

Matematički model plinske turbine u TETO Sisak

Krmelić, Nikola

Master's thesis / Diplomski rad

2016

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:235:124524>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-19**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Nikola Krmelić

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Mislav Čehil, dipl. ing.

Student:

Nikola Krmelić

Zagreb, 2016.

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

Zahvaljujem se svome mentoru doc. dr. sc. Mislavu Čehilu, dipl. ing. i asistentu Stjepku Katuliću, dipl. ing. na pomoći i savjetima prilikom izrade rada.

Također se zahvaljujem svojim roditeljima i ostatku obitelji, koji su mi omogućili studiranje i pružali mi nesebičnu podršku u istom.

Naročito se zahvaljujem svojoj djevojci i prijateljima za potporu u najtežim trenucima.

Nikola Krmelić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske 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:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: Nikola Krmelić

Mat. br.: 0035180818

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

Naslov rada na engleskom jeziku: **Mathematical model of power plant Sisak gas turbine**

Opis zadatka:

U Sisku je izgrađeno novo kombinirano kogeneracijsko postrojenje koje se sastoji od plinskoturbinskog i paroturbinskog dijela postrojenja.

U radu je potrebno:

1. Napraviti matematički model plinske turbine novog bloka TETO Sisak,
2. Podesiti parametre matematičkog modela u skladu s podacima dobivenim od proizvođača opreme,
3. U područjima smanjenih opterećenja poboljšati uobičajeni način izračuna rada plinske turbine,
4. Prikazati sve relevantne rezultate proračuna za različita opterećenja postrojenja, promjenjivu temperaturu i relativnu vlažnost okolišnjeg zraka.

Detalniji podaci potrebni za izradu proračuna nalaze se kod mentora.

U radu treba navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć prilikom izrade rada.

Zadatak zadan:

29. rujna 2016.


Rok predaje rada:

1. prosinca 2016.

Predviđeni datumi obrane:

7., 8. i 9. prosinca 2016.

Zadatak zadao:


doc. dr. sc. Mislav Čehil

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić



SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS OZNAKA	VII
POPIS KRATICA	XI
SAŽETAK.....	XII
SUMMARY	XIII
1. UVOD.....	1
2. TETO SISAK.....	2
2.1. Opći podaci o TETO Sisak	2
2.2. Blok C TETO Sisak	3
2.3. Opis dijelova postrojenja bloka C.....	5
2.4. Energetska učinkovitost novog bloka TETO Sisak	7
3. PLINSKE TURBINE	9
3.1. Povijest plinskih turbina.....	9
3.2. Općenito o plinskim turbinama.....	13
3.3. Plinska turbina kao dio kombiniranih kogeneracijskih postrojenja.....	14
4. MATEMATIČKI MODEL PLINSKE TURBINE.....	17
4.1. Ciklus plinske turbine i način funkcioniranja VBA programa	17
4.2. Kompresor.....	19
4.3. Izgaranje.....	21
4.3.1. Sastav goriva.....	21
4.3.2. Stehiometrijske jednadžbe izgaranja.....	23
4.3.3. Produkti izgaranja	24
4.3.4. Komora izgaranja.....	24
4.4. Plinska turbina.....	25
4.5. Postrojenje u cijelosti	26
4.6. Ostali parametri modela prema podacima proizvođača	27
4.7. Svojstva radnih tvari	31
5. UTJECAJ OKOLIŠA NA POSTROJENJE PLINSKE TURBINE.....	33
5.1. Utjecaj temperature zraka	34
5.2. Utjecaj vlažnosti zraka	34
5.3. Zajednički utjecaj temperature i vlažnosti zraka.....	36
5.4. Utjecaj tlaka zraka.....	42
5.5. Zajednički utjecaj temperature, relativne vlažnosti i tlaka zraka.....	43
5.6. ISO uvjeti okoliša za plinsku turbinu.....	43
6. REZULTATI PRORAČUNA PLINSKE TURBINE.....	46

6.1. Promjena opterećenja postrojenja	46
6.2. Promjena temperature okolišnjeg zraka	55
6.3. Promjena relativne vlažnosti okolišnjeg zraka.....	63
6.4. Promjena tlaka okolišnjeg zraka	65
6.5. Specifična potrošnja goriva.....	70
7. NEDOPUŠTENA PODRUČJA RADA POSTROJENJA	72
8. MOGUĆNOSTI POBOLJŠANJA	74
9. ZAKLJUČAK.....	76
LITERATURA.....	77

POPIS SLIKA

Slika 1.	TETO Sisak	2
Slika 2.	Lokacija TETO Sisak i mjernih postaja za praćenje kakvoće zraka	4
Slika 3.	Barberova „plinska turbina“	9
Slika 4.	Stolzova plinska turbina	10
Slika 5.	Armengaud-Lemaleova plinska turbina	11
Slika 6.	Holzwarthova plinska turbina	12
Slika 7.	Shema kombiniranog kogeneracijskog postrojenja s plinskom i protutlačnom parnom turbinom	15
Slika 8.	T,s -dijagram kombiniranog ciklusa	16
Slika 9.	Joule-Braytonov ciklus u p,V - i T,s -dijagramu.....	18
Slika 10.	Joule-Braytonov ciklus u h,s -dijagramu.....	18
Slika 11.	h,s -dijagram uz promjenu kompresijskog omjera	20
Slika 12.	Shema komore izgaranja	25
Slika 13.	Korekcijska krivulja temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o temperaturi zraka	27
Slika 14.	Korekcijska krivulja protoka dimnih plinova u ovisnosti o električnom opterećenju	28
Slika 15.	Korekcijska krivulja protoka dimnih plinova u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka	29
Slika 16.	h,s -dijagram uz promjenu stupnja iskoristivosti kompresora i turbine	30
Slika 17.	Dijagram bezdimenzijskog koeficijenta gustoće okolišnjeg zraka $k_{\rho 1}$ u ovisnosti o temperaturi i relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka	38
Slika 18.	h,s -dijagram uz promjenu temperature okolišnjeg zraka	39
Slika 19.	Dijagram korekcijskog koeficijenta snage postrojenja k_{θ} u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka.....	40
Slika 20.	Dijagram korigiranog bezdimenzijskog koeficijenta gustoće $k_{\rho 1}$ u ovisnosti o relativnoj vlažnosti za različite temperature okolišnjeg zraka	41
Slika 21.	Dijagram bezdimenzijskog koeficijenta gustoće okolišnjeg zraka $k_{\rho 2}$ u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka.....	42
Slika 22.	h,s -dijagram uz objašnjenje promjene opterećenja plinske turbine	47
Slika 23.	Snaga kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	47
Slika 24.	Snaga plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	48
Slika 25.	Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka....	48
Slika 26.	Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	49
Slika 27.	Stupanj djelovanja plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja	49
Slika 28.	Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	50
Slika 29.	Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	50
Slika 30.	Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	51

Slika 31.	Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	51
Slika 32.	Pretičak zraka u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	52
Slika 33.	Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	52
Slika 34.	Temperatura zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka	53
Slika 35.	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka....	54
Slika 36.	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	54
Slika 37.	h,s -dijagram uz objašnjenje promjene temperature okolišnjeg zraka	55
Slika 38.	Snaga kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	56
Slika 39.	Snaga plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	56
Slika 40.	Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	57
Slika 41.	Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	57
Slika 42.	Stupanj djelovanja plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	58
Slika 43.	Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	58
Slika 44.	Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	59
Slika 45.	Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	59
Slika 46.	Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	60
Slika 47.	Pretičak zraka u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja	60
Slika 48.	Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	61
Slika 49.	Temperatura zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	62
Slika 50.	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja.....	62
Slika 51.	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja	63
Slika 52.	Snaga kompresora u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar.....	64
Slika 53.	Snaga plinske turbine u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar.....	64
Slika 54.	Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar.....	64

Slika 55.	h,s -dijagram uz objašnjenje promjene tlaka okolišnjeg zraka.....	65
Slika 56.	Snaga kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	66
Slika 57.	Snaga plinske turbine u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	66
Slika 58.	Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	67
Slika 59.	Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	67
Slika 60.	Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	68
Slika 61.	Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	68
Slika 62.	Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	69
Slika 63.	Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	69
Slika 64.	Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka.....	70
Slika 65.	Specifična potrošnja goriva u ovisnosti o opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka.....	71
Slika 66.	Dijagram uz objašnjenje nedopuštenih područja rada – ograničenje snage.....	73

POPIS TABLICA

Tablica 1. Radne karakteristike novog bloka TETO Sisak	4
Tablica 2. Podaci o učinkovitosti postrojenja	8
Tablica 3. Sastav goriva (zemnog plina)	21
Tablica 4. Molarna masa pojedinih plinova	22
Tablica 5. Gustoća vlažnog zraka (kg/m^3) prema temperaturama i relativnim vlažnostima okolišnjeg zraka.....	37
Tablica 6. Parametri plinske turbine GTE-160 kod ISO uvjeta okoliša.....	44
Tablica 7. Parametri plinske turbine GTE-160 kod ISO uvjeta okoliša prema korištenom pogonskom gorivu	45

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
c_p	kJ/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, općenito
$[c_p]_0^{\theta}$	kJ/(kgK)	Srednji specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od 0 do θ °C
$[c_p]_{\theta_1}^{\theta_2}$	kJ/(kgK)	Srednji specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od θ_1 do θ_2 °C
C_{mp}	kJ/(kmolK)	Molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, općenito
$[C_{mp}]_0^{\theta}$	kJ/(kmolK)	Srednji molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od 0 do θ °C
$[C_{mp}]_{\theta_1}^{\theta_2}$	kJ/(kmolK)	Srednji molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od θ_1 do θ_2 °C
dM_{vz}	kg/kmol	Diferencijal molarne mase vlažnog zraka
dq_m	kg/s	Diferencijal masenog protoka
dp	Pa	Diferencijal tlaka
dR_{vz}	J/(kgK)	Diferencijal plinske konstante vlažnog zraka
dT	K, °C	Diferencijal temperature
dy_w	kmol/kmol	Diferencijal molarnog (volumnog) udjela vodene pare u vlažnom zraku
dz	m	Diferencijal nadmorske visine
$d\rho$	kg/m ³	Diferencijal gustoće
g	m/s ²	Standardno ubrzanje slobodnog pada
h	kJ/kg	Specifična entalpija, općenito
H_d	kJ/kg	Donja ogrijevna vrijednost goriva izražena po 1 kg goriva
h_{dp}	kJ/kg	Specifična entalpija dimnih plinova izražena po 1 kg dimnih plinova
$H_{d,v}$	MJ/m ³	Donja ogrijevna vrijednost goriva izražena po m ³ goriva
$h_{j,vol}$	kJ/m ³	Specifična entalpija pojedinog sudionika j u dimnim plinovima po jedinici volumena
h_1	kJ/kg	Specifična entalpija zraka na ulazu u kompresor
h_2	kJ/kg	Specifična entalpija zraka na izlazu iz kompresora
h_3	kJ/kg	Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
h_4	kJ/kg	Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
k_{qDP}	-	Bezdimenzijski koeficijent protoka dimnih plinova u ovisnosti o opterećenju postrojenja
$k_{qDP,\theta}$	-	Bezdimenzijski koeficijent protoka dimnih plinova u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka
k_{θ}	-	Korekcijski koeficijent snage postrojenja u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka

$k_{\rho 1}$	-	Bezdimenzijski koeficijent gustoće okolišnjeg zraka u ovisnosti o relativnoj vlažnosti za različite temperature okolišnjeg zraka
$k_{\rho 2}$	-	Bezdimenzijski koeficijent gustoće okolišnjeg zraka u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka
M_g	kg/kmol	Molarna masa goriva
M_{H_2O}	kg/kmol	Molarna masa vode (vlage)
M_i	kg/kmol	Molarna masa sudionika i u sastavu goriva
M_{vz}	kg/kmol	Molarna masa vlažnog zraka
M_{zr}	kg/kmol	Molarna masa zraka (suhog)
Opt	-	Opterećenje postrojenja (električno)
P	bar (Pa)	Tlak (općenito)
P	MW (W)	Snaga (općenito)
p_d	bar	Parcijalni (sudionički) tlak vodene pare u vlažnom zraku
P_{komp}	MW	Snaga kompresora
P_{ok}	bar	Tlak okolišnjeg zraka (atmosferskog)
$P_{ok,ISO}$	bar	Tlak okolišnjeg zraka kod ISO uvjeta okoliša
P_{PT}	MW	Snaga sklopa kompresora i plinske turbine
P_{PTA}	MW	Snaga postrojenja plinske turbine (na stezaljkama generatora)
p_s	bar	Parcijalni tlak vodene pare zasićenog vlažnog zraka
P_{turb}	MW	Snaga plinske turbine
p_1	bar	Tlak zraka na ulazu u kompresor
p_2	bar	Tlak zraka na izlazu iz kompresora
$p_{2,max}$	bar	Najviši tlak zraka na izlazu iz kompresora kod standardnih uvjeta, prema podacima HEP-a
p_3	bar	Tlak dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja (ulazu u plinsku turbinu)
p_4	bar	Tlak dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
q_m	kg/s	Maseni protok, općenito
$q_{m,dp}$	kg/s	Maseni protok dimnih plinova
$q_{m,dpmax}$	kg/s	Maksimalni maseni protok dimnih plinova kod standardnih uvjeta, prema podacima HEP-a
$q_{m,g}$	kg/s	Maseni protok goriva
$q_{m,zr}$	kg/s	Maseni protok zraka
q_v	m ³ /s	Volumni protok, općenito
R	kJ/(kgK)	Opća plinska konstanta, općenito
R_m	kJ/(kmolK)	Opća plinska konstanta
R_{vz}	J/(kgK)	Plinska konstanta vlažnog zraka

s	kJ/(kgK)	Specifična entropija, općenito
SPG	kg/(kWh)	Specifična potrošnja goriva
T	K	Termodinamička (apsolutna) temperatura, općenito
T_g	K	Termodinamička temperatura goriva
T_{ok}	K	Termodinamička temperatura okolišnjeg zraka
T_1	K	Termodinamička temperatura okolišnjeg zraka na ulazu u kompresor
T_2	K	Termodinamička temperatura zraka na izlazu iz kompresora
T_{2s}	K	Termodinamička temperatura zraka na kraju izentropske kompresije
T_3	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
$T_{3,ISO}$	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja kod ISO uvjeta okoliša
T_4	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
T_{4s}	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na kraju izentropske ekspanzije
V	m ³	Volumen, općenito
V_{CO_2}	m ³ /kg	Količina ugljičnog dioksida u dimnim plinovima kod izgaranja 1 kg goriva
V_{dp}	m ³ /kg	Količina dimnih plinova kod izgaranja 1 kg goriva
V_{H_2O}	m ³ /kg	Količina vlage (vodene pare) u dimnim plinovima kod izgaranja 1 kg goriva
V_j	m ³ /kg	Količina sudionika j u dimnim plinovima kod izgaranja 1 kg goriva
V_L	m ³ /kg	Stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva
$V_{L,min}$	m ³ /kg	Minimalna potrebna količina zraka za potpuno izgaranje 1 kg goriva
$V_{m,g}$	m ³ /kmol	Molarni volumen goriva
$V_{N_2,min}$	m ³ /kg	Količina dušika u dimnim plinovima kod izgaranja 1 kg goriva
$V_{O_2,min}$	m ³ /kg	Minimalna potrebna količina kisika za potpuno izgaranje 1 kg goriva
v_{vz}	m ³ /kg	Specifični volumen vlažnog zraka
v_{1+x}	m ³ /kg	Specifični volumen vlažnog zraka sveden na kilogram suhog zraka
x_d	kg/kg	Sadržaj vlage u vlažnom zraku
x_s	kg/kg	Sadržaj vlage zasićenog vlažnog zraka
y_i	kmol _i /kmol _g	Molarni (volumni) udio sudionika i u sastavu goriva
y_w	kmol/kmol	Molarni (volumni) udio vodene pare u vlažnom zraku
y_{zr}	kmol/kmol	Molarni udio zraka (suhog) u vlažnom zraku

Δh	MJ/kg	Promjena specifične entalpije, općenito
ΔP	MW	Promjena snage, općenito
ε_k	-	Kompresijski omjer
η_{el}	-	Električni stupanj djelovanja električnog generatora
η_k	-	Stupanj djelovanja kompresora (izentropski)
η_{KI}	-	Stupanj djelovanja komore izgaranja
η_{meh}	-	Mehanički stupanj djelovanja električnog generatora
η_{PT}	-	Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine
η_{red}	-	Stupanj djelovanja reduktora električnog generatora
η_t	-	Stupanj djelovanja turbine (izentropski)
ϑ	°C	Celzijeva temperatura, općenito
κ_{dp}	-	Izentropski eksponent dimnih plinova
$[\kappa_{dp}]_{\vartheta_3}^{\vartheta_4}$	-	Izentropski eksponent dimnih plinova nad temperaturnim intervalom od ϑ_3 do ϑ_4 °C
κ_{zr}	-	Izentropski eksponent zraka
$[\kappa_{zr}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$	-	Izentropski eksponent zraka nad temperaturnim intervalom od ϑ_1 do ϑ_2 °C
λ	-	Pretičak zraka
ρ	kg/m ³	Gustoća, općenito
ρ_{dp}	kg/m ³	Gustoća dimnih plinova
ρ_g	kg/m ³	Gustoća goriva
ρ_{vz}	kg/m ³	Gustoća vlažnog zraka
φ	-	Relativna vlažnost vlažnog zraka

POPIS KRATICA

Kratika	Opis
CCGT	Kombinirani proces (engl. Combined Cycle Gas Turbine)
CHP	Kogeneracija (engl. Combined Heat and Power)
CH ₄	Kemijski simbol molekule metana
CO ₂	Kemijski simbol molekule ugljičnog dioksida
C ₂ H ₆	Kemijski simbol molekule etana
C ₃ H ₈	Kemijski simbol molekule propana
C ₄ H ₁₀	Kemijski simbol molekule butana
dB	Decibel
ENE BREF	Horizontalni Referentni dokument o najboljim raspoloživim tehnikama za energetska učinkovitost
GPO	Glavni pogonski objekt
HEP	Hrvatska elektroprivreda
H ₂ O	Kemijski simbol molekule vode
ISO	International Organization for Standardization
k.č.	Katastarska čestica
k.o.	Katastarska općina
LCP BREF	Large Combustion Plants BREF
NO _x	Kemijski simbol molekula dušikovih oksida (emisija)
NT	Niski tlak
N ₂	Kemijski simbol molekule dušika
O ₂	Kemijski simbol molekule kisika
PMRS	Plinska mjerno-redukcijska stanica
RP	rasklopno postrojenje
SO ₂	Kemijski simbol molekule sumporovog dioksida
TE	termoelektrana
TETO	Termoelektrana-toplana
VBA	Visual Basic for Applications
VT	Visoki tlak

SAŽETAK

U ovom radu izrađen je matematički model plinske turbine novog bloka TETO Sisak. Model je izrađen u programskom jeziku Visual Basic, odnosno njegovoj inačici Microsoft Visual Basic for Applications (VBA), kako bi se ubrzalo vrijeme proračuna modela i izbjeglo ručno izvođenje brojnih iteracija. Model je napisan pomoću osnova iz termodinamike i teorije turbostrojeva, a parametri modela podešeni prema podacima proizvođača plinske turbine. Raznim koeficijentima i korekcijskim krivuljama poboljšan je matematički model i proračun plinske turbine u području smanjenih opterećenja.

Razmotren je utjecaj temperature, relativne vlažnosti i tlaka okolišnjeg zraka na postrojenje plinske turbine upravo zbog korištenja okolišnjeg zraka za izgaranje goriva u komori izgaranja plinske turbine. Rezultati modela dani su za različita opterećenja plinske turbine, promjenu temperature, relativne vlažnosti i tlaka zraka. U modelu su zanemarena ograničenja snage postrojenja (uloga regulacijskog sustava) kako bi se razmotrio stvarni utjecaj različitih parametara na postrojenje plinske turbine. Područja prekoračenja maksimalno dopuštene snage postrojenja opisana su kao nedopuštena područja rada, gdje regulacijski sustav igra ulogu u zaštiti postrojenja od ulaska u takva područja.

Osim matematičkog modela i rezultata proračuna u ovom radu opisano je postrojenje TETO Sisak, dan je kratki pregled povijesnog razvoja plinskih turbina i njihove prednosti. Kako je plinska turbina bloka C TETO Sisak dio kombiniranog kogeneracijskog postrojenja, ukratko su opisani kombinirani procesi i kogeneracija te uloga plinske turbine u istima.

Ključne riječi: termoenergetska postrojenja, kombinirani ciklus, kogeneracija, plinska turbina, matematički model

SUMMARY

In this paper a mathematical model of the gas turbine, which is the part of the new CHP power plant “TETO Sisak”, is developed. The model is created in Visual Basic, actually in its version Microsoft Visual Basic for Applications (VBA), to decrease computing time and avoid manually performing of numerous iterations. The model is created using the basics of thermodynamics and turbomachinery theory, where model parameters are set by the manufacturer’s data. Mathematical model and calculation of the gas turbine partial loads are improved with various coefficients and correction curves.

Effects of the air temperature, relative humidity and atmospheric pressure changes on gas turbine operation are discussed because the ambient air is used for fuel combustion in the combustion chamber of the gas turbine. Calculation results are given for different loads of the gas turbine, and for different air temperatures, relative humidities and pressures. In the model limits in power of the plant are ignored (the role of the control system) in order to consider the real effect of various parameters on the gas turbines operation. Gas turbine loads at lower air temperatures when power exceed the maximum allowed power of the plant are described as unallowed loads and control system prevents operation in such loads.

Except the mathematical model and calculation results, in this thesis is description of the CHP plant Sisak, also there is a short overview of the historical development of gas turbines and gas turbine advantages. Since the gas turbine of the new CHP plant Sisak is a part of a combined cycle cogeneration plant, briefly are described the combined processes, cogeneration and the role of the gas turbine in cogeneration.

Key words: power plants, combined cycle, cogeneration, gas turbine, mathematical model

1. UVOD

Korištenje energije oduvijek je pratilo ljudsko čovječanstvo u njegovom razvoju, a samim time i doprinijelo razvoju čovječanstva i civilizacije. Od prvog korištenja vatre kao toplinske energije mnogo stvari se promijenilo. Ljudi su tijekom svojeg razvoja učili kontrolirati svoj okoliš i koristiti oblike energije dostupne u prirodi.

Danas je energija svuda oko čovjeka i život bez nje je nezamisliv. Njezina isprepletenost sa svim područjima ljudskih aktivnosti je iznimna. Kao najvažniji oblik energije koja se koristi, uz toplinsku, je električna energija. Velika većina današnjih tehnoloških inovacija pokretana je upravo električnom energijom.

Električna energija se proizvodi u elektranama, gdje je plinska turbina našla svoju važnu ulogu. Plinske turbine duguju svoj razvoj prvenstveno avionskoj industriji, odnosno mlaznoj propulziji. Kao pogonski stroj električnih generatora u elektranama plinske turbine se počinju koristiti mnogo kasnije od parnih turbina.

Velike prednosti plinskih turbina kao pogonskog stroja električnih generatora su mala masa i dimenzije u odnosu na snagu, fleksibilnost u radu, pouzdanost, mogućnost brzog starta, iznimno male emisije štetnih plinova, itd. Jedan od glavnih nedostataka je velika ovisnost proizvodnje električne energije plinskom turbinom s visokom cijenom goriva. Stoga se plinske elektrane koriste većinom za pokrivanje vršnih opterećenja elektroenergetskog sustava.

Plinska turbina za potrebe izgaranja goriva u komori izgaranja koristi okolišnji zrak, koji se prije ulaska u komoru izgaranja komprimira u kompresoru plinske turbine. Upravo se zbog toga mijenjaju karakteristike plinske turbine s promjenom atmosferskih uvjeta ulaznog zraka. Zrak u atmosferi (okolišu) nalazi se pod određenom temperaturom, tlakom i sadrži određenu količinu vlage (iskazano u relativnoj vlažnosti). Promjena ovih parametara može se mijenjati na razini dana (temperatura), a najznačajnije su razlike upravo u godišnjim dobima, između ljeta i zime. Tlak zraka prvenstveno je vezan uz lokaciju (nadmorsku visinu), a manjim dijelom na promjene vremenskih uvjeta.

Stoga će se u ovom radu razmatrati promjene karakteristika (performansi) plinske turbine s promjenom parametara okolišnjeg zraka kako bi se ustvrdilo koji parametri značajno utječu na postrojenje. Uzeta je u obzir i mogućnost podešavanja električnog opterećenja postrojenja. Plinska turbina promatrana u ovom radu se nalazi u novoizgrađenom bloku C TETO Sisak.

2. TETO SISAK

2.1. Opći podaci o TETO Sisak

TETO Sisak je smještena četiri kilometra nizvodno od Siska na desnoj obali Save. Prvi blok (A blok) elektrane izgrađen je 1970. godine, a drugi blok (B blok) izgrađen je 1976. godine. Ta dva bloka termoelektrane su kondenzacijskog tipa. Uz električnu energiju ova dva bloka su proizvodila i tehnološku paru. Ukupna snaga A i B bloka je 420 MW električne energije [1].

2009. godine započela je izgradnja novog bloka TETO Sisak (blok C). Vrijednost investicije izgradnje bloka C TE-TO Sisak iznosi 240 milijuna eura, od čega je 88 milijuna eura iskorištenih sredstava klirinškog duga Ruske Federacije prema Hrvatskoj iz razdoblja prije 1990. godine, dok je HEP u projekt uložio 152 milijuna eura. Blok C snage 230 MW_e/50 MW_t zamjenjuje dotrajali blok A, koji tehnološki, ekološki, energetske i ekonomski više nije značajan za elektroenergetski sustav Hrvatske. Novi blok osigurava 10 % snage elektroenergetskog sustava i omogućuje proizvodnju oko 10 % ukupno proizvedene električne energije za sadašnje potrebe elektroenergetskog sustava. Blok C značajan je i za sustav daljinskog grijanja Toplinarstva Grada Siska jer osigurava 75 % instalirane toplinske snage i omogućuje proizvodnju od oko 85 % ukupno proizvedene toplinske energije. Od studenog 2015. blok je u pokusnom radu [2].

Slika 1 prikazuje postrojenje TETO Sisak s novim blokom, a Slika 2 lokaciju TETO Sisak.



Slika 1. TETO Sisak

[2]

2.2. Blok C TETO Sisak

Nova kombi kogeneracijska elektrana Sisak C (blok C), instalirane snage 230 MW_e / 50 MW_t, smještena je unutar postojećeg kompleksa Termoelektrane Sisak na k.č. 2161 k.o. Novi Sisak u Sisačko-moslavačkoj županiji. Namjena bloka C je proizvodnja električne i toplinske energije. Postrojenje se sastoji od [3]:

- glavnog pogonskog objekta (GPO) u čiji sastav ulaze:
 - plinska turbina s generatorom (plinskoturbinski agregat),
 - kotao na ispušne plinove iz plinske turbine s dimnjakom visine 65 m te
 - parna turbina s generatorom (parno-turbinski agregat),
- rasklopišta 220 kV s transformatorima,
- plinska mjerno-redukcijska stanica (PMRS) i postrojenje za pripremu plina u kojem su smještena i dva mala uređaja za loženje toplinske snage goriva 907 kW,
- diesel agregat te
- prometnice i infrastruktura.

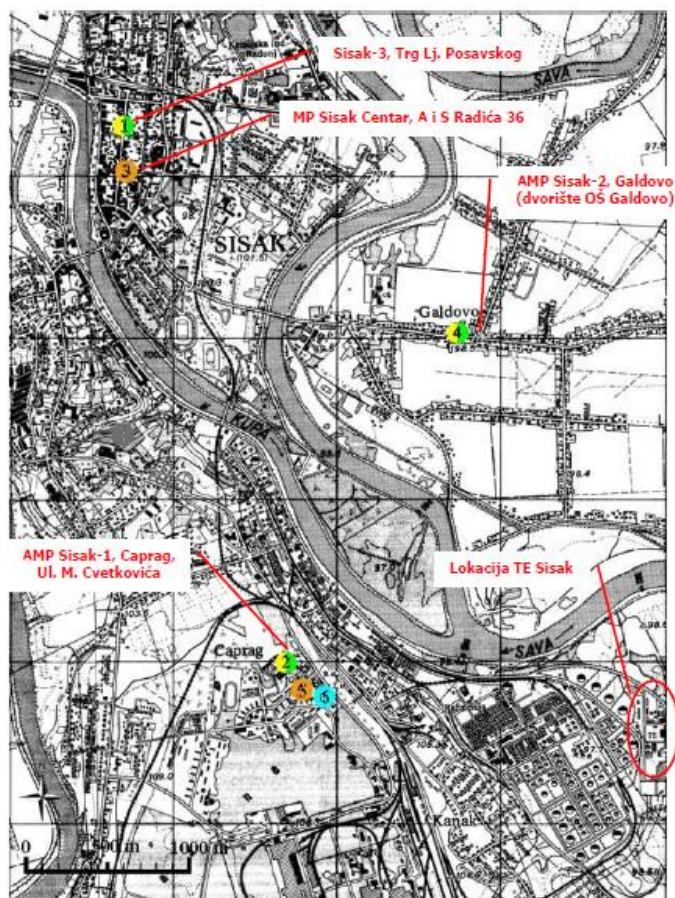
Za pogon plinske turbine plinskoturbinskog agregata bloka C TETO Sisak isključivo se koristi prirodni plin. Plinskoturbinski agregat proizvodi električnu energiju uz istovremeno korištenje otpadne topline ispušnih plinova iz plinske turbine za proizvodnju vodene pare u kotlu na ispušne plinove (kotao utilizator). Vodena para se koristi za proizvodnju električne energije u parnoturbinskom agregatu, a manjim dijelom i za centralizirani toplinski sustav grada Siska. Konfiguracija novog kombi bloka omogućava održavanje opterećenja u rasponu od 70 % do 100 % nazivnog opterećenja. Parna turbina je kondenzacijsko-oduzimnog tipa, tj. vrši se oduzimanje pare (nazivne snage 50 MW) koja se koristi za snabdijevanje potrošača toplinskom energijom [3].

Tablica 1 prikazuje radne karakteristike postrojenja bloka C. Opisani su režimi rada pri punom opterećenju plinskoturbinskog agregata ljeti i zimi te pri 70 % opterećenja plinskoturbinskog agregata zimi kao i računski optimum.

Tablica 1. Radne karakteristike novog bloka TETO Sisak

[3]

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 pamo-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%



Slika 2. Lokacija TETO Sisak i mjernih postaja za praćenje kakvoće zraka

[3]

Novi blok C TETO Sisak je postrojenje s mnogo tehničkih prednosti od kojih su najvažnije [3]:

- relativno visok stupanj iskorištenja goriva (znatno viši od postojećih blokova A i B), poglavito u kogeneracijskom režimu pogona kada se potrošače snabdijeva toplinskom energijom (pretežito zimi),
- niska jedinična cijena po instaliranom kilovatu (manja specifična težina bloka po instaliranom kW),
- kratko vrijeme izrade komponenti bloka u tvornici i jednostavnija montaža,
- vrlo visoka raspoloživost i pouzdanost,
- kompaktna izvedba, modularna gradnja i
- vrijeme upuštanja u pogon je znatno kraće u usporedbi s klasičnom elektranom.

2.3. Opis dijelova postrojenja bloka C

Gorivo bloka C je prirodni plin iz plinske mreže, a dobavlja se iz magistralnog plinovoda Hrvatske. Potrebe novog bloka su do maksimalno 12 kg/s prirodnog plina predtlaka $22 \pm 0,5$ bar. Budući da je za pogon plinske turbine na ulazu potreban plin viših parametara, nego što ih daju postojeće redukcijske stanice za potrebe blokova A i B, izgrađen je novi priključak na magistralni plinovod Kozarac – Stružec – Sisak, novi plinovod duljine 2 km i nova plinska mjerno-redukcijaska stanica (PMRS 30/23,5 bar predtlaka) s postrojenjem za pripremu plina. Novo postrojenje za pripremu plina ima dva mala uređaja za loženje toplinske snage goriva 0,907 MW svaki, koji služe za grijanje prirodnog plina prije ulaska u komore izgaranja plinske turbine. Izgaranjem plina u ložištu kotla zagrijava se voda koja u zatvorenom krugu predaje toplinu prirodnom plinu prije ulaska u komore izgaranje plinska turbine. U radu je samo jedan kotao, dok je drugi rezerva. Gorivo ovih malih uređaja za loženje je također prirodni plin iz magistralnog plinovoda [3].

Plinskoturbinski 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, 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. Kotao

utilizator transformira osjetnu toplinu dimnih plinova iz ispuha plinske turbine u toplinsku energiju vodene pare koja pokreće paroturbinski agregat pri čemu se dimni plinovi hlade i ispuštaju kroz dimnjak ukupne visine 65 m koji se vertikalno nastavlja na konstrukciju kotla. Kotao je okomite izvedbe, bez dodatnog loženja, dvotlačni s bubnjem pare visokog tlaka (VT) i bubnjem pare niskog tlaka (NT), jednim pregrijanjem pare visokog tlaka (VT) i jednim pregrijanjem pare niskog tlaka (NT), te s prisilnom cirkulacijom u krugovima isparavanja visokog i niskog tlaka para. Za kotao je predviđen rad u režimu kliznog tlaka. Temperatura dimnih plinova prije izlaska iz kotla smanjuje se u plinskom predgrijaču kondenzata iz kojeg se dimnim plinovima zagrijani kondenzat odvodi u otplinjač pod tlakom od 6,5 bar [3].

Parna turbina je kondenzacijsko-oduzimnog tipa, tj. moguće je iz turbine oduzeti paru koja se koristi za snabdijevanje potrošača toplinskom energijom snage do 50 MW_t. Turbina je jednovratilna, dvokućišna, postavljena na zajedničko vratilo s generatorom, a sastoji se od zajedničkog kućišta visokog i srednjeg tlaka, te od zasebnog niskotlačnog kućišta. Visokotlačno i srednjetačno kućište je jednoprolazno, a niskotlačno kućište se sastoji od dva dijela: vanjskog i unutarnjeg. Svježa para iz kotla utilizatora se visokotlačnim (VT) i niskotlačnim (NT) cjevovodima dovodi u visokotlačne odnosno niskotlačne brzozatvarajuće ventile u odgovarajuće kućište turbine. Na ulaznom dijelu kućišta nalaze se paro-distribucijski ventili koji kontroliraju ulaz pare u turbinu. Iza grupe visokotlačnih stupnjeva nalazi se otvor nereguliranog oduzimanja (nazivnog tlaka 16 bar). Preostala količina pare prolazi kroz niskotlačne turbinske stupnjeve te u kondenzator. Uzimajući u obzir današnje potrebe i rast potrošnje, blok C TETO Sisak je dimenzioniran tako da se u procesu može oduzimati do 65 t/h pare nazivnog tlaka 16 bar, podesivog od 15,5 do 16,5 bar. Količina pare koja se oduzima za potrebe centraliziranog toplinskog sustava nadoknađuje se dodavanjem odgovarajuće količine demineralizirane vode. Kućište turbine je toplinski i zvučno izolirano, tako da temperatura oplata ne prelazi 45°C, a razina buke ostane u granicama do najviše 85 dB(A) na 1 m od opreme. Električni generator parne turbine je dvopolni, sinkroni, trofazni generator horizontalne izvedbe, hlađen zrakom. Strujanje hladnog zraka se uspostavlja pomoću dva aksijalna ventilatora na krajevima rotora, a hlađenje hladnjacima zrak/voda [3].

Električna energija koju proizvedu generatori plinske i parne turbine transformatorima se podiže na napon od 220 kV te se preko postojećeg dograđenog i rekonstruiranog rasklopišta i postojećih i novih dalekovoda predaje potrošačima. Na prostoru između glavnog pogonskog objekta (GPO-a) i rasklopnog postrojenja 220 kV (RP 220 kV), u produžetku postojećeg

transformatorskog prostora, smješteni su generatorski transformator i transformator vlastite potrošnje bloka C. Između generatorskih transformatora i transformatora vlastite potrošnje postoje protupožarni zidovi, a izgrađen je i protupožarni zid između generatorskog transformatora parne turbine i blok transformatora bloka B TE Sisak. Ispod uljnih transformatora predviđen je slivnik s kanalom za odvod ulja u uljnu jamu. Termoelektrana Sisak povezana je s prijenosnom mrežom preko vanjskih rasklopnih postrojenja 110 i 220 kV. Rasklopno postrojenje 110 kV, na koje je vezan blok A, povezano je s mrežom 110 kV s 5 dalekovoda, a rasklopno postrojenje 220 kV, na koje je vezan blok B, povezano je s mrežom 220 kV preko 2 dalekovoda. Međusobna veza postrojenja ostvarena je preko mrežnog auto-transformatora. Ukupna snaga TE Sisak povećana je na 650 MW. Stoga je postojeće rasklopište nadograđeno s dva nova generatorska i dva nova dalekovodna polja 220 kV [3].

Sva para koja se dovodi iz kotla utilizatora (kotao na ispušne plinove) kroz turbinu ili mimovode hladi se i ukapljuje u kondenzatoru pomoću vode iz rijeke Save. Ovako nastali kondenzat odvodi se ponovno u sustav napajanja kotla utilizatora. Nakon upotrebe, rashladna voda se ispušta natrag u rijeku Savu putem postojećeg ispusta rashladne vode. Za normalan rad bloka C potrebna količina vode za hlađenje kondenzatora je $17.315 \text{ m}^3/\text{h}$, dok je za pomoćna hlađenja u tehnološkom procesu potrebno oko $80 \text{ m}^3/\text{h}$. Cjelokupna količina vode uzima se iz rijeke Save putem postojećeg vodozahvata blokova A i B koji ima dovoljan kapacitet za podmirivanje ukupne potrebe TE Sisak, uključujući i blok C [3].

2.4. Energetska učinkovitost novog bloka TETO Sisak

Upravo kombinirani proces sastavljen od plinskoturbinskog i parnoturbinskog agregata (engl. Combined Cycle Gas Turbine ili CCGT) uz kogeneraciju (engl. Combined Heat and Power ili CHP, odnosno istovremena proizvodnja električne i toplinske energije) predstavlja prvu opciju kod izbora najboljih raspoloživih tehnika za postizanje visoke energetske učinkovitosti. Energetska učinkovitost odnosi se na neto učinkovitost, odnosno na učinkovitost „na pragu postrojenja“. Predviđena učinkovitost bloka C TETO Sisak (Tablica 2) za proizvodnju električne energije na pragu elektrane iznosi 51,2 % (režim rada B, ljeto), a ukupna učinkovitost iskorištenja goriva za električnu i toplinsku energiju iznosi 56,5 % do 60,1 % (ovisno o režimu rada, pri čemu je najviša zimi u slučaju povećane potražnje za toplinskom energijom). Horizontalni Referentni dokument o najboljim raspoloživim tehnikama za energetska učinkovitost (engl. ENE BREF) se u poglavljima 3.4 i 4.3.4 relevantnim za poboljšanje

energetske učinkovitosti kombi-kogeneracijskih postrojenja poziva na LCP BREF. LCP BREF za nova kombi postrojenja (engl. CCGT) navodi raspon učinkovitosti od 54 % do 58 % za proizvodnju električne energije na pragu elektrane, raspon od 75 % do 85 % kod istovremene proizvodnje električne i toplinske energije na pragu elektrane te raspon od 36 % do 40 % za proizvodnje električne energije plinskoturbinskim agregatom (Tablica 2) [3].

Tablica 2. Podaci o učinkovitosti postrojenja

[3]

Tip postrojenja	Učinkovitost proizvodnje električne energije		Učinkovitost pretvorbe energije	KKE Sisak
	Nova postrojenja	Postojeća postrojenja		
Plinsko-turbinski ciklus plinsko-turbinski agregat	36 % - 40 %	32 % - 35 %	-	30,8 % - 34,1 %
Kombi ciklus (CCGT) sa ili bez dodatnog loženja (HRSG ¹) za proizvodnju samo el. energije	54 % - 58 %	50 % - 54 %	-	51,2 %
bez dodatnog loženja (HRSG) u kogeneracijskom režimu	< 38 %	< 35 %	75 % - 85 %	56,5 % - 60,1 %
s dodatnim loženjem u kogeneracijskom režimu	< 40 %	< 35 %	75 % - 85 %	

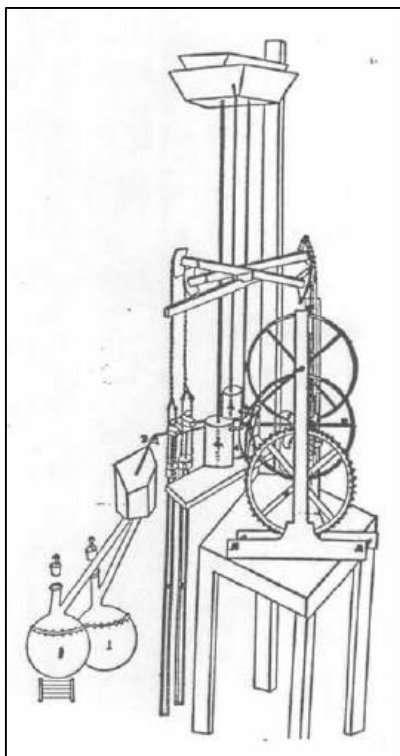
¹ HRSG – Heat Recovery Steam Generator (generator pare na otpadnu toplinu), isto što i KIP (kotao na ispušne plinove)

Kako blok C TETO Sisak proizvodi relativno malo toplinske energije, za ocjenu učinkovitosti mjerodavna je učinkovitost proizvodnje isključivo električne energije kada je neto stupanj djelovanja jednak 51,2 % (režim rada B, ljeto). Pri tome ovaj stupanj djelovanja nije iskazan za ISO uvjete, već za temperaturu zraka od 20 °C, relativnu vlažnost 78 % i tlak 1,004 bar. Stoga, premda je neto stupanj učinkovitosti proizvodnje električne energije bloka C TETO Sisak od 51,2 % manji od donje granice najbolje raspoložive tehnike za 2,8 % (Tablica 2), ipak se preporuke LCP BREF-a smatraju zadovoljenima jer bi svođenjem na ISO uvjete ova razlika bila sigurno manja [3].

3. PLINSKE TURBINE

3.1. Povijest plinskih turbina

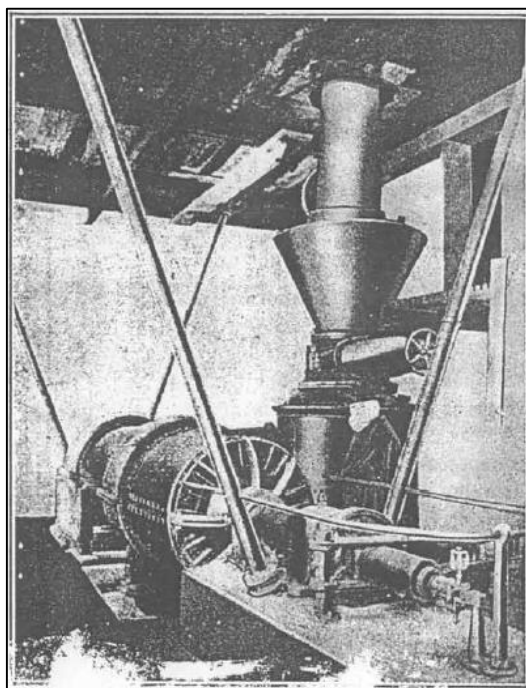
1791. god. John Barber u Engleskoj patentira plinsku turbinu koja je pokretala mijeh u kojem se vršilo komprimiranje zraka za izgaranje, prije miješanja s plinovitim gorivom (Slika 3). Plinovi izgaranja struje kroz sapnice i pokreću kolo turbine s idejom da rad proizveden u turbini bude dovoljan za pokretanje mijeha za komprimiranje zraka i savladavanje mehaničkog trenja uz zadovoljavajući ostatak korisnog rada. Iz skice Barberovog stroja i današnjih saznanja očito je da takav stroj nije mogao uspješno raditi, ali ipak ga se zbog zamišljenog procesa i predviđenih komponenata može smatrati prototipom današnjih plinskih turbina (postojalo je čak i ubrizgavanje vode da bi se turbinske lopatice zaštitile od visokih temperatura). Drugi Englez, John Dumbell je 1808. god. patentirao prvu turbinu čisto reakcijskog tipa. Plinovi izgaranja nastali izgaranjem ugljena strujali su kroz nekoliko redova rotorskih lopatica pričvršćenih na jedan rotor. Značajno je da nisu korištene statorsche lopatice [4].



Slika 3. Barberova „plinska turbina“

[4]

1872. god. Stolze je u Njemačkoj patentirao plinsku turbinu koja je po svom konceptu jako slična suvremenom plinskoturbinskom postrojenju (Slika 4). Atmosferski se zrak nakon komprimiranja zagrijavao u komori izgaranja (izmjenjivaču topline) koja je bila ložena izvana, da bi nakon toga ekspandirao u reakcijskoj turbini koja je direktno pokretala kompresor. U tom trenutku još slaba znanja iz aerodinamike nisu dozvoljavala konstruiranje efikasnog kompresora što je onemogućilo realizaciju čitavog projekta. Oko 1872. god. Parsons je pokušao iskoristiti svoju reakcijsku turbinu kao kompresor na taj način da je narinuo strujanje u suprotnom smjeru. To je rezultiralo strojem s jako niskom iskoristivošću. Na kraju, nakon značajnih pokušaja u cilju povećanja iskoristivosti, Parsons je odustao od svoje zamisli zbog pojave centrifugalnog kompresora koji je razvio Rateau 1908. god. Kako se vidi, iako započet dosta prije de Lavalovog patenta, razvoj plinskih turbina je išao u povijesnom periodu mnogo sporije. Uzrok su bile nedovoljne tehnološke mogućnosti, nedostatak materijala otpornih na visoke temperature i nedovoljno dobra aerodinamička rješenja potrebna u gradnji kompresora i turbina [4].

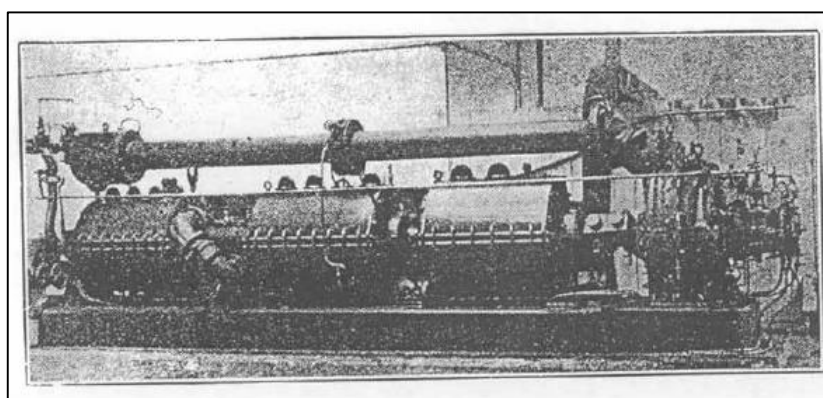


Slika 4. Stolzova plinska turbina

[4]

Tek oko 1905. god. Francuzi Lemale i Armengaud realiziraju prvu turbinu koja je davala koristan rad upotrebljiv u korisne svrhe (Slika 5). Jedinica se sastojala od dvostupanjske akcijske

turbine koja je pokretala Rateauov višestupanjski centrifugalni kompresor. Izgaranje se odvijalo u komori izgaranja smještenoj između turbine i kompresora ubrizgavanjem i zapaljenjem tekućeg goriva u struji komprimiranog zraka. Da bi se mogla koristiti visoka temperatura plinova izgaranja, turbinske lopatice i diskovi su se hladili ubrizgavanjem vode. Kako je postignuta termodinamička iskoristivost bila svega 3 %, što je bilo sasvim nedovoljno s obzirom na postignuti razvoj ostalih toplinskih strojeva, trebalo je proći još oko četiri desetljeća do široke primjene plinskih turbina, danas gotovo isključivo građenih za realizaciju otvorenog procesa s dovođenjem topline pri konstantnom tlaku [4].

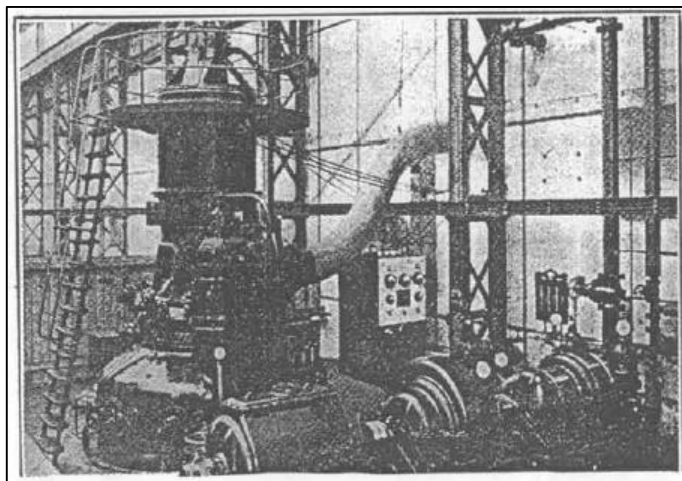


Slika 5. Armengaud-Lemaleova plinska turbina

[4]

U povijesnom razvoju još jedno plinskoturbinsko postrojenje privlači pažnju. Hans Holzwarth je 1908. god. započeo rad na plinskoturbinskom ciklusu s izgaranjem uz konstantni volumen. Taj su rad nastavile pristalice primjene tog ciklusa sve do današnjih dana. Kod plinskoturbinskog postrojenja, kakvo je zamislio Holzwarth, izgaranje tekućeg goriva u komori izgaranja uz konstantni volumen i povišeni tlak je bilo naizmjenično. Vrući plinovi izgaranja su ekspanzirali u Curtisovoj turbini. Visoki tlak u komori izgaranja je postignut dovođenjem zraka za izgaranje pod tlakom. Kod jedne realizirane jedinice, parna turbina je pogonila kompresor za komprimiranje zraka za izgaranje. Para se dobivala u generatoru pare pomoću topline ispušnih plinova iz plinske turbine. Iako su se Holzwarthove plinske turbine gradile u Njemačkoj i Švicarskoj, nisu dobile neku značajniju prednost zbog svoje komplicirane konstrukcije, naizmjeničnog izgaranja koje je realizirano ispušnim ventilima na komori izgaranja (koji su se intenzivno trošili zbog visokih temperatura), velikih dimenzija i zbog općenito jako niske iskoristivosti. Najveća iskoristivost koju je postiglo neko od Holzwarthovih postrojenja je bila 13 %. Slika 6 prikazuje jednu od prvih Holzwarthovih plinskih turbina. U

široku praktičnu primjenu u svom primarnom obliku plinska turbina kreće 1939. god. Nadolazeći ratni sukob dovodi do izgradnje podzemne električne centrale s plinskom turbinom u Neuchatelu u Švicarskoj kao izvor energije za nuždu u slučaju ratnih razaranja. Brza spremnost za start i naglo opterećenje, mali gabariti, velika specifična snaga i niža cijena u ovom su slučaju dominantne prednosti prema drugim postojećim rješenjima, kod čega je veći specifični potrošak goriva u ovom slučaju zbog malog broja sati rada zanemariv [4].



Slika 6. Holzwarthova plinska turbina

[4]

Ratna zbivanja potiču u Engleskoj, Njemačkoj i SSSR-u intenzivan rad na primjeni plinskoturbinskog mlaznog motora u zrakoplovstvu. Poimenično se u vezi s ovim razvojem najčešće ističe patent Sir Franka Whittlea 1939. god. u Engleskoj. Poslije drugog svjetskog rata plinskoturbinski mlazni motor u veoma kratkom roku eliminira stapni motor iz zrakoplovne propulzije, kod imalo značajnijih jediničnih snaga motora, eliminirajući tehnologije i industrije za izradu stapnih zrakoplovnih motora u koje su utrošena ogromna sredstva i razvojni potencijal. Ovo statistički nedvosmisleno ukazuje na nadmoć rješenja pogona s plinskom turbinom nad onim sa stapnim pogonom i unutarnjim izgaranjem barem u ovom području primjene, a posljedica je i bitno većih mogućnosti razvijanja veoma velikih pa čak i nadzvučnih brzina leta koje su nedostižne uz primjenu propelera gonjenog stapnim motorom [4].

Prve plinske turbine za proizvodnju električne energije proizvodi Brown Boveri od 1939. godine. Kao što je ranije rečeno, razvoj je u to vrijeme (drugi svjetski rat i razdoblje nakon njega) bio posvećen prvenstveno mlaznoj propulziji. Pedesetih godina vrše se ispitivanja mogućnosti primjene plinske turbine za pogon brodova, lokomotiva te cestovnih vozila.

Korišteni su jednostavni ciklusi sa kompresijskim omjerima oko 12 te stupnjem iskorištenja do 25%. Tijekom šezdesetih plinske turbine počinju se javljati u većem broju u elektranama za vršna opterećenja zbog njihove sposobnosti brzog starta. Iskoristivost je bila povećana zahvaljujući većim kompresijskim omjerima te većim temperaturama koje je mogućim učinilo hlađenje turbinskih lopatica. Kako je plinska turbina promatrana u ovom radu dio kombiniranog postrojenja, u slijedećim rečenicama opisat će se ukratko povijest takvih postrojenja. Prvo veliko postrojenje sa 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 sedamdesetih General Electric, Westinghouse te Brown Boveri grade većinom kombinirana postrojenja u kojima plinska turbina ispuhuje u generator pare bez dodatnog grijanja ispuha. Postižu se stupnjevi djelovanja do 41% [5].

3.2. Općenito o plinskim turbinama

Riječ turbina nastala je od latinske riječi „turbo“ što znači vrtlog ili vihor. Sam naziv turbina („la turbine“) je osmislio 1882. godine Francuz Claude Burbinsa prema navedenoj latinskoj riječi. Turbine su strojevi koji pretvaraju toplinsku energiju toka fluida u kinetičku energiju, a potom kinetičku energiju u mehanički rad putem rotacije rotora. Turbina je stroj koji se sastoji od jednog ili više naizmjenično poredanih redova mirujućih i rotirajućih lopatica ugrađenih na vratilo koje tvore kanale za strujanje radnog fluida (pare ili plina). U turbini se dio energije sadržan u radnom mediju, uz intenzivno ekspanzijsko strujanje, karakterizirano naglim padom tlaka i temperature i odgovarajućim povećanjem volumena u sapnicama ili statorskim lopaticama pretvara u kinetičku energiju. Potom se ova energija u lopaticama rotora pomoću rotacijskog gibanja pretvara u mehanički rad [4].

Plinske turbine su vrlo pouzdani, raspoloživi i učinkoviti strojevi. Uloga plinske turbine kao pogonskog stroja našla široku primjenu u postrojenjima za proizvodnju električne i toplinske energije te u industriji. Rasprostranjenost u primjeni potiče njihov razvoj u smjeru postizanja maksimalne efikasnosti i minimiziranja pogonskih troškova. Razvoj plinskih turbina radi poboljšanja efikasnosti provodi se u dva osnovna područja [6]:

- konstrukcijska unaprjeđenja plinskih turbina kojima se omogućuje rad sa sve višim temperaturama na ulazu u prvi stupanj turbine, višestupanjske kompresije s međuhlađenjem, te višestupanjske ekspanzije s međuzagrijavanjem i regeneracijom

topline dimnih plinova koji se primjenjuju u razvoju i unaprjeđenju novih modela turbina, a odnose se prvenstveno na poboljšanje osnovnog toplinskog procesa koji se odvija u turbini, i

- smanjenje utjecaja uvjeta eksploatacije na rad turbine, pri čemu se nastoji poboljšati efikasnost i smanjiti degradacija snage prouzročena utjecajem okolišne temperature, vlage, čistoće zraka na ulazu kompresora, starosti postrojenja i sličnog.

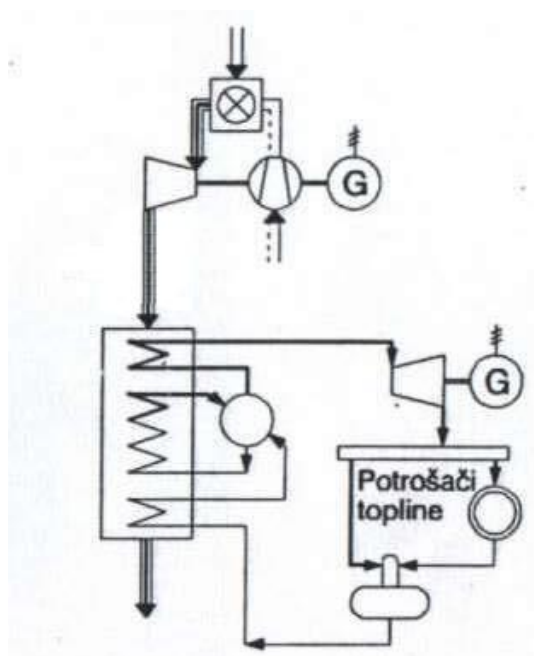
3.3. Plinska turbina kao dio kombiniranih kogeneracijskih postrojenja

Suvremena parnoturbinska 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 %. Visoka gornja temperatura kružnog procesa (temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu), reda veličine 1450 °C, kao i niska donja temperatura (temperatura u kondenzatoru), može se postići kombiniranjem plinske turbine s parnom turbinom (kombinirani proces). 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 (kotao utilizator), koji utilizira preostalu unutarnju energiju ispušnih plinova, proizvodeći vodenu paru za pogon parne turbine. Osim izvrsne iskoristivosti, postrojenja s kombiniranim procesom posjeduju i širok raspon drugih prednosti [5]:

- 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,

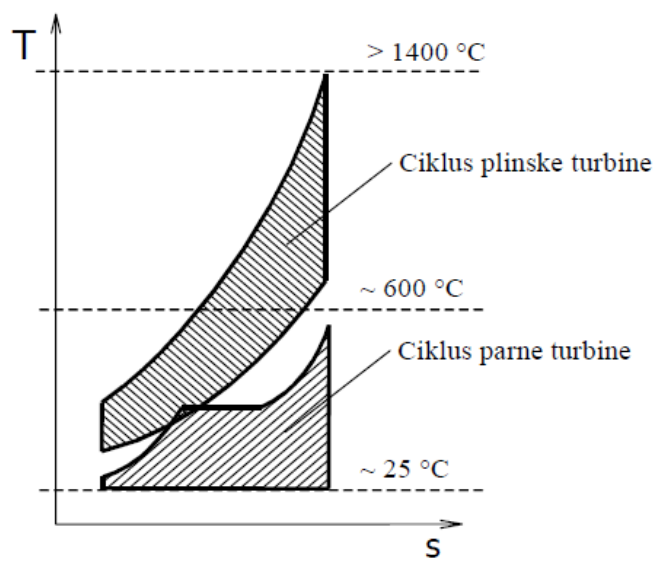
- vrijeme izgradnje postrojenja je vrlo kratko, npr. 800 MW postrojenje gradi se 22 mjeseca, a teži se skraćanju tog roka na 20 mjeseci i
- troškovi proizvodnje električne energije su općenito niži nego kod ostalih postrojenja.

Ako se u takvim kombiniranim postrojenjima uz električnu proizvodi i toplinska energija, tada se radi o kombiniranom kogeneracijskom postrojenju. Blok C TETO Sisak je upravo takvo postrojenje. Toplinska energija se koristi za tehnološke potrebe u industriji i za sustav centralnog grijanja (daljinski sustav). Naime, iz plinskih turbina se ispušnim plinovima ispušta i velika količina topline zbog njihove relativno visoke temperature (do 550 °C), koja se pomoću generatora pare može rekuperirati, odnosno iskoristiti za proizvodnju pare, koja se koristi za proizvodnju električne energije pomoću parne turbine te za industrijske i potrebe grijanja. Kako se iskoristivost samih plinskih turbina kreće oko 25 do 35 %, dodavanjem ciklusa plinske turbine i upotrebom pare za sustave grijanja iskoristivost postrojenja značajno raste. Slika 7 prikazuje shemu kombiniranog kogeneracijskog postrojenja (s protutlačnom parnom turbinom), a Slika 8 prikazuje kombinirani ciklus u T,s -dijagramu.



Slika 7. Shema kombiniranog kogeneracijskog postrojenja s plinskom i protutlačnom parnom turbinom

[5]



Slika 8. T,s -dijagram kombiniranog ciklusa

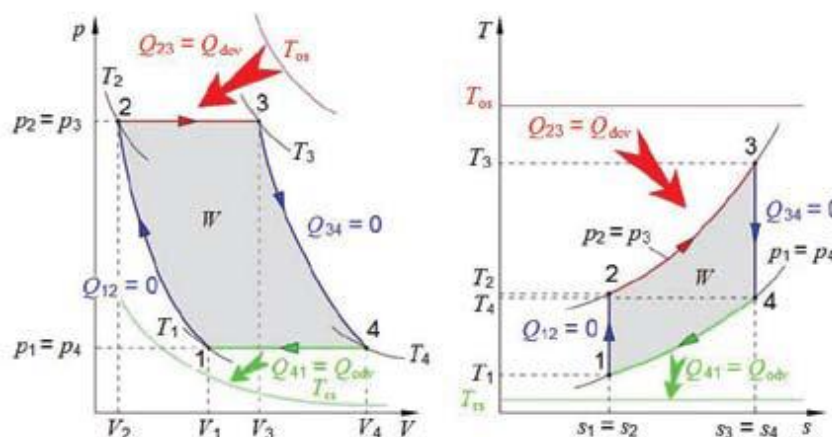
[5]

4. MATEMATIČKI MODEL PLINSKE TURBINE

4.1. Ciklus plinske turbine i način funkcioniranja VBA programa

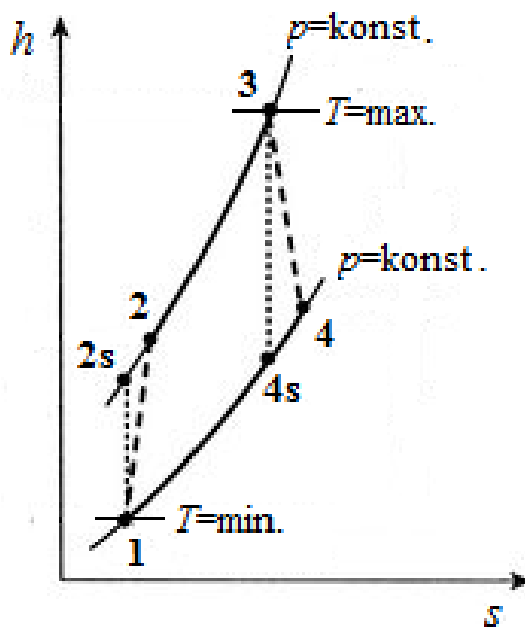
Termodinamički kružni proces po kojem plinovi proizvode rad u plinskoj turbini naziva se Braytonov ciklus, a u osnovi je to teorijski Jouleov proces otvorenog tipa. Stoga se još naziva i Joule-Braytonov ciklus. Sastoji se od dvije izobare i dvije izentropije. Prikazan je u p,V - i T,s -dijagramu (Slika 9) te u h,s -dijagramu (Slika 10). Slika 9 prikazuje samo idealni ciklus, dok Slika 10 prikazuje idealni i stvarni ciklus (gubici u kompresoru i turbini). U stvarnosti postoje i gubici tlaka na ulazu kompresora, u komori i na izlazu iz turbine, ali se oni u ovom radu ne uzimaju u obzir. Proces započinje usisom zraka iz okoliša, prikazano točkom 1 (Slika 9, Slika 10). Nastavlja se komprimiranjem zraka do točke 2. Od točke 2 do točke 3 komprimiranom zraku se predaje toplina izgaranjem goriva pri konstantnom tlaku (komora izgaranja). Proces se nastavlja izentropskom ekspanzijom od točke 3 do točke 4, pri tome se dobiva mehanički rad od kojeg se jedan dio koristi za pogon kompresora, dok je ostalo korisni rad za pogon električnog generatora ili nekog drugog stroja. Od točke 4 do 1 toplina se odvodi, što predstavlja ispuh i izlazak dimnih plinova iz turbine. Iz h,s -dijagrama vidljivo je da je rad turbine uvijek veći od rada kompresora (između istih izobara) zbog divergencije izobara u pozitivnom smjeru osi entropije. Odvođenje topline ili ispuh dimnih plinova može biti u atmosferu ili u slučaju kombiniranog kogeneracijskog postrojenja dimni plinovi ulaze u kotao utilizator u kojem se toplina ispuha plinske turbine koristi za proizvodnju pare [6].

Plinska turbina bloka C TETO Sisak ispuhom spojena je na kotao utilizator bez dodatnog izgaranja za proizvodnju pare koja se koristi za proizvodnju električne energije u parnoj turbini te tehnološke i potrebe daljinskog grijanja. Važno je napomenuti kako je predmet promatranja ovog rada samo postrojenje plinske turbine.



Slika 9. Joule-Braytonov ciklus u p,V - i T,s -dijagramu

[6]



Slika 10. Joule-Braytonov ciklus u h,s -dijagramu

[7]

U nastavku su opisane jednadžbe koje su sastavni dio matematičkog modela postrojenja plinske turbine bloka C TETO Sisak. Jednadžbe i funkcije su upisane u programski paket „Visual Basic“ (VBA), u koji su također unesene tablice s veličinama stanja radnih medija koji se koriste te korekcijske krivulje i koeficijenti koji utječu na parametre proračuna, a opisani su u nastavku rada. Matematički model je razrađen prema dijelovima plinskoturbinskog postrojenja.

Program funkcionira na način da putem unesenih ulaznih vrijednosti (temperatura okolišnjeg zraka, relativna vlažnost zraka, tlak zraka i električno opterećenje) prvo uzima iskustvene vrijednosti proizvođača (unesene u program) te jednadžbama matematičkog modela, raznim koeficijentima i modificiranim podacima izračunava stvarne vrijednosti modela, pritom iterirajući rješenja modela kako bi se sva odstupanja stvarnih vrijednosti od iskustvenih svela na minimum, odnosno postala zanemariva. Tako izračunate stvarne vrijednosti procesa plinske turbine program ispisuje u tablice u Excelu. Pomoću različitih vrijednosti ulaznih varijabli računaju se rješenja i iz njih se izrađuju dijagrami koji se obrađuju u poglavlju s prikazom rezultata.

4.2. Kompresor

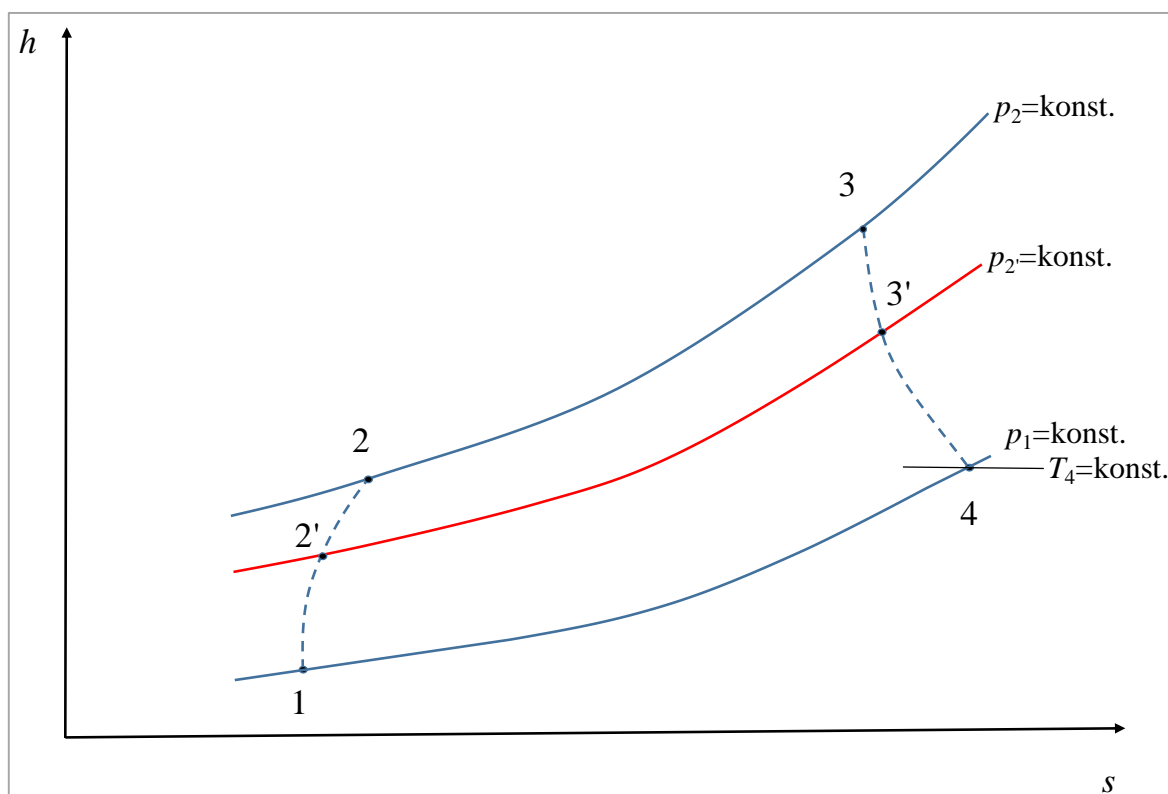
Kompresijski omjer kompresora plinske turbine izražen je jednadžbom (1).

$$\varepsilon_k = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

Tlak p_1 na ulazu kompresora upravo je jednak tlaku okoliša, što je vidljivo u jednadžbi (2).

$$p_1 = p_{ok} \quad (2)$$

Utjecaj kompresijskog omjera može se prikazati pomoću h,s -dijagrama (Slika 11). U dijagramu je vidljivo kako se smanjenjem kompresijskog omjera ($p_2' < p_2$) smanjuje površina rada ciklusa. Prilikom smanjenja kompresijskog omjera proces se proučava na način da se želi zadržati ista temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine T_4 , što je i prikazano dijagramom na način da izobarno dovođenje topline u komori izgaranja završava u točki 3', odnosno na istoj liniji ekspanzije u turbini koja je vrijedila za veći kompresijski omjer.

Slika 11. h,s -dijagram uz promjenu kompresijskog omjera

Temperatura zraka T_1 na ulazu kompresora upravo je jednaka temperaturi okolišnjeg zraka, što je vidljivo u jednadžbi (3):

$$T_1 = T_{ok} \quad (3)$$

Poveznica između termodinamičke (apsolutne) temperature u Kelvinima i temperature u stupnjevima Celzijevim [8] izražena je jednadžbom (4). Isto, naravno, vrijedi i obrnuto, u slučaju da se želi izračunati temperatura u stupnjevima Celzijevim iz termodinamičke temperature u Kelvinima.

$$T = \vartheta + 273,15 \quad (4)$$

Idealna kompresija (bez gubitaka) u kompresoru bila bi izentropska, a prema njoj vrijedi relacija [8] za veličine stanja (5):

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}} = \varepsilon_k^{\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}} \quad (5)$$

Temperatura na kraju izentropske kompresije može se izračunati svođenjem prethodnog izraza na oblik jednadžbe (6), koristeći izentropski eksponent zraka.

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa_{zr} - 1}{\kappa_{zr}} \right)} \quad (6)$$

Stvarna kompresija u kompresoru nije izentropska, već se odvija politropski uz prirast entropije (zbog gubitaka). Stupanj djelovanja kompresora [9] izražava se jednadžbom (7).

$$\eta_k = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (7)$$

Prethodnim izrazom može se izračunati temperatura zraka na izlazu iz kompresora, na način prikazan u jednadžbi (8).

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_k} \quad (8)$$

Prema izračunatoj temperaturi T_2 se interpolacijskom funkcijom u VBA-u se iz temperature zraka izračunava specifična entalpija zraka h_2 .

Snaga potrebna za pogon kompresora [8] izračunava se prema jednadžbi (9):

$$P_{\text{komp}} = \frac{q_{m,zr} \cdot (h_2 - h_1)}{10^3} \quad (9)$$

4.3. Izgaranje

4.3.1. Sastav goriva

Molarni sastav zemnog plina koji se koristi kao pogonsko gorivo plinske turbine (Tablica 3) ispitan je laboratorijski.

Tablica 3. Sastav goriva (zemnog plina)

Sudionik	Molarni (volumni) udio
CH ₄	0,9854
C ₂ H ₆	0,0039
C ₃ H ₈	0,001
C ₄ H ₁₀	0,0003
CO ₂	0,0008
N ₂	0,0086

Molarne mase pojedinih sastojaka zemnog plina prikazane su tablično (Tablica 4). Uz njihove molarne mase prikazane su i molarne mase drugih plinova koje su važne za proračun.

Molarna masa [8] goriva (zemnog plina) izračunava se pomoću jednadžbe (10).

$$M_g = \sum_{i=1}^k y_i \cdot M_i \quad (10)$$

Donja ogrijevna vrijednost zemnog plina izražena po jedinici volumena izmjerena je laboratorijski i iznosi:

$$H_{d,v} = 33,87 \text{ MJ/m}^3 \quad (11)$$

Tablica 4. Molarna masa pojedinih plinova

Plin	Molarna masa (kg/kmol)
CH ₄	16,03
C ₂ H ₆	30,06
C ₃ H ₈	44,1
C ₄ H ₁₀	58,13
CO ₂	44,01
N ₂	28,02
O ₂	32
zrak	28,96
H ₂ O	18,02

Molarni volumen zemnog plina [8] se izračunava pomoću jednadžbe (12).

$$V_{m,g} = \frac{T_g \cdot R_m}{p_{ok,ISO} \cdot 10^2} \quad (12)$$

U prethodnoj jednadžbi $p_{ok,ISO}$ je tlak okoliša propisan prema ISO standardnim uvjetima i iznosi 1,01325 bar. U idućem koraku potrebno je izračunati gustoću goriva [8] na temperaturi $T_g = 15$ °C prema jednadžbi (13).

$$\rho_g = \frac{M_g}{V_{m,g}} \quad (13)$$

Ogrijevna vrijednost goriva u kJ/kg [8] proračunava se prema jednadžbi (14).

$$H_d = \frac{H_{d,v}}{\rho_g} \cdot 10^3 \quad (14)$$

4.3.2. Stehiometrijske jednadžbe izgaranja

Stehiometrijski odnosi izgaranja [10] sudionika sadržanih u zemnom plinu (Tablica 3) dani su u sljedećim jednadžbama.



CO_2 i N_2 ne sudjeluju u izgaranju već prolaze kroz komoru izgaranja i plinsku turbinu, pritom primajući i predajući toplinu.

U sljedećem koraku može se izračunati minimalna potrebna količina kisika (m^3) za potpuno izgaranje 1 kg goriva [10], prema jednadžbi (19).

$$V_{\text{O}_2, \text{min}} = \left(2 \cdot y_{\text{CH}_4} + 3,5 \cdot y_{\text{C}_2\text{H}_6} + 5 \cdot y_{\text{C}_3\text{H}_8} + 6,5 \cdot y_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \right) \cdot \frac{22,41}{M_g} \quad (19)$$

Kako se za izgaranje u komori koristi okolišnji zrak, minimalna potrebna količina okolišnjeg zraka (m^3) za potpuno izgaranje 1 kg goriva [10] izračunava se pomoću jednadžbe (20).

$$V_{\text{L}, \text{min}} = \frac{V_{\text{O}_2, \text{min}}}{0,21} \quad (20)$$

Utjecaj vlage u zraku na minimalnu potrebnu količinu zraka za izgaranje objasniti će se kasnije.

U plinskim turbinama izgaranje je uvijek potpuno sa značajnim pretičkom zraka, kako bi se u potpunosti osiguralo potpuno izgaranje svih gorivih sastojaka goriva te kako bi se većim količinama zraka snižavale temperature izgaranja, zbog ograničenja konstrukcijskih materijala od kojih je izgrađeno postrojenje. Time se štite materijali od kojih je sastavljena komora izgaranja te prvi stupnjevi plinske turbine od previsokih temperatura. Pretičak zraka λ daje omjer između stvarne i minimalne potrebne količine zraka za izgaranje. Prema tome, stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva [10] izračunava se pomoću jednadžbe (21).

$$V_L = V_{\text{L}, \text{min}} \cdot \lambda \quad (21)$$

4.3.3. Produkti izgaranja

Količina CO₂ u dimnim plinovima [10] za izgaranje 1 kg goriva računa se pomoću jednadžbe (22).

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,41}{M_g} \cdot (y_{\text{CH}_4} + 2 \cdot y_{\text{C}_2\text{H}_6} + 3 \cdot y_{\text{C}_3\text{H}_8} + 4 \cdot y_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + y_{\text{CO}_2}) \quad (22)$$

Minimalna količina (m³) inertnog dušika [10] po 1 kg goriva koji prolazi kroz komoru izgaranja prema turbini, a ne sudjeluje u izgaranju računa se prema jednadžbi (23).

$$V_{\text{N}_2, \text{min}} = \frac{22,41}{M_g} \cdot y_{\text{N}_2} + 0,79 \cdot V_{\text{L, min}} \quad (23)$$

Iz prethodne jednadžbe vidljivo je da je podrijetlo ovog dušika iz goriva te iz minimalne količine zraka za stehiometrijsko izgaranje, pošto je zrak mješavina kisika i dušika. Ostatak dušika nalazi se u količini ukupnog zraka koji ulazi u ložište umanjenoj za minimalnu potrebnu količinu zraka potrebnu za stehiometrijsko izgaranje te se kao takav (smjesa dušika i kisika) ne promatra posebno, već upravo kao dio smjese zraka.

Količina vlage po 1 kg goriva (vodene pare) u dimnim plinovima [10] izražena je jednadžbom (24).

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{22,41}{M_g} \cdot (2 \cdot y_{\text{CH}_4} + 3 \cdot y_{\text{C}_2\text{H}_6} + 4 \cdot y_{\text{C}_3\text{H}_8} + 5 \cdot y_{\text{C}_4\text{H}_{10}}) \quad (24)$$

Ukupna količina dimnih plinova prilikom izgaranja 1 kg goriva [10] računa se prema jednadžbi (25).

$$V_{\text{dp}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2, \text{min}} + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\lambda - 1) \cdot V_{\text{L, min}} \quad (25)$$

Gustoća dimnih plinova [8] može se izračunati prema jednadžbi (26).

$$\rho_{\text{dp}} = \frac{\left[\frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{dp}}} \cdot M_{\text{CO}_2} + \frac{V_{\text{N}_2, \text{min}}}{V_{\text{dp}}} \cdot M_{\text{N}_2} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{dp}}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + (\lambda - 1) \cdot \frac{V_{\text{L, min}}}{V_{\text{dp}}} \cdot M_{\text{zr}} \right]}{22,41} \quad (26)$$

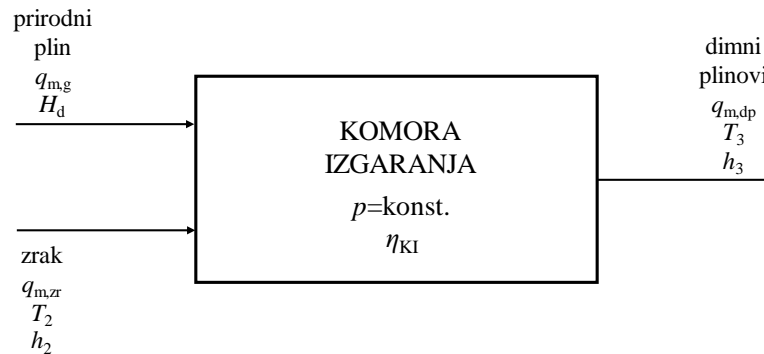
Maseni protok dimnih plinova u procesu [10] se računa prema jednadžbi (27).

$$q_{\text{m, dp}} = q_{\text{m, g}} \cdot V_{\text{dp}} \cdot \rho_{\text{dp}} \quad (27)$$

4.3.4. Komora izgaranja

Komora izgaranja je dio plinskoturbinskog postrojenja u kojem se kemijska energija goriva oslobađa u obliku topline. Zrak za izgaranje dolazi u komoru izgaranja iz kompresora. Slika 12

prikazuje shemu komore izgaranja. Kako se proces izgaranja u komori smatra izobarnim, tada je $p_3 = p_4$.



Slika 12. Shema komore izgaranja

Masena bilanca komore izgaranja [10] prikazana je jednadžbom (28).

$$q_{m,zr} + q_{m,g} = q_{m,dp} \quad (28)$$

Maseni protok zraka u procesu se računa iz prethodne jednadžbe, prema jednadžbi (29).

$$q_{m,zr} = q_{m,dp} - q_{m,g} \quad (29)$$

Prema dobivenim podacima zadana je učinkovitost komore izgaranja te iznosi $\eta_{KI} = 0,99$. Energetska bilanca komore izgaranja [10] uz primjenu učinkovitosti komore izražena je jednadžbom (30).

$$q_{m,zr} \cdot h_2 + q_{m,g} \cdot H_d \cdot \eta_{KI} = q_{m,dp} \cdot h_3 \quad (30)$$

Prema prethodnoj jednadžbi izračunava se specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja, prikazano jednadžbom (31).

$$h_3 = \frac{q_{m,zr} \cdot h_2 + q_{m,g} \cdot H_d \cdot \eta_{KI}}{q_{m,dp}} \quad (31)$$

Interpolacijskom funkcijom u VBA-u se iz specifične entalpije dimnih plinova izračunava temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja T_3 .

4.4. Plinska turbina

Kako se proces izgaranja u komori odvija izobarno, a ekspanzija dimnih plinova u turbini teče do tlaka okoliša, omjer tlakova ekspanzije plinske turbine jednak je kompresijskom omjeru kompresora, što je prikazano jednadžbom (32).

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \varepsilon_k \quad (32)$$

Iz prethodne jednadžbe može se zaključiti da je $p_4 = p_1$. Proces ekspanzije u turbini sličan je procesu kompresije u kompresoru, samo s obrnutim omjerom tlakova. Također, u ekspanziji više ne ekspanzira zrak, već dimni plinovi nastali izgaranjem u komori izgaranja.

Idealna ekspanzija (bez gubitaka) u turbini bila bi izentropska, a prema njoj vrijedi relacija [8] za veličine stanja (33).

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} = \varepsilon_k^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} \quad (33)$$

Temperatura na kraju izentropske ekspanzije može se također izračunati prethodnim izrazom (33) koristeći izentropski eksponent dimnih plinova, što je prikazano jednadžbom (34).

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\left(\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}\right)} = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\left(\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}\right)} = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_k}\right)^{\left(\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}\right)} \quad (34)$$

Stvarna ekspanzija u turbini nije izentropska, već se odvija politropski, uz prirast entropije (gubici). Stupanj djelovanja turbine [9] izražava se jednadžbom (35).

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (35)$$

Prethodnim izrazom može se izračunati temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine, na način prikazan u jednadžbi (36).

$$T_4 = T_3 - \eta_t \cdot (T_3 - T_{4s}) \quad (36)$$

Snaga dobivena ekspanzijom dimnih plinova u turbini [8] računa se prema jednadžbi (37).

$$P_{\text{turb}} = \frac{q_{m,dp} \cdot (h_3 - h_4)}{10^3} \quad (37)$$

4.5. Postrojenje u cijelosti

Kako kompresor za svoj pogon dobiva snagu vratilom od plinske turbine, stvarna snaga plinskoturbinskog postrojenja [8] prikazana je jednadžbom (38).

$$P_{\text{PT}} = P_{\text{turb}} - P_{\text{komp}} \quad (38)$$

Konačno, snaga koja se promatra kao izlaznom snagom sustava je snaga na stezaljkama električnog generatora. Kako generator posjeduje gubitke (mehanički, električni i gubici reduktora), ukupna snaga dobivena na stezaljkama generatora iznosi:

$$P_{PTA} = P_{PT} \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{red} \quad (39)$$

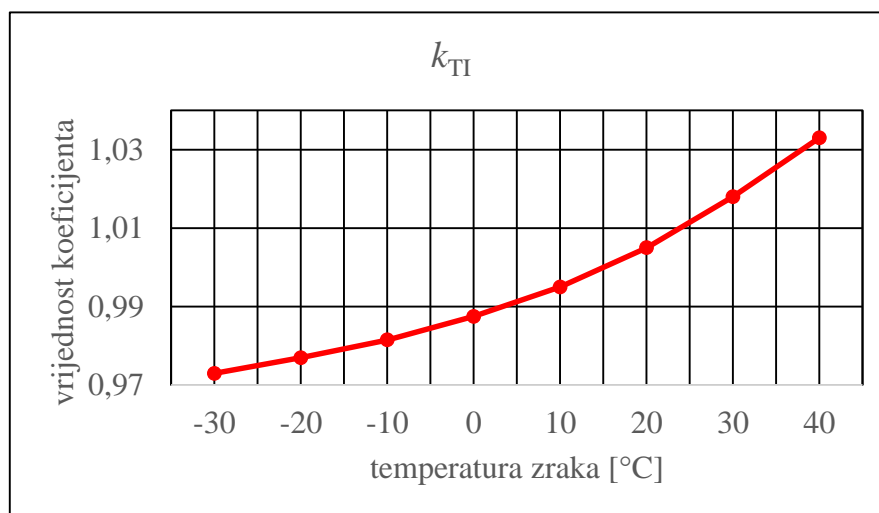
Ukupni stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine [8] računa se prema jednadžbi (40).

$$\eta_{PT} = \frac{P_{PTA} \cdot 10^3}{q_{m,g} \cdot H_d} \quad (40)$$

4.6. Ostali parametri modela prema podacima proizvođača

Kako bi matematički model radio čim bolje, davao što točnija rješenja te bio brži u procesu izračunavanja, važno je podesiti parametre modela prema podacima proizvođača. Ovdje se radi o podacima koje je proizvođač snimio prilikom normativnih ispitivanja rada plinske turbine. U nastavku su navedeni podaci koji se koriste.

Prema podacima proizvođača uzeta je u obzir korekcijska krivulja temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o temperaturi zraka u okolišu. Ista je dana u dijagramu (Slika 13).



Slika 13. Korekcijska krivulja temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o temperaturi zraka

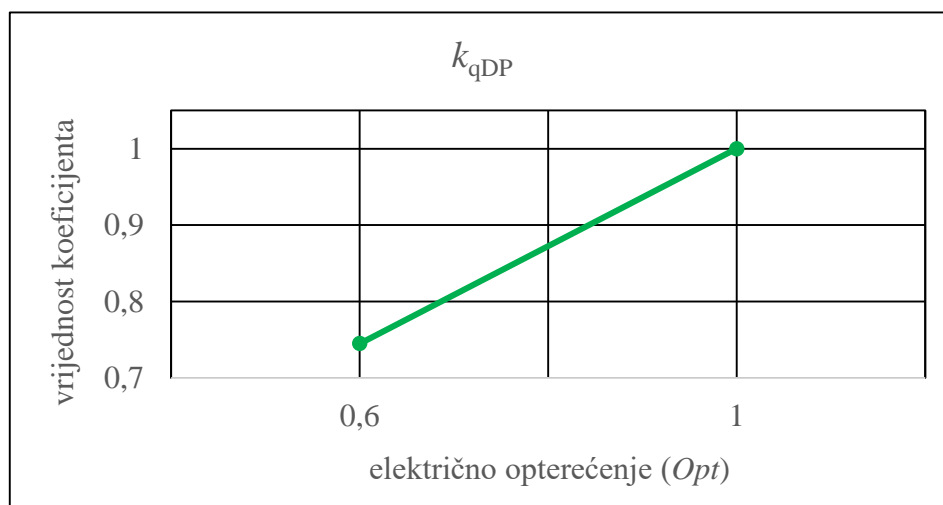
Prema prethodnom dijagramu, temperatura na izlazu iz plinske turbine T_4 se računa prema jednadžbi (53). Koeficijent k_{TI} je bezdimenzijski koeficijent temperature na izlazu iz plinske turbine te se očitava iz prethodnog dijagrama. Iz jednadžbe (53) vidljivo je da se temperatura

na izlazu iz plinske turbine dobije umnoškom temperature na izlazu iz plinske turbine kod ISO uvjeta okoliša za plinsku turbinu i bezdimenzijskim koeficijentom temperature na izlazu iz plinske turbine koji je očitavan na vrijednosti temperature okolišnjeg zraka koja je postavljena u proračunu.

$$T_3(\vartheta) = T_{3,ISO}(\vartheta = 15\text{ }^{\circ}\text{C}, \varphi = 60\%, p = 1,01325\text{ bar}) \cdot k_{TT} \quad (41)$$

U podacima proizvođača je također uzeta u obzir korekcijska krivulja protoka dimnih plinova u ovisnosti o postavljenom električnom opterećenju turbine. Slika 14 prikazuje dijagram korekcijske krivulje protoka dimnih plinova u ovisnosti o postavljenom električnom opterećenju postrojenja. Iz njega se očitava bezdimenzijski koeficijent protoka dimnih plinova k_{qDP} . Protok dimnih plinova u sustavu u ovisnosti o električnom opterećenju se računa prema jednadžbi (42).

$$q_{m,dp}(Opt) = q_{m,dp}(\vartheta, \varphi, p) \cdot k_{qDP} \quad (42)$$



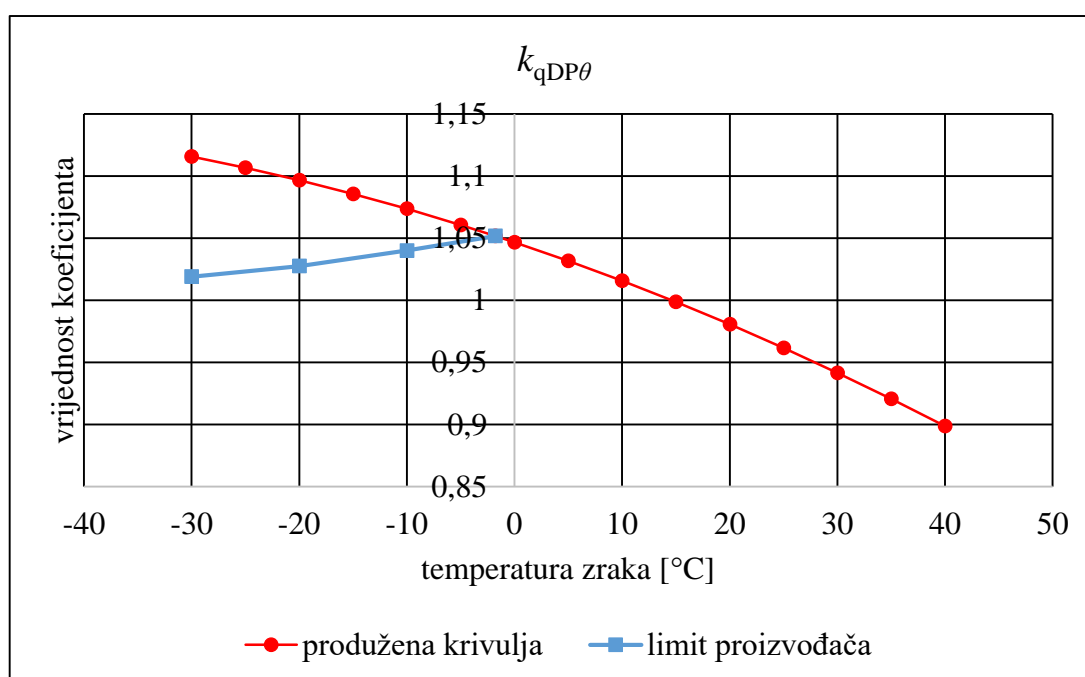
Slika 14. Korekcijska krivulja protoka dimnih plinova u ovisnosti o električnom opterećenju

Uz korekcijsku krivulju protoka dimnih plinova u ovisnosti o električnom opterećenju proizvođač daje i korekcijsku krivulju protoka dimnih plinova u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka (Slika 15). Krivulja je produžena s tendencijom rasta unatoč ograničenju koje postavlja proizvođač (da se spriječi prekoračenje snage generatora) kako bi se proučili prirodni utjecaji promjene temperature zraka na postrojenje. Pomoću ove krivulje očitava se

bezdimenzijski koeficijent protoka dimnih plinova $k_{qDP\theta}$. U konačnici se protok dimnih plinova izračunava jednadžbom (55).

$$q_{m,dp}(\mathcal{G}, Opt) = q_{m,dp}(Opt) \cdot k_{qDP,\mathcal{G}} \quad (43)$$

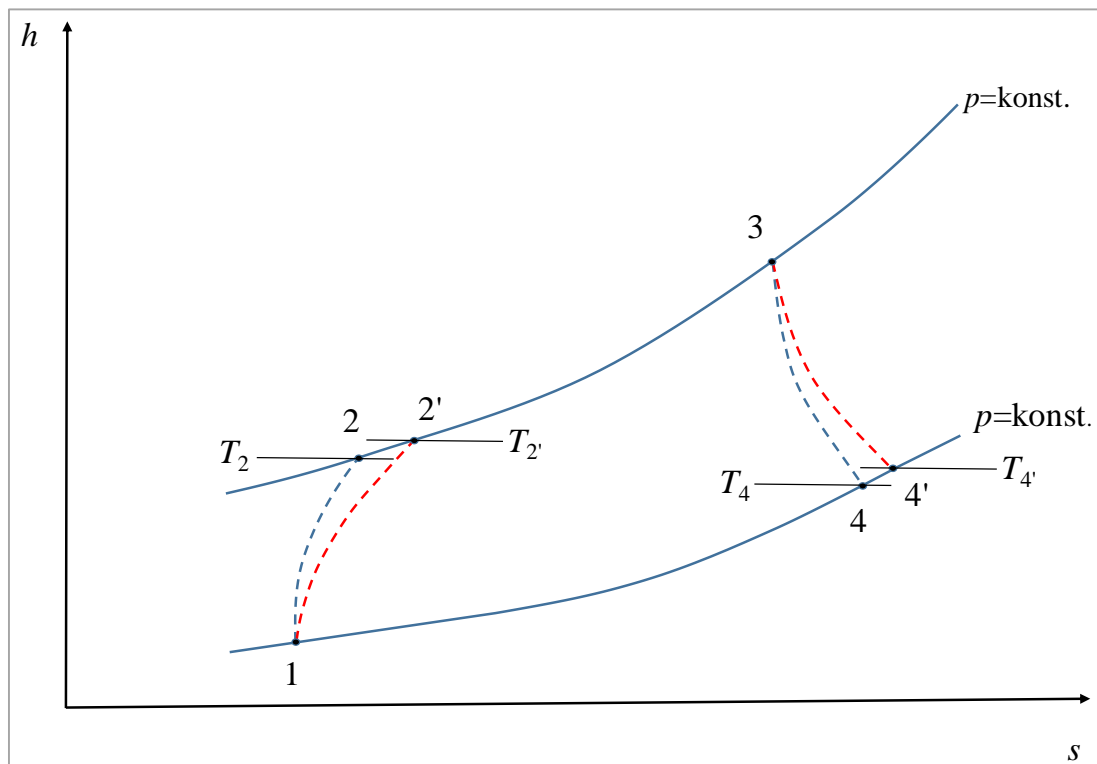
Protok dimnih plinova izračunat jednadžbom (43) još se korigira prema tlaku okoline, što je prikazano u idućem poglavlju pod utjecajem tlaka (zbog pada tlaka smanjit će se maseni protok zraka, posljedično pada protok goriva pa iz masene bilance komore izgaranja pada i protok dimnih plinova).



Slika 15. Korekcijska krivulja protoka dimnih plinova u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka

Ostali važni korekcijski koeficijenti nalaze se u sljedećem poglavlju rada, zbog svoje povezanosti na svojstva okolišnjeg zraka. U ispitivanjima proizvođača su izračunati i stupnjevi iskoristivosti kompresora i turbine. Podaci su dani tablično, ovisno o ostalim parametrima, a služe u proračunu za pretpostavljanje parametara procesa poput temperatura i entalpija, dok se stvarni stupnjevi iskoristivosti računaju prema formulama iz matematičkog modela na način da se iteracijama smanjuju razlike između vrijednosti proizvođača i proračuna. Utjecaji stupnjeva iskoristivosti kompresora i turbine prikazani su u h,s - dijagramu (Slika 16). Crvenim iscrtkanim krivuljama prikazane su kompresija i ekspanzija kada stupnjevi iskoristivosti kompresora i

turbine padaju. Krivulje naginju zbog toga više u desno u dijagramu, čime se postižu više temperature na kraju kompresije i ekspanzije ($T_{2'} > T_2$ i $T_{4'} > T_4$).



Slika 16. h,s -dijagram uz promjenu stupnja iskoristivosti kompresora i turbine

Osim stupnjeva iskoristivosti dijelova postrojenja dane su i iskustvene vrijednosti ostalih temperatura u procesu, iznosa pretička zraka i još nekih parametara. Svi oni se koriste iz istog razloga, odnosno kako bi se pretpostavili parametri procesa prema iskustvu, a proračunski bi se iteracijama uz upotrebu odgovarajućih jednadžbi matematičkog modela došlo do pravih vrijednosti.

Kao važan parametar ciklusa modificiran je i tlak na kraju kompresije p_2 prema jednadžbi (56). Prema podacima HEP-a najviši tlak na izlazu iz kompresora kod standardnih uvjeta iznosio je 11,62 bar, dok je kod standardnih uvjeta maksimalni protok dimnih plinova iznosio 556,86 kg/s. Promjenjivi protoci dimnih plinova iz jednadžbe za modifikaciju uzimani su uz korekciju za tlak okolišnjeg zraka prema postavljenim temperaturama okolišnjeg zraka i opterećenjima postrojenja.

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 + (p_{2,\text{max}}^2 - p_1^2) \cdot \left(\frac{q_{m,\text{dp}}}{q_{m,\text{dpmax}}}\right)^2} \quad (44)$$

4.7. Svojstva radnih tvari

Kako se u matematičkom modelu i programu koriste brojna svojstva radnih tvari (zraka, dimnih plinova, njihovih sastojaka te goriva i njihovih sastojaka) u nastavku će se dati samo osnovne jednadžbe prema kojima je VBA program izračunavao iste. Jednadžbe su napisane u općenitom obliku.

U jednadžbi (45) prikazano je na koji način su interpolirane vrijednosti specifičnih toplinskih kapaciteta [8] iz tablica.

$$\left[c_p \right]_0^g = \left[c_p \right]_0^{g_A} + \frac{\left[c_p \right]_0^{g_B} - \left[c_p \right]_0^{g_A}}{g_B - g_A} \cdot (g - g_A) \quad (45)$$

Srednji specifični toplinski kapacitet između dvije temperature od kojih ni jedna nije 0 °C [8] računa se prema jednadžbi (54).

$$\left[c_p \right]_{g_1}^{g_2} = \frac{\left[c_p \right]_0^{g_2} \cdot g_2 - \left[c_p \right]_0^{g_1} \cdot g_1}{g_2 - g_1} \quad (46)$$

Analogno prethodnim jednadžbama računaju se i srednji molarni toplinski kapaciteti [8] prema jednadžbi (47) i (56).

$$\left[C_{mp} \right]_0^g = \left[C_{mp} \right]_0^{g_A} + \frac{\left[C_{mp} \right]_0^{g_B} - \left[C_{mp} \right]_0^{g_A}}{g_B - g_A} \cdot (g - g_A) \quad (47)$$

$$\left[C_{mp} \right]_{g_1}^{g_2} = \frac{\left[C_{mp} \right]_0^{g_2} \cdot g_2 - \left[C_{mp} \right]_0^{g_1} \cdot g_1}{g_2 - g_1} \quad (48)$$

Srednji molarni kapacitet, izentropski eksponent i entalpija dimnih plinova u ovisnosti o temperaturi se računaju [8] prema jednadžbama (49), (58) i (51). Oznaka V_j označava sastojke dimnih plinova prema jednadžbama (22), (23) i (24), oznaka $C_{mp,j}$ njihove srednje molarne toplinske kapacitete, a oznaka $h_{j,\text{vol}}$ njihove specifične entalpije po jedinici volumena.

$$\left[C_{mp,\text{dp}} \right]_{g_3}^{g_4} = \sum_{j=1}^n \frac{V_j}{V_{\text{dp}}} \cdot \left[C_{mp,j} \right]_{g_3}^{g_4} + (\lambda - 1) \cdot \frac{V_{L,\text{min}}}{V_{\text{dp}}} \cdot \left[C_{mp,\text{zr}} \right]_{g_3}^{g_4} \quad (49)$$

$$\left[\kappa_{\text{dp}} \right]_{g_4}^{g_3} = \frac{\left[C_{mp,\text{dp}} \right]_{g_4}^{g_3}}{\left[C_{mp,\text{dp}} \right]_{g_4}^{g_3} - R_m} \quad (50)$$

$$h_{\text{dp}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{V_j}{V_{\text{dp}}} \cdot h_{j,\text{vol}} + (\lambda - 1) \cdot \frac{V_{L,\text{min}}}{V_{\text{dp}}} \cdot h_{\text{zr},\text{vol}}}{\rho_{\text{dp}}} \quad (51)$$

Izentropski eksponent zraka [8] računa se prema jednadžbi (52).

$$[K_{zr}]_{g_1}^{g_2} = \frac{[C_{p,zr}]_{g_1}^{g_2}}{[C_{p,zr}]_{g_1}^{g_2} - R_{zr}} \quad (52)$$

5. UTJECAJ OKOLIŠA NA POSTROJENJE PLINSKE TURBINE

Kako plinskoturbinsko postrojenje koristi okolišnji zrak kao jedan od radnih medija u procesu, jedni od značajnih parametara koji utječu na proces i mijenjaju njegove značajke upravo su parametri okolišnjeg zraka. Zrak se smatra smjesom idealnih plinova (dušik i kisik) koji se nalaze u okolišu pod određenom temperaturom. Također, zrak u prirodi uvijek sadrži u sebi određenu količinu vlage te se kao takav naziva još i vlažni zrak. U okolini se zrak može naći na različitim vrijednostima tlaka, ovisno o lokaciji (nadmorska visina, vremenski uvjeti).

Dakle, najvažniji parametri okolišnjeg zraka su temperatura, vlažnost i tlak zraka. Upravo će se razmatrati utjecaj njihovih promjena na ponašanje plinskoturbinskog postrojenja. Najprije će se ukratko objasniti zasebno utjecaj svakog od njih, a zatim će se objasniti njihov zajednički utjecaj, pošto oni uvijek djeluju zajedno i istovremeno.

Utjecaj navedenih parametara promatrat će se preko promjene gustoće zraka uslijed promjene istih. Općenito se za snagu kompresora ili turbine [8] može pisati jednadžba (53).

$$P = q_m \cdot \Delta h \quad (53)$$

Maseni protok [8] može se izraziti jednadžbom (54).

$$q_m = \rho \cdot q_v \quad (54)$$

Kod diferencijalne promjene gustoće volumni protok kroz kompresor ili turbinu može se smatrati konstantnim [6], prikazano jednadžbom (55).

$$q_v = \text{konst.} \quad (55)$$

Stoga se može pisati jednadžba (56):

$$dq_m = d\rho \cdot q_v \quad (56)$$

Jednadžba (53) se sada može zapisati u diferencijalnom obliku, prikazano jednadžbom (57).

$$\Delta P = d\rho \cdot q_v \cdot \Delta h = dq_m \cdot \Delta h \quad (57)$$

Kako se promjena entalpije također može smatrati konstantnom, slijedi da se snaga kompresora ili turbine mijenja sa promjenom gustoće, odnosno promjenom masenog protoka zraka (ili dimnih plinova kod turbine).

Zbog prethodnih zaključaka objasniti će se utjecaj svakog pojedinog parametra okolišnjeg zraka na gustoću zraka koji ulazi u proces te njihov zajednički utjecaj na istu.

5.1. Utjecaj temperature zraka

Za proučavanje utjecaja temperature zraka na njegovu gustoću prvo će se napisati jednadžba stanja idealnog plina [8]:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (58)$$

Iz prethodne jednadžbe izrazit će se gustoća zraka:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (59)$$

U nastavku se izvodi derivacija jednadžbe (58) kako bi se otkrilo što će se dogoditi sa gustoćom zraka prilikom promjene temperature. Pritom se tlak zraka smatra konstantnim. Derivacija je prikazana jednadžbom (60).

$$d\rho = \frac{p}{R} \cdot \frac{1}{dT} \quad (60)$$

Promatranjem prethodne jednadžbe jasno je vidljivo da se povećanjem temperature zraka smanjuje gustoća zraka, a smanjenjem temperature zraka postiže se obrnuti efekt. Važno je naglasiti kako se u prethodnim jednadžbama okolišnji zrak promatrao kao suhi zrak, bez prisutstva vlage u zraku.

Iz jednadžbe (56) uočava se pad masenog protoka zraka padom gustoće zraka. Posljedično pada snaga kompresora i turbine, što se uočava iz jednadžbe (57). U konačnici, smanjuje se i ukupna snaga postrojenja.

5.2. Utjecaj vlažnosti zraka

Vlažni zrak razmatra se kao mješavina idealnih plinova, odnosno mješavina zraka (79 % N₂ i 21 % O₂) i vodene pare (H₂O). U ovom radu se udio vodene pare u zraku razmatra samo u pregrijanom stanju (nema vlage u obliku kapljica vode, ledene magle ili leda). U idućim jednadžbama opisat će se samo utjecaj prisutstva vlage u zraku na gustoću vlažnog zraka te posljedično utjecaj promjene gustoće na promjenu masenog protoka i snage.

Kako je već ranije naglašeno, zrak se može promatrati kao mješavina idealnih plinova i to suhog zraka i pregrijane vodene pare pa se njegova molarna masa može izraziti jednadžbom (61).

$$M_{vz} = y_{sz} \cdot M_{zr} + y_w \cdot M_{H_2O} \quad (61)$$

Zbroj volumnih (molarnih) udjela suhog zraka i vodene pare u vlažnom zraku uvijek je jednaka jedinici. Dakle, porastom volumnog udjela vlage u zraku pada volumni udio suhog zraka. Molarna masa vode (vodene pare) manja je od molarne mase suhog zraka. Zaključak je da će diferencijalnim porastom vlage u zraku pasti molarni udio suhog zraka. Prethodna jednadžba se može pisati u obliku:

$$M_{vz} = (1 - y_w) \cdot 28,96 + y_w \cdot 18,02 \quad (62)$$

Derivacijom prethodne jednadžbe dolazi se do jednadžbe (63).

$$dM_{vz} = -dy_w \cdot 28,96 + dy_w \cdot 18,02 \quad (63)$$

Iz prethodne jednadžbe je vidljivo kako će porastom udjela vlage u vlažnom zraku doći do smanjenja molarne mase vlažnog zraka zbog toga što se iznos diferencijalne promjene volumnog (molarnog) udjela vlage, koji se množi sa većom molarnom masom (suhi zrak, $M_{zr} = 28,96$ kg/kmol), nalazi pod negativnim predznakom. Zbog toga će se molarna masa vlažnog zraka smanjivati povećanjem udjela vlage (bilo volumnog ili masenog).

Plinska konstanta vlažnog zraka računa se pomoću jednadžbe (64).

$$R_{vz} = \frac{R_m}{M_{vz}} \quad (64)$$

Prethodni izraz se također derivira pa se dobije jednadžba (65).

$$dR_{vz} = \frac{R_m}{dM_{vz}} \quad (65)$$

Kako se u prethodnim koracima navelo da se povećanjem udjela vlage u zraku smanjuje molarna masa vlažnog zraka, pomoću prethodne jednadžbe lako je zaključiti kako će uslijed povećanja udjela vlage doći do povećanja plinske konstante vlažnog zraka.

Jednadžba stanja vlažnog zraka može se pisati u obliku jednadžbe stanja idealnog plina, prikazano jednadžbom (66).

$$\rho = \frac{p}{R_{vz} \cdot T} \quad (66)$$

Kako se tlak i temperatura vlažnog zraka smatraju konstantnima, derivacija jednadžbe (66) glasi:

$$d\rho = \frac{p}{T} \cdot \frac{1}{dR_{vz}} \quad (67)$$

Zbog prethodno spomenutog povećanja plinske konstante vlažnog zraka uslijed povećanja udjela vlage u zraku, gustoća zraka se na ovakav način smanjuje.

U konačnici, pomoću jednadžbi (56) i (57) dolazi se do zaključka kako se povećanjem udjela vlage u zraku uzrokuje smanjenje masenog protoka zraka, odnosno smanjenje snage kompresora i turbine.

Vlažnost zraka također utječe u proračunu na minimalnu potrebnu količinu zraka za izgaranje, povećavajući minimalnu količinu zraka za izgaranje upravo za iznos količine vlage u zraku, prema jednadžbi (69).

$$V_{L,\min} = \frac{V_{O_2,\min}}{0,21} + \frac{22,41}{M_{H_2O}} \cdot x_w \cdot \frac{V_{O_2,\min}}{0,21} \quad (68)$$

5.3. Zajednički utjecaj temperature i vlažnosti zraka

Kako okolišnji zrak uvijek sadrži određenu količinu vlage u obliku pregrijane vodene pare, zgodnije je promotriti zajednički utjecaj temperature i vlažnosti zraka na parametre procesa. Maseni protok je ponovno odabran kao glavna veličina na koju utječu temperatura i vlažnost.

Obično se sadržaj vlage u zraku prikazuje preko relativne vlažnosti zraka, čiji je izraz prikazan u jednadžbi (69), a izražava se u postocima. Relativna vlažnost predstavlja omjer između parcijalnog tlaka vodene pare pri temperaturi T (θ) i parcijalnog tlaka zasićenja za istu temperaturu:

$$\varphi = \frac{p_d(\mathcal{G})}{p_s(\mathcal{G})} \quad (69)$$

Iz prethodnog slijedi da kada je relativna vlažnost jednaka 0 % (odnosno 0), tada se radi o suhom zraku, odnosno ako je relativna vlažnost jednaka 100 % (odnosno 1), radi se o zasićenom zraku. Relativna vlažnost ima smisao samo u području nezasićenog zraka, sve do stanja zasićenja. Poveznica između sadržaja vlage u zraku i relativne vlažnosti iskazuje se jednadžbom (70).

$$x_d(\mathcal{G}, \varphi) = \frac{\varphi \cdot p_s(\mathcal{G})}{p - \varphi \cdot p_s(\mathcal{G})} \quad (70)$$

Iz toplinskih tablica [11] izvučeni su podaci o graničnom sadržaju vodene pare u zraku x_s za raspon temperatura od -30 °C do 45 °C (rad postrojenja u tom rasponu temperatura) i za tlak zraka od 101325 Pa, a sadržaji vlage prema promjeni relativne vlažnosti (0 – 100 %) za pojedinu temperaturu izračunati su jednadžbom (71).

$$x_d(\mathcal{G}, \varphi) = \varphi \cdot x_s(\mathcal{G}) \quad (71)$$

Specifični volumen vlažnoga zraka po kilogramu suhog zraka računa se prema izrazu (72).

$$v_{1+x}(\vartheta, \varphi) = 461,5 \cdot \frac{T(\vartheta)}{p} \cdot (0,622 + x_d(\vartheta, \varphi)) \quad (72)$$

Specifični volumen vlažnog zraka koji uzima u obzir sveukupnu masu vlažnog zraka izražen je jednadžbom (73).

$$v_{vz}(\vartheta, \varphi) = \frac{v_{1+x}(\vartheta, \varphi)}{1 + x_d(\vartheta, \varphi)} \quad (73)$$

Pomoću prethodnog izraza može se izračunati gustoću vlažnog zraka prema jednadžbi (74).

$$\rho_{vz}(\vartheta, \varphi) = \frac{1}{v_{vz}(\vartheta, \varphi)} \quad (74)$$

U nastavku su dane gustoće vlažnog zraka u kg/m^3 , izračunate prema prethodnim izrazima, za različite temperature zraka i relativne vlažnosti (Tablica 5).

Tablica 5. Gustoća vlažnog zraka (kg/m^3) prema temperaturama i relativnim vlažnostima okolišnjeg zraka

	$\varphi = 0$	$\varphi = 0,2$	$\varphi = 0,4$	$\varphi = 0,6$	$\varphi = 0,8$	$\varphi = 1$
45 °C	1,1094879	1,1008957	1,0926486	1,0847260	1,077109	1,0697810
30 °C	1,1643859	1,1605691	1,1568179	1,1531307	1,1495058	1,1459417
15 °C	1,2249994	1,2234194	1,2218501	1,2202914	1,2187433	1,2172055
0 °C	1,2922701	1,2916779	1,2910872	1,2904979	1,2899100	1,2893235
-15 °C	1,3673584	1,3671896	1,3670209	1,3668523	1,3666838	1,3665155
-30 °C	1,4517112	1,4516700	1,4516289	1,4515877	1,4515465	1,4515054

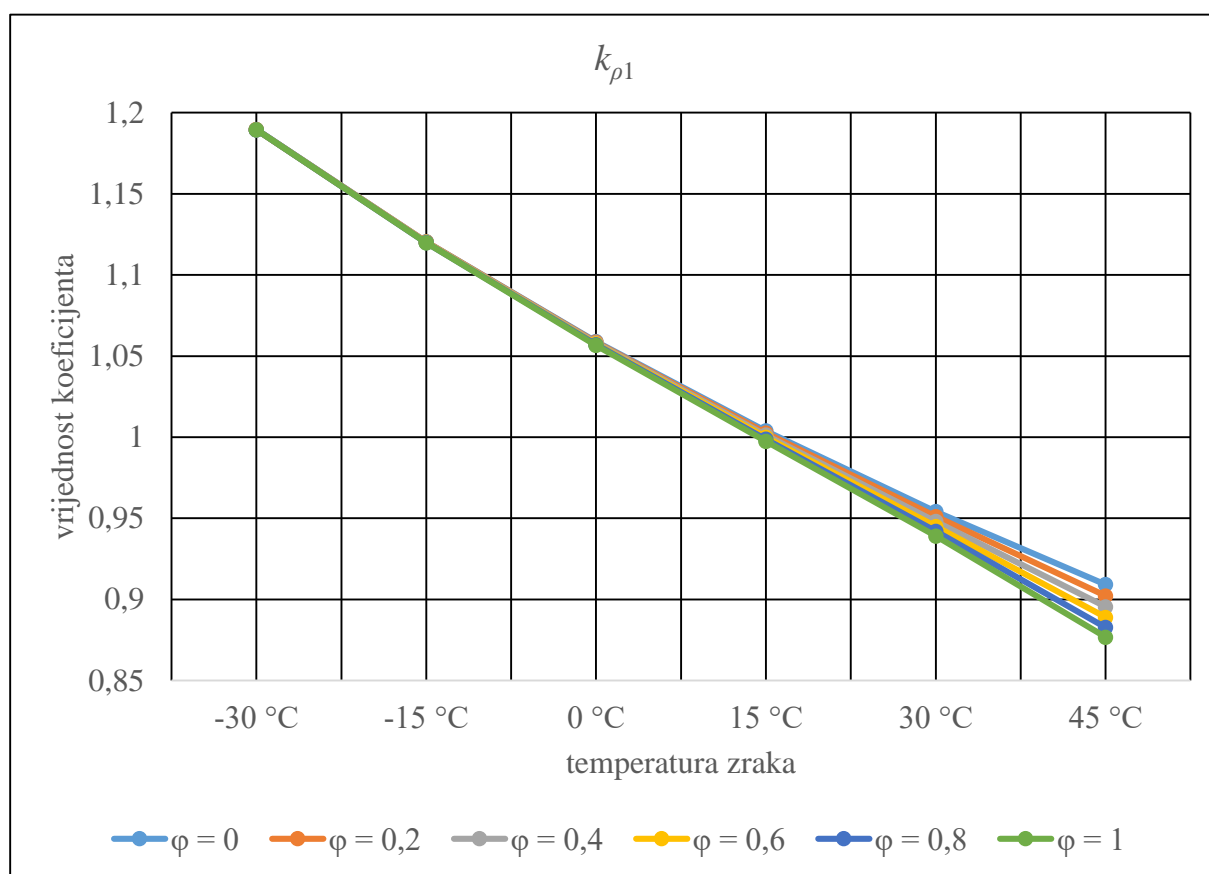
Prema ISO uvjetima za plinske turbine, kao referentna gustoća zraka uzeta je upravo vrijednost gustoće na 15 °C i $\varphi = 0,6$. Sve gustoće iz prethodne tablice podijeljene su referentnom gustoćom kako bi se dobio bezdimenzijski koeficijent gustoće, ovisan o temperaturi i relativnoj vlažnosti zraka, prikazano jednadžbom (75).

$$k_{\rho_1}(\vartheta, \varphi) = \frac{\rho_{vz}(\vartheta, \varphi)}{\rho_{vz}(15\text{ °C}, \varphi = 0,6)} \quad (75)$$

Kako je prikazano u jednadžbi (57), promjena snage postrojenja plinske turbine linearno je ovisna o promjeni gustoće zraka pa se stoga snaga postrojenja izvan propisanih ISO uvjeta može izračunati uz pomoć koeficijenta prema jednadžbi (76).

$$P_{PTA}(\vartheta, \varphi) = P_{PTA}(15\text{ °C}, \varphi = 0,6) \cdot k_{\rho 1} \quad (76)$$

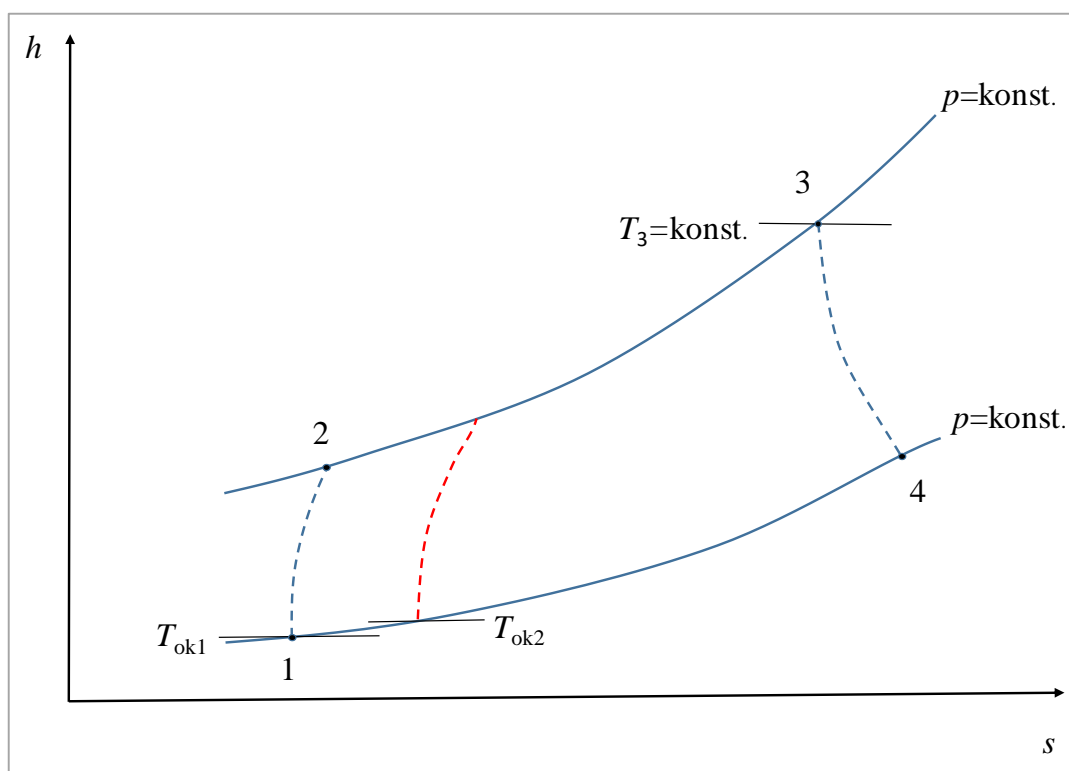
Korištenjem jednadžbe (75) izrađen je dijagram bezdimenzijskog koeficijenta gustoće okolišnjeg zraka u ovisnosti o temperaturi i relativnoj vlažnosti (Slika 17).



Slika 17. Dijagram bezdimenzijskog koeficijenta gustoće okolišnjeg zraka $k_{\rho 1}$ u ovisnosti o temperaturi i relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka

Iz prethodnog dijagrama je vidljivo kako koeficijent značajno raste sa smanjenjem okolišne temperature te je kod niskih temperatura minimalan utjecaj vlažnosti zraka, dok kod povišenih temperatura okoliša iznos koeficijenta pada, a također je vidljiv i veći utjecaj vlažnosti zraka. Uzrok tome je što zrak kod viših temperatura može sadržavati više pregrijane vodene pare.

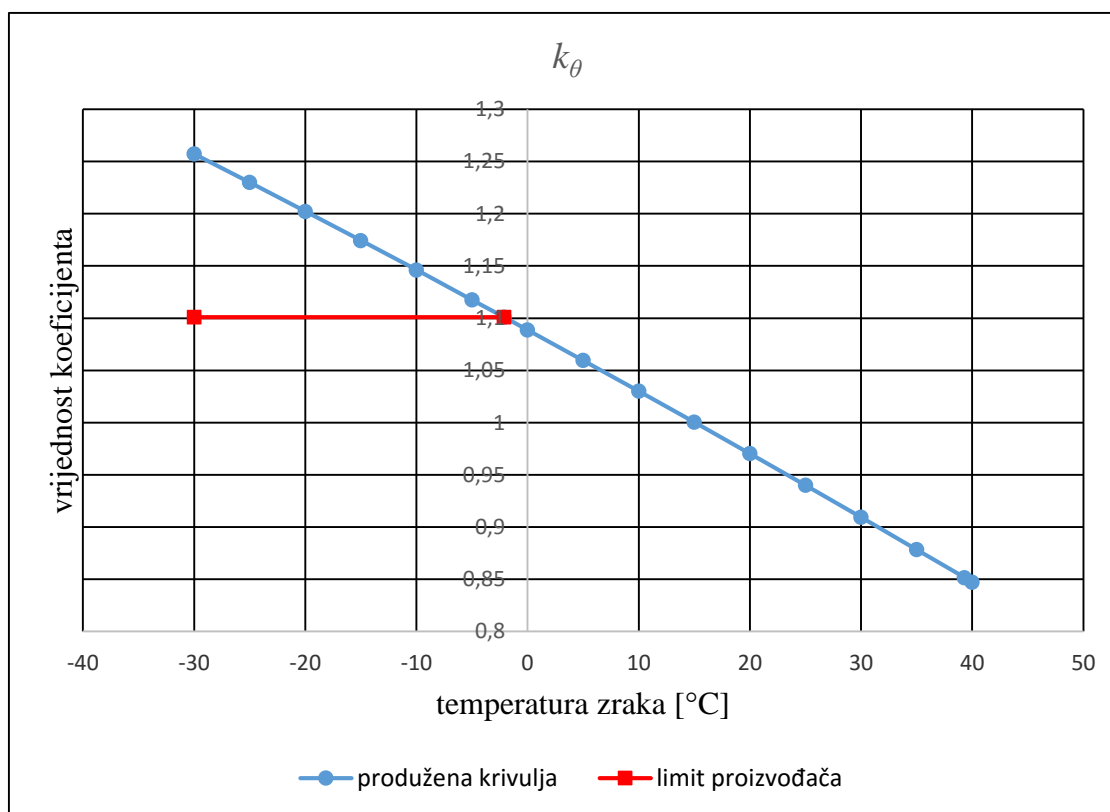
Koeficijent prilično dobro prati korekcijsku krivulju za snagu postrojenja danu od proizvođača, ali ipak postoje određene razlike. Naime, u podacima proizvođača korekcijski koeficijent snage postrojenja ovisan o temperaturi zraka doseže vrijednost od 1,1 na temperaturi zraka od $-1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, dok se vidi kako bezdimenzijski koeficijent gustoće doseže vrijednost 1,1 na temperaturi zraka oko $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Slika 17). Dakle, snaga postrojenja bi u stvarnosti trebala još više rasti sa smanjenjem temperature okoliša. Zaključak je da snaga postrojenja ne raste samo zbog povećanja gustoće, odnosno povećanja masenog protoka zraka uslijed smanjenja temperature i relativne vlažnosti, već i zbog efekta koji se može vidjeti iz h,s -dijagrama (Slika 18). Iz dijagrama se vidi kako se smanjenjem temperature okoliša kao početne točke procesa ($T_{ok1} < T_{ok2}$) linija kompresije u kompresoru pomaknula u lijevo. Time se uz pretpostavku zadržanja temperature T_3 na izlazu iz komore izgaranja konstantnom smanjuje rad kompresora zbog konvergencije izobara kod pomaka krivulje kompresije u lijevo (na nižu temperaturu okolišnjeg zraka) u h,s -dijagramu. Time dodatno raste neto snaga postrojenja.



Slika 18. h,s -dijagram uz promjenu temperature okolišnjeg zraka

Stoga će se bezdimenzijski koeficijent gustoće korigirati na način da će ovisiti samo o vlažnosti zraka na različitim vrijednostima temperature (izotermama) okolišnjeg zraka kako bi se poništio utjecaj temperature jer će se za vrijednosti koeficijenta ovisnog o temperaturi uzimati one iz korekcijskih krivulja proizvođača.

Slika 19 prikazuje korekcijski koeficijent snage postrojenja ovisan o temperaturi okolišnjeg zraka. Upravo on će uzimati utjecaj temperature zraka na postrojenje. Ovdje se zapravo radi o korekcijskoj krivulji proizvođača plinske turbine koja je produžena sa tendencijom rasta koeficijenta. Naime, krivulja proizvođača limitira snagu na vrijednosti koeficijenta 1,1 zbog ograničenja snage koju može podnijeti električni generator. Kada snaga postrojenja dosegne vrijednost 1,1 od nazivne snage postrojenja u ISO uvjetima regulacijski sustav ograničava snagu na način da istu drži konstantnom, dok smanjuje protok zraka na kompresoru. Produženje rasta korekcijske krivulje izvedeno je zbog mogućnosti saznanja stvarnog utjecaja promjena okolišnjih uvjeta na parametre postrojenja, što će biti objašnjeno kasnije u rezultatima proračuna.

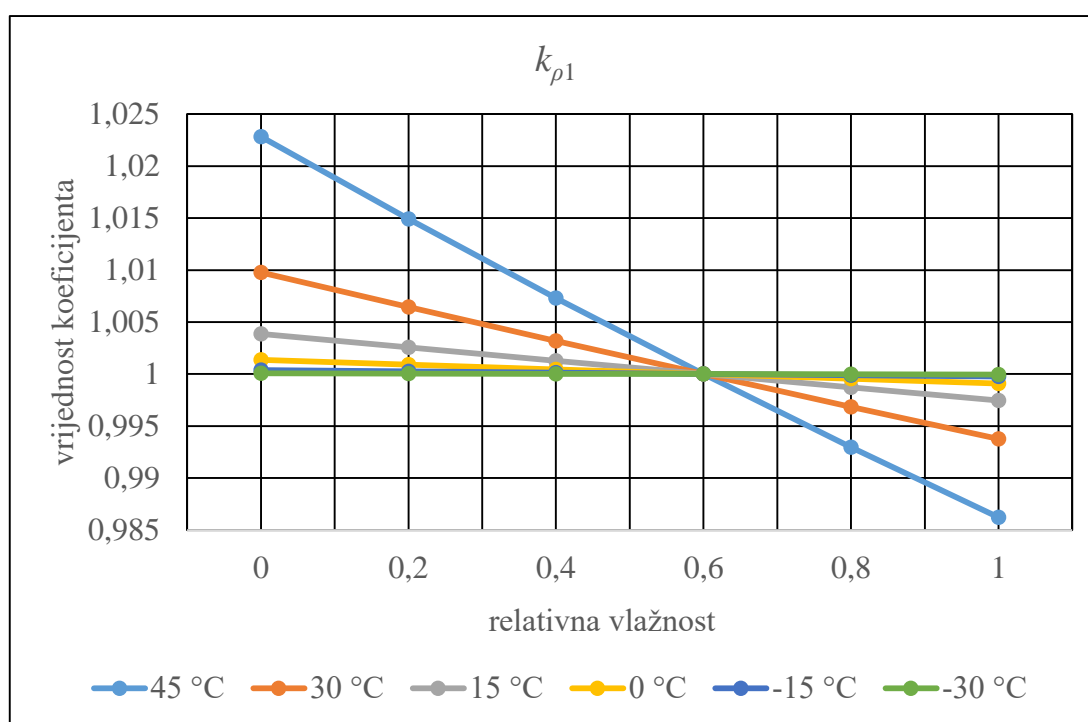


Slika 19. Dijagram korekcijskog koeficijenta snage postrojenja k_θ u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka

Korigirani bezdimenzijski koeficijent gustoće u ovisnosti o relativnoj vlažnosti pri različitim izotermama dan je u jednadžbi (77). Vidljivo je kako isti sada samo ovisi o promjeni relativne vlažnosti zraka na nekoj konstantnoj temperaturi (od -30 °C do 45 °C).

$$k_{\rho 1}(\varphi) = \frac{\rho_{vz}(\vartheta = \text{konst}, \varphi)}{\rho_{vz}(\vartheta = \text{konst}, \varphi = 0,6)} \quad (77)$$

Slika 20 prikazuje dijagram korigiranog bezdimenzijskog koeficijenta gustoće u ovisnosti o relativnoj vlažnosti za različite temperature okolišnjeg zraka.



Slika 20. Dijagram korigiranog bezdimenzijskog koeficijenta gustoće $k_{\rho 1}$ u ovisnosti o relativnoj vlažnosti za različite temperature okolišnjeg zraka

Sada se može korigirati jednadžba za snagu postrojenja (76) u ovisnosti o temperaturi zraka i relativnoj vlažnosti prema sljedećoj jednadžbi:

$$P_{PTA}(\vartheta, \varphi) = P_{PTA}(15\text{ °C}, \varphi = 0,6) \cdot k_{\vartheta} \cdot k_{\rho 1} \quad (78)$$

Stvarna snaga postrojenja ovisna je o nametnutom električnom opterećenju u postocima, što se može izraziti jednadžbom (79).

$$P_{PTA} = P_{PTA}(\vartheta, \varphi) \cdot Opt \quad (79)$$

U nastavku će se proučiti utjecaj tlaka zraka na parametre postrojenja pa će se u postojeće jednadžbe dodati i njihov utjecaj.

5.4. Utjecaj tlaka zraka

Iz jednadžbe stanja zraka (58) ponovno će se izraziti derivacija, uz konstantnu temperaturu zraka, prikazana jednadžbom (80).

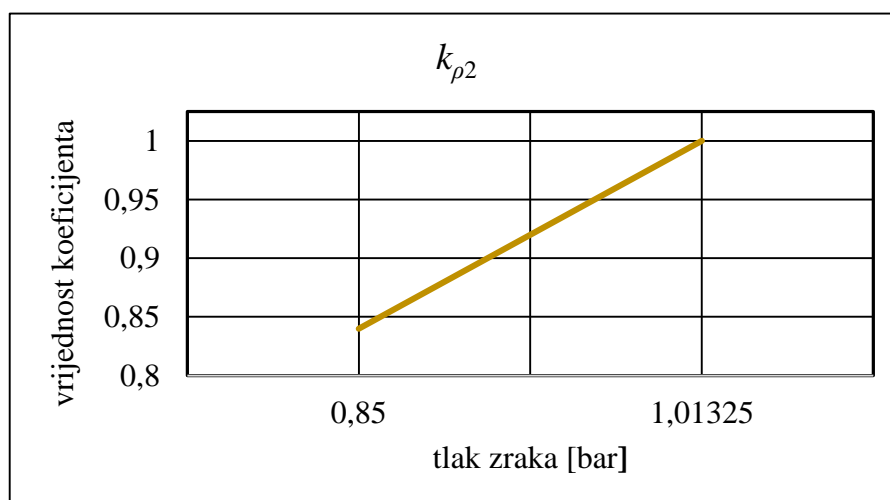
$$d\rho = \frac{dp}{R \cdot T} \quad (80)$$

Iz prethodne jednadžbe uočava se da će porastom tlaka okolišnjeg zraka doći do povećanja gustoće zraka, a smanjenjem tlaka obrnuto. Ovdje je zrak također promatran kao suhi zrak.

Tlak zraka prvenstveno se mijenja sa nadmorskom visinom, a u manjoj mjeri sa vremenskim uvjetima (promjena vremenskih uvjeta). Promjena tlaka sa nadmorskom visinom izražena je jednadžbom (81).

$$dp = -\rho \cdot g \cdot dz \quad (81)$$

Konačni zaključak je da će porastom tlaka, preko povećanja gustoće zraka, posljedično doći do povećanja masenog protoka zraka, a time i do povećanja snage kompresora i turbine. Iz jednadžbe (80) vidljiva je linearna ovisnost porasta tlaka i gustoće zraka. U dijagramu u nastavku (Slika 21) dana je korekcijska krivulja snage postrojenja (bezdimenzijski koeficijent gustoće) u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka.



Slika 21. Dijagram bezdimenzijskog koeficijenta gustoće okolišnjeg zraka $k_{\rho 2}$ u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka

Prema prethodnom dijagramu vrijednost bezdimenzijskog koeficijenta gustoće u ovisnosti o okolišnjem tlaku zraka može se izračunati prema jednadžbi (82).

$$k_{\rho_2}(p) = \frac{1-0,84}{1,01325-0,85} \cdot p + \left(1 - \frac{1-0,84}{1,01325-0,85} \cdot 1,01325\right) \quad (82)$$

Kako je prikazano u jednadžbi (57), promjena snage postrojenja plinske turbine linearno je ovisna promjeni gustoće zraka koja se linearno mijenja sa promjenom tlaka pa se stoga snaga postrojenja izvan propisanih ISO uvjeta može izračunati prema jednadžbi (83).

$$P_{PTA}(p) = P_{PTA}(15\text{ °C}, \varphi = 0,6) \cdot k_{\rho_2} \quad (83)$$

5.5. Zajednički utjecaj temperature, relativne vlažnosti i tlaka zraka

Nakon prethodnih razmatranja može se pisati jednadžba za snagu (84), umjesto jednadžbi (78) i (83), koja uzima u obzir sve utjecaje okoliša.

$$P_{PTA}(\vartheta, \varphi, p) = P_{PTA}(15\text{ °C}, \varphi = 0,6) \cdot k_{\vartheta} \cdot k_{\rho_1} \cdot k_{\rho_2} \quad (84)$$

Konačno, kako je snaga postrojenja ovisna o električnom opterećenju postrojenja, jednadžba (79) se modificira u jednadžbu (85).

$$P_{PTA} = P_{PTA}(\vartheta, \varphi, p) \cdot Opt \quad (85)$$

Time se u potpunosti obuhvatio utjecaj svih parametara okoliša na snagu postrojenja.

5.6. ISO uvjeti okoliša za plinsku turbinu

Tijekom rada spomenuti su ISO uvjeti okoliša za plinske turbine. U nastavku će se objasniti njihova važnost i značenje, navesti proizvođača plinske turbine koja se koristi u bloku C TETO Sisak i opisati njezine karakteristike pri ISO uvjetima okoliša.

Nametnula se potreba određivanja standardnih uvjeta na kojima se temelje jamstvene karakteristike, a u odnosu na koje se rade i sve ostale usporedbe karakteristika plinskih turbina postignutih izvan standardnih uvjeta upravo zbog toga što atmosferski uvjeti okoliša u kojem započinje kružni proces plinske turbine variraju ovisno o dobu dana, godišnjem dobu i lokaciji na kojoj je plinska turbina instalirana [6].

Prema ISO standardu 3977-2, ISO okolišnji uvjeti za industrijske plinske turbine su opisani kako slijedi [12]:

- temperatura okolišnjeg zraka 15 °C,

- relativna vlažnost okolišnjeg zraka 60 % i
- tlak okolišnjeg zraka 1,013 bar.

Navedeni parametri izravno su povezani na gustoću zraka. Stoga odstupanje okolišnjih uvjeta od navedenih ISO okolišnjih uvjeta dovodi do promjena u gustoći zraka. Posljedično se mijenja količina mase zraka (maseni protok) koji ulazi u plinsku turbinu [12]. Po svojoj konstrukciji plinske turbine su strojevi konstantnog radnog volumena, a njihova je izlazna snaga proporcionalna masenom protoku radnog medija, tj. zraka kojeg iz okoliša dobavlja kompresor [6]. Prema tome, performanse postrojenja plinske turbine će se promijeniti.

Plinska turbina bloka C TETO Sisak 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) [13]. Turbina može raditi u području opterećenja od 60% do 100 %, iako u bloku C TETO Sisak ne radi ispod 70 %. Tablica 6 prikazuje parametre plinske turbine kod ISO okolišnjih uvjeta.

Tablica 6. Parametri plinske turbine GTE-160 kod ISO uvjeta okoliša
[13]

Parametar	Iznos
Snaga na generatoru [MW]	155,3
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine [°C]	537
Protok dimnih plinova [kg/s]	509
Učinkovitost postrojenja na nominalnom opterećenju [%]	34,1
Tlak zraka na izlazu iz kompresora [bar]	11,45

Prethodni parametri prema normi ISO 2314 vrijede kada se za pogonsko gorivo koristi čisti metan. Kako se za pogonsko gorivo koristi zemni plin (Tablica 3), Tablica 7 prikazuje stvarne (korigirane) vrijednosti parametara (zbog drugog pogonskog goriva).

Tablica 7. Parametri plinske turbine GTE-160 kod ISO uvjeta okoliša prema korištenom pogonskom gorivu

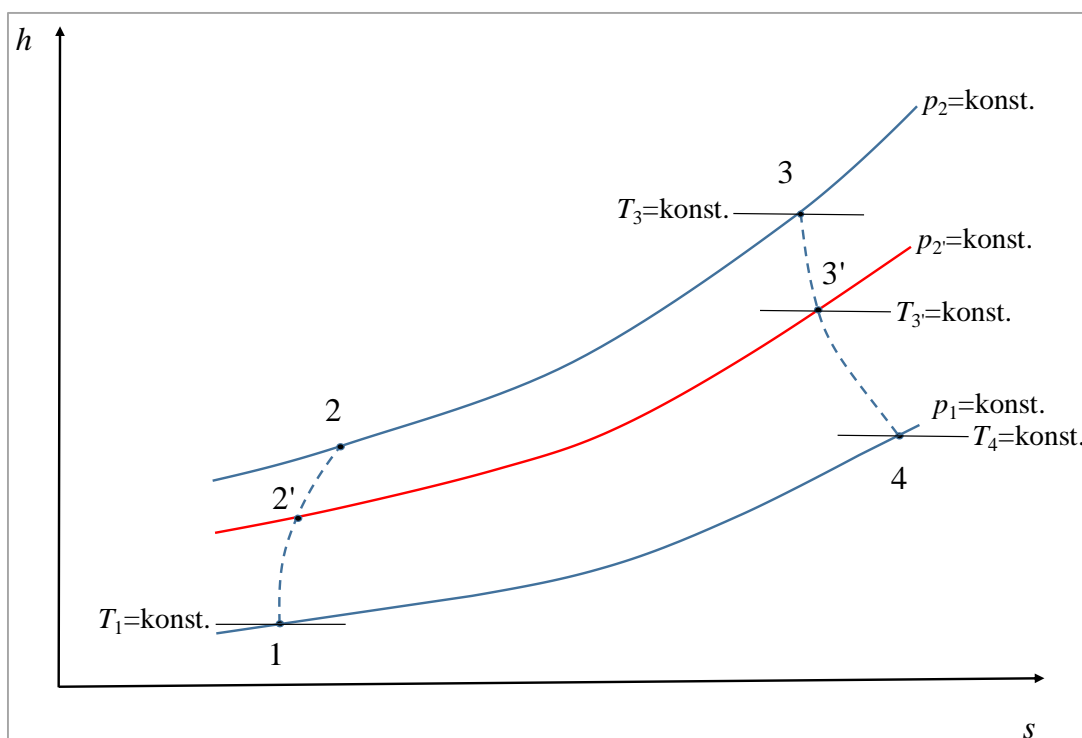
Parametar	Iznos
Snaga na generatoru [MW]	150,66
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine [°C]	533
Protok dimnih plinova [kg/s]	534,4
Učinkovitost postrojenja na nominalnom opterećenju [%]	32,8
Tlak zraka na izlazu iz kompresora [bar]	11,16

Iz prethodne dvije tablice već je uočljivo kako parametri postrojenja padaju korištenjem lošijeg goriva (čisti metan je kvalitetniji od zemnog plina).

6. REZULTATI PRORAČUNA PLINSKE TURBINE

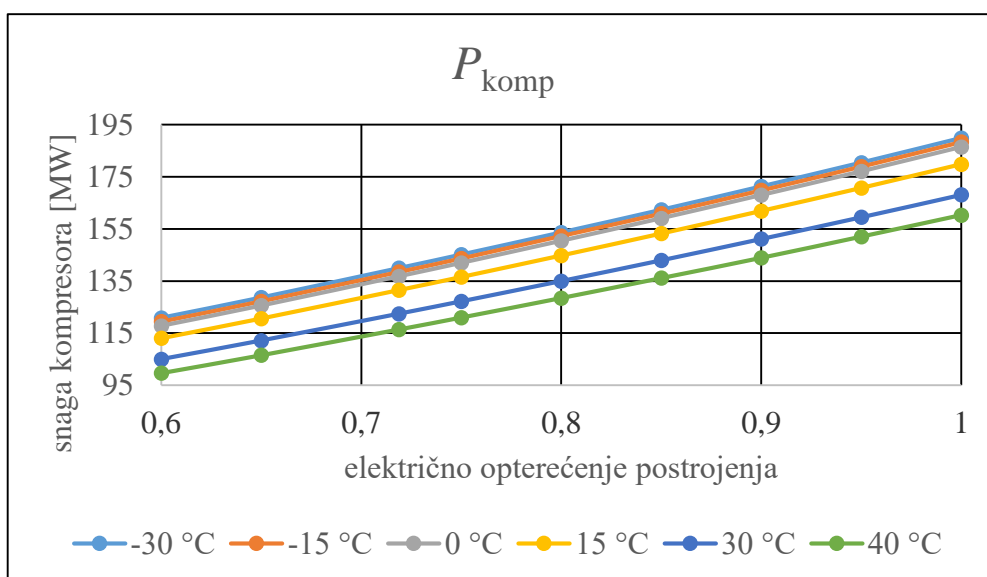
6.1. Promjena opterećenja postrojenja

Prije nego se prikažu rezultati proračuna postrojenja plinske turbine s promjenjivim opterećenjima postrojenja važno je ukratko objasniti funkcioniranje promjene opterećenja postrojenja u h,s -dijagramu (Slika 22). Kada se mijenja opterećenje plinske turbine time se zapravo mijenja temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja, dok se temperatura ispušnih plinova iz turbine ne mijenja (ostaje konstantna ako je temperatura zraka u okolišu također konstantna, što se ovdje uzima u obzir pošto se promatra samo promjena opterećenja). Prilikom smanjenog opterećenja kompresija u kompresoru neće više završiti u točki 2, već u točki 2' koja je na nekom nižem tlaku. Izobarnim dovođenjem topline u komori izgaranja dolazi se do točke 3', koja leži na istoj krivulji ekspanzije kao i točka 3 (kod većeg opterećenja), kako bi se ekspanzijom u turbini došlo na istu temperaturu dimnih plinova na izlazu iz turbine koja je ostvarena kod većeg opterećenja, odnosno dolazak procesa u točku 4. Iz ovog se zaključuje da je temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine ovisna samo o temperaturi okolišnjeg zraka iz koje kreće proces (točka 1). Treba naglasiti kako nije jasno zašto se temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine mijenja s promjenom temperature okolišnjeg zraka, s obzirom da se ispušnim plinovima iz turbine pogoni kotao utilizator koji zahtijeva što konstantniju temperaturu dimnih plinova za svoj pogon kako bi se osigurala potrebna količina pare odgovarajućih parametara za parni ciklus. Ovo saznanje o promjeni temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine sa promjenom temperature okolišnjeg zraka uzet će se u obzir pri razmatranju utjecaja promjene temperature okolišnjeg zraka na performanse postrojenja plinske turbine.

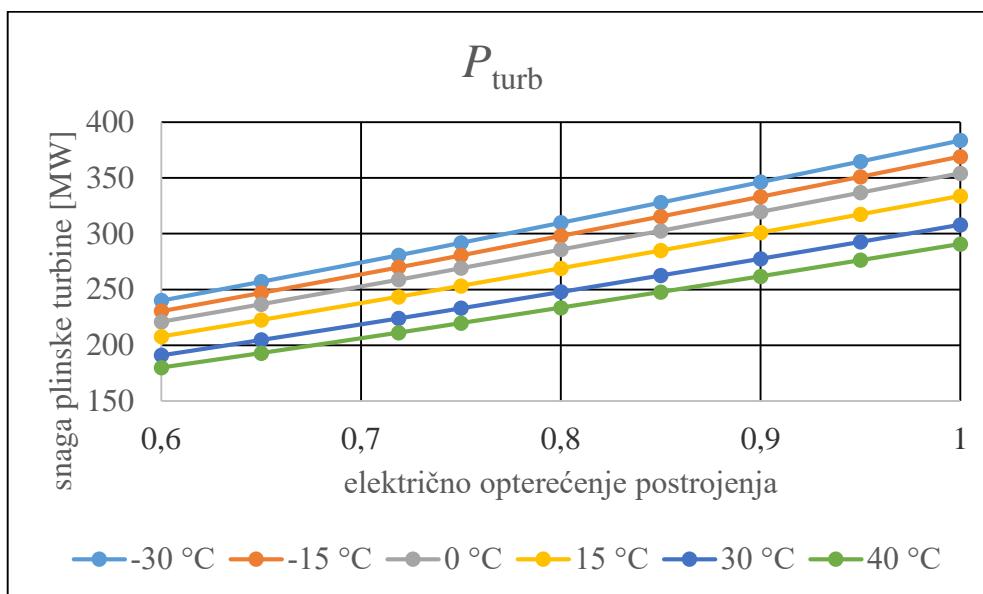


Slika 22. *h,s*-dijagram uz objašnjenje promjene opterećenja plinske turbine

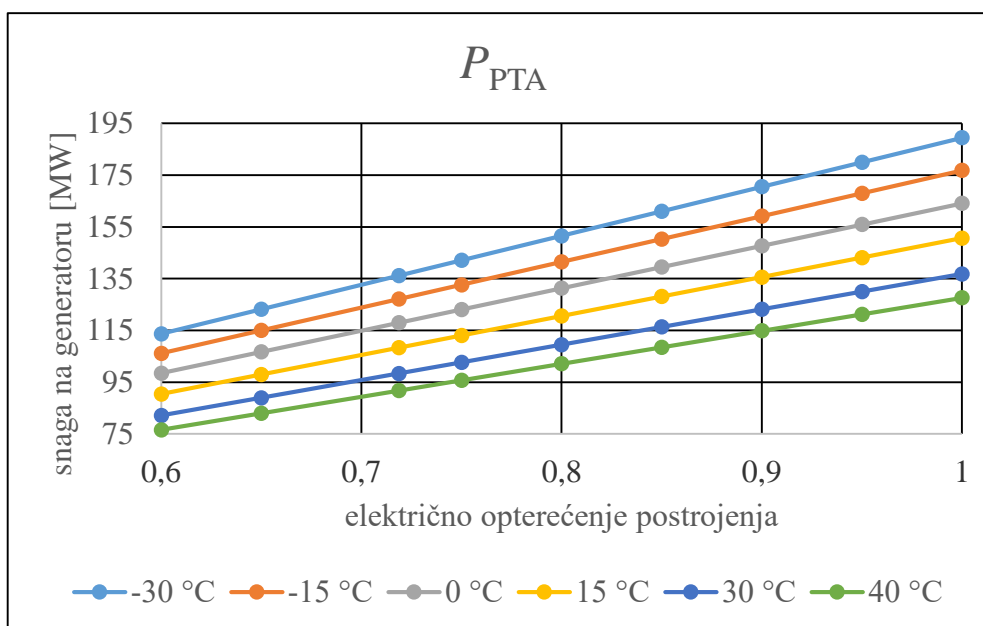
Slika 23, Slika 24 i Slika 25 prikazuju dijagrame snaga kompresora, turbine i cijelog postrojenja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja. Snage su prikazane krivuljama od kojih je svaka na drugoj vrijednosti temperature okolišnjeg zraka, zbog boljeg prikaza utjecaja. Iz dijagrama je vidljivo da snage kompresora, plinske turbine i cijelog postrojenja linearno rastu povećanjem električnog opterećenja postrojenja.



Slika 23. Snaga kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka



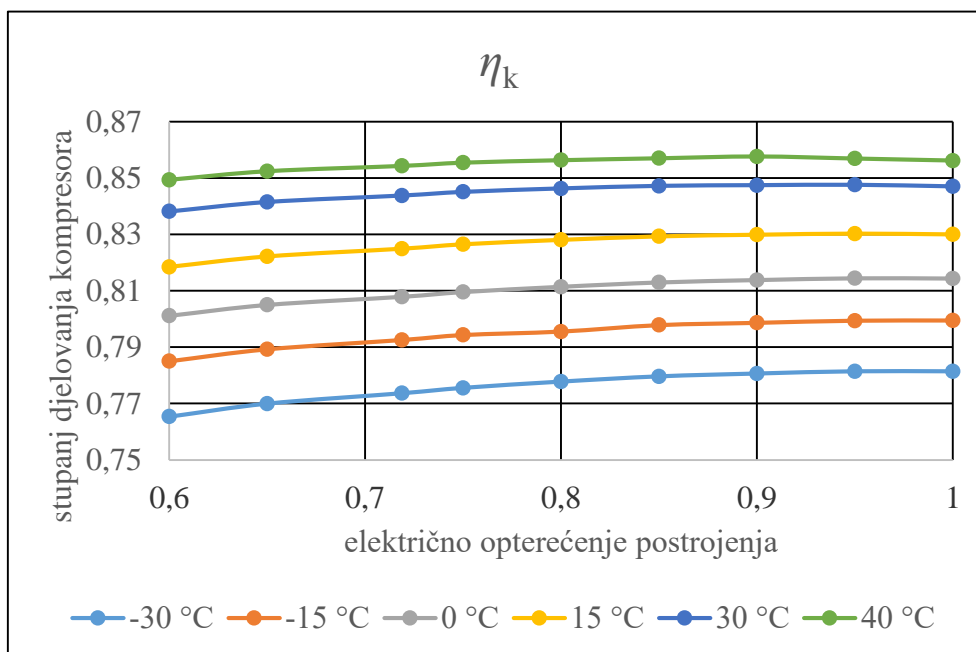
Slika 24. Snaga plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka



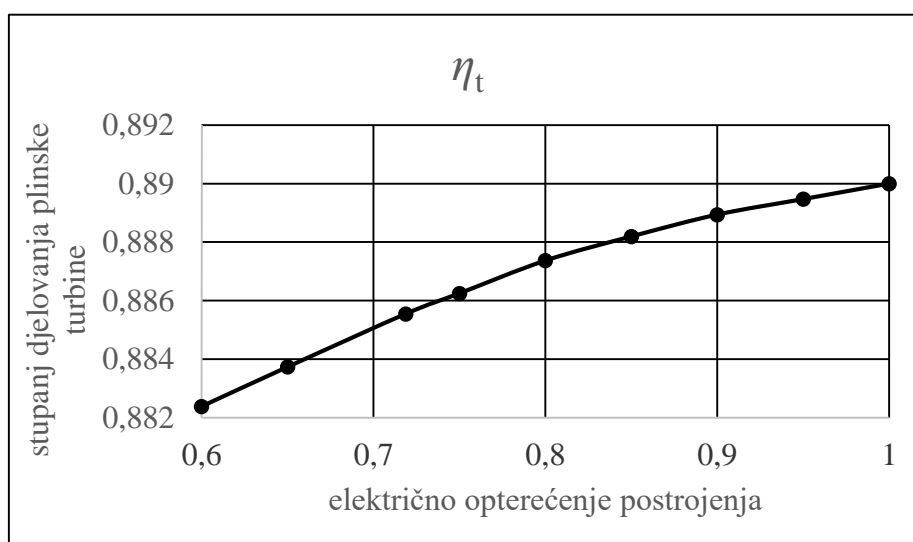
Slika 25. Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

Slika 26, Slika 27 i Slika 28 prikazuju stupnjeve djelovanja kompresora, plinske turbine i cijelog postrojenja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja. Stupnjevi djelovanja kompresora blago rastu s povećanjem električnog opterećenja postrojenja, što vrijedi i za stupanj djelovanja

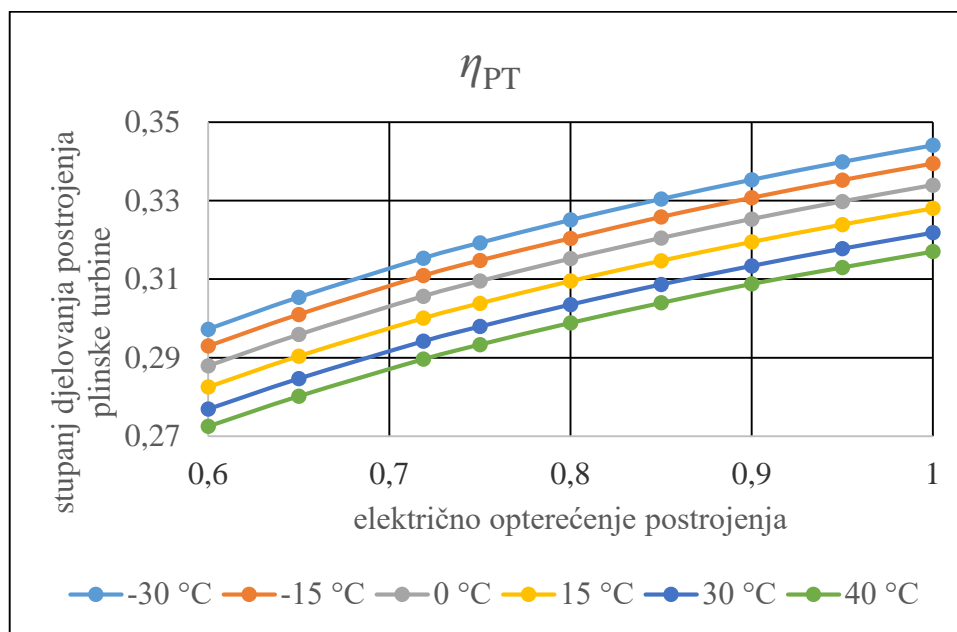
turbine. Stupnjevi djelovanja postrojenja također rastu s povećanjem električnog opterećenja postrojenja. Njihov rast je na razini od oko 5 %.



Slika 26. Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

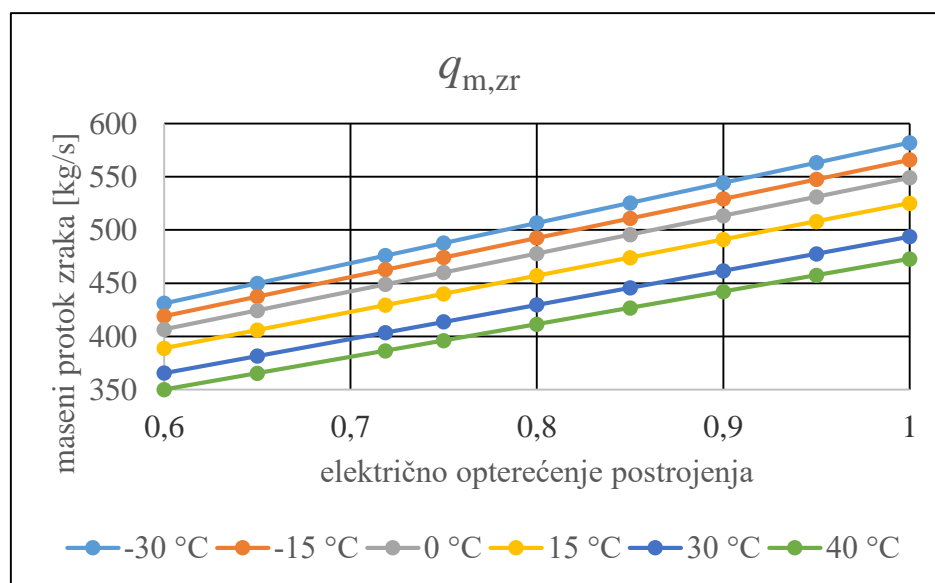


Slika 27. Stupanj djelovanja plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja

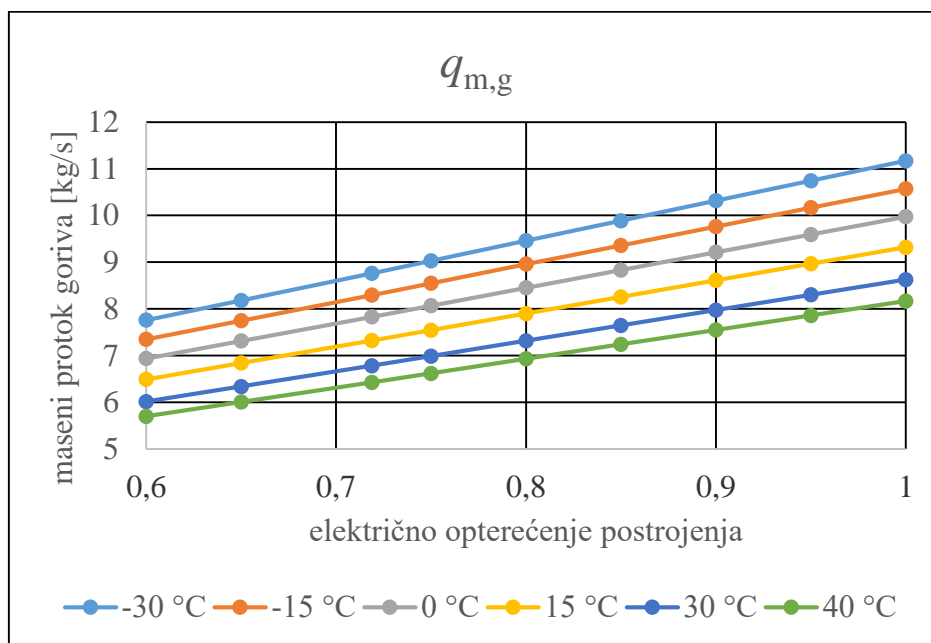


Slika 28. Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

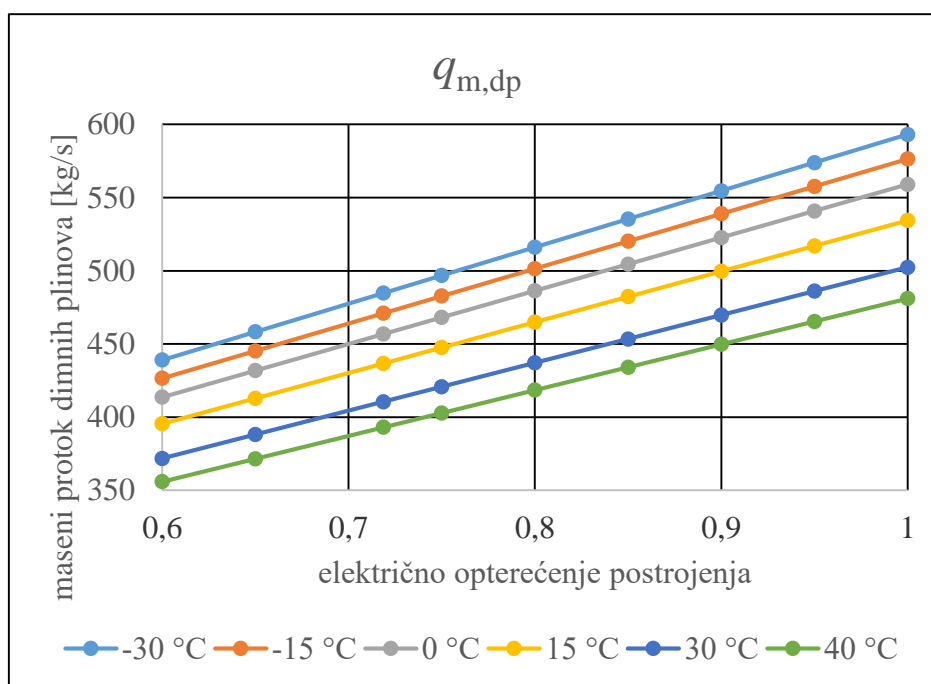
Slika 29, Slika 30 i Slika 31 prikazuju ovisnosti masenih protoka zraka, goriva i dimnih plinova o električnom opterećenju postrojenja. Povećanjem opterećenja oni rastu linearno, a maseni protok dimnih plinova upravo je jednak zbroju protoka goriva i zraka, što je i vidljivo iz masene bilance komore izgaranja u jednadžbi (28).



Slika 29. Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

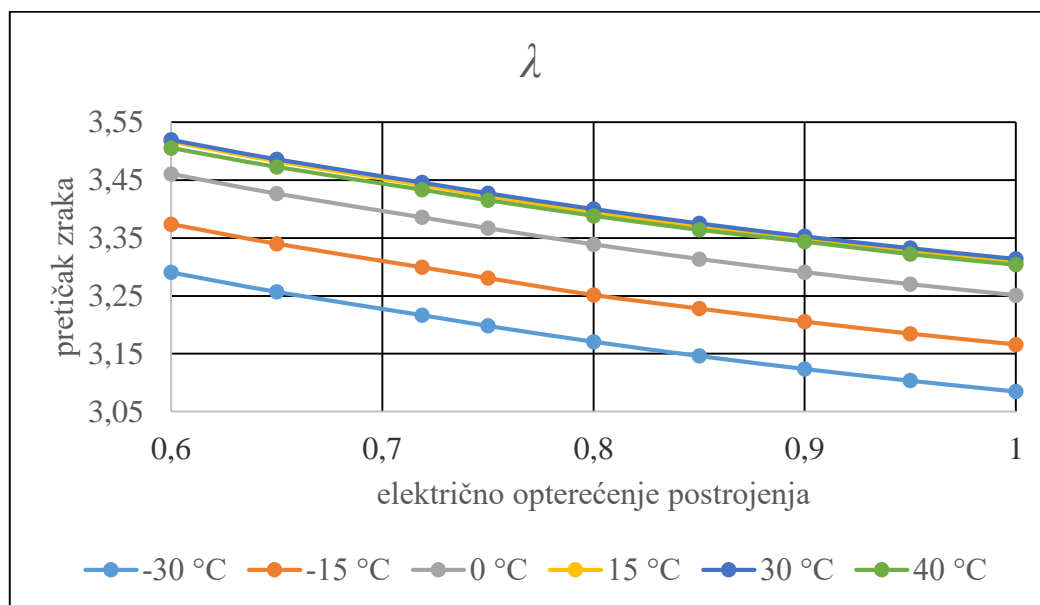


Slika 30. Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka



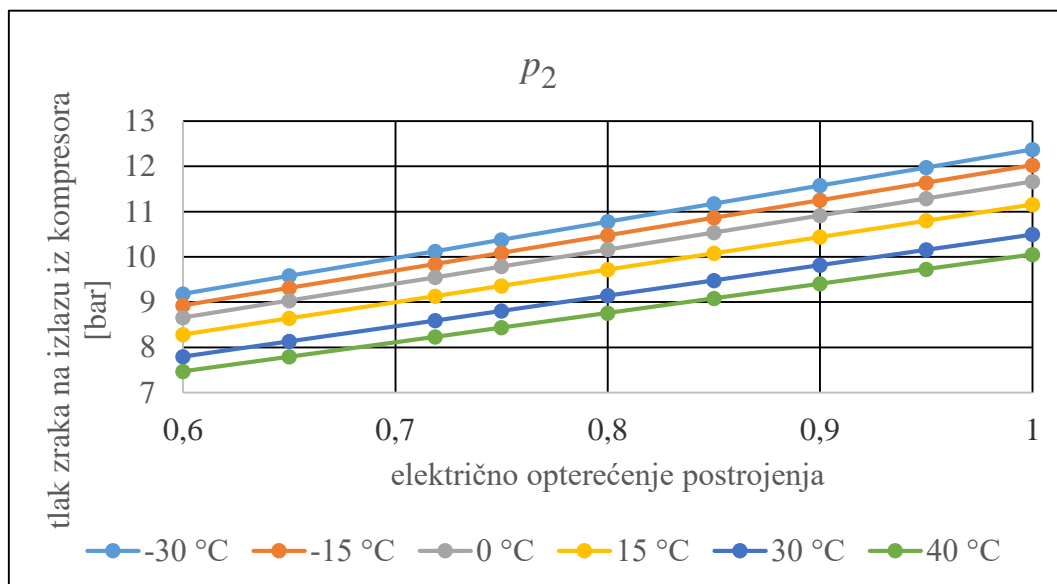
Slika 31. Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

Ovisnost pretička zraka o električnom opterećenju postrojenja prikazana je u dijagramu (Slika 32). S porastom opterećenja on pada, a kreće se u vrijednostima između 3,05 i 3,55.



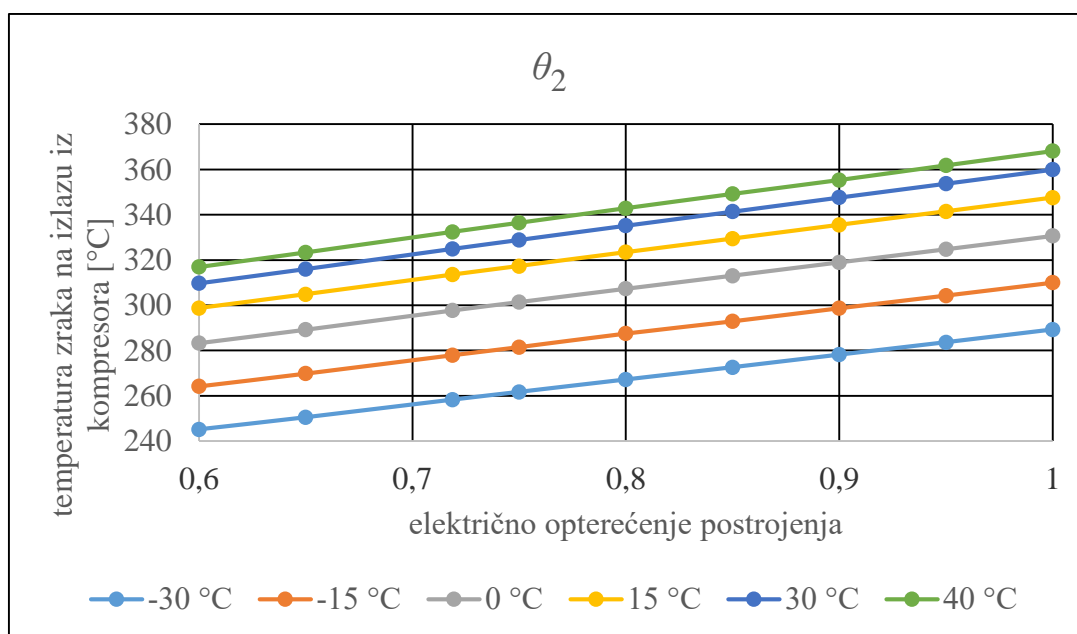
Slika 32. Pretičak zraka u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

Tlak zraka na izlazu iz kompresora raste povećanjem električnog opterećenja postrojenja (Slika 33).

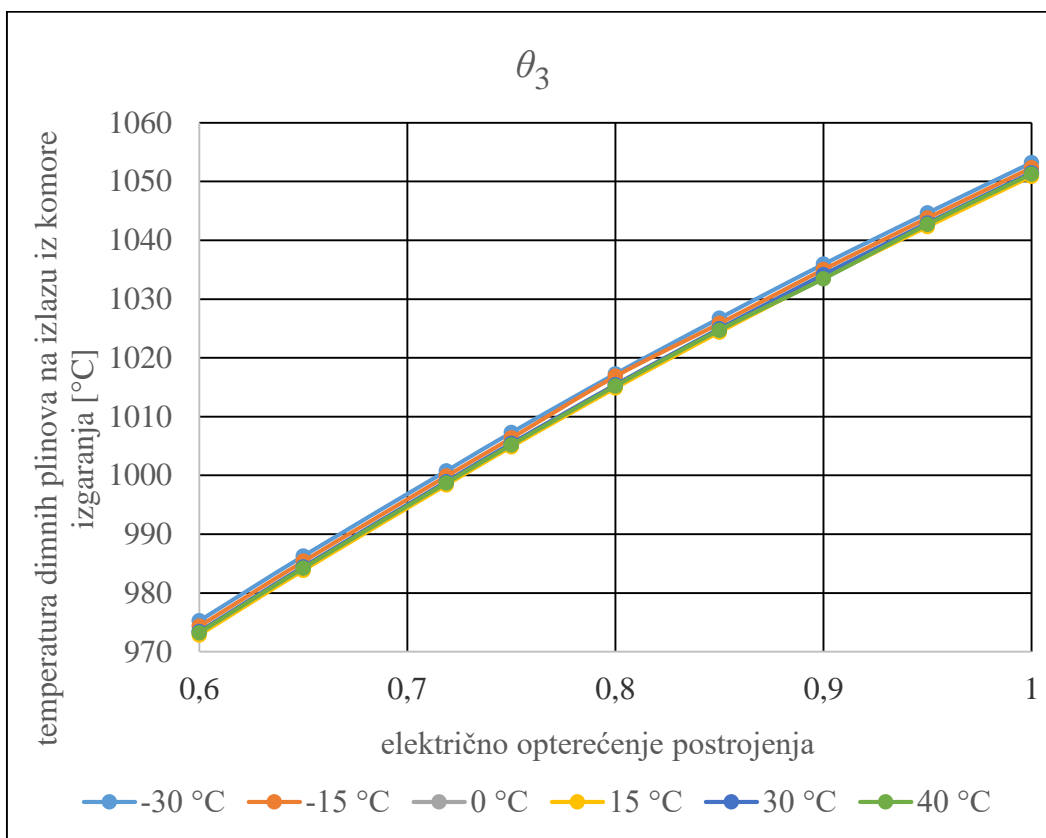


Slika 33. Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

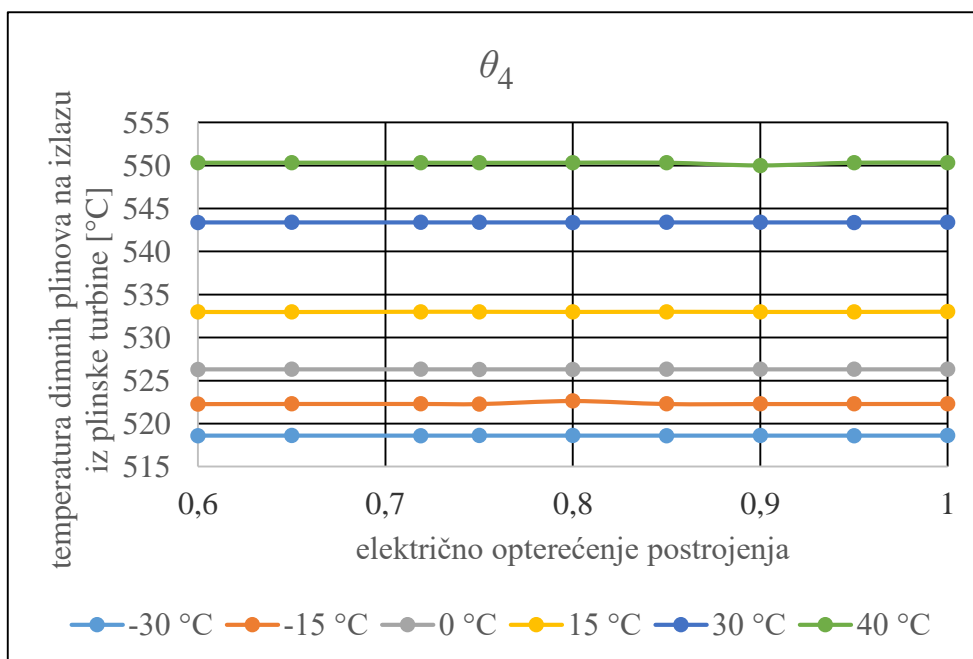
Ovisnosti temperatura zraka na izlazu iz kompresora, temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja i temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine o električnom opterećenju postrojenja prikazane su u dijagramima (Slika 34, Slika 35 i Slika 36). Temperature zraka na izlazu iz kompresora i temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja rastu povećanjem opterećenja, dok je temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine gotovo konstantna. Dakle, temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine nije ovisna o električnom opterećenju postrojenja. Također se primjećuje da temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja nije izrazito ovisna o temperaturi okolišnjeg zraka, što će se prikazati kasnije kod rezultata ovisnih o promjeni temperature okolišnjeg zraka.



Slika 34. Temperatura zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka



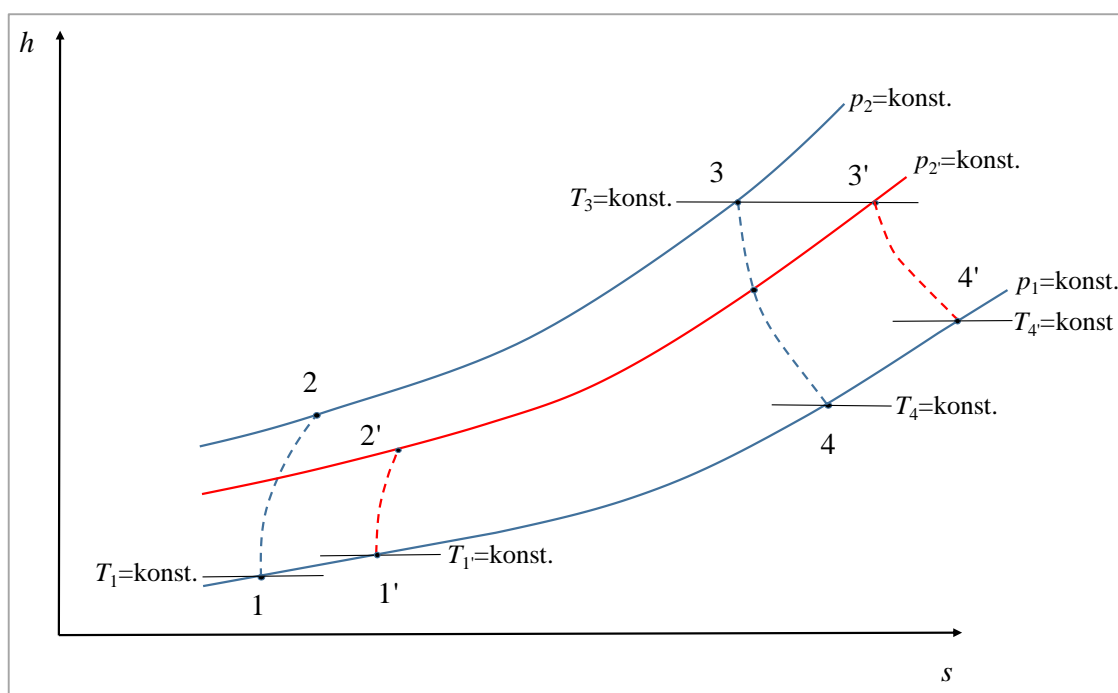
Slika 35. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka



Slika 36. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o električnom opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

6.2. Promjena temperature okolišnjeg zraka

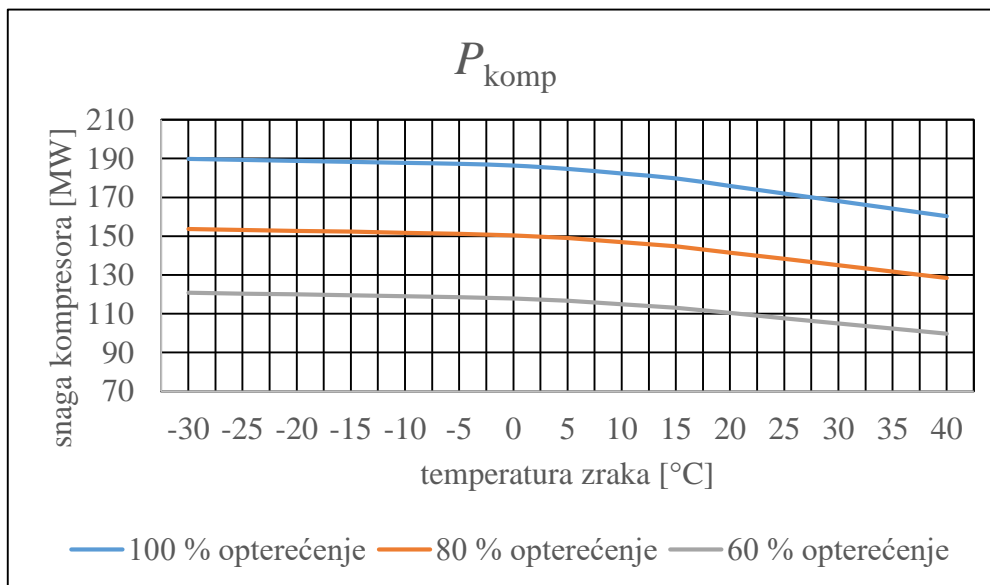
Prije nego se prikažu rezultati proračuna postrojenja plinske turbine s promjenjivim temperaturama okolišnjeg zraka važno je ukratko objasniti funkcioniranje promjene temperature okolišnjeg zraka u h,s -dijagramu (Slika 37). Ako se temperatura okolišnjeg zraka poveća ($T_1' > T_1$), kompresija će krenuti iz točke 1' umjesto iz točke 1. Krivulja kompresije pomiče se u desno. Kompresija će trajati do nekog nižeg tlaka ($p_2' < p_2$), a zatim će se izobarno dovoditi toplina u komori izgaranja do točke 3' koja je na istoj temperaturi kao i točka 3 (u koju se došlo pri nižoj temperaturi okolišnjeg zraka). Kako je uvjet jednakosti temperatura na izlazu iz komore izgaranja (konstantno opterećenje) pomaknuo krivulju ekspanzije u dijagramu prema desno, temperatura na izlazu iz turbine biti će veća ($T_4' > T_4$).



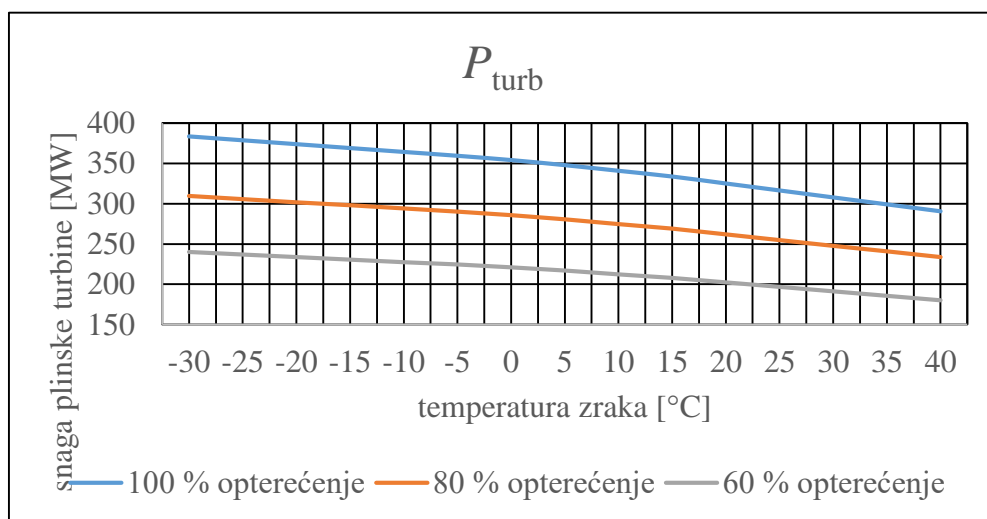
Slika 37. h,s -dijagram uz objašnjenje promjene temperature okolišnjeg zraka

U dijagramima (Slika 38, Slika 39 i Slika 40) su prikazane ovisnosti snaga kompresora, turbine i cijelog postrojenja o promjeni temperature okolišnjeg zraka. Krivulje su prikazane za različita opterećenja zbog boljeg prikaza utjecaja. Primjetno je da snage padaju povećanjem temperature okolišnjeg zraka. Na primjer, na 100 % opterećenja i temperaturi od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ostvaruje se povećanje snage postrojenja za 40 MW (26 %) u odnosu na ISO uvjete okoliša, dok se na

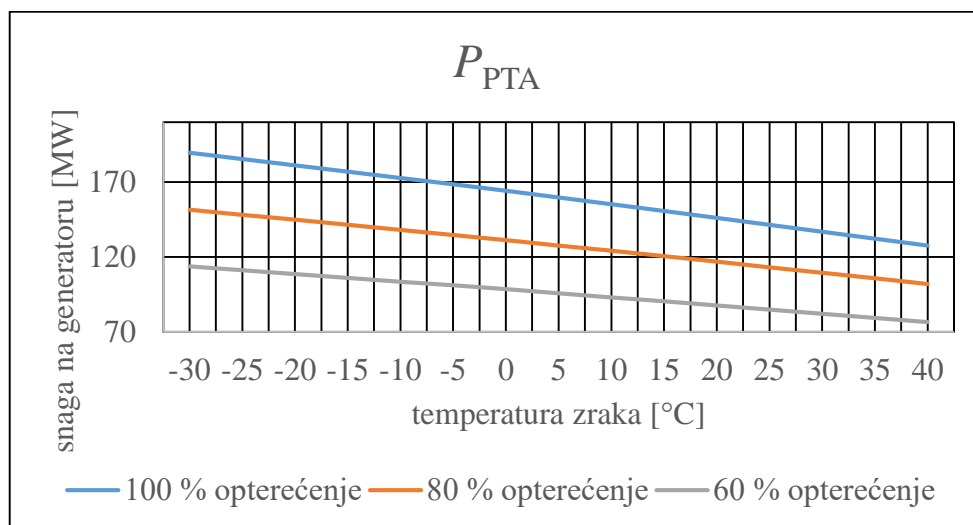
temperaturi okolišnjeg zraka od 40 °C snaga smanjuje za 15 %. Uzrok ovome je povećanje masenog protoka zraka smanjenjem temperature okolišnjeg zraka.



Slika 38. Snaga kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

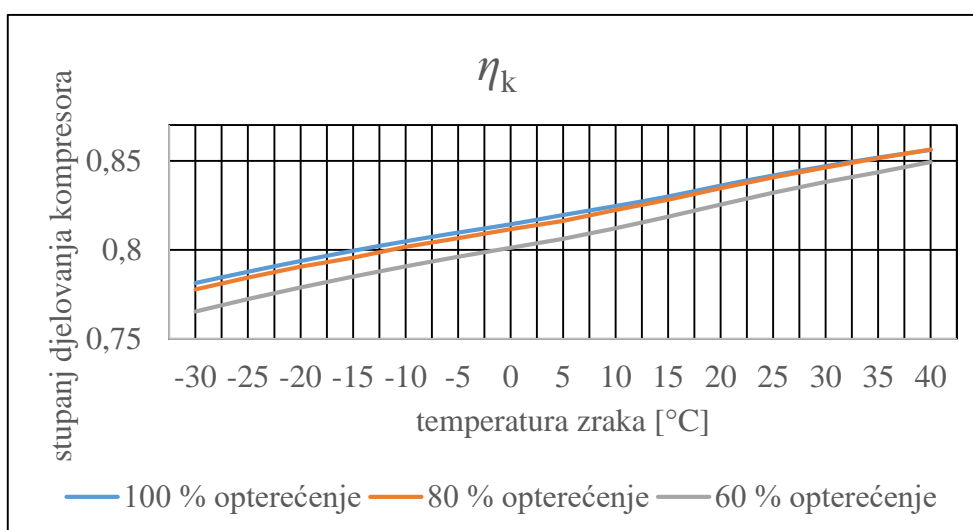


Slika 39. Snaga plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

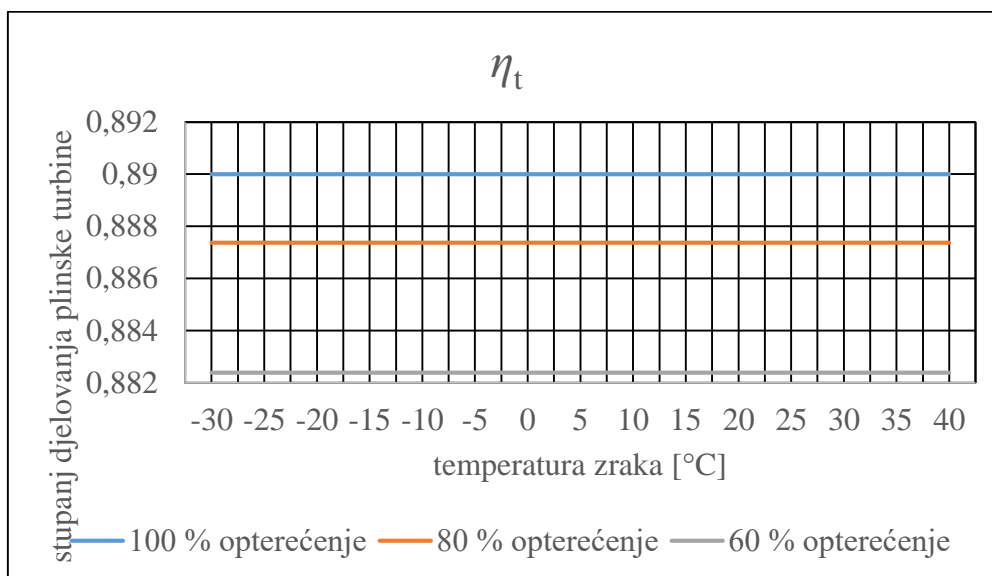


Slika 40. Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

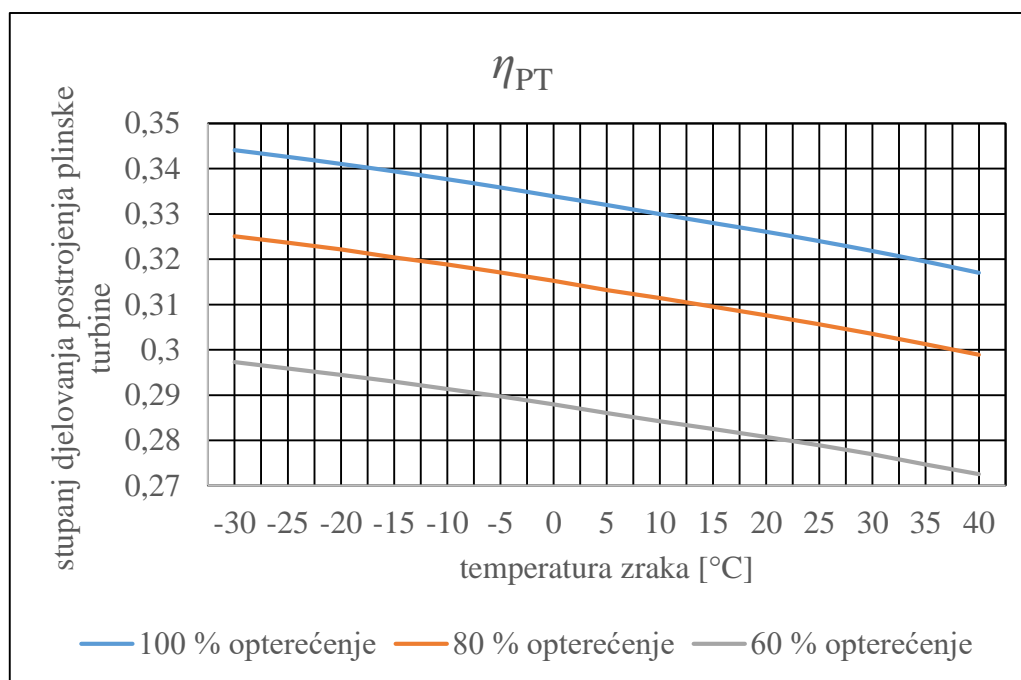
Ovisnosti stupnja djelovanja kompresora, plinske turbine i cijelog postrojenja o temperaturi okolišnjeg zraka su prikazane dijagramski (Slika 41, Slika 42 i Slika 43). Primjetan je rast stupnja djelovanja kompresora, dok stupanj djelovanja plinske turbine ne ovisi o temperaturi okolišnjeg zraka (konstantan je). Stupanj djelovanja cijelog postrojenja pada i to za otprilike 3 % na temperaturnom području okolišnjeg zraka od -30 °C do 40 °C. Uzrok ovome padu stupnja djelovanja cijelog postrojenja je smanjenje masenog protoka zraka zbog smanjenja gustoće okolišnjeg zraka pri rastu temperature okolišnjeg zraka.



Slika 41. Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja



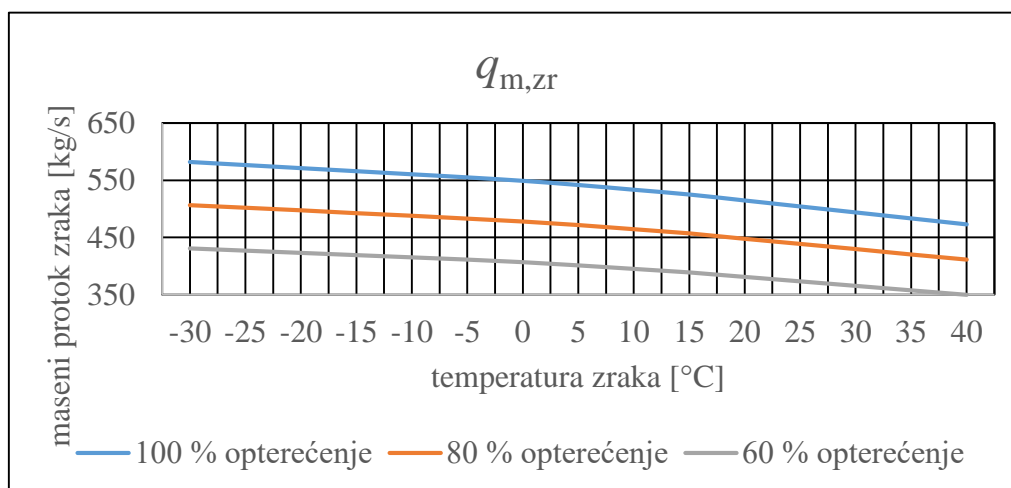
Slika 42. Stupanj djelovanja plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja



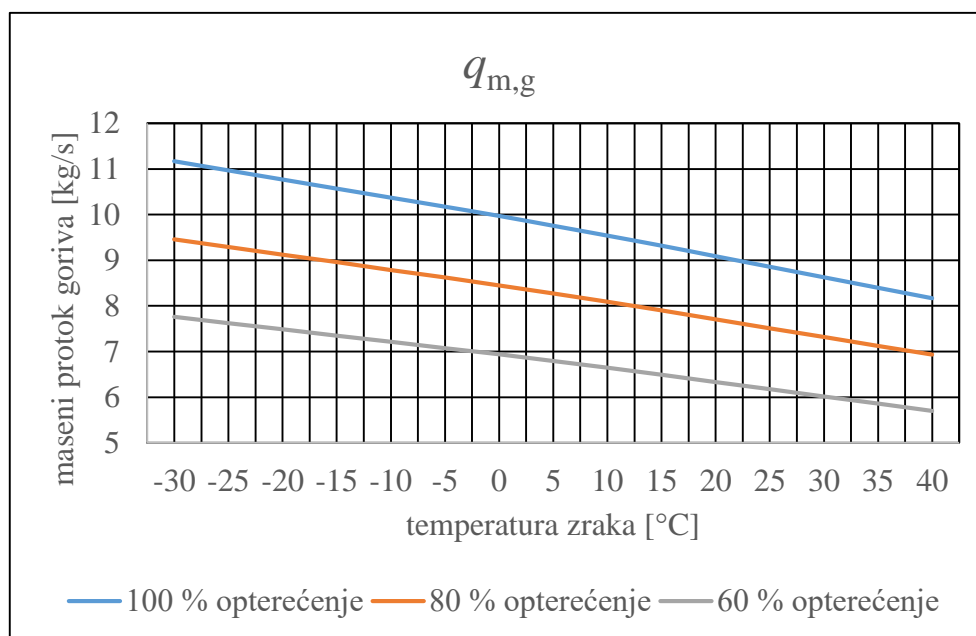
Slika 43. Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

U dijagramima (Slika 44, Slika 45 i Slika 46) su prikazane ovisnosti masenih protoka zraka, goriva i dimnih plinova o temperaturi okolišnjeg zraka. Maseni protok zraka pada, što je među ostalim posljedica pada gustoće okolišnjeg zraka sa povećanjem temperature okolišnjeg zraka.

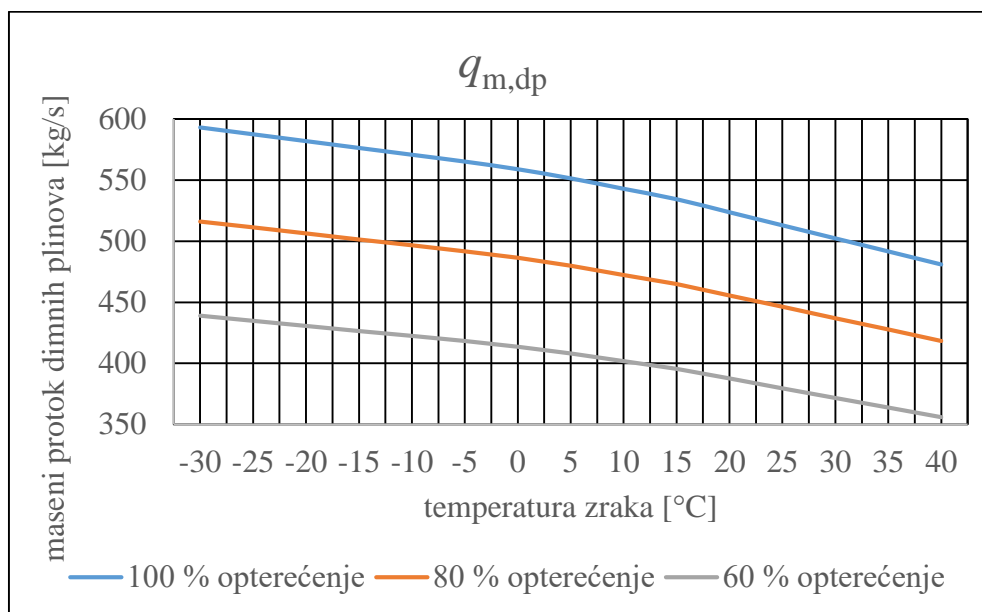
Što je manji maseni protok zraka naravno da će biti i manji maseni protok goriva, kako bi parametri izgaranja bili zadovoljeni. Zbog pada masenog protoka zraka i goriva, posljedično pada i maseni protok dimnih plinova.



Slika 44. Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

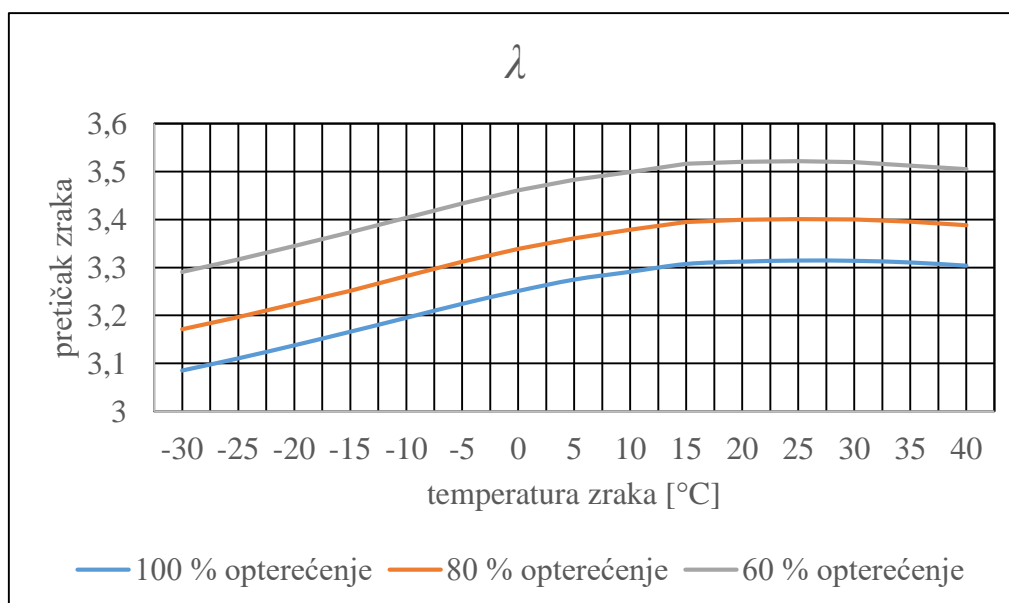


Slika 45. Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja



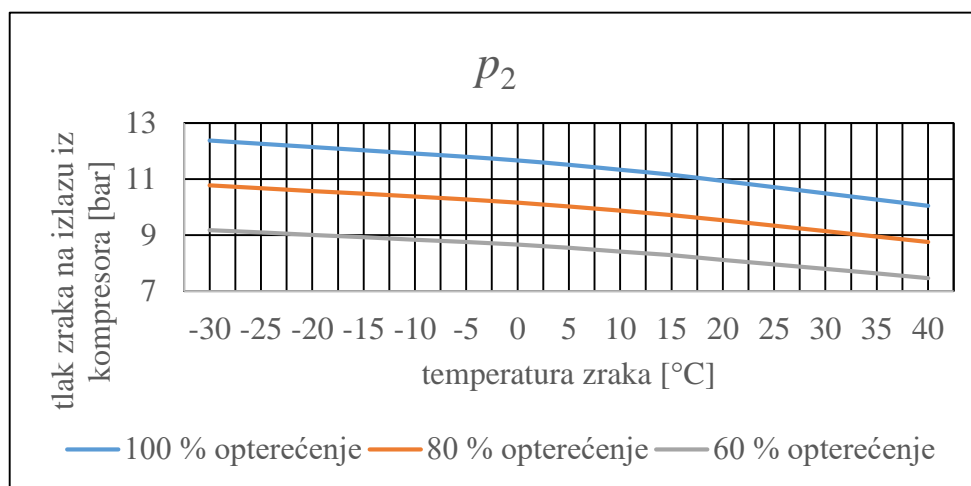
Slika 46. Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

Ovisnost pretička zraka o temperaturi okolišnjeg zraka prikazana je dijagramski (Slika 47). Primjećuje se kako se vrijednosti pretička zraka opet kreću između 3,05 i 3,55. Pretičak zraka raste s povećanjem temperature okolišnjeg zraka, postiže svoj maksimum na oko 25 °C, a daljnjim povećanjem temperature okolišnjeg zraka lagano pada.



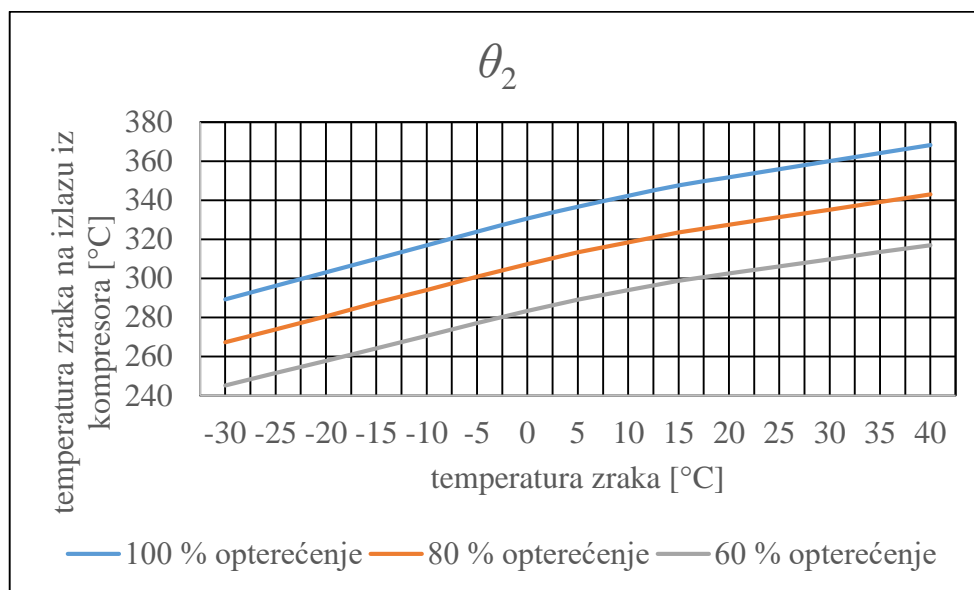
Slika 47. Pretičak zraka u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

Slika 48 prikazuje ovisnost tlaka zraka na izlazu iz kompresora o temperaturi okolišnjeg zraka. Primjetan je pad tlaka zraka na izlazu iz kompresora povećanjem temperature okolišnjeg zraka (od -30 °C do 40 °C pad tlaka iznosi oko 2 bara).

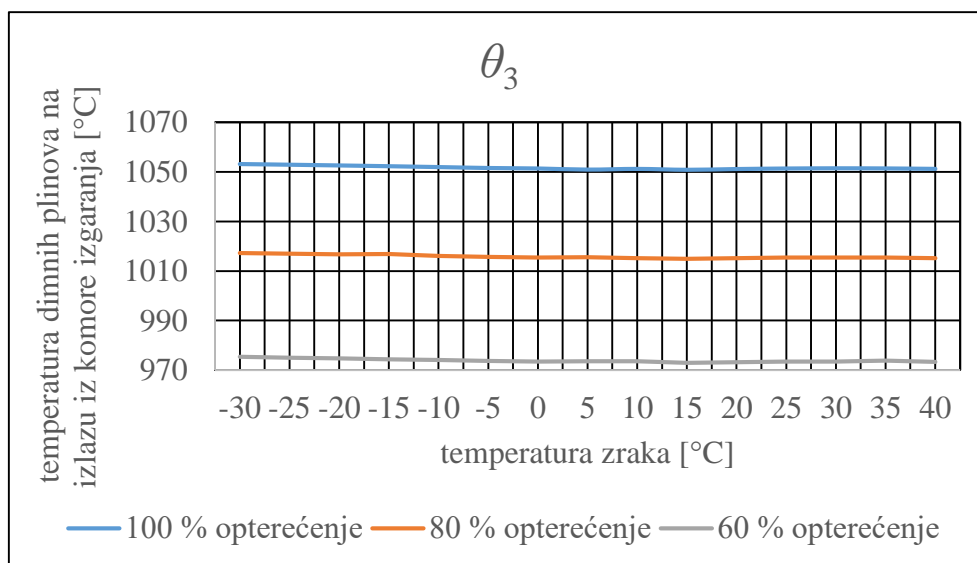


Slika 48. Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

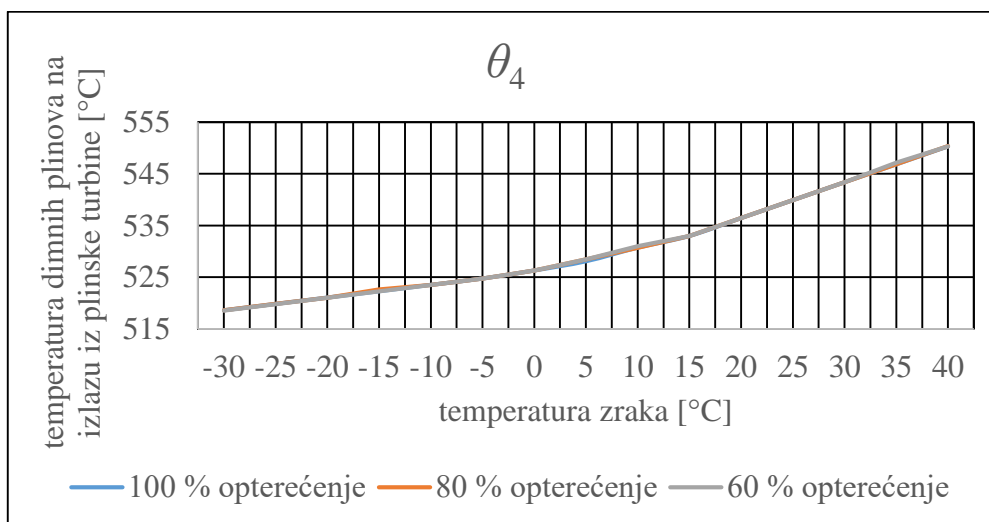
Slika 49, Slika 50 i Slika 51 prikazuju ovisnosti temperatura zraka na izlazu iz kompresora, temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja i temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine o temperaturi okolišnjeg zraka. Temperature zraka na izlazu iz kompresora i temperature dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine rastu povećanjem temperature okolišnjeg zraka. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja ostaje približno konstantna s promjenom temperature okolišnjeg zraka te se uočava da je ovisna samo o opterećenju postrojenja, što je već ranije rečeno. Također je ranije rečeno da temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine nije ovisna o opterećenju postrojenja (Slika 51).



Slika 49. Temperatura zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja



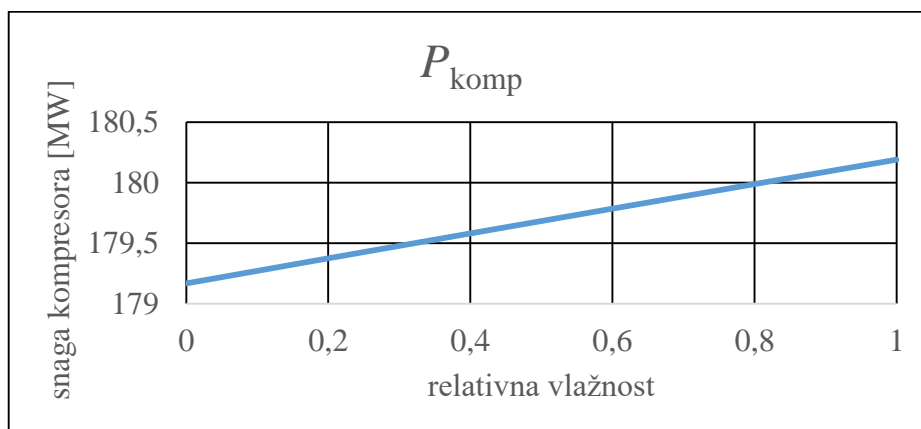
Slika 50. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja



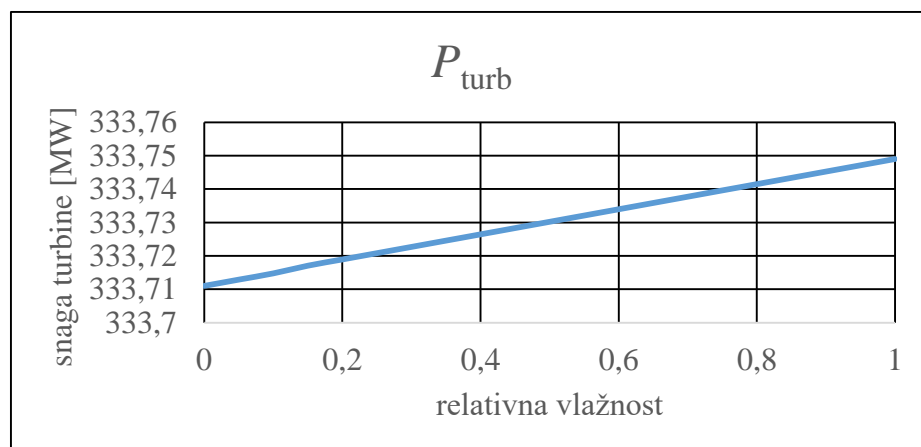
Slika 51. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine u ovisnosti o temperaturi okolišnjeg zraka za različita opterećenja postrojenja

6.3. Promjena relativne vlažnosti okolišnjeg zraka

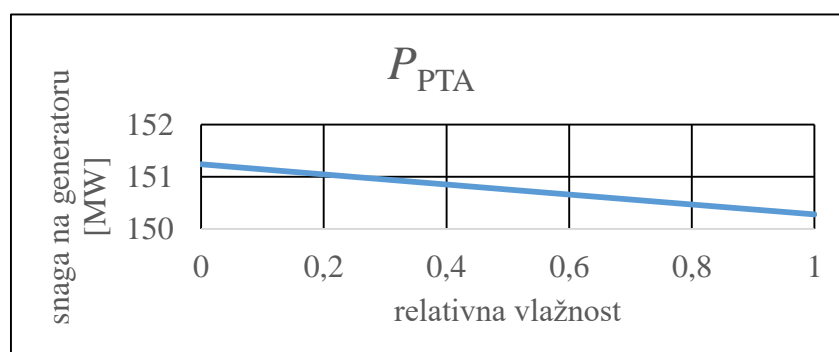
Pri temperaturama okolišnjeg zraka manjim od 10 °C relativna vlažnost okolišnjeg zraka gotovo da nema utjecaja na izlaznu snagu plinske turbine, dok je pri temperaturama višim od 10 °C taj utjecaj zanemarivo malen (oko $\pm 1\%$) [6]. Jednako je zanemariv utjecaj relativne vlažnosti na ostale performanse plinske turbine te se rezultati promjena ostalih performansi promjenom relativne vlažnosti zbog toga neće prikazati. Razmotrit će se samo utjecaj relativne vlažnosti okolišnjeg zraka na snagu kompresora, turbine i postrojenja (Slika 52, Slika 53 i Slika 54), pri temperaturi okolišnjeg zraka 15 °C, opterećenju postrojenja 100 % i tlaku zraka 1,01325 bar (ISO uvjeti temperature i tlaka okolišnjeg zraka). Na slikama je vidljivo kako porastom relativne vlažnosti okolišnjeg zraka rastu snage kompresora i turbine, ali snaga kompresora raste više pa ukupna snaga postrojenja pada (posljedica malog pada stupnja djelovanja kompresora zbog vlage u zraku). Uočljivo je kako je razlika u snazi postrojenja od 0 do 100 % relativne vlažnosti okolišnjeg zraka samo 1 MW. Može se samo spomenuti kako na temperaturi okolišnjeg zraka od 40 °C (jer se kod viših temperatura zraka može nalaziti više vodene pare u zraku, prema krivulji napetosti za vodu) razlika u snazi postrojenja doseže vrijednost oko 3 MW, što je u odnosu na snagu postrojenja zanemarivo.



Slika 52. Snaga kompresora u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar



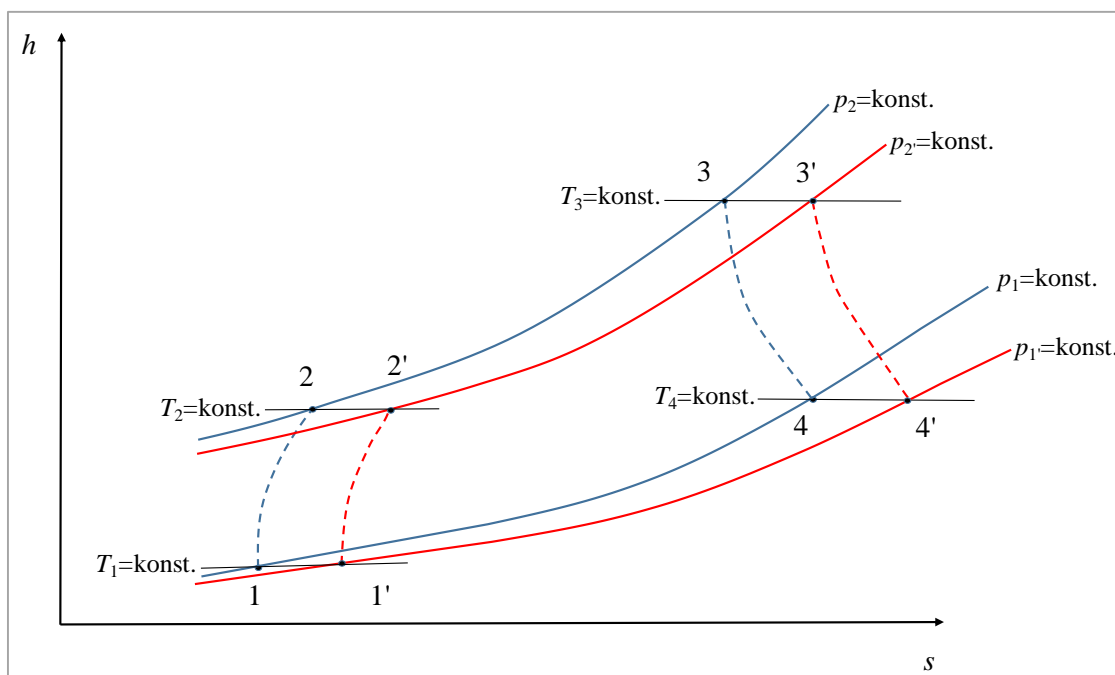
Slika 53. Snaga plinske turbine u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar



Slika 54. Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o relativnoj vlažnosti okolišnjeg zraka pri temperaturi okolišnjeg zraka od 15 °C i tlaku od 1,01325 bar

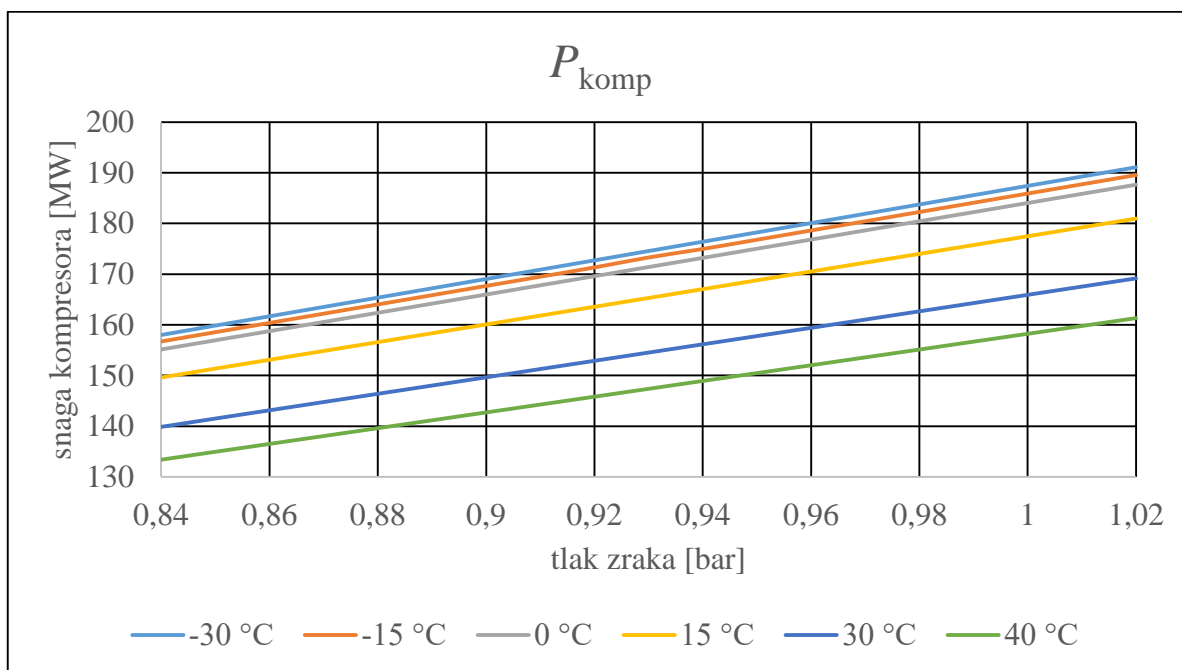
6.4. Promjena tlaka okolišnjeg zraka

Prije nego se prikažu rezultati proračuna postrojenja plinske turbine s promjenjivim tlakovima okolišnjeg zraka, važno je ukratko objasniti funkcioniranje promjene tlaka okolišnjeg zraka u h,s -dijagramu (Slika 55). Uz pretpostavku da se temperatura okolišnjeg zraka ne mijenja ($T_1 = T_1'$, samim time je i $T_4 = T_4'$) te da opterećenje ostaje konstantno ($T_3 = T_3'$), uz pad tlaka okolišnjeg zraka ($p_1' < p_1$) krivulja kompresije pomiče se u desno, a kompresija završava na nekom nižem tlaku ($p_2' < p_2$) i istoj temperaturi koja je bila na kraju kompresije i na većoj vrijednosti tlaka okolišnjeg zraka ($T_2' = T_2$). Analogno vrijedi i za krivulju ekspanzije, pomiče se u desno tako da se temperature na izlazu iz komore izgaranja i na izlazu iz turbine ne mijenjaju, a ekspanzija teče do nižeg tlaka okoliša ($p_1' < p_1$).

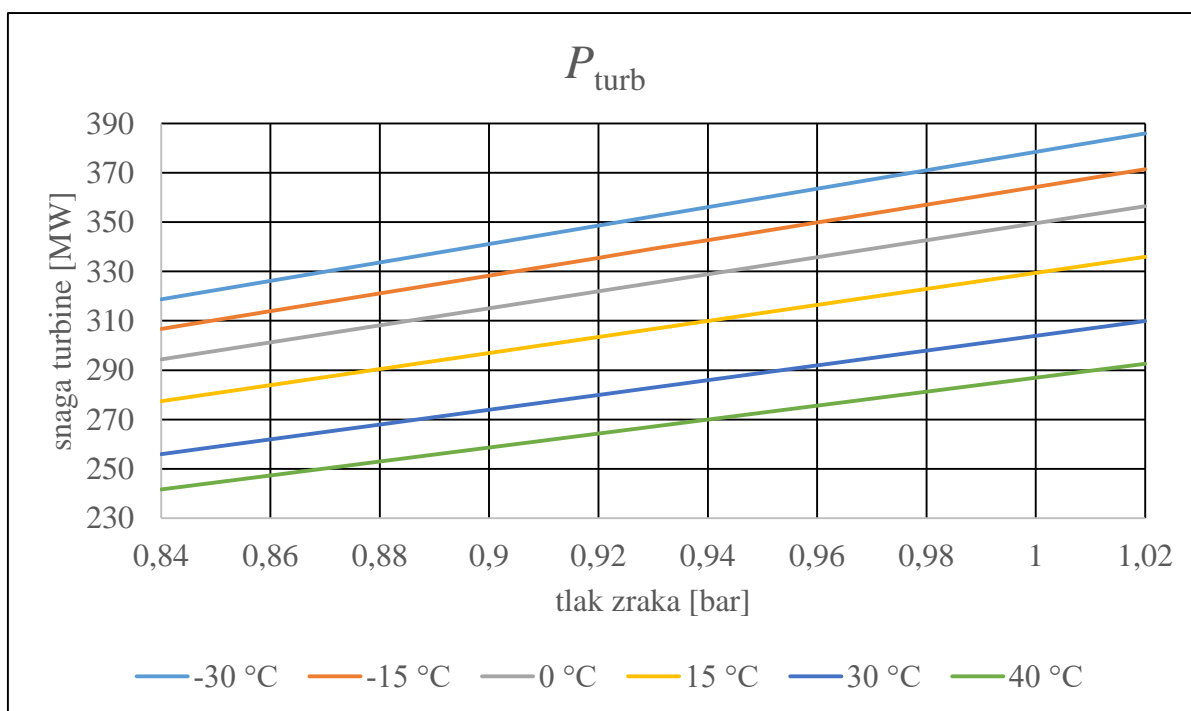


Slika 55. h,s -dijagram uz objašnjenje promjene tlaka okolišnjeg zraka

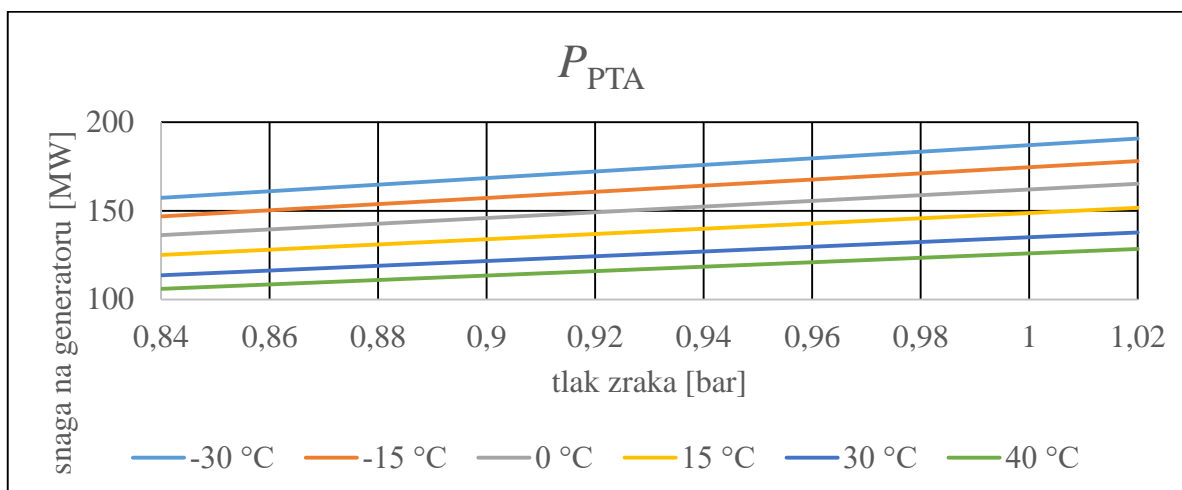
Slika 56, Slika 57 i Slika 58 prikazuju linearan rast snaga kompresora, turbine i cijelog postrojenja u ovisnosti o povećanju tlaka okolišnjeg zraka. Razlog ovome leži u povećanju gustoće okolišnjeg zraka porastom njegovog tlaka. Krivulje su prikazane pri različitim temperaturama zraka samo zbog boljeg prikaza ovisnosti. Porastom tlaka zraka za 0,18 bara ostvaruje se povećanje snage postrojenja od 25 – 30 MW.



Slika 56. Snaga kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

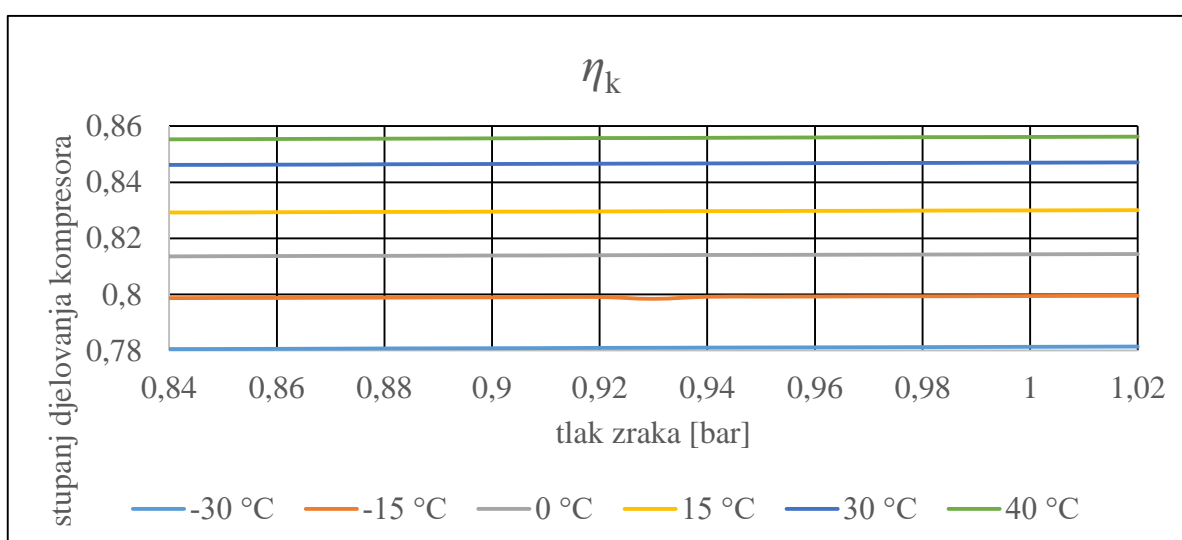


Slika 57. Snaga plinske turbine u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

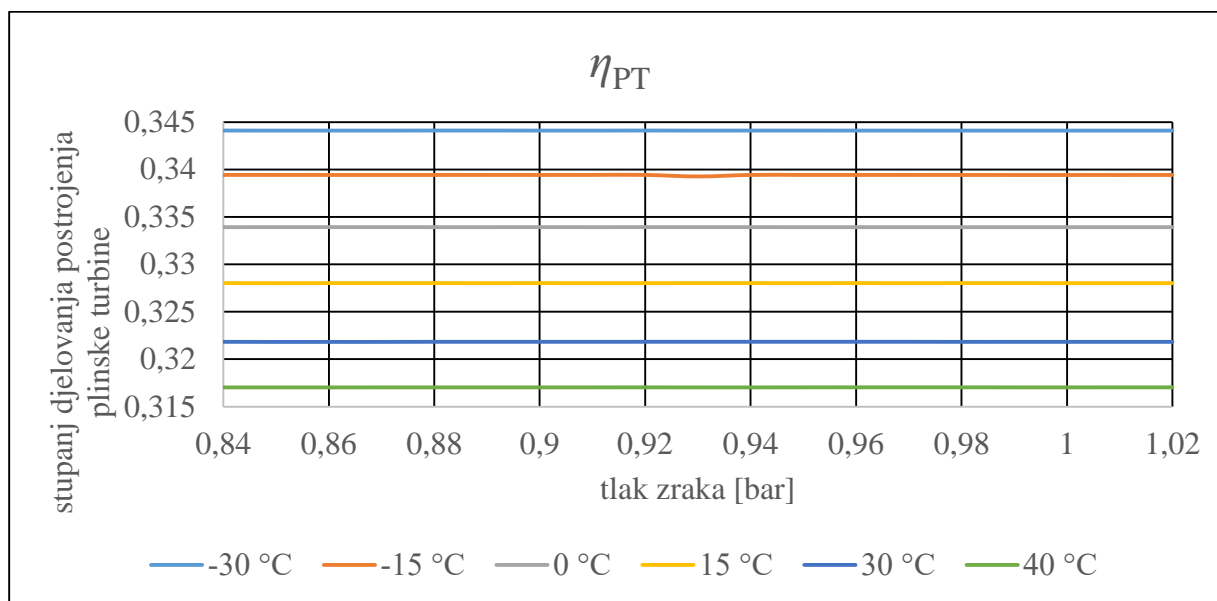


Slika 58. Snaga postrojenja plinske turbine na stezaljkama generatora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

Stupanj djelovanja kompresora približno je konstantan s promjenom tlaka okolišnjeg zraka (Slika 59), a stupanj djelovanja turbine je osim po promjenama temperature okolišnjeg zraka konstantan i po promjeni tlaka okolišnjeg zraka i iznosi $\eta_t = 0,89$. Također, stupanj djelovanja postrojenja je s promjenom tlaka okolišnjeg zraka približno konstantan (Slika 60). Razlog tome je što se ovdje zapravo radi o unutarnjim stupnjevima djelovanja kompresora i turbine, koji su karakteristika strojeva te je proizvođač dao njihove podatke samo s promjenom temperature okolišnjeg zraka i promjenom opterećenja postrojenja.

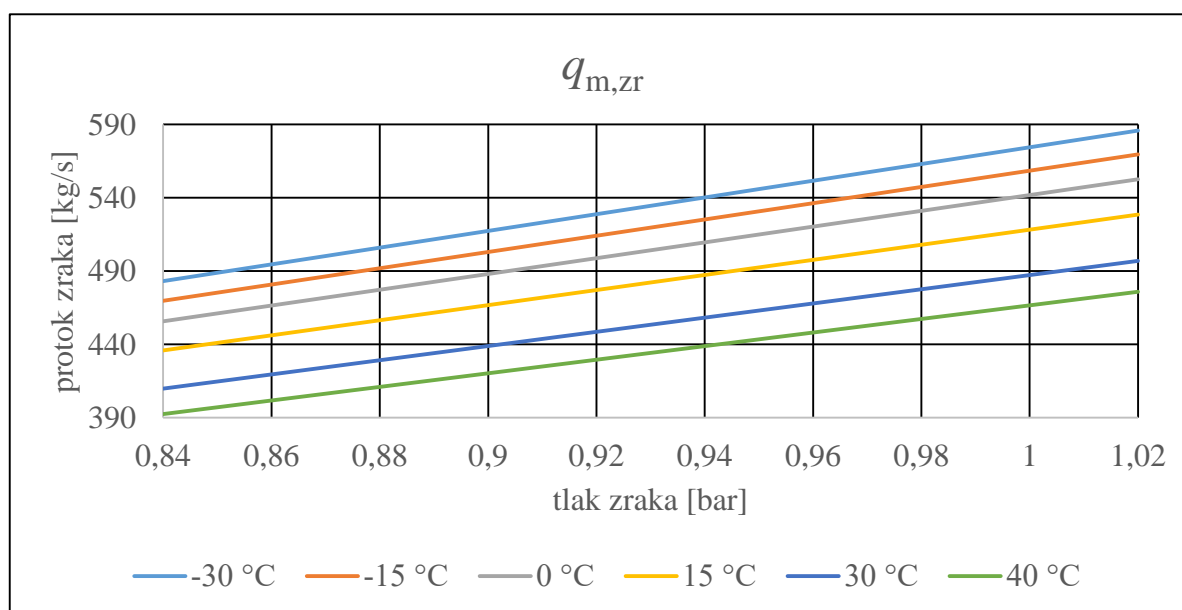


Slika 59. Stupanj djelovanja kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

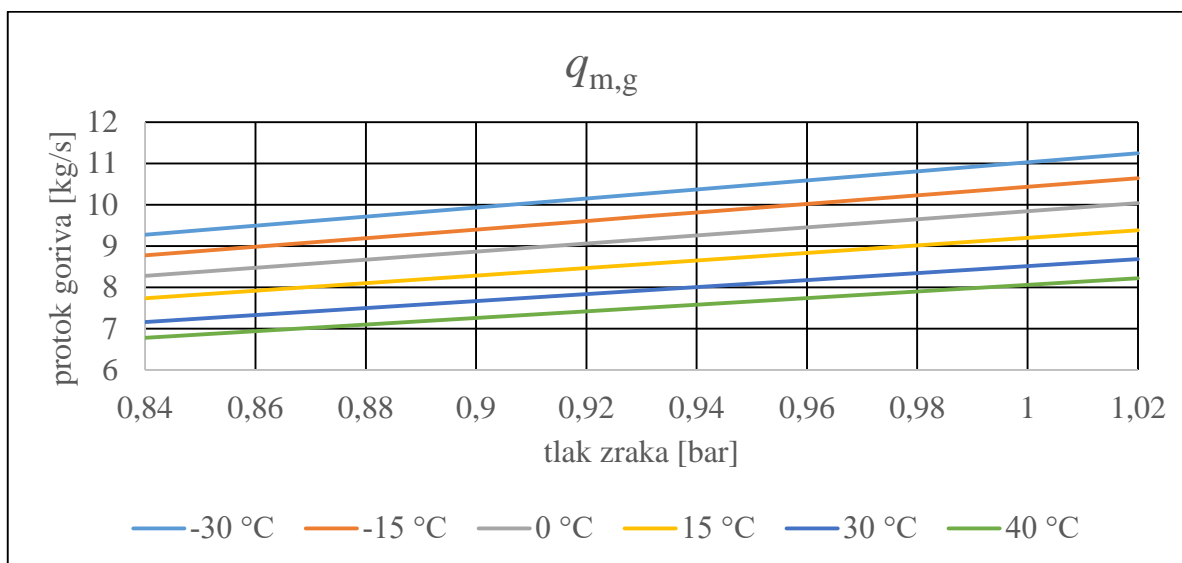


Slika 60. Stupanj djelovanja postrojenja plinske turbine u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

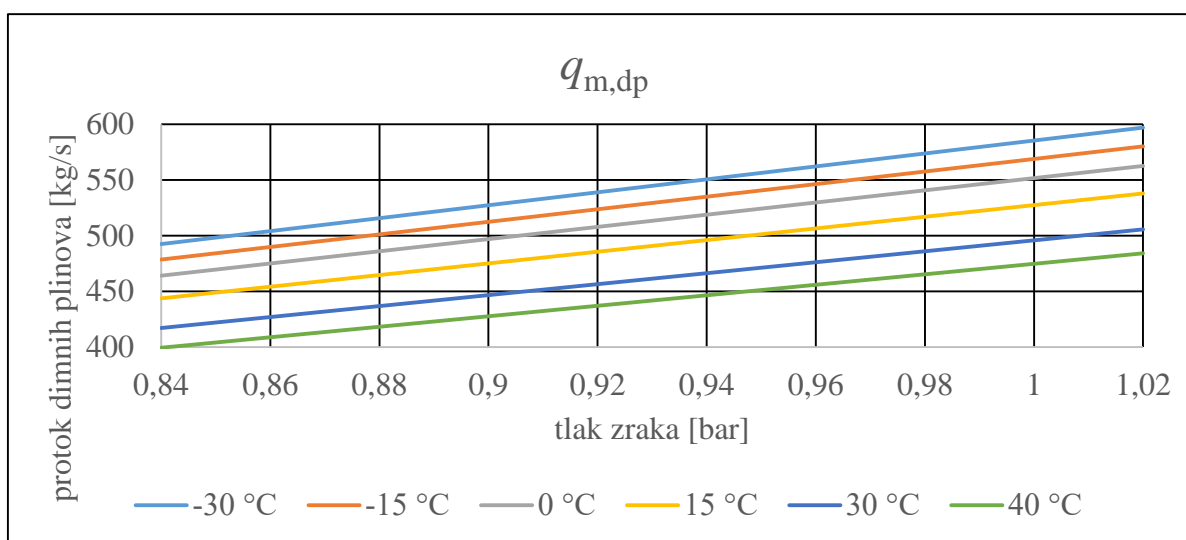
Ovisnosti masenih protoka zraka, goriva i dimnih plinova o promjeni tlaka okolišnjeg zraka prikazane su dijagramski (Slika 61, Slika 62 i Slika 63). Svi protoci linearno rastu povećanjem tlaka okolišnjeg zraka, a uzrok tome je upravo povećanje gustoće okolišnjeg zraka s povećanjem tlaka okolišnjeg zraka.



Slika 61. Maseni protok zraka kroz kompresor u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

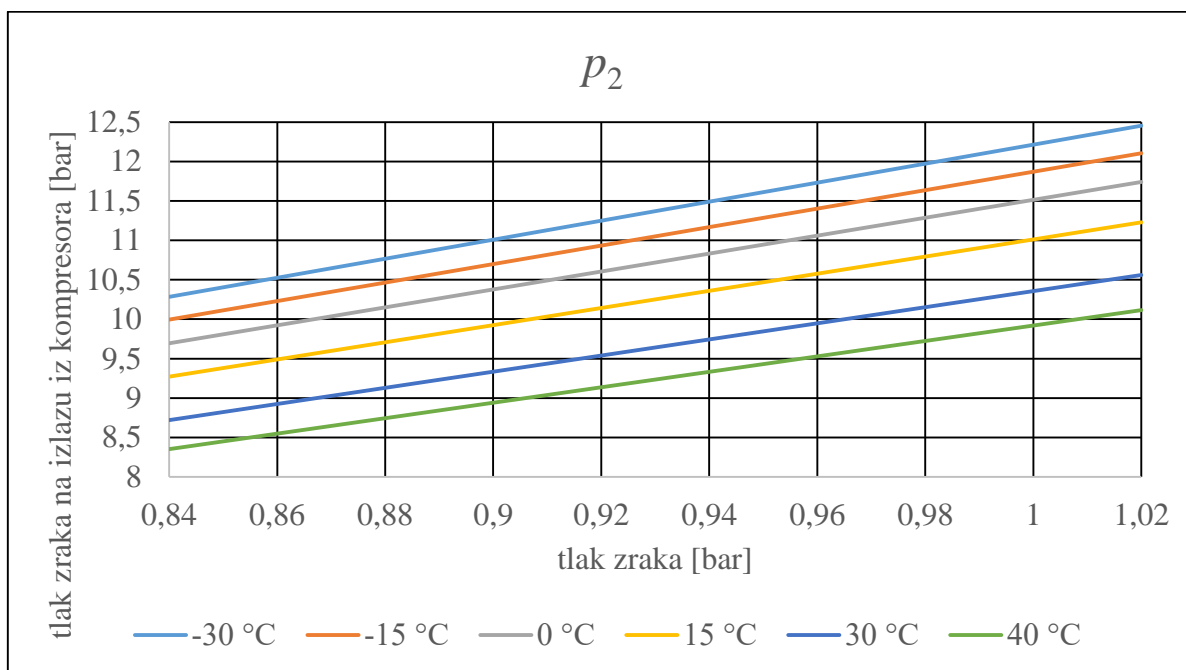


Slika 62. Maseni protok goriva u komoru izgaranja u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka



Slika 63. Maseni protok dimnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

Slika 64 prikazuje ovisnost tlaka zraka na izlazu iz kompresora o tlaku okolišnjeg zraka. Uočava se linearni porast tlaka zraka na izlazu iz kompresora s porastom tlaka okolišnjeg zraka. Porastom tlaka okolišnjeg zraka s 0,84 na 1,02 bara ostvareno je povećanje tlaka zraka na izlazu iz kompresora u iznosu oko 2 bara.



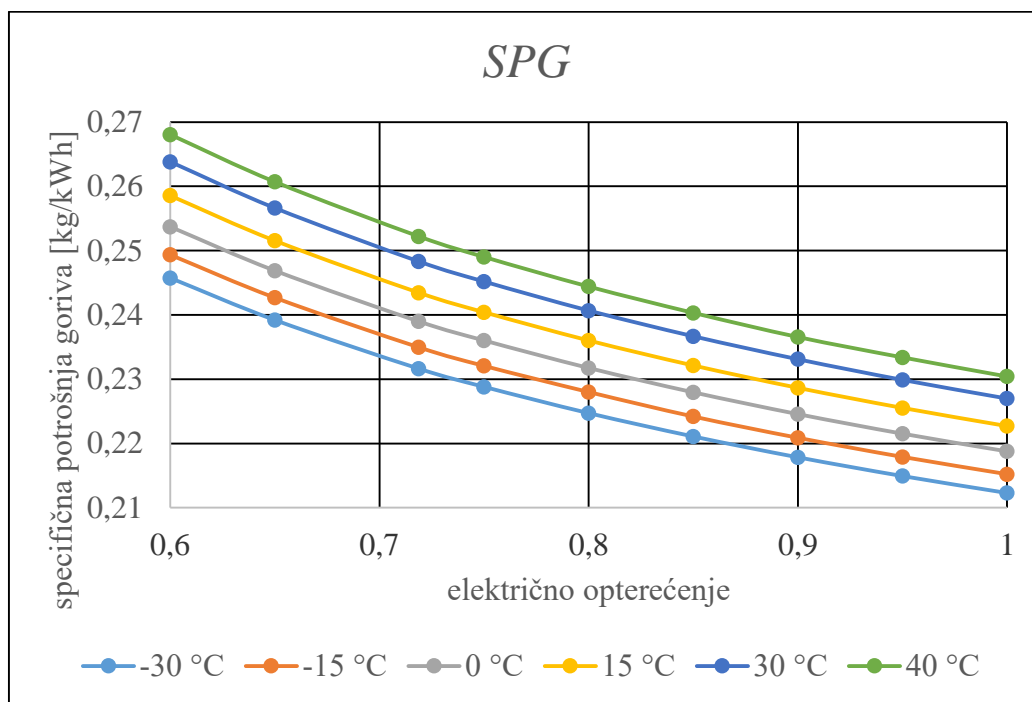
Slika 64. Tlak zraka na izlazu iz kompresora u ovisnosti o tlaku okolišnjeg zraka za različite temperature okolišnjeg zraka

Temperatura zraka na izlazu iz kompresora, temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja i izlazu iz plinske turbine te pretičak zraka nisu prikazani jer su njihove vrijednosti približno konstantne s promjenom tlaka okolišnjeg zraka.

6.5. Specifična potrošnja goriva

Pored svih prethodno prikazanih rezultata proračuna postrojenja plinske turbine zanimljivo je proučiti i specifičnu potrošnju goriva koja se izračunava prema jednadžbi (86). Rezultati za specifičnu potrošnju goriva dani su u dijagramu (Slika 65) za različite temperature okolišnjeg zraka i opterećenja postrojenja. Iz dijagrama je vidljivo kako specifična potrošnja goriva raste s povećanjem temperature okolišnjeg zraka, dok se s povećanjem opterećenja postrojenja smanjuje. Specifična potrošnja goriva se ne razmatra kod različitih tlakova i relativne vlažnosti okolišnjeg zraka jer je u tim slučajevima gotovo konstantna. Dakle, specifična potrošnja goriva ovisi samo o temperaturi okolišnjeg zraka i opterećenju postrojenja.

$$SPG = \frac{q_{m,g} \cdot 3600}{P_{PTA} \cdot 1000} \quad (86)$$



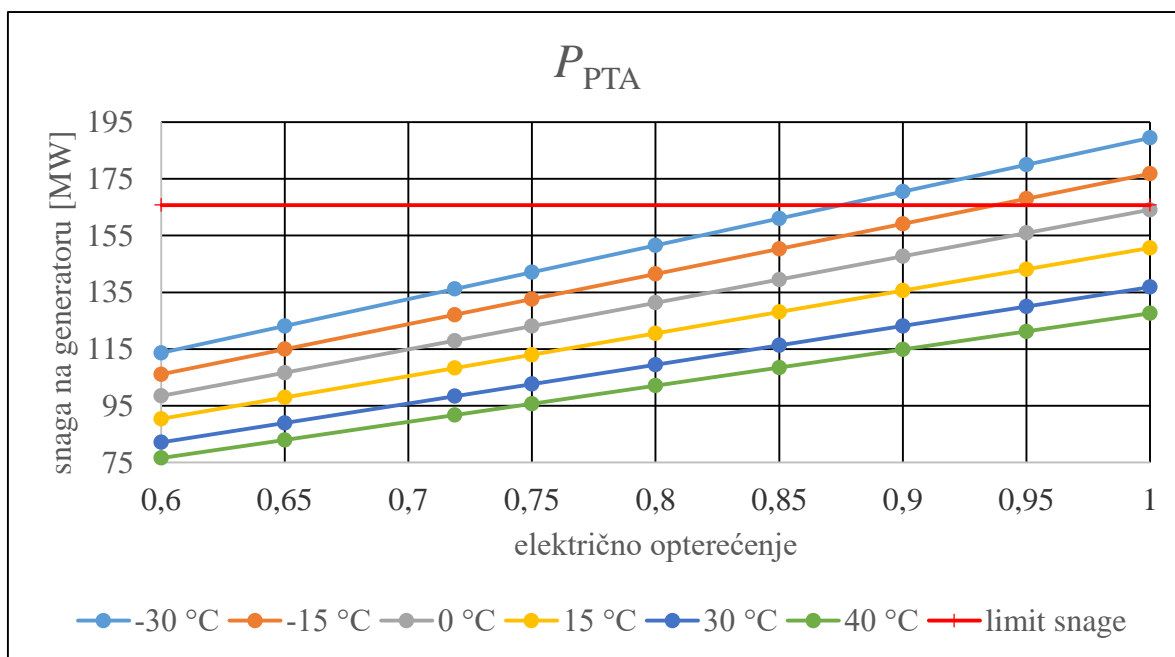
Slika 65. Specifična potrošnja goriva u ovisnosti o opterećenju postrojenja za različite temperature okolišnjeg zraka

7. NEDOPUŠTENA PODRUČJA RADA POSTROJENJA

Već je ranije naglašeno da su u matematičkom modelu zanemarena ograničenja snage postrojenja kako bi se uočili pravi utjecaji parametara okoliša na postrojenje plinske turbine. Slika 66 u principu je ista kao i Slika 25, uz dodanu liniju crvene boje koja predstavlja ograničenje snage postrojenja na vrijednosti od oko 165,73 MW. Ovdje je riječ o najvećoj snazi koju električni generator može podnijeti bez štetnih posljedica. Nazivna snaga električnog generatora iznosi 150,66 MW (ostvarena kod ISO uvjeta okoliša), dok najveća snaga koju generator može podnijeti prema podacima proizvođača iznosi 110 % nazivne snage, što je upravo jednako 165,73 MW. Iz dijagrama se primjećuje kako snaga postrojenja u nekim slučajevima premašuje ograničenu snagu. To se počinje dešavati kada temperatura okolišnjeg zraka padne ispod vrijednosti $-1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Kod 100 % opterećenja postrojenja i temperature okolišnjeg zraka od $-1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ snaga postrojenja upravo postiže najveću dopuštenu vrijednost (165,73 MW). Spuštanjem temperature okolišnjeg zraka ispod $-1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ prelazi se ograničenje snage. Također se primjećuje za temperaturu okolišnjeg zraka od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ da krivulja snage postrojenja prelazi ograničenu vrijednost već na iznosu opterećenja postrojenja $Opt = 0,875$. Zaključak je kako su iznosi električnih opterećenja iznad ograničenja snage samo prividni. Čim postrojenje dosegne ograničenu snagu, regulacijski sustav će smanjivati maseni protok zraka u kompresor (posljedično će pasti protok goriva i dimnih plinova), tako da snaga postrojenja ne prelazi ograničenu vrijednost. Ako temperatura okolišnjeg zraka nastavi padati, kod sve nižih opterećenja doseći će se vrijednost maksimalne snage. Područja iznad maksimalne snage su nedopuštena područja rada postrojenja. Stoga se opterećenje postrojenja u tim slučajevima konstantno smanjuje kako se ne bi prešlo ograničenje snage, dok kontrolni sustav postrojenja javlja da je električno opterećenje jednako $Opt = 1$ (100 %). Dakle, iako je električno opterećenje jednako 100 %, stvarno opterećenje postrojenja ostalo je na vrijednosti 87,5 %. Iz dijagrama se primjećuje kako se stvarno opterećenje spuštanjem temperature okolišnjeg zraka ispod $-1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ smanjuje, dok električno opterećenje iznosi 100 %. Na snazi postrojenja od 165,73 MW iznos električnog opterećenja bio bi zapravo 110 %, ukoliko se opterećenje razmatra u odnosu na nazivnu snagu generatora.

Važno je napomenuti kako se kod ovog razmatranja zanemario utjecaj tlaka okolišnjeg zraka (uzeta konstantna vrijednost od 1,01325 bar), a vlažnost zraka ima zanemariv utjecaj (pogotovo na nižim temperaturama okolišnjeg zraka).

Na kraju se postavlja pitanje zašto se na plinsku turbinu ne bi ugradio električni generator veće snage da se iskoriste povoljni uvjeti okolišnjeg zraka (niska temperatura), no to nije uvijek ekonomski opravdano [14]. Problem može biti i vratilo plinske turbine koje ne može izdržati povećani moment.



Slika 66. Dijagram uz objašnjenje nedopuštenih područja rada – ograničenje snage

8. MOGUĆNOSTI POBOLJŠANJA

Kako se iz rezultata proračuna uočilo smanjenje performansi postrojenja plinske turbine kod povećanih temperatura okolišnjeg zraka (iznad 15 °C), moguće je modificirati postrojenje kako bi se smanjenje performansi ublažilo ili u potpunosti eliminiralo.

Kod povišenih temperatura okolišnjeg zraka moguće je izvesti hlađenje zraka na ulazu u kompresor. Zrak na ulazu u kompresor može se hladiti evaporativnim hlađenjem te hlađenjem klasičnim i apsorpcijskim rashladnim uređajima.

Evaporativno hlađenje specifično je za lokacije s izrazito suhim okolišnjim zrakom i visokim temperaturama istog. Pritom se temperatura zraka snižava od temperature suhog termometra do približno temperature mokrog termometra. Zrak koji struji prema kompresoru kroz uređaj za evaporativno hlađenje predaje potrebnu latentnu toplinu za isparavanje vode s mokrih površina uređaja i time se hladi. Iako se time povećava vlažnost zraka koji ulazi u kompresor, ovakvo hlađenje upravo se koristi iz razloga što je veći utjecaj pada temperature okolišnjeg zraka na poboljšanje performansi postrojenja plinske turbine od utjecaja povećanja vlažnosti zraka na pogoršanje performansi postrojenja.

Hlađenje zraka klasičnim i apsorpcijskim rashladnim uređajima ostvaruje se u izmjenjivačima topline (velikim izmjenjivačkim površinama) kod kojih rashladna voda prolazi unutar cijevi, a zrak koji se hladi struji oko cijevi koje su orebrene zbog veće površine izmjene topline. Rashladna voda se upravo hladi ili klasičnim uređajima za hlađenje (hladnjaci s mehaničkim kompresorom) ili apsorpcijskim uređajima za hlađenje (pogonjeni otpadnom toplinom, s toplinskim kompresorom). Pritom se određeni dio vlage sadržan u pregrijanom obliku u zraku izdvaja prilikom strujanja kroz hladnjak [15].

Snaga postrojenja može se također povećati ubrizgavanjem vodene magle ili vodene pare u komoru izgaranja plinske turbine. Ovo se obično i izvodi kod suvremenih postrojenja, ali prvenstveno zbog redukcije emisija NO_x. Iako se time snižava temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja (zbog trošenja topline na zagrijavanje vodene pare ili isparavanje vodene magle unutar komore jer se one ubrizgavaju u komoru sa približno istim tlakom kao što je tlak zraka iz kompresora, ali s nižim iznosom temperature od dimnih plinova), ubrizgana vodena magla ili vodena para promatraju se kao dodatni maseni protok koji se ubacuje u plinsku turbinu te stoga snaga turbine raste, dok je snaga kompresora ostala ista [14]. Značajno je da se štedi više energije na povišenju tlaka vode zbog puno manje snage pumpe koja povisuje tlak

vode od snage kompresora koji komprimira zrak (voda je praktički nestlačiva, za razliku od zraka).

Važno je prije ugradnje ovakvih poboljšanja u postrojenje opravdati njihovu ekonomičnost.

9. ZAKLJUČAK

Plinske turbine imaju značajnu ulogu u proizvodnji električne energije. Najčešće se nalaze u elektranama kao jedan od sastavnih dijelova kombiniranog ciklusa, u koji može biti uklopljena i kogeneracija. Upravo takvo postrojenje je i blok C TETO Sisak.

Kako su plinske turbine strojevi koji koriste okolišnji zrak za izgaranje u komori izgaranja, vrlo je važno proučiti utjecaje takvog zraka na postrojenje plinske turbine. Mijenjanjem parametara okolišnjeg zraka (temperatura, relativna vlažnost, tlak) mijenjaju se i performanse postrojenja plinske turbine. Promjene parametara okolišnjeg zraka najlakše je pratiti preko promjene gustoće zraka. Gustoća zraka smanjuje se povećanjem njegove temperature, relativne vlažnosti te smanjenjem tlaka. Smanjenjem gustoće okolišnjeg zraka posljedično pada maseni protok zraka u kompresor. Time se smanjuje i maseni protok goriva i dimnih plinova, a snaga postrojenja pada. Za povećanje gustoće zraka vrijedi obrnuto. Padom temperature okolišnjeg zraka smanjuje se snaga kompresora zbog konvergencije izobari u h,s -dijagramu prilikom pomicanja krivulje kompresije u lijevo (odnosno na nižu temperaturu okolišnjeg zraka pri konstantnom tlaku okolišnjeg zraka).

Najveći utjecaj na snagu postrojenja ima temperatura okolišnjeg zraka, gdje se za najniže temperature okolišnjeg zraka ($-30\text{ }^{\circ}\text{C}$) postiže povećanje snage postrojenja za 26 % u odnosu na snagu ostvarenu pri ISO uvjetima okoliša, a za najviše se temperature okolišnjeg zraka ($40\text{ }^{\circ}\text{C}$) postiže smanjenje snage postrojenja za 15 % u odnosu na ISO uvjete. Specifična potrošnja goriva plinske turbine raste s povećanjem temperature okolišnjeg zraka što znači da je potrebno utrošiti veću količinu goriva po jedinici proizvedene električne energije (kg/kWh). Utjecaj relativne vlažnosti zraka na postrojenje se može zanemariti. Njegov utjecaj na snagu pri ISO uvjetima okoliša je svega oko $\pm 1\text{ MW}$. Padom tlaka okolišnjeg zraka od maksimalne vrijednosti (1,01325 bar) na vrijednost od 0,84 bar smanjuje se snaga postrojenja za oko 17 %. Promjena opterećenja turbine postiže se regulacijskim sustavom, a u svrhu podešavanja izlazne snage na stezaljkama generatora (prema zahtjevu elektroenergetskog sustava). Smanjenjem opterećenja smanjit će se snaga postrojenja. Također, regulacijski sustav štiti postrojenje od ulaska u nedopuštena područja rada (prekoračenje limita snage) kada su postignuti uvjeti koji bi povećali snagu postrojenja iznad dopuštene (povoljni uvjeti temperature okolišnjeg zraka). Određenim dodacima i preinakama moguće je poboljšati postrojenje, ali potrebno ih je ekonomski opravdati.

LITERATURA

- [1] <http://proizvodnja.hep.hr/osnovni/termoelektrane/sisak.aspx>, zadnji pristup 14.11.2016.
- [2] <http://mojsisak.com/blok-c-te-to-sisak-od-sutra-u-pokusnom-radu/>, zadnji pristup 14.11.2016.
- [3] Apo d.o.o. i Ekonerg d.o.o. : Tehničko-tehnološko rješenje postrojenja Kombi kogeneracijske elektrane Sisak 230 MW_e/50 MW_t – TE Sisak Blok C, Zagreb, prosinac 2013.
- [4] Guzović, Z. : Konstrukcija i proračun čvrstoće elemenata parnih i plinskih turbina, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [5] Bogdan, Ž. : Termoenergetska postrojenja; interna skripta, FSB, Zagreb, 2012.
- [6] Begović, M. : Održavanje nazivnih performansi plinske turbine pri povišenim temperaturama okoliša, Energija, god. 58(2009), br. 2, str. 192-207
- [7] <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node85.html>, zadnji pristup 16.11.2016.
- [8] Galović, A. : Termodinamika 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2008.
- [9] Guzović, Z. : Teorija turbostrojeva; podloge za pripremanje ispita, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [10] Galović, A. : Termodinamika 2, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [11] <http://www.sugartech.co.za/psychro/>, zadnji pristup 15.11.2016.
- [12] Pathirathna, K.A.B. : GAS TURBINE THERMODYNAMIC AND PERFORMANCE ANALYSIS METHODS USING AVAILABLE CATALOG DATA; Master's Thesis, University of Gävle, 2013.
- [13] GAS TURBINE UNIT GTE-160 for CCP-230 of CHP plant SISAK-3, Croatia, Technical offer for delivery
- [14] Kowalczyk, B., Kowalczyk, C., Rolf, R. M., Badyda, K. : Model of an ANSALDO V94.2 gas turbine from Lublin Wrotków Combined Heat and Power Plant using GateCycle™ software; Journal of Power Technologies 94 (3), 2014., str. 190-195
- [15] Santos, A. P., Andrade, C. R. : Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites; J. Aerosp. Technol. Manag., São José dos Campos, Vol.4, No 3, srpanj-rujan 2012., str. 341-353