

Matematički model plinske turbine TE Sisak

Slunjski, Mihael

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:054567>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-23**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mihael Slunjski

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr. sc. Željko Bogdan

Student:

Mihael Slunjski

Zagreb, 2015.

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

Ovom prilikom želio bih se zahvaliti:

Voditelju rada prof. dr.sc. Željku Bogdanu i asistentu dr.sc. Mislavu Čehilu na stručnim savjetima i pomoći oko izrade završnog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji, djevojci i prijateljima na bezrezervnoj podršci i razumijevanju.

Posebno zahvaljujem svome bratu Maksu na moralnoj potpori u krucijalnim trenucima.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
 Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
 procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Mihael Slunjski** Mat. br.: 0035181290

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Matematički model plinske turbine TE Sisak**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Gas turbine mathematical model of CCCGT power plant Sisak**

Opis zadatka:

U Sisku se gradi novo kombinirano kogeneracijsko postrojenje. S obzirom na visoku cijenu prirodnog plina i niske veleprodajne cijene električne energije, postoji sumnja da proizvodnja struje u novoizgrađenom bloku neće biti isplativa. U radu je potrebno:


1. Napraviti matematički model plinske turbine novog bloka TE Sisak u programskom paketu Matlab,
2. Izračunati termodinamičke efikasnosti plinske turbine s obzirom na promjenljivu vanjsku temperaturu,
3. Na temelju iskustvenih vrijednosti iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa odrediti proizvodnu cijenu električne energije iz novog bloka te ju usporediti s veleprodajnim cijenama na burzama električne energije u okruženju.

Svi potrebni dodatni ulazni podaci za proračun nalaze se kod mentora.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć tokom izrade.

Zadatak zadan:
25. studenog 2014.

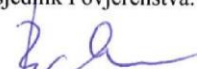
Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Željko Bogdan

Rok predaje rada:
1. rok: 26. veljače 2015.
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.
2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

Sadržaj

1. Uvod.....	1
2. Kombinirano postrojenje	2
2.1 Općenito o plinskim turbinama i kombiniranom ciklusu [1]	2
2.2 Termodinamički opis kombiniranog ciklusa [1]	5
2.3 Ekološki učinci [1].....	6
2.4 TE Sisak Blok C [2].....	9
3. Plinska turbina	11
3.1 Opis rada plinske turbine	11
3.2 Carnotov ciklus.....	11
3.3 Joule-Braytonov proces	12
3.4 Poznati proizvođači plinskih turbina	13
3.4.1 Asea Brown Boveri (ABB) [3]	13
3.4.2 Alstom [4]	14
3.4.3 General Electric [12]	15
3.4.4 Siemens [5]	16
4. Plinska turbina Bloka C TE Sisak [6]	17
5. Osnovne komponente plinske turbine [9]	19
5.1 Kompresor	19
5.2 Komora izgaranja	19
5.3 Turbina.....	20
6. Matematički model	22
6.1 Matlab.....	22
6.2 Osnovne jednadžbe.....	23
6.3 Kompresija.....	24
6.4 Izgaranje	26
6.4.1 Količina zraka za izgaranje	27
6.4.2 Sastav dimnih plinova.....	27
6.5 Ekspanzija.....	30
7. Rezultati	33

7.1	Slučaj plinske turbine bloka C TE Sisak	33
7.2	Ovisnost snage plinske turbine o protoku goriva	37
7.3	Termodinamička efikasnost plinske turbine s obzirom na promjenu vanjske temperature.....	37
7.4	Termički stupnjevi djelovanja pri različitim tlakovima i temperaturama	40
7.5	Optimalni tlakovi.....	40
7.6	Pretičak zraka	41
7.7	Cijena električne energije	42
7.7.1	Cijena proizvodnje električne energije prema ovom modelu (cijena plina 30 €/MWh)	42
7.7.2	Cijena proizvodnje električne energije pri ljetnom i zimskom režimu rada prema tablici 5. (cijena plina 30 €/MWh).....	43
7.7.3	Analiza isplativosti	44
8.	Zaključak.....	47
9.	Literatura.....	48

Popis slika

Slika 1. Shema kombi kogeneracijskog postrojenja [1]	1
Slika 2. Rast stupnja djelovanja jednostavnog i kombiniranog ciklusa	3
Slika 3. Veza između temperature izgaranja i iskoristivosti GE turbina za kombinirani	4
Slika 4. Prikaz kombiniranog ciklusa u T,s – dijagramu	5
Slika 5. Shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja	6
Slika 6. Usporedni prikaz plinovitih emisija dvaju postrojenja	7
Slika 7. Prikaz "dry low emission" komore izgaranja	8
Slika 8. Blok C TE Sisak	9
Slika 9. Načelna shema bloka C	10
Slika 10. Carnotov ciklus u p,v i T,s dijagramu	12
Slika 11. Jouleov ciklus u p,v i T,s dijagramu	12
Slika 12. Plinska turbina GT10 proizvođača ABB [3]	14
Slika 13. Plinska turbina GT 26 proizvođača Alstom [4]	15
Slika 14. Plinska turbina 9HA (Harriet) proizvođača GE	16
Slika 15. Plinska turbina SGT6-3000E proizvođača Siemens [7]	16
Slika 16. Plinska turbina SGT5-2000E proizvođača Siemens [7]	17
Slika 17. Aksijali kompresor	19
Slika 18. Komora za izgaranje	20
Slika 19. Lopatica turbine	20
Slika 20. Rast stupnja iskoristivosti s porastom kompresijskog omjera	21
Slika 21. T,s dijagram	23
Slika 22. Kromatografska analiza plina [11]	30
Slika 23. T,s dijagram	36
Slika 24. Ovisnost snage plinske turbine i masenom protoku goriva	37
Slika 25. T,s dijagram za dvije različite okolišne temperature	38
Slika 26. Ovisnost stupnja djelovanja o vanjskoj temperaturi.	39
Slika 27. Raspodjela ovisnosti stupnjeva djelovanja o tlaku pri različitim temperaturama.....	40
Slika 28. Ovisnost optimalnih tlakova o najvišoj temperaturi u procesu	41
Slika 29. Ovisnost cijene proizvedene električne energije o cijeni plina	43
Slika 30. Cijene plina i električne energije (zima)	45
Slika 31. Cijene plina i električne energije (ljetno)	46

Popis tablica

Tablica 1. Osnovni parametri plinske turbine GTE-160 po ISO uvjetima ($\vartheta_0=15^\circ\text{C}$, $H_d=33.285$ MJ/m $_n^3$) [8].....	18
Tablica 2. Stehiometrijski odnosi izgaranja [10]	27
Tablica 3. Ulazni podaci za matematički model	33
Tablica 4. Rezultati dobiveni matematičkim modelom	34
Tablica 5. Režim rada bloka C TE Sisak	35
Tablica 6. Temperature u karakterističnim točkama	36
Tablica 7. Ovisnost snage plinske turbine o masenom protoku goriva.....	37
Tablica 8. Vrijednosti nekih varijabli u ovisnosti o vanjskoj temperaturi	39
Tablica 9. Pretičak zraka za kompresijske omjere od 10 do 28	42
Tablica 10. Pretičak zraka za kompresijske omjere od 30 do 48	42
Tablica 11. Cijene plina i električne energije (zima)	44
Tablica 12. Profit (gubitak) (zima).....	45
Tablica 13. Cijene plina i električne energije (ljetno)	45
Tablica 14. Profit (ljetno)	46

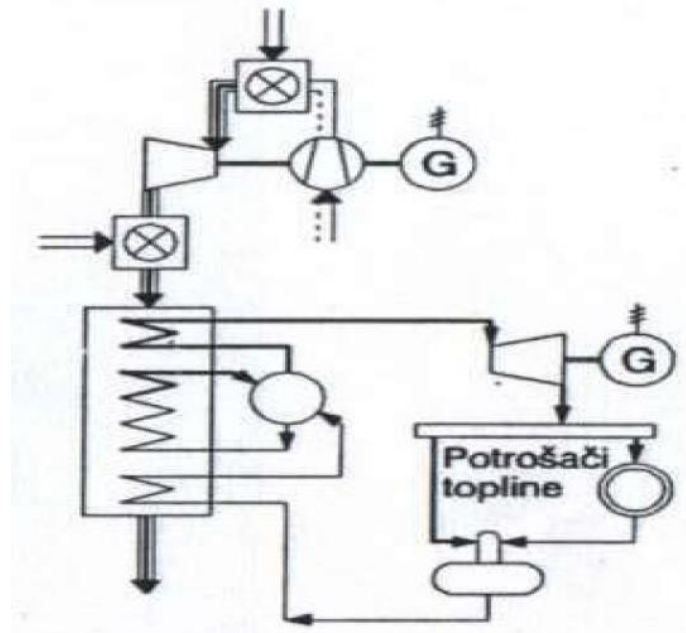
Popis oznaka

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
CH_4	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio metana u gorivu
C_2H_6	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio etana u gorivu
C_3H_8	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio propana u gorivu
C_4H_{10}	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio butana u gorivu
CO_2	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio ugljičnog dioksida u gorivu
H_2	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio vodika u gorivu
N_2	m_n^3 / m_n^3	Količinski udio dušika u gorivu
Hd	MJ / m_n^3	Donja ogrjevna moć goriva
V_{O_2min}	m_n^3 / m_n^3	Volumen kisika za izgaranje
V_{lmin}	m_n^3 / m_n^3	Volumen zraka za izgaranje
V_{CO_2}	m_n^3 / m_n^3	Volumen ugljičnog dioksida nakon izgaranja
V_{N_2min}	m_n^3 / m_n^3	Volumen dušika iz zraka za izgaranje
V_{H_2O}	m_n^3 / m_n^3	Volumen vodene pare nakon izgaranja
Q_{dov}	MW	Dovedena toplina
P_{turb}	MW	Snaga dobivena na turbini
P_{komp}	MW	Snaga utrošena za pogon kompresora
P_{PT}	MW	Ukupna snaga plinske turbine
η		Stupanj djelovanja plinske turbine
q_g	Kg/s	Maseni protok goriva
h	KJ / m_n^3	Specifična entalpija
h_g	KJ / m_n^3	Specifična entalpija goriva
g	$^{\circ}C$	Temperatura
g_{iz}	$^{\circ}C$	Izentropska temperatura
P_{komp}/P_{turb}		Omjer snage turbine i snage kompresora
p	bar	tlak
p_{opt}	bar	Optimalni tlak

λ		Pretičak zraka
κ		Izentropski eksponent
π		Kompresijski omjer
c_p	$\text{KJ}/ \text{m}_n^3\text{K}$	Specifični toplinski kapacitet pri konst. tlaku
R	$\text{KJ}/ \text{m}_n^3\text{K}$	Plinska konstanta
r	$\text{m}_n^3/ \text{m}_n^3$	Udio pojedinog elementa u dimnim plinovima

1. Uvod

U Sisku je napravljeno novo kombi kogeneracijsko postrojenje. S obzirom na visoku cijenu prirodnog plina i niske veleprodajne cijene električne energije, postoji sumnja da proizvodnja struje u novoizgrađenom bloku neće biti isplativa.



Slika 1. Shema kombi kogeneracijskog postrojenja [1]

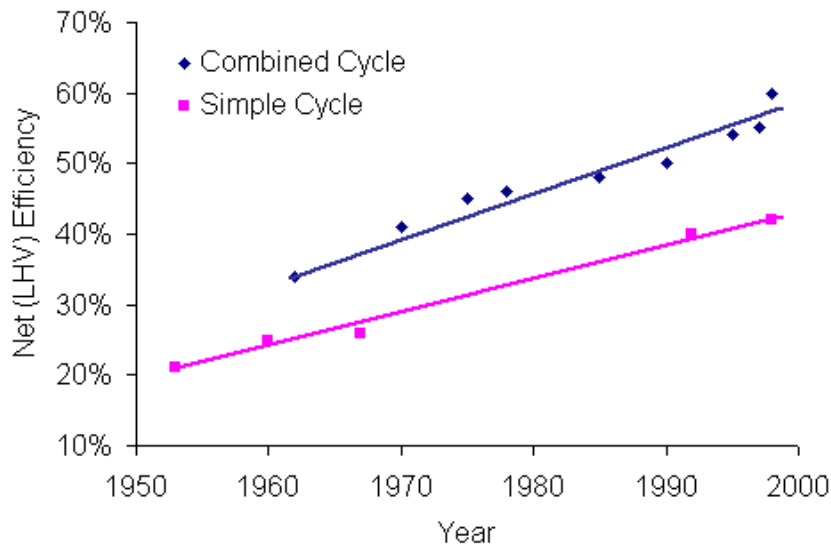
U ovom radu neće biti prikazan cijeli model kombiniranog kogeneracijskog postrojenja. Modelirat će se samo plinskoturbinski ciklus u programskom paketu Matlab, a prilikom analize isplativosti koristit će se iskustvene vrijednosti iskoristivosti parnoturbinskog ciklusa.

2. Kombinirano postrojenje

2.1 Općenito o plinskim turbinama i kombiniranom ciklusu [1]

Prve plinske turbine za proizvodnju električne energije proizvodi Brown Boveri od 1939. godine. Razvoj je u to vrijeme (II svjetski rat i razdoblje nakon njega) bio posvećen prvenstveno mlaznoj propulziji. U 50-ima vrše se ispitivanja mogućnosti primjene plinske turbine za pogon brodova, lokomotiva te cestovnih vozila. Korišteni su jednostavni ciklusi sa kompresijskim omjerima oko 12, te iskoristivošću do 25%. Tijekom 60-ih, plinske turbine se počinju javljati u većem broju u elektranama za vršna opterećenja, i to zbog njihove sposobnosti brzog starta. Iskoristivost je bila povećana zahvaljujući većim kompresijskim omjerima te većim temperaturama koje je mogućim učinilo hlađenje turbinskih lopatica.

Prvo veliko postrojenje s kombiniranim ciklusom instalirao je General Electric 1963. g. u Oklahomi, SAD. Postrojenje se sastojalo od plinske turbine čiji ispuh je služio kao zrak za izgaranje u generatoru pare, koji je pak pokretao parnu turbinu. Međutim, do sredine 70-ih, General Electric, Westinghouse te Brown Boveri grade većinom kombinirana postrojenja u kojima dimni plinovi ulaze u generator pare bez dodatnog izgaranja u njemu. Postižu se stupnjevi djelovanja do 41%. Performanse plinsko-turbinskih tehnologija značajno su unaprijeđene u periodu nakon 1970. g. Stupanj djelovanja plinsko-turbinskih energetske postrojenja se u tom periodu udvostručio, a istovremeno poboljšana je pouzdanost te je znatno smanjena emisija štetnih tvari. S obzirom da kombinirano postrojenje sadrži u sebi plinsku turbinu jednostavnog ciklusa (gornji proces), ti sustavi su imali sličan razvojni put. Iako plinske turbine za primjenu u kombiniranom ciklusu rade sa manjim kompresijskim omjerom (10 – 18) od neophodnog za maksimalnu iskoristivost u jednostavnom ciklusu (30), važna tehnološka poboljšanja, uključujući materijale, metode hlađenja te dizajn komore izgaranja, zajednička su svim primjenama plinskih turbina.

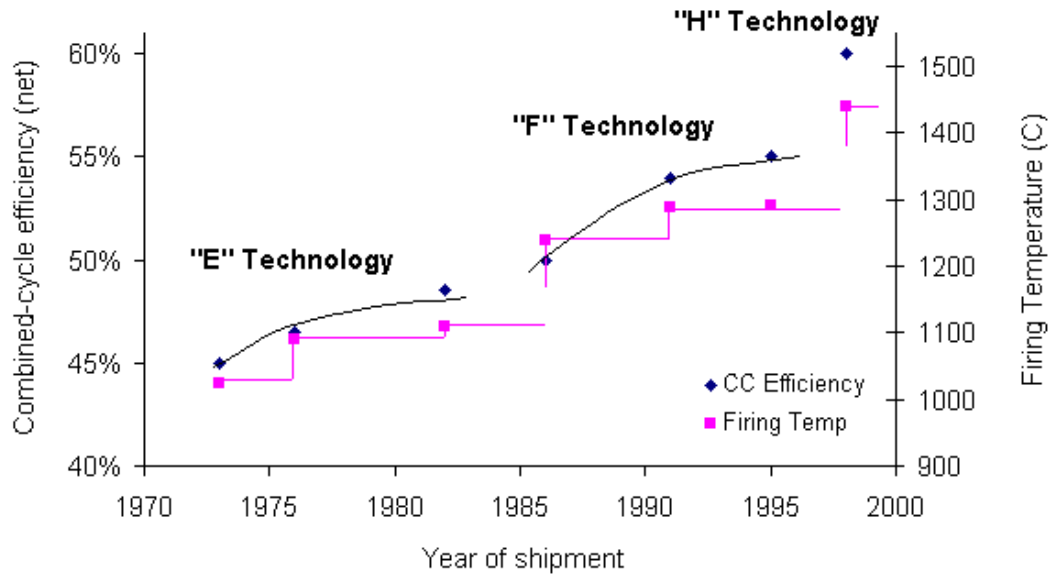


Slika 2. Rast stupnja djelovanja jednostavnog i kombiniranog ciklusa

Stupanj djelovanja je najvažniji parametar koji određuje djelotvornost nekog termoenergetskog postrojenja. Slika 2. pokazuje kako se povećavala neto iskoristivost jednostavnog i kombiniranog ciklusa plinske turbine nakon 1950. g. Termodinamička poboljšanja koja su omogućila tako dramatičan rast iskoristivosti plinske turbine identificirana su kao:

- povećanje temperature dovođenja topline,
- minimiziranje nepovrativosti unutar generatora pare na ispušne plinove,
- smanjenje toplinskih gubitaka između turbine i generatora pare.

Povećanje temperature dovođenja topline. S obzirom da je proces plinske turbine ograničen Carnot-ovim ciklusom, što je veća temperatura dovođenja topline, to je veća iskoristivost. Konstruktori turbina oduvijek su nastojali povećati temperaturu izgaranja bez posljedica na dijelove turbine. Slika 3. prikazuje rast temperature izgaranja i rast iskoristivosti na primjeru turbina tvrtke General Electric:



Slika 3. Veza između temperature izgaranja i iskoristivosti GE turbina za kombinirani Ciklus

Iako se temperatura dovođenja topline može povećavati na nekoliko načina, dominantno rješenje sastoji se u povećanju temperature izgaranja. Limitirajući faktor ovog rješenja je dugotrajna temperaturna izdržljivost turbinskih lopatica i statorskih dijelova. Postoje dva rješenja za ovaj problem: hlađenje dijelova turbine koji su izloženi visokim temperaturama, te korištenje naprednih materijala koji se odlikuju otpornošću prema visokim temperaturama.

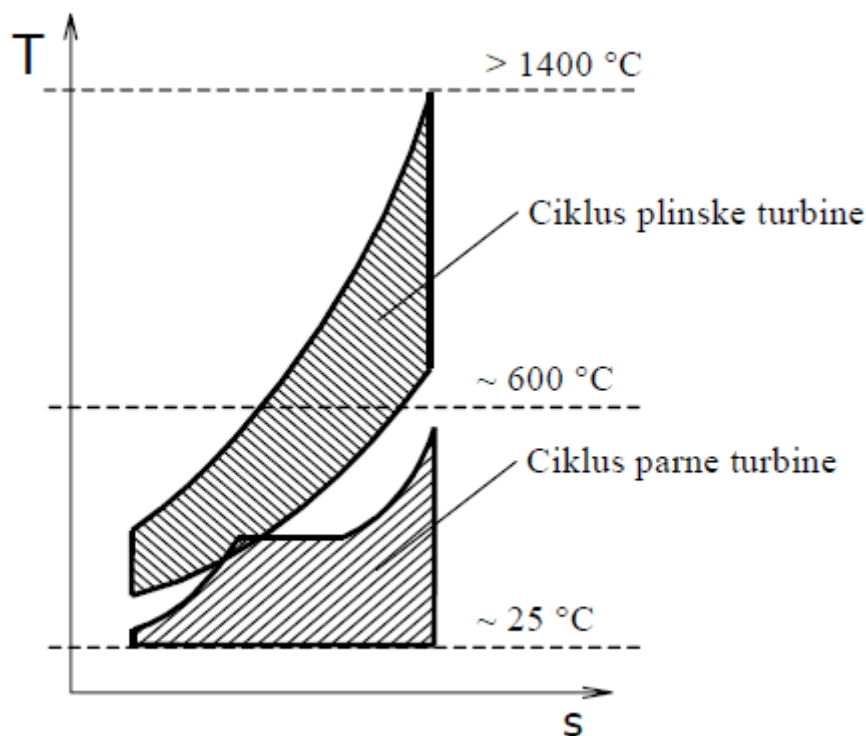
Tehnika hlađenja prvi puta se javlja 60-ih godina kod motora vojnih zrakoplova, a početkom 70-ih prenosi se i na stacionarna postrojenja. Napredak tehnike hlađenja odvijao se u seriji diskretnih koraka s razvojem obradnih tehnika te analize metodom konačnih elemenata koje su omogućile izradu složenijih i finijih rashladnih kanala u lopaticama statora a kasnije i rotora.

S druge strane, napredak na polju materijala odvijao se sporijim ritmom, u manjem broju krupnijih koraka. Razvoj materijala je tekao usporedno s razvojem naprednih tehnika proizvodnje i oblikovanja. Svojstva materijala su također poboljšana naprednim metodama materijalne produkcije kao što su usmjereno kristalizirani metali, te mogućnost izrade monokristalne lopatice.

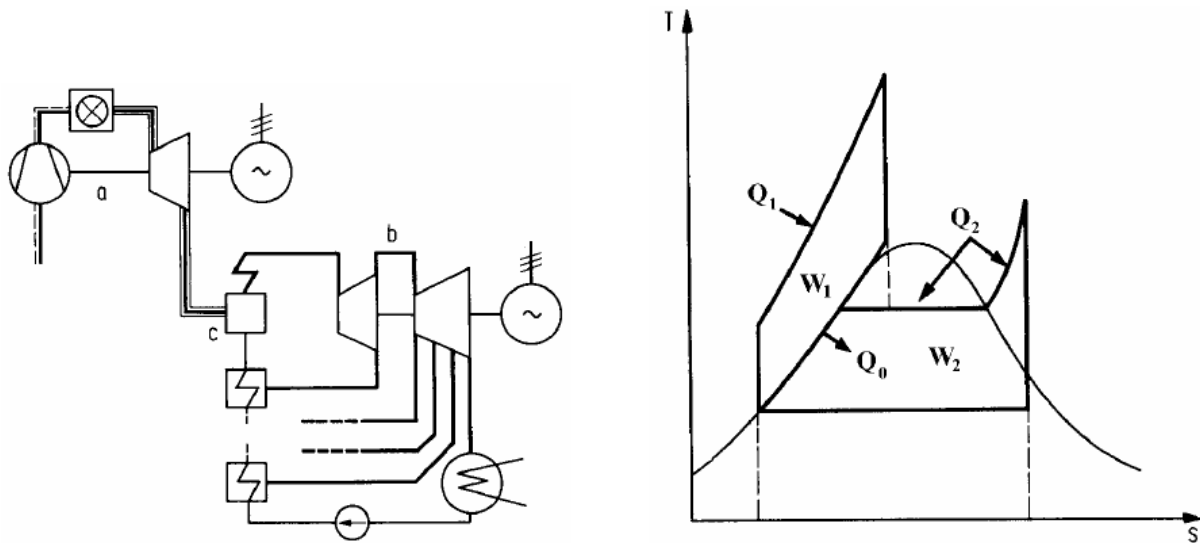
2.2 Termodinamički opis kombiniranog ciklusa [1]

Suvremena parno-turbinska postrojenja postižu stupanj djelovanja od oko 45 %, jer je gornja temperatura radnog medija (vodene pare) ograničena na oko 600 °C, što je gornja granica koju omogućuju raspoloživi materijali (donja temperatura je reda veličine 25 °C). Temperatura plina na ulazu suvremenih plinskih turbina premašuje 1450 °C, dok je izlazna temperatura reda veličine oko 600 °C, što omogućava stupnjeve djelovanja od oko 38 %.

Iskorištavanje oba temperaturna gradijenta - od 1450 °C do 600 °C i od 600 °C do 25 °C - predstavlja bit kombiniranog ciklusa i omogućava stupanj djelovanja čak i do 60 %. Visoka gornja temperatura kružnog procesa (T_2), reda veličine 1450 °C, kao i niska donja temperatura (T_1), može se postići kombiniranjem plinske turbine s parnom turbinom (*Kombinirani proces*, eng. *Combined-Cycle Process*, akr. *CC*; njem. *Gas und Dampf*, akr. *GUD*). Kod ove tehnologije, vrući ispušni plinovi plinske turbine s temperaturom od gotovo 600 °C usmjeravaju se u izmjenjivač topline, takozvani generator pare na ispušne plinove (eng. *Heat Recovery Steam Generator*, akr. *HRSG*), koji utilizira preostalu unutarnju energiju ispušnih plinova, proizvodeći vodenu paru za pogon parne turbine.



Slika 4. Prikaz kombiniranog ciklusa u T,s – dijagramu



Slika 5. Shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja

Osim izvrsne iskoristivosti, postrojenja s kombiniranim procesom posjeduju i širok raspon drugih prednosti:

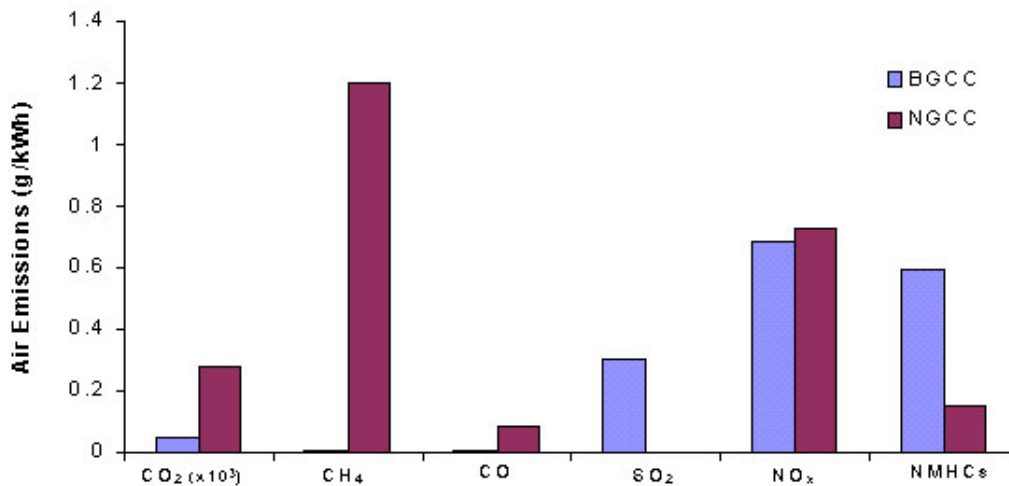
- Ekološki su prihvatljivija od svih ostalih postrojenja na fosilna goriva, jer praktično ne emitiraju SO₂ niti prašinu. Emisije NO_x su niže od 25 ppm, zahvaljujući naprednoj tehnologiji izgaranja.
- Emisija CO₂ je daleko niža nego kod konvencionalnih termoenergetskih postrojenja na ugljen zbog visoke iskoristivosti i posljedično, niže potrošnje goriva, kao i zbog niskog sadržaja ugljika u prirodnom plinu.
- Specifični investicijski troškovi te prostorni zahtjevi su značajno niži nego kod ostalih postrojenja.
- Vrijeme izgradnje postrojenja je vrlo kratko. Na primjer, 800 MW postrojenje gradi se 22 mjeseca, a teži se skraćanju tog roka na 20 mjeseci.
- Troškovi proizvodnje električne energije su općenito niži nego kod ostalih postrojenja.

2.3 Ekološki učinci [1]

Ekološki učinci plinsko-turbinskih postrojenja su značajno smanjeni tijekom zadnjih 15 godina serijom tehnoloških inovacija. Atmosferske emisije uglavnom se odnose na CO₂ i NO_x. Od ekološkog značaja je i upotreba rashladne vode.

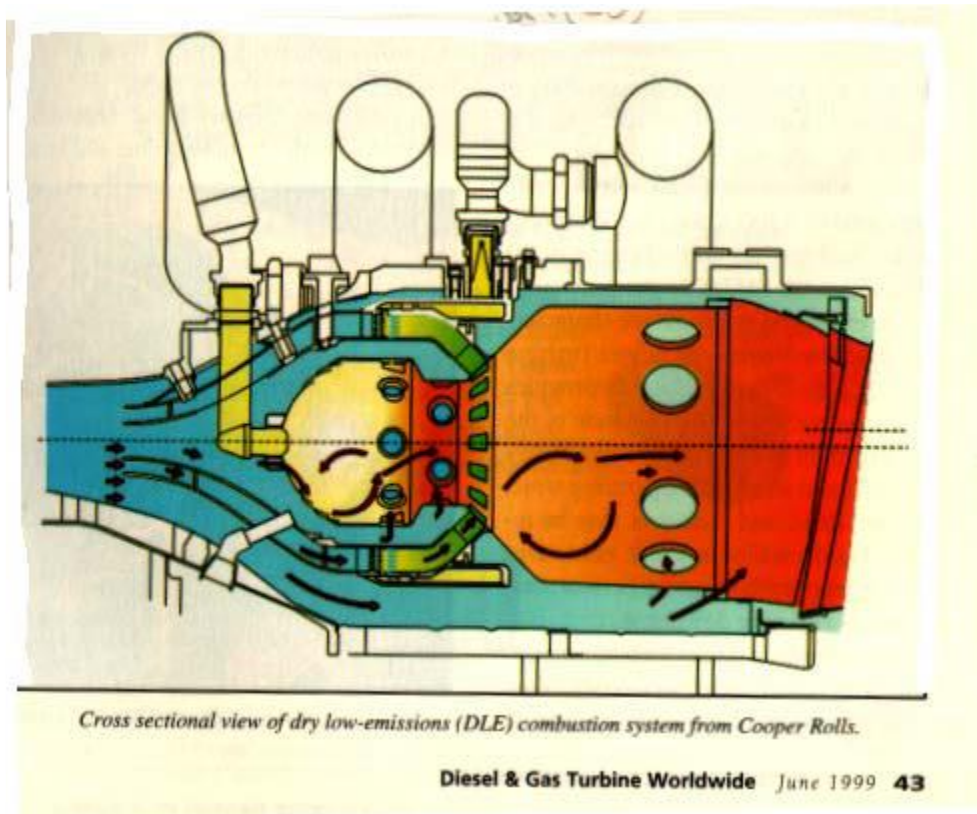
Slika 6. daje usporedni prikaz emisija dvaju postrojenja kombiniranog ciklusa, na prirodni plin te na pogon produktima biomase. Treba naglasiti da su donji podaci načinjeni

studijom životnog ciklusa postrojenja, te su ukalkulirani svi faktori, od izgradnje, eksploatacije i transporta goriva, uzgoja biomase, i slično.



Slika 6. Usporedni prikaz plinovitih emisija dvaju postrojenja

Potrebno je naglasiti da je emisija glavnog stakleničkog plina, CO₂ po jedinici proizvedene električne energije, manja u kombiniranom ciklusu nego u konvencionalnom postrojenju zbog većeg stupnja djelovanja te konzekventno niže specifične potrošnje goriva. Osim toga, prirodni plin sadrži manji udio ugljika od ostalih fosilnih goriva. Dušikovi oksidi, NO_x, predstavljaju značajan udio štetne emisije plinskih turbina jer se smatraju prekursorima fotokemijskog smoga. S obzirom na postanak, NO_x se dijeli na termalni NO_x, te na NO_x uzrokovan sadržajem dušika u gorivu. Rješenja za smanjenje emisija uglavnom se koncentriraju na termalni NO_x, koji nastaje kada se smjesa kisika i dušika dovodi na visoku temperaturu prilikom izgaranja. Rješenja se baziraju bilo na sniženju vršne temperature izgaranja, bilo na promjenu sastava smjese kisika i dušika, koji ne teži nastajanju NO_x



Slika 7. Prikaz "dry low emission" komore izgaranja

Jedan od načina redukcije NO_x kod kombiniranih ciklusa je ubrizgavanjem pare iz generatora pare u komoru izgaranja plinske turbine. Injektirana para snižava temperaturu izgaranja, a kada ekspandira u turbini povećava snagu. Drugo rješenje je selektivna katalitička redukcija NO_x uz pomoć ubrizgavanja amonijaka u plinsku turbinu. Iako djelotvorne, ove metode mogu skratiti radni vijek turbine, te povećati emisiju ugljičnog monoksida, CO. Nova rješenja koja se razvijaju i uvode uključuju višestepeno izgaranje te katalitičko izgaranje. Emisija NO_x reda veličine 9 ppm smatra se prihvatljivom, ali kod većih vrijednosti mora se primjeniti selektivna katalitička redukcija koja se postavlja u HRSG. Emisija ugljičnog monoksida, CO, iz ispuha plinske turbine ne smatra se značajnijim ekološkim problemom. Emisijski nivoi CO tipično iznose manje od 10 ppmv (15% O₂) suhi dp) pri punom opterećenju turbine, osim u slučaju poremećenog izgaranja, kada prisutnost veće količine CO u ispušnim plinovima indicira kvar sustava za ubrizgavanje goriva ili komore za izgaranje. Emisija N₂O u principu slijedi trend emisije ugljičnog monoksida s obzirom na režim rada turbine. Pri punom opterećenju, emisije CO i N₂O su relativno niske, ali kod djelomičnog opterećenja, emisije postaju značajnije. Emisijski nivo N₂O iznosi približno 1 ppmv (15% O₂ suhi dp). Ekološki učinci plinsko-turbinskih postrojenja smanjeni su i redukcijom upotrebe rashladne vode. Termoelektrane često

koriste goleme količine rashladne vode te sudjeluju u pomorima riba zbog usisavanja u rashladne pumpe, kao i zbog toplinskog zagađivanja vodotokova koje vodi smanjenju količine otopljenog kisika. Toplinsko zagađenje vodotokova također ometa razmnožavanje te migracijsko ponašanje vodenih vrsta. Kombinirana postrojenja danas koriste znatno manje količine rashladne vode zahvaljujući naprednijim konstrukcijama izmjenjivača topline, te zatvorenom rashladnom krugu.

2.4 TE Sisak Blok C [2]

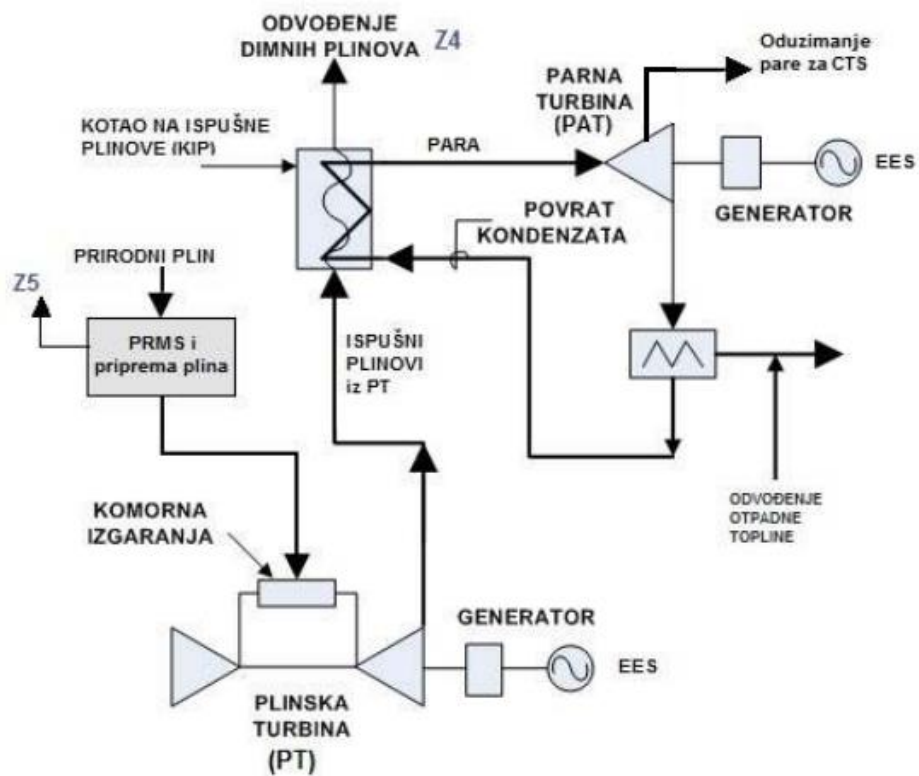
Izgradnja kombi kogeneracijske elektrane Sisak 230 MWe/50 MWt financirana je klirinškim dugom bivšeg SSSR-a prema bivšoj SFRJ, odnosno Ruske Federacije prema Hrvatskoj, u ukupnom iznosu od 188 milijuna dolara.

Iskoristivost samih plinskih turbina kreće se uobičajeno 25 do 35 %; ovisno o tipu i radnim parametrima turbine. Međutim, u kombiniranim sustavima s kogeneracijom se energetska iskoristivost povećava čak do 85 %.



Slika 8. Blok C TE Sisak

Dimni plinovi nakon izlaska iz turbine ulaze u kotao utilizator gdje zagrijavaju vodu koja isparava i pregrijava se, te se vodi na kondenzacijsku turbinu sa reguliranim oduzimanjem na kojoj ekspandiraju do kondenzacijskog talka ili se pri nekom tlaku odvodi u sustav za grijanje grada Siska.



Slika 9. Načelna shema bloka C

3. Plinska turbina

3.1 Opis rada plinske turbine

Plinska turbina je rotacijski stroj koji pretvara energiju izgaranja goriva u koristan rad. Spadaju u motore s unutarnjim izgaranjem. Na ulazu se nalazi kompresor, koji povećava tlak ulaznih plinova, dok im smanjuje obujam. Zrak takvog stanja ulazi u komoru za izgaranje, gdje se miješa sa gorivom i zatim pali, čime se unosi energija. Izgaranje goriva stvara i velike temperature. Proizvodi izgaranja prisilno ulaze u turbinu, sa velikom brzinom i protokom, gdje se preko mlaznica usmjeruje na lopatice, koje se okreću, a ispušni plinovi izlaze sa smanjenom temperaturom i tlakom.

Dobivena energija može se prenijeti preko vratila, komprimiranog zraka ili potiska, ovisno o tome primjenjuje li se za zrakoplove, vlakove, brodove, električne generatore ili čak za tenkove.

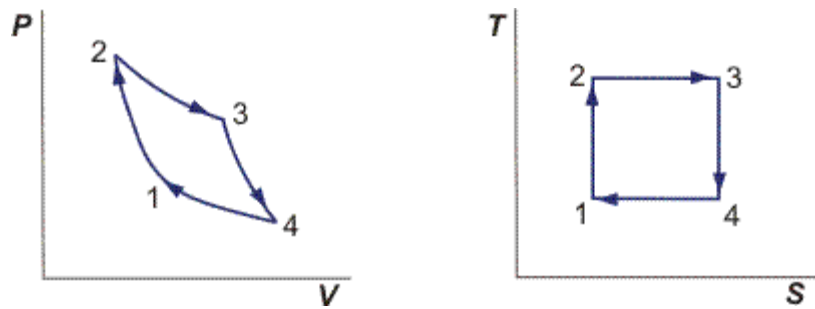
3.2 Carnotov ciklus

Carnotov ciklus se odvija između dvije izoterme i dvije izentropne. Ako je temperatura dovođenja topline jednaka temperaturi ogrjevnog spremnika i ako je temperatura odvođenja jednaka temperaturi rashladnog spremnika, govorimo o idealnom Carnotovom ciklusu. Idealni Carnotov ciklus je tehnički neprimjenjiv jer podrazumijeva izotermni prijenos topline koji traje beskonačno dugo. Ipak, kako je Carnotov ciklus u potpunosti ravnotežni proces, služi nam kao svojevrsni etalon kvalitete drugih kružnih ciklusa jer maksimalni rad između dviju temperatura bi se postigao upravo Carnotovim ciklusom.

$$\eta_{carnot} = \frac{W}{Q_1}$$

$$\eta_{carnot} = \frac{mR(T_d - T_{od}) \ln \frac{V_2}{V_1}}{mRT_d \ln \frac{V_2}{V_1}}$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{od}}{T_d}$$



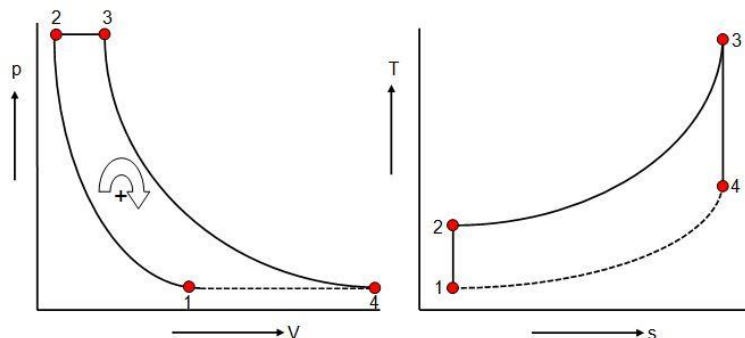
Slika 10. Carnotov ciklus u p,v i T,s dijagramu

Termički stupanj djelovanja realnog Carnotova ciklusa raste s povećanjem razlike termodinamičkih temperatura dovođenja i odvođenja topline.

Iz prikazanog se daje zaključiti da je u svrhu povećanja termičkog stupnja djelovanja poželjno postići što višu temperaturu dovođenja i što nižu temperaturu odvođenja topline.

3.3 Joule-Braytonov proces

Zakovitosti rada Plinsko-turbinskih ciklusa opisuju se Braytonovim ili Jouleovim ciklusom. Braytonov se ciklus odvija između dviju izobara i dviju izentropa.



Slika 11. Jouleov ciklus u p,v i T,s dijagramu

Prvo turbokompresor usisava zrak i podiže ga na viši tlak, zatim se izobarno dovodi toplina izgaranjem goriva u komori za izgaranje. Sljedeći je korak uvođenje komprimiranog i zagrijanog plina u plinsku turbinu u kojoj se ekspanzijom plina dobiva snaga. Plinska turbina i kompresor su na istom vratilu i dio dobivene snage se troši za pogon kompresora. Izobarno odvođenje topline se realizira u izmjenjivaču topline, kod kombiniranog ciklusa u kotlu na otpadnu toplinu. U samostalnom radu plinske turbine (bez kotla utilizatora) promjena stanja 4-1 zapravo ne postoji jer se dimni plinovi nakon ekspanzije u turbini puštaju u atmosferu, a u kompresor ulazi svježi zrak.

$$\eta_{Joule} = 1 - \frac{T_{dovsr}}{T_{odvsr}}$$

$$\eta_{Joule} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Prikazani je izraz za stupanj djelovanja idealnog Jouleovog procesa. Stupanj djelovanja jako ovisi o srednjoj temperaturi dovođenja i u interesu nam je da ona bude što viša. Izgaranjem plina u plinskim turbinama postižu se temperature do 1500 °C, što je znatno više nego kod parnih turbina (600°C). Time se postižu znatno više srednje temperature dovođenja topline u plinskoj turbini u odnosu na parnu. To je jedna od glavnih prednosti plinskih turbina u odnosu na parne.

3.4 Poznati proizvođači plinskih turbina

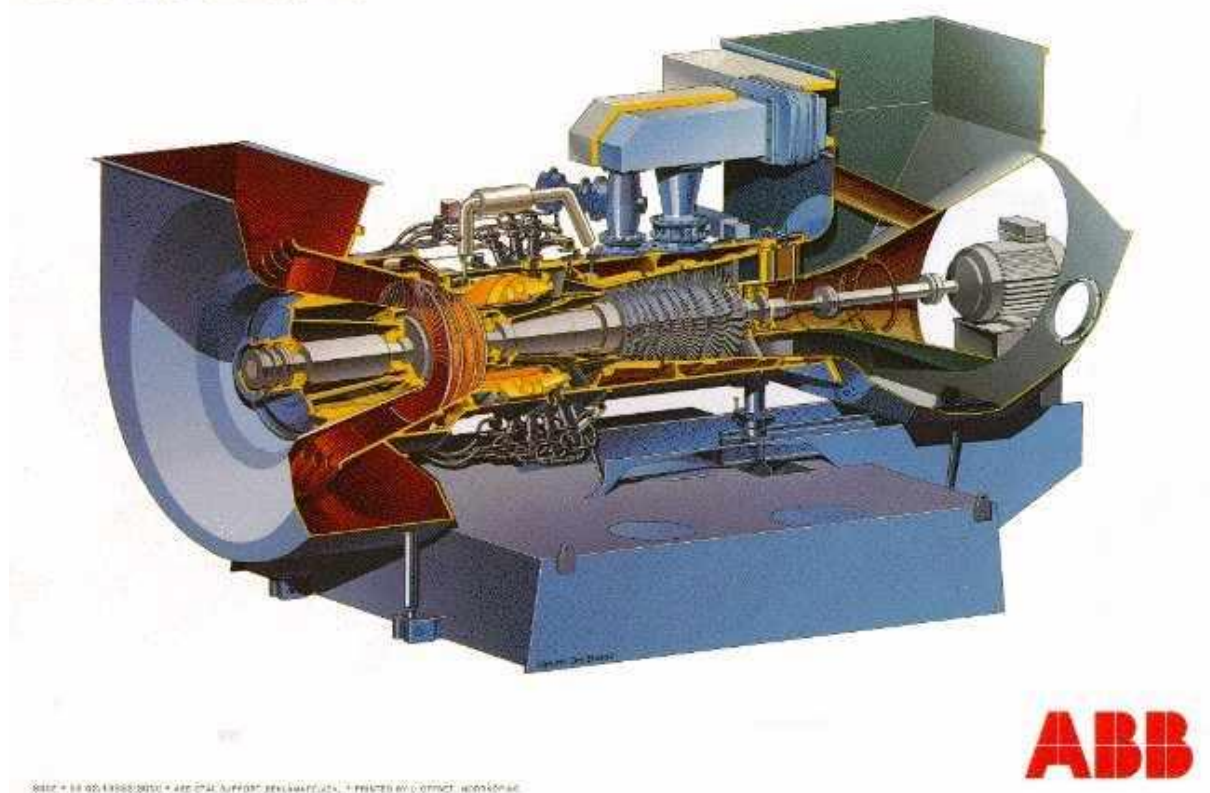
3.4.1 Asea Brown Boveri (ABB) [3]

Sjedište: Zürich, Švicarska

Zaposlenika: 147 000

Operativni prihod: 3,838 milijardi USD

25 MW Gas Turbine GT10



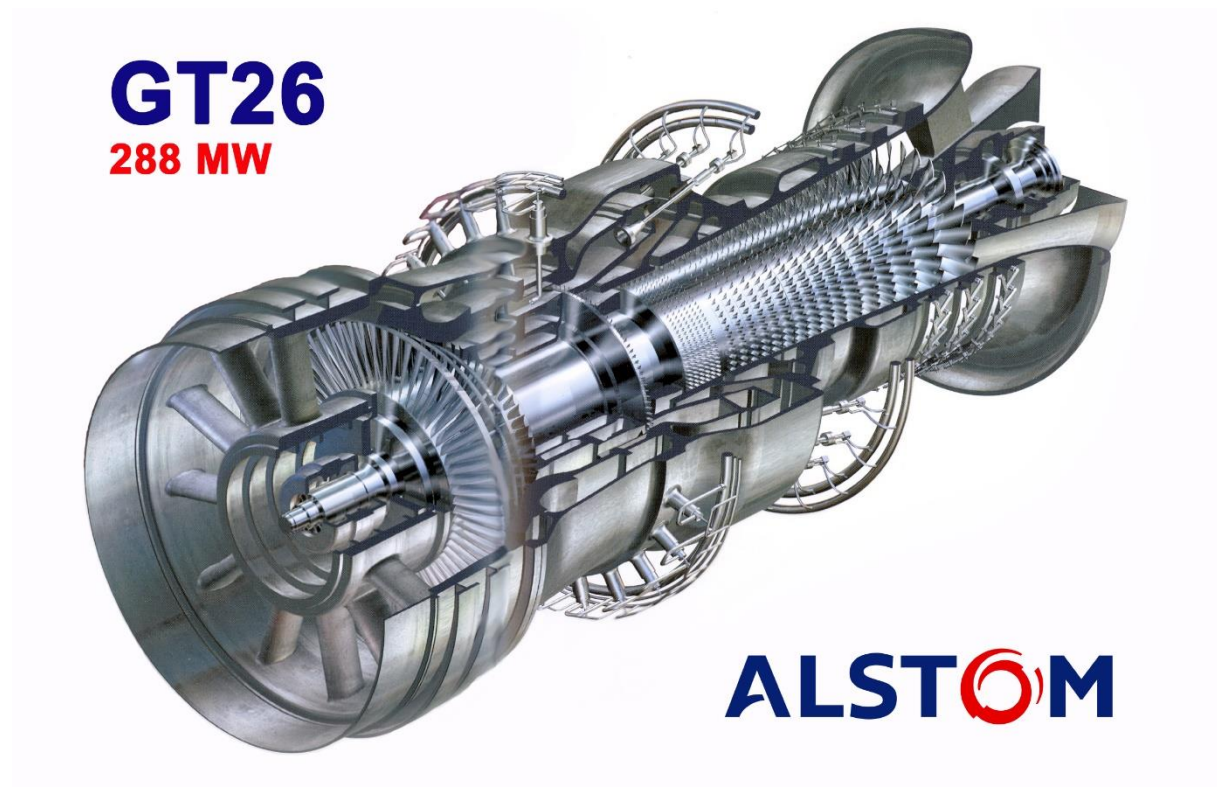
Slika 12. Plinska turbina GT10 proizvođača ABB [3]

3.4.2 Alstom [4]

Sjedište: Pariz, Francuska

Zaposlenika: 85,225

Operativni prihod: 764 milijuna €



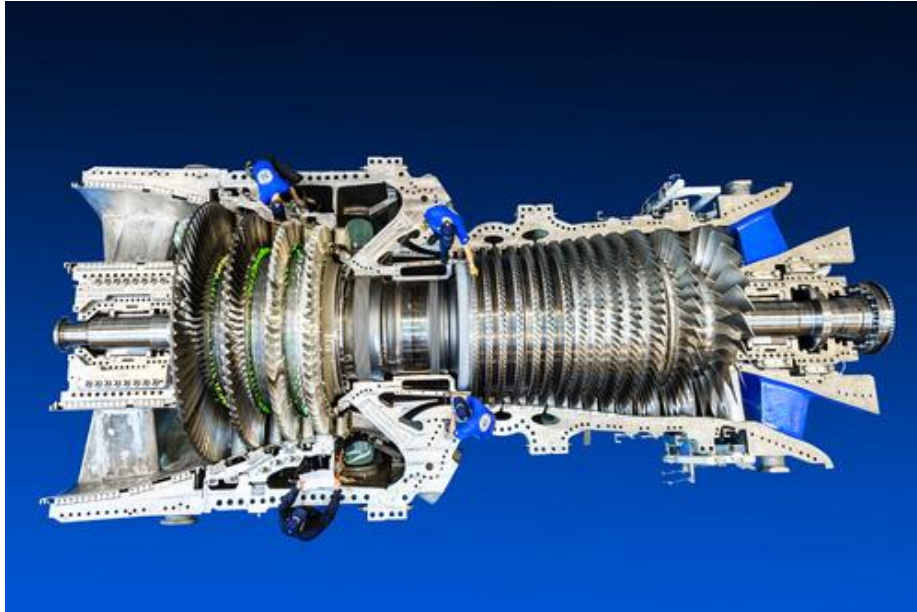
Slika 13. Plinska turbina GT 26 proizvođača Alstom [4]

3.4.3 General Electric [12]

Sjedište: Fairfield, Connecticut, SAD

Zaposlenika: 307 000

Operativni prihod: 26,3 milijarde USD



Slika 14. Plinska turbina 9HA (Harriet) proizvođača GE

3.4.4 Siemens [5]

Sjedište: Berlin i München, Njemačka

Zaposlenika: 380 000

Operativni prihod: 87,3 milijarde €



Slika 15. Plinska turbina SGT6-3000E proizvođača Siemens [7]

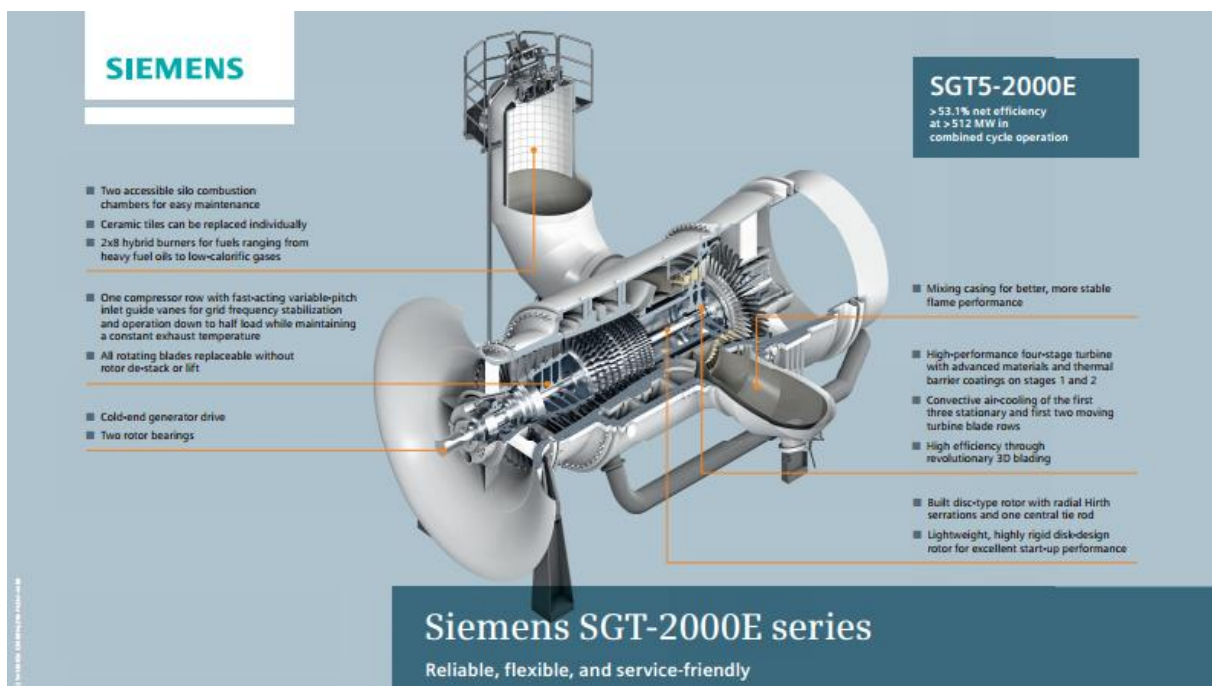
4. Plinska turbina Bloka C TE Sisak [6]

Plinsko-turbinski agregat (plinska turbina s električnim generatorom) izgaranjem prirodnog plina proizvodi oko 160 MW električne snage. Plinska turbina je jednovratilna i jednokućišna a sastoji se od ulaza zraka, aksijalnog kompresora, dvije vanjske komore izgaranja u dry low NO_x izvedbi (DLN), aksijalne turbine, ispušnog kućišta, difuzora, ležajnih sklopova i temeljnog okvira s nosačima turbine. Plinska turbina pogoni dvopolni, sinkroni, trofazni generator električne energije horizontalne izvedbe hlađen zrakom. Strujanje hladnog zraka se uspostavlja pomoću dva aksijalna ventilatora na krajevima rotora, a hlađenje hladnjacima zrak/voda.

Plinska turbina proizvedena je u Rusiji, proizvođač je Leningradsky Metallichesky Zavod.

Model plinske turbine je GTE-160 i napravljen je po siemensovoj licenci SGT 2000E

(V94.2.)



Slika 16. Plinska turbina SGT5-2000E proizvođača Siemens [7]

Turbina ima 4 stupnja, a kompresor 16 stupnjeva.

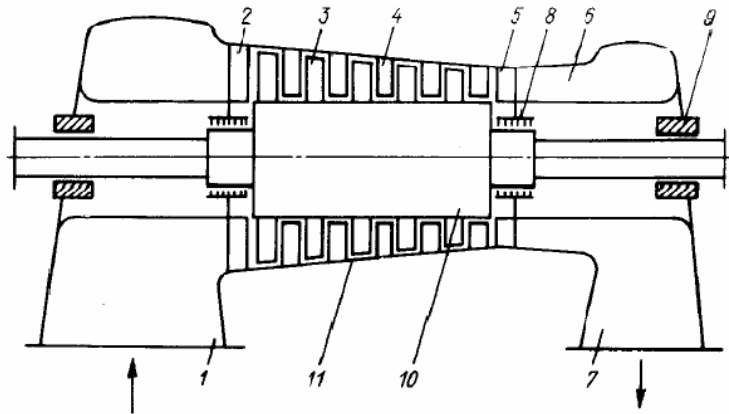
Tablica 1. Osnovni parametri plinske turbine GTE-160 po ISO uvjetima ($\vartheta_o=15^\circ\text{C}$, $H_d=33.285 \text{ MJ/m}_n^3$) [8]

Parameter	Value
Generator terminals power, MW	155
Turbine inlet gas temperature, °C	1060
Gas temperature at power turbine exit (at exhaust), °C	537
Power turbine outlet (exhaust) gas flow, kg/sec	509
Generator terminals efficiency, %	34.4
Rated speed of generator rotor, rpm	3000
Fuel gas consumption (at $H_u=7950 \text{ kcal/Nm}^3$), kg/h	33 566
Fuel gas consumption (at $H_u=7950 \text{ kcal/Nm}^3$, at $p=0.68 \text{ кг/Nm}^3$), Nm^3/h	49 362
Specific fuel consumption (at $H_u=7950 \text{ kcal/Nm}^3$), g/kW hr	213,78
GTE inlet fuel gas pressure, MPa	2.3
NOx emission (@ 15% O2 and 50...100% Ne), no more than, mg/ Nm^3 (ppm)	50 (25)
Weight of GTE, t	186.5
GTE dimensions, m	18.4x12.5x7.5

5. Osnovne komponente plinske turbine [9]

5.1 Kompresor

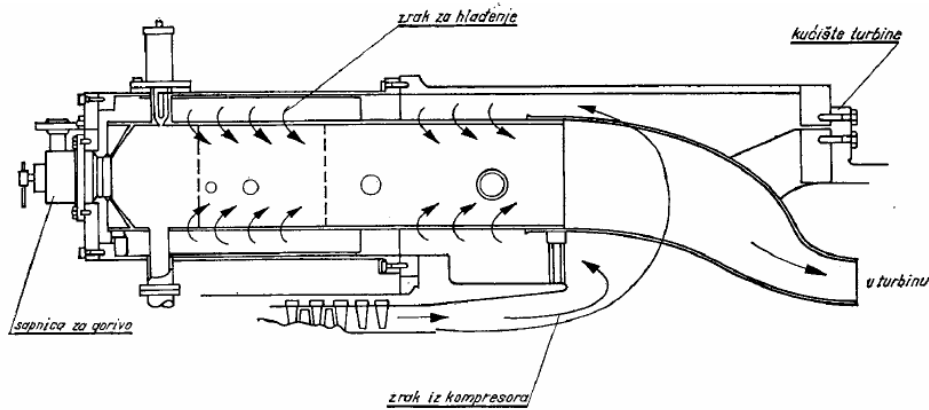
U postrojenjima plinske turbine koriste se aksijalni i radijalni kompresori. Kod aksijalnih kompresora zrak protječe kroz statorske i rotorske lopatice u smjeru vratila, dok je u radijalnim kompresorima smjer kretanja zraka radijalan na rotorsko kolo. Za manje kompresijske omjere (4:1) radijalni su kompresori lakši i ostvaruju visoku efikasnost u širokom opsegu protoka u odnosu na aksijalne kompresore. Jeftiniji su u proizvodnji i robusniji. Za veće jedinice (industrijska i brodska plinsko-turbinska postrojenja) aksijalni kompresor efikasniji i češće se koristi. U području zrakoplovstva trend se kreće prema što višim kompresijskim omjerima što opet zadovoljavaju aksijalni kompresori. Obično se kompresijski omjer kreće u granicama 10-20.



Slika 17. Aksijali kompresor

5.2 Komora izgaranja

U komori se izgaranja komprimiranom zraku dovodi gorivo čijim se izgaranjem proizvode dimni plinovi koji čine radnu tvar u plinskoj turbini. Jedna od mogućih izvedbi komore izgaranja prikazana je na slici 18.



Slika 18. Komora za izgaranje

Komora se izgaranja sastoji od dvaju cilindara. U unutarnjem se cilindru odvija izgaranja prilikom čega se razvijaju visoke temperature. Kroz prstenasti otvor između dvaju cilindara struji komprimirani zrak koji se na taj način zagrijava (bolje izgaranje), a s druge strane štiti vanjski cilindar od visokih temperatura. Za izgaranje se dovodi 3-6 puta više zraka od teoretski potrebnog zbog sniženja maksimalnih temperatura. Komore izgaranja trebaju osigurati:

- stabilno izgaranje u širokim granicama opterećenja
- jednoličnu raspodjelu temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
- da gubitak tlaka u komori izgaranja bude što manji.

U pravilu jedno plinsko-turbinsko postrojenje ima više komora izgaranja koje su smještene uzdužno, po obodu, čime se dobivaju manje dimenzije postrojenja.

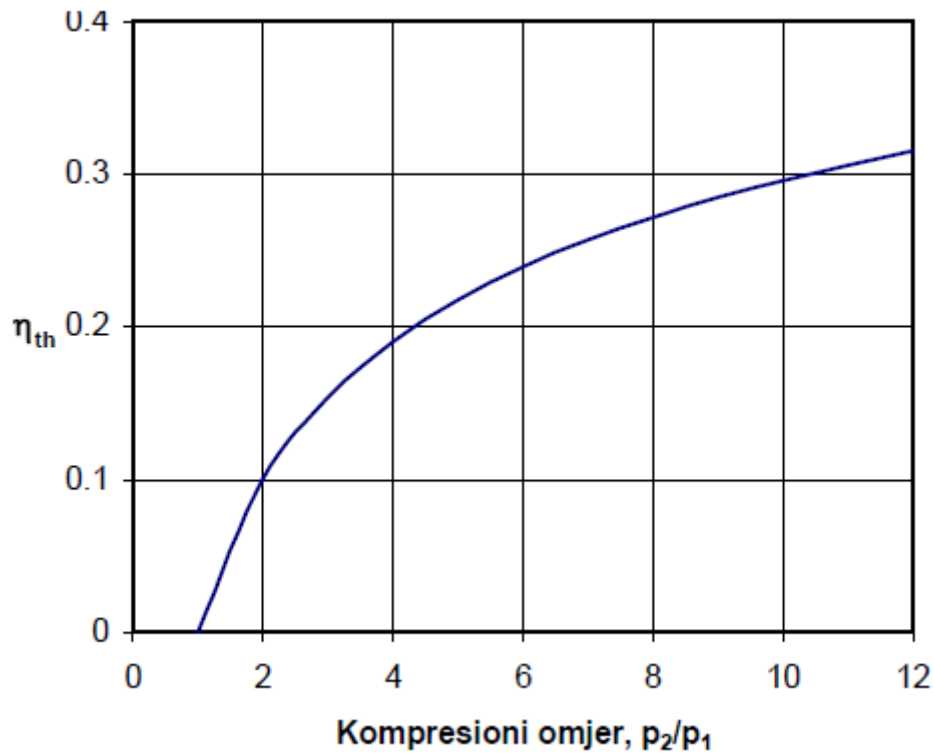
5.3 Turbina

U turbini se entalpijski pad dimnih plinova pretvara u kinetičku energiju, a ova u mehanički rad. U zavisnosti od izvedbe obično ima 2-8 turbinskih stupnjeva. Današnji materijali ne mogu izdržati u kontinuiranom pogonu maksimalne temperature koje se razvijaju izgaranjem. To se prvenstveno odnosi na mehanički visoko opterećene dijelove kakvi su npr. lopatice prvih stupnjeva turbine. Zbog toga su lopatice izrađene od visoko legiranih materijala na bazi nikla i intenzivno se hlade zrakom, slika 19.



Slika 19. Lopatica turbine

Stupanj iskoristivosti postrojenja raste s porastom temperature (i tlaka) dovođenja topline, što je prikazano na sl. 20.



Slika 20. Rast stupnja iskoristivosti s porastom kompresijskog omjera

6. Matematički model

Matematički model plinske turbine napravljen je u programskom paketu Matlab.

6.1 Matlab

Matematički model napravljen je u nekoliko m-datoteka. Napravljene su četiri osnovne m-datoteke PT.m, Kompresor.m, Izgaranje.m i Turbina.m u kojima su opisani kodovi posebno za osnovne jednadžbe plinske turbine, kompresije, izgaranja i ekspanzije. U m-datoteci PT.m integrirane su ostale tri osnovne m-datoteke.

Za potrebe ovog proračuna potrebno je poznavati toplinske kapacitete, molarne mase, entalpije i još neke tablične veličine. Unatoč velikom uloženom trudu nisu pronađene m-datoteke, radni prostori (workspace) ili funkcije koje daju te veličine za različite elemente i temperature. Svršishodnim se pokazalo izrađivanje radnih prostora sa matricama ili vektorima koje predstavljaju iznose potrebnih veličina za različite elemente i po potrebi temperature.

Radni prostori su napravljeni na način da su se preko funkcije 'import data' unosile tablične vrijednosti iz excel tablica koje su dobivene na kolegiju Generatori pare. Dio potrebnih podataka, koje ne sadrže te tablice, prepisani su iz drugih izvora. Radni prostori sa potrebnim podatcima unosili su se u m-datoteke korištenjem naredbe 'load'. Podatci za vrijednosti temperatura koje nisu upisane u tablice određeni su pomoću naredaba koje interpoliraju tablične podatke 'interp1' za vektore i 'interp2' za matrice.

Za uspješno funkcioniranje modela potrebno je sve m-datoteke držati u istom direktoriju. Zbog toga što se neke varijable koriste u više m-datoteka, potrebno je te varijable proglasiti globalnima korištenjem funkcije 'global'. Time se omogućuju operacije s tim varijablama između m-datoteka u kojima su one proglašene globalnima.

Za izradu tablica i grafova napravljen su m-datoteke za svaki graf ili tablicu posebno, oni koriste osnovne četiri m-datoteke koji se učitavaju pomoću naredbe 'run'. Pri izradi nekih tablica i grafova trebalo je napraviti određene preinake osnovnih m-datoteka.

Vrijednosti korištene za izradu grafova i tablica dobivene su pomoću jedne ili dvije FOR petlje. Vrijednosti za svaku varijablu dobivene su kao vektori, te su se iz njih radile tablice ili grafovi.

Zbog velikog broja iteracija, proračun nekih m-datoteka koji sadrže dvije FOR petlje traje između 20 i 80 minuta.

6.2 Osnovne jednadžbe

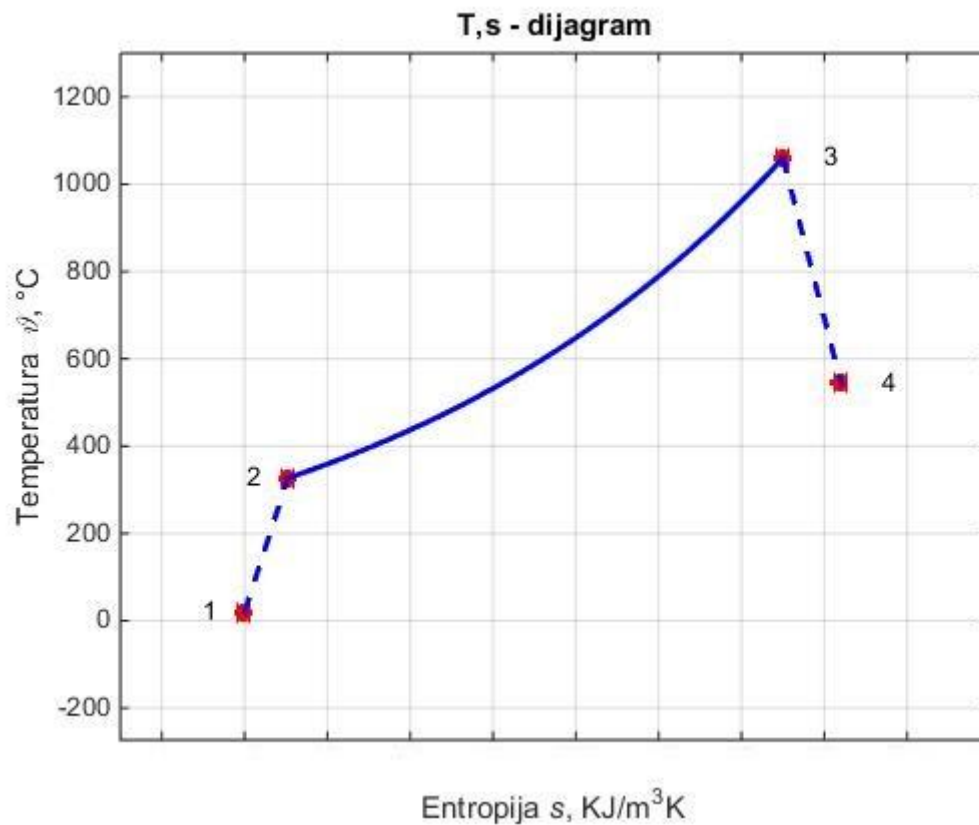
$$\eta = P_{PT} / Q_{dov}$$

$$P_{PT} = P_{turb} - P_{komp}$$

$$P_{turb} = \frac{q_g \cdot (h_3 - h_4)}{1000}$$

$$P_{komp} = \frac{q_g \cdot (h_2 - h_1)}{1000}$$

$$Q_{dov} = \frac{q_g \cdot (h_3 - h_2 - h_g)}{1000}$$



Slika 21. T,s dijagram

Gdje su: Q_{dov} – dovedena toplina u MW

P_{turb} – snaga dobivena na turbini u MW

P_{komp} – snaga utrošena za pogon kompresora u MW

P_{PT} – ukupna snaga plinske turbine u MW

η – stupanj djelovanja plinske turbine

q_g – protok goriva u m_n³/s

h_1 – specifična entalpija na ulazu u kompresor u KJ/m_n³ goriva

h_2 – specifična entalpija na izlazu iz kompresora u KJ/m_n³ goriva

h_3 – specifična entalpija na ulazu u turbinu u KJ/m_n^3 goriva

h_4 – specifična entalpija na izlazu iz turbine u KJ/m_n^3 goriva

h_g – specifična entalpija zagrijanog goriva u KJ/m_n^3 goriva

Važno je napomenuti da su specifične entalpije izražene u kilojoulima po normnom metru kubnom goriva. Entalpija u točki 3 izračunata je prilikom proračuna izgaranja i bit će prikazana u poglavlju 6.4. Sve ostale entalpije preračunate su u $\text{KJ/m}_n^3\text{g}$ prema sljedećim izrazima.

$$h_1 = h_{z1} \cdot Vl = (cp_{z1} \cdot \vartheta_1) \cdot Vl$$

$$h_2 = h_{z2} \cdot Vl = (cp_{z2} \cdot \vartheta_2) \cdot Vl$$

$$h_4 = h_{dp4} \cdot (Vl+1) = (cp_{z2} \cdot \vartheta_2) \cdot (Vl+1)$$

$$h_g = cp_g \cdot \vartheta_g$$

$$cp_g = CH_4 \cdot cp_{CH_4} + C_2H_6 \cdot cp_{C_2H_6} + C_3H_8 \cdot cp_{C_3H_8} + C_4H_{10} \cdot cp_{C_4H_{10}} + N_2 \cdot cp_{N_2} + H_2 \cdot cp_{H_2}$$

Gdje su: h_{z1} – specifična entalpija u točki 1 izražena u KJ/m_n^3 zraka

h_{z2} – specifična entalpija u točki 2 izražena u KJ/m_n^3 zraka

h_{dp4} – specifična entalpija u točki 4 izražena u KJ/m_n^3 dimnih plinova

Vl – volumen zraka po KJ/m_n^3 goriva

cp – specifični toplinski kapaciteti pri konstantnom tlaku

6.3 Kompresija

Kompresija u kompresoru teče politropski jer postoje određeni gubici prilikom te promjene stanja. Ta politropska kompresija određena je izentropskom kompresijom i stupnjem djelovanja kompresora. Stvarni stupanj djelovanja kompresora nije bilo moguće saznati, stoga je stupanj djelovanja pretpostavljen na $\eta_{\text{komp}} = 0.88$.

$$T_{2\text{iz}} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2\text{iz}} - T_1)}{\eta_{\text{komp}}}$$

$$[c_p]_0^\vartheta = [c_p]_0^{\vartheta_A} + \frac{[c_p]_0^{\vartheta_B} - [c_p]_0^{\vartheta_A}}{\vartheta_B - \vartheta_A} \cdot (\vartheta - \vartheta_A)$$

$$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{[c_p]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - [c_p]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1}$$

$$\kappa_z = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_v]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}$$

$$\kappa_z = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - R_z}$$

Gdje su: ϑ_1 – temperatura na ulazu u kompresor

ϑ_2 – temperatura na izlazu iz kompresora

ϑ_{2iz} – izentropska temperatura na izlazu iz kompresora

$[c_p]_0^{\vartheta}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i neke druge temperature

$[c_p]_0^{\vartheta^A}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve niže temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature ϑ .

$[c_p]_0^{\vartheta^B}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve više temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature ϑ .

$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između temperatura na ulasku i izlasku iz kompresora

R_z – plinska konstanta zraka ($0,3712 \text{ kJ/m}_n^3\text{K}$)

κ_z – izentropski eksponent izentrope po kojoj se odvija kompresija

Izentropski eksponent κ_z različit je za svaku razliku temperatura, pa se mora izračunavati za temperaturnu razliku na ulazu i izlazu iz kompresora.

Budući da temperaturu na izlasku iz kompresora ne znamo, a κ_z ovisi o njoj sustav jednadžbi nam predstavlja sustav nelinearnih jednadžbi. Za rješavanje sustava od 6 jednadžbi i 6 nepoznanica u Matlabu koristi se solver 'fsolve'.

'fsolve' rješava sustav nelinearnih jednadžbi definiranih s:

$$F(x) = 0$$

Za x gdje je $F(x)$ funkcija koja vraća vektorsku vrijednost. x je vektor ili matrica. U solver su zadane približne vrijednosti varijabli kako bi se smanjio broj iteracija i vrijeme računanja. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarne vrijednosti za svaku varijablu.

6.4 Izgaranje

Gorivo Bloka C je isključivo prirodni plin, a dobavlja se putem novog priključka na magistralni plinovod Kozarac – Stružec – Sisak i plinovoda (duljine 2 km) te nove plinske mjerno-redukcijske stanice (PMRS 30/23,5 bar pretlaka) s postrojenjem za pripremu plina. Postrojenje za pripremu plina ima dva mala uređaja za loženje (2 x 0,9 MWtg) koji služe za grijanje prirodnog plina za plinske turbine (do 40 °C). Izgaranjem u ložištu kotla zagrijava se voda, koja u zatvorenom krugu predaje toplinu prirodnom plinu prije ulaska u komoru izgaranja plinska turbine. U radu je samo jedan kotao, dok će drugi biti njegova rezerva. Gorivo ovih malih uređaja za loženje je također prirodni plin iz magistralnog plinovoda. [6]

Izgaranje u plinskim turbinama je potpuno sa značajnim pretičkom zraka 3-6 zbog sniženja maksimalnih temperatura. Maksimalne temperature su ograničene svojstvima materijala, ako se plinska turbina vozi na previsokim temperaturama, koje nisu preporučene, njen životni vijek se drastično smanjuje.

Donja ogrjevna vrijednost Hd računata je prema izrazu:

$$Hd = Hd_{H_2} \cdot H_2 + Hd_{CH_4} \cdot CH_4 + Hd_{C_2H_6} \cdot C_2H_6 + Hd_{C_3H_8} \cdot C_3H_8 + Hd_{C_4H_{10}} \cdot C_4H_{10}$$

Gdje su: Hd – donja ogrjevna moć goriva u KJ/m_n^3 goriva

Hd_{H_2} - donja ogrjevna moć vodika u KJ/m_n^3 H_2

Hd_{CH_4} - donja ogrjevna moć metana u KJ/m_n^3 CH_4

$Hd_{C_2H_6}$ – donja ogrjevna moć etana u KJ/m_n^3 C_2H_6

$Hd_{C_3H_8}$ - donja ogrjevna moć propana u KJ/m_n^3 C_3H_8

$Hd_{C_4H_{10}}$ – donja ogrjevna moć butana u KJ/m_n^3 C_4H_{10}

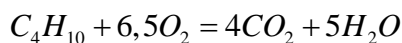
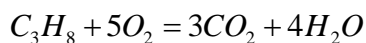
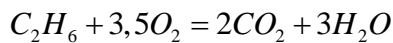
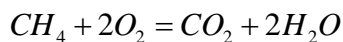
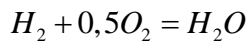
Plinskim je gorivima sastav zadan u volumnim udjelima.

$$H_2 + N_2 + CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10} = 1$$

Tablica 2. Stehiometrijski odnosi izgaranja [10]

Izgaranje	Potreba kisika	Proizvodi izgaranja			
		m^3		m^3	
CO	0,5	1	CO_2		
H_2	0,5	1	H_2O		
H_2S	1,5	1	SO_2	1	H_2O
CH_4	2	1	CO_2	2	H_2O
C_mH_n	$m + \frac{n}{4}$	m	CO_2	$\frac{n}{2}$	H_2O

Jednadžbe izgaranja:



6.4.1 Količina zraka za izgaranje

$$V_{O_2, \min} = 0,5H_2 + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10}$$

$$V_{\min} = \frac{V_{O_2, \min}}{0,21}$$

Broj u nazivniku gornje jednadžbe predstavlja volumni udio kisika u zraku koji iznosi približno 21%.

6.4.2 Sastav dimnih plinova

$$V_{dp} = V_{CO_2} + V_{N_2, \min} + V_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot V_{\min}$$

$$V_{CO_2} = CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}$$

$$V_{N_2, \min} = 0,79V_{\min} + N_2$$

$$V_{H_2O} = H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10}$$

Gdje su: V_{dp} – ukupni volumen dimnih plinova

V_{CO_2} – volumen ugljičnog dioksida

$V_{N_2, \min}$ – volumen dušika iz zraka koji je sudjelovao u izgaranju

V_{H_2O} – volumen vodene pare

Potrebno je odrediti i plinsku konstantu dimnih plinova R_{dp} jer će nam ona trebati za izračunavanje izentropskog eksponenta ekspanzije u turbini.

$$R_{dp} = r_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + r_{N_2, \min} \cdot R_{N_2} + r_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + r_z \cdot R_z$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{dp}}$$

$$r_{N_2, \min} = \frac{V_{N_2, \min}}{V_{dp}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{dp}}$$

$$r_z = (\lambda - 1) \frac{V_{l, \min}}{V_{dp}}$$

Gdje su: R_{dp} – plinska konstanta dimnih plinova u $KJ/(m_n^3K)$

R_{CO_2} – plinska konstanta ugljičnog dioksida u $KJ/(m_n^3K)$

R_{N_2} – plinska konstanta dušika u $KJ/(m_n^3K)$

R_{H_2O} – plinska konstanta vodene pare u $KJ/(m_n^3K)$

R_z – plinska konstanta zraka u $KJ/(m_n^3K)$

r_{CO_2} – volumni udio ugljikovog dioksida u dimnim plinovima

$r_{N_2, \min}$ – volumni udio dušika iz zraka koji je sudjelovao u izgaranju u dimnim plinovima

r_{H_2O} – volumni udio vodene pare u dimnim plinovima

r_z – volumni udio zraka

Pretpostavljeno je idealno izgaranje bez gubitaka topline, dakle sva energija sadržana u gorivu, entalpija zraka i entalpija goriva pretvaraju se u entalpiju dimnih plinova.

$$h_3 = h_{3, \text{teor}}$$

$$h_{3, \text{teor}} = Hd + Vl \cdot h_{z2} + h_g$$

$$Vl = V_{l, \min} \cdot \lambda$$

$$h_3 = V_{CO_2} \cdot h_{CO_2} + V_{N_2, \min} \cdot h_{N_2} + V_{H_2O} \cdot h_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot V_{l, \min} \cdot h_{z3}$$

Gdje su: h_3 – specifična entalpija dimnih plinova nakon izgaranja u KJ/ m_n^3 dimnih plinova

$h_{3\text{teor}}$ – specifična entalpija dimnih plinova kada nema toplinskih gubitaka (teorijska)
u KJ/m_n^3 dimnih plinova

Hd – donja ogrijevna moć goriva u KJ/m_n^3 goriva

Vl – volumen zraka u m_n^3

Vl_{min} – minimalni volumen zraka u m_n^3

λ – pretičak zraka

h_{z2} – specifična entalpija zraka nakon kompresije u KJ/m_n^3 zraka

h_g – specifična entalpija goriva u KJ/m_n^3 goriva

h_{CO_2} - specifična entalpija ugljikovog dioksida u KJ/m_n^3 CO_2

h_{N_2} - specifična entalpija dušika u KJ/m_n^3 N_2

$h_{\text{H}_2\text{O}}$ - specifična entalpija vode u KJ/m_n^3 H_2O

h_{z3} - specifična entalpija zraka nakon izgaranja KJ/m_n^3 zraka


Sustav od 4 jednačbe i 4 nepoznanice rješavan je u Matlabu pomoću solvera 'solve'. Najprije se zadaju varijable pomoću funkcije 'syms' zatim se zadaju linearne jednačbe. 'solve' rješava sustave tih jednačbi po zadanim varijablama i pretvara ih u vektor. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarne vrijednosti za svaku varijablu.

Sastav goriva dobiven je iz Plinacro-va izvješća o kvaliteti plina.


 INA INDUSTRIJA NAFTE G.G. SD istraživanje i proiz. nafte i plina Sektor istraživanja Služba lab. istraživanja	Transportni sustav Kromatografska analiza prirodnog plina		Oznaka: 50000368-023/15	
			Izdanje: 00	Stranica: 22/25
			Datum: 23.01.2015.	
<small>Služba laboratorijskih istraživanja, Sektor istraživanja, SD istraživanje i proizvodnje nafte i plina, INA d.d. posjeduje Površnu o akreditaciji br.1048 Hrvatske akreditacijske agencije slijedom norme HRN EN ISO/IEC 17025:2007. Detaljnije na web adresi: www.istodilab.hr. Metode iz područja akreditacije označene su oznakom: </small>				

Kromatografska analiza plina

Naziv uzorka:	Špišić Bukovica
Mjesto uzorkovanja:	MRS Špišić Bukovica – izlaz prema D. Miholjcu
Datum uzorkovanja:	19.01.2015.
Datum dostave uzorka:	20.01.2015.
Datum ispitivanja:	20.01.2015.
Uvjeti uzorkovanja:	P = 33 bar
Primjedba:	Ev. broj 49

 HRN EN ISO 6974-5:2014

Sastav	Mas % (bez zraka)	Mol % (bez zraka)
N ₂	3,28	2,01
CO ₂	0,00	0,00
C ₁	86,23	92,14
C ₂	9,82	5,60
C ₃	0,62	0,24
i-C ₄	0,00	0,00
n-C ₄	0,00	0,00
i-C ₅	0,00	0,00
n-C ₅	0,00	0,00
C ₆₊	0,05	0,01

 HRN EN ISO 6976:2008

	Referentni uvjeti	
	(15/15 °C)	(25/0 °C)
Gornja ogrjevna vrijednost (MJ/m ³)	38,77	40,88
Donja ogrjevna vrijednost (MJ/m ³)	34,97	36,90
Wobbe-ova značajka (MJ/m ³)	50,35	53,08
Gustoća (kg/m ³)	0,7266	0,7669
Relativna gustoća (Zrak=1)	0,5930	0,5931
Molarna masa (kg/kmol):	17,143	
Specifična plinska konstanta (J/kgK):	485,00	

Slika 22. Kromatografska analiza plina [11]

6.5 Ekspanzija

Ekspanzija u turbini teče politropski jer postoje određeni gubitci prilikom te promjene stanja. Ta politropska ekspanzija određena je izentropskom ekspanzijom i stupnjem djelovanja turbine. Stvarni stupanj djelovanja turbine nije bilo moguće saznati, stoga je stupanj djelovanja pretpostavljen je na $\eta_{\text{turb}}=0.88$.

$$T_{4iz} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{\text{turb}} (T_3 - T_{4\text{iz}})$$

$$[c_p]_0^\vartheta = [c_p]_0^{\vartheta_A} + \frac{[c_p]_0^{\vartheta_B} - [c_p]_0^{\vartheta_A}}{\vartheta_B - \vartheta_A} \cdot (\vartheta - \vartheta_A)$$

$$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{[c_p]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - [c_p]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1}$$

$$\kappa_{dp} = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_v]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}$$

$$\kappa_{dp} = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - R_{dp}}$$

Gdje su: ϑ_3 – temperatura nakon izgaranja u °C

ϑ_4 – temperatura na izlasku iz turbine u °C

$\vartheta_{4\text{iz}}$ – izentropska temperatura na izlasku iz turbine u °C

$[c_p]_0^\vartheta$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i neke druge temperature u KJ/(mⁿ³K)

$[c_p]_0^{\vartheta_A}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve niže temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature ϑ u KJ/(mⁿ³K).

$[c_p]_0^{\vartheta_B}$ - specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve više temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature ϑ u KJ/(mⁿ³K).

$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između temperatura na ulasku i izlasku iz turbine u KJ/(mⁿ³K)

R_{dp} – plinska konstanta dimnih plinova (izračunata prilikom proračuna izgaranja) u KJ/(mⁿ³K)

κ_{dp} – izentropski eksponent izentropije po kojoj se odvija ekspanzija

Izentropski eksponent κ_{dp} različit je za svaku razliku temperatura, pa se mora izračunavati za temperaturnu razliku na ulazu i izlazu iz turbine.

Budući da temperaturu na izlasku iz turbine ne znamo, a κ_{dp} ovisi o njoj sustav jednadžbi nam predstavlja sustav nelinearnih jednadžbi.

Za rješavanje sustava od 6 jednadžbi i 6 nepoznanica u Matlabu koristi se solver 'fsolve'.

'fsolve' rješava sustav nelinearnih jednadžbi definiranih sa:

$$F(x) = 0$$

Za x gdje je $F(x)$ funkcija koja vraća vektorsku vrijednost. x je vektor ili matrica. U solver su zadane približne početne vrijednosti varijabli kako bi se smanjio broj iteracija i vrijeme računanja. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarnе vrijednosti za svaku varijablu.

7. Rezultati

7.1 Slučaj plinske turbine bloka C TE Sisak

Za slučaj rada plinske turbine, koji će se opisati, uzet je slučaj rada turbine u ljetnom režimu pri stopostotnom opterećenju. U svrhu analize uzeti su sljedeći ulazni parametri:

Tablica 3. Ulazni podaci za matematički model

ϑ_{z0}	20	°C
ϑ_{g0}	40	°C
p_0	1	bar
p_2	11,1	bar
η_{turb}	0,88	
η_{komp}	0,88	
ϑ_{max}	1060	°C
q_g	9,5	kg/s

Gdje su: ϑ_{z0} – temperatura okolišnog zraka

ϑ_g – temperatura goriva

p_0 – tlak okolišnog zraka

p_2 – tlak nakon kompresije (ujedno tlak u komori za izgaranje i na ulazu u turbinu)

ϑ_{max} – maksimalna temperatura u plinskoj turbini (temperatura ϑ_3 u točki 3)

η_{turb} – stupanj djelovanja turbine

η_{komp} – stupanj djelovanja kompresora

Plinske turbine u kombiniranom procesu ne rade na optimalnim tlakovima za plinske turbine, jer se ukupni stupanj djelovanja kombiniranog postrojenja postiže na nešto nižim tlakovima u plinskoj turbini.

Gorivo se zagrijava na 40 °C pomoću 2 grijača snage 0,9 MW u postrojenju za pripremu prirodnog plina. Takvo zagrijano gorivo ulazi u komoru za izgaranje.

Do podataka o stupnjevima djelovanja turbine i kompresora nije bilo moguće doći, stoga su uzete iskustvene vrijednosti od 88 % i za turbinu i za kompresor.

Maksimalna temperatura iznosi 1060°C i po tome spada u zastarjelu 'E tehnologiju' prema slici 3. Ta temperatura je znatno niža od temperatura na kojima rade najsuvremenije plinske turbine poput Siemensove SGT5 8000H koja spada u 'H tehnologiju' sa maksimalnom temperaturom od 1450°C .

U tablici 4. prikazani su rezultati matematičkog modela dobiveni u paketu Matlab.

Tablica 4. Rezultati dobiveni matematičkim modelom

Q_{dov}	471,55	MW
P_{turb}	337,09	MW
P_{komp}	172,27	MW
P_{PT}	164,82	MW
$P_{\text{turb}}/P_{\text{komp}}$	1,9568	
λ	3,2701	
η	0,3495	

Gdje su: Q_{dov} – dovedena toplina

P_{turb} – snaga dobivena na turbini

P_{komp} – snaga utrošena za pogon kompresora

P_{PT} – ukupna snaga plinske turbine

$P_{\text{turb}}/P_{\text{komp}}$ – omjer snaga dobivenih na turbini i kompresoru

λ – pretičak zraka

η – stupanj djelovanja plinske turbine

Uočava se stupanj djelovanja plinske turbine u samostalnom radu od 35%. Tako niskom stupnju iskoristivosti pridonosi velika snaga potrebna za pogon kompresora. Kompresor za pogon troši više od polovine dobivene snage na turbini.

Pretičak zraka potreban za potpuno izgaranje plinovitog goriva kreće se u granicama od 1,01 do 1,1. Ovako visok pretičak zraka (3,27) potreban je kako bismo smanjili temperaturu u komori za izgaranje i na prvim stupnjevima turbine.

Usporedimo li rezultate dobivene ovim matematičkim modelom sa rezultatima dobivenim od strane projektanta postrojenja (prikazanih u tablici 5., možemo uočiti da se rezultati ne poklapaju točno sa projektnim rezultatima. To je posljedica ne poznavanja točnih vrijednosti stupnjeva iskoristivosti turbine i kompresora. Međutim može se reći da ovaj matematički model dovoljno dobro opisuje rad plinske turbine bloka C u Sisku.

Tablica 5. Režim rada bloka C TE Sisak

Režim rada:		A	B	C	D
		zima 70 %	ljetno	zima	optimum
Potrošnja prirodnog plina $H_d = 46261$ kJ/kg	kg/s	7,89	9,5	10,13	9,88
	MW	365,00	439,48	468,62	457,06
Oduzimanje pare za CTS	t/h	65	0	65	35
	bar	16	16	16	16
	°C	300	300	300	300
	kJ/kg	3036	3036	3036	3036
	MW	54,47	0	54,47	29,33
Bruto snaga i bruto st. djelovanja plinsko-turbinskog agregata	MW	112,3	146,4	159,7	154,6
	%	30,77%	33,31%	34,08%	33,82%
Bruto snaga parno-turbinskog agregata	MW	52,75	80,4	69,35	76,02
Vlastita potrošnja bloka	MW	1,46	1,77	1,79	1,79
Neto snaga bloka	MW	163,59	225,03	227,26	228,83
Neto stupanj djelovanja bloka za proizvedenu el. energiju	%	44,82%	51,20%	48,50%	50,07%
Ukupni neto st. djelovanja bloka	%	59,74%	51,20%	60,12%	56,48%

Zanimljivo je pogledati temperature u karakterističnim točkama. Uočljive su velike razlike u ostvarenim temperaturama nakon kompresije ϑ_2 i ekspanzije ϑ_4 i njihovih vrijednosti pri izentropskoj kompresiji ϑ_{2iz} i ekspanziji ϑ_{4iz} . Te razlike uzrokovane nepovrativostima kompresije i ekspanzije, koje se definiraju stupnjevima djelovanja kompresora i turbine.

Temperatura nakon ekspanzije ϑ_4 ujedno je i temperatura s kojom dimni plinovi napuštaju plinsku turbinu i ulaze u dimnjak (kod samostalnog rada plinske turbine). Visoka temperatura dimnih plinova na izlazu glavni je uzročnik ovako niskog stupnja djelovanja plinske turbine. U kombiniranom ciklusu dimni plinovi preusmjeravaju se u kotao ulaznik u kojem se toplina dimnih plinova koristi za zagrijavanje i isparivanje vode u krugu parne turbine. Tako se iskorištava toplina koja bi se inače bacila u atmosferu te se tako podiže stupanj djelovanja cijelog postrojenja.

Tablica 6. Temperature u karakterističnim točkama

ϑ_1	20 °C
ϑ_2	326,856 °C
ϑ_{2iz}	290,034 °C
ϑ_3	1060 °C
ϑ_4	543,714 °C
ϑ_{4iz}	473,312 °C

Gdje su: ϑ_1 – temperatura na ulazu u kompresor

ϑ_2 – temperatura na izlazu iz kompresora

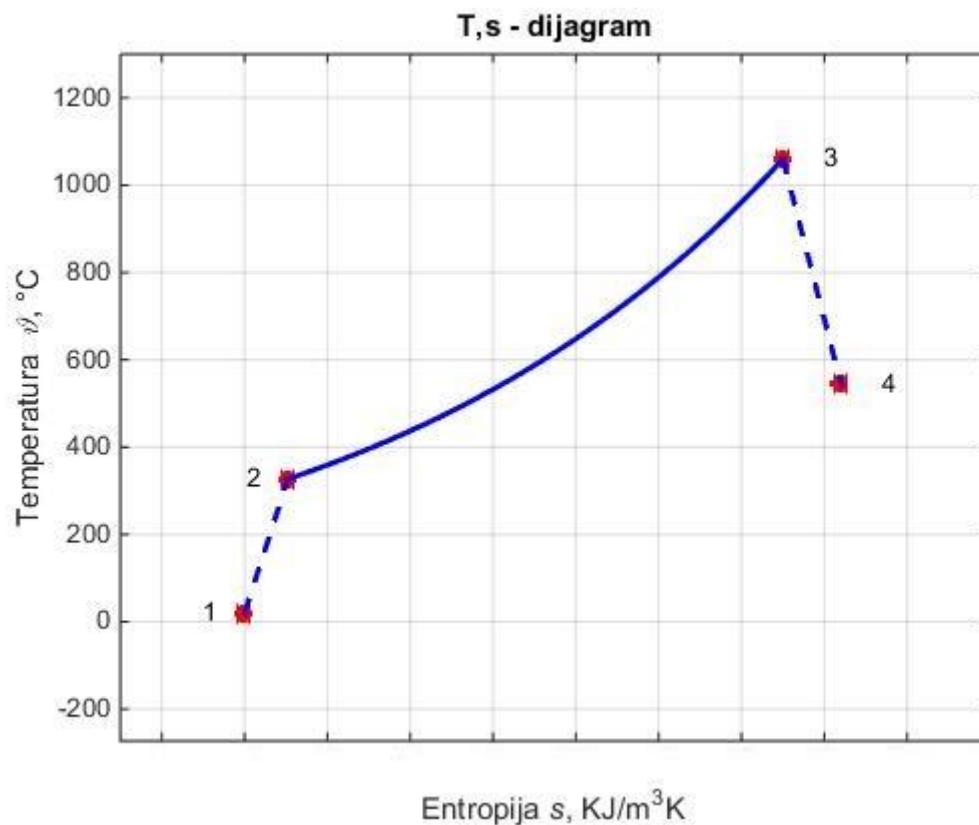
ϑ_{2iz} – izentropska temperatura na izlazu iz kompresora

ϑ_3 – temperatura nakon izgaranja

ϑ_4 – temperatura na izlasku iz turbine

ϑ_{4iz} – izentropska temperatura na izlasku iz turbine

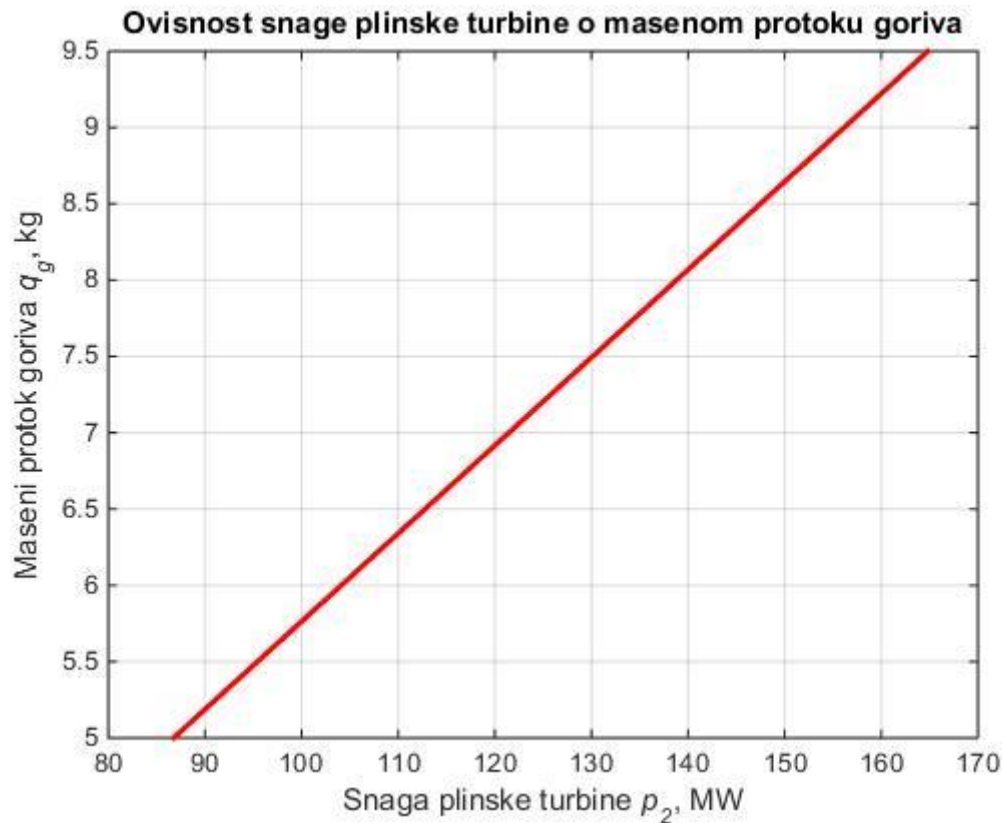
Na slici 23. prikazan je T-s dijagram koji predstavlja gore opisani proces. S obzirom da se radi o otvorenom ciklusu linija 4-1 ne postoji.



Slika 23. T,s dijagram

7.2 Ovisnost snage plinske turbine o protoku goriva

Promjena snage plinske turbine linearno je vezana s promjenom masenog protoka goriva u komoru za izgaranje.



Slika 24. Ovisnost snage plinske turbine i masenom protoku goriva

Tablica 7. Ovisnost snage plinske turbine o masenom protoku goriva

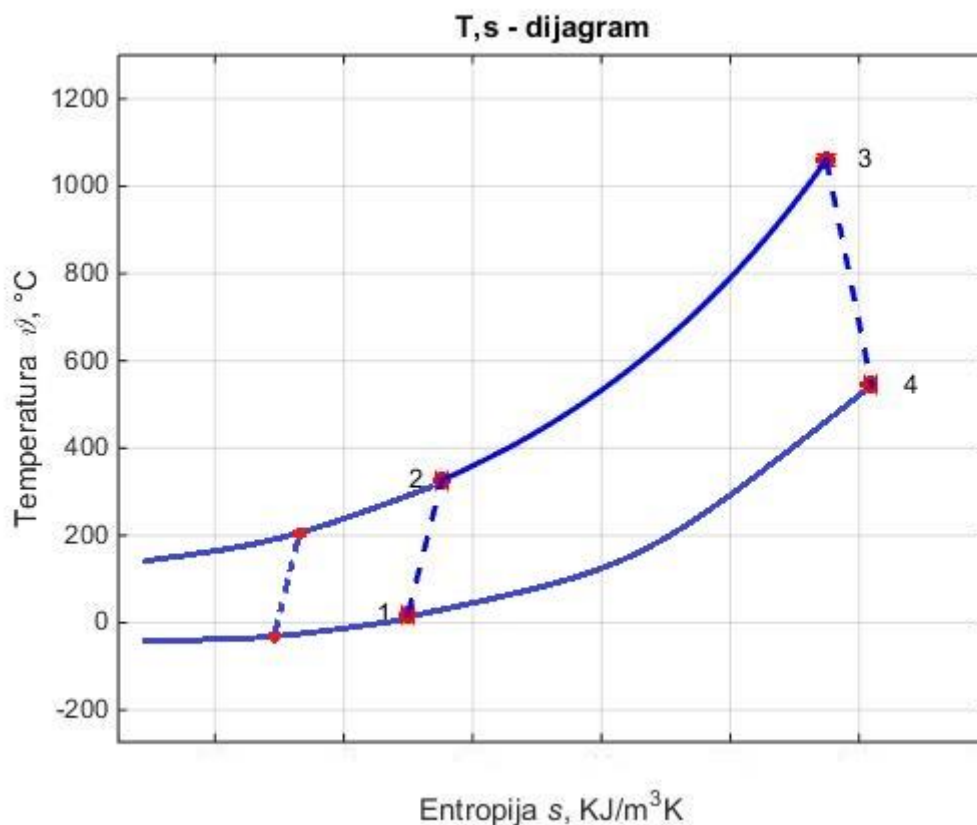
q_g	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	kg/s
P_{PT}	86,8	95,4	104,1	112,8	121,5	130,1	138,8	147,5	156,2	164,8	MW

7.3 Termodinamička efikasnost plinske turbine s obzirom na promjenu vanjske temperature

Termički stupanj djelovanja ovisan je o vanjskoj temperaturi. Zrak koji ulazi u kompresor ima temperaturu ϑ_1 koja je jednaka vanjskoj temperaturi ϑ_0 . Povišenjem vanjske temperature

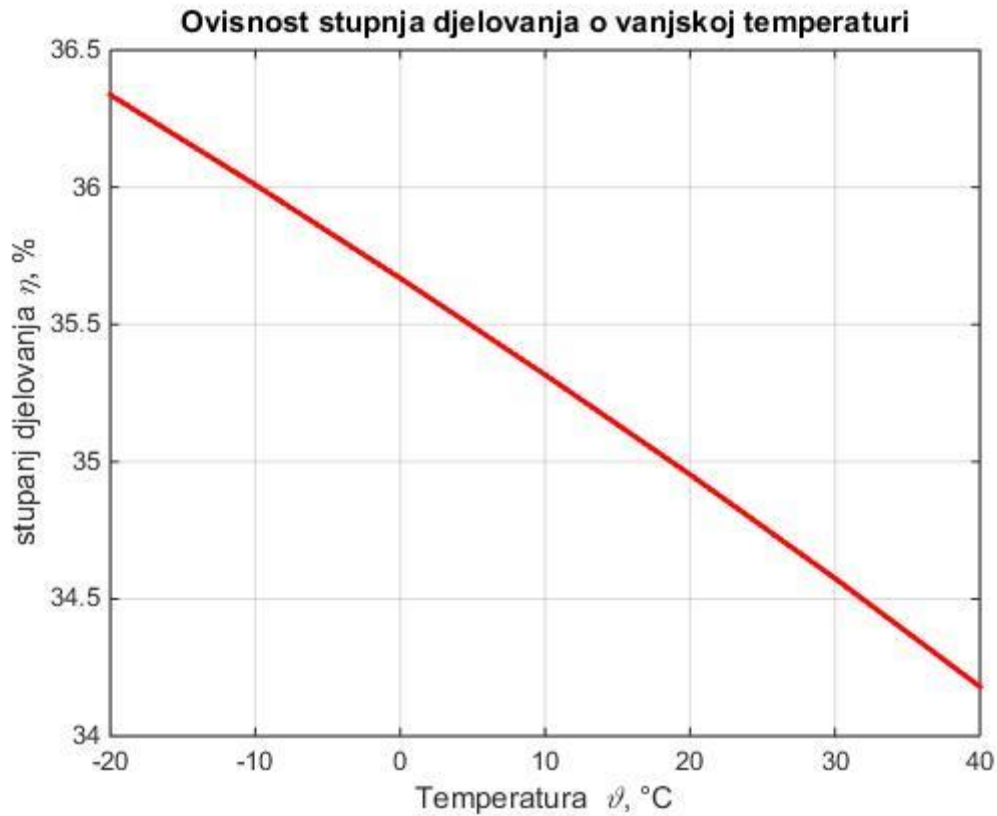
potrebno je potrošiti više snage za kompresiju za isti kompresijski omjer, što rezultira padom termičkog stupnja djelovanja.

Sljedeći dijagram prikazuje izgled Jouleova procesa za plinsku turbinu u Sisku u dva ekstremna slučaja, kada je vanjska temperatura a time ujedno i stanje u točki 1 $\vartheta_1 = -50^\circ\text{C}$ (tada je $\eta = 0.3725$) i kada je vanjska temperatura $\vartheta_1 = +50^\circ\text{C}$ (tada je $\eta = 0.3377$). Dakle između te dvije temperature razlika u termičkom stupnju djelovanja je od prilike 3.5%. Lako je uočiti da je snaga dobivena na turbini ostala od prilike ista dok je rad kompresora značajno drugačiji.



Slika 25. T,s dijagram za dvije različite okolišne temperature

Slika 26. prikazuje stupnjeve djelovanja u rasponu okolišnih temperatura ϑ_0 od -20°C do 40°C



Slika 26. Ovisnost stupnja djelovanja o vanjskoj temperaturi.

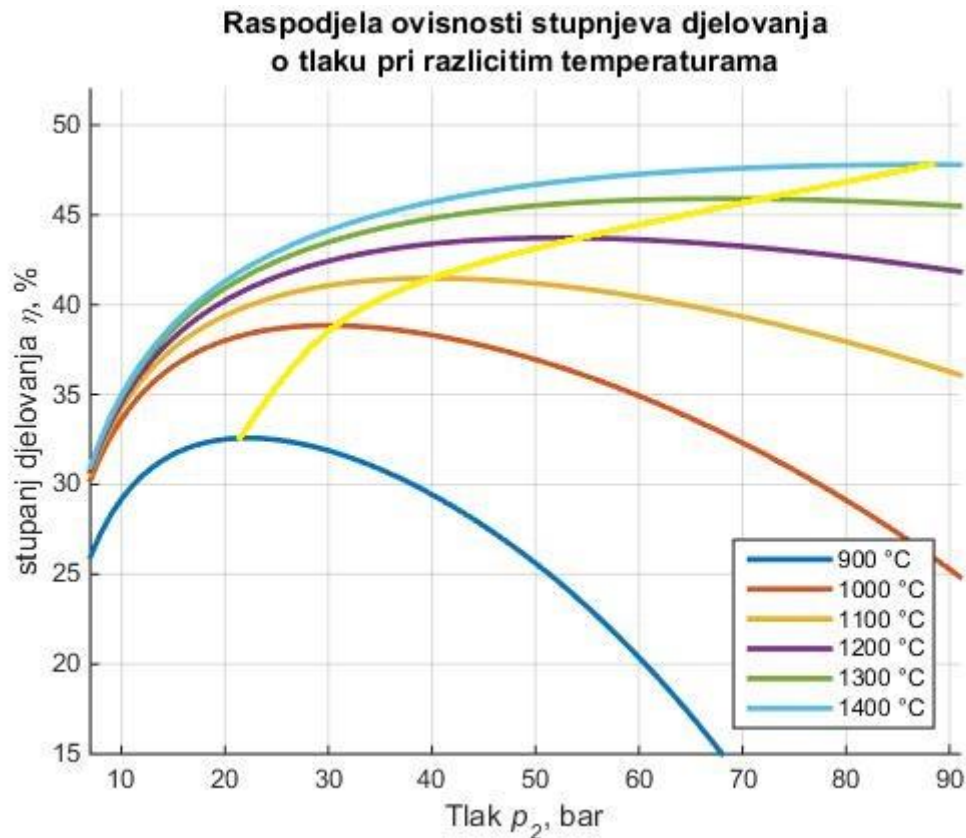
Tablica 8. prikazuje promjene snage plinske turbine, omjere snage potrebne za pogon kompresora i snage dobivene na turbini i stupnjeve djelovanja za različite okolišne temperature kada je protok goriva 9,5 kg/s . Pri niskim temperaturama troši se više od 44% snage turbine za pogon kompresora, a na povišenim vanjskim temperaturama troši se gotovo 55% snage turbine za pogon kompresora.

Tablica 8. Vrijednosti nekih varijabli u ovisnosti o vanjskoj temperaturi

ϑ_0	-20	-10	0	10	20	30	40	°C
P_{PT}	171,357	169,812	168,207	166,548	164,833	163,048	161,187	MW
P_{komp}/P_{turb}	0,44266	0,45985	0,477	0,49407	0,51105	0,52799	0,5449	
η	36,3349	36,0073	35,667	35,3151	34,9515	34,5731	34,1784	%

7.4 Termički stupnjevi djelovanja pri različitim tlakovima i temperaturama

Iz dijagrama se vidi da se povećanjem temperature povećava iskoristivost plinske turbine, vidi se da postoji tlak p_2 (kompresijski omjer) za svaku temperaturu pri kojem je iskoristivost najveća, to su optimalni tlakovi. Ovdje je važno ponoviti da se u kombiniranom ciklusu ne teži ka optimalnim tlakovima za samostalne plinske turbine jer su optimalni tlakovi u plinskim turbinama kombiniranog ciklusa niži i kreću se između 10 i 20 bara.

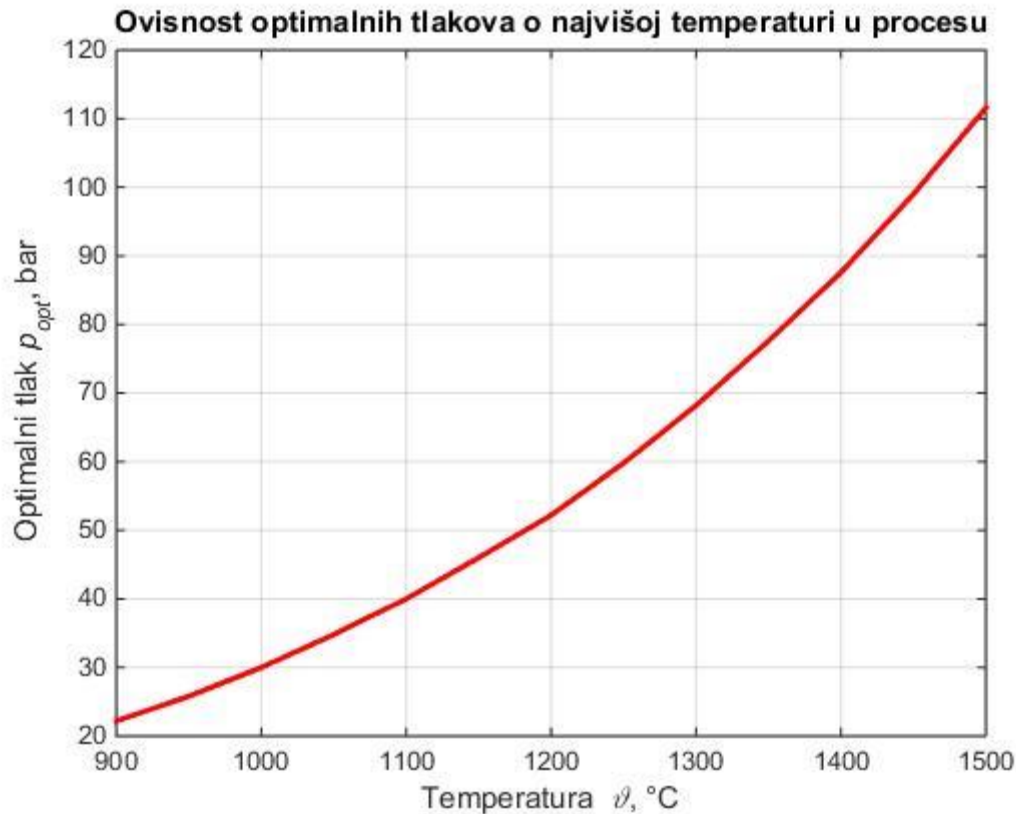


Slika 27. Raspodjela ovisnosti stupnjeva djelovanja o tlaku pri različitim temperaturama

Žuta linija na slici 27. povezuje optimalne točke za različite temperature.

7.5 Optimalni tlakovi

Razvojem materijala i komora za izgaranje omogućilo se postizanje sve viših temperatura dimnih plinova nakon izgaranja i u prvim stupnjevima turbine. Današnji materijali mogu izdržati temperature do 1450 °C. Dijagram na slici 28. prikazuje optimalne tlakove pri različitim temperaturama.



Slika 28. Ovisnost optimalnih tlakova o najvišoj temperaturi u procesu

7.6 Pretičak zraka

Izgaranje u plinskim turbinama je uvijek potpuno sa izrazitim pretičkom zraka. Prevelika količina zraka uvodi se u svrhu snižavanja maksimalnih temperatura, kako bi se zaštitili elementi komore za izgaranje i prvi stupnjevi turbine od prevelikih toplinskih opterećenja.

Povišenjem maksimalne dopuštene temperature smanjuje se pretičak zraka, jer je potrebno odvesti manje topline kako bi se temperatura spustila na željenu razinu, a time i manje zraka koji na sebe preuzima tu toplinu.

Povišenjem kompresijskog omjera π (tj. tlaka p_2) povećava se i pretičak zraka. Zrak komprimiran na više tlakove ima i više temperature, pa je potreban veći protok zraka kako bi se odvela ista količina topline za istu zadanu maksimalnu temperaturu.

Tablica 9. Pretičak zraka za kompresijske omjere od 10 do 28

T_3 °C\(\pi\)	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
800	5,172	5,511	5,848	6,186	6,528	6,876	7,231	7,597	7,974	8,365
900	4,438	4,674	4,903	5,127	5,349	5,570	5,790	6,012	6,235	6,460
1000	3,520	3,677	3,826	3,971	4,112	4,250	4,386	4,521	4,654	4,788
1100	3,011	3,126	3,235	3,339	3,439	3,537	3,631	3,724	3,815	3,905
1200	2,624	2,712	2,794	2,872	2,947	3,019	3,088	3,156	3,222	3,286
1300	2,311	2,380	2,444	2,504	2,561	2,616	2,669	2,719	2,769	2,817
1400	2,059	2,115	2,166	2,214	2,259	2,302	2,343	2,382	2,421	2,458
1500	1,853	1,898	1,940	1,978	2,015	2,049	2,082	2,114	2,144	2,174

Tablica 10. Pretičak zraka za kompresijske omjere od 30 do 48

T_3 °C\(\pi\)	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48
800	8,770	9,193	9,634	10,096	10,582	11,093	11,632	12,203	12,809	13,455
900	6,688	6,920	7,156	7,396	7,642	7,893	8,150	8,414	8,685	8,963
1000	4,920	5,053	5,186	5,320	5,455	5,590	5,726	5,864	6,003	6,144
1100	3,994	4,082	4,169	4,256	4,343	4,429	4,515	4,602	4,688	4,774
1200	3,350	3,412	3,474	3,534	3,595	3,654	3,713	3,772	3,830	3,888
1300	2,864	2,910	2,955	3,000	3,043	3,086	3,129	3,171	3,213	3,254
1400	2,494	2,529	2,564	2,597	2,630	2,663	2,695	2,726	2,758	2,788
1500	2,202	2,230	2,257	2,284	2,310	2,335	2,360	2,384	2,408	2,432

7.7 Cijena električne energije

Kombinirana postrojenja imaju najveće stupnjeve djelovanja. Svjetski rekorder Irshing ima stupanj djelovanja 60,75%. Konstrukcija plinske turbine dopušta korištenje samo kapljevih i plinovitih goriva. Zemni plin kao gorivo je skup, i unatoč visokom stupnju djelovanja proizvodnja električne energije u takvim postrojenjima upitne je isplativosti. Kapljevita goriva su skuplja od plinovitih, tako da se ona koriste rijetko ili nikada.

7.7.1 Cijena proizvodnje električne energije prema ovom modelu (cijena plina 30 €/MWh)

$$C_g = 30\text{€} / \text{MWh}$$

$$\eta_{\text{parno}} = 0,24$$

$$\eta_{\text{plinsko}} = 0,3495$$

$$\eta_{\text{komb}} = \eta_{\text{plinsko}} + (1 - \eta_{\text{plinsko}}) * \eta_{\text{parno}} = 0,5056$$

$$C_{\text{elpro}} = \frac{C_g}{\eta_{\text{komb}}} = 59,33\text{€} / \text{MWh}$$

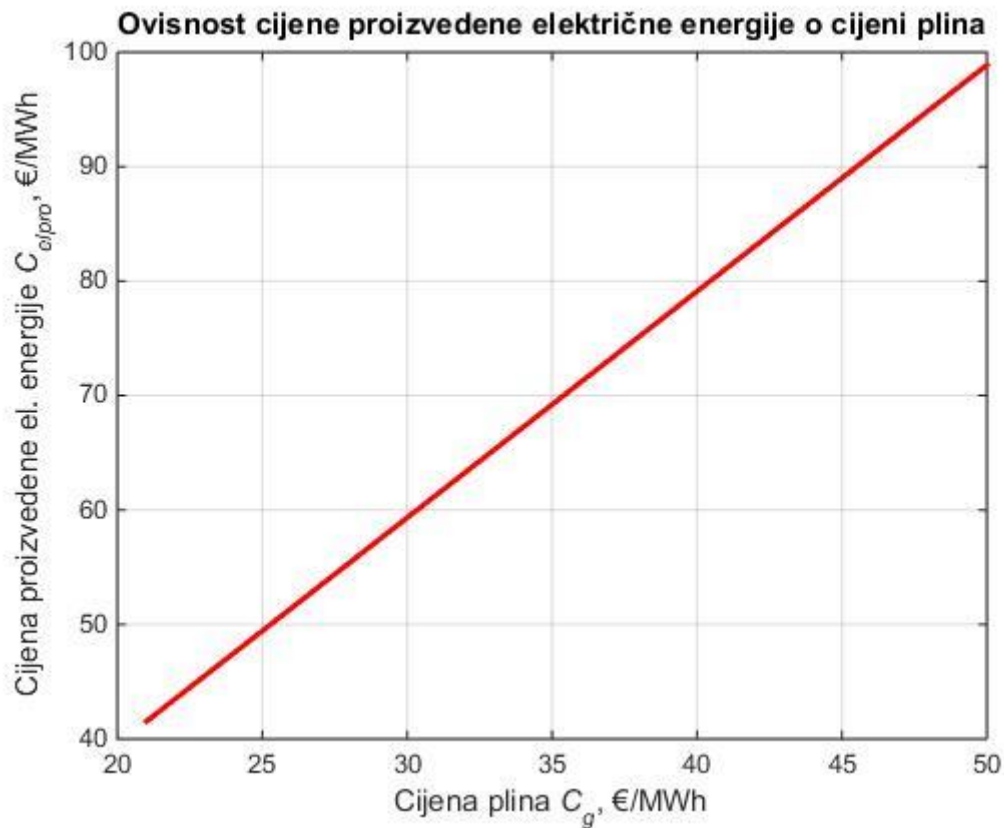
Gdje su: C_g – cijena goriva u €/MWh

C_{elpro} – cijena električne energije u proizvodnji u €/MWh

η_{parno} – stupanj iskoristivosti ciklusa parne turbine

η_{komb} – stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa

$\eta_{plinsko}$ – stupanj iskoristivosti ciklusa plinske turbine



Slika 29. Ovisnost cijene proizvedene električne energije o cijeni plina

7.7.2 Cijena proizvodnje električne energije pri ljetnom i zimskom režimu rada prema tablici 5. (cijena plina 30 €/MWh)

$$C_g = 30\text{€} / \text{MWh}$$

$$\eta_{kombL} = 0,5120$$

$$C_{elproL} = \frac{C_g}{\eta_{komb}} = 58,59\text{€} / \text{MWh}$$

$$C_g = 30\text{€} / \text{MWh}$$

$$\eta_{\text{kombZ}} = 0,485$$

$$C_{\text{elproZ}} = \frac{C_g}{\eta_{\text{komb}}} = 61,85\text{€}/\text{MWh}$$

Gdje su: C_g – cijena goriva u €/MWh

C_{elproL} – cijena električne energije u proizvodnji u ljetnom režimu rada u €/MWh

C_{elproZ} – cijena električne energije u proizvodnji u zimskom režimu rada u €/MWh

η_{kombL} – stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa u ljetnom režimu rada

η_{kombZ} – stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa u zimskom režimu rada

Cijena električne energije u proizvodnji u zimskom režimu rada viša je od one u ljetnom režimu rada zbog toga što se na parnoj turbini sa reguliranim oduzimanjem odvodi dio toplinskog toka za grijanje grada Siska. Zbog reguliranog oduzimanja proizvede se manje snage na parnoj turbini, pa je stupanj iskoristivosti parne turbine manji, a time i cijelog kombiniranog ciklusa. Za kWh izgubljene snage dobije se nekoliko puta više kWh topline za grijanje, pa je dovoljno toplinsku energiju prodati po nekoliko puta nižoj cijeni od cijene električne energije a da se nadomjeste ekonomski gubici.

7.7.3 Analiza isplativosti

Analiza isplativosti napravljena je za razdoblje od 27.01.2015. do 02.02.2015 i razdoblje od 10.07.2014. do 16.07.2014. Cijene plina preuzete su sa European Energy Exchange (EEXSPOT) burze [13].

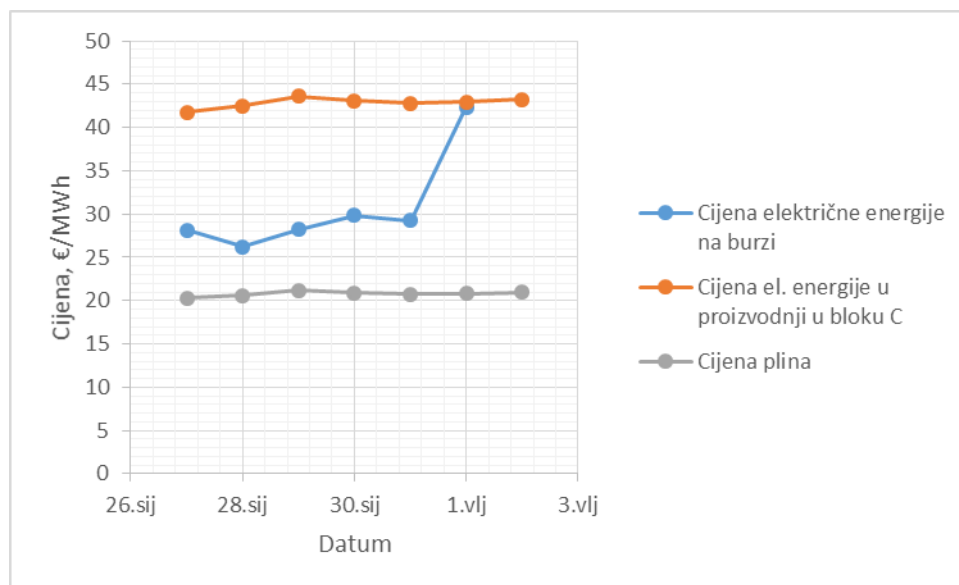
7.7.3.1 27.01.2015.-02.02.2015

Tablica 11. Cijene plina i električne energije (zima)

Datum	27.sij	28.sij	29.sij	30.sij	31.sij	1.vlj	2.vlj	
Cijena el. en. na burzi	32,94	28,18	26,24	28,24	29,81	29,23	42,38	€/MWh
Cijena el. en. u proizvodnji	41,7979	42,501	43,6186	43,0742	42,8206	42,9732	43,2763	€/MWh
Cijena plina	20,272	20,613	21,155	20,891	20,768	20,842	20,989	€/MWh

Za izračun cijene električne energije u proizvodnji u ovom razdoblju korišten je stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa u zimskom režimu rada η_{kombZ} koji iznosi 48,5%.

Slika 30. prikazuje izračunate cijene grafički.



Slika 30. Cijene plina i električne energije (zima)

Iz dijagrama i tablice vidi se da postrojenje pri ovim uvjetima nije isplativo.

U tablici 12. prikazani su razlike u cijenama plina na burzi i u proizvodnji u bloku C. Ni u jednom danu u obrađenom razdoblju cijena električne energije na burzi nije bila veća od cijene električne energije proizvedene u bloku C.

Tablica 12. Profit (gubitak) (zima)

Datum	27.sij	28.sij	29.sij	30.sij	31.sij	1.vlj	2.vlj	
Profit	-13,618	-16,261	-15,379	-13,264	-13,591	-0,5932	-0,8963	€/MWh

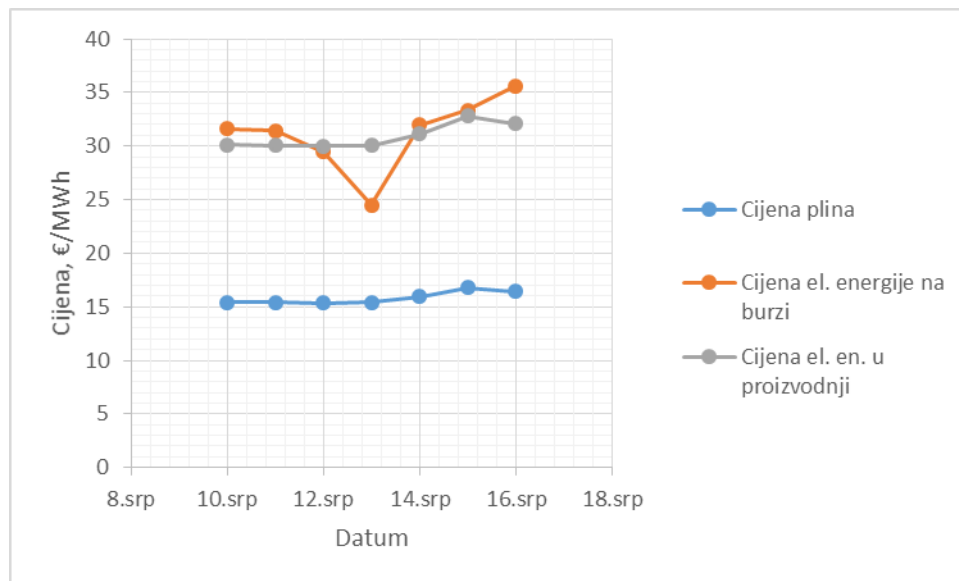
7.7.3.2 10.07.2014.-16.07.2014

Tablica 13. Cijene plina i električne energije (ljetno)

Datum	10.srp	11.srp	12.srp	13.srp	14.srp	15.srp	16.srp	
Cijena el. en. na burzi	31,63	31,46	29,46	24,48	31,94	33,35	35,59	€/MWh
Cijena el. en. u proizvodnji	30,127	30,0664	30,0234	30,0762	31,123	32,8047	32,0898	€/MWh
Cijena plina	15,425	15,394	15,372	15,399	15,935	16,796	16,43	€/MWh

Za izračun cijene električne energije u proizvodnji u ovom razdoblju korišten je stupanj iskoristivosti kombiniranog ciklusa u ljetnom režimu rada η_{kombL} koji iznosi 51,2%.

Slika 31. prikazuje izračunate cijene grafički.



Slika 31. Cijene plina i električne energije (ljetno)

U tablici 14. prikazani su razlike u cijenama plina na burzi i u proizvodnji u bloku C. U ovom razdoblju cijena na burzi je bila samo dva dana manja od cijene u proizvodnji i za to razdoblje postrojenje je profitabilno.

Tablica 14. Profit (ljetno)

Datum	10.srp	11.srp	12.srp	13.srp	14.srp	15.srp	16.srp	
Profit	1,33305	-0,6064	-5,5434	1,86383	2,22695	2,78531	3,50016	€/MWh

8. Zaključak

Proizvodnja električne energije u kombiniranom kogeneracijskom postrojenju, blok C TE Sisak uz cijene plina i električne energije na burzama na granici je isplativosti.

Cijene plina i struje intenzivno se mijenjaju na dnevnoj bazi iz sata u sat, ovisno o potražnji za električnom energijom, ali i iz dana u dan tokom tjedna. Za analizu uzeta su dva reprezentativna tjedna za ljeto i zimu kako bi se napravila ekonomska analiza. U ljetnim mjesecima proizvodnja je isplativa jer je tada cijene plina niska, a zimi je plin preskup da bi postrojenje bilo profitabilno.

9. Literatura

1. Bogdan, Ž: *Kombinirana postrojenja*, Predavanja iz termoenergetskih postrojenja.
2. APO d.o.o.: *Tehničko-tehnološko rješenje postrojenja KKE Sisak 230 MWe/50 MWt – TE Sisak Blok C*, 16.04.2014.
3. *ABB Group*, http://en.wikipedia.org/wiki/ABB_Group, 02.02.2015.
4. *Alstom*, <http://en.wikipedia.org/wiki/Alstom>, 02.02.2015.
5. *Siemens AG*, http://hr.wikipedia.org/wiki/Siemens_AG, 02.02.2015.
6. APO d.o.o.: *Zahtjev za ishođenje okolišne dozvole za postrojenje KKE Sisak 230 MWe/50 MWt – TE Sisak Blok C – SAŽETAK*, Zagreb, Travanj 2014.
7. *Gas turbine SGT5-2000E*, <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt5-2000e.htm>, 015.02.2015.
8. APRO TRADE kft., *Deliveri of heattechnical equipment of the steam-gas PGU-230*.
9. Bogdan, Ž: *Plinsko-turbinsko postrojenje*, Predavanja iz Termoenergetskih postrojenja.
10. Bogdan, Ž: *5.3. Statika izgaranja*, Predavanja iz Generatora pare.
11. Plinacro d.o.o.: *Izvyšće o kvaliteti plina*, Zagreb, 23.01.2015.
12. *General electric*, <http://en.wikipedia.org/wiki/Alstom>, 02.02.2015.
13. *European Energy Exchange*, <http://www.eex.com/>, 03.02.2015.