

Milan V. Petrović
Milan Banjac

Gasne turbine i turbokompresori

Priručnik za vežbe

Univerzitet u Beogradu - Mašinski fakultet

GASNE TURBINE I TURBOKOMPRESORI - PRIRUČNIK ZA VEŽBE

Autori:

prof. dr Milan V. Petrović, redovni profesor, Mašinski fakultet u Beogradu
dr Milan Banjac, docent, Mašinski fakultet u Beogradu

Recezeni:

prof. dr Nikola Ćuk, redovni profesor u penziji, Mašinski fakultet u Beogradu
prof. dr Milun Babić, redovni profesor, Fakultet inženjerskih nauka u Kragujevcu

Izdavač:

Univerzitet u Beogradu - Mašinski fakultet
Kraljice Marije 16, 11120 Beograd
tel. 011 3370 760
www.mas.bg.ac.rs

Za izdavača: prof. dr Radivoje Mitrović, dekan

Glavni i odgovorni urednik: prof. dr Milan Lečić

Odobreno za štampu Odlukom Dekana Mašinskog fakulteta u Beogradu
br. 03/2020 od 30.01.2020. godine

Priprema za štampu i dizajn:

Autori

Lektura i korektura:

Prevodilačko preduzeće LEXICA d.o.o.
www.lexica.rs

Štampa:

PLANETA PRINT
www.planeta-print.rs

Tiraž: 100 primeraka

ISBN 978-86-6060-036-5

Beograd 2020.

Preštampavanje i fotokopiranje nije dozvoljeno.

Sva prava zadržavaju izdavač i autori.

Sadržaj

1 Proračun i optimizacija	
toplotne šeme gasnog bloka	1
1.1 Postavka zadatka	1
1.2 Uvodno razmatranje	2
1.2.1 Opis postrojenja	2
1.2.2 Sastav produkata sagorevanja	2
1.2.3 Određivanje veličina stanja za vazduh i produkte sagorevanja	3
1.2.4 Traupelov h, s dijagram za vazduh i produkte sagorevanja	4
1.3 Proračun termodinamičkog ciklusa	5
1.3.1 Određivanje veličina stanja u pojedinim tačkama procesa	5
1.3.2 Određivanje veličina stanja u pojedinim tačkama procesa primenom Traupe- lovog h, s dijagrama	7
1.3.3 Određivanje glavnih termodinamičkih parametara gasnog bloka	7
1.4 Izbor termodinamičkih parametara gasnog bloka	9
1.4.1 Osnovni termodinamički parametri gasnog bloka	9
1.4.2 Određivanje optimalnog stepena kompresije	9
1.5 Bilans po I zakonu termodinamike	11
1.5.1 Bilansiranje	11
1.5.2 Greška bilansiranja	12
2 Proračun kombinovanog	
postrojenja gasne i parne turbine	13
2.1 Postavka zadatka	13
2.2 Uvodno razmatranje	14
2.3 Određivanje veličina stanja u pojedinim tačkama procesa	15
2.3.1 Određivanje parametara sveže pare	15
2.3.2 Krična razmena toplote i proizvedena količina pare	15
2.3.3 Određivanje toplotnog pada parne turbine	16
2.3.4 Određivanje optimalnog pritiska sveže pare	17
2.4 Određivanje veličina stanja glavnog kondenzata i napojne vode	17
2.4.1 Određivanje jediničnog oduzimanja pare	18
2.4.2 Određivanje snage generatora bruto parnog postrojenja	19
2.4.3 Određivanje glavnih termodinamičkih parametara komb. postrojenja	19

3	Aerodinamički proračun višestupnog aksijalnog kompresora	20
3.1	Postavka zadatka	20
3.2	Uvodno razmatranje	21
3.2.1	Rešetke aksijalnih turbokompresora	21
3.2.2	Kompresorski stupanj i značice rada i protoka	21
3.3	Određivanje dimenzija ulaznog protočnog preseka	22
3.3.1	Stanje gasa na ulazu u kompresor	22
3.3.2	Izbor spoljašnjeg prečnika i broja obrtaja	22
3.3.3	Variranje značice protoka	23
3.3.4	Uslovi za izbor značice protoka	24
3.4	Aerodinamički proračun stupnja na srednjem prečniku	25
3.4.1	Variranje značice rada	25
3.4.2	Uslovi za izbor značice rada	27
3.5	Proračun grupe stupnjeva	27
3.5.1	Određivanje broja stupnjeva	27
3.5.2	Proračun veličina stanja po stupnjevima	29
3.6	Određivanje strujnog polja na svim prečnicima	30
3.6.1	Opis strujanja i postavka problema	30
3.6.2	Provera odnosa brzina na svim prečnicima	31
3.6.3	Određivanje strujnih uglova u korenu i vrhu stupnja	32
3.7	Određivanje geometrijskih parametara radnih i statorskih kola	32
3.7.1	Odabir koraka rešetke i broja lopatica	32
3.7.2	Proračun uglova srednje linije aeroprofila	34
3.8	Konstruisanje prostornog oblika lopatica	35
3.8.1	Raspodela debljine aeroprofila	35
3.8.2	Definisanje geometrije svih stupnjeva preko geometrije prvog stupnja	37
3.9	Konstruisanje meridijanskog preseka protočnog dela kompresora	38
	Literatura	39
A	Prilog - Traupelov h, s dijagram za vazduh i produkte sagorevanja	40

Zadatak 1

Proračun i optimizacija toplotne šeme gasnog bloka

1.1 Postavka zadatka

Potrebno je obaviti proračun toplotne šeme gasnog bloka i izbor optimalne vrednosti stepena kompresije Π_C .

Zadati su sledeći podaci:

- Snaga el. generatora bruto P_{Gb} [MW].
- Temperatura atmosferskog vazduha t_{atm} [°C].
- Temperatura gasa na ulazu u turbinu t_3 [°C].
- Atmosferski pritisak p_{atm} [bar].
- Unutrašnji stepen korisnosti kompresora η_{iC} [-].
- Unutrašnji stepen korisnosti turbine η_{iT} [-].
- Stepen korisnosti grejne komore η_{GK} [-].
- Mehanički stepen korisnosti kompresora η_{mC} [-].
- Mehanički stepen korisnosti turbine η_{mT} [-].
- Stepen korisnosti el. generatora η_G [-].

Koristi se standardno tečno gorivo (sastav: 86% C, 12,5% H, 1,5% O). Karakteristike su:

- Donja toplotna moć goriva $H_d = 42000$ kJ/kg.
- Stehiometrijska količina goriva $b = 0,0707$ kg/kg.

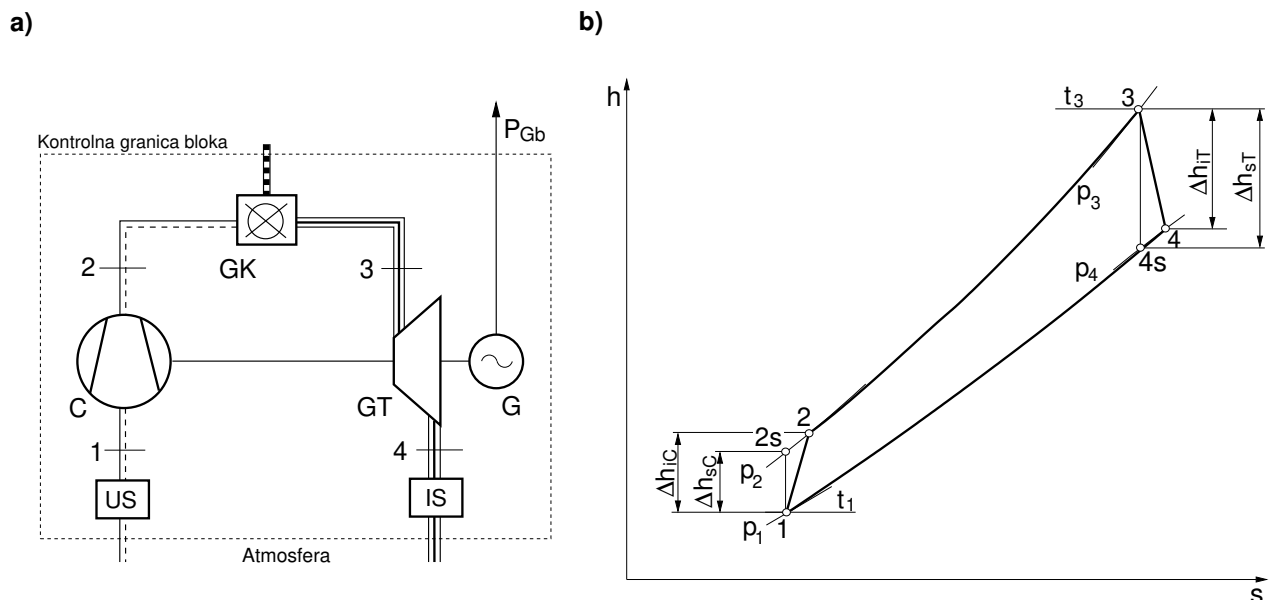
Za izabranu vrednost stepena kompresije Π_C potrebno je uraditi bilans po I zakonu termodinamike.

1.2 Uvodno razmatranje

1.2.1 Opis postrojenja

Osnovna toplotna šema gasnog bloka data je na sl. 1.1-a. Ovakvo postrojenje radi po Džulovom ciklusu otvorenog toka [3], koji je u h, s dijagramu predstavljen na sl. 1.1-b. Kompresor C usisava atmosferski vazduh preko uvodnog sistema US , u kom se javlja izvestan pad pritiska. Vazduh koji ulazi u kompresor, stanja 1, sabija se do izlaznog pritiska p_2 , posle čega se uvodi u grejnu komoru GT . U grejnoj komori se, uz minimalan pad pritiska, sagorevanjem ubrizganog goriva ostvaruje zagrevanje radnog fluida do temperature t_3 . Zagrejani produkti sagorevanja ekspandiraju u gasnoj turbini GT do izlaznog pritiska p_4 , koji je usled otpora u izduvnom sistemu IS nešto viši od atmosferskog pritiska p_{atm} .

Turbina GT proizvodi mehanički rad koji se jednim delom koristi za direktan pogon kompresora C . Ostatak mehaničkog rada služi za pogon električnog generatora G .



Sl. 1.1: Gasni blok: a) toplotna šema, b) prikaz kružnog ciklusa u h, s dijagramu

1.2.2 Sastav produkata sagorevanja

Prvo je potrebno definisati nekoliko veličina koje na jednostavan način opisuju sastav produkata sagorevanja PS . Neka je b količina goriva G koja se može stehiometrijski sagoreti u jednom kilogramu vazduha V . Dobijena količina stehiometrijskih produkata sagorevanja PS, s po jednom kilogramu sagorelog goriva iznosi:

$$m_{PS,s} = \frac{1}{b} + 1 \quad \left[\frac{\text{kg } PS,s}{\text{kg } G} \right]. \quad (1.1)$$

Ukoliko je stvarna količina vazduha λ puta veća od stehiometrijske, proizvedena količina produkata sagorevanja m_{PS} dobijena sagorevanjem jednog kilograma goriva glasi:

$$m_{PS} = \frac{\lambda}{b} + 1 \quad \left[\frac{\text{kg } PS}{\text{kg } G} \right], \quad (1.2)$$

gde je λ koeficijent viška vazduha.

Ako se sa x obeleži maseni udeo stehiometrijskih produkata sagorevanja u ukupnoj količini produkata sagorevanja:

$$x = \frac{m_{PS,s}}{m_{PS}} \quad \left[\frac{\text{kg}_{PS,s}}{\text{kg}_{PS}} \right], \quad (1.3)$$

iz jednačina (1.1) i (1.2) sledi:

$$x = \frac{1 + b}{\lambda + b}, \quad (1.4)$$

$$\lambda = \frac{1 + b}{x} - b. \quad (1.5)$$

Korišćenjem izraza (1.2), (1.4) i (1.5) dobija se odnos količine produkata sagorevanja m_{PS} sa količinom vazduha m_V koji nastaju sagorevanjem jednog kilograma goriva:

$$\frac{m_{PS}}{m_V} = 1 + \frac{b}{\lambda} = 1 + \frac{bx}{1 + b(1 - x)}. \quad (1.6)$$

U slučaju da se sagoreva proizvoljna količina goriva \dot{M}_G , odnos masenih protoka produkata sagorevanja \dot{M}_{PS} i vazduha \dot{M}_V iznosi:

$$\frac{m_{PS}}{m_V} = \frac{\dot{M}_{PS}}{\dot{M}_V} = \frac{\dot{M}_V + \dot{M}_G}{\dot{M}_V} = 1 + \frac{\dot{M}_G}{\dot{M}_V}. \quad (1.7)$$

Oдавde se, preko relacije (1.6), dobija izraz za odnos β , koji predstavlja odnos količine sagorelog goriva \dot{M}_G prema masi vazduha \dot{M}_V :

$$\beta = \frac{\dot{M}_G}{\dot{M}_V} = \frac{bx}{1 + b(1 - x)} \quad \left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kg}_V} \right]. \quad (1.8)$$

Ako je H_d donja toplotna moć goriva, količina toplote dovedena postrojenju, po jednom kilogramu vazduha koji uđe u kompresor, iznosi:

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_V} = \frac{\dot{M}_G}{\dot{M}_V} H_d = \beta H_d. \quad (1.9)$$

1.2.3 Određivanje veličina stanja za vazduh i produkte sagorevanja

Za proračun se primenjuje model poluidealnog gasa. Ako se počne od izraza:

$$ds = c_p dT - v dp, \quad dh = c_p(T) dT, \quad (1.10)$$

integracijom se dobija:

$$s - s_R = \int_{T_R}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_R}, \quad h - h_R = \int_{T_R}^T c_p(T) dT. \quad (1.11)$$

U zavisnosti od konkretnog modela poluidealnog gasa, za aproksimaciju relacije $c_p = c_p(T)$ koriste se različiti polinomi. Referentne veličine s_R i h_R su poznate. Referentno stanje R se obično definiše za pritisak $p_R = 1$ bar i temperaturu $t_R = 0$ °C. Uglavnom se usvaja definicija prema kojoj je i $h_R = 0$. Veličina s_R , s druge strane, zavisi od vrste gasa.

Iako se specifični toplotni kapacitet c_p menja sa temperaturom, za gasnu konstantu R važi:

$$R = c_p(T) - c_v(T) = \text{const.} \quad (1.12)$$

Ukoliko je potrebno odrediti specifičnu zapreminu v , koristi se jednačina stanja idealnog gasa:

$$p v = R T. \quad (1.13)$$

Vazduh i produkti sagorevanja se, međutim, posmatraju kao smeše poluidealnih gasova. Za svaku komponentu smeše i poznata je zavisnost $c_{p,i}(T)$, kao i konstante $s_{R,i}$, $h_{R,i}$ i R_i . Pošto se u proračunu razmatra samo jedan tip goriva, opisivanje sastava produkata sagorevanja može biti svedeno na poznavanje udela stehiometrijskih produkata sagorevanja u ukupnim gasovima x . Iz toga slede relacije $c_p(T, x)$, $s_R(x)$, $h_R(x)$ i $R(x)$.

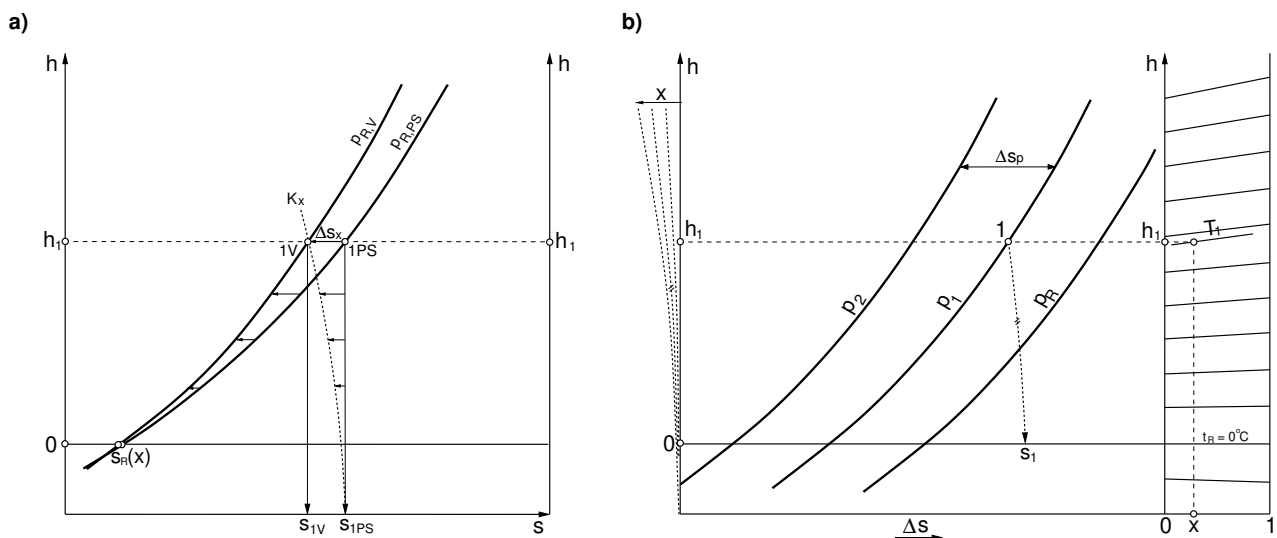
Postoji veliki broj modela za određivanje veličina stanja produkata sagorevanja, što ovde neće biti detaljno razmatrano. Za izradu zadatka iz ovog priručnika mogu se koristiti modeli [1] ili [2].

1.2.4 Traupelov h, s dijagram za vazduh i produkte sagorevanja

Proračun termodinamičkog ciklusa se može obaviti i upotrebom Traupelovog (Traupel) h, s dijagrama za vazduh i produkte sagorevanja [4].

Ovde će biti objašnjen postupak izrade Traupelovog dijagrama, koji se obavlja u nekoliko koraka:

- Upotrebom izraza (1.11) za poznatu zavisnost $c_p(T, x)$ prvo se izrađuje h, s dijagram za vazduh $x = 0$. Kada se u prvu jednačinu iz (1.11) uvrsti $p = p_R$, njen drugi član sa desne strane iščezava. Grafičkim predstavljanjem odgovarajuće zavisnosti u h, s dijagramu dobija se kriva referentne izobare p_R za vazduh V (sl. 1.2-a).
- Za bilo koji drugi pritisak $p \neq p_R$, drugi član prve jednačine (1.11) predstavlja konstantu. Iz toga sledi da su izobare linije identičnog oblika, ali horizontalno pomerene jedna u odnosu na drugu (sl. 1.2-b). Ostale linije konstantnog pritiska se konstruišu horizontalnom translacijom referentne izobare p_R za odgovarajuće $\Delta s_p = -R_V \ln p/p_R$, gde je $R_V = R(x = 0)$.



Sl. 1.2: Konstruisanje Traupelovog h, s dijagrama: a) prikaz izobara za različit sastav produkata sagorevanja x , b) nanošenje korekcionih izvodnica i dodatne skale za temperaturu

Zadatak 2

Proračun kombinovanog postrojenja gasne i parne turbine

2.1 Postavka zadatka

Potrebno je obaviti proračun toplotne šeme pratećeg parnog postrojenja, u okviru kombinovanog postrojenja gasne i parne turbine.

Zadati su sledeći podaci:

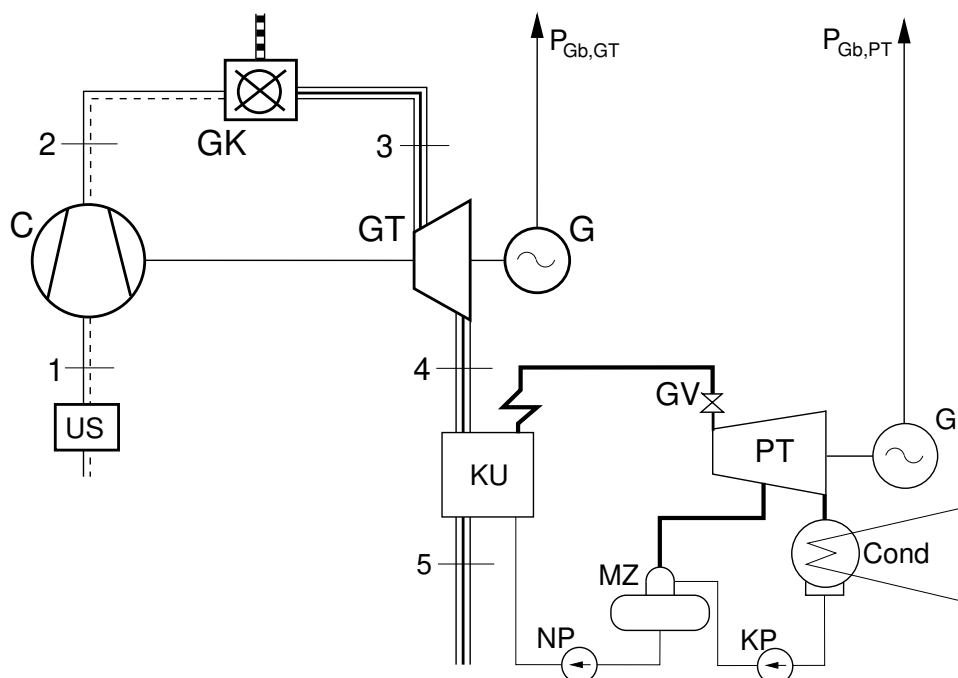
- Temperatura napojne vode t_{NV} [$^{\circ}\text{C}$].
- Pritisak kondenzacije p_C [bar].
- Unutrašnji stepen korisnosti parne turbine η_{iPT} [-].
- Stepen korisnosti kotla utilizatora η_{KU} [-].
- Mehanički stepen korisnosti parne turbine η_{mPT} [-].

2.2 Uvodno razmatranje

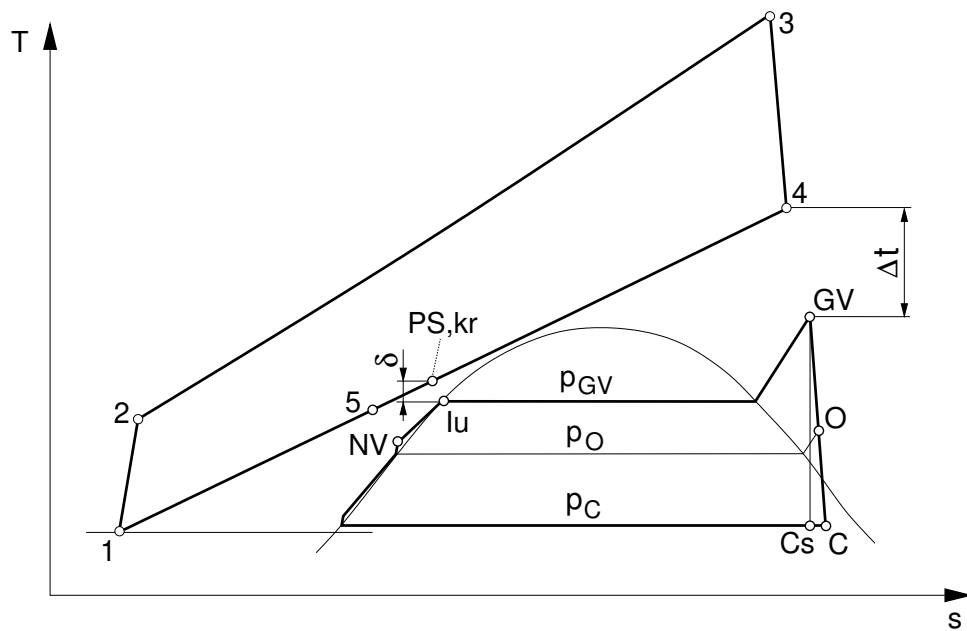
Nakon ekspanzije u gasnoj turbini do pritiska p_4 bliskog atmosferskom, izlazni produkti sagorevanja i dalje imaju visoku temperaturu t_4 . Ovo proizvodi veliku količinu visokotemperaturne otpadne toplote [3], koja se delimično može iskoristiti proizvodnjom pare za pokretanje parnog postrojenja (sl. 2.1). Para se dobija u kotlu utilizatoru KU , u kom se produkti sagorevanja hlade do konačne izlazne temperature t_5 . Para u turbini PT ekspandira do pritiska p_C koji vlada u kondenzatoru $Cond$. Iskorišćena para se kondenzuje, a dobijeni kondenzat se dalje transportuje uz povećanje pritiska, radom kondenzatne pumpe KP i napojne pumpe NP .

Kako se otpadna toplota u kotlu KU ne može regenerisati upotrebom zagrejača vazduha, povišenje temperature napojne vode t_{NV} nije termodinamički povoljno. Međutim, regenerativno zagrevanje se u izvesnoj meri mora primeniti zbog umanjivanja dejstva niskotemperaturne korozije i obavlja se u jednom mešnom zagrejaču MZ . Temperatura napojne vode t_{NV} se, dakle, zadaje prema stepenu hemijske agresivnosti produkata sagorevanja, koja zavisi od sastava goriva.

Pri proizvodnji pare u kotlu utilizatoru KU dolazi do ravnomernog sniženja temperature izduvnih gasova. S druge strane, kod proizvodnje pare postoji izotermiski deo procesa tokom isparavanja (sl. 2.2). Zbog toga se na mestu ulaska u isparivač Iu javlja minimalna temperaturna razlika između produkata sagorevanja i vode/pare δ . Kritična temperaturna razlika δ određuje količinu toplote koja se od izduvnih gasova može iskoristiti u isparivaču i pregrejaču pare. S obzirom na to da se za zagrevanje napojne vode iskoristi mala količina toplote, krajnja temperatura ohlađenih gasova t_5 u velikoj meri zavisi od temperature u isparivaču t_{Iu} , odnosno od pritiska isparavanja koji je jednak pritisku sveže pare ispred glavnog ventila p_{GV} .



SI. 2.1: Toplotna šema kombinovanog postrojenja gasne i parne turbine



Sl. 2.2: Prikaz kombinovanog termodinamičkog ciklusa u T, s dijagramu

2.3 Određivanje veličina stanja u pojedinim tačkama procesa

2.3.1 Određivanje parametara sveže pare

Temperatura proizvedene sveže pare t_{GV} niža je od početne temperature izduvnih gasova t_4 za neko Δt . Ova razlika zavisi od veličine površine za razmenu toplote kod pregrejača pare i ovde će biti usvojeno da je $\Delta t = 50^\circ\text{C}$. Tako se dobija:

$$t_{GV} = t_4 - \Delta t. \quad (2.1)$$

U cilju optimizacije termodinamičkog ciklusa parnog dela postrojenja, potrebno je varirati pritisak sveže pare p_{GV} , u opsegu:

$$p_{GV} = 10, 12, 14, \dots, 26 \text{ bar}. \quad (2.2)$$

Odatle sledi:

$$p_{GV}, t_{GV} \implies h_{GV}, s_{GV}. \quad (2.3)$$

2.3.2 Kritična razmena toplote i proizvedena količina pare

Pomenuta kritična temperaturna razlika δ javlja se po toku vode na ulasku u isparivač lu . Odgovarajuće stanje po toku gasova je označeno sa PS, kr (sl. 2.2). Temperatura i entalpija vode na ulasku u isparivač, redom t_{lu} , h_{lu} , zavise od pritiska isparavanja:

$$t_{lu} = t_c(p_{GV}), \quad h_{lu} = h'(p_{GV}). \quad (2.4)$$

Ukoliko se uzme da je kritična temperaturna razlika $\delta = 15 \div 20^\circ\text{C}$, sledi:

$$t_{PS,kr} = t_{lu} + \delta \implies h_{PS,kr}. \quad (2.5)$$

Zadatak 3

Aerodinamički proračun višestupnog aksijalnog kompresora

3.1 Postavka zadatka

Potrebno je obaviti proračun industrijskog aksijalnog turbokompresora. Zadati su sledeći podaci:

- Stepen kompresije Π_C [-].
- Maseni protok \dot{M} [kg/s].
- Ulazna temperatura gasa t_{ul} [°C].
- Ulazni pritisak gasa p_{ul} [bar].
- Visina procepa kod radnog kola δ''_p [mm] (za sve stupnjeve).
- Visina procepa kod zakola δ'_p [mm] (za sve stupnjeve).

Radno telo je suv vazduh, a koristi se model idealnog gasa

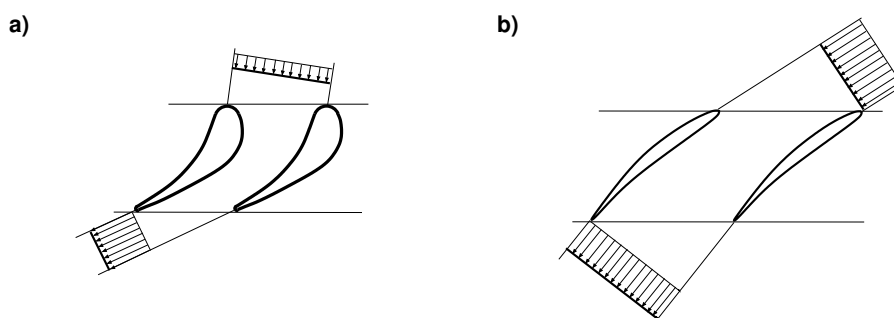
$$c_p = 1004 \text{ J/kgK}, \quad \kappa = 1,4, \quad R = 287 \text{ J/kgK}.$$

3.2 Uvodno razmatranje

3.2.1 Rešetke aksijalnih turbokompresora

Za razliku od procesa u turbinskoj rešetki, gde se radni fluid ubrzava skretanjem prema obimnom pravcu (sl. 3.1-a), u kompresorskoj rešetki dolazi do usporenja struje gasa njenim ispravljanjem prema aksijalnom pravcu (sl. 3.1-b). Usporenje struje proizvodi nizvodni porast statičkog pritiska, čija nagla promena čini strujanje nestabilnim. Tok fluida u graničnom sloju, niske kinetičke energije, ne može se suprotstaviti naglom porastu pritiska i javlja se povratno strujanje (sl. 3.2-a). Stoga, usporavanje struje u kompresorskim rešetkama mora biti umereno (sl. 3.2-b), što povećava broj stupnjeva potreban za kompresiju gasa do zadatog pritiska.

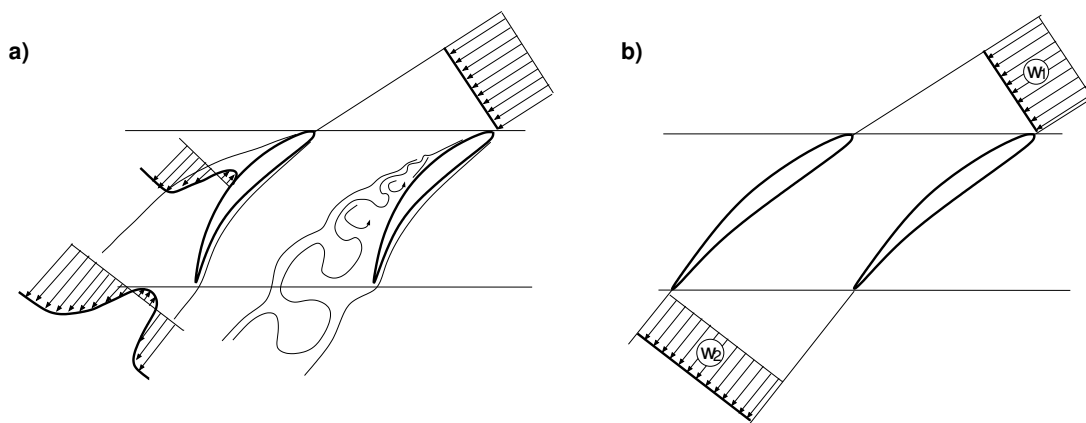
Konzervativan ali pouzdan parametar granice stabilnog rada kompresorske rešetke je minimalna moguća vrednost odnosa brzina $w_2/w_1 = 0,71$, koji se naziva se De Halerovim (de Haller) brojem. Ova konstanta predstavlja jedno od ključnih ograničenja u projektovanju industrijskih aksijalnih turbokompresora. Međutim, zbog stabilnosti rada kompresora u širem radnom području, koristi se nešto viša granična vrednost: $w_2/w_1 = 0,73$.



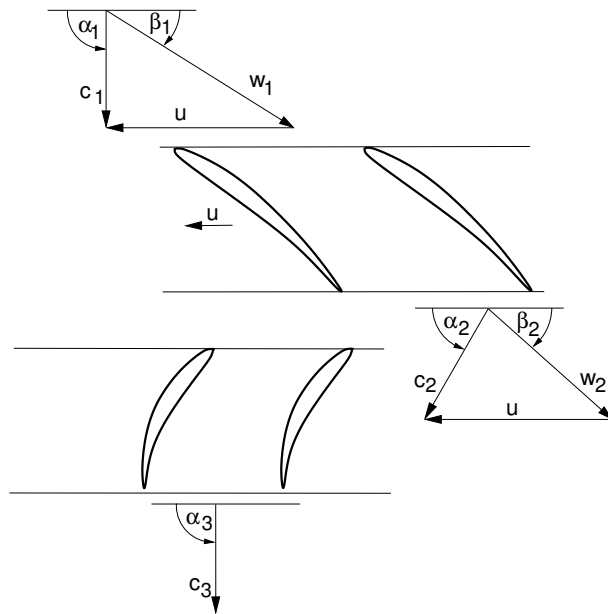
Sl. 3.1: Rešetke aksijalnih toplotnih turbomašina: a) turbinska rešetka, b) kompresorska rešetka

3.2.2 Kompresorski stupanj i značice rada i protoka

Rad se u stupnju aksijalnog kompresora obavlja dejstvom pokretnog radnog kola, čije kretanje sabija gas uz istovremeno povećanje njegove apsolutne kinetičke energije. Pošto u nepokretnom zakolu, tj. statorskom kolu nema dovođenja rada, dodatno sabijanje se može obaviti samo na račun sniženja početne kinetičke energije struje gasa (sl. 3.3).



Sl. 3.2: Strujanje u kompresorskoj rešetki: a) otepljenje struje, b) normalno usporenje struje



Sl. 3.3: Ponavljajući stupanj sa aksijalnim ulazom i izlazom gasa $\alpha_1 = \alpha_3 = 90^\circ$

Kod tzv. ponavljajućeg stupnja, koji se često primenjuje kod industrijskih kompresora, važi da je $c_3 = c_1$ i $\alpha_3 = \alpha_1$. U zadatku će, radi jednostavnosti, biti korišćen koncept ponavljajućeg stupnja sa aksijalnim ulazom i izlazom gasa $\alpha_1 = \alpha_3 = 90^\circ$. U tom slučaju nije potrebna upotreba pretkola ispred prvog stupnja, niti dodatnog zakola iza poslednjeg stupnja. Svi stupnjevi će biti projektovani tako da imaju konstantnu aksijalnu brzinu ($c_{1a} = c_{2a} = c_{3a}$) i srednji prečnik ($u_1 = u_2 = u$).

Značica protoka ϕ i značica unutrašnjeg rada ψ su definisane izrazima:

$$\phi = \frac{c_a}{u}, \quad \psi = \frac{L_u}{u^2/2} = \frac{u(c_{2u} - c_{1u})}{u^2/2}, \quad (3.1)$$

gde je L_u specifični rad na obimu stupnja. Vrednost značice ϕ utiče na dimenzije protočnog preseka mašine, dok značica ψ posredno određuje potreban broj stupnjeva.

3.3 Određivanje dimenzija ulaznog protočnog preseka

3.3.1 Stanje gasa na ulazu u kompresor

Prvo radno kolo zahvata mirujući spoljašnji vazduh stanja ul . Ako se zanemari pad totalnog pritiska u uvodniku, za totalno stanje gasa ispred prvog stupnja sledi $1^o \equiv ul$, odnosno:

$$T_1^o = T_{ul} \quad p_1^o = p_{ul}, \quad (3.2)$$

$$h_1^o = c_p T_1^o, \quad \rho_1^o = \frac{p_1^o}{RT_1^o}, \quad c_{zv,1}^o = \sqrt{\kappa RT_1^o}. \quad (3.3)$$

3.3.2 Izbor spoljašnjeg prečnika i broja obrtaja

Potrebna veličina spoljašnjeg prečnika D_V za ulazni presek prvog stupnja određuje se prema zadatom masenom protoku \dot{M} . Proračun se obavlja na osnovu usvojenih vrednosti odnosa prečnika $m_K = D_K/D_V$ i aksijalne brzine gasa c_{1a} . Usvajanjem obimne brzine vrha lopatice radnog kola u_V dobija

se i broj obrtaja rotora n [min^{-1}]

$$D_V = \sqrt{\frac{4\dot{M}}{\rho_1 c_{1a} \pi (1 - m_K^2)}}, \quad n = \frac{60 u_V}{\pi D_V}. \quad (3.4)$$

Statička gustina gasa ρ_1 nije poznata, pa se grubo može uzeti da je $\rho_1 \approx \rho_1^0$. Ostale veličine se mogu usvojiti prema preporukama: $c_{1a} \approx 0,3 c_{zv,ul}$ i $u_V = 0,7 c_{zv,ul}$, što za vazduh uobičajene spoljašnje temperature iznosi $c_a \approx 100$, odnosno $u_V \approx 240$ m/s. Za odnos prečnika uzeti $m_K = 0,5$.

Ove vrednosti služe samo za definisanje početne dimenzije D_V i biće redefinisane u toku daljeg proračuna. Izračunato D_V može biti zaokruženo na pogodan okrugao iznos, kao i broj obrtaja n .

3.3.3 Variranje značice protoka

Za usvojeni prečnik u vrhu D_V potrebno je, uz precizno određivanje statičke gustine ρ_1 , odrediti i površinu protočnog preseka A , za ulaznu ravan prvog stupnja. Odatle sledi prečnik u korenu D_K , kao i srednji prečnik D , koji za poznatu vrednost n određuje obimnu brzinu u , značicu protoka ϕ i značicu rada ψ . Proračun je potrebno obaviti variranjem aksijalne brzine c_{1a} u opsegu $(0,3 \div 0,6)c_{zv,ul}$, što za vazduh uobičajene spoljašnje temperature iznosi $100 \div 200$ m/s.

Uticaj promene aksijalne brzine c_{1a} na veličinu protočnog preseka i vrednost obimne brzine u ilustrovan je na sl. 3.4.

Tabela 3.1: Proračun dimenzija protočnog preseka ulazne ravni prvog stupnja, za stupanj sa $\alpha_1 = 90^\circ$

Aksijalna brzina $c_1 = c_{1a}$	m/s	100	120	140	...	200
Statička entalpija $h_1 = h_1^0 - c_1^2/2$	J/kg					
Statička temperatura $T_1 = h_1/c_p$	°C					
Statička gustina $\rho_1 = \rho_1^0 \cdot (T_1/T_1^0)^{\frac{1}{\kappa-1}}$	kg/m ³					
Statički pritisak $p_1 = \rho_1 R T_1$	Pa					
Protočna površina $A = \frac{\dot{M}}{c_{1a} \rho_1}$	m ²					
Prečnik u korenu $D_K = \sqrt{D_V^2 - 4A/\pi}$	m					
Odnos prečnika $m_K = D_K/D_V$	-					
Srednji prečnik $D = (D_V + D_K)/2$	m					
Visina lopatica $l = (D_V - D_K)/2$	m					
Ugaona brzina $\omega = 2\pi n/60$	-					
Obimna brzina $u = \omega D/2$	m/s					
Značica protoka $\phi = c_{1a}/u$	-					
Relativna brzina $w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + u^2}$	m/s					
Obimna brzina pri vrhu $u_V = \omega D_V/2$	m/s					
Relativna brzina pri vrhu $w_{1V} = \sqrt{c_{1a}^2 + u_V^2}$	m/s					
Mahov broj pri vrhu $Ma_{w_{1V}} = w_{1V}/\sqrt{\kappa R T_1}$	-					

Napomena: Pri pojavi negativnog broja u izrazu za D_K , potrebno je povećati donju granicu vrednosti brzine c_{1a} .

Bibliografija

- [1] Baehr, H. D., Diederichsen, Ch. Berechnungsgleichungen für Enthalpie und Entropie der Komponenten von Luft und Verbrennungsgasen. *BWK 40*, Nr. 1/2, pp. 30–33., 1988.
- [2] Banjac, M., Milic, S., Petrovic, M. V. A simple model for thermodynamic properties of air and combustion gases for educational purposes. *ASME Turbo Expo*, GT2016-57601, 2016.
- [3] Petrović, M. *Gasne turbine i turbokompresori, skripta predavanja*. Mašinski fakultet, Beograd, 2004.
- [4] Traupel, W. *Thermische Turbomaschinen, Vol. 1*. Springer-Verlag, Berlin, 1988.

Dodatak A

Prilog - Traupelov h, s dijagram za vazduh i produkte sagorevanja

