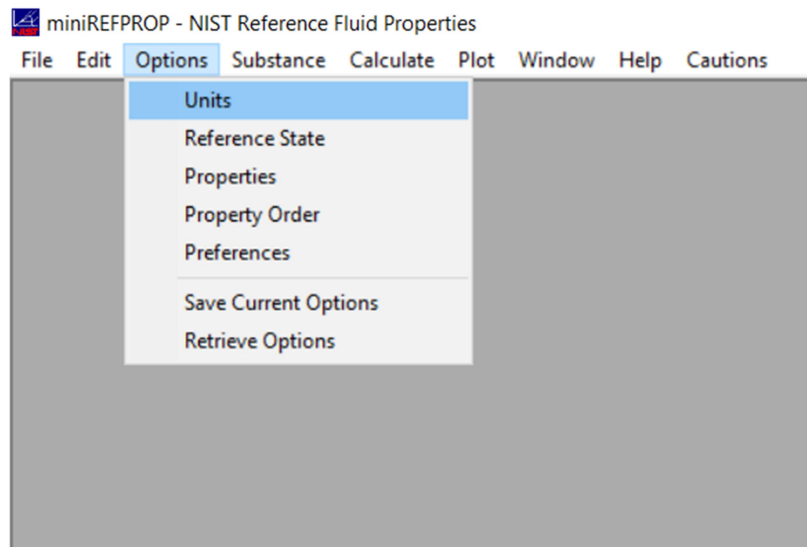
6. Prikaz rezultata i usporedba radnih parametara

U ovom poglavlju biti će prikazane karakteristične točke procesa te njihovi radni parametri na bazi kojih se dobivaju rezultati za usporedbu različitih nadogradnji postrojenja. Usporedbe će biti prikazane tako da će se prvo usporediti određena nadogradnja plinske turbine sa svakim radnim medijem posebno, a zatim će se pojedini radni medij usporediti sa svim nadogradnjama plinske turbine.

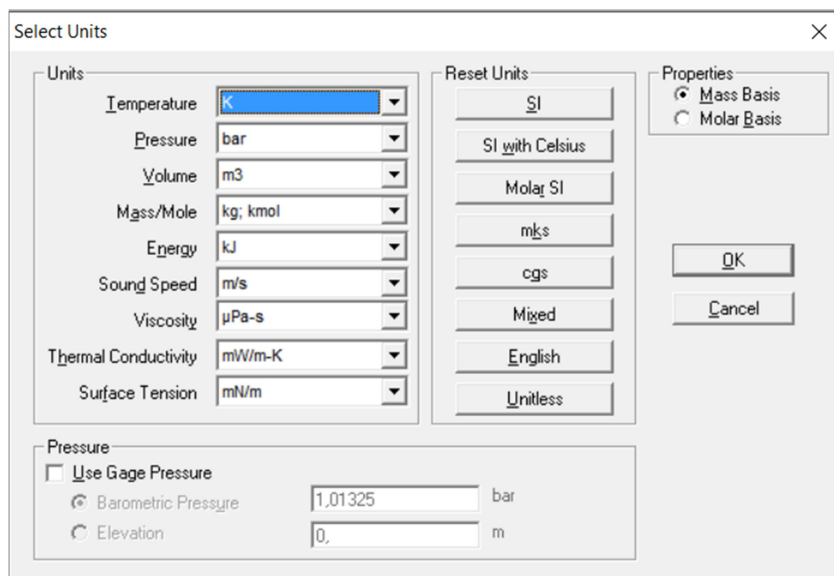
6.1. REFPROP- NIST

Kako bi dobili sve odgovarajuće radne parametre (tlakove i temperature) za svaku točku procesa zatvorenog sustava plinskoturbinskog postrojenja, koristio se program „REFPROP“. REFPROP odnosno „REFerence fluid PROPerities“ je program kojeg je razvio Nacionalni institut za standarde i tehnologiju (NIST) a izračunava transportna i termodinamička svojstva industrijski važnih fluida i njihovih smjesa. Ova se svojstva mogu prikazati u tablicama i dijagramima putem grafičkog korisničkog sučelja a također su dostupni putem proračunskih tablica. Program se temelji na najpreciznijim modelima za čiste tvari i njihove smjese a implementirana su tri različita modela za termodinamička svojstva čistih tvari, jednačbe stanja izražene su u Helmholtzovoj energiji, modificiranoj Benedict-Webb-Rubinovu jednačbi stanja i proširenom modelu odgovarajućih stanja (ECS). Izračuni za smjesu tvari koriste model koji primjenjuje pravila miješanja na Helmholtzovu energiju komponenti smjese, koristi se funkcija odstupanja kako bi se objasnilo odstupanje od idealnog miješanja. Viskoznost i toplinska vodljivost modeliraju se korelacijama specifičnim za tvari, ECS metodom ili u nekim slučajevima metodom teorije trenja [11].

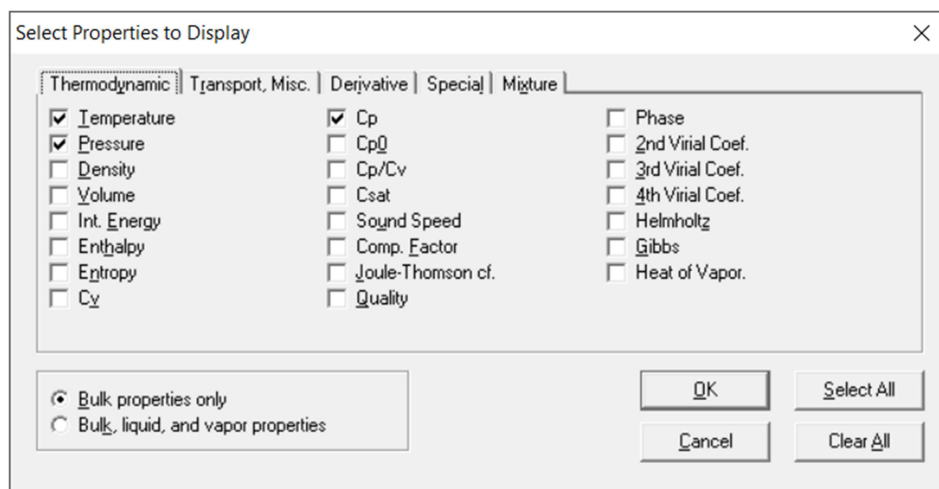
Na početku određivanja specifičnog toplinskog kapaciteta karakterističnih točaka procesa potrebno je na glavnom sučelju programa u opcijama odabrati „Units“ (slika 6.1) prilikom kojeg se otvara prozor u kojem se definiraju mjerne jedinice za temperaturu, tlak, energiju i druge stavke (slika 6.2). Temperatura će biti izražena u Kelvinima (K), tlak u bar-ima (bar) a energija u kilojoulima (kJ). Kada smo definirali mjerne jedinice, potrebno je u opcijama odabrati „Properties“ (slika 6.3) gdje će se otvoriti prozor u kojem se mogu odabrati različite stavke kao što su temperatura, tlak, gustoća, volumen, entalpija, entropija, specifični toplinski kapacitet i druge, za potrebe ovog slučaja odabiru se samo temperatura, tlak i specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku.



Slika 6.1. Sučelje programa REFPROP

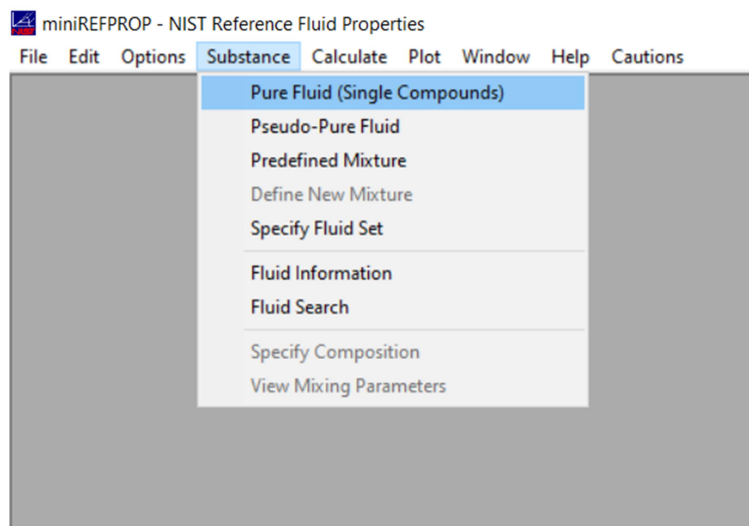


Slika 6.2. Definiranje mjernih jedinica u programu REFPROP

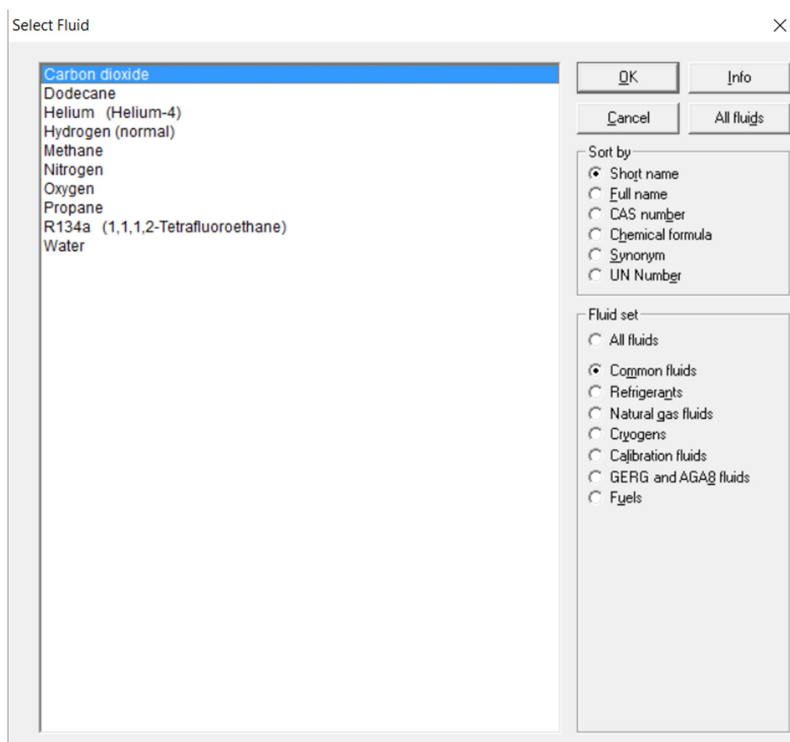


Slika 6.3. Definiranje svojstava za prikaz u programu REFPROP

Nakon što su se definirale mjerne jedinice i stavke koje će se koristiti u proračunu, potrebno je odabrati opciju „Substance“ (slika 6.4) gdje se odabire prva stavka odnosno „Pure fluid“ pošto su radni mediji u ovom slučaju čisti fluidi. Odabirom stavke „Substance“ otvara se novi prozor u kojem se mogu vidjeti svi radni mediji (slika 6.5) koji stoje na raspolaganju za korištenje. U ovom primjeru biti će prikazan samo slučaj za CO₂ odnosno ugljikov dioksid pošto je princip proračuna potrebnih točaka za ostale fluide korištene u ovom radu isti.

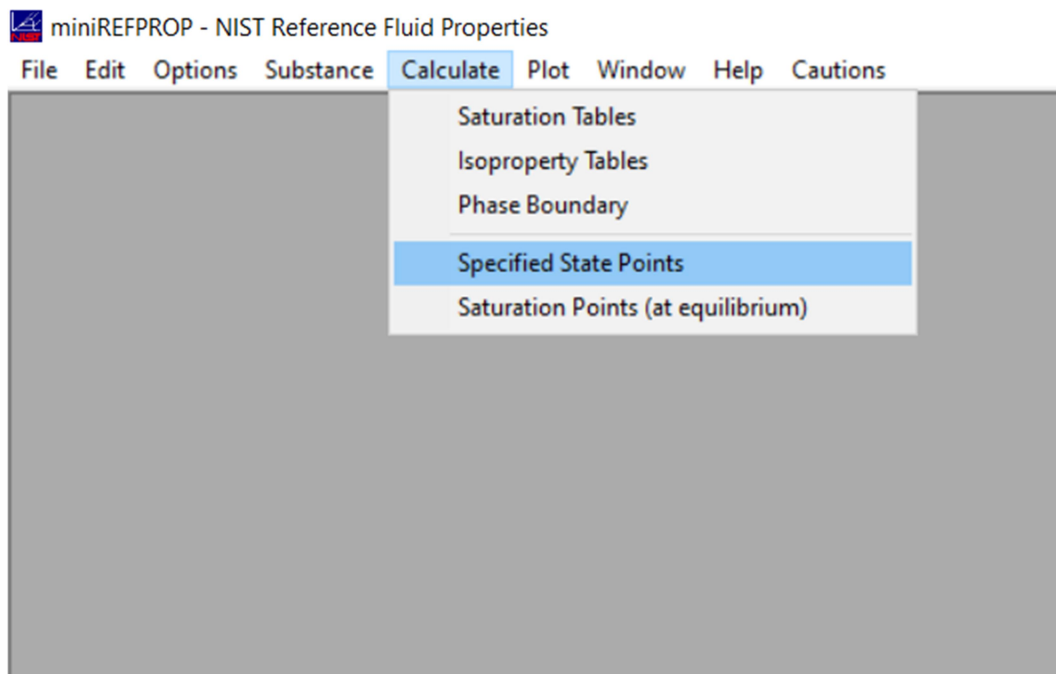


Slika 6.4. Sučelje programa REFPROP u kartici Substance

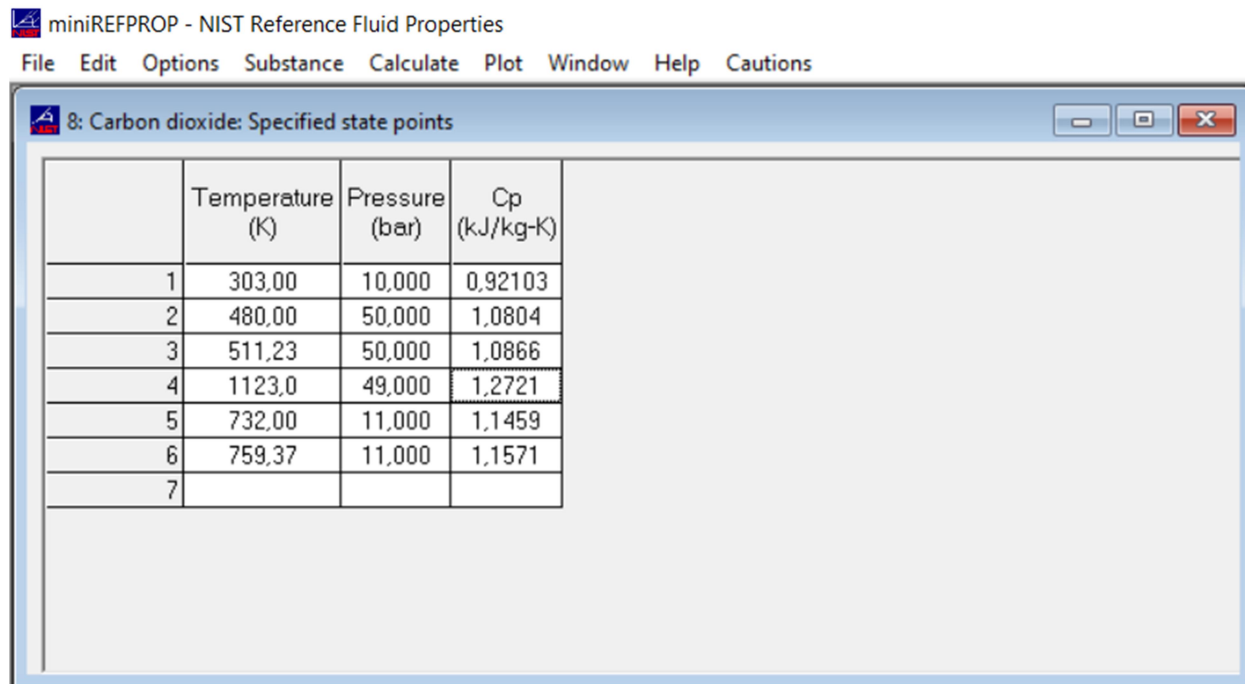


Slika 6.5. Odabir fluida u programu REFPROP

Na posljetku se mogu proračunati karakteristične točke procesa tako da u glavnom sučelju programa odaberemo stavku „Calculate“ (slika 6.6) te zatim odaberemo „Specified state points“ nakon kojeg će se otvoriti tablica u koju možemo upisati temperaturu i tlak za određenu točku procesa, a program će proračunati vrijednost specifičnog toplinskog kapaciteta na osnovu unesenih podataka (slika 6.7).



Slika 6.6. Sučelje programa REFPROP u kartici Calculate

The image shows a screenshot of the miniREFPROP software interface. The title bar reads "miniREFPROP - NIST Reference Fluid Properties". The menu bar includes "File", "Edit", "Options", "Substance", "Calculate", "Plot", "Window", "Help", and "Cautions". A window titled "8: Carbon dioxide: Specified state points" is open, displaying a table with the following data:

	Temperature (K)	Pressure (bar)	Cp (kJ/kg-K)
1	303,00	10,000	0,92103
2	480,00	50,000	1,0804
3	511,23	50,000	1,0866
4	1123,0	49,000	1,2721
5	732,00	11,000	1,1459
6	759,37	11,000	1,1571
7			

Slika 6.7. Proračun karakterističnih točaka procesa u programu REFPROP – CO₂

6.2. Prikaz rezultata osnovnog zatvorenog sustava

Prije početka proračuna u tablici 6.1. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta za svaku točku procesa dobivenih pomoću programa REFPROP. Treba napomenuti kako se svaki proračun radio sa četiri radna medija, CO₂, N, He i Ar. Prilikom proračuna za sve radne medije u svakom procesu su zadržani isti tlakovi radnih točaka procesa ali se mijenjaju temperature ovisno o karakteristikama radnih medija.

Tablica 6.1. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za osnovni zatvoreni sustav

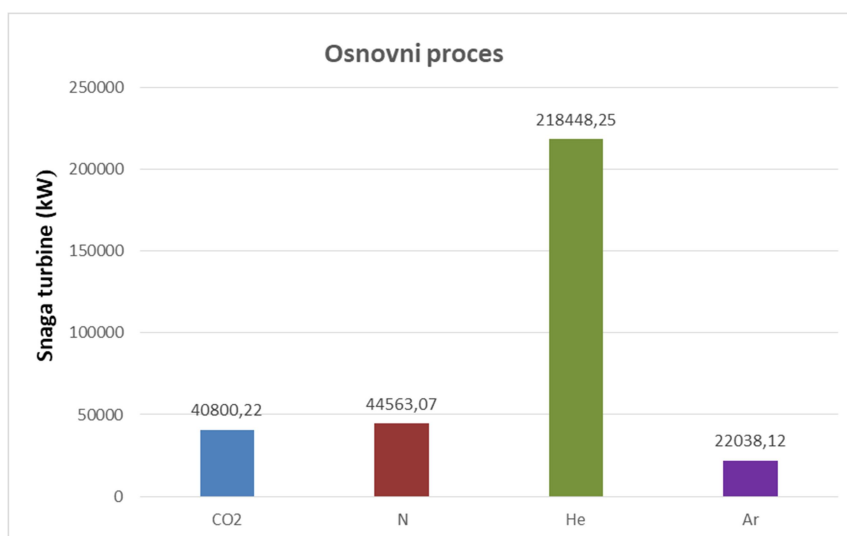
	Tlak (bar)	Temperatura -CO ₂ (K)	CO ₂ - cp (kJ/kgK)	Temperatura -N (K)	N - cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	303	1,0556
2.	50	435	1,0806	480	1,0786
2“.	50	458,3	1,0787	511,23	1,0799
3.	49	1123	1,2721	1123	1,1944
4.	11	802,6	1,1739	732	1,1078
4“.	11	825	1,1821	759,37	1,1143
	Tlak (bar)	Temperatura -He (K)	He - cp (kJ/kgK)	Temperatura -Ar (K)	Ar - cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	303	0,52
2.	50	574,5	5,1904	578	0,52
2“.	50	622,41	5,1903	626,5	0,52
3.	49	1123	5,1909	1123	0,52
4.	11	620	5,1925	616,7	0,52
4“.	11	655,21	5,1925	652,1	0,52

Po uzoru na prethodno napisane jednadžbe za osnovni proces zatvorenog sustava plinkoturbinskog postrojenja, u nastavku slijedi prikaz rezultata takvog procesa s različitim radnim medijima.

Kako je prethodno navedeno, maseni protok radnog medija \dot{m} kroz cijeli sustav i sve nadogradnje iznosi 90 kg/s te koristeći izraz (5.5) za dobiveni rad turbine dolazimo do razvijene snage turbine, pa slijedi:

$$P_T = \dot{m}(h_3 - h_{4''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_{4''}) \quad (6.1)$$

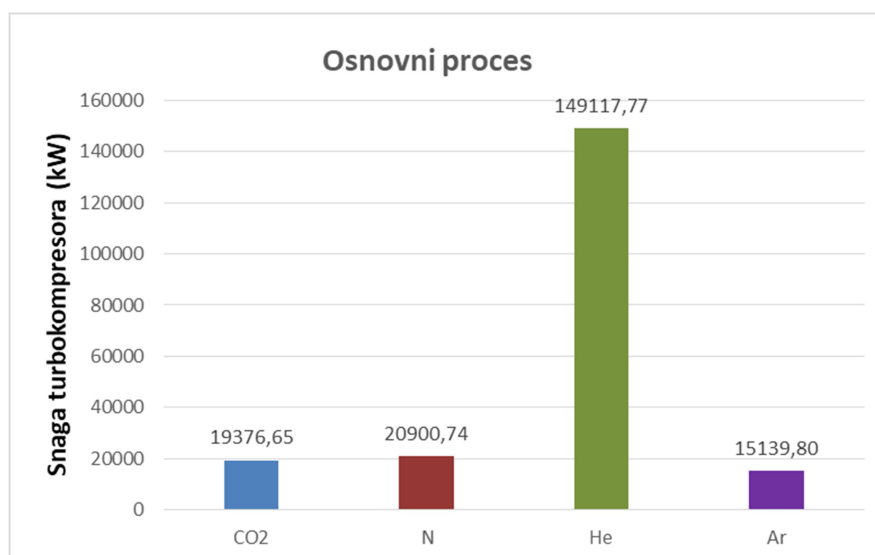
Pomoću izraza (6.1) dolazimo do razvijenih snaga turbine s različitim radnim medijima pod uvjetom da se prilikom proračuna snaga za određeni radni medij koristi prikladan specifični toplinski kapacitet iz tablice 6.1. U nastavku se mogu vidjeti rezultati dobiveni ovim izrazom.



Slika 6.8. Snage turbine osnovnog procesa u zatvorenom sustavu

Kao što prikazuje slika 6.8. može se vidjeti da najveću snagu razvija turbina s helijem kao radnim medijem dok najmanju ona koja radi s argonom. Dalje, pomoću izraza (5.6) te masenog protoka možemo izračunati utrošenu snagu za pogon kompresora:

$$P_K = \dot{m}(h_2'' - h_1) = \dot{m}(c_{p2}T_2'' - c_{p1}T_1) \quad (6.2)$$

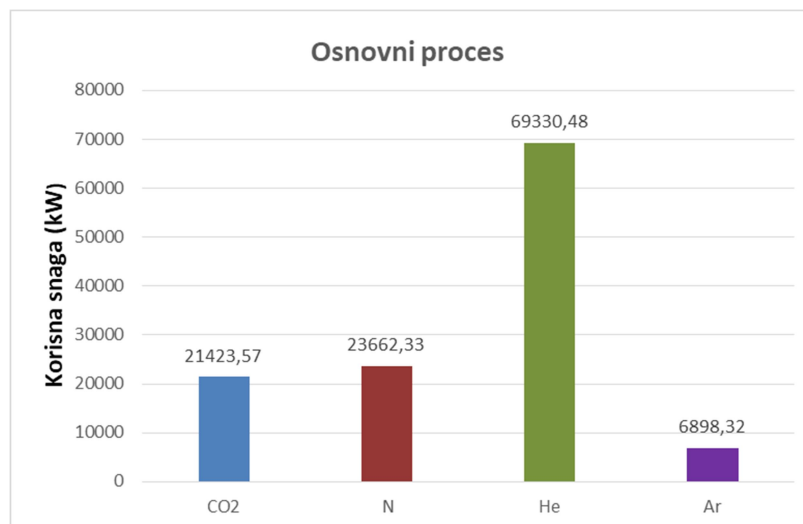


Slika 6.9. Snage kompresora osnovnog procesa u zatvorenom sustavu

Najveću snagu troši kompresor čiji je helij radni medij dok kompresor s argonom kao radnim medijem troši najmanju, nakon njega slijede ugljikov dioksid i dušik.

Nakon prikazanih snaga turbina i kompresora slijedi njihova razlika, odnosno „korisna snaga“ koja se predaje potrošaču mehaničke energije. Pomoću izraza (6.1) i (6.2) dolazimo do izraza za korisnu snagu koja glasi:

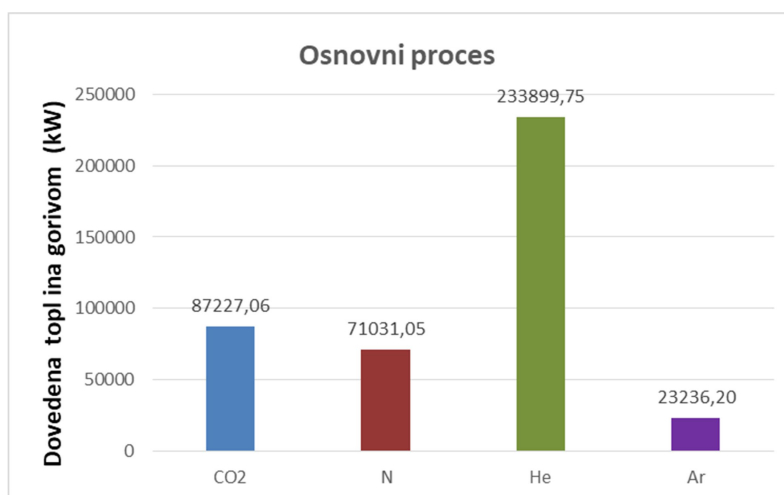
$$\begin{aligned}
 P_{kor} &= P_T - P_K = (\dot{m}(h_3 - h_{4''}) - \dot{m}(h_{2''} - h_1)) = \\
 &= \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_{4''}) - \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p1}T_1)
 \end{aligned}
 \quad (6.3)$$



Slika 6.10. Korisna snaga osnovnog procesa u zatvorenom sustavu

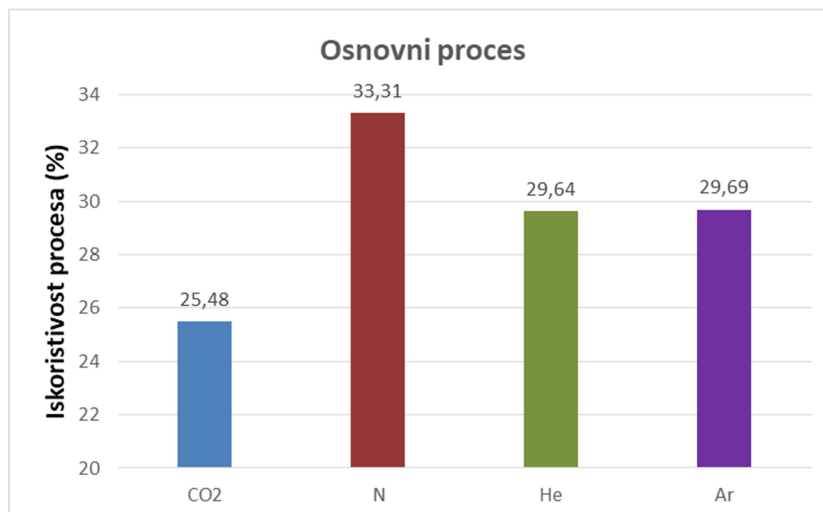
Iz slike 6.10 može se vidjeti da najveću korisnu snagu razvija postrojenje s helijem kao radnim medijem. Zatim slijedi dovedena toplina u sustav gorivom, koristeći se izrazom (5.8) za dovedenu specifičnu toplinu u sustav i masenim protokom radnog medija kroz sustav dolazimo do sljedećeg izraza:

$$Q_{dov} = \dot{m}(h_3 - h_{2''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_{2''})
 \quad (6.4)$$



Slika 6.11. Dovedena toplina gorivom osnovnog procesa u zatvorenom sustavu

Na posljjetku slijedi stupanj iskoristivosti procesa koji se dobio pomoću izraza (5.10).



Slika 6.12. Stupnjevi iskoristivosti za osnovni proces u zatvorenom sustavu

6.3. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s regenerатором

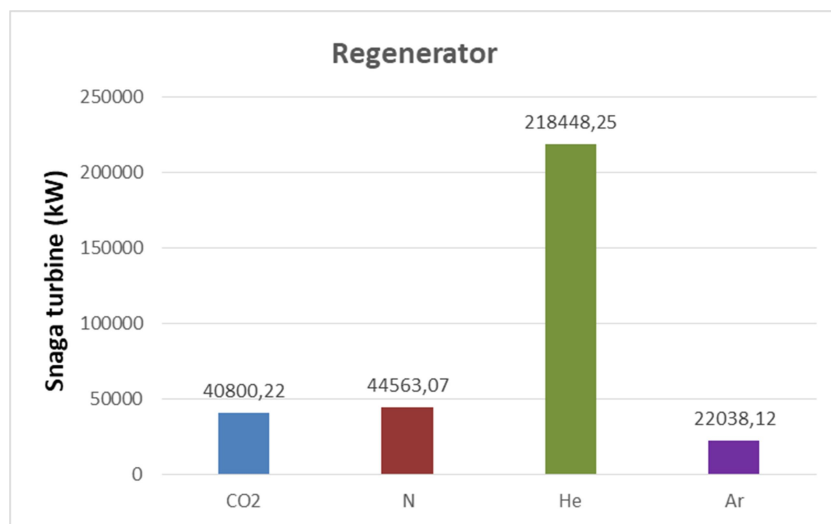
U tablici 6.2. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta karakterističnih radnih točaka za zatvoreni sustav sa regenerатором.

Tablica 6.2. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav sa regenerатором

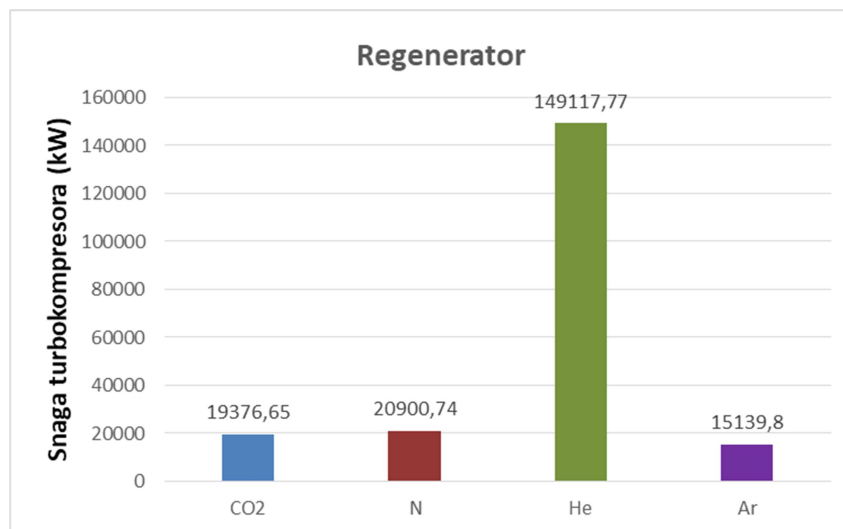
	Tlak (bar)	Temperatura – CO ₂ (K)	CO ₂ – cp (kJ/kgK)	Temperatura - N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	303	1,0556
2“.	50	458,3	1,0787	511,23	1,0799
A“.	50	751,66	1,1707	709,74	1,1106
3.	49	1123	1,2721	1123	1,1944
4“.	11	825	1,1821	759,37	1,1143
	Tlak (bar)	Temperatura – He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Temperatura - Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	303	0,52
2“.	50	622,41	5,1903	626,5	0,52
A“.	50	648,65	5,1903	647	0,52
3.	49	1123	5,1909	1123	0,52
4“.	11	655,21	5,1925	652,1	0,52

Kao što je ranije spomenuto, ugradnjom regeneratora u zatvoreni sustav plinskoturbinskog postrojenja ne postiže se veća izlazna snaga turbine niti manji utrošeni rad turbokompresora. Ono čime regenerator doprinosi sustavu je mogućnost iskorištavanja otpadne topline koja se nije uspjela iskoristiti u zadnjim stupnjevima turbine i inače bi bila predana u okoliš ili u ovom slučaju predana rashladnoj vodi u hladnjaku sustava. Iz tog razloga, snaga turbine kao i snaga kompresora te na kraju korisna snaga ostaje ista kao u sustavu bez regeneratora ali dolazi do promjene potrebne dovedene topline u sustav gorivom kako bi se postigli traženi parametri što na kraju pozitivno utječe na stupanj korisnosti procesa.

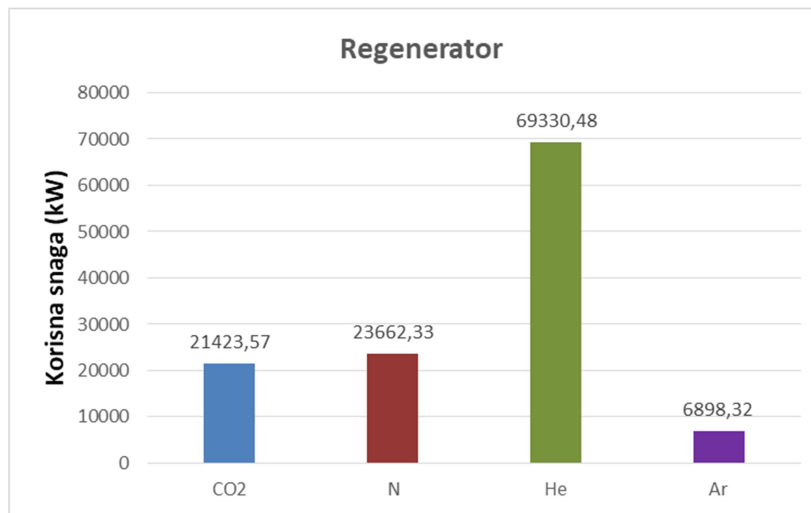
Kao što je vidljivo iz slika 6.13., 6.14. i 6.15. razvijene snage turbine i turbokompresora, kao i korisna snaga za zatvoreni sustav sa regeneratorom ostaju nepromijenjene u odnosu na osnovni sustav.



Slika 6.13. Snage turbine zatvorenog sustava s regeneratorom



Slika 6.14. Snage turbokompresora zatvorenog sustava s regeneratorom



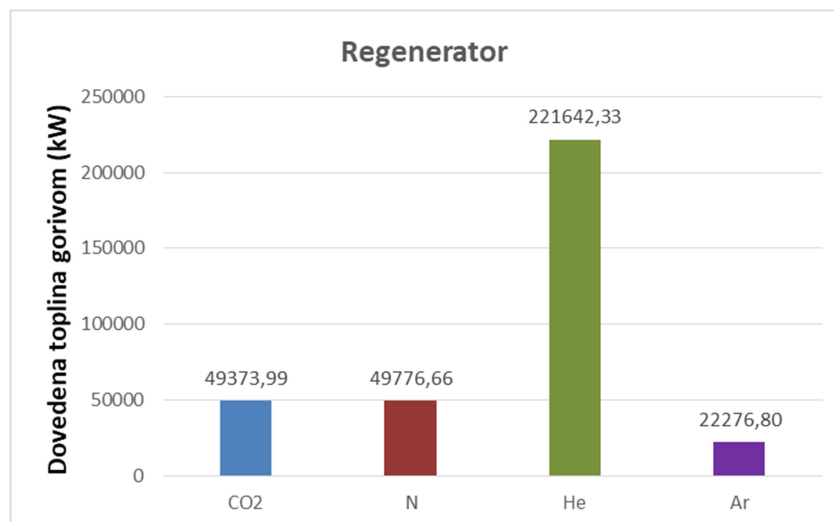
Slika 6.15. Korisna snaga zatvorenog sustava s regeneratom

Do potrebne dovedene topline gorivom dolazi se uz pomoć izraza (5.17) za specifičnu dovedenu toplinu u zagrijaču sustava i masenog protoka \dot{m} . Tako izraz za dovedenu toplinu gorivom u sustav glasi:

$$Q_{dov,IT} = \dot{m}(h_3 - h_{A''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{pA}T_{A''}) \quad (6.5)$$

Dok se odvedena toplina putem hladnjaka dobiva preko izraza 5.18 i masenog protoka \dot{m} :

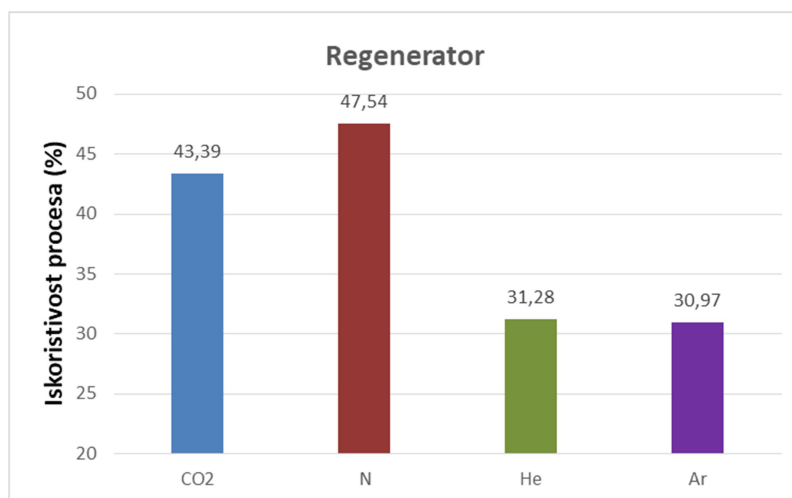
$$Q_{odv,IT2} = \dot{m}(h_B - h_1) = \dot{m}(c_{pB}T_B - c_{p1}T_1) \quad (6.6)$$



Slika 6.16. Dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s regeneratom

Na posljertku slijedi prikaz stupnja iskoristivosti sustava kod kojeg se može vidjeti znatno poboljšanje u odnosu na osnovni proces bez regeneratora za radne medije CO₂ i N, dok je povećanje iskoristivosti procesa s regeneratom vrlo malo obzirom na osnovni proces za radne medije He i Ar. Razlog tome je činjenica što je razlika temperatura na izlazu iz turbine i na

izlazu iz turbokompresora vrlo mala kod helija i argona, pa je i vrlo mali toplinski tok koji se može prenijeti u regeneratore.



Slika 6.17. Stupnjevi iskoristivosti za zatvoreni sustav sa regeneratore

6.4. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladnjakom

U tablici 6.3. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav sa međuhladnjakom.

Tablica 6.3. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s međuhladnjakom

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ -cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
5“.	14	331,01	0,95134	13	330,75	1,0571
6.	14	303	0,95554	13	303	1,0603
2“.	50	421,11	1,0846	50	470,34	1,0785
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
4“.	11	825	1,1821	11	759,37	1,1143
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52
5“.	11	316,77	5,1934	14	354,52	0,52
6.	11	303	5,1935	14	303	0,52

2 ^o .	50	553,21	5,1905	50	540,86	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
4 ^o .	11	655,21	51925	11	652,1	0,52

Snaga niskotlačnog kompresora računa se pomoću utrošenog rada potrebnog za kompresiju radnog medija iz izraza (5.20) i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{NT-K} = \dot{m}(h_{5''} - h_1) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1) \quad (6.7)$$

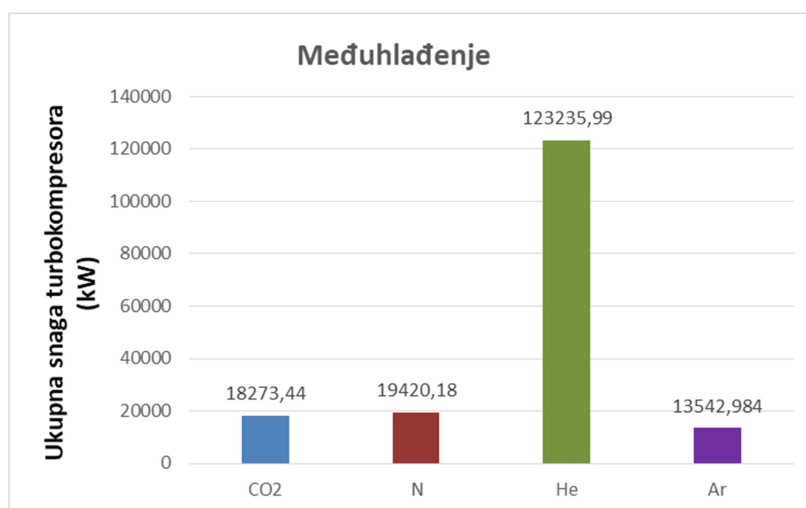
Dok snaga visokotlačnog kompresora glasi:

$$P_{VT-K} = \dot{m}(h_{2''} - h_6) = \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) \quad (6.8)$$

Ukupna snaga potrebna za kompresiju medija zbroj je snaga dvaju kompresora, niskotlačnog i visokotlačnog:

$$P_K = P_{NT-K} + P_{VT-K} \quad (6.9)$$

Slika (6.18.) prikazuje rezultate ukupnih snaga kompresora u zatvorenom sustavu s različitim radnim medijima. Može se primijetiti smanjenje potrebne snage utrošene na pokretanje kompresora u odnosu na slučaj bez međuhlađenja.



Slika 6.18. Ukupne snage turbokompresora zatvorenog sustava s međuhladnjakom

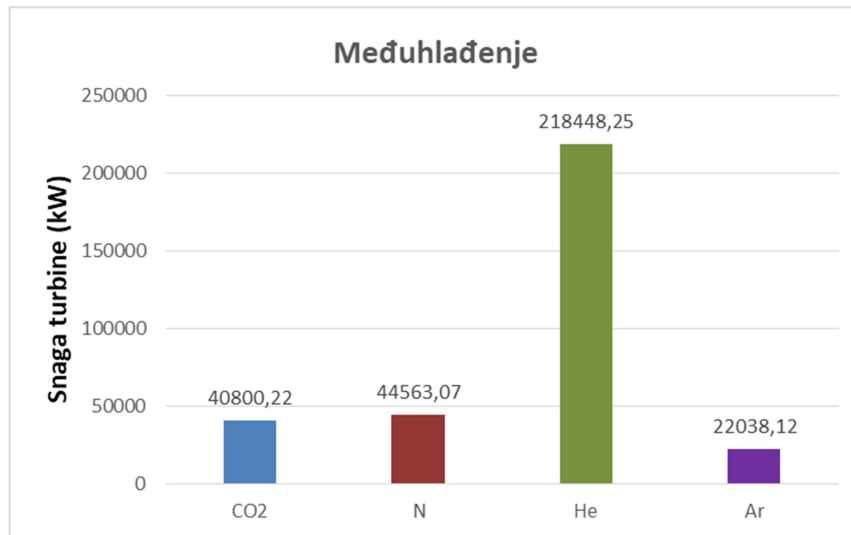
Količina odvedene topline u međuhladnjaku dobiva se pomoću izraza (5.23) i masenog protoka \dot{m} :

$$Q_{odv,MH} = \dot{m}(h_{5''} - h_6) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p6}T_6) \quad (6.10)$$

Snaga turbine u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom računa se pomoću izraza (5.25) i masenog protoka \dot{m} a glasi:

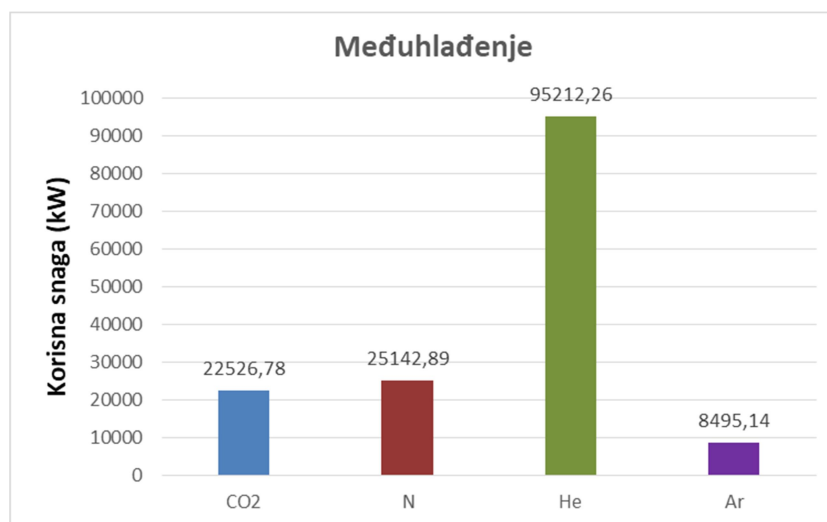
$$P_T = \dot{m}(h_3 - h_4'') = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_4'') \quad (6.11)$$

Kao što prikazuje slika 6.19. snaga koju razvija turbina ostaje ista kao u slučaju sa zatvorenim sustavom s regeneratom i klasičnim sustavom.



Slika 6.19. Snage turbine zatvorenog sustava s međuhladnjakom

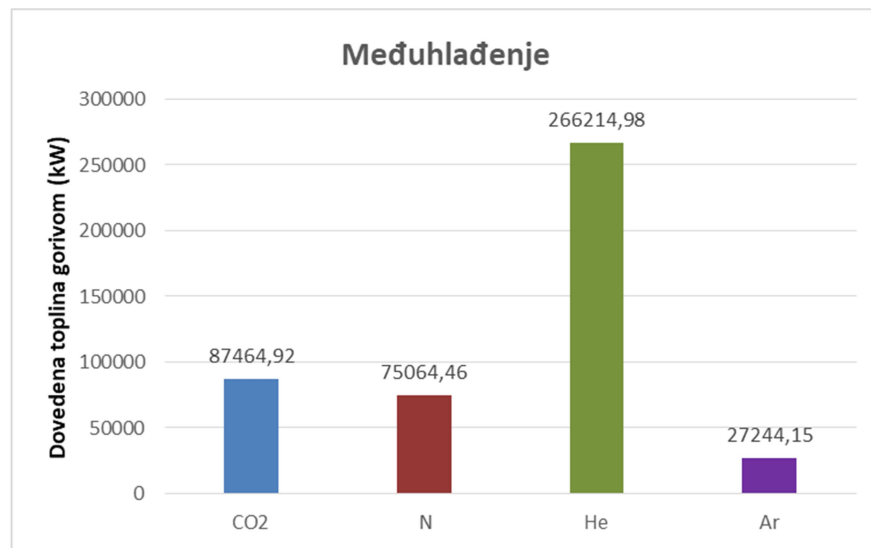
Kako je ugradnjom dodatnog turbokompresora umanjena potrebna ukupna snaga za njihov pogon, dolazi do povećanja korisne snage postrojenja kao što se može vidjeti na slici 6.20.



Slika 6.20. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom

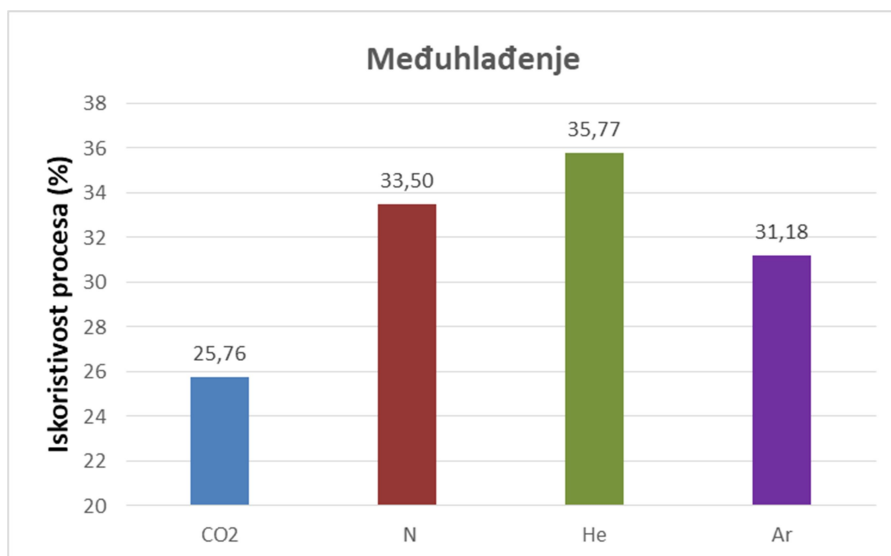
Dovedena toplina gorivom u sustavu računa se preko izraza (5.24) za specifičnu toplinu dovedenu po jednom kilogramu radnog medija pomnoženim sa masenim protokom \dot{m} te glasi:

$$Q_{dov,IT1} = \dot{m}(h_3 - h_2'') = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p2}T_2'') \quad (6.12)$$



Slika 6.21. Dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom

Na posljertku se slijedi prikaz stupnja iskoristivosti zatvorenog sustava s međuhladnjakom, kod kojeg se može primijetiti manje povećanje u odnosu na osnovni proces nego što je bio slučaj kod usporedbe osnovnog sustava i sustava s regeneratom za većinu radnih medija.



Slika 6.22. Termički stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s međuhladnjakom

6.5. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline

U tablici 6.4. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline.

Tablica 6.4. Karakteristične vrijednosti točka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ -cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
2“.	50	458,3	1,0787	50	511,23	1,0799
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
7“.	47	1113,3	1,2697	48	1116,8	1,1933
8“.	47	1523	1,3328	48	1523	1,2479
4“.	11	1128,5	1,2672	11	1031,1	1,1746
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52
2“.	50	622,41	5,1903	50	626,5	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
7“.	47	1088,2	5,191	48	1011,7	0,52
8“.	47	1523	5,1915	48	1523	0,52
4“.	11	915,6	5,1926	11	977,2	0,52

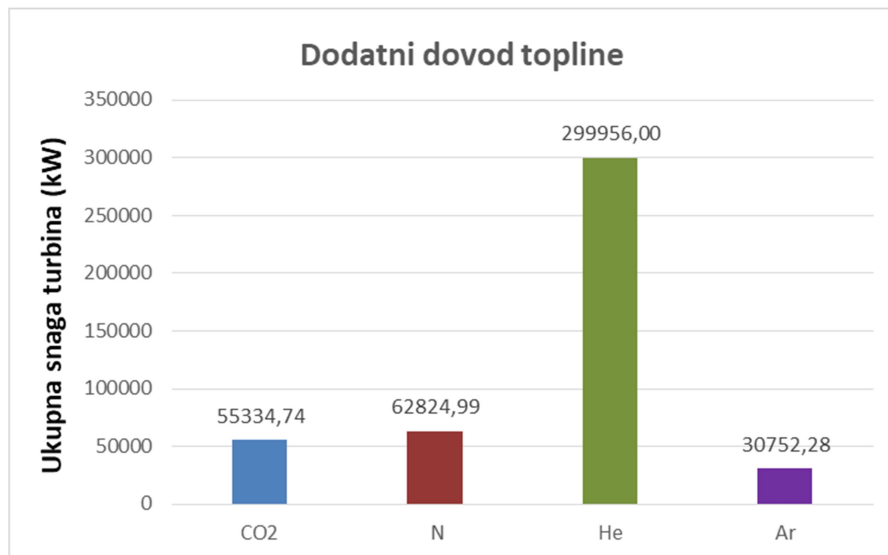
Snage visokotlačne i niskotlačne turbine računaju se pomoću izraza (5.31) odnosno (5.33) za specifični dobiveni rad i masenog protoka \dot{m} . Izraz za visokotlačnu turbinu glasi:

$$P_{VT-T} = \dot{m}(h_3 - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.13)$$

Dok je izraz za niskotlačnu turbinu:

$$P_{NT-T} = \dot{m}(h_{8''} - h_{4''}) = \dot{m}(c_{p8''}T_{8''} - c_{p4''}T_{4''}) \quad (6.14)$$

Ukupne snage koju razvijaju turbine prikazane su na slici 6.23. kao suma snaga za obje turbine.



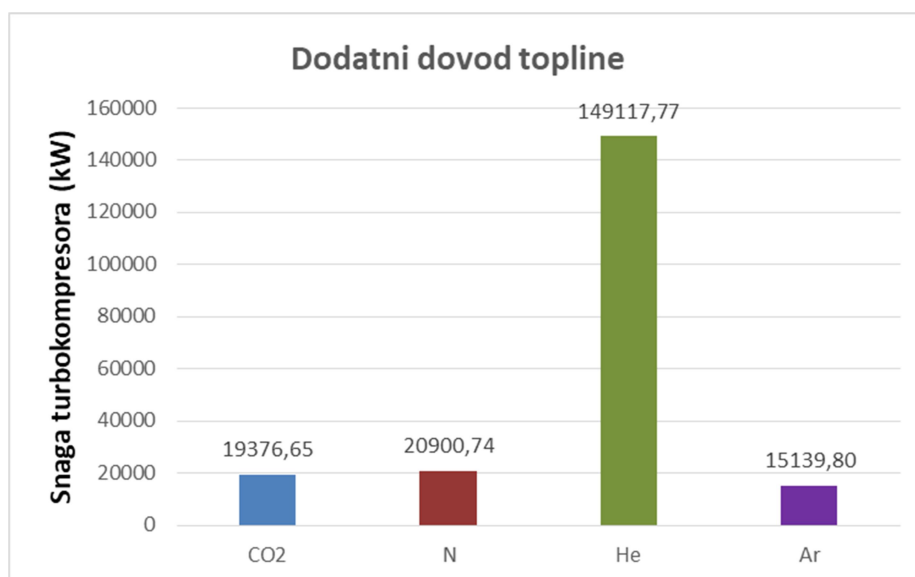
Slika 6.23. Ukupna snaga turbina zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline

Količina topline potrebna za zagrijavanje radnog medija u dodatnom izmjenjivaču topline računa se pomoću izraza (5.32) za specifičnu dovedenu toplinu u dodatni izmjenjivač topline i masenog protoka \dot{m} a glasi:

$$Q_{dov,Dodatni IT} = \dot{m}(h_{8''} - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p8''}T_{8''} - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.15)$$

Snaga kompresora (slika 6.24.) računa se pomoću izraza (5.29) za specifični utrošeni rad kompresora i maseni protok \dot{m} :

$$P_K = \dot{m}(h_{2''} - h_{1''}) = \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p1''}T_{1''}) \quad (6.16)$$



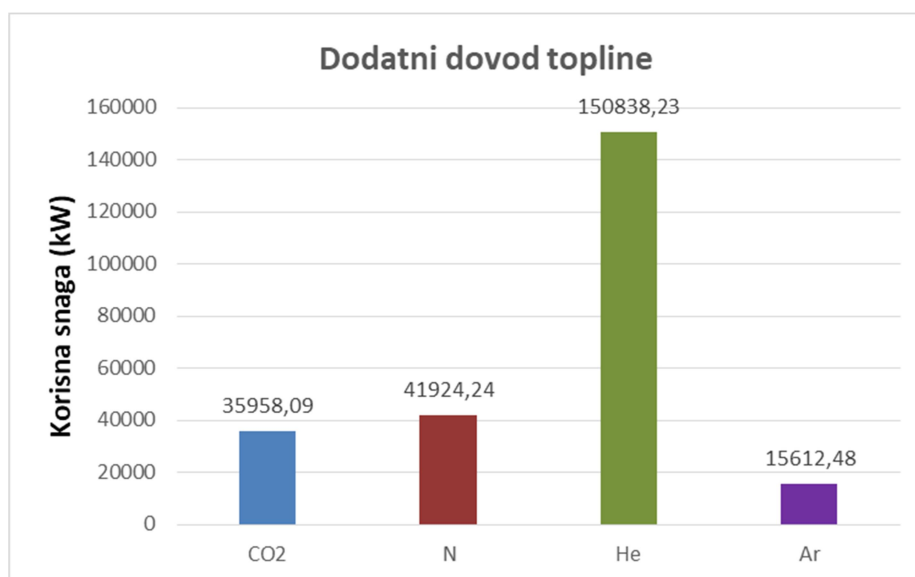
Slika 6.24. Snage kompresora zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline

Kao što se može primijetiti iz slike 6.24., snaga turbokompresora ostala je ista kao u slučaju zatvorenog sustava s regeneratom i osnovnog sustava ali došlo se je do povećanja ukupne snage postrojenja zbog ugradnje dodatne turbine. Slika 6.25. pokazuje korisnu snagu koja se dobije razlikom razvijene ukupne snage obje turbine i snage turbokompresora, čiji izraz glasi:

$$P_{kor} = P_T - P_K = (P_{VT-T} + P_{NT-}) - P_K =$$

$$[\dot{m}(h_3 - h_{7''}) + \dot{m}(h_{8''} - h_{4''})] - \dot{m}(h_{2''} - h_1) =$$

$$[\dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) + \dot{m}(c_{p8''}T_{8''} - c_{p4''}T_{4''})] - \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p1}T_1) \quad (6.17)$$

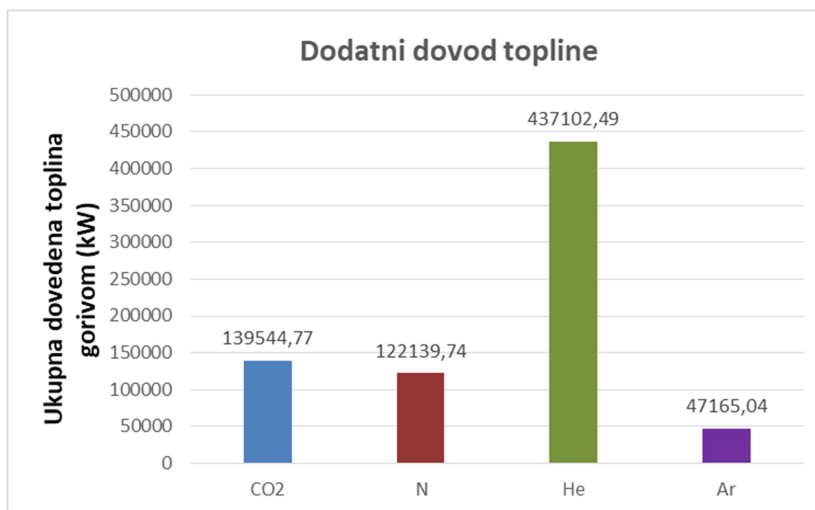


Slika 6.25. Korisna snaga zatvorenog procesa s dodatnim izmjenjivačem topline

Na slici iznad se vidi da je korisna snaga postrojenja veća od one s međuhladnjakom. Količina dovedene topline u glavni zagrijač računa se pomoću izraza (5.30) i masenog protoka \dot{m} a glasi:

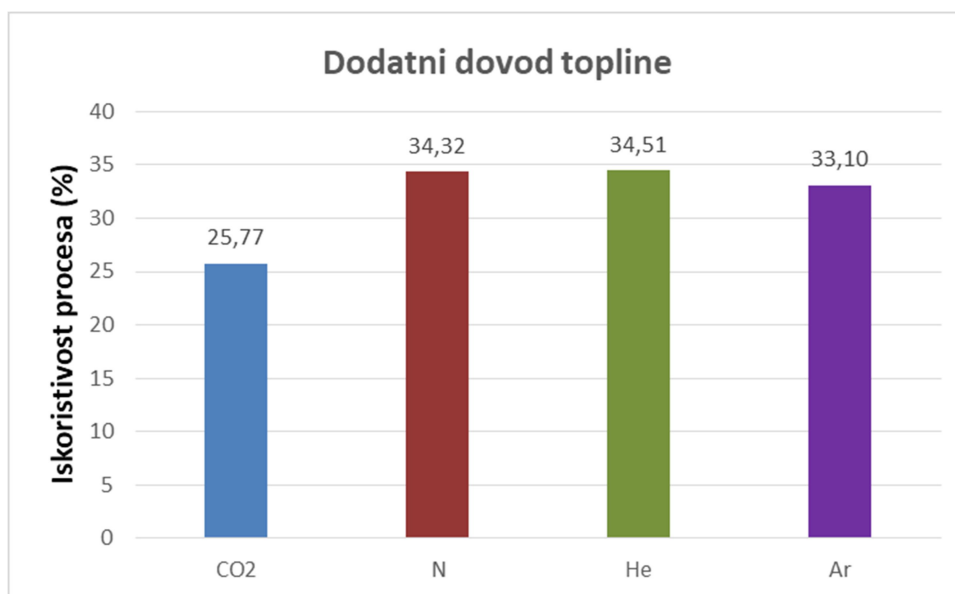
$$Q_{dov,IT} = \dot{m}(h_3 - h_{2''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_{2''}) \quad (6.18)$$

Ukupna količina dovedene topline gorivom u sustav je suma dviju dovedenih toplina, one dovedene u glavni zagrijač te one dovedene u dodatni izmjenjivač topline. Ukupna dovedena toplina gorivom u sustav prikazana je na slici 6.26.



Slika 6.26. Ukupna dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline

Na posljjetku se može prikazati termički stupanj korisnosti koji je odnos korisne snage dobivene u sustavu te ukupno dovedene topline gorivom u sustav, računa se pomoću izraza (5.37) te su rezultati vidljivi na slici 6.27.



Slika 6.27. Stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline

6.6. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladjakom i regeneratom

U tablici 6.5. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav s međuhladjenjem i regeneratom.

Tablica 6.5. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s međuhlađenjem i regeneratom

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ – cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
5“.	14	331,01	0,95134	13	330,75	1,0571
6.	14	303	0,95554	13	303	1,0603
2“.	50	421,11	1,0846	50	470,34	1,0785
A“.	50	744,22	1,1681	50	701,56	1,1089
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
4“.	11	825	1,1821	11	75937	1,1143
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52
5“.	11	316,77	5,1934	14	354,52	0,52
6.	11	303	5,1935	14	303	0,52
2“.	50	553,21	5,1905	50	540,86	0,52
A“.	50	643,81	5,1903	50	629,85	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
4“.	11	655,21	5,1925	11	652,1	0,52

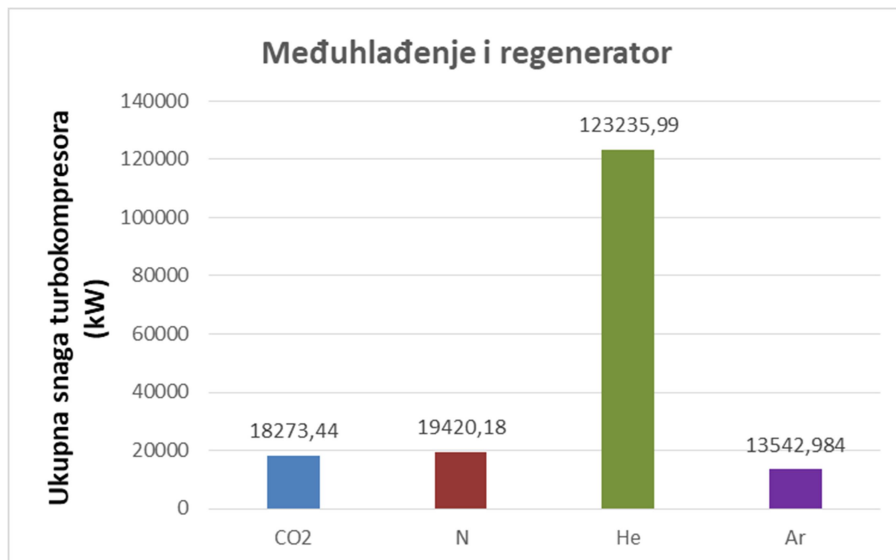
Snaga niskotlačnog turbokompresora računa se pomoću izraza (5.38) i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{NT-K} = \dot{m}(h_{5''} - h_1) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1) \quad (6.19)$$

Snaga visokotlačnog turbokompresora računa se preko izraza (5.40) i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{VT-K} = \dot{m}(h_{2''} - h_6) = \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) \quad (6.20)$$

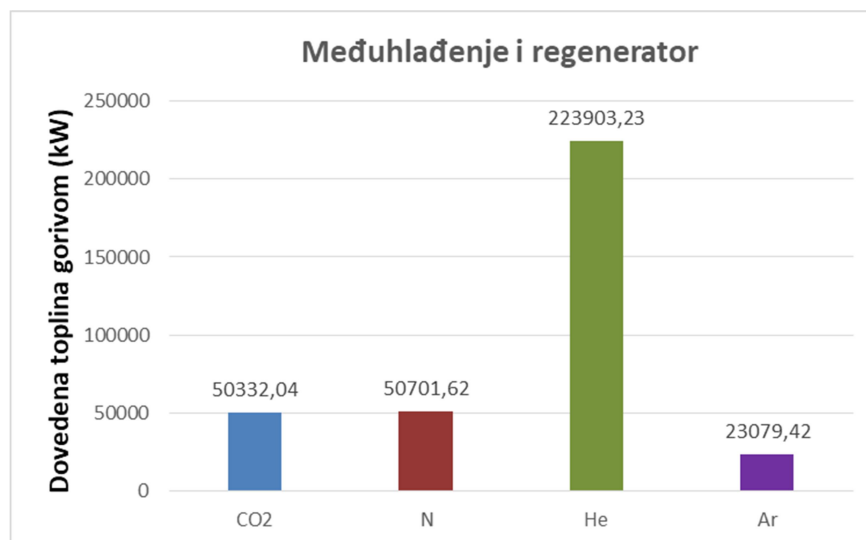
Ukupna snaga turbokompresora suma je snaga dvaju turbokompresora, prikazana za različite radne medije na slici 6.28.



Slika 6.28. Ukupna snaga turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratorom

Toplina oslobođena gorivom koja se predaje radnom mediju putem zagrijača dobiva se preko izraza (5.42) za specifičnu dovedenu toplinu po jednom kilogramu radnog medija i masenog protoka \dot{m} :

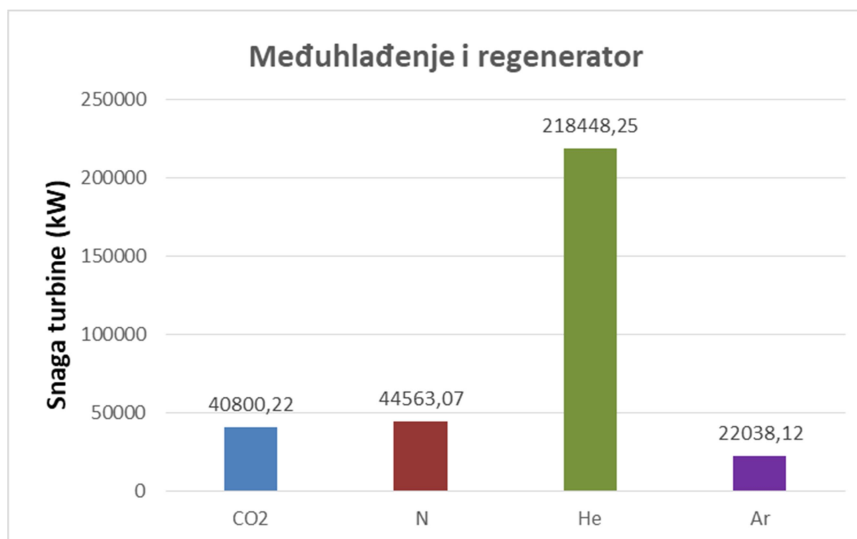
$$Q_{dov,IT} = \dot{m}(h_3 - h_{A''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''}) \quad (6.21)$$



Slika 6.29. Dovedena toplina u zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratorom

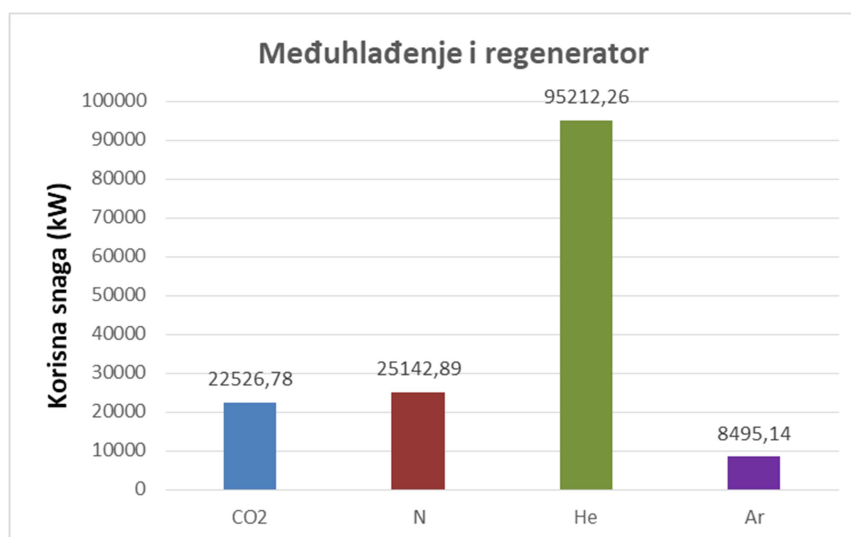
Snaga koju razvija turbina dobiva se iz izraza (5.43) za dobiveni specifični rad turbine i masenog protoka \dot{m} :

$$P_T = \dot{m}(h_3 - h_{4''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p4''}T_{4''}) \quad (6.22)$$



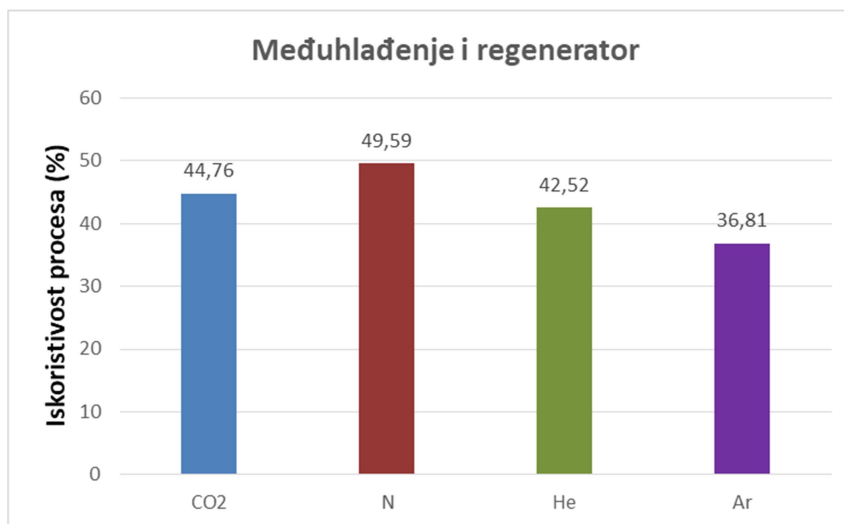
Slika 6.30. Snage turbine zatvorenog sustava s međuhlađenjem i regeneratorom

Korisna snaga postrojenja prikazana na slici 6.31. biti će ista kao u slučaju s međuhlađenjem bez regeneratora.



Slika 6.31. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratorom

Termički stupanj korisnosti zatvorenog sustava s međuhlađenjem i regeneratorom prikazan je na slici 6.32. a dobiva se kao odnos korisne snage razvijene u postrojenju i ukupno dovedene topline gorivom u proces.



Slika 6.32. Termički stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratorom

6.7. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

U tablici 6.6. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom.

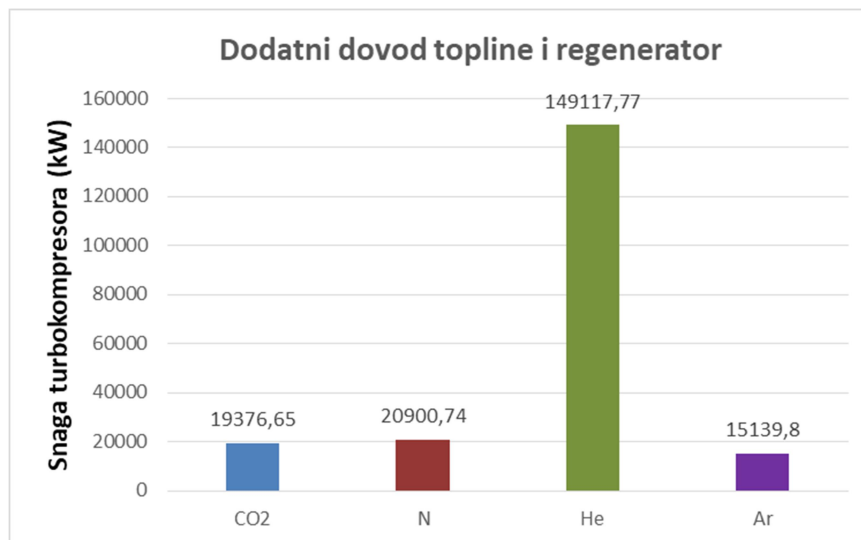
Tablica 6.6. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ – cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
2“.	50	458,3	1,0787	50	511,23	1,0799
A“.	50	994,46	1,2432	50	927,13	1,1573
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
7“	47	113,3	1,2697	48	116,8	1,1933
8.	47	1523	1,3328	48	1523	1,2479
4“	11	1128,5	1,2672	11	1031,1	1,1746
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52

2“.	50	622,41	5,1903	50	626,5	0,52
A“.	50	856,96	5,1904	50	907,06	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
7“	45	1088,2	5,191	48	1011,7	0,52
8.	45	1523	5,1915	48	1523	0,52
4“	11	915,6	5,1926	11	977,2	0,52

Snaga turbokompresora potrebna za komprimiranje radnog medija prikazana je na slici 6.33. a računa se pomoću izraza (5.48) za specifični utrošeni rad po kilogramu radnog medija i masenog protoka \dot{m} :

$$P_K = \dot{m}(h_2'' - h_1) = \dot{m}(c_{p2}T_2'' - c_{p1}T_1) \quad (6.23)$$



Slika 6.33. Snaga turbokompresora zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

Snaga visokotlačne i niskotlačne turbine računa se pomoću izraza (5.51) i (5.53) za specifični dobiveni rad po kilogramu radnog medija i masenog protoka \dot{m} a ukupna snaga koju razvija postrojenje suma je snaga dviju turbina prikazanih na slici 6.34.

Snaga visokotlačne turbine:

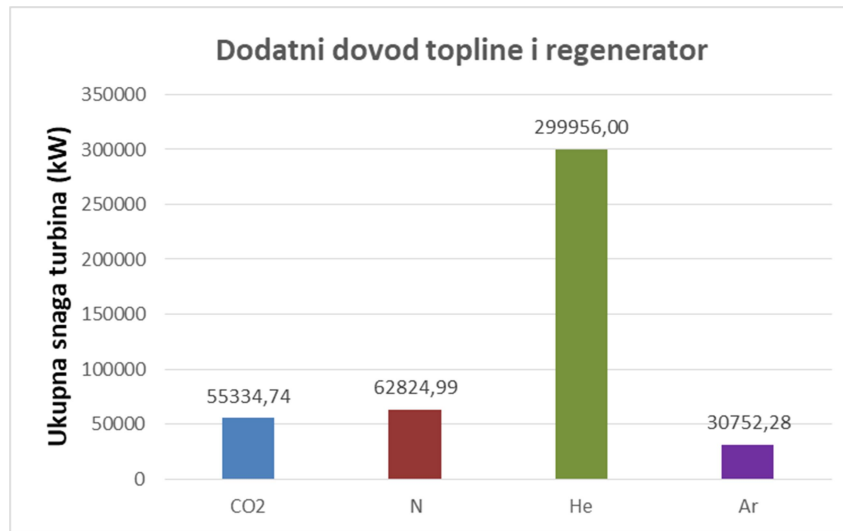
$$P_{VT-T} = \dot{m}(h_3 - h_7'') = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p7}T_7'') \quad (6.24)$$

Snaga niskotlačne turbine:

$$P_{NT-T} = \dot{m}(h_8'' - h_4'') = \dot{m}(c_{p8}T_8'' - c_{p4}T_4'') \quad (6.25)$$

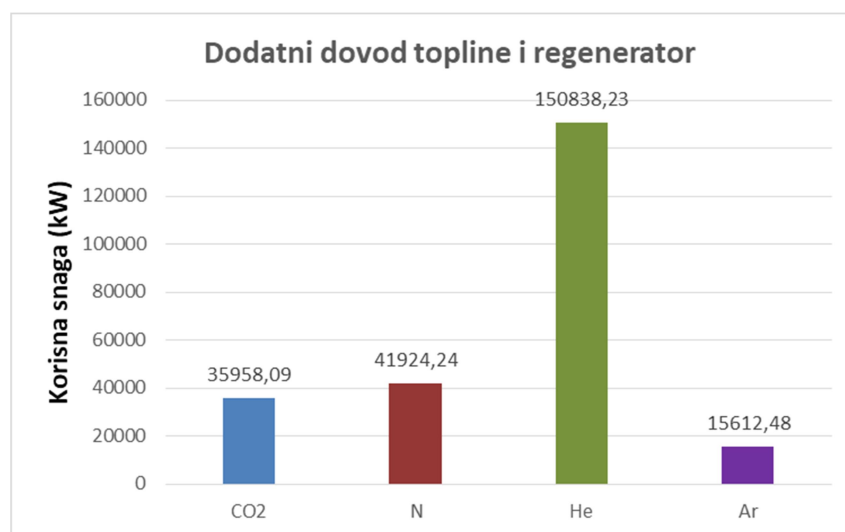
Ukupna snaga postrojenja:

$$P_T = P_{VT-T} + P_{NT-T} \quad (6.26)$$



Slika 6.34. Snage turbina zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

Korisna snaga postrojenja se dobiva razlikom ukupne snage turbina i kompresora a rezultati su prikazani na slici 6.35.



Slika 6.35. Korisna snaga zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

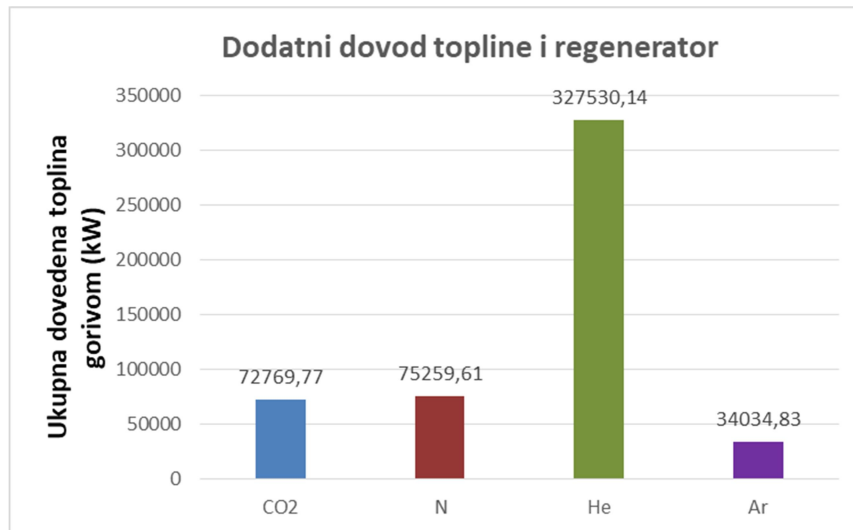
Dovedena toplina gorivom u glavnom zagrijaču računa se pomoću izraza (5.50) za specifičnu dovedenu toplinu u sustav po jednom kilogramu radnog medija i masenog protoka \dot{m} dok se toplina dovedena gorivom u dodatnom izmjenjivaču topline dobiva pomoću izraza (5.52). Ukupna dovedena toplina gorivom (zbroj glavnog zagrijača i dodatnog izmjenjivača topline) u sustav prikazana je na slici 6.36.

Dovedena toplina u zagrijaču:

$$Q_{dov,IT1} = \dot{m}(h_3 - h_{A''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''}) \quad (6.27)$$

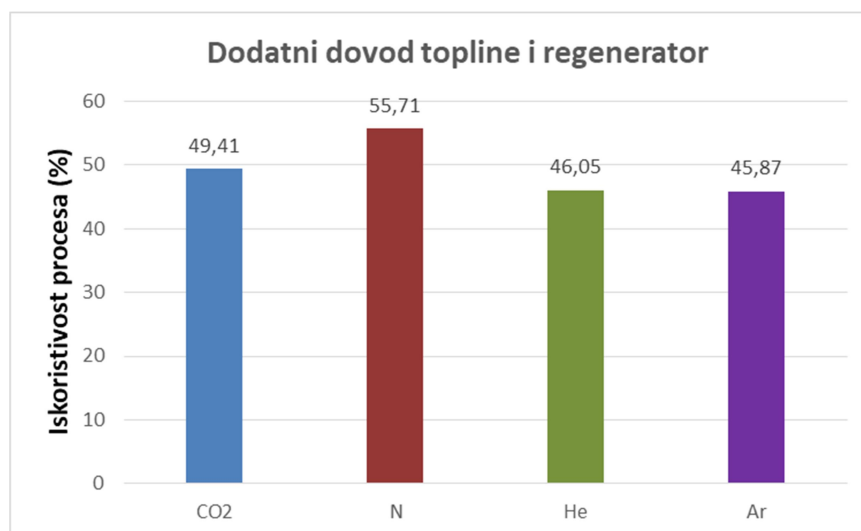
Dovedena toplina u dodatni izmjenjivač topline:

$$Q_{dov,Dodatni IT} = \dot{m}(h_{8''} - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p8''}T_{8''} - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.28)$$



Slika 6.36. Ukupno dovedena toplina u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

Na posljjetku se može prikazati termički stupanj korisnosti ovakvog postrojenja uzimajući u obzir korisnu snagu postrojenja te ukupno dovedenu toplinu u sustav.



Slika 6.37. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

Termički stupanj postrojenja za ovaj slučaj računa se pomoću izraza (5.57) a rezultati su prikazani na slici 6.37.

6.8. Prikaz rezultata zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

U tablici 6.7. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom.

Tablica 6.7. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ – cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
5“.	14	331,01	0,95134	13	330,75	1,0571
6.	14	303	0,95554	13	303	1,0603
2“.	50	421,11	1,0846	50	470,34	1,0785
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
7“.	47	1113,3	1,2697	48	1116,8	1,1933
8.	47	1523	1,3328	48	1523	1,2479
4“.	11	1128,5	1,2672	11	1031,1	1,1746
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52
5“.	11	316,77	5,1934	14	354,52	0,52
6.	11	303	5,1935	14	303	0,52
2“.	50	553,21	5,1905	50	540,86	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
7“.	45	1088,2	5,191	48	1011,7	0,52
8.	45	1523	5,1915	48	1523	0,52
4“.	11	915,6	5,1926	11	977,2	0,52

Ukupna snaga turbokompresora prikazana na slici 6.38. računa se pomoću izraza za specifični utrošeni rad i masenog protoka \dot{m} .

Niskotlačni kompresor:

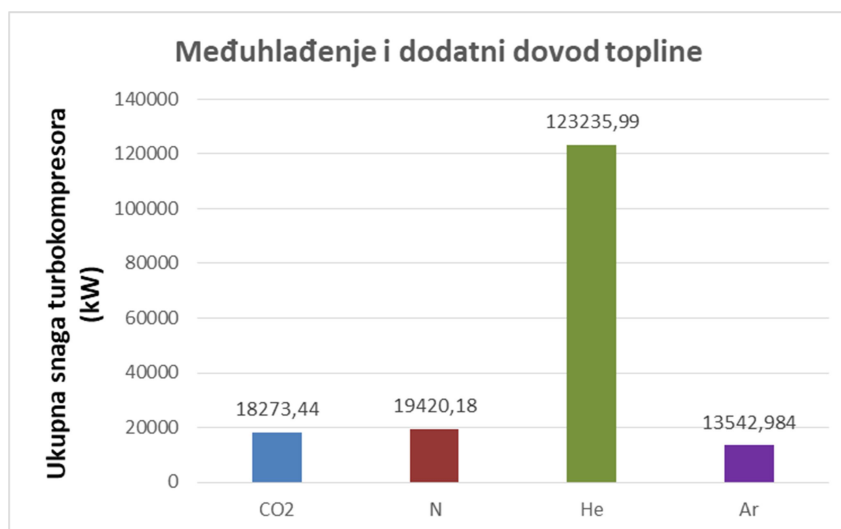
$$P_{NT-K} = \dot{m}(h_{5''} - h_1) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1) \quad (6.29)$$

Visokotlačni kompresor:

$$P_{VT-K} = \dot{m}(h_{2''} - h_6) = \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) \quad (6.30)$$

Koristeći izraz (5.59) i maseni protok \dot{m} , može se izračunati količina topline odvedena iz procesa putem međuhladjaka:

$$Q_{odv,MH} = \dot{m}(h_{5''} - h_6) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p6}T_6) \quad (6.31)$$



Slika 6.38. Ukupne snage turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

Snage koju razvijaju turbine prikazane su na slici 6.39. a računaju se pomoću izraza za specifični dobiveni rad i masenog protoka \dot{m} .

Visokotlačna turbina:

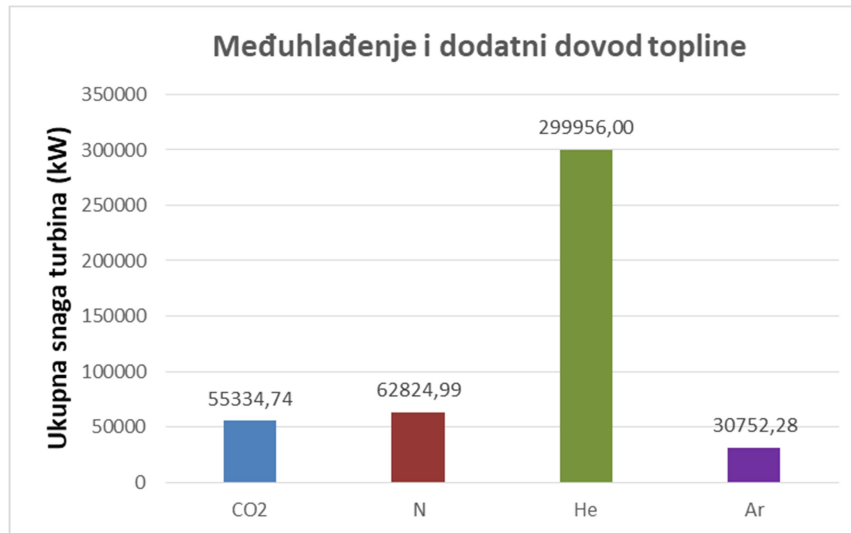
$$P_{VT-T} = \dot{m}(h_3 - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.32)$$

Dok je izraz za niskotlačnu turbinu:

$$P_{NT-T} = \dot{m}(h_8 - h_{4''}) = \dot{m}(c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_{4''}) \quad (6.33)$$

Količina topline koja se dovodi radnom mediju u dodatnom izmjenjivaču topline računa se pomoću izraza za specifičnu dovedenu toplinu po kilogramu radnog medija (5.63) i masenog protoka \dot{m} , pa slijedi:

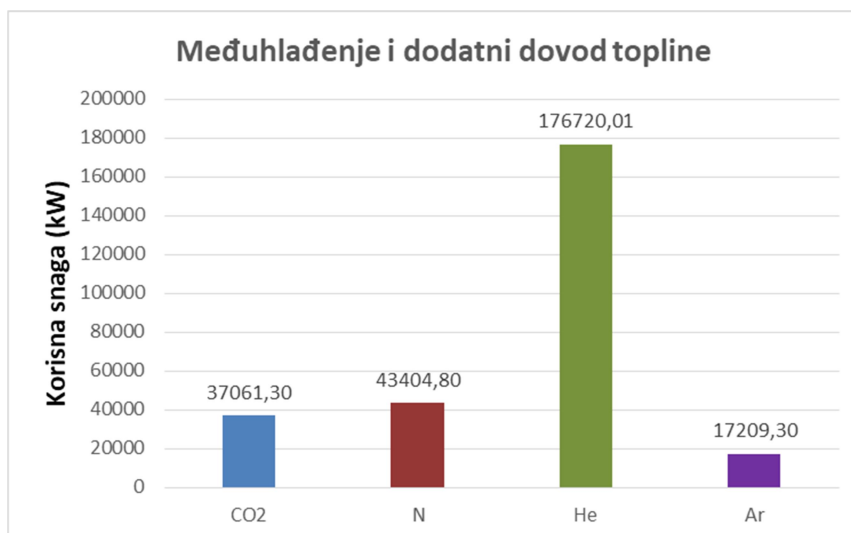
$$Q_{dov,Dodatni IT} = \dot{m}(h_8 - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p8}T_8 - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.34)$$



Slika 6.39. Ukupne snage turbina u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

Korisna snaga postrojenja, slika 6.40, biti će razlika suma snaga turbina i suma snaga kompresora, pa slijedi:

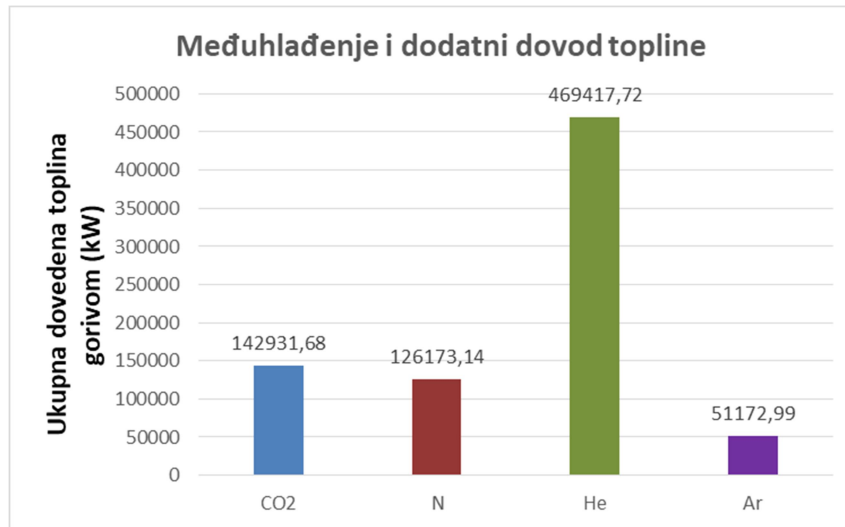
$$P_{KOR} = (P_{VT-T} + P_{NT-T}) - (P_{VT-K} + P_{NT-K}) \quad (6.35)$$



Slika 6.40. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline

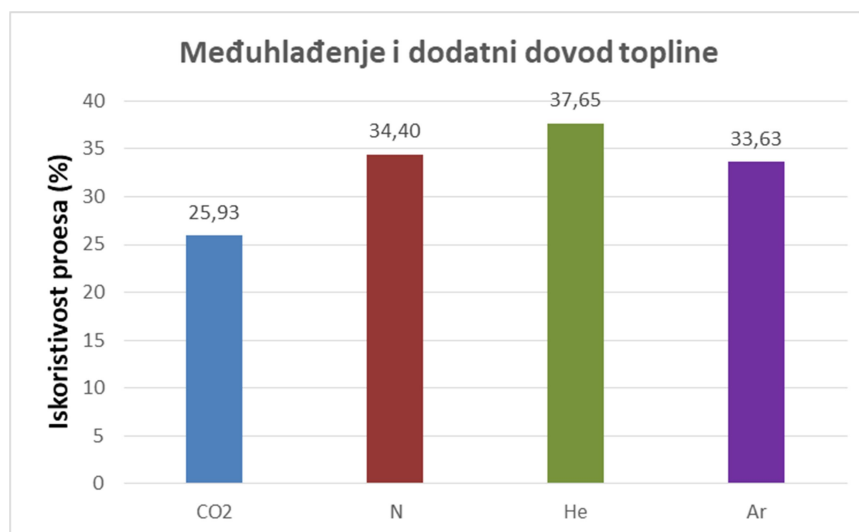
Ukupna dovedena toplina gorivom u zatvoreni sustav prikazana na slici 6.41. biti će suma toplina dovedenih u glavni zagrijač i dodatni izmjenjivač topline. Toplinu dovedenu gorivom u glavni zagrijač računamo pomoću izraza (5.61) i masenog protoka \dot{m} :

$$Q_{dov,IT1} = \dot{m}(h_3 - h_2'') = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p2''}T_2'') \quad (6.36)$$



Slika 6.41. Ukupno dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom

Na posljertku slijede rezultati za termički stupanj iskoristivosti prikazan na slici 6.42. Kao što je ranije spomenuto, iako je odnos korisne i ukupne snage postrojenja za ovaj slučaj najpovoljniji, iz slike ispod je vidljivo da je termički stupanj iskoristivosti u odnosu na ostale procese u kojima su iskombinirane dvije nadogradnje gotovo najgori.



Slika 6.42. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav sa dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom

6.9. Prikaz rezultata zatvorenog sustava sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

U tablici 6.8. prikazane su vrijednosti temperature, tlaka i specifičnog toplinskog kapaciteta u karakterističnim radnim točkama za zatvoreni sustav sa dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladnjakom i regeneratom.

Tablica 6.8. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladnjakom i regeneratom

	Tlak- CO ₂ (bar)	Temperatura- CO ₂ (K)	CO ₂ – cp (kJ/kgK)	Tlak- N (bar)	Temperatura- N (K)	N – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	0,92103	10	303	1,0556
5“.	14	331,01	0,95134	13	330,75	1,0571
6.	14	303	0,95554	13	303	1,0603
2“.	50	421,11	1,0846	50	470,34	1,0785
A“.	50	987,02	1,2414	50	918,95	1,1556
3.	49	1123	1,2721	49	1123	1,1944
7“.	47	1113,3	1,2697	48	1116,8	1,1933
8.	47	1523	1,3328	48	1523	1,2479
4“.	11	1128,5	1,2672	11	1031,1	1,1746
	Tlak- He (bar)	Temperatura- He (K)	He – cp (kJ/kgK)	Tlak- Ar (bar)	Temperatura- Ar (K)	Ar – cp (kJ/kgK)
1.	10	303	5,1935	10	303	0,52
5“.	11	316,77	5,1934	14	354,52	0,52
6.	11	303	5,1935	14	303	0,52
2“.	50	553,21	5,1905	50	540,86	0,52
A“.	50	843,12	5,1904	50	889,93	0,52
3.	49	1123	5,1909	49	1123	0,52
7“.	45	1088,2	5,191	48	1011,7	0,52
8.	45	1523	5,1915	48	1523	0,52
4“.	11	915,6	5,1926	11	977,2	0,52

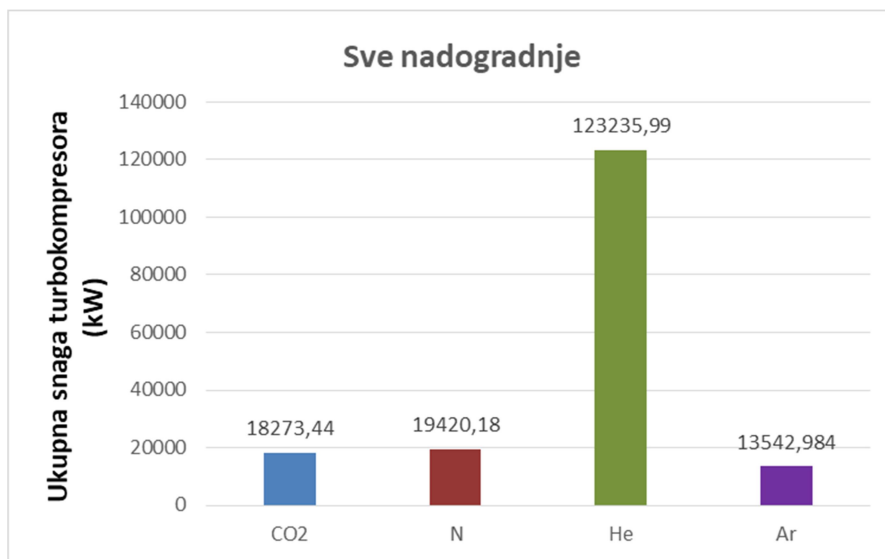
Snaga niskotlačnog kompresora računa se preko izraza (5.68) za specifični utrošeni rad i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{NT-K} = \dot{m}(h_{5''} - h_1) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p1}T_1) \quad (6.37)$$

Dok je snaga visokotlačnog kompresora dobivena preko izraza (5.70):

$$P_{VT-K} = \dot{m}(h_{2''} - h_6) = \dot{m}(c_{p2''}T_{2''} - c_{p6}T_6) \quad (6.38)$$

Ukupna snaga kompresora je prikazana na slici 6.43. a predstavlja sumu snaga dvaju turbokompresora, niskotlačnog i visokotlačnog.



Slika 6.43. Ukupne snage turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom

Količina odvedene topline u međuhladnjaku jednaka je umnošku specifične odvedene topline i masenog protoka \dot{m} a glasi:

$$Q_{odv,MH} = \dot{m}(h_{5''} - h_6) = \dot{m}(c_{p5''}T_{5''} - c_{p6}T_6) \quad (6.39)$$

Slijedi količina topline dovedene putem regeneratora koja se dovodi mediju prije ulaska u glavni zagrijač a oduzima se mediju nakon ekspanzije u niskotlačnoj turbini.

$$Q_{dov,reg} = \dot{m}(h_{A''} - h_{2''}) = \dot{m}(c_{pA''}T_{A''} - c_{p2''}T_{2''}) \quad (6.40)$$

Toplina dovedena gorivom u glavnom zagrijaču:

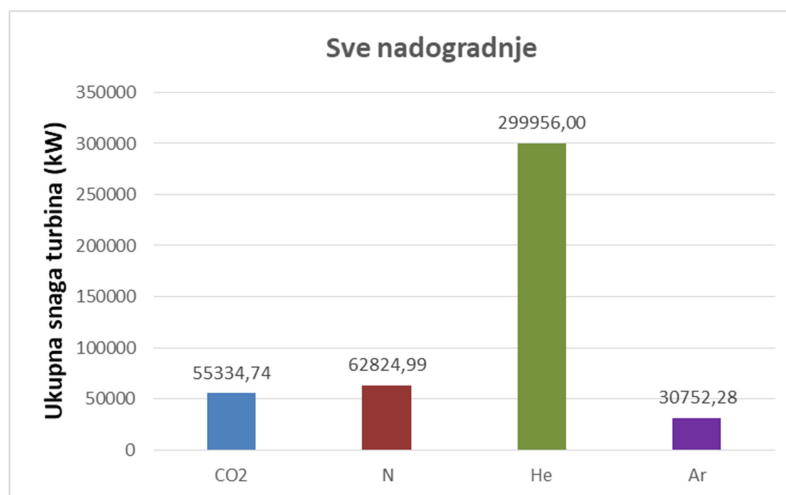
$$Q_{dov,IT1} = \dot{m}(h_3 - h_{A''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{pA''}T_{A''}) \quad (6.41)$$

Ukupna snaga turbina prikazana je na slici 6.44. a predstavlja sumu snaga dviju turbina, visokotlačne i niskotlačne. Snaga visokotlačne turbine računa se pomoću specifičnog dobivenog rada iz izraza (5.73) i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{VT-T} = \dot{m}(h_3 - h_{7''}) = \dot{m}(c_{p3}T_3 - c_{p7''}T_{7''}) \quad (6.42)$$

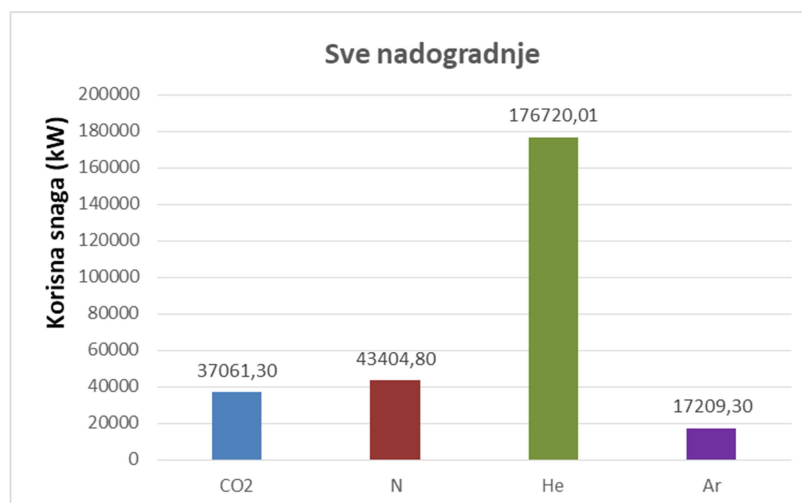
Snaga niskotlačne turbine računa se pomoću izraza (5.75) i masenog protoka \dot{m} :

$$P_{NT-T} = \dot{m}(h_8 - h_{4''}) = \dot{m}(c_{p8}T_8 - c_{p4''}T_{4''}) \quad (6.43)$$



Slika 6.44. Ukupna snaga turbina u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

Korisna snaga postrojenja, prikazana na slici 6.45. predstavlja razliku ukupne snage koju razvija postrojenje putem turbina i snage utrošene na komprimiranje radnog medija korištenjem turbokompresora.

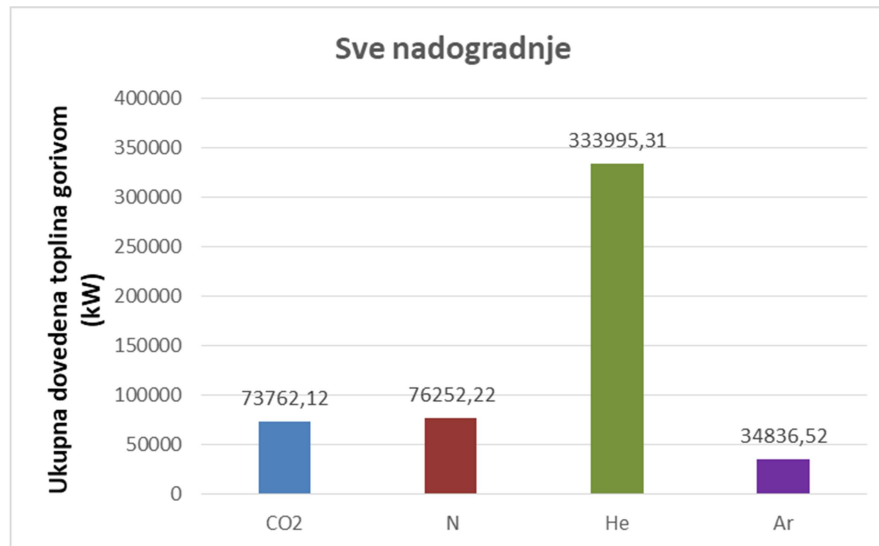


Slika 6.45. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom

Količina topline dovedena gorivom u sustav pomoću dodatnog izmjenjivača topline jednaka je umnošku specifične dovedene topline iz izraza (5.74) i masenog protoka \dot{m} :

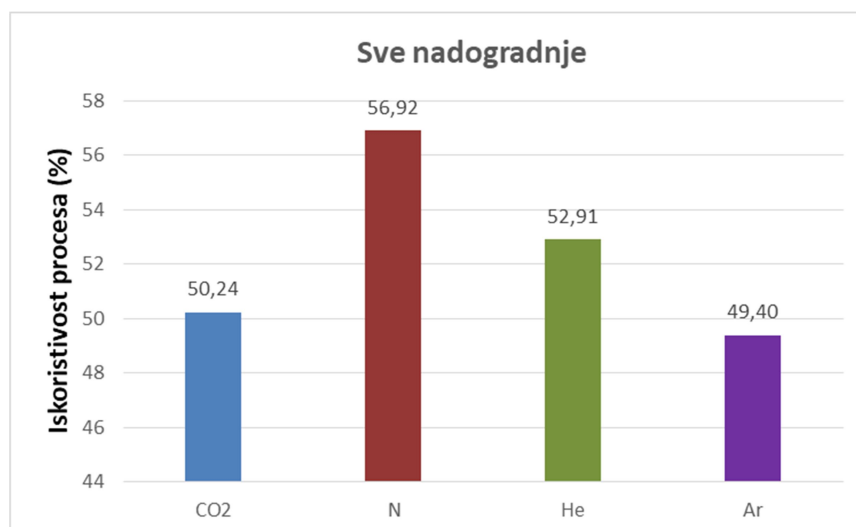
$$Q_{dov,Dodatni IT} = \dot{m}(h_8 - h_7) = \dot{m}(c_{p8}T_8 - c_{p7}T_7) \quad (6.44)$$

Ukupna količina topline dovedena u sustav prikazana je na slici 6.46. a predstavlja sumu toplina dovedenu preko glavnog zagrijača i one dovedene u dodatnom izmjenjivaču topline.



Slika 6.46. Ukupno dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladjakom i regeneratom

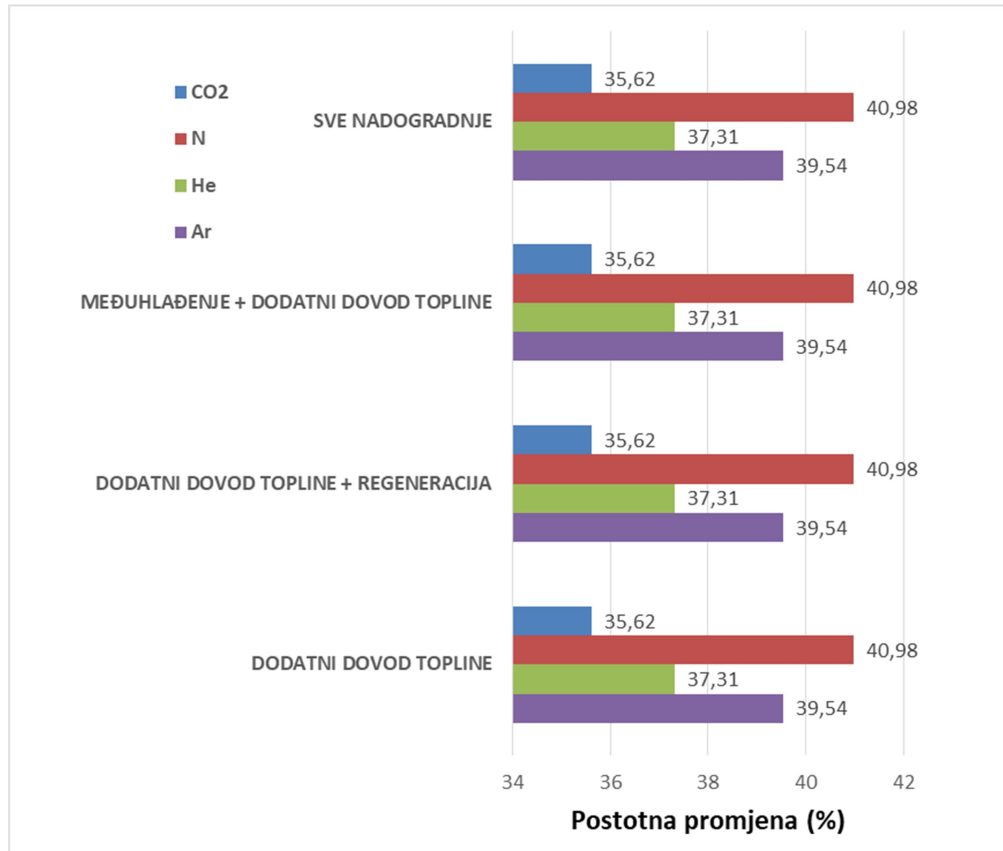
Na posljertku slijedi termički stupanj korisnosti prikazan na slici 6.47. koji se dobiva kao odnos specifičnog korisnog rada postrojenja i ukupne specifične topline dovedene u sustav gorivom preko glavnog zagrijača i dodatnog izmjenjivača topline.



Slika 6.47. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladjakom i regeneratom

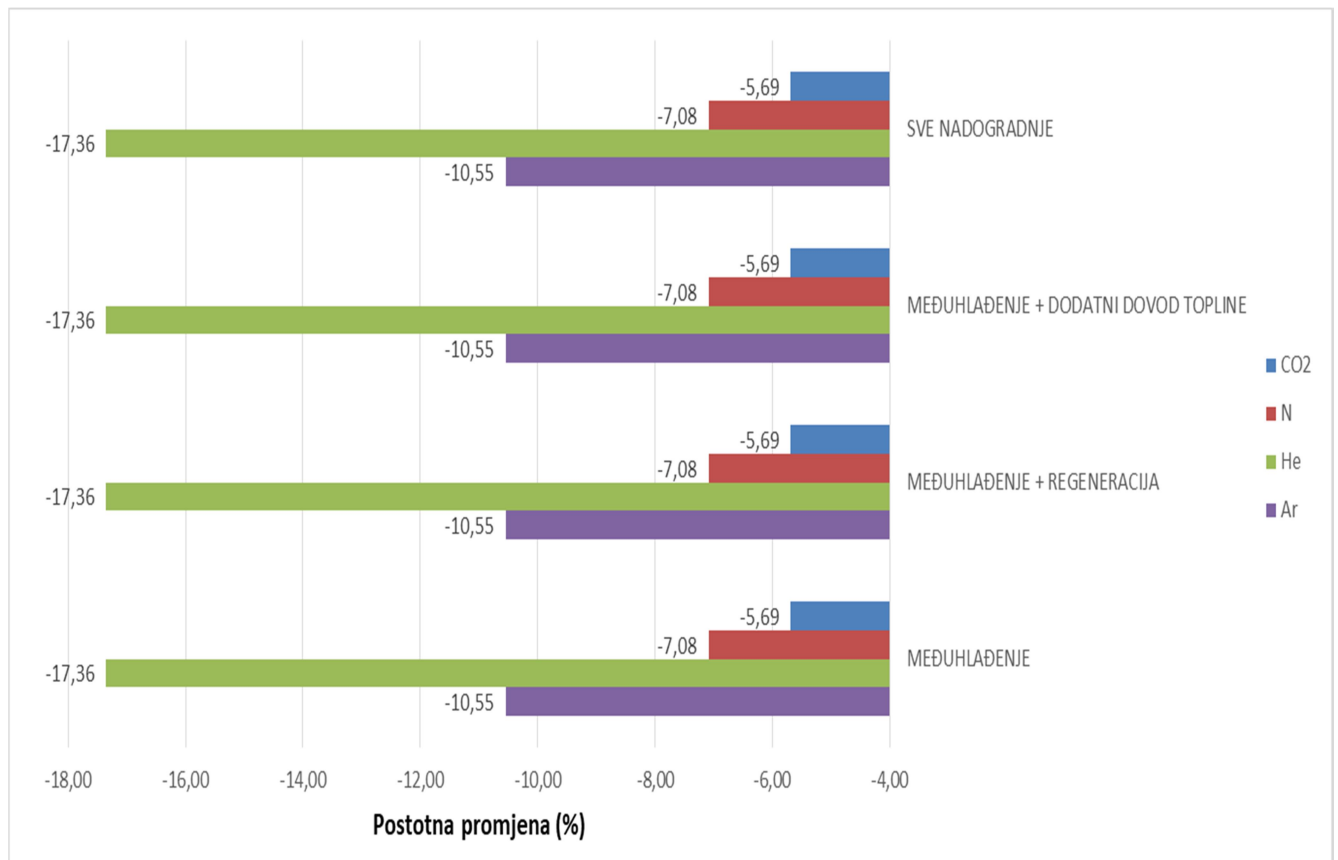
7. Usporedba rezultata nadogradnji u odnosu na osnovni zatvoreni proces plinske turbine

U ovom poglavlju uspoređeni su rezultati svih nadogradnji u odnosu na osnovni proces, prikazani kao postotak promjene svakog promatranog parametra. Na slici 7.1. prikazane su promjene ukupne snage turbina u odnosu na osnovni proces te s obzirom na radni medij. Iz slike je vidljivo je da neke nadogradnje obrađene u ovom radu nisu uzete u obzir prilikom usporedbi, a razlog tome je što na nekim nadogradnjama zatvorenog procesa nije došlo do promjene promatranih parametara. Tako u usporedbi promjene ukupnih snaga turbina nisu uzete u obzir nadogradnje sa isključivo međuhladnjakom te regeneratom jer su snage turbina u tim slučajevima ostale nepromijenjene u odnosu na osnovni proces. Nadalje, na slici je vidljivo kako najveću promjenu ukupne snage turbina imaju nadogradnje sa dušikom kao radnim medijem, nakon čega slijedi postrojenje sa argonom, helijem te naposljetku ugljikovim dioksidom. Također, može se primijetiti kako su rezultati nadogradnji s obzirom na radni medij jednolični, to je iz razloga jer su se zadržavale iste temperature na ulazu u turbine za svaku nadogradnju, za ulaz u visokotlačnu turbinu usvojena je ulazna temperatura medija od 1523 K, a ulaz u niskotlačnu turbinu 1123 K.



Slika 7.1. Promjene ukupne snage turbina u odnosu na osnovni proces

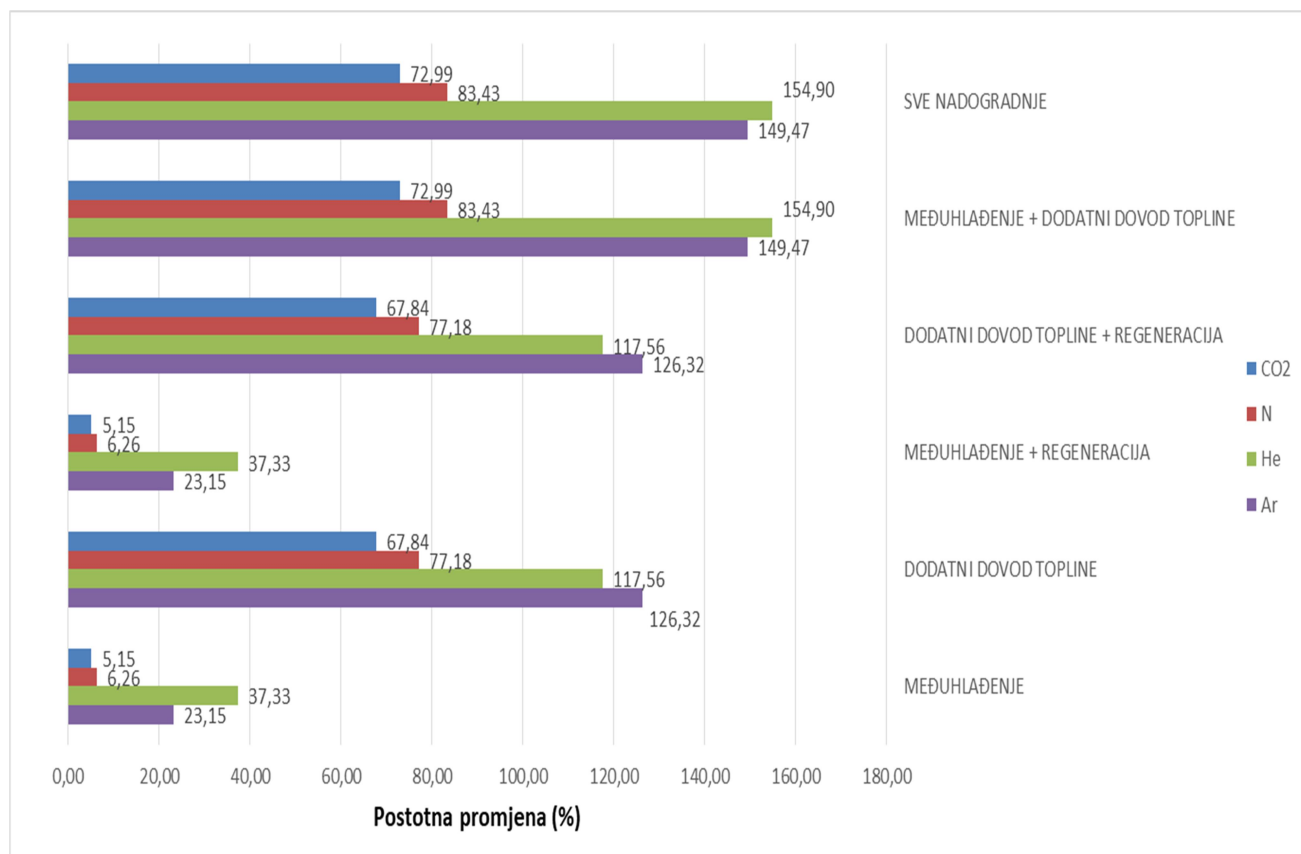
Slična situacija se može primijetiti na slici 7.2. na kojoj su prikazane promjene ukupne snage turbokompresora. U ovom slučaju najmanje se snage troši na pogon turbokompresora u postrojenjima sa helijem kao radnim medijem dok su takva postrojenja bila tek na trećem mjestu po povećanju ukupnih razvijenih snaga turbina. Nakon helija slijedi postrojenje sa argonom kao radnim medijem, postrojenje koje je dijelilo isto mjesto po razvijenoj snazi turbine, na poslijetku slijede postrojenja sa dušikom i ugljikovim dioksidom koja troše najviše snage na pogon turbokompresora u odnosu na osnovni proces. Postrojenja sa dušikom kao radnim medijem troše gotovo najviše snage na pogon turbokompresora, dok s druge strane razvijaju najveće ukupne snage turbina u odnosu na osnovni proces. Postrojenja sa ugljikovim dioksidom imaju najmanje povećanje ukupne snage turbina ali također ostvaruju najlošije promjene snage potrebne za pogon turbokompresora s obzirom na nadogradnju.



Slika 7.2. Promjene ukupne snage turbokompresora u odnosu na osnovni proces

Slika 7.3. prikazuje promjenu korisne snage postrojenja s obzirom na osnovni proces. Iz slike je vidljivo kako u postrojenjima u kojima se ugrađuje dodatna niskotlačna turbina, argon kao radni medij ima najveće povećanje korisne snage u odnosu na osnovni proces, dok u postrojenjima u kojima se ugrađuje dodatni turbokompresor te se odvodi toplina nastala uslijed kompresije u prvom stupnju, najveće povećanje korisne snage u odnosu na osnovni proces imaju postrojenja sa helijem. Iz toga bi se dalo zaključiti da postrojenja sa helijem kao radnim medijem, iako

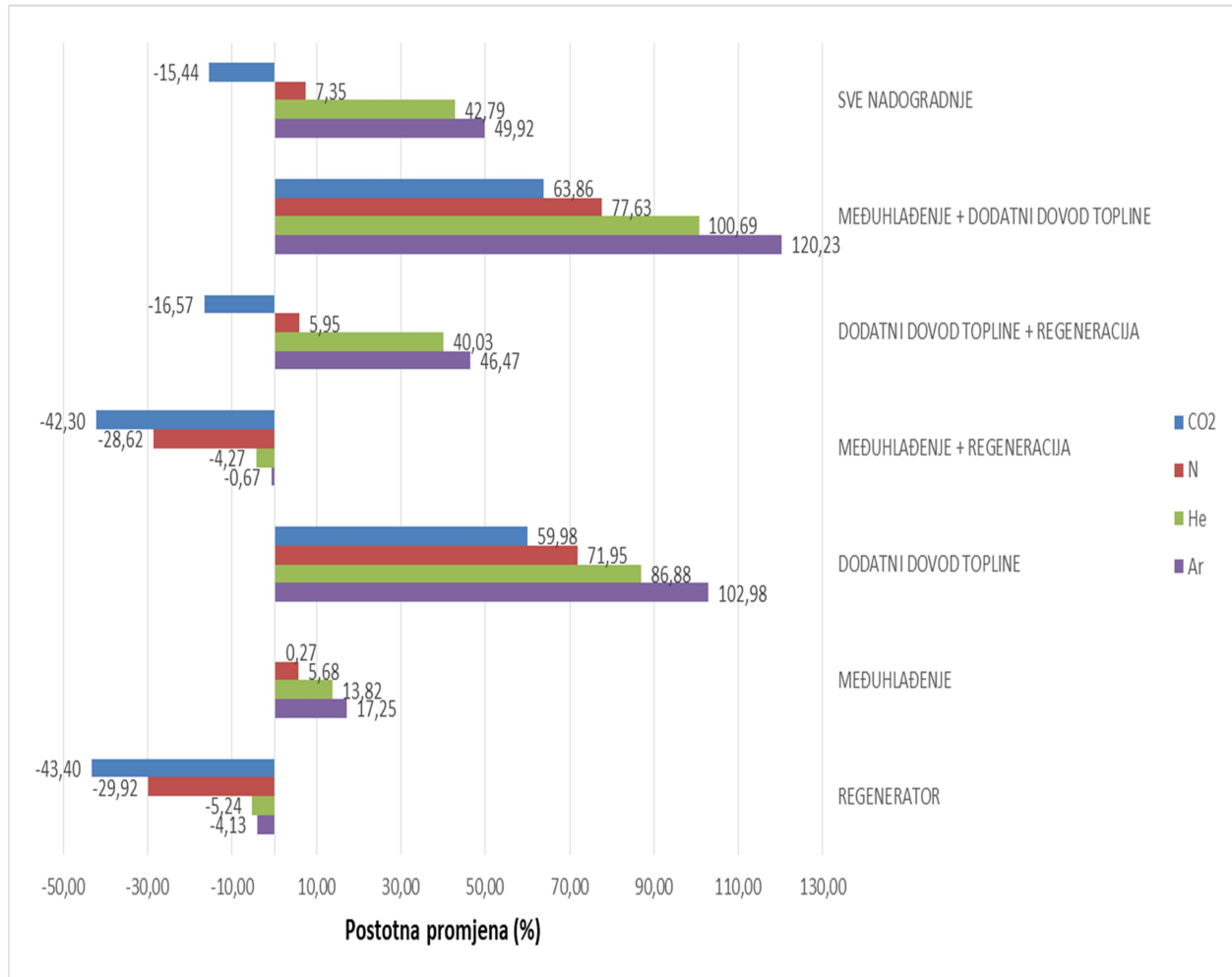
razvijaju najveće snage turbina, isto tako, troše velike snage na pogon turbokompresora te ukoliko se snaga potrebna za pogon turbokompresora ne smanji putem uvođenja međuhladnjaka to na kraju utječe na korisnu snagu postrojenja u većem postotku nego kod argona. Kao dokaz se može pogledati postrojenje koje uključuje međuhlađenje sa dodatnim dovodom topline, gdje je vidljivo kako helij ima povoljniji postotak povećanja korisne snage u odnosu na osnovni proces nego što je slučaj sa argonom.



Slika 7.3. Promjena korisne snage postrojenja u odnosu na osnovni proces

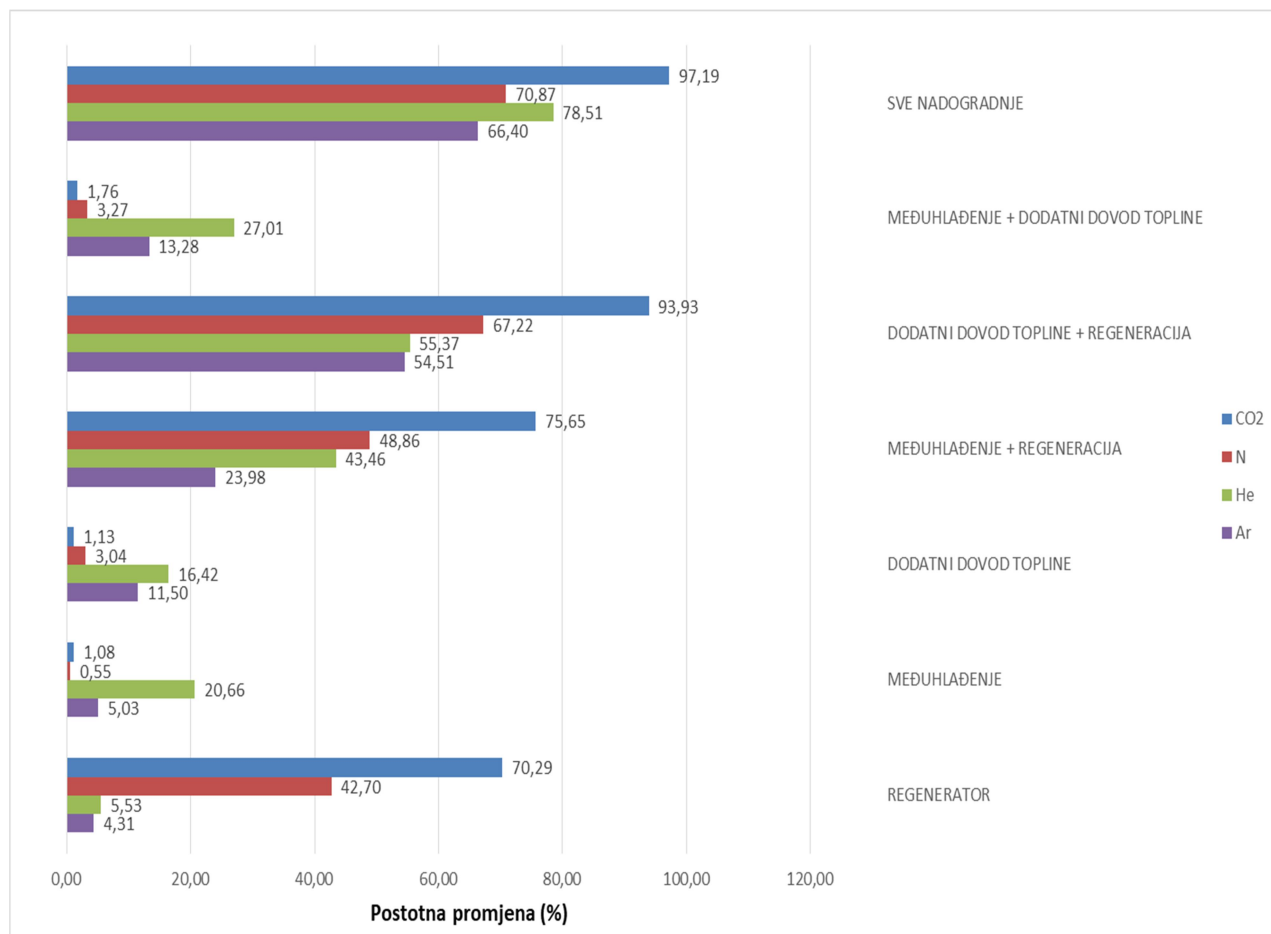
Na slici 7.4. vidljiva je promjena ukupne dovedene topline gorivom u odnosu na osnovni proces. U nadogradnji zatvorenog procesa sa regeneratom se može primijetiti znatno smanjenje ukupne dovedene topline u sustav gorivom i to naročito sa ugljikovim dioksidom kao radnim medijem, nakon kojeg slijedi dušik, helij te naposljetku argon. Kod nadogradnje sa međuhladnjakom može se primijetiti manje povećanje ukupne dovedene topline gorivom u odnosu na osnovni proces, ta razlika čini dio topline koji se trebao dovesti u proces zbog uvođenja visokotlačnog turbokompresora čija je krajnja točka kompresije na nešto nižem temperaturnom nivou nego što je bila kod osnovnog procesa na kraju kompresije. Prilikom nadogradnje zatvorenog sustava sa dodatnim dovodom topline, odnosno, ugradnjom dodatne turbine i regeneratom, može se primijetiti kako svi radni mediji imaju povećanje ukupne dovedene topline u sustav gorivom u odnosu na osnovni proces izuzev onoga sa ugljikovim

dioksidom. Postrojenja sa ugljikovim dioksidom su razvijala najmanja povećanja ukupne snage turbina u odnosu na osnovni proces, što je rezultiralo većom izlaznom temperaturom na kraju ekspanzije nego što je to bio slučaj sa ostalim plinovima te je upravo to pogodovalo smanjenju potrebne dovedene topline u sustav tj. ulazna temperatura u regenerator je u slučaju ugljikova dioksida bila najviša te se sukladno tome moglo iskoristiti najviše otpadne topline.



Slika 7.4. Promjena ukupne dovedene topline gorivom u odnosu osnovni proces

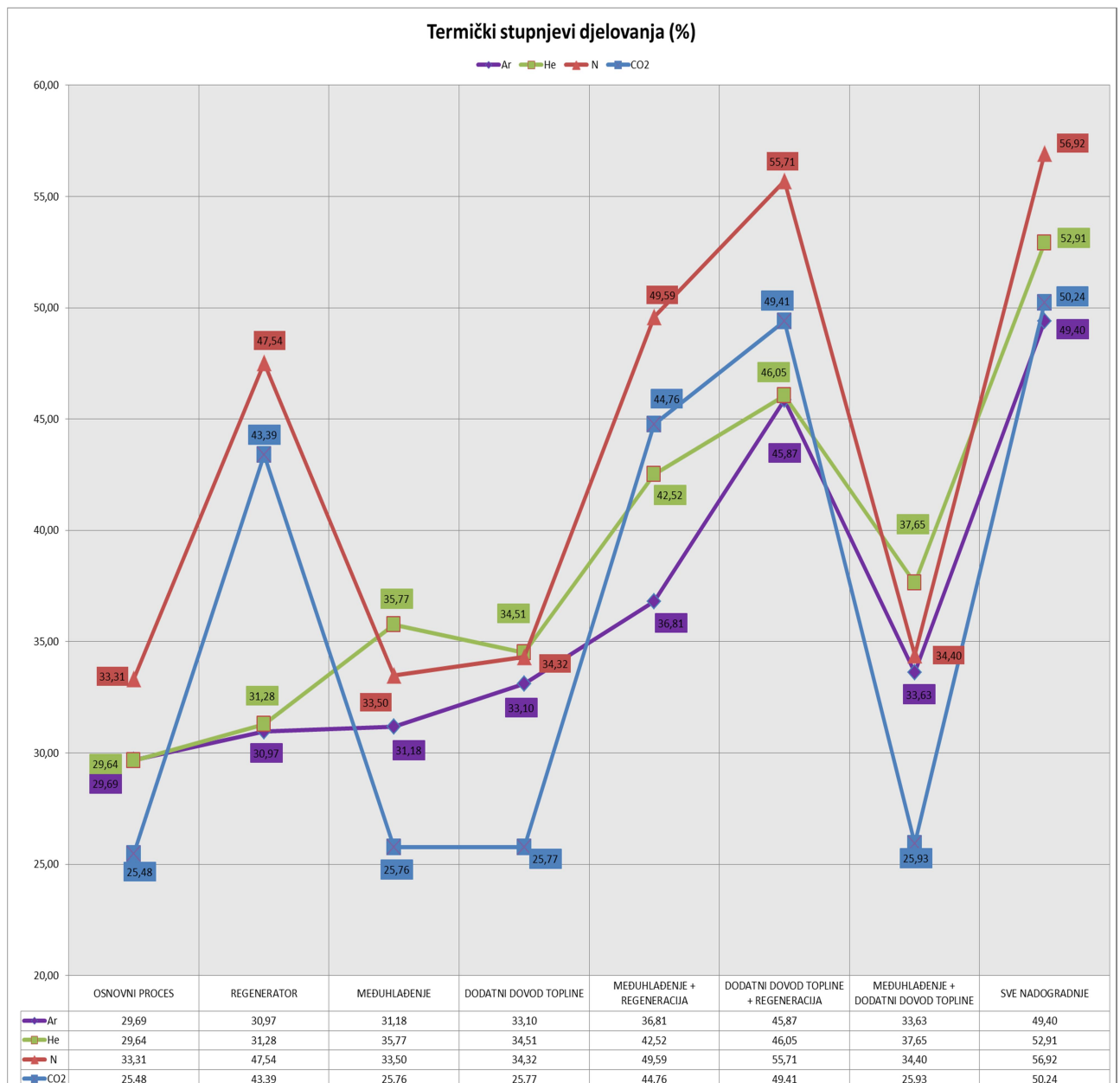
Na slici 7.5. se vidi promjena iskoristivosti sustava u odnosu na osnovni proces, te se može primijetiti kako u većini slučajeva je upravo ugljikov dioksid taj koji zauzima najpovoljniji položaj i to se događa upravo u onim postrojenjima u kojima je ugrađen regenerator. U postrojenjima koja nemaju regenerator a to su međuhlađenje, dodatni dovod topline te kombinacija međuhlađenja i dodatnog dovoda topline vidljivo je kako najveća povećanja iskoristivosti u odnosu na osnovni proces imaju postrojenja sa helijem i argonom a tek onda postrojenja sa dušikom i ugljikovim dioksidom.



Slika 7.5. Promjena iskoristivosti postrojenja s obzirom na osnovni proces

Na posljetku, na slici 7.6. vidljivi su termički stupnjevi djelovanja za svaki od radnih medija u odnosu na svako poboljšanje. Kod osnovnog procesa, najveću termičku iskoristivost ima postrojenje sa dušikom, zatim helijem, argonom i na posljetku sa ugljikovim dioksidom. Kod postrojenja sa regeneratom, postrojenje sa dušikom i dalje ima najveću termičku iskoristivost dok postrojenje sa ugljikovim dioksidom, iako je imalo najmanju iskoristivost u osnovnom procesu, po iskoristivosti slijedi nakon dušika iz razloga jer se manjak toplinskog pada iskorištenog u turbini iskoristio preko regeneratora te uvelike poboljšalo cjelokupnu iskoristivost takvog postrojenja. Ugradnja međuhlađenja, odnosno dodatnog visokotlačnog kompresora, pogodovala je postrojenju sa helijem iz razloga što su se smanjile snage potrebne za pogon turbokompresora čime se povećala korisna snaga postrojenja, a to se u konačnici pozitivno odrazilo na termički stupanj djelovanja postrojenja. Nakon helija, slijedi postrojenje sa dušikom, argonom te naposljetku ugljikovim dioksidom. Slična situacija kao kod međuhlađenja se može vidjeti na postrojenju sa dodatnim dovodom topline, samo u ovom slučaju se ugradila dodatna niskotlačna turbina, ponovno, helij ima najpovoljniji stupanj djelovanja ali se može primijetiti nešto manji stupanj djelovanja nego što je to bio kod međuhlađenja. Može se zaključiti kako je u slučaju helija povoljnije ugraditi dodatni turbokompresor za smanjenje ukupne snage za pogon

turbokompresora nego ugraditi dodatnu niskotlačnu turbinu, dok s druge strane u slučaju dušika, može se primijetiti povećanje stupnja djelovanja procesa u usporedbi sa međuhlađenjem. Kada se u postrojenja sa međuhlađenjem te dodatnim dovodom topline ugradi i regenerator, vidljiva su osjetna povećanja u stupnjevima iskoristivosti kod dušika i ugljikovog dioksida kojima odgovara iskorištavanje otpadne topline te u konačnici imaju veći stupanj djelovanja procesa od helija i argona. Kombinacijom međuhlađenja i dodatnog dovoda topline vidi se malo poboljšanje stupnja djelovanja nego što je slučaj kod pojedinačne nadogradnje, tek ugradnjom regeneratora, odnosno svih nadogradnji u proces, može se zaključiti kako dušik te helij u konačnici pružaju najveće stupnjeve djelovanja procesa.



Slika 7.6. Termički stupnjevi djelovanja zatvorenog plinskoturbinskog postrojenja sa svim nadogradnjama te različitim radnim medijima

8. Zaključak

U ovom radu napravljena je analiza plinske turbine u zatvorenom procesu sa različitim radnim medijima. Također, plinska turbina nadograđena je sa svim poznatim nadogradnjama, a svaka nadogradnja plinske turbine ispitana je s radnim medijima kao što su ugljični dioksid, dušik, helij i argon. Na početku rada napravljen je kratki osvrt na povijesni razvoj plinskih turbina kao i plinskih turbina zatvorenog procesa. Zatim su opisani pojedini dijelovi plinske turbine zatvorenog procesa ključni za njezin rad te je prikazan opis radnih medija kojima su vršena ispitivanja radnih parametara. Sama nadogradnja plinske turbine provedena je na način da se prvo ugrađivao svaki dio posebno a zatim su se vršile kombinacije nadogradnji. Karakteristične točke procesa plinske turbine u zatvorenom procesu dobivene su pomoću programa REFPROP, a koraci proračuna su objašnjeni u radu. Dobiveni rezultati analize rada plinske turbine prikazani su u tri koraka. Prvo su se prikazali rezultati određene nadogradnje sa sva četiri radna medija uključujući izraze pomoću kojih su se dobili. Zatim su prikazani rezultati određenih parametara plinske turbine sa svakim radnim medijem posebno te naposljetku je prikazan ukupan odnos korisne snage, ukupne dovedene topline u sustav gorivom te termički stupanj korisnosti u usporedbi sa osnovnim procesom. Kao što je vidljivo u radu, primjena regeneratora pokazala se kao jedna od bitnijih nadogradnji plinske turbine, koja uključuje brojne benefite kao što su smanjenje potrebne dovedene topline u sustav, a samim time i smanjenje potrebne površine izmjenjivača te ušteda skupog pogonskog goriva, kao i značajno poboljšanje termičkog stupnja iskoristivosti procesa zbog iskorištavanja topline koja se nije uspjela iskoristiti u turbini. Isto tako, visoki stupanj korisnosti pokazalo je i postrojenje sa dodatnim dovodom topline i regeneratom. Iako je imalo gotovo najveće povećanje dovedene topline gorivom u odnosu na osnovni proces, postrojenje sa regeneratom i dodatnim dovodom topline pokazalo se kao ekonomičnije rješenje nego što je slučaj s međuhlađenjem u kombinaciji s regeneratom. Najveći stupanj iskoristivosti dalo je postrojenje s kombinacijom svih nadogradnji te dušikom kao radnim medijem. S druge strane postrojenje s helijem kao radnim medijem, iako se pokazalo manje ekonomičano u vidu termičke iskoristivosti od postrojenja sa dušikom, razvijalo je višestruko veće snage nego bilo koje postrojenje s drugim radnim medijem obrađeno u ovom radu.

9. LITERATURA

- [1] Wikimedia Commons - John Barber's gas turbine-coloured, s interneta 13.5.2022: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:John_Barber%27s_gas_turbine-coloured.png
- [2] Bellis, M.: “Part 2: A short history and timeline of gas turbine engines”, s Interneta, 14.5.2022: <http://theinventors.org/library/inventors/blenginesturbine.htm>
- [3] Mrzljak, V., Poljak, I., Jelić, M., & Prpić-Oršić, J. (2023). Thermodynamic Analysis and Improvement Potential of Helium Closed Cycle Gas Turbine Power Plant at Four Loads. *Energies*, 16(15), 5589.
- [4] Mrzljak, V., Poljak, I., Orović, J., & Prpić-Oršić, J. (2019). Numerical analysis of real open cycle gas turbine. In INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE HIGH TECHNOLOGIES. BUSINESS. SOCIETY.
- [5] Vedran, M., Gregor, P., & Jasna, P. O. (2018). Gas turbine upgrade with heat regenerator—numerical analysis of advantages and disadvantages. *Machines. Technologies. Materials.*, 12(11), 346-439.
- [6] Mrzljak, V., Kudláček, J., Baressi Šegota, S., & Medica-Viola, V. (2021). Energy and Exergy Analysis of Waste Heat Recovery Closed-Cycle Gas Turbine System while Operating with Different Medium. *Pomorski zbornik*, 60(1), 21-48.
- [7] Mrzljak, V., Anđelić, N., Lorencin, I., & Car, Z. (2019). Analysis of gas turbine operation before and after major maintenance. *Pomorski zbornik*, 57(1), 57-70.
- [8] Mrzljak, V., Poljak, I., Prpić-Oršić, J., & Jelić, M. (2020). Exergy analysis of marine waste heat recovery CO₂ closed-cycle gas turbine system. *Pomorstvo*, 34(2), 309-322.
- [9] Mrzljak, V., Jelić, M., Poljak, I., Medica-Viola, V. (2023). Exergy analysis of supercritical CO₂ system for marine diesel engine waste heat recovery application. *Pomorski zbornik*, 63, 39-62.
- [10] Mrzljak, V.: “Toplinske turbine”, materijali sa predavanja i vježbi, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, 2018.
- [11] NIST – REFPROP – About REFPROP, s interneta 11.8.2022: <https://refprop-docs.readthedocs.io/en/latest/GUI/General%20Information/aboutrefprop.html>

10. POPIS OZNAKA

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
T	K	Temperatura
p	bar	Tlak
h	kJ/kg	Specifična entalpija
\dot{m}	kg/s	Maseni protok
η_t	%	Termodinamička iskoristivost idealnog procesa
η_k	%	Iskoristivost turbokompresora
η_T	%	Iskoristivost turbine
η	%	Termodinamička iskoristivost realnog procesa
c_p	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
R	%	Stupanj regeneracije
ε_{REG}	%	Efikasnost regeneratora
q_{in}	kJ/kg	Specifična dovedena toplina
q_{out}	kJ/kg	Specifična odvedena toplina
$q_{dov,REG}$	kJ/kg	Specifična dovedena toplina putem regeneratora
$q_{odv,REG}$	kJ/kg	Specifična odvedena toplina putem regeneratora
$q_{dov,IT1}$	kJ/kg	Specifična dovedena toplina putem izmjenjivača topline
$q_{odv,IT2}$	kJ/kg	Specifična odvedena toplina putem izmjenjivača topline
$q_{odv,MH}$	kJ/kg	Specifična odvedena toplina putem međuhladnjaka
$q_{dov,DODATNI IT}$	kJ/kg	Specifična dovedena toplina putem dodatnog izmjenjivača topline
w_{NT-K}	kJ/kg	Specifični rad niskotlačnog turbokompresora
w_{VT-K}	kJ/kg	Specifični rad visokotlačnog turbokompresora
w_K	kJ/kg	Specifični (ukupni) rad turbokompresora

w_{NT-T}	kJ/kg	Specifični rad niskotlačne turbine
w_{VT-T}	kJ/kg	Specifični rad visokotlačne turbine
w_T	kJ/kg	Specifični (ukupni) rad turbine
w_{KOR}	kJ/kg	Specifični korisni rad
P_T	kW	Snaga turbine (ukupna)
P_K	kW	Snaga turbokompresora (ukupna)
P_{KOR}	kW	Korisna snaga postrojenja
P_{NT-K}	kW	Snaga niskotlačnog turbokompresora
P_{VT-K}	kW	Snaga visokotlačnog turbokompresora
P_{NT-T}	kW	Snaga niskotlačne turbine
P_{VT-T}	kW	Snaga visokotlačne turbine
Q_{dov}	kW	Dovedena toplina u proces
$Q_{dov,IT1}$	kW	Dovedena toplina putem izmjenjivača topline
$Q_{odv,IT2}$	kW	Odvedena toplina putem izmjenjivača topline
$Q_{odv,MH}$	kW	Odvedena toplina putem međuhladnjaka
$Q_{dov,DODATNI IT}$	kW	Dovedena toplina putem dodatnog izmjenjivača topline

11. POPIS TABLICA

Tablica 2.1 Termofizikalna svojstva radnih plinova u zatvorenom plinskoturbinskom postrojenju	11
Tablica 4.1. Parametri rada različitih plinskoturbinskih postrojenja sa zatvorenim procesom (postrojenje u Oberhausenu nosi oznaku "EVO")	16
Tablica 6.1. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za osnovni zatvoreni sustav.....	47
Tablica 6.2. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav sa regeneratom....	50
Tablica 6.3. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s međuhladnjakom .	53
Tablica 6.4. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline	57
Tablica 6.5. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s međuhlađenjem i regeneratom.....	61
Tablica 6.6. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	64
Tablica 6.7. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom	68
Tablica 6.8. Karakteristične vrijednosti točaka procesa za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladnjakom i regeneratom	72

12. POPIS SLIKA

Slika 2.1 Plinska turbina Johna Barbera [1]	2
Slika 2.2 Plinska turbina Franza Stolzea [2]	3
Slika 2.3 Frank Whittle i njegova mlazna turbina.....	4
Slika 2.4 Aksijalni kompresor s jednim vratilom rotora	5
Slika 2.5 Presjek komore izgaranja	6
Slika 2.6 Prikaz rotorskih lopatica turbine	7
Slika 2.7 Izmjenjivač topline shell and tube	8
Slika 2.8 Regenerativni izmjenjivač topline	9
Slika 3.1 Braytonov idealni zatvoreni proces.....	12
Slika 3.2 Realni zatvoreni proces plinske turbine	13
Slika 3.3 Stupanj djelovanja cijele plinske turbine u ovisnosti o omjeru tlakova β i omjeru temperatura τ	15
Slika 4.1. Shema plinskoturbinskog postrojenja sa zatvorenim procesom i helijem kao radnim medijem, Oberhausen, Njemačka.....	17
Slika 4.1. Postrojenje plinskoturbinskog postrojenja sa zatvorenim procesom s helijem kao radnim medijem u Oberhausenu, a- niskotlačni turbokompresor, b-visokotlačni turbokompresor visokotlačna turbina, c- niskotlačna turbina.....	20
Slika 5.1 T-s dijagram i shema osnovnog zatvorenog sustava.....	22
Slika 5.2. T-s dijagram i shema zatvorenog plinskoturbinskog sustava sa regeneratorom.....	24
Slika 5.3. Shema i T-s dijagram zatvorenog procesa s međuhlađenjem	27
Slika 5.4. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline	29
Slika 5.5. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratorom.....	31
Slika 5.6. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom.....	34
Slika 5.7. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline	37

Slika 5.8. Shema i T-s dijagram zatvorenog sustava sa međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratorom.....	40
Slika 6.1. Sučelje programa REFPROP	44
Slika 6.2. Definiranje mjernih jedinica u programu REFPROP	44
Slika 6.3. Definiranje svojstava za prikaz u programu REFPROP	44
Slika 6.4. Sučelje programa REFPROP u kartici Substance.....	45
Slika 6.5. Odabir fluida u programu REFPROP	45
Slika 6.6. Sučelje programa REFPROP u kartici Calculate.....	46
Slika 6.7. Proračun karakterističnih točaka procesa u programu REFPROP – CO ₂	46
Slika 6.8. Snage turbine osnovnog procesa u zatvorenom sustavu.....	48
Slika 6.9. Snage kompresora osnovnog procesa u zatvorenom sustavu	48
Slika 6.10. Korisna snaga osnovnog procesa u zatvorenom sustavu	49
Slika 6.11. Dovedena toplotina gorivom osnovnog procesa u zatvorenom sustavu	49
Slika 6.12. Stupnjevi iskoristivosti za osnovni proces u zatvorenom sustavu	50
Slika 6.13. Snage turbine zatvorenog sustava s regeneratorom	51
Slika 6.14. Snage turbokompresora zatvorenog sustava s regeneratorom	51
Slika 6.15. Korisna snaga zatvorenog sustava s regeneratorom	52
Slika 6.16. Dovedena toplotina gorivom u zatvorenom sustavu s regeneratorom.....	52
Slika 6.17. Stupnjevi iskoristivosti za zatvoreni sustav sa regeneratorom.....	53
Slika 6.18. Ukupne snage turbokompresora zatvorenog sustava s međuhladnjakom.....	54
Slika 6.19. Snage turbine zatvorenog sustava s međuhladnjakom.....	55
Slika 6.20. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom	55
Slika 6.21. Dovedena toplotina gorivom u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom.....	56
Slika 6.22. Termički stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s međuhladnjakom.....	56
Slika 6.23. Ukupna snaga turbina zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline.....	58
Slika 6.24. Snage kompresora zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline	58

Slika 6.25. Korisna snaga zatvorenog procesa s dodatnim izmjenjivačem topline.....	59
Slika 6.26. Ukupna dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline.....	60
Slika 6.27. Stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline.....	60
Slika 6.28. Ukupna snaga turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratom.....	62
Slika 6.29. Dovedena toplina u zatvoreni sustav s međuhladnjakom i regeneratom.....	62
Slika 6.30. Snage turbine zatvorenog sustava s međuhlađenjem i regeneratom	63
Slika 6.31. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratom.....	63
Slika 6.32. Termički stupanj iskoristivosti zatvorenog sustava s međuhladnjakom i regeneratom.....	64
Slika 6.33. Snage turbokompresora zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	65
Slika 6.34. Snage turbina zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	66
Slika 6.35. Korisna snaga zatvorenog sustava s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	66
Slika 6.36. Ukupno dovedena toplina u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	67
Slika 6.37. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	67
Termički stupanj postrojenja za ovaj slučaj računa se pomoću izraza (5.57) a rezultati su prikazani na slici 6.37.....	68
Slika 6.38. Ukupne snage turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline	69
Slika 6.39. Ukupne snage turbina u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline	70
Slika 6.40. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom i dodatnim izmjenjivačem topline.....	70
Slika 6.41. Ukupno dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom.....	71

Slika 6.42. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav sa dodatnim izmjenjivačem topline i međuhladnjakom.....	71
Slika 6.43. Ukupne snage turbokompresora za zatvoreni sustav s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	73
Slika 6.44. Ukupna snaga turbina u zatvorenom sustavu s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom.....	74
Slika 6.45. Korisna snaga zatvorenog sustava s međuhladnjakom, dodatnim izmjenjivačem topline i regeneratom	74
Slika 6.46. Ukupno dovedena toplina gorivom u zatvorenom sustavu s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladnjakom i regeneratom.....	75
Slika 6.47. Termički stupanj iskoristivosti za zatvoreni sustav s dodatnim izmjenjivačem topline, međuhladnjakom i regeneratom.....	75
Slika 7.1. Promjene ukupne snage turbina u odnosu na osnovni proces.....	76
Slika 7.2. Promjene ukupne snage turbokompresora u odnosu na osnovni proces.....	77
Slika 7.3. Promjena korisne snage postrojenja u odnosu na osnovni proces	78
Slika 7.4. Promjena ukupne dovedene topline gorivom u odnosu osnovn proces	79
Slika 7.5. Promjena iskoristivosti postrojenja s obzirom na osnovni proces	80
Slika 7.6. Termički stupnjevi djelovanja zatvorenog plinskoturbinskog postrojenja sa svim nadogradnjama te različitim radnim medijima.....	81

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu prikazana je analiza i proračun plinske turbine u zatvorenom procesu. Prilikom analize plinske turbine provedene su sve poznate nadogradnje koje uključuju regenerator, međuhladnjak, dodatni izmjenjivač topline te kombinacije navedenih. Tijekom rada turbine u zatvorenom procesu promatrani su radni parametri cjelokupnog sustava s različitim radim medijima kao što su: helij (He), ugljični dioksid (CO₂), argon (Ar) te dušik (N), zadržavajući konstantni maseni protok radnog medija. Opisani su pojedini dijelovi plinske turbine zatvorenog procesa ključni za njezin rad te je prikazan opis radnih medija kojima su vršena ispitivanja radnih parametara. Sama nadogradnja plinske turbine provedena je na način da se prvo ugrađivao svaki dio posebno a zatim su se vršile kombinacije nadogradnji. Primjena regeneratorsa pokazala se kao jedna od bitnijih nadogradnji plinske turbine koja uzrokuje brojne benefite kao što su smanjenje potrebne dovedene topline gorivom u sustav, smanjuje potrebnu površinu izmjenivača topline, te znatno poboljšava termički stupanj iskoristivosti procesa zbog iskorištavanja topline koja se nije uspjela iskoristiti u turbini. Isto tako, visoki stupanj korisnosti pokazalo je i postrojenje sa dodatnim dovodom topline i regeneratorom. Iako je imalo najveće povećanje dovedene topline u odnosu na osnovni proces, upravo zbog ugradnje regeneratorsa pokazalo se kao ekonomičnije rješenje nego što je slučaj s međuhlađenjem u kombinaciji s regeneratorom. Najveći stupanj iskoristivosti ima postrojenje s kombinacijom svih nadogradnji te dušikom kao radnim medijem. S druge strane postrojenje s helijem kao radnim medijem, iako se pokazalo manje ekonomično u vidu termičke iskoristivosti od postrojenja sa dušikom, razvijalo je višestruko veće snage nego bilo koje postrojenje s drugim radnim medijem obrađeno u ovom radu.

Ključne riječi: Plinska turbina, zatvoreni proces, međuhlađenje, regenerator, dodatni dovod topline, helij, ugljikov dioksid, argon, dušik.

SUMMARY

This thesis presents the analysis and calculation of a gas turbine in a closed cycle. During the analysis of the gas turbine, all known upgrades were carried out, including a regenerator, an intercooler, an additional heat exchanger and combinations of all mentioned upgrades. During the operation of the turbine in a closed cycle, the operating parameters of the entire system were observed with different working media such as: helium (He), carbon dioxide (CO₂), argon (Ar) and nitrogen (N), maintaining a constant mass flow of the working medium. Some parts of the closed process gas turbine crucial for its operation are described, as well as a description of the working media used to test the operating parameters. The upgrade of the gas turbine itself was carried out in such a way that each part was first installed separately, and then combinations of upgrades were carried out. The application of the regenerator proved to be one of the most important upgrades of the gas turbine, which has numerous benefits such as the reduction of the required heat supplied to the system by fuel, reducing heat exchanger surface area and it significantly improves the thermal efficiency of the process due to the utilization of heat that is not managed to use in the turbine. Likewise, the plant with additional heat supply and regenerator showed a high degree of usefulness. Although it had almost the largest increase in the supplied heat compared to the basic process, precisely because of the installation of the regenerator, it turned out to be a more economical solution than the case with intercooling in combination with the regenerator. The plant with a combination of all upgrades and nitrogen as the working medium proved to be the most useful. On the other hand, a plant with helium as a working medium, although it turned out to be less economical in terms of thermal utilization than a plant with nitrogen, developed several times higher power than any plant with another working medium discussed in this paper.

Key words: Gas turbine, closed process, intercooling, regenerator, additional heat supply, helium, carbon dioxide, argon, nitrogen.