

SVEUČILIŠTE U RIJECI
POMORSKI FAKULTET U RIJECI

David Tonković

TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE SNAGE 30 MW

DIPLOMSKI RAD

Rijeka, 2013.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
POMORSKI FAKULTET U RIJECI

TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE SNAGE 30 MW

DIPLOMSKI RAD

Predmet: Prijenos topline i mase

Mentor: prof. dr. sc. Enco Tireli

Student: David Tonković

Studijski smjer: Brodostrojarstvo i tehnologija pomorskog prometa

JMBAG: 0069040063

Rijeka, listopad 2013.

SADRŽAJ

1. UVOD	4
1.1. COGES postrojenje	5
1.2. Prednosti u održavanju	6
1.3. Prednosti u zaštiti okoliša.....	6
2. BRODSKE PLINSKE TURBINE	7
3. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE SNAGE 30 MW.....	11
3.1. Shematski prikaz toplinskog procesa plinske turbine	13
4. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE ZA 1. STUPANJ	20
4.1. Prvi akcijski stupanj plinske turbine	25
5. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE ZA 2. STUPANJ	35
6. PLINSKOTURBINSKO POSTROJENJE.....	47
6.1. Kombinirani proces plinskoturbinskog i parnoturbinskog postrojenja	59
ZAKLJUČAK	61
LITERATURA.....	62
POPIS SLIKA	63
POPIS TABLICA.....	63

Zadatak:

Za pogon LNG broda koristi se (prema slici 2.) u kombiniranom parno-plinskom pogonu (COGES) plinska turbina snage 30 MW na spojci s generatorom električne energije.

Potrebno je izvršiti kontrolni termotehnički proračun snage i ostalih značajki.

U nastavku daje se prikaz poznatih podataka za plinsku turbinu

Tablica 1: Poznati podaci za termotehnički proračun

Ulazni podaci za proračun	Vrijednost	Jedinica
Masa goriva za izgaranje	$m_g = 1,41$	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Faktor pretička zraka za izgaranje	$\lambda = 4$	
Temperatura zraka na ulazu u kompresor	$T_1 = 300$	K
Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu	$T_3 = 1.411$	K
Tlak zraka na ulazu u kompresor	$p_1 = 1$	bar
Tlak zraka na izlazu iz kompresora	$p_2 = 15$	bar
Tlak plinova na ulazu u stupanj turbine	$p_0 = 15$	bar
Tlak plinova na izlazu iz stupnja turbine	$p_2 = 1$	bar

Politropski eksponent kompresije zraka	$n_k = 1,45$	
Politropski eksponent ekspanzije plinova izgaranja	$n_e = 1,34$	
Izentropski eksponent za zrak	$k_z = 1,4$	
Stvarni politropski eksponent plinova	$k_p = 1,325$	
Stupanj regeneracije topline	$\eta_R = 0,9$	
Zadan toplinski kapacitet zraka	$c_{pZ} = 1.000$	$\frac{J}{kgK}$
Zadan toplinski kapacitet plinova	$c_{pP} = 1.000$	$\frac{J}{kgK}$
Stvarni toplinski kapacitet plinova	$c_{pP} = 1.184$	$\frac{J}{kgK}$
Opća plinska konstanta	$R = 8.314$	$\frac{J}{kmolK}$
Plinska konstanta za zrak	$R_z = 287$	$\frac{J}{kgK}$
Plinska konstanta za plinove	$R_p = 290$	$\frac{J}{kgK}$
Iskoristivost komore za izgaranje	$\eta_{ki} = 0,97$	

Mehanički stupanje djelovanja turbine	$\eta_m = 0,99$	
Toplinska vrijednost goriva	Hd = 50.000	$\frac{kJ}{kg}$
Molna masa zraka	28,95	$\frac{kg}{kmol}$

1. UVOD

Najnovija poboljšanja plinskih pogonskih turbina stvaraju mogućnosti za izbor upravo tog pogona na velikim LNG brodovima. U stručnim člancima objavljeni su novi koncepti COGES pogona (kombinacija plinskog, električnog i parnog pogona). Upravo za takvu kombinaciju pogona potrebno je izvršiti kontrolni termotehnički proračun plinske turbine i za poznati promjer kola rotora odrediti i brzinu vrtnje rotora odrediti dužinu lopatica za prva dva stupnja od četiri ugrađena.

Razvoj plinskih turbina doživio je najveći zamah kod plinski turbina za propulziju aviona. Takve su plinske turbine prilagođene primjeni na stacionarnim postrojenjima na kopnu i na brodovima. Stoga one predstavljaju nasljednika parnih turbina budući da imaju jednake prednosti pred drugim pogonima a to su: velika izlazna snaga, sposobnost sagorijevanja dizelskog goriva kao i plina koji isparava na LNG brodovima. Održavanje turbina iziskuje također relativno niske troškove te su se dokazale vrlo pouzdanima pogotovo na ratnim brodovima gdje se koriste već 40 godina¹. Tako kombinirani pogoni imaju veću efikasnost od i nižu emisiju CO₂.

Sporohodni dizelski motori i srednjohodni dizelski motori koji koriste i prirodni plin nude veću iskoristivost nad postrojenjima sa parnim turbinama, no pogon sa sporohodnim dizelskim motorima zahtjevaju skupocijeno postrojenje za ukapljivanje prirodnog plina i vraćanje u spremnike tereta.

Dva velika proizvođača, Rolls-Royce i GE Marine nude efikasnije pogonske izvedbe sa plinskim turbinama koje iskorištavaju ispareni prirodni plin za pogon. Obje kompanije su razvile alternativni sistem pogona za LNG brodove koji nudi više prostora za prijevoz tereta na brodovima, povećanu manevarsku fleksibilnost pogona i veliku novčanu uštedu kroz cijeli radni vijek pogona².

¹ The Motor Ship: "LNG carriers running out of fuel", January/February 2005.

² Ibidem

1.1. COGES postrojenje

Rolls-Royce tvrdi da njegova izvedba kombiniranog plinsko turbinskog i parnog električnog sustava (COGES) koji napaja brodsku električnu mrežu, je vrlo isplativa izvedba kada se uzme u obzir omjer uloženog i dobivenog. Pogonsko postrojenje se bazira na plinskoj turbini MT30 koja primarno koristi za gorivo teret tj. ispareni dio plina. Izlazna snaga takve turbine je 36 MW³.

Ovakvo pogonsko postrojenje može biti ugrađeno na samoj krmi broda, zbog male težine i volumena kompletnog postrojenja. Stoga se oslobađa dio prostora za dodatni teret te se može prevoziti čak do 10% više tereta⁴.

U COGES izvedbi MT30 je opremljen i sa sustavom za iskorištavanje otpadne topline (HRSG "heat recovery steam generator"⁵) koji koristi otpadnu toplinu ispušnih plinova za proizvodnju pare. Ona se dalje koristi za pogon parne turbine snage 10MW koja proizvodi dodatnu električnu energiju, te se time omogućuje da COGES sustav postigne učinkovitost koja prelazi 50%, koja je znatno veća od 30% učinkovitosti za sustave s parnom turbinom, premda se trebaju uzeti u obzir gubici ostalih sustava⁶.

Električna energija se predaje električnoj mreži te zatim u visokonaponske sabirnice od kuda se konvertira da omogući pogon promjenive brzine za električne porivne motore. Za manevriranje u luci koristi se ili mala plinska turbina snage 5MW ili pomoćna parna turbina. Sustav koji nudi Rolls-Royce temelji se na najsuvremenijoj plinskoj turbini MT30, snage 36 MW, dok sustav američkog proizvođača GE Marine se temelji na njihovoj plinskoj turbini LM2500+ koja ima izlaznu snagu 30MW.

Obadva proizvođača također nude jednostavno plinskoturbinsko postrojenje bez elementa pare, premda to znači 10% nižu učinkovitost. Također postoji i mogućnost direktnog pogona te je u tom slučaju plinska turbina direktno spojena na propeler preko redukcije okretaja. U tom slučaju električna snaga se dobiva preko sustava za iskorištavanje otpadne topline i/ili osovinskim generatorom.

³ Ibidem

⁴ The Motor Ship: "LNG carriers running out of fuel", January/February 2005.

⁵ Ibidem

⁶ Ibidem

1.2. Prednosti u održavanju

Održavanje suvremenih plinskih turbina i potrebni nadzor nad njima se veoma razlikuje od dizelskih motora i parnih sustava. Plinske turbine za pogon brodova razvile su se iz plinskih turbina koje su korištene za zračni prijevoz a one su morale raditi bez nadzora na određeno vrijeme. Kao rezultat toga MT30 zahtjeva manje od 8 sati održavanja mjesečno i to većinom se obavlja vizualna inspekcija. Naravno da tako mala potreba za održavanjem se može uklopiti u radni plan svakog LNG broda i rasteretiti brodski inženjerski kadar⁷.

Obnavljanje plinske turbine je postupak koji se ne obavlja na brodu i stoga je lakše izvaditi i zamjeniti glavnu plinsku turbinu te je poslati na temeljni pregled. Iako takav pothvat zvuči teško izvediv, turbina se može izvaditi i zamjeniti u 12 sati. Pomoćna turbina će pružiti svu potrebnu snagu za manevriranje u luci i omogućiti da se MT30 pogon isključi. To je također jedna od prednosti električnog pogonskog sustava.

1.3. Prednosti u zaštiti okoliša

Plinske turbine su odavno prepoznate kao vrlo ekološki prihvatljive za proizvodnju snage, te pomorske regulative su najviše rađene zbog dizelskih motora, jer plinske turbine proizvode puno manju emisiju štetnih plinova nego sporohodni dizelski motori pogonjeni teškim gorivom.

Sveukupna LNG industrija se bazira na transportu plina za čistu proizvodnju električne energije, često i na kopnenim električnim centralama sa plinskim turbinama za koje su zahtjevana tolerancija štetnih emisija vrlo niska. Bilo bi vrlo paradoksalno da se čisto gorivo transportira oceanima u brodovima koje sagorijevaju teško gorivo. Bilokakve dodatne takse na ugljen samo će pridonijeti ekonomičnosti ovih ekološki vrlo prihvatljivih pogonskih postrojenja na kopnu.

⁷ The Motor Ship: "LNG carriers running out of fuel", January/February 2005.

2. BRODSKE PLINSKE TURBINE

Parne i plinske turbine toplinski su strojevi pomoću kojih se toplinska energija pare ili plina pretvara u mehanički rad. Ti su se toplinski strojevi počeli brže razvijati u 19. stoljeću, premda je princip rada bio poznat još u starom vijeku⁸.

Prvu plinsku turbinu koja se mogla koristiti, konstruirao je norveški inženjer Elling 1903. godine, a ideju da se plinske turbine mogu koristiti za pogon turbopuhala razvio je švicarski inženjer Buchi 1905. godine. Prva plinska turbina koja se koristila za propulziju broda bila je instalirana 1956. godine na GTS John Sergeant. Turbinu je proizveo *General Electric*, a imala je snagu od približno 5.000 kW.

Plinske turbine imaju široku primjenu, pa su zbog toga nastali različiti tipovi koji se razlikuju po osnovnoj strukturi uređaja i veličini jedinične snage. Turbine većih snaga mogu imati i do tri kompresora, dvije turbine i više komora izgaranja. Prednosti plinskih turbina, s obzirom na parne turbine i motore s unutrašnjim izgaranjem jesu⁹:

- relativno niski tlakovi radnog sredstva
- visoki broj okreta; od 3 do 28000 u minuti,
- miran hod, bez pulsirajućih inercijskih sila,
- volumen komora izgaranja neusporedivo je manji od prostora izgaranja kod generatora pare,
- manja im je specifična masa po kW, a iznosi od 0,4 do 12 kg/kW, dok kod parnih turbina iznosi 20 do 40 kg/kW, a kod motora s unutarnjim izgaranjem 40 do 80 kg/kW,
- vrijeme stavljanja u pogon vrlo je kratko i bez posljedica toplinskih preopterećenja,
- nije potrebna rashladna voda, jer nema kondenzacije,
- vodu troše samo za hlađenje ulja i pojedinih dijelova kućišta turbine,
- jedinična snaga je mnogo veća i bez ppteškoća prelaze 100.000 kW,
- laka automatizacija i upravljanje,
- manji broj posade,
- zauzimaju manje prostora.

⁸ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001, str. 11.

⁹ <http://share.pdfonline.com/f3d623b67bc84be1a8902e7d6092d712/PLINSKE%20ODGOV.pdf> (19.9.2013.)

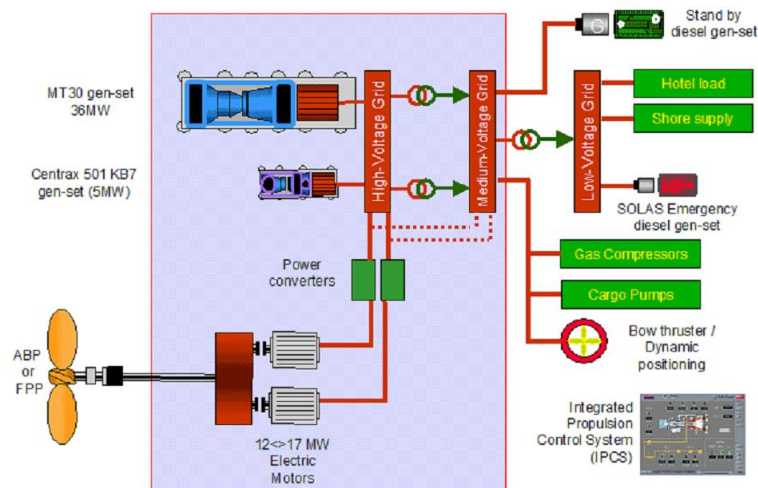
Danas se u praksi najčešće susreće plinsko turbinsko postrojenje otvorenog procesa, gdje produkti izgaranja izravno prolaze kroz turbinu. Iako plinsko turbinsko postrojenje ima mnoge prednosti kad se uzme u odnos omjer snage i veličine postrojenja, iskoristivost i povećanje iskoristivog prostora za teret, još uvijek nije prihvaćeno kao nova vrsta postrojenja na LNG brodovima. Postrojenje sa plinskim turbinama bazira se na električnom pogonu, budući da mehanički pogon preko reduktora broja okretaja nije prikladan za LNG brodove jer se gube mnoge prednosti koje nudi plinska turbina poput jednostavnosti ugradnje turbine, manje potrebnih električnih generatora.

Mogući pogoni s plinskom turbinom su:

- Plinskoturbinsko postrojenje otvorenog procesa, obično sastavljeno od jedne glavne turbine i jedne pomoćne turbine.
- Kombinirano plinsko i parno postrojenje, koje je slično plinskoturbinskompostrojenju otvorenog procesa što se tiče plinskih turbina, no ima dodatno i utilizator radi poboljšanja stupnja djelovanja. On iskorištava otpadnu toplinu ispušnih plinova i proizvodi paru za proizvodnju električne energije preko parne turbine¹⁰.

Sljedeće slike prikazuju uobičajeni raspored turbina na tri plinskoturbinska postrojenja.

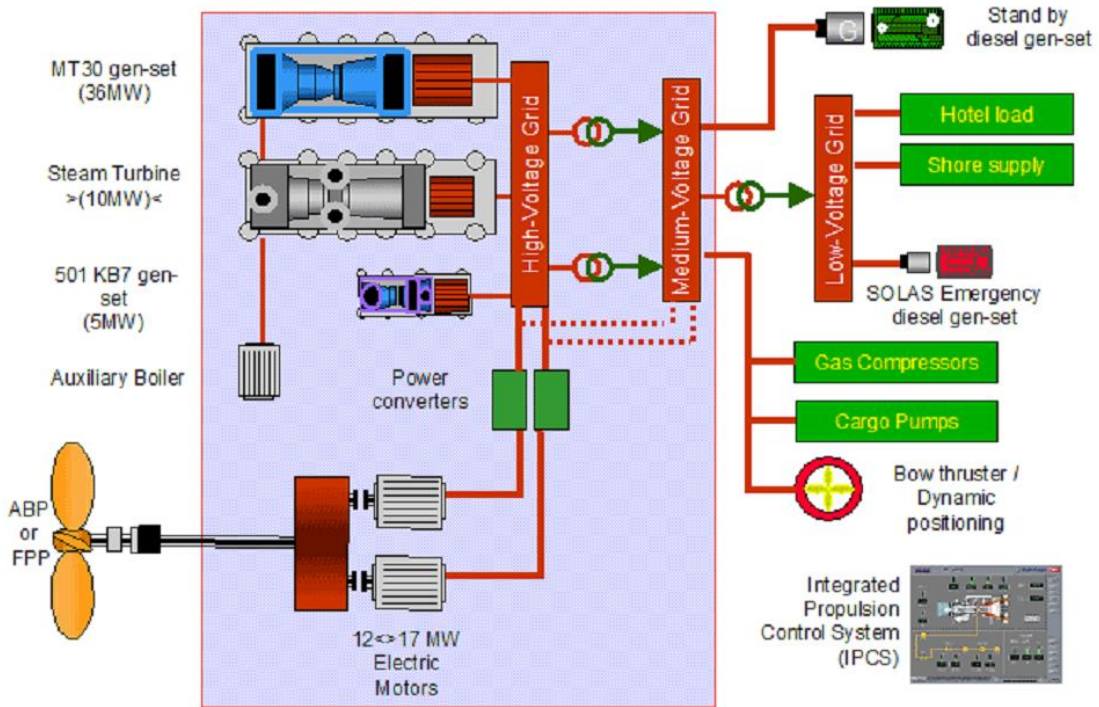
Slika 1: Plinskoturbinsko postrojenje otvorenog procesa



Izvor: http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

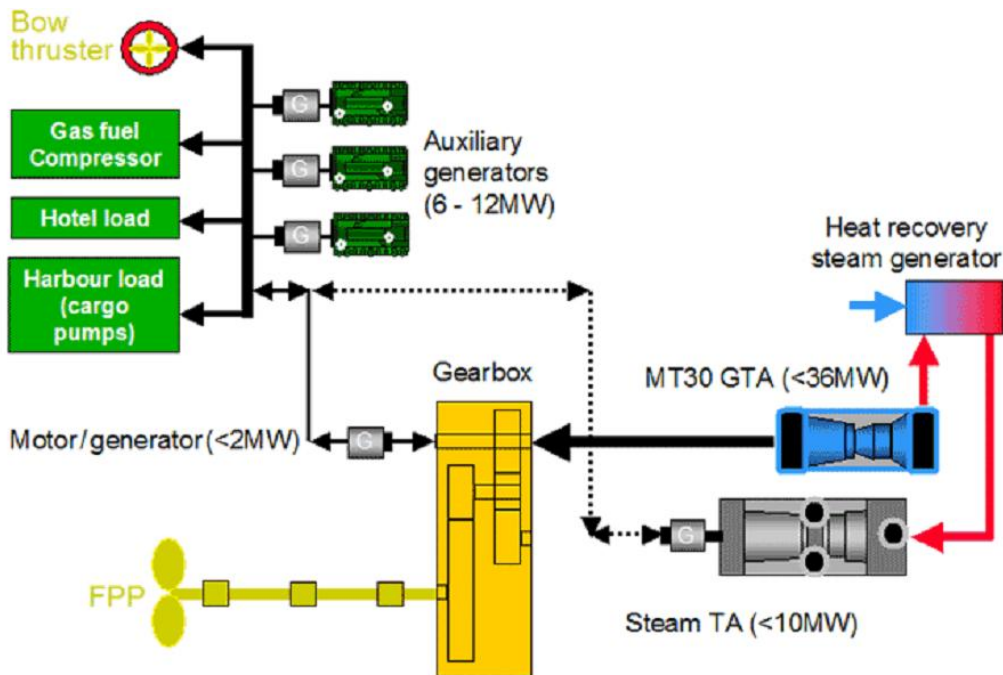
¹⁰ http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

Slika 2: Kombinirano plinsko i parno postrojenje (COGES)



Izvor: http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

Slika 3: Direktni pogon



Izvor: http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

Prednosti koje nude ovakva postrojenja su mnoge¹¹:

- Povećanje iskoristivog teretnog prostora,
- Smanjena težina i volumen postrojenja,
- Smanjeni troškovi postavljanja postrojenja,
- Smanjena buka i vibracije,
- Lakše održavanje postrojenja,
- Povećana iskoristivost toplinske energije u usporedbi sa parnim turbinama,
- Korištenje prirodnog plina za gorivo, koji dnevno isparava od sveukupnog tereta LNG brodova.

¹¹ http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

3. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE SNAGE 30 MW

Ovaj proračun plinske turbine snage 30 MW riješit ćemo uz pomoć ulaznih podataka koje unaprijed znamo ili smo izračunali. Ti podaci navedeni su u Tablici 1, koja je podjeljena u tri stupca. U prvom stupcu je naziv pojedinih podataka u drugom njihova vrijednost te u trećem stupcu se nalazi jedinica za te vrijednosti.

Nakon što su zadani ulazni podaci prvi korak u proračunu je izračun stehiometrijske mase zraka za izgaranje:

$$m = \text{CH}_4 \quad 100\% \quad m_u = 12,011 + 4 \cdot 1,0079 \approx 16 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$c = \frac{12}{16} = 0,75 \frac{\text{kg}_c}{\text{kg}_g}$$

$$h = \frac{4}{16} = 0,25 \frac{\text{kg}_h}{\text{kg}_g}$$

$$O_{min} = \frac{h}{4} + \frac{c}{12} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} = \frac{0,25}{4} + \frac{0,75}{12} + 0 - 0 = 0,0625 + 0,0625 = 0,125 \frac{\text{kmolO}_2}{\text{kg}_g}$$

$$L_{min} = 0,125 \cdot 32 = 4 \frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_g}$$

$$L_{min} = \frac{4}{0,23} = 17,21 \frac{\text{kg}_z}{\text{kg}_g}$$

Međutim stvarna masa zraka za izgaranje iznosi:

$$m_z = \lambda \cdot L_{min} \cdot m_g = 4 \cdot 17,21 \cdot 1,41 = 97,059 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

I ona ujedno predstavlja masu zraka za izgaranje na ulasku u kompresor.

Nakon što smo to izračunali, možemo izračunati masu plinova nakon izgaranja tako da stvarnoj masi zraka za izgaranje pribrojimo masu goriva za izgaranje:

$$m_p = m_z + m_g = 97,059 + 1,41 = 98,469 \frac{kg}{s}$$

Stupanj kompresije je bezdimenzijski broj i važan parametar za termotehnički proračun plinske turbine, te ćemo ga izračunati omjerom tlaka zraka na izlazu iz kompresora i tlaka zraka na ulazu u kompresor:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{15}{1} = 15$$

Molnu masu goriva izračunali smo u prethodnim koracima te ona iznosi:

$$m_m = 16 \frac{kg}{kmol}$$

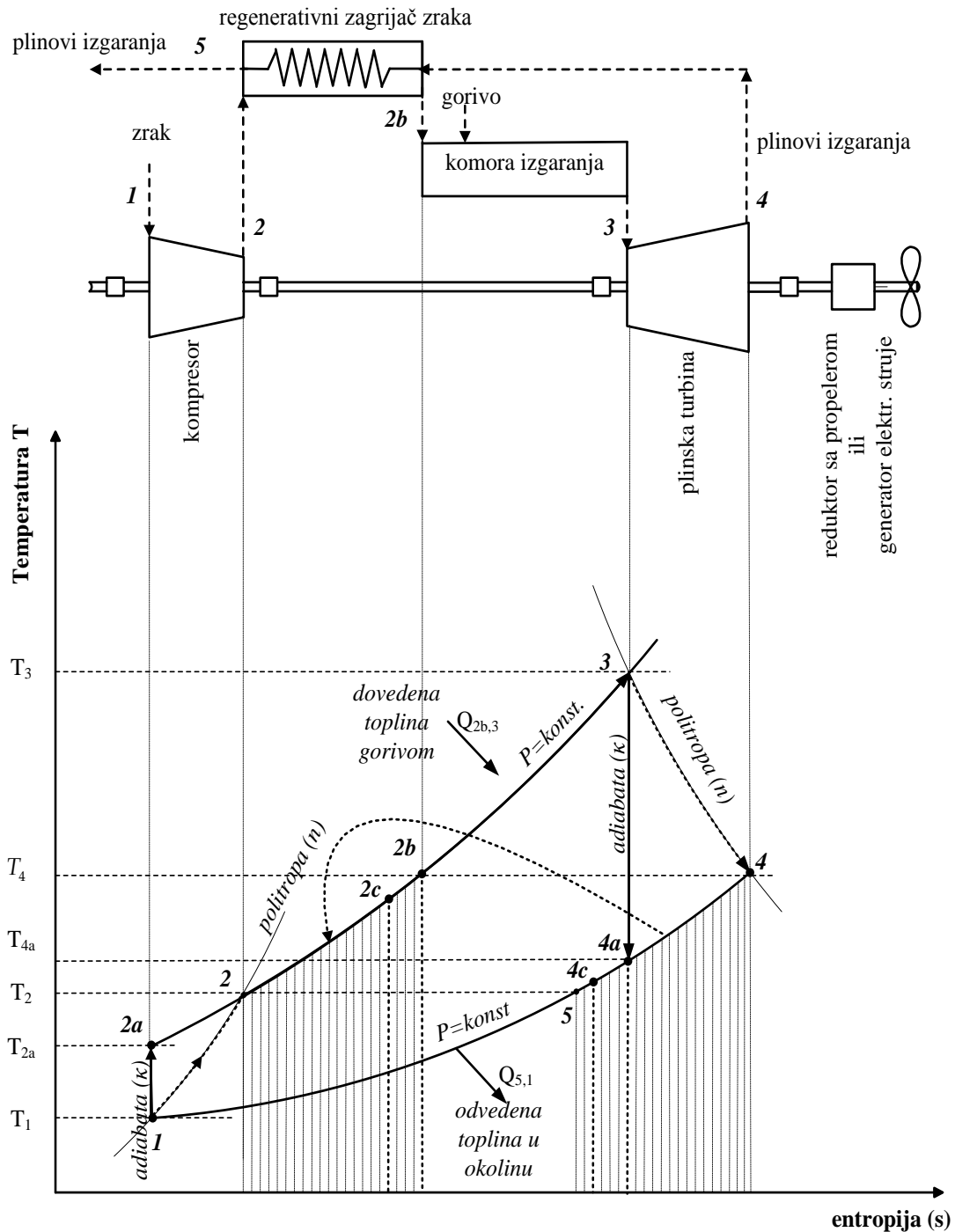
Plinske konstante dobiti ćemo tako da podijelimo opću plinsku konstantu sa odgovarajućom masom, molnom masom zraka za plinsku konstantu zraka, te molnom masom goriva za plinsku konstantu goriva:

$$\text{Zraka: } R_z = \frac{R}{28,95} = \frac{8.314}{28,95} = 287 \frac{J}{kgK}$$

$$\text{Goriva: } R_g = \frac{R}{16} = \frac{8.314}{16} = 520 \frac{J}{kgK}$$

3.1. Shematski prikaz toplinskog procesa plinske turbine

Slika 4: Prikaz toplinskog procesa plinske turbine



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

Za proračun plinske turbine potrebno je odrediti temperature na određenim točkama prikazanim na slici 4, gdje je prikazano shematski kako se odvija toplinski proces plinske turbine.

Prvo ćemo izračunati temperaturu zraka na izlazu iz kompresora (adijabata) formulom koja glasi:

$$T_{2a} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_z-1}{k_z}} = 300 \cdot 15^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 650 \text{ K}$$

Zatim ćemo izračunati temperaturu zraka na izlazu iz kompresora (politropa) slijedećom formulom:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 300 \cdot 15^{\frac{1,45-1}{1,45}} = 695 \text{ K}$$

Temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu je zadana kao ulazni podatak za ovaj proračun te ona iznosi:

$$T_3 = 1.411 \text{ K}$$

Budući da znamo maksimalnu temperaturu plinova izgaranja na ulazu u turbinu možemo izračunati temperatura plinova izgaranja na izlazu iz turbine (adijabata) za slučaj da se cijela ekspanzija odvija u jednom stupnju:

$$T_{4a} = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k_z-1}{k_z}} = 1.411 \cdot \left(\frac{1}{15}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 651 \text{ K}$$

Uz pomoć maksimalne temeprature plinova izgaranja na ulazu u turbinu možemo također izračunati i temperaturu plinova izgaranja na izlazu iz turbine (politropa) slijedećom formulom:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n_e-1}{n_e}} = 1\,411 \cdot \left(\frac{1}{15}\right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 815\text{ K}$$

Također za daljnji proračun nam je potrebno izračunati temperaturu zraka nakon regeneratora. Radi jednostavnosti računat ćemo kao da su toplinski kapaciteti zraka i plinova jednaki.

$$T_{2c} = \frac{\eta_R \cdot m_p \cdot c_{pp} \cdot (T_4 - T_2) + m_z \cdot c_{pz} \cdot T_2}{m_z \cdot c_{pz}}$$

$$= \frac{0,9 \cdot 98,469 \cdot 1.000 \cdot (710 - 695) + 97,059 \cdot 1.000 \cdot 695}{97,059 \cdot 1.000} = 709\text{ K}$$

Nakon što su sve temperature izračunate može se izračunati raspoloživa toplina plinova u regeneratoru:

$$Q_{pr} = m_p \cdot c_{pp} \cdot (T_4 - T_2) = 98,469 \cdot 1.000 \cdot (710 - 695) = 1.433.557 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Uz pomoć stupnja regeneracije topline izračunat ćemo preuzetu toplinu na zrak u regeneratoru:

$$Q_{zr} = \eta_R \cdot Q_{pr} = 0,9 \cdot 1.433.557 = 1.290.201 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Konačno dolazimo i do teoretskog mogućeg rada na turbini:

$$L_{tt} = m_p \cdot c_{pp} \cdot (T_3 - T_{4a}) = 98,469 \cdot 1.000 \cdot (1.411 - 651) = 74.848.248 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Naravno da se teoretski mogući rad na turbini mora umanjiti za gubitak s mehaničkim stupnjem djelovanja turbine kako bismo dobili stvarni raspoloživi rad na turbini:

$$L_{tn} = m_p \cdot c_{pp} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_m = 98,469 \cdot 1.000 \cdot (1.411 - 710) \cdot 0,99 = 68.359.210 \frac{J}{s}$$

Teoretski utrošeni rad kompresora izračunati ćemo uz pomoć sljedeće formule:

$$L_{kt} = m_z \cdot c_{pz} \cdot (T_{2a} - T_1) = 97,059 \cdot 1.000 \cdot (650 - 300) = 34.004.644 \frac{J}{s}$$

Stvarni rad kompresora je nešto veći budući da je temperatura zraka na izlazu iz kompresije T_2 (politropa) nešto veća od T_{2a} (adijabata):

$$L_{ks} = m_z \cdot c_{pz} \cdot (T_2 - T_1) = 97.059 \cdot 1.000 \cdot (695 - 300) = 38.358.542 \frac{J}{s}$$

U sljedećem koraku izračunali smo stupanj djelovanja turbine omjerom stvarnog raspoloživog rada na turbini i teoretskog mogućeg rada na turbini:

$$\eta_T = \frac{L_{tn}}{L_{tt}} = \frac{68.359.210}{74.848.248} = 0,91$$

Stupanj djelovanja kompresora dobiti ćemo tako da podijelimo teoretski mogući rad kompresora sa stvarnim radom kompresora:

$$\eta_K = \frac{L_{kt}}{L_{ks}} = \frac{34.004.644}{38.358.542} = 0,89$$

Ukupni stupanj djelovanja plinskoturbinskog pogona je veoma važan za faktor pogona te on iznosi:

$$\eta_u = \frac{L_{tn} - L_{ks}}{m_p \cdot c_{pp} \cdot \frac{T_3 - T_{2c}}{\eta_{ki}}} = \frac{68.359.210 - 38.004.644}{98,469 \cdot 1.000 \cdot \frac{1.411 - 709}{0,97}} = 0,42936$$

Konačno dolazimo do ključnog koraka izračuna snage plinskoturbinskog postrojenja te ćemo ga izračunati tako da od raspoloživog rada na turbini oduzmemo stvarni rad kompresora te podijelimo sa 1.000 da riješenje dobijemo u *kW*, odnosno u *MW* kada još jedanput podijelimo sa 1.000:

$$P_{Tn} = \frac{L_{tn} - L_{ks}}{1.000} = \frac{68.359.210 - 38.358.542}{1.000} = 30.001 \text{ kW} = 30 \text{ MW}$$

Zatim smo izračunali i jediničnu potrošnju goriva s regeneratom:

$$b_{gr} = \frac{3.600 \cdot m_g}{P_{Tn}} = \frac{3.600 \cdot 1,41}{30.001} = 0,169 \frac{kg}{kWh}$$

Te i jediničnu potrošnju goriva bez regeneratora:

$$\begin{aligned}
 b_g &= b_{gr} + \left(\frac{(1 - \eta_R) \cdot m_z \cdot c_{pp} \cdot (T_4 - T_2)}{1.000 \cdot H_d \cdot \eta_{ki}} \right) \cdot \left(\frac{3.600}{P_{Tn}} \right) \\
 &= 0,169 + \left(\frac{(1 - 0,9) \cdot 97,059 \cdot 1.000 \cdot (710 - 695)}{1.000 \cdot 50.000 \cdot 0,97} \right) \cdot \left(\frac{3.600}{30.001} \right) \\
 &= 0,170 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

Nakon što smo izračunali jediničnu potrošnju goriva s regeneratom i pomnožili je s snagom plinskoturbinskog postrojenja dolazimo do važnog podatka potrošnje goriva s regeneratom:

$$B_r = b_{gr} \cdot P_{Tn} = 0,169 \cdot 30.001 = 5.076 \frac{kg}{h}$$

Potrošnja goriva bez regeneratora izračunali smo na isti način samo koristeći vrijednost za jediničnu potrošnju goriva bez regeneratora te smo dobili slijedeću vrijednost:

$$B_r = b_g \cdot P_{Tn} = 0,170 \cdot 30.001 = 5.086 \frac{kg}{h}$$

Jedinični volumen zraka na usisu kompresora izračunali smo tako da smo množili plinsku konstantu zraka sa temperaturom zraka na ulazu u kompresor te podijelili sa tlakom zraka na ulazu u kompresor:

$$v_1 = \frac{R_z \cdot T_1}{p_1 \cdot 10^5} = \frac{287 \cdot 300}{1 \cdot 10^5} = 0,8616 \frac{m^3}{kg}$$

Volumen zraka na usisu kompresora izračunali smo tako da smo pomnožili jedinični volumen zraka sa masom zraka na ulazu u kompresor:

$$V_1 = v_1 \cdot m_z = 0,8616 \cdot 97.059 = 83,622 \frac{m^3}{s}$$

Jedinični volumen zraka na izlazu iz kompresora izračunali smo tako da smo množili plinsku konstantu zraka sa temperaturom zraka na izlazu iz kompresora (politropa) te podijelili to sa tlakom zraka na izlazu iz kompresora:

$$v_2 = \frac{R_z \cdot T_2}{p_2 \cdot 10^5} = \frac{287 \cdot 695}{15 \cdot 10^5} = 0,1331 \frac{m^3}{kg}$$

Pomnoživši jedinični volumen zraka na izlazu iz kompresora sa masom zraka za izgaranje na ulazu u kompresor dobili smo volumen zraka na izlazu iz kompresora:

$$V_2 = v_2 \cdot m_z = 0,1331 \cdot 97.059 = 12,919 \frac{m^3}{s}$$

S obzirom da se kontrolni proračun mora izvesti za plinsku turbinu s 4 stupnja uz srednji promjer kola rotora 0,7m i uz brzinu vrtnje 7.000 okt/min moramo s poznatom geometrijom lopatica i sapnica provjeriti stvarnu snagu na turbini i dimenzije sapnica i lopatica. U nastavku se vidi način provjere podataka.

4. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE ZA 1. STUPANJ

Nakon što smo izračunali sve parametre za plinsku turbinu snage 30 MW, podijelili smo turbinu na četiri stupnja. Prije svega potrebne su nam entalpije plinova izgaranja koje ćemo u sljedećem koraku izračunati.

Entalpija plinova izgaranja na ulazu u turbinu h_3 izračunati ćemo sljedećom formulom:

$$h_3 = c_{pp} \cdot T_3 + \frac{c_0^2}{2}$$

Budući da c_{pp} i T_3 znamo te početna brzina plinova ispred sapnica iznosi $c_0 = 0$ možemo izračunati entalpiju plinova izgaranja na ulazu u turbinu.

$$h_3 = c_{pp} \cdot T_3 + \frac{c_0^2}{2} = 1.000 \cdot 1.411 + 0 = 1.411.000 \frac{J}{kg}$$

Entalpiju plinova izgaranja na izlazu iz turbine (politropa) računati ćemo prema istoj formuli, budući da je $c_0 = 0$ ona iznosi:

$$h_4 = c_{pp} \cdot T_4 = 1.000 \cdot 709,767 = 709.767 \frac{J}{kg}$$

Entalpija plinova izgaranja na izlazu iz turbine (izentropa) glasi:

$$h_{4a} = c_{pp} \cdot T_{4a} = 1.000 \cdot 650,880 = 650.880 \frac{J}{kg}$$

Entalpija zraka na ulazu u kompresor iznosi:

$$h_1 = c_{pz} \cdot T_1 = 1.000 \cdot 300 = 300.000 \frac{J}{kg}$$

Entalpija zraka na izlazu iz kompresora (izentropa) iznosi:

$$h_{2a} = c_{pz} \cdot T_{2a} = 1.000 \cdot 650,350 = 650.350 \frac{J}{kg}$$

Entalpija zraka na izlazu iz kompresora (politropa) iznosi:

$$h_2 = c_{pz} \cdot T_2 = 1.000 \cdot 695,209 = 695.209 \frac{J}{kg}$$

Entalpija zraka na ulazu u komoru izgaranja iznosi:

$$h_{2c} = c_{pz} \cdot T_{2c} = 1.000 \cdot 708,501 = 708.501 \frac{J}{kg}$$

Sljedeći korak u termotehničkom proračunu plinske turbine je da izračunamo izentropski toplinski pad po stupnjevima turbine. Budući da smo turbinu razdjelili na četiri stupnja ukupni toplinski pad dijeliti ćemo sa četiri te će on za sva četiri stupnja iznositi isto. Izentropski toplinski pad izračunati ćemo na sljedeći način.

$$h_0 - h_{1s} = \frac{h_3 - h_4}{4} = \frac{1.411.000 - 709.767}{4} = 190.030 \frac{J}{kg}$$

Ukupni izentropski toplinski pad u sva četiri stupnja stoga iznosi $760.120 \frac{J}{kg}$ te smo ga dobili tako da smo zbrojili izentropski toplinski pad po stupnjevima:

$$190.030 + 190.030 + 190.030 + 190.030 = 760.120 \frac{J}{kg}$$

U nastavku proračuna izračunati ćemo izentropsko strujanje u sapnicama prvog stupnja. Početi ćemo sa entalpijom plinova na izlazu iz statora (izentropa). Entalpija plinova na izlazu iz statora na prvom stupnju iznosi:

$$h_{1s} = h_3 - (h_0 - h_{1s}) = 1.411.000 - 190.030 = 1.220.970 \frac{J}{kg}$$

Zatim ćemo izračunati temperaturu plinova na izlazu iz statora (izentropa):

$$T_{1s} = \frac{h_{1s}}{c_{pp}} = \frac{1.220.970}{1000} = 1.221K$$

Tlak plinova na izlazu iz statora (izentropa) za prvi stupanj iznosi:

$$P_{1s} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{1s}}{T_3}\right)^{\frac{k_z}{k_z-1}} = 15 \cdot \left(\frac{1.221}{1.411}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 9,04 \text{ bar}$$

U sljedećem koraku izračunali smo jedinični volumen plinova izgaranja na izlazu iz statora idućom formulom:

$$v_{1s} = \frac{R \cdot T_{1s}}{m_z \cdot P_{1s} \cdot 10^5} = \frac{8.314 \cdot 1.221}{28,95 \cdot 9,04 \cdot 10^5} = 0,3878 \frac{m^3}{kg}$$

Teoretsku brzinu strujanja na izlazu iz statora smo zatim izračunali kao drugi korjen od izentropskog pada za prvi stupanj pomnoženog sa dva.

$$c_{1s} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_{1s})} = \sqrt{2 \cdot 190.030} = 616 \frac{m}{s}$$

Nakon što smo u proračunu izračunali izentropsko strujanje u sapnicama prvog stupnja, možemo izračunati i politropsko strujanje u sapnicama prvog stupnja. Prvo ćemo izračunati temperaturu plinova na izlazu iz statora (politropa).

$$T_1 = T_3 \cdot \left(\frac{P_{1s}}{P_2}\right)^{\frac{n_e-1}{n_e}} = 1.411 \cdot \left(\frac{9,04}{15}\right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} = 1.241K$$

Sada možemo izračunati entalpiju plinova na izlazu iz statora (politropa) tako da temperaturu plinova na izlazu iz statora (politropa) pomnožimo sa toplinskim kapacitetom plinova i dobijemo:

$$h_1 = c_{pp} \cdot T_1 = 1.000 \cdot 1.240,902 = 1.240.902$$

Tlak plinova na izlazu iz statora (politropa) jednak je tlaku na izlazu iz statora (izentropa) te on iznosi:

$$P_1 = P_{1s} = 9,04 \text{ bar}$$

Jedinični volumen plinova izgaranja na izlazu iz statora u prvom stupnju za politropsko strujanje u sapnicama iznosi:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{m_z \cdot P_1 \cdot 10^5} = \frac{8.314 \cdot 1.241}{28,95 \cdot 9,04 \cdot 10^5} = 0,3942 \frac{m^3}{kg}$$

Stvarna brzina strujanja na izlazu iz statora je drugi korjen iz razlike entalpije plinova izgaranja na ulazu u turbinu i entalpije plinova na izlazu iz statora (politropa) pomnoženog sa dva.

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot (h_3 - h_1)} = \sqrt{2 \cdot (1.441.000 - 1.240.902)} = 583 \frac{m}{s}$$

Kada znamo teoretsku brzinu strujanja na izlazu iz statora i stvarnu brzinu strujanja na izlazu iz statora za prvi stupanj turbine, možemo izračunati koeficijent brzine u sapnicama prvog stupnja, izraženu kao omjer tih dviju brzina.

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}} = \frac{583}{616} = 0,946$$

4.1. Prvi akcijski stupanj plinske turbine

Za prvi akcijski stupanj plinske turbine imamo već izračunate mnoge vrijednosti, u daljnjem proračunu riješiti ćemo još neke nepoznanice da bi mogli saznati termodinamički stupanj djelovanja, brzine na ulazu i izlazu iz lopatica, visinu lopatica, aksijalne i tangencijalne komponente brzina i ostale parametre bitne za proračun. U sljedećoj tablici su prikazane neke od vrijednosti koje već znamo ili smo ih prethodno izračunali.

Tablica 2: Tablica izračunatih i zadanih vrijednosti za prvi stupanj plinske turbine

Opis	Oznaka	Jedinica	Vrijednost
Maseni protok plinova	m_p	$\frac{kg}{s}$	98,47
Koeficijent brzine za sapnice	φ		0,946
Koeficijent brzine za lopatice	ψ		0,970
Kut privoda plinova u lopatice	α_1	°	22
Brzina vrtnje rotora	n	min^{-1}	7.000
Promjer kola rotora	D_k	m	0,700
Udio opsega privoda plinova na lopatice	ε		0,85
Početna brzina plinova ispred sapnica	c_0	$\frac{m}{s}$	0

Za proračun prvog stupnja plinske turbine bitna nam je obodna brzina rotora koju ćemo dobiti pomoću sljedeće formule:

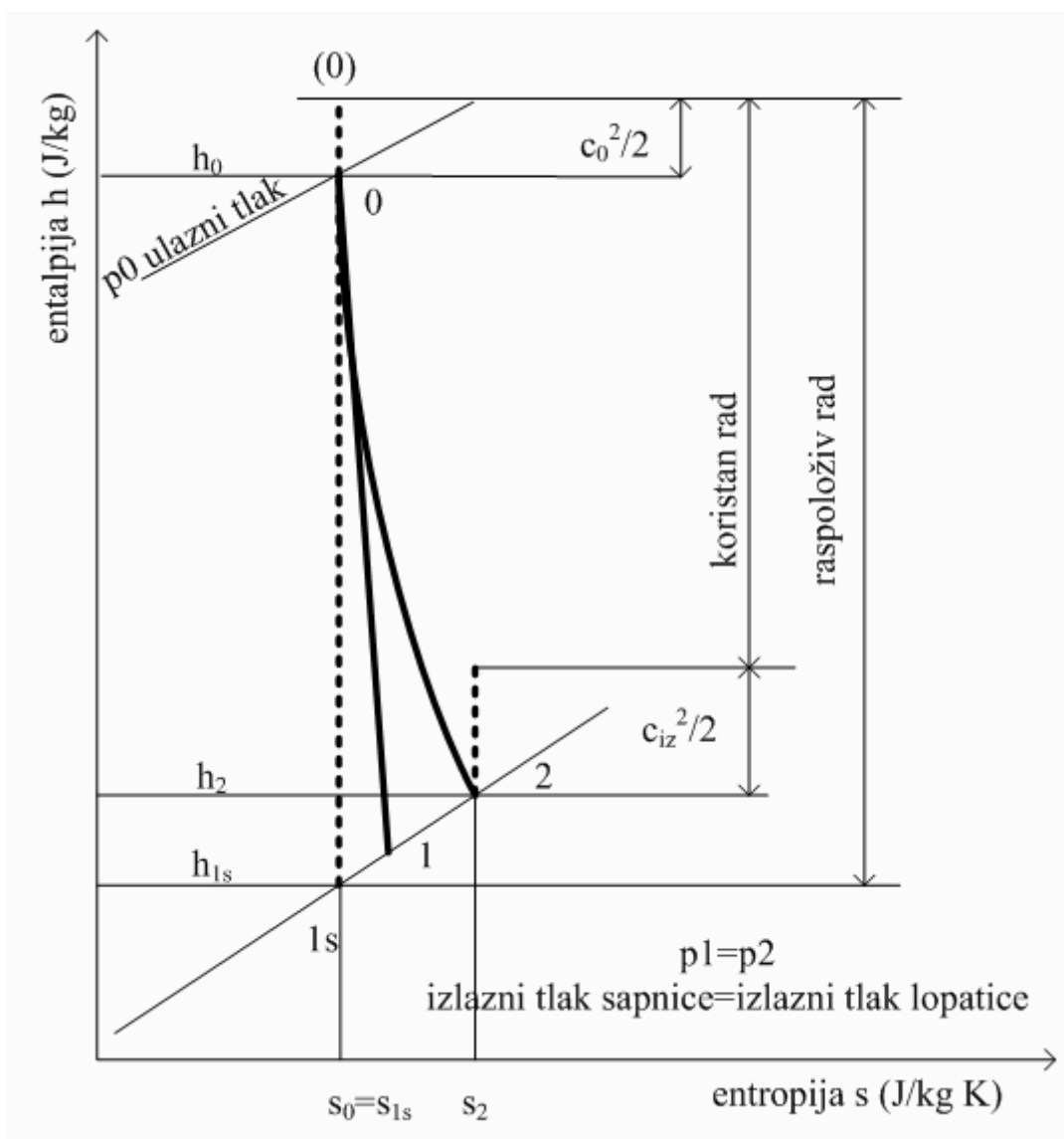
$$u = \frac{D_k \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,700 \cdot 3,14 \cdot 7.000}{60} = 256,43 \frac{m}{s}$$

Sada kada znamo obodnu brzinu izračunat ćemo omjer obodne i teoretske brzine:

$$\frac{u}{c_{1s}} = \frac{256,43}{616} = 0,41596$$

Prije nastavka proračuna potrebno je prvo nacrtati h-s dijagram da lakše predočimo toplinski pad i točke koje je potrebno izračunati. Na Slici 5. prikazan je toplinski pad na prvom stupnju plinske turbine, kao i koristan te raspoloživi rad, tlakovi i brzine.

Slika 5: h-s dijagram prvog stupnja



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

U nastavku proračuna ćemo izračunati za svaku točku tlak, temperaturu, jedinični volumen i entalpiju plinova.

Za točku 0 smo već izračunali te znamo iz prethnog dijela proračuna tlak, temperaturu i entalpiju plinova:

$$\text{Tlak plinova: } p_0 = 15 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura plinova: } T_0 = 1.411 \text{ K}$$

$$\text{Entalpija plinova: } h_0 = 1.411.000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Jedinični volumen plinova za točku 0 izračunati ćemo koristeći sljedeću formulu:

$$v_0 = \frac{R \cdot c_{pp}}{m_z \cdot p_0 \cdot 10^5} = \frac{8.314 \cdot 1.000}{28,95 \cdot 15 \cdot 10^5} = 0,2701452 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Također za točku 1s iz prethodnog dijela proračuna znamo sve podatke:

$$\text{Tlak plinova: } P_{1s} = 9,04 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura plinova: } T_{1s} = 1.221 \text{ K}$$

$$\text{Entalpija plinova: } h_{1s} = 1.220.970 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\text{Jedinični volumen plinova: } v_{1s} = 0,38783969 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Točka 1 u h-s dijagramu ima jednak tlak kao i točka 1s, a temperaturu, volumen te entalpiju točke 1 smo već izračunali te oni iznose:

Tlak plinova: $P_1 = 9,04 \text{ bar}$

Temperatura plinova: $T_1 = 1.241 \text{ K}$

Entalpija plinova: $h_1 = 1.240.902 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

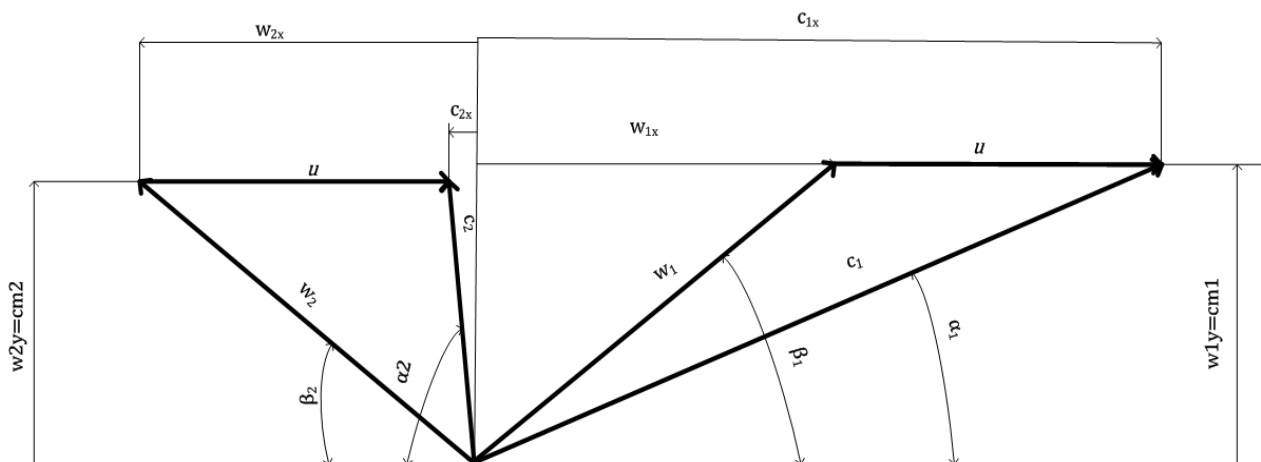
Jedinični volumen plinova: $v_1 = 0,39417091$

U h-s dijagramu za prvi stupanj plinske turbine još je preostala točka 2, tlak točke 2 jednak je tlaku točke 1:

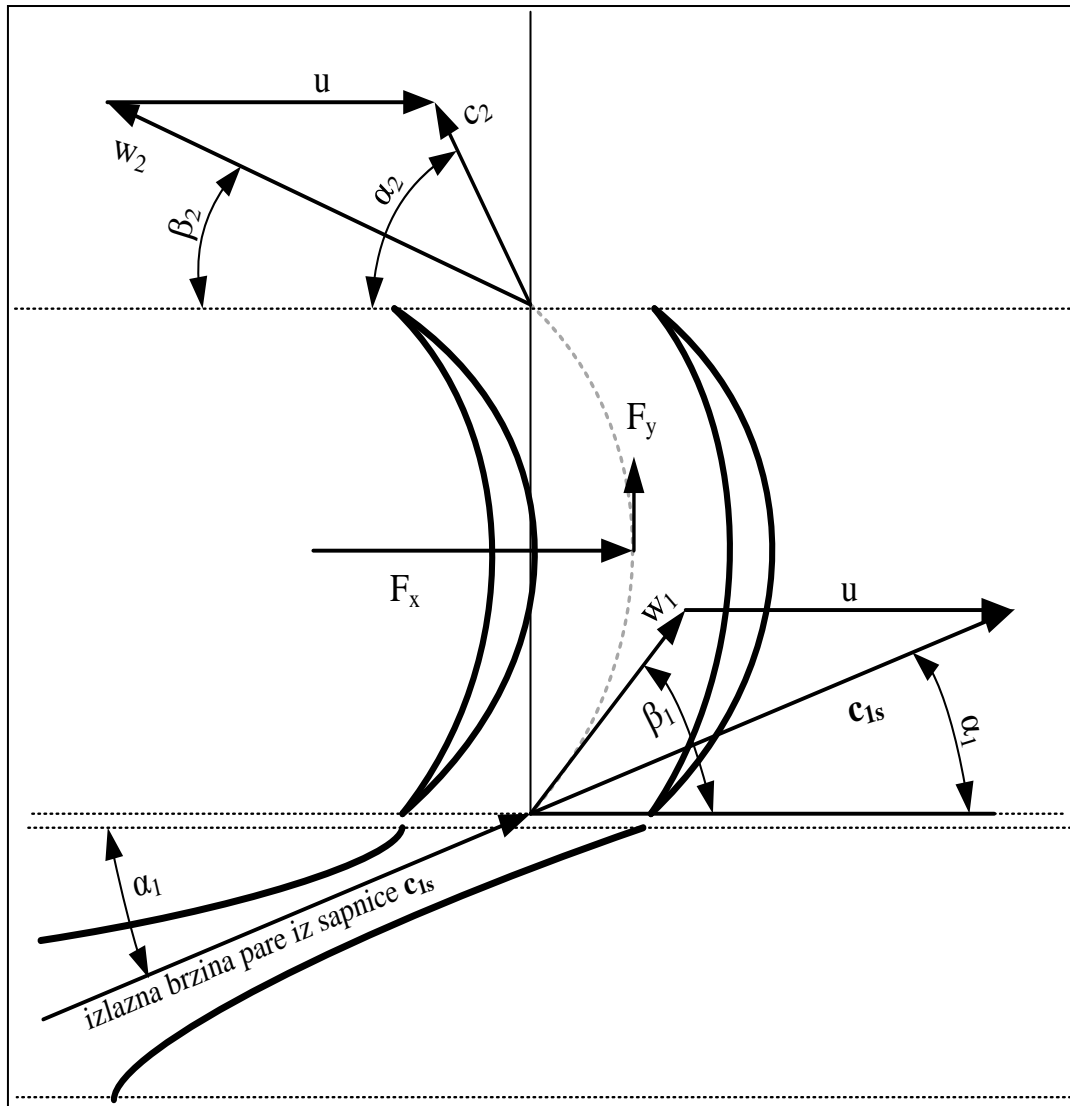
Tlak plinova: $P_1 = 9,04 \text{ bar}$

U nastavku proračuna za prvi stupanj plinske turbine računati ćemo brzine na izlazu iz sapnica i ulazu u lopatice te tangencijalne i aksijalne komponente brzina, kako bismo izračunali termodinamički stupanj djelovanja, raspoloživi i koristan rad prvog stupnja i još neke vrijednosti. Pri tome će nam pomoći sljedeće slike da lakše razumijemo kako se te brzine razvijaju.

Slika 6: Trokuti brzina za prvi stupanj plinske turbine



Slika 7: Shema trokuta brzina na samom izlasku iz sapnica te u lopaticama



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

Da bismo izračunali preostale brzine u prvom stupnju plinske turbine navedimo poznate nam već brzine:

Obodna brzina rotora: $u = 256,43 \frac{m}{s}$

Teoretska brzina na izlazu iz sapnica: $c_{1s} = 616,49 \frac{m}{s}$

Stvarna brzina na ulazu u lopatice: $c_1 = 583,26 \frac{m}{s}$

Tangencijalnu komponentu stvarne brzine c_1 na ulazu u lopatice izračunati ćemo pomoću sljedeće formule:

$$c_{1x} = \cos(\alpha_1) \cdot c_1 = \cos(22^\circ) \cdot 583,26 = 541 \frac{m}{s}$$

U nastavku izračunali smo relativnu brzinu na ulazu u lopatice te ona iznosi:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2uc_1 \cos(\alpha_1)} = \sqrt{256,43^2 + 583,26^2 - 2 \cdot 256,43 \cdot 583,26 \cdot \cos(22^\circ)} \\ &= 359 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Ulazni i izlazni kut lopatica izračunati ćemo preko trokuta brzina tako da ćemo $\cos\beta$ izjednačiti sa omjerom razlike tangencijalne komponente brzine c_1 i obodne brzine rotora sa relativnom brzinom na ulazu u lopatice, odnosno:

$$\cos\beta = \frac{c_{1x} - u}{w_1}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = \arccos\left(\frac{c_{1x} - u}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{541 - 256,43}{359}\right) = 37,54^\circ$$

Tangencijalnu komponentu za relativnu brzinu na ulazu u lopatice w_1 izračunati ćemo lako sada kada znamo ulazni kut lopatica uz pomoć iduće formule zato jer ona predstavlja umnožak te iste brzine sa kosinusom ulaznog kuta lopatica β_1 :

$$w_{1x} = w_1 \cdot \cos(\beta_1) = 359 \cdot \cos(37,54^\circ) = 284 \frac{m}{s}$$

Relativnu brzinu na izlazu iz lopatica dobiti ćemo ukoliko pomnožimo relativnu brzinu na ulazu u lopatice sa koeficijentom brzine za lopatice:

$$w_2 = \psi \cdot w_1 = 0,97 \cdot 359 = 348 \frac{m}{s}$$

Tangencijalna komponenta relativne brzine na izlazu iz lopatica w_2 izračunati ćemo na isti način kao i tangencijalnu komponentu relativne brzine na ulazu u lopatice:

$$w_{2x} = w_2 \cdot (-\cos(\beta_2)) = 348 \cdot (-\cos(37,54^\circ)) = -276 \frac{m}{s}$$

Stvarna brzina na izlazu iz lopatica je:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 \cdot u w_2 \cos(\beta_2)} = \sqrt{256,43^2 + 348^2 - 2 \cdot 256,43 \cdot 348 \cdot \cos(37,54^\circ)} \\ &= 212,83 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Za nastavak proračuna bitan nam je kut odvoda plinova iz lopatica i njega ćemo izračunati uz pomoć iduće formule:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\left|\frac{w_{2x} + u}{c_2}\right|\right) = \arccos\left(\left|\frac{-276 + 256,43}{212,83}\right|\right) = 84,77^\circ$$

Kao što je prikazano na trokutu brzina za prvi stupanj plinske turbine tangencijalna komponenta brzine c_1 na ulazu u lopatice predstavlja zbroj obodne brzine rotora i tangencijalne komponente relativne brzine na izlazu iz lopatica stoga:

$$c_{2x} = u + w_{2x} = 256,43 + (-276) = -19 \frac{m}{s}$$

Aksijalna komponenta relativne brzine na ulazu u lopatice predstavljena je idućom formulom, te ona iznosi:

$$w_{1y} = w_1 \cdot \sin(\beta_1) = 359 \cdot \sin(37,54^\circ) = 218 \frac{m}{s}$$

Također aksijalna komponenta relativne brzine na izlazu iz lopatica se računa na isti način i pritom dobivamo sljedeću vrijednost:

$$w_{2y} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 348 \cdot \sin(37,54^\circ) = 212 \frac{m}{s}$$

Aksijalne komponente stvarnih brzina na ulazu i izlazu iz lopatica jednake su aksijalnim komponentama relativnih brzina na ulazu i izlazu iz lopatica te one stoga iznose:

$$c_{m1} = w_{1y} = 218 \frac{m}{s}$$

$$c_{m2} = w_{2y} = 212 \frac{m}{s}$$

Nakon što smo izračunali sve brzine za prvi stupanj plinske turbine, koje smo prikazali na trokutu brzina za prvi stupanj (slika 6.), možemo doći do rješenja proračuna za prvi stupanj te dati vrlo bitne i korisne informacije o prvom stupnju kao što su raspoloživi i koristan rad, termodinamički stupanj djelovanja prvog stupnja, sila zakretanja rotora, aksijalna sila na rotoru i drugi podaci.

Raspoloživ rad za prvi stupanj smo već izračunali te on predstavlja razliku entalpija h_0 i h_{1s} :

$$\text{Raspoloživi rad}_I = h_0 - h_{1s} = 1.411.000 - 1.220.970 = 190.030 \frac{J}{kg}$$

Koristan rad prvog stupnja plinske turbine je naravno manji od raspoloživog rada te stoga on iznosi:

$$\begin{aligned} \text{Koristan rad}_I &= u(w_{1x} - w_{2x}) = 256,43 \cdot [284 - (-276)] = 256,43 \cdot (284 + 276) \\ &= 143.651 \frac{J}{kg} \end{aligned}$$

Termodinamički stupanj djelovanja za prvi stupanj plinske turbine iznosi:

$$\begin{aligned} \eta_{T1} &= 2 \cdot \left(\frac{u}{c_1}\right) \cdot \varphi^2 \cdot \left[\cos(\alpha_1) - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right] \cdot (1 + \psi) \\ &= 2 \cdot \left(\frac{256,43}{583,26}\right) \cdot 0,946^2 \cdot \left[\cos(22^\circ) - \left(\frac{256,43}{583,26}\right)\right] \cdot (1 + 0,97) = 0,756 \end{aligned}$$

Sila zakretanja rotora prvog stupnja plinske turbine izračunali smo sljedećom formulom i dobili iduću vrijednost:

$$F_{x1} = m_p \cdot (w_{1x} - w_{2x}) = 98,47 \cdot (284 - (-276)) = 98,47 \cdot (284 + 276) = 55.161N$$

Aksijalna sila koju prvi stupanj plinske turbine prouzročuje na rotor iznosi:

$$F_{y1} = m_p \cdot ((-w_{2y}) + w_{1y}) = 98,47 \cdot (-212 + 218) = 645N$$

Konačno na kraju proračuna za prvi stupanj plinske turbine dolazimo do raspoložive snage na prvom stupnju plinske turbine te izračunavamo da ona iznosi:

$$P_{T1} = (h_0 - h_{1s}) \cdot m_p = (1.411.000 - 1.220.970) \cdot 98,47 = 18.712.062 W$$

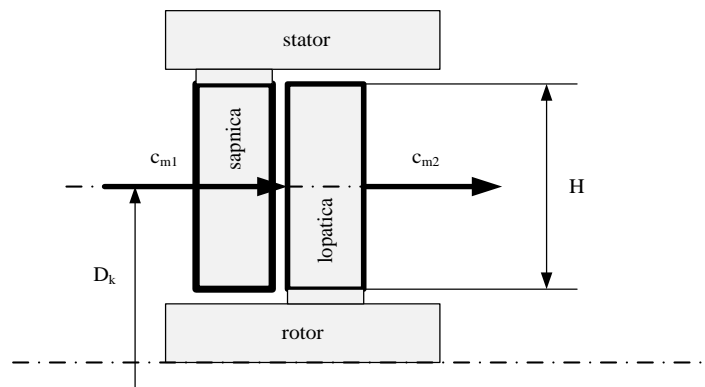
Međutim korisna snaga prvog stupnja plinske turbine je manja te iznosi:

$$P_{Tn1} = u \cdot F_{x1} = 256,43 \cdot 55.161 = 14.145.173 W$$

Također ćemo još izračunati kolika je potrebna visina (dužina) lopatica za prvi stupanj plinske turbine sljedećom formulom:

$$H_1 = \frac{m_p \cdot v_1}{D_k \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot c_{m1}} = \frac{98,47 \cdot 0,39417}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 0,85 \cdot 218} = 0,095 m$$

Slika 8: Prikaz sapnica i lopatica prvog stupnja plinske turbine



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

5. TERMOTEHNIČKI PRORAČUN PLINSKE TURBINE ZA 2. STUPANJ

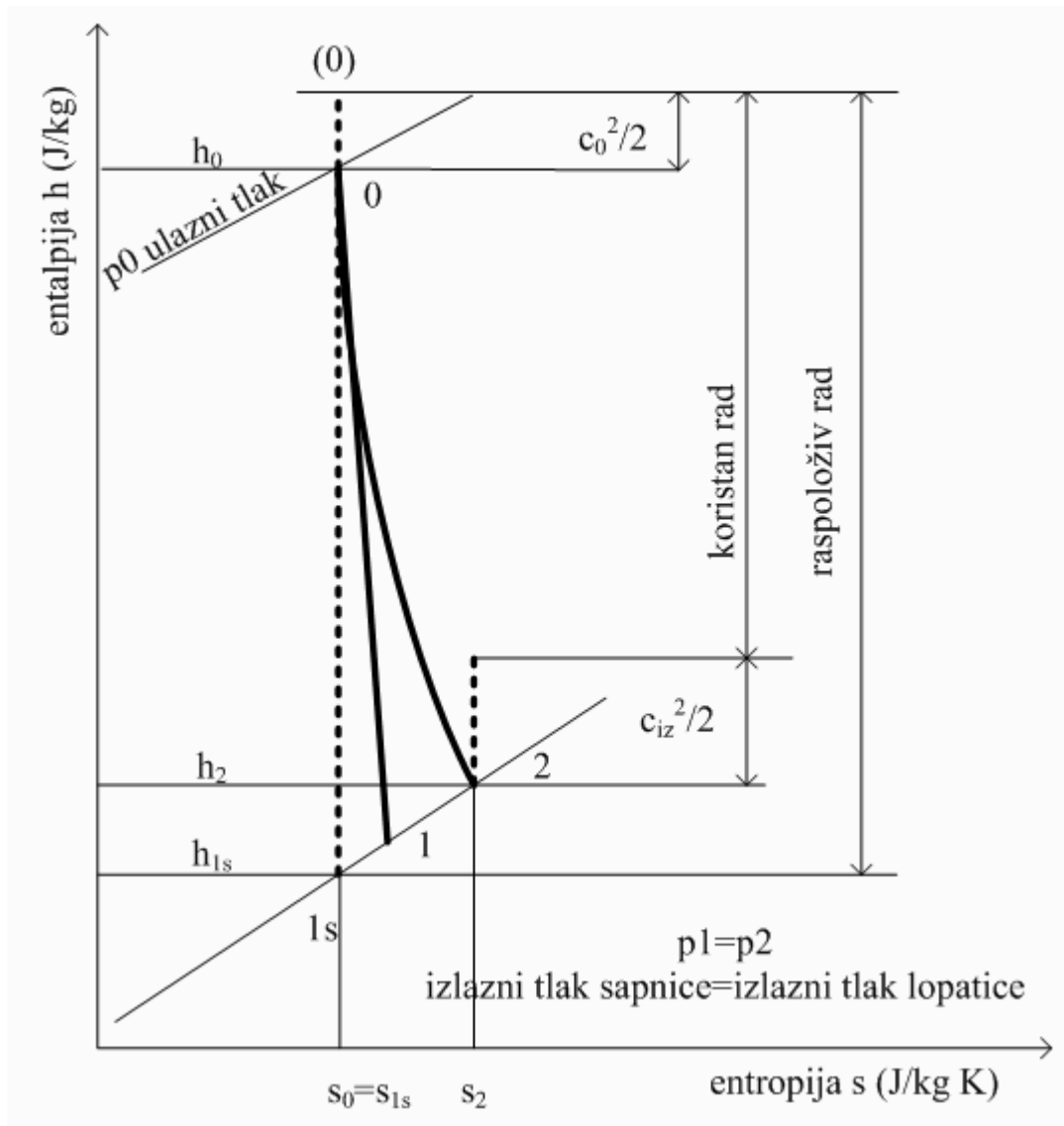
Nakon izračuna prvog stupnja plinske turbine idemo dalje s proračunom na drugi stupanj plinske turbine. Izlazni parametri prvog stupnja plinske turbine koristit ćemo kao ulazne parametre drugog stupnja plinske turbine. Vrijednosti koje već znamo, te su nam važne za daljnji proračun prikazane su u tablici 3.

Tablica 3: Tablica izračunatih i zadanih vrijednosti za drugi stupanj plinske turbine

Opis	Oznaka	Jedinica	Vrijednost
Maseni protok plinova	m_p	$\frac{kg}{s}$	98,47
Koeficijent brzine za sapnice	φ		0,946
Koeficijent brzine za lopatice	ψ		0,970
Kut privoda plinova u lopatice	α_1	°	22
Brzina vrtnje rotora	n	min^{-1}	7.000
Promjer kola rotora	D_k	m	0,700
Udio opsega privoda plinova na lopatice	ε		0,85
Početna brzina plinova ispred sapnica	c_0	$\frac{m}{s}$	212,83
Obodna brzina na rotor	u	$\frac{m}{s}$	256,43

Kao što smo u proračunu za prvi stupanj plinske turbine prvo nacrtali h-s dijagram i trokute brzina, tako ćemo i za drugi stupanj, kako bi bolje predočili odnose brzina i označili točke na dijagramu. Vrijednosti parametara za spomenute točke na h-s dijagramu ćemo izračunati u daljnjem tijeku proračuna.

Slika 9: h-s dijagram drugog stupnja



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

U nastavku proračuna ćemo izračunati za svaku točku tlak, temperaturu, jedinični volumen i entalpiju plinova.

Za točku 0 smo već izračunali te znamo iz prethnog dijela proračuna tlak

Tlak plinova: $p_0 = 9,04 \text{ bar}$

Entalpiju plinova za točku 0 izračunati ćemo uz pomoć entalpije za točku 1 iz prvog stupnja plinske turbine, tako da ćemo joj pridodati gubitak koji nastaje u lopaticama:

$$h_0 = h_{1(1)} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = 1.240.902 + \frac{359^2 - 348^2}{2} = 1.244.702 \frac{J}{kg}$$

Temperatura plinova u točki 0 dobiti ćemo ukoliko entalpiju točke 0 podijelimo sa toplinskim kapacitetom plinova:

$$T_0 = \frac{h_0}{c_{pp}} = \frac{1.244.702}{1.000} = 1.245 K$$

Volumen plinova za točku 0 izračunati ćemo pomoću iduće formule:

$$v_0 = \frac{R_z \cdot T_0}{p_0} = \frac{287 \cdot 1.245}{9,04} = 0,395378 \frac{m^3}{kg}$$

Sljedeće ćemo izračunati tlak, temperaturu, jedinični volumen te entalpiju plinova za točku 1s:

Entalpija plinova za točku 1s iznosi:

$$h_{1s} = h_0 - 190.030 = 1.244.702 - 190.030 = 1.054.672 \frac{J}{kg}$$

Temperatura plinova za točku 1s iznosi:

$$T_{1s} = \frac{h_{1s}}{c_{pp}} = \frac{1.054.672}{1.000} = 1.055 K$$

Tlak plinova točke 1s:

$$p_{1s} = p_0 \cdot \left(\frac{T_{1s}}{T_1}\right)^{\frac{k_z}{k_z-1}} = 9,04 \cdot \left(\frac{1.055}{1.245}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 5,06 \text{ bar}$$

Jedinični volumen plinova za točku 1s iznosi:

$$v_{1s} = \frac{R \cdot T_{1s}}{m_z \cdot p_{1s} \cdot 10^5} = \frac{8.314 \cdot 1.055}{28,95 \cdot 5,06 \cdot 10^5} = 0,59825 \frac{m^3}{kg}$$

Također ćemo izračunati i teoretsku brzinu na izlazu iz sapnica c_{1s} :

$$c_{1s} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_{1s}) + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1.244.702 - 1.054.672) + 212,83^2} = 652,19 \frac{m}{s}$$

Nakon što smo izračunali za točku 0 i točku 1s vrijednosti na h-s dijagramu, izračunati ćemo vrijednosti za točku 1:

Entalpija plinova za točku 1:

$$h_1 = h_{1s} + \frac{c_{1s}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = 1.054.672 + \frac{652,19^2}{2} \cdot (1 - 0,946^2) = 1.076.979 \frac{J}{kg}$$

Temperatura plinova za točku 1:

$$T_1 = \frac{h_1}{c_{pp}} = \frac{1.076.979}{1.000} = 1.077 \text{ K}$$

Tlak plinova za točku 1 jednak je tlaku plinova za točku 1s.

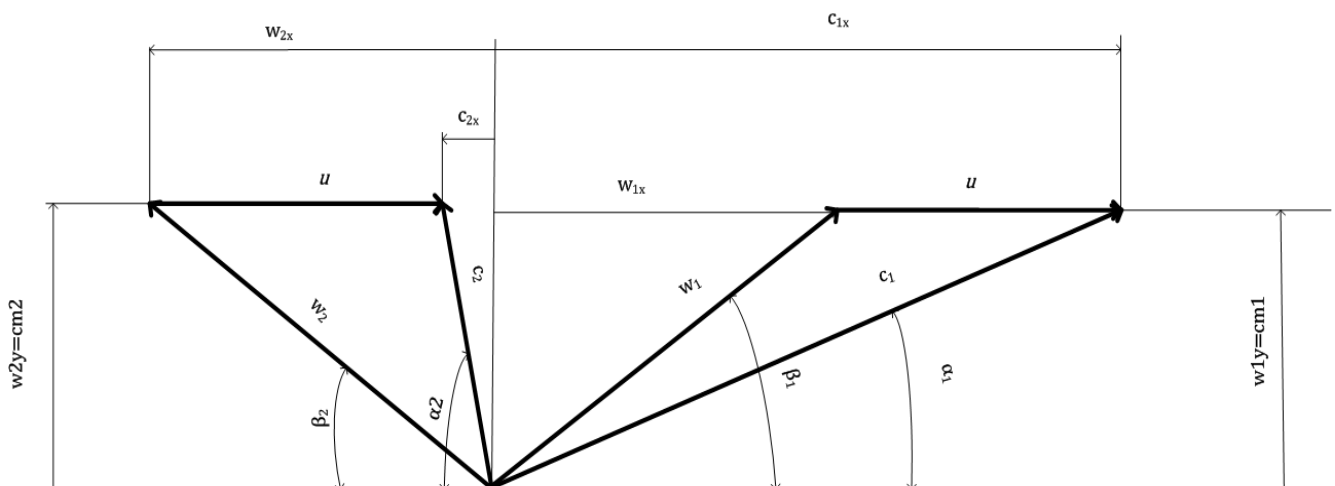
$$p_{1s} = p_1 = 5,06 \text{ bar}$$

Volumen plinova za točku 1 iznosi:

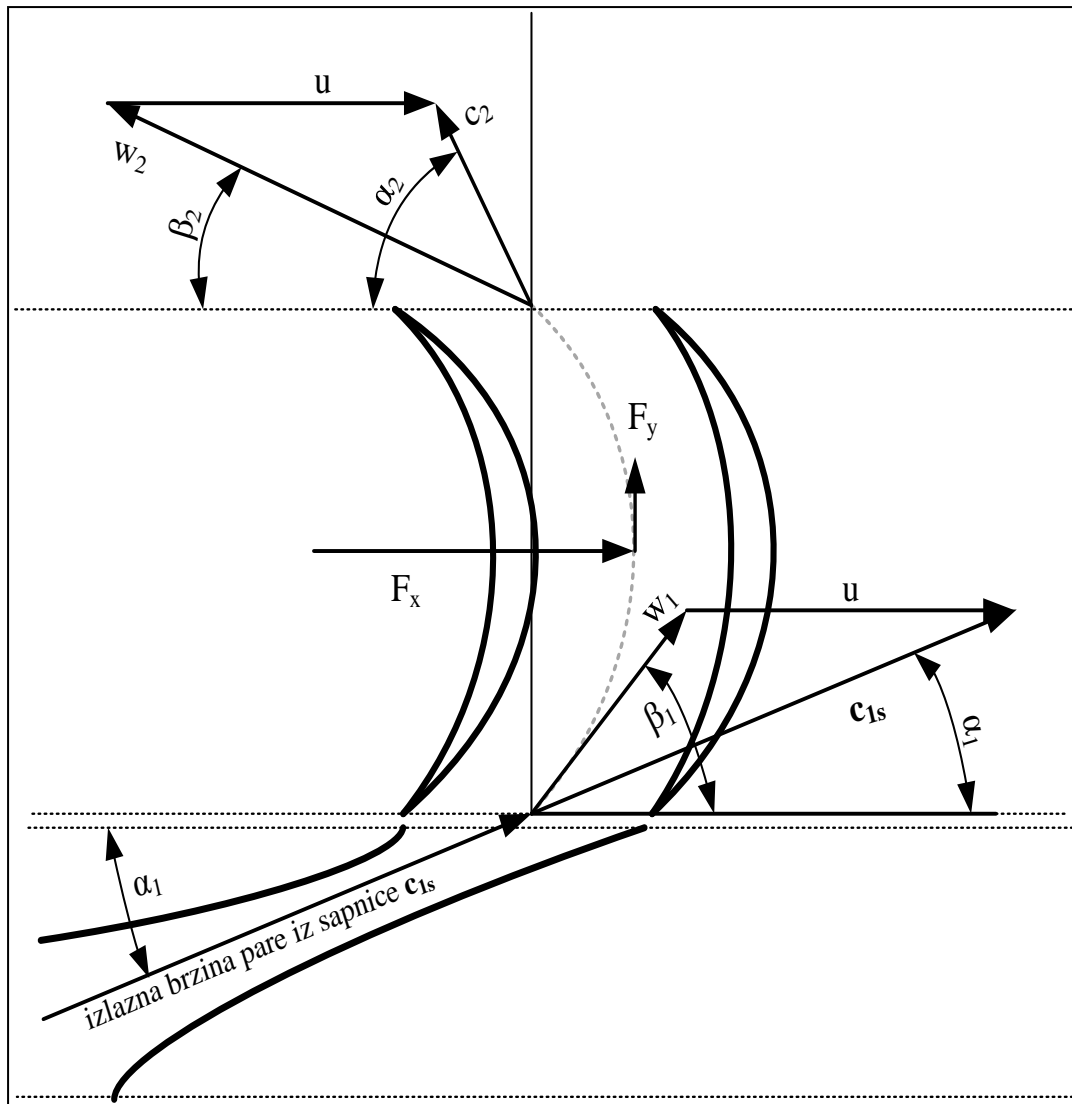
$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{m_z \cdot p_1 \cdot 10^5} = \frac{8.314 \cdot 1.077}{28,95 \cdot 5,06 \cdot 10^5} = 0,610903 \frac{m^3}{kg}$$

Tlak plinova za točku 2 jednak je tlaku plinova za točku 1 te on iznosi 5,06 bara. Nakon što smo izračunali osnovne vrijednosti točaka na h-s dijagramu, za daljnji tijek proračuna drugog stupnja plinske turbine potrebno je nacrtati trokute brzina da možemo lakše izračunati brzine plinova u drugom stupnju.

Slika 10: Trokuti brzina drugog stupnja plinske turbine



Slika 11: Shema trokuta brzina na samom izlasku iz sapnica te u lopaticama



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

Za nastavak proračuna prisjetimo se već poznatih i izračunatih brzina kao što su:

Obodna brzina rotora: $u = 256,43 \frac{m}{s}$

Početna brzina plinova ispred sapnica: $c_0 = 212,83 \frac{m}{s}$

Teoretska brzina na izlasku iz sapnica: $c_{1s} = 652,19 \frac{m}{s}$

Energija plinova za drugi stupanj plinske turbine iznosi:

$$\frac{c_0^2}{2} = \frac{212,83^2}{2} = 22.647 \frac{J}{kg}$$

Sljedeće što ćemo izračunati je stvarna brzina na ulazu u lopatice tako da ćemo teoretsku brzinu na izlazu iz sapnica pomnožiti sa koeficijentom brzine za sapnice:

$$c_1 = c_{1s} \cdot \varphi = 652,19 \cdot 0,946 = 617,04 \frac{m}{s}$$

Tangencijalnu komponentu stvarne brzine c_1 na ulazu u lopatice izračunati ćemo pomoću sljedeće formule:

$$c_{1x} = \cos(\alpha_1) \cdot c_{1s} \cdot \varphi = \cos(22^\circ) \cdot 652,19 \cdot 0,946 = 572 \frac{m}{s}$$

Zatim smo izračunali relativnu brzinu na ulazu u lopatice te ona iznosi:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{u^2 + c_1^2 - 2uc_1 \cos(\alpha_1)} = \sqrt{256,43^2 + 617,04^2 - 2 \cdot 256,43 \cdot 617,04 \cdot \cos(22^\circ)} \\ &= 391 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Ulazni i izlazni kut lopatica izračunati ćemo preko trokuta brzina tako da ćemo $\cos\beta$ izjednačiti sa omjerom razlike tangencijalne komponente brzine c_1 i obodne brzine rotora sa relativnom brzinom na ulazu u lopatice:

$$\cos\beta = \frac{c_{1x} - u}{w_1}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = \arccos\left(\frac{c_{1x} - u}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{572 - 256,43}{391}\right) = 36,21^\circ$$

Tangencijalnu komponentu, prikazanu na trokutima brzina, za relativnu brzinu na ulazu u lopatice w_1 ćemo lako izračunati jer sada znamo ulazni kut lopatica, uz pomoć iduće formule zato jer tangencijalna komponenta relativne brzine na ulazu u lopatice predstavlja umnožak te iste brzine sa kosinusom ulaznog kuta lopatica β_1 :

$$w_{1x} = w_1 \cdot \cos(\beta_1) = 391 \cdot \cos(36,21^\circ) = 316 \frac{m}{s}$$

Relativnu brzinu na izlazu iz lopatica izračunati ćemo ukoliko pomnožimo relativnu brzinu na ulazu u lopatice sa koeficijentom brzine za lopatice:

$$w_2 = \psi \cdot w_1 = 0,97 \cdot 391 = 380 \frac{m}{s}$$

Tangencijalna komponenta relativne brzine na izlazu iz lopatica w_2 izračunati ćemo na isti način kao i tangencijalnu komponentu relativne brzine na ulazu u lopatice:

$$w_{2x} = w_2 \cdot (-\cos(\beta_2)) = 380 \cdot (-\cos(36,21^\circ)) = -306 \frac{m}{s}$$

Stvarna brzina na izlazu iz lopatica iznosi:

$$c_2 = \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2 \cdot u w_2 \cos(\beta_2)} = \sqrt{256,43^2 + 380^2 - 2 \cdot 256,43 \cdot 380 \cdot \cos(36,21^\circ)}$$

$$= 229,67 \frac{m}{s}$$

Za nastavak proračuna drugog stupnja plinske turbine potreban nam je kut odvoda plinova iz lopatica i njega ćemo izračunati uz pomoć iduće formule:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\left|\frac{w_{2x} + u}{c_2}\right|\right) = \arccos\left(\left|\frac{-306 + 256,43}{229,67}\right|\right) = 77,48^\circ$$

Kao što vidimo na trokutu brzina, ukoliko zbrojimo obodnu brzinu i tangencijalnu komponentu relativne brzine na izlazu iz lopatica dobiti ćemo tangencijalnu komponentu brzine na ulazu u lopatice:

$$c_{2x} = u + w_{2x} = 256,43 + (-306) = -50 \frac{m}{s}$$

Aksijalnu komponentu relativne brzine na ulazu u lopatice izračunati ćemo tako da pomnožimo relativnu brzinu na ulazu u lopatice sa sinusom ulaznog kuta lopatica:

$$w_{1y} = w_1 \cdot \sin(\beta_1) = 391 \cdot \sin(36,21^\circ) = 231 \frac{m}{s}$$

Također aksijalna komponenta relativne brzine na izlazu iz lopatica se računa na isti način, umnoškom relativne brzine na izlazu iz lopatica i sinusa izlaznog kuta lopatica, te dobivamo da ona iznosi:

$$w_{2y} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 380 \cdot \sin(36,21^\circ) = 224 \frac{m}{s}$$

Aksijalne komponente stvarnih brzina na ulazu i izlazu iz lopatica jednake su aksijalnim komponentama relativnih brzina na ulazu i izlazu iz lopatica te one stoga iznose:

$$c_{m1} = w_{1y} = 231 \frac{m}{s}$$

$$c_{m2} = w_{2y} = 224 \frac{m}{s}$$

Nakon što smo izračunali sve bitne brzine koje su prikazane na trokutu brzina za drugi stupanj plinske turbine (slika 10.) možemo izračunati korisne podatke o drugom stupnju plinske turbine kao što su raspoloživi i koristan rad, termodinamički stupanj djelovanja drugog stupnja plinske turbine, raspoloživa i korisna snaga drugog stupnja, te mnoge druge vrijednosti.

Izračunajmo prvo raspoloživi rad drugog stupnja plinske turbine koji ćemo dobiti tako da entalpiji u točki 0 pridodamo energiju plinova te od toga oduzmemo entalpiju u točki 1s:

$$\text{Raspoloživi rad}_{II} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{1s} = 1.244.702 + 22.647 - 1.220.970 = 212.677 \frac{J}{kg}$$

Koristan rad drugog stupnja plinske turbine manji je od raspoloživog rada te stoga on iznosi:

$$\begin{aligned} \text{Koristan rad}_{II} &= u(w_{1x} - w_{2x}) = 256,43 \cdot [316 - (-306)] = 256,43 \cdot (316 + 306) \\ &= 159.472 \frac{J}{kg} \end{aligned}$$

Termodinamički stupanj djelovanja za drugi stupanj plinske turbine iznosi:

$$\begin{aligned}\eta_{T1} &= 2 \cdot \left(\frac{u}{c_1}\right) \cdot \varphi^2 \cdot \left[\cos(\alpha_1) - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right] \cdot (1 + \psi) \\ &= 2 \cdot \left(\frac{256,43}{617,04}\right) \cdot 0,946^2 \cdot \left[\cos(22^\circ) - \left(\frac{256,43}{617,04}\right)\right] \cdot (1 + 0,97) = 0,750\end{aligned}$$

Sila zakretanja rotora drugog stupnja plinske turbine izračunati ćemo sljedećom formulom i dobili iduću vrijednost:

$$F_{x1} = m_p \cdot (w_{1x} - w_{2x}) = 98,47 \cdot (316 - (-306)) = 98,47 \cdot (316 + 306) = 61.236 \text{ N}$$

Zatim trebamo izračunati aksijalnu silu koju drugi stupanj plinske turbine prouzročuje na rotor:

$$F_{y1} = m_p \cdot ((-w_{2y}) + w_{1y}) = 98,47 \cdot (-224 + 231) = 683 \text{ N}$$

Nakon što smo izračunali aksijalnu silu koju drugi stupanj plinske turbine stvara, na kraju proračuna za drugi stupanj plinske turbine dolazimo do raspoložive snage na drugom stupnju plinske turbine koju ćemo izračunati tako da raspoloživi rad drugog stupnja plinske turbine pomnožimo sa masenim protokom plinova:

$$P_{T1} = \text{Raspoloživi rad}_{II} \cdot m_p = 212.677 \cdot 98,47 = 20.942.121 \text{ W}$$

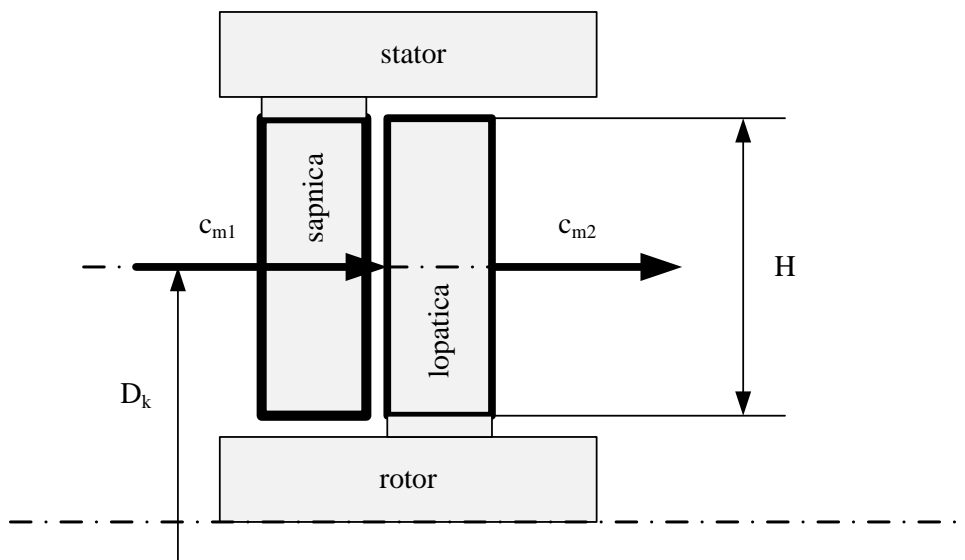
Korisnu snagu drugog stupnja plinske turbine dobiti ćemo tako da obodnu brzinu na rotor pomnožimo sa silom zakretanja rotora drugog stupnja plinske turbine:

$$P_{Tn1} = u \cdot F_{x1} = 256,43 \cdot 61.236 = 15.703.071 \text{ W}$$

Posljednje što ćemo izračunati za drugi stupanj plinske turbine je visinu (dužinu) lopatica koja je potrebna:

$$H_1 = \frac{m_p \cdot v_1}{D_k \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot c_{m1}} = \frac{98,47 \cdot 0,610903}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 0,85 \cdot 231} = 0,139 \text{ m}$$

Slika 12: Prikaz sapnica i lopatica drugog stupnja plinske turbine



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

U poglavlju 4. i 5. (*Termotehnički proračun plinske turbine za 1. stupanj* i *Termotehnički proračun plinske turbine za 2. stupanj*) prikazali smo postupak računanja svih bitnih vrijednosti po stupnjevima plinske turbine. Istim tim postupkom mogu se izračunati svi bitni parametri preostala dva stupnja četverostupanjske plinske turbine.

Na sličan se način ponavlja kontrolni proračun i za naredne stupnje plinske turbine, tj. za treći i četvrti stupanj. Stvarna snaga na turbini za svu ekspanziju u jednom stupnju i ekspanziju u više stupnjeva se razlikuju zbog odabrane geometrije lopatica, a prvenstveno zbog kuteva strujanja plinova na ulazu i izlazu iz sapnica i lopatica.

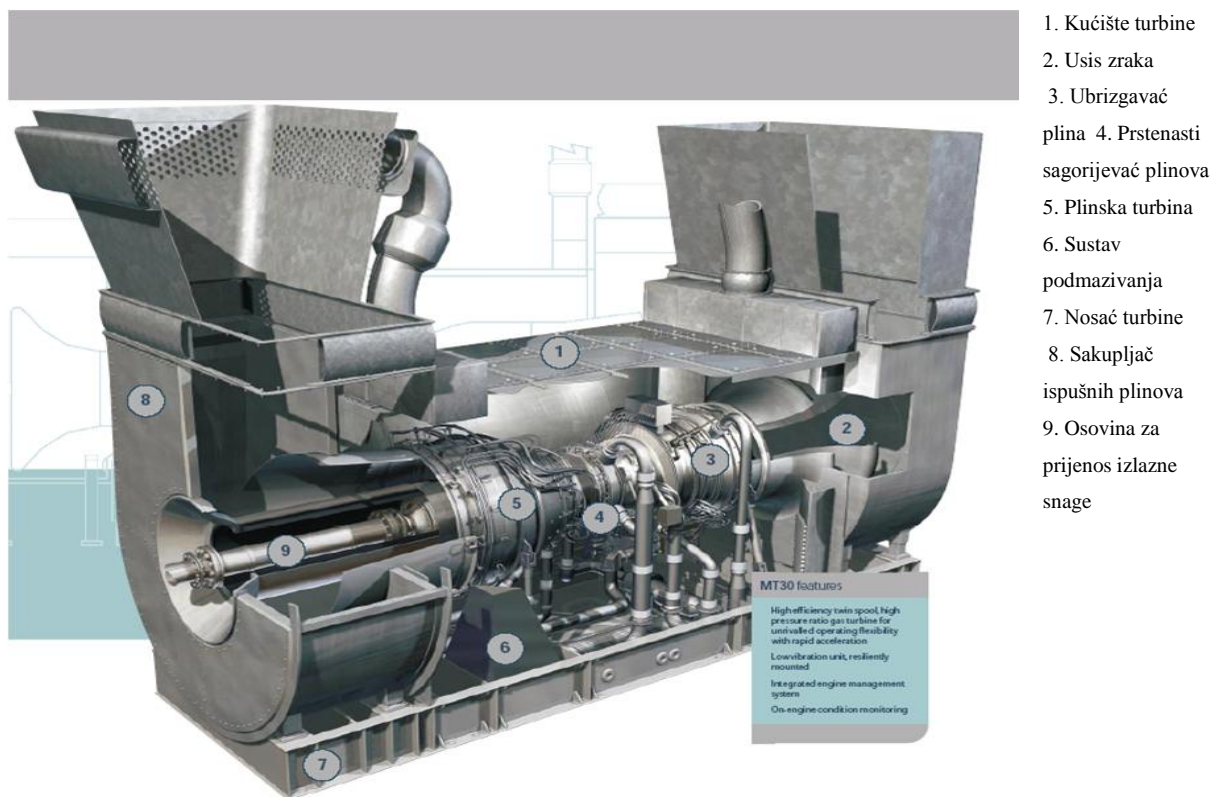
6. PLINSKOTURBINSKO POSTROJENJE

Plinske turbine upotrebljavamo kao samostalne strojeve za proizvodnju energije. Unjima vrše radnju gorive smjese, iz kojih se izgaranjem stvaraju radni plinovi. Ovi plinovi prolaze u mlazu kroz lopatice turbine i tamo vrše mehaničku radnju, tzv. otvoreni sustavi, ili ugrijavaju komprimirani zrak, koji tu radnju obavlja, tzv. zatvoreni sustavi. Postrojenja ovih vrsta nazivamo turbinama na svježe plinove¹².

Osim tih turbina također imamo i turbine na ispušne plinove, koje služe kao pomoćni strojevi kod stapnih toplinskih strojeva ili kotlovnih uređaja na vodenu paru.

Radni proces plinsketurbine, kao samostalnog stroja sastoji se u sljedećem. Plin i zrak komprimiramo svaki zasebno, ili samo zrak, na određeni pritisak, zatim, oboje mješamo u komori, u kojoj se goriva smjesa upali i izgara kod konstantnog tlaka, a izgorjele plinove, koji su tako nastali, dovodimo turbini. Teoretski je svejedno kakve je vrste gradnje sama turbina. Ekspanzija plinova može se prethodno produljiti do atmosferskog tlaka¹³.

Slika 13: Brodska Rolls-Royce plinska turbina snage 30 000 kW



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodske toplinske turbine"

¹² Miler, J.: Parne i plinske turbine, Tehnička knjiga, Zagreb 1955, str. 305

¹³ Ibidem

Poput parne, i plinska turbina zahtijeva uvođenje u toplinski proces ostalih uređaja i strojva. U glavne dijelovep linskoturbinskog postrojenja ubrajaju se¹⁴:

- plinska turbina
- kompresor zraka
- komore izgaranja
- zagrijači zraka za izgaranje
- sustav goriva

Plinske turbine mogu se izvoditi na zajedničkoj osovini s kompresorom. Kod plinskih turbina za brodski pogon, najčešće se glavna plinska turbina izvodi odvojeno. Pogon kompresora tada se izvodi preko plinske turbine snage samo za pogon kompresora. Takve se turbine nazivaju pomoćne ili kompresorske turbine¹⁵.

Ekspanzija, smjese plinova izgaranja i zraka, izvodi se u aksijalnom ili radijalnom protoku plinske turbine.

Ispušni plinovi iz glavne turbine imaju veoma visoku temperaturu (od 350°C do 550°C)¹⁶. Energija ispušnih plinova mora se iskoristiti, posebno kod turbina koje rade pri niskome kompresijskom omjeru. Već je utvrđeno da se dio topline sadržan u ispušnim plinovima može iskoristiti za predgrijavanje komprimiranog zraka za izgaranje prije nego što uđe u komoru za izgaranje. Izmjenjivač topline korišten za tu svrhu naziva se regenerator.

Plinska turbina ima ove prednosti¹⁷:

- ugradnjom automatske kontrole omogućuje se rad bez stalnog nadgledanja
- manji troškovi održavanja nego kod parnih turbina i dizel-motora
- mala težina i mali volumen po jedinici snage
- manji investicijski troškovi nego kod ugradnje parnih turbina i dizel-motora
- brže upućivanje turbine i veća manevarska sposobnost broda.

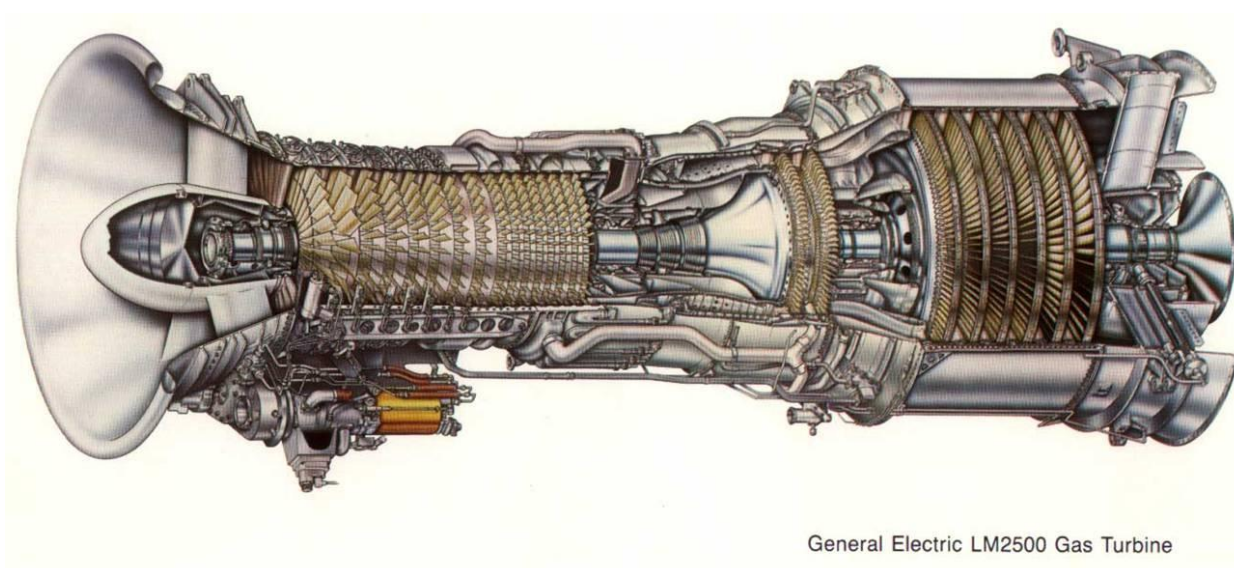
¹⁴ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 130.

¹⁵ Ibidem

¹⁶ Ibidem

¹⁷ Ibidem

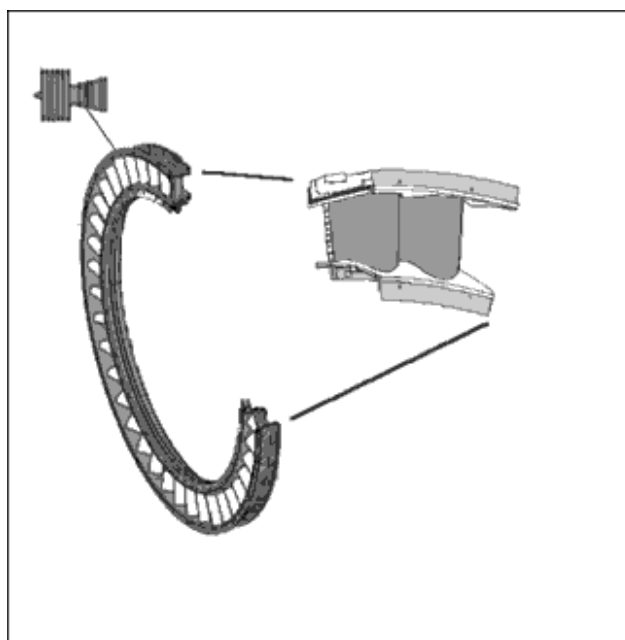
Slika 14: Presjek brodske plinske turbine GE LM25 (25 000 kW)



Izvor: Predavanja prof. dr. sc. Enco Tireli: "Brodске toplinske turbine"

Sapnice prvog stupnja turbine su najopterećeniji dijelovi turbine. One se sastoje od posebno oblikovanih dijelova sastavljenih u prsten. Na Slici 15. prikazane su sapnice plinske turbine.

Slika 15: Sapnice plinske turbine



Izvor: <http://www.bst-tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/aviation/1995/a95o0232/a95o0232.asp>

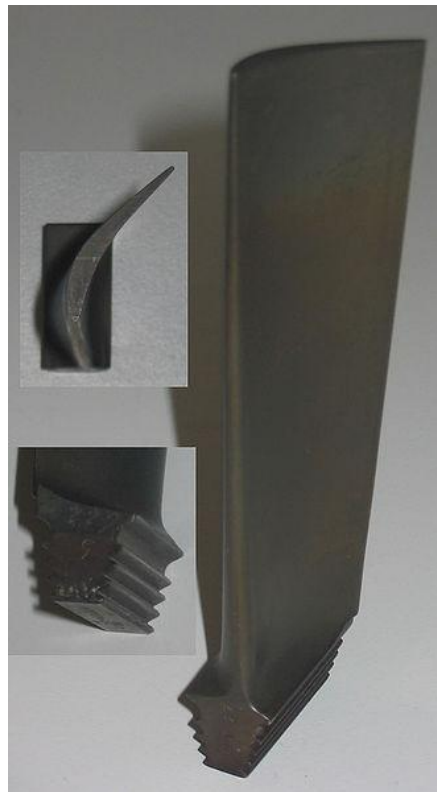
(08.10.2013)

Segmenti sapnice imaju aerodinamički oblikovanu pregradu. One su šuplje i zrak iz kompresora ulazi u dio sapničkih krilaca koji su smješteni u turbinskim pregradama. Zrak struji kroz sapnice i kroz seriju provrta završavajući u komorama za izgaranje. Ta zračna struja hladi cijelu pregradu, i s njima i sapnice, omogućavajući mnogo višu ulaznu temperaturu plinova izgaranja u turbini¹⁸.

Sapnice drugog stupnja rotacijska su krilca smještena u strujnom kanalu plinova odmah nakon prvog stupnja. Sapnice i njihove osovine montirane su na turbinsko kućište tako da se država minimum zazora između sapnica i zaštite kada turbine dostigne svoju radnu temperaturu¹⁹.

Kod plinskih turbina sigurnosni regulator služi za zaštitu turbine od prekoračenja brzine vrtnje, slično kao i kod parnih turbina. Također lopatice plinskih turbina izvedene su slično kao i lopatice parnih turbina a prikazane su na Slici 16²⁰.

Slika 16: Lopatica plinske turbine



Izvor: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Gas_turbine_blade_with_details.jpg

(08.10.2013.)

¹⁸ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 134.

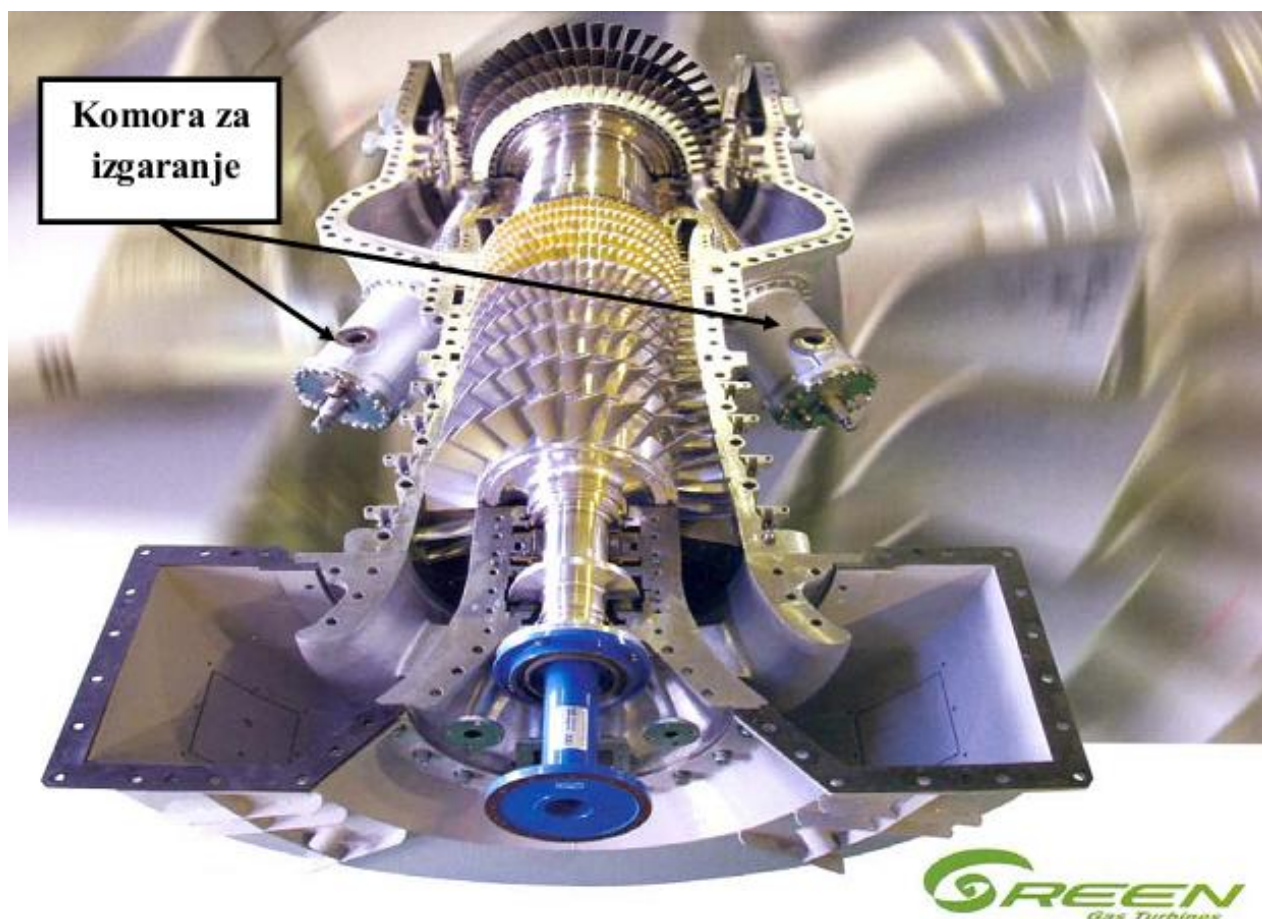
¹⁹ Ibidem

²⁰ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 135.

Proces izgaranja se izvodi u jednoj ili više komora za izgaranje koje su postavljene između turbine i kompresora. Osnovni princip rada sekcije za izgaranja jest podjela relativno hladnog izlaznog zraka iz kompresora (od 120°C do 320°C)²¹ u dvije ili više koaksijalnih struja, od kojih centralna ili primarna struja ulazi u primarnu zonu izgaranja gdje je uštrcano sitno raspršeno gorivo. Izgaranje se izvodi uz pomoć visokonaponske svijećice koja pali mješavinu zraka i goriva.

Kada se jednom provede izgaranje, mješavina će stalno izgarati bez pomoći električne svijećice. Količina primarnog zraka je takva da će mješavina biti dovoljna za stalan i brz proces izgaranja za vrijeme rada. Na Slici 17. i 18. prikazana su dva različita smještaja komora za izgaranje na plinskim turbinama.

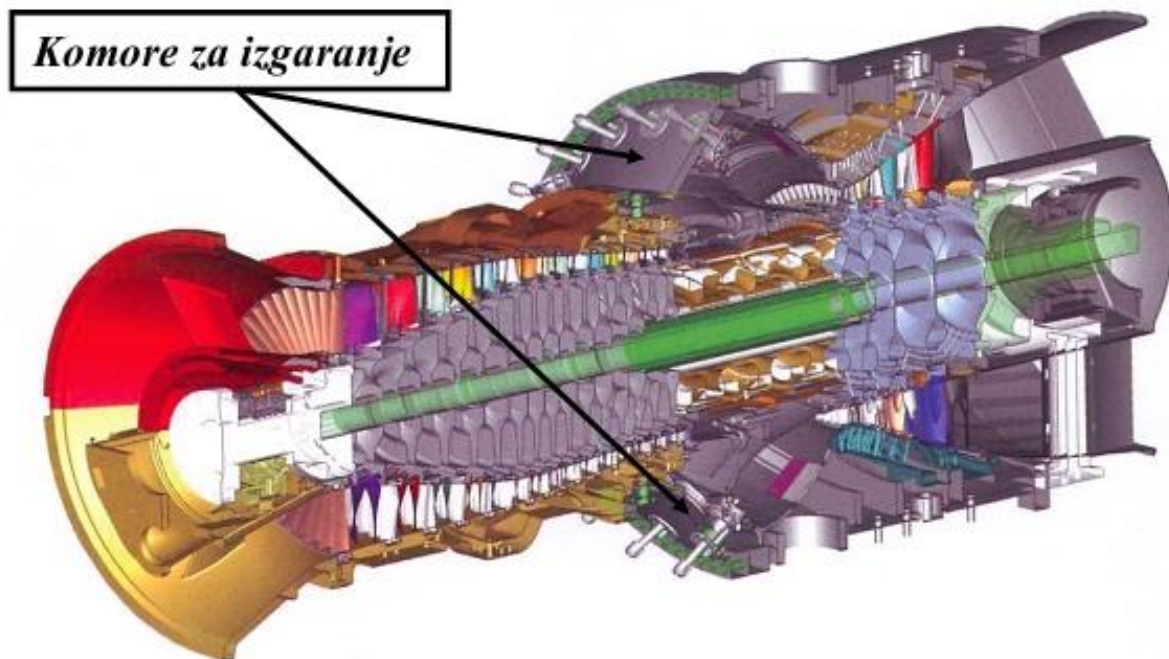
Slika 17: Bočni smještaj komore za izgaranje



Izvor: prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec: Energetska postrojenja

²¹ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 136.

Slika 18: Kružni smještaj komora za izgaranje



Izvor: prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec: *Energetska postrojenja*

Gorivo koje se koristi za rad plinske turbine mora se sastojati od homogenih ugljikohidrata koji ne sadrže anorganske kiseline i strana tijela²². Goriva koja se mogu upotrebljavati, prikazana u tablici 4., za proizvodnju plinova izgaranja i pogon plinskih turbina obično sadrže:

Tablica 4: Količina metala u ppm-u različitih goriva

Gorivo	Pb	Ca	Na+K	Va
Benzin	0.2	0.2	0.2	0.2
Kerozin	0.2	0.2	0.2	0.2
Dizel D1	0.2	0.2	0.2	0.2
Dizel D2	0.2	0.5	0.2	0.2
Sirova nafta	0.2	0-20	0-100	0-300
Dopušten sadržaj	5	10	5	2

Izvor: Tireli, E.: *Brodске toplinske turbine, Rijeka 2001.*

Maksimalni sadržaj nečistoća je, uključujući vodu, 1% volumski, a maksimalna je količina pepela 0,03% težinski (300 ppm - parts per million).

²² Tireli, E.: *Brodске toplinske turbine, Rijeka 2001.* str. 138.

Maksimalni dopušteni sadržaj nečistoća je sljedeći²³:

- vanadij 2 ppm
- kalcij 10 ppm
- olovo 5 ppm
- kalij + natrij 5 ppm

Eventualni sadržaji metala tijekom procesa izgaranja tope se i tvore talog na turbinskim lopaticama i pregradama izazivajući koroziju.

Izuzevši vanadija, svi drugi metali stvaraju naslage na turbinskim lopaticama. Te se naslage teško odstranjuju, povrh toga smanjuju snagu i efikasnost turbine te su zbog toga nepoželjni u sastavugoriva.

Sadržaj vanadija i natrija ograničava upotrebu goriva, a razlog tome je povećanje rizika od korozije pri visokim temperaturama. Produkti izgaranja koji sadrže npr. natrijev-sulfat i vanadij-pentoksid, u polurastopljenom su stanju i na temperaturi od približno 600°C počinju izazivati visokotemperaturnu koroziju.

Vanadijev utjecaj na oštećenje materijala može se smanjiti dodavanjem magnezija, što rezultira povećanjem točke taljenja produkata izgaranja na približno 1100°C²⁴.

Sustav goriva obuhvaća dva postupka²⁵:

- odstranjivanje soli
- dodavanje aditiva gorivu.

Desolizatorski uređaj odstranjuje sve nepoželjne vodenotopljive kemijske elemente kao što su natrij, kalij i velik broj kalcijevih spojeva.

Upotrebom uređaja za dodavanje aditiva (magnezij se miješa s gorivom) izbjegava se korozija i stvaranje taloga izazvanih sadržajem vanadija.

Na, K i elementi Ca u sastavu goriva topljivi su u vodi, najčešće se nalaze kao kontaminatori u gorivu, a nastaju doticajem sustava goriva s morskom vodom. Dosad još nije pronađen aditiv koji bi eliminirao efekt oštećenja tih elemenata tijekom procesa izgaranja. Činjenica da su topljivi u vodi, omogućuje njihovo odstranjivanje iz goriva jednostavnim

²³ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 139.

²⁴ Ibidem

²⁵ Ibidem

centrifugalnim ispiranjem. To se izvodi zagrijavanjem goriva i dodavanje 5-10% vode koja sadrži oko 0,25% otapala. Mješavina goriva i vode vodi se kroz dva centrifugalna separatora spojena u seriju, koji odstranjuju vodu iz goriva. Većina nečistoća topljivih u vodi može tako se tako odstraniti. Gustoća se vode može povećati otapanjem magnezijeva sulfata u vodi²⁶.

Vanadij je uobičajeno prisutan u različitim količinama u sirovoj nafti i ostalom gorivu. Budući da je većina vanadijevih spojeva topljiva u gorivu, gorivu je potrebno dodavati inhibitor da bi se spriječila korozija²⁷.

Korozivni efekt vanadija može se uspješno smanjiti dodavanjem magnezijeva sulfata $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ kao Epsomova sol koja se miješa s gorivom i onda vodi u sustav za izgaranje. Kad voda otopi magnezijev sulfat, odvaja se od goriva a mješavina goriva i aditiva mora izgorjeti odmah nakon dodavanja aditiva²⁸. Količina aditiva iznosi od 0,5 do 2,5% količine goriva.

Oštećenje visokopterećenih lopatica plinskih turbina izazvano je visokotemperaturnom korozijom. Visoka temperatura plina, njegov sadržaj te onečišćeni usisni zrak za izgaranje redovito izazivaju koroziju lopatica plinskih turbina. Pojava visokotemperaturne korozije može se protumačiti na osnovi već poznatih teorija o nastanku visokotemperaturne korozije. Sprječavanje takva utjecaja važno je jer se time povećava životni vijek lopatica odnosno općenito sigurnost u radu plinske turbine²⁹.

U osnovi, plinske se turbine upućuje u rad do nominalne snage u nekoliko minuta. Uvjeti koji se uspostavljaju pri upućivanju u rad, imaju odlučujući utjecaj na životni vijek turbine, pogotovo najopterećenijih dijelova - lopatica.

Plinovi za pogon plinskih turbina redovito su produkt izgaranja tekućeg goriva ili plinovitog goriva čija se temperatura penje i do $1.000^\circ C$ ³⁰.

Opazilo se da vanadij može biti sadržan i u usisnom zraku koji se dobavlja preko kompresora. U korištenom zraku za izgaranje goriva, u pravilu, ima oko 0,005 ppm težinskih

²⁶ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 139.

²⁷ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 140.

²⁸ Ibidem

²⁹ Ibidem

³⁰ Ibidem

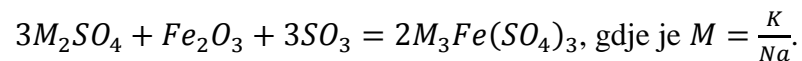
udjela natrija (Na), kalija (Ka), vanadija (V) i olova (Pb), što se smatra dovoljnom za pojavu a visokotemperaturne korozije³¹.

Do sada je potvrđeno pet (5) teorija nastanka visokotemperaturne korozije³².

1. teorija:

Objavljena 1945. (autor Corey)

Mehanizam nastanka:

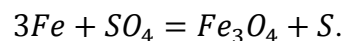


Pritom je važno da udio dijela SO₃ u količini 0,5 do 3% od ukupnog udjela SO₂ ima odlučujuću ulogu u stvaranju visokotemperaturne korozije. Stoga je poželjno da pretičak zraka bude čim manji pri izgaranju, što je kod turbina zapravo obrnuto.

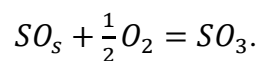
2. teorija:

Objavljena 1960. (autor Nelson)

Mehanizam nastanka:



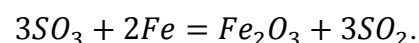
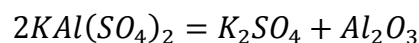
Zbog katalitičkog djelovanja Fe₂O₃ dolazi do mjestimično pojačane koncentracije stvaranja SO₃ u području od 538°C do 704°C kroz reakciju



3. teorija:

Objavljena 1963. (autori Adams i Raask).

Mehanizam nastanka:



³¹ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 140.

³² Ibidem

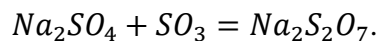
Analizama je potvrđeno, kao termogravimetrijskim mjerenjima, da alkalijski dvostruki sulfat i slobodni sumornji trioksid izazivaju odnošenje materijala, što u ovom slučaju nazivamo visokotemperaturnom korozijom³³.

Tako je npr. utvrđeno da se pri 750°C i radu s plinovima izgaranja, pri izgaranju dizel goriva, visokotemperaturnom korozijom odnosi oko 150 mg čelika lopatica po cm² površine. Pod istim uvjetima, ali sa sastavom plinova koji sadrže K₂SO₄, K Al(SO₄)₂ visokotemperaturnom sekorozijskom odnosi čak 550 mg čelika lopatica po cm² površine.

4. teorija:

Objavljena 1964. (autor Wickert).

Mehanizam nastanka: udio SO₃ aktivira u kontaktu sa Na₂SO₄ "koroziju":

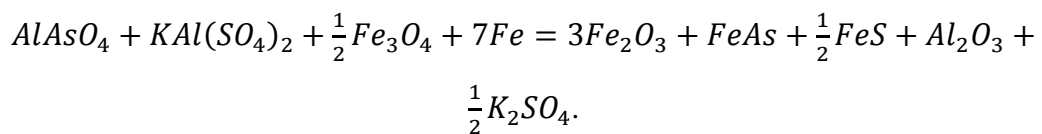


Budući a pri temperaturama većim od 600°C nije moguće stvaranje piro-sulfata, zapravo Na₂SO₄ "aktivira" SO₃ molekule, a napodnije je područje oko 590°C za stvarnje spoja s materijalom lopatica.

5. teorija:

Objavljena 1968. (autor Kirsch).

Mehanizam nastanka:



Novijom teorijom visokotemperaturna korozija, na lopaticama plinske turbine, nastaje reagiranjem sumpornih i vanadijevih spojeva sa NaCl i taloži se kao Na₂SO₄ ili kao miješani sulfat Na₂SO₄/K₂SO₄³⁴.

³³ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 141.

³⁴ Ibidem

To se taloženje događa u temperaturnom području od 800°C do 1200°C u tekućem stanju. Nastali talog vrlo je agresivan, a nastali kromati i sulfiti osiromašuju materijal lopatice u kromu³⁵.

Točan proces i mehanizam nastanka temperaturne korozije (prema ovoj teoriji) do danas nije u svim pojedinostima razjašnjen, iako se kemijska reakcija prepoznaje.

Vanadij tvori tekuće spojeve, npr. vanadijev pentoksid, već pri 691°C i kod svih lopatica plinskih turbina vanadijev pentoksid izaziva jaku koroziju. Dodavanjem silicijevih aditiva kao npr. SiO₂, može se izazvati vanadijev-magnezijev spoj koji tek pri višim temperaturama dopušta tekuće spojeve. Na taj se način bitno smanjuje djelovanje visokotemperaturne korozije³⁶.

Kod plinskih turbina s ulaznim temperaturama ispod 650°C, uz dodatak aditiva na silicijskoj bazi, može se potpuno poništiti utjecaj visokotemperaturne korozije.

Natrij i kalij mogu s vanadijem tvoriti eutektične spojeve koji su tekući već pri 566°C. Kod spojeva sa sumporom, oni tvore sulfate s točkom taljenja upravo u području rada plinskih turbina. Nastali sulfati vrlo su agresivni, i ni jedan aditiv nije uspješan iznad 650°C³⁷.

Olovo izaziva koroziju i može dodatno umanjiti zaštitni efekt magnezijevih aditiva, pa time zapravo ne umanjuje štetno djelovanje visokotemperaturne korozije.

Kalcij je nepoželjan element u procesu jer tvori tvrde i debele naslage na lopaticama plinske turbine. Dodatno, pri promjeni uvjeta rada plinske turbine, oni mogu i otpasti te prouzročiti mehanička oštećenja³⁸.

U usporedbi sa svim spomenutim elementima, sumpor je najnepoželjniji u procesu jer predstavlja osnovni uvjet visokotemperaturne korozije.

Da bi se donekle spriječio utjecaj visokotemperaturne korozije, poduzimaju se sljedeće radnje³⁹:

- potpuno čišćenje goriva i zraka za izgaranje od elemenata koji su spomenuti kao nepoželjni
- dodavanje aditiva gorivu
- nanošenje na lopatice zaštitnih premaza ili metala za zaštitu.

Proizvođači plinskih turbina drže do preporuka da usisni zrak za izgaranje ne smije imati težinski udjel preko 0,005 ppm zbrojeno natrija, kalija, vanadija i olova.

³⁵ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 142.

³⁶ Ibidem

³⁷ Ibidem

³⁸ Ibidem

³⁹ Ibidem

Pojedini proizvođači daju preporuke maksimalnog sadržaja elemenata u ppm za korišteno gorivo i to⁴⁰:

Tablica 5: Preporuke proizvođača o maksimalnom sadržaju elemenata (ppm)

	Va	Na+K	Ca	Pb	S
BBC	1	2	1	1	0,8
KWU	2	2	12	5	1,0
GE	0,5	-	2	-	1,0
RR	1	1	-	-	1,3
WH	2	5	10	5	0,5

Izvor: Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001.

Da bi se spriječilo onečišćenje goriva nepoželjnim elementima, mora se voditi računa da se:

- spremnici i cjevovodi očiste pri svakoj promjeni goriva
- da se ispiranje ne obavlja eventualno vodom koja sadržaji nepoželjne elemente.

Spomenutom mjerom može se bitno umanjiti djelovanje Na (kroz natrijev klorid), K (kroz kalijev klorid), Ca (kroz kalcijev karbonat)⁴¹.

Zahtjevi za čišćenjem goriva kod plinskih turbina mnogo su stroži od onih za dizel-motore. Dizel-motori mogu bez poteškoća raditi i s 100 ppm onečišćenja s naznačenim zagađivačima. Stoga proizlazi da se čišćenju goriva mora posvetiti najveća pažnja.

Nakon takva čišćenja goriva, dodaju se aditivi za odvajanje vanadija, i to najčešće magnezijev sulfat $MgSO_4$ ili gorka sol $MgSO_4 \cdot 7H_2O$ ⁴².

Onečišćenja goriva vanadijem i olovom uslijedi većinom ako se prethodno u spremnicima i cjevovodima nalazilo teško gorivo ili benzin.

⁴⁰ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 143.

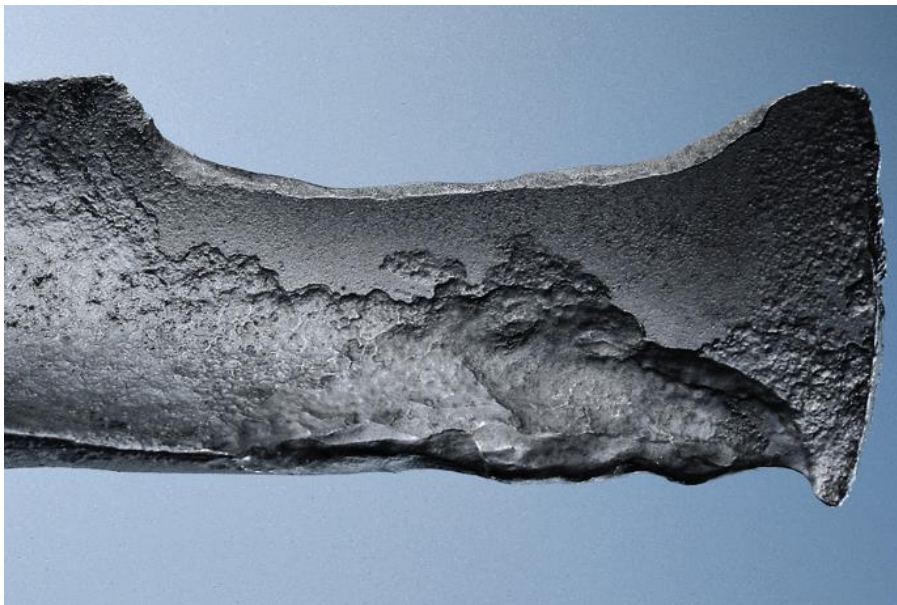
⁴¹ Ibidem

⁴² Ibidem

Kontakt s nepoželjnim elementima kroz usisani zrak za izgaranje može se spriječiti ako se⁴³:

- sprječava usis čestica kapi sa NaCl (posebno nepogodno za brodske plinske turbine)
- ne dopušta rad motora s unutrašnjim sagorijevanjem u blizini usisa zraka za plinsku turbinu.

Slika 19: Lopatica turbine oštećena korozijom



Izvor: <http://www.sulzer.com/en/Products-and-Services/Coating-Equipment/Customer-Support/Surface-Functionalities/Corrosion> (14.10.2013.)

6.1. Kombinirani proces plinskoturbinskog i parnoturbinskog postrojenja

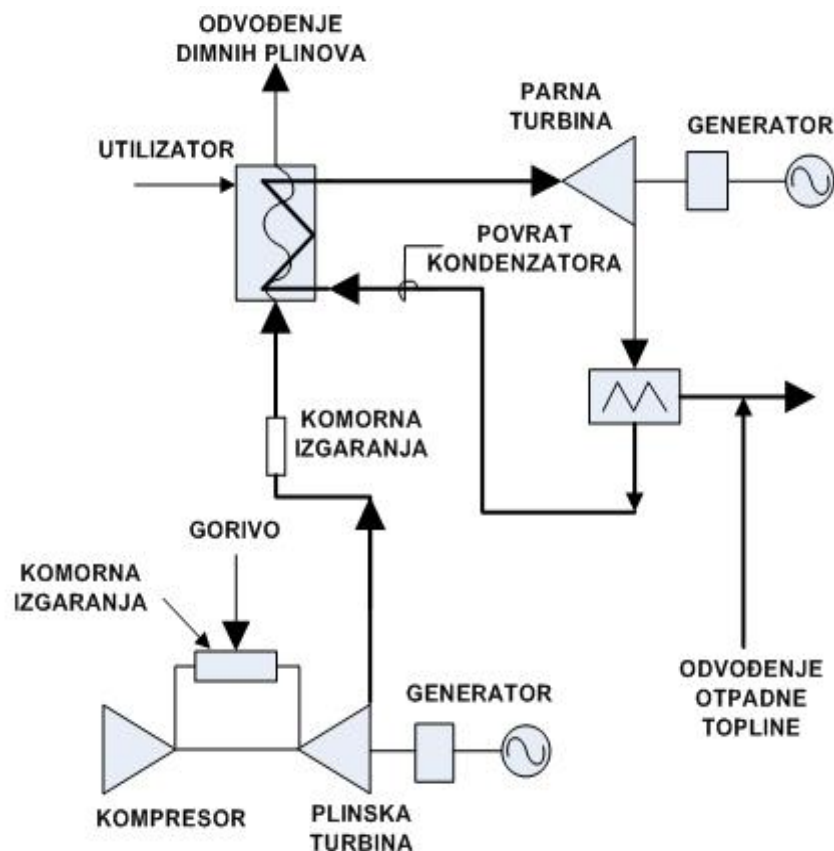
Kada govorimo o kombiniranom procesu mislimo na proces sastavljen od plinsko-turbinskog i parno-turbinskog dijela. Glavne sastavnice su naravno plinska i parna turbina. Osnovna namjena ovakvih postrojenja je da se iskoristi toplina nastala na izlazu iz plinske turbine. Pošto ispušni plinovi koji izlaze iz plinske turbine imaju izuzetno visoke temperature, oko 600 °C mogu se iskoristiti kao sredstvo koje će grijati vodu i proizvoditi vodenu paru za parnu turbinu. Time povećavamo iskoristivost samog procesa pošto je toplina koju bi inače

⁴³ Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001. str. 143.

izgubili iskorištena za daljnju proizvodnju pare. Iskoristivost takvog postrojenja doseže i do 60%⁴⁴.

Na Slici 20. prikazano je jedno takvo postrojenje s plinskom i parnom turbinom te kompresorom. U kombiniranom postrojenju kompresor komprimira zrak i šalje ga u komoru izgaranja gdje se istovremeno dovodi gorivo za izgaranje. Plinovi izgaranja vrlo visoke temperature vode se iz komore izgaranja u plinsku turbinu, gdje ekspandiraju dajući koristan rad na osovini spojenom na rotor plinske turbine. Osovina pokreće generator električne struje i proizvodi električnu energiju koja se šalje u mrežu. Nakon ekspanzije, ispušni se plinovi iz plinske turbine vode u utilizator (generator pare na otpadnu toplinu). Jedna od vrlo dobrih karakteristika plinske turbine je ta što je kod nje prisutan vrlo visok omjer zrak/gorivo budući se dodaje nekoliko puta više zraka zbog hlađenja lopatica plinske turbine.

Slika 20: Shema kombiniranog postrojenja



Izvor: http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/index.php?title=ENERGETSKE_TRANSFORMACIJE
(08.10.2013.)

⁴⁴ http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/index.php?title=ENERGETSKE_TRANSFORMACIJE (08.10.2013.)

ZAKLJUČAK

Plinske pogonske turbine postaju sve češće glavni izbor za pogon brodova, pogotovo za brodove velike snage i specijalnih namjena. Iskoristivost plinskih turbina još je veća ukoliko se koristi u kombiniranom postrojenju zajedno sa parnim turbinama (COGES), budući da takav sustav iskorištava otpadnu toplinu ispušnih plinova za proizvodnju pare i samim time povećava iskoristivost takvog postrojenja i do 60%.

Termotehničkim proračunom plinske turbine snage 30 MW prikazali smo kako izračunati najvažnije parametre jednog takvog pogona. Također smo dobili i njegov teoretski kao i mogući rad na turbini, jediničnu potrošnju goriva kao i ukupni stupanj djelovanja plinsko turbinskog pogona od 43%. Također smo plinsku turbinu podjelili u četiri stupnja te prikazali kako izračunati proizvedenu snagu na turbini po svakom stupnju, koristan i raspoloživi rad i snagu stupnja, termodinamički stupanj djelovanja po stupnjevima kao i visinu lopatica svakog stupnja.

Bitno je također napomenuti da uz mnoge prednosti koje ovakva vrsta pogona nudi (rad bez stalnog nadgledanja, manji troškovi održavanja, mala težina i mali volumen po jedinici snage, manji investicijski troškovi, brže upućivanje turbine, veća manevarska sposobnost broda) ovakav pogon također može koristiti teret broda (LNG) za pogon. Teret koji ionako dnevno isparava i gubi se ukoliko se ne iskoristi za pogon ili ukapljuje natrag skupocjenim sustavom za ukapljivanje.

LITERATURA

KNJIGE

1. Tireli, E.: Brodske toplinske turbine, Rijeka 2001.
2. Miler, J.: Parne i plinske turbine, Tehnička knjiga, Zagreb 1955.

ČASOPISI

1. The Motor Ship: "LNG carriers running out of fuel", January/February 2005.

INTERNET

1. <http://share.pdfonline.com/f3d623b67bc84be1a8902e7d6092d712/PLINSKE%20ODGOV.pdf>
2. http://www.daedalus.gr/jsauxilpublic/LNG_Propulsion-7.pdf (19.9.2013.)

POPIS SLIKA

Slika 1: Plinskoturbinsko postrojenje otvorenog procesa	8
Slika 2: Kombinirano plinsko i parno postrojenje (COGES).....	9
Slika 3: Direktni pogon	9
Slika 4: Prikaz toplinskih procesa plinske turbine	12
Slika 5: h-s dijagram prvog stupnja.....	26
Slika 6: Trokuti brzina za prvi stupanj plinske turbine	28
Slika 7: Shema trokuta brzina na samom izlasku iz sapnica te u lopaticama	29
Slika 8: Prikaz sapnica i lopatica prvog stupnja plinske turbine.....	34
Slika 9: h-s dijagram drugog stupnja.....	36
Slika 10: Trokuti brzina drugog stupnja plinske turbine.....	39
Slika 11: Shema trokuta brzina na samom izlasku iz sapnica te u lopaticama	40
Slika 12: Prikaz sapnica i lopatica drugog stupnja plinske turbine.....	46
Slika 13: Brodska Rolls-Royce plinska turbina snage 30 000 kW	47
Slika 14: Presjek brodske plinske turbine GE LM25 (25 000 kW).....	49
Slika 15: Sapnice plinske turbine	49
Slika 16: Lopatica plinske turbine.....	50
Slika 17: Bočni smještaj komore za izgaranje	51
Slika 18: Kružni smještaj komora za izgaranje.....	52
Slika 19: Lopatica turbine oštećena korozijom	59
Slika 20: Shema kombiniranog postrojenja	60

POPIS TABLICA

Tablica 1: Poznati podaci za termotehnički proračun	1
Tablica 2: Tablica izračunatih i zadanih vrijednosti za prvi stupanj plinske turbine	25
Tablica 3: Tablica izračunatih i zadanih vrijednosti za drugi stupanj plinske turbine	35
Tablica 4: Količina metala u ppm-u različitih goriva.....	52
Tablica 5: Preporuke proizvođača o maksimalnom sadržaju elemenata (ppm).....	58