

Parna turbina kogeneracijskog ciklusa

Polović, Vedran

Master's thesis / Diplomski rad

2010

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:498486>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-14**

Repository / Repozitorij:

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



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Vedran Polović

Zagreb, 2010.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Voditelj rada:

prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Vedran Polović

Zagreb, 2010.

SAŽETAK RADA

U ovom radu je dan predprojekt toplifikacijske kondenzacijske parne turbine.

Na temelju zadanih podataka, efektivne snage na spojci 32 MW, brzine vrtnje 3000 min⁻¹, ulazne temperature 545°C i tlaka pare 110 bar, reguliranog oduzimanja pare masenog protoka 40 kg/s pri tlaku 16,5 bar, obavljen je termodinamički proračun toplinske sheme ciklusa kogeneracijskog postrojenja, rezultat kojega su iskoristivost, i osnovne veličine ciklusa, poput protoka pare na ulazu u turbinu, protoci pare nereguliranih oduzimanja, i ostalih veličina stanja (tlak, temperatura, specifični volumen) u pojedinim karakterističnim točkama ciklusa. Na temelju toga je izvršen termodinamički i aerodinamički proračun stupnjeva turbine, kojim su dobivene osnovne dimenzije, broj stupnjeva i strujne karakteristike pojedinih stupnjeva turbine.

Konstruirana je statorska i rotorska lopatica posljednjeg stupnja turbine pri čemu su tri karakteristična presjeka (korijeni, srednji, periferni) oblikovani odabranom metodom profiliranja polinomom petog stupnja.

S ciljem provjere pretpostavljenih strujnih karakteristika korištenih u termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu stupnjeva parne turbine, na kraju rada je provedeno numeričko modeliranje strujanja radnog fluida kroz posljednji stupanj turbine.

U prilogu su dani crteži uzdužnog presjeka kroz toplifikacijsku kondenzacijsku parnu turbinu, i radionički crtež rotorske lopatice posljednjeg stupnja turbine.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad radio samostalno na temelju znanja stečenog na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, služeći se navedenom literaturom te uz pomoć mentora.

Zahvaljujem svom mentoru prof. dr. sc. Zvonimiru Guzoviću na pruženoj stručnoj pomoći i savjetima pri izradi ovog diplomskog rada.

Također zahvaljujem svima koji su mi bili podrška tijekom studiranja, koji su svojom pažnjom i brižnošću pridonijeli mom uspjehu i završetku studija.

Vedran Polović

SADRŽAJ:

1. UVOD.....	1
2. PRIKAZ KARAKTERISTIKA PARNIH TURBINA ZA ISTOVREMENU PROIZVODNJU TOPLINSKE I ELEKTRIČNE ENERGIJE	3
2.1 Uvod.....	3
2.2 Podijela i tipovi toplifikacijskih turbina i reguliranih oduzimanja	3
2.3 Režimi rada.....	4
2.4 Protutlačne turbine.....	5
2.5 Parne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem pare	7
2.6 Protutlačne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem.....	10
2.7 Turbine s dva regulirana oduzimanja.....	12
2.8 Turbine s dva toplifikacijska oduzimanja pare	13
3. PRORAČUN TOPLINSKE SCHEME CIKLUSA KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA	16
3.1 Opis pretpostavljene optimalne toplinske sheme ciklusa kogeneracijskog postrojenja.....	16
3.2 Termodinamički proračun.....	18
4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE	25
4.1 Termodinamički proračun regulacijskog stupnja (dvostupni Curtis)	25
4.2 Termodinamički proračun 1. visokotlačnog stupnja (redni broj 2.)	40
4.3 Tablični prikaz termodinamičkog proračuna ostalih stupnjeva turbine.....	49
5. PROFILIRANJE PROTOČNOG DIJELA POSLJEDNJEG STUPNJA TURBINE.....	55
5.1 Aerodinamički i termodinamički proračun posljednjeg stupnja turbine	55

5.2	Definiranje ulaznih parametara za profiliranje statorske rešetke.....	64
5.3	Definiranje ulaznih parametara za profiliranje rotorske rešetke.....	68
5.4	Profiliranje lopatica turbine	72
5.4.1	Prikaz grafoanalitičkih metoda konstrukcije profila lopatica.....	72
5.4.2	Konstrukcija profila statora i rotora	79
6.	PROVJERA STRUJNIH KARAKTERISTIKA STATORSKIH I ROTORSKIH KANALA POSLJEDNJEG STUPNJA TURBINE	84
6.1	Mreža kontrolnih volumena.....	85
6.2	Numeričko modeliranje strujanja kroz rotorsku i statorsku rešetku posljednjeg stupnja	88
6.2.1	Rezultati numeričkog modeliranja strujanja kroz statorsku rešetku.....	89
6.2.2	Rezultati numeričkog modeliranja strujanja kroz rotorsku rešetku.....	93
7.	ZAKLJUČAK.....	100
8.	LITERATURA	101

PRILOG

Crtež uzdužnog presjeka toplifikacijske kondenzacijske parne turbine

Radionički crtež rotorske lopatice posljednjeg stupnja turbine

POPIS SLIKA:

Slika 2.1. Shema postrojenja s protutlačnom i kondenzacijskom turbinom.....	5
Slika 2.2. Uzdužni presjek protutlačne turbine snage 130 MW.....	6
Slika 2.3. Shema postrojenja s turbinom koja ima jedno regulirano oduzimanje.....	7
Slika 2.4. Uzdužni presjek kondenzacijske turbine s toplifikacijskim odutimanjem, snage 90 MW.....	10
Slika 2.5. Shema postrojenja s kondenzacijskom i protutlačnom turbinom koja ima jedno regulirano oduzimanje.....	11
Slika 2.6. Shema postrojenja s turbinom koja ima dva regulirana oduzimanja.....	12
Slika 2.7. Uzdužni presjek kondenzacijske turbine s toplifikacijskim i tehnološkim oduzimanjem, snage 165 MW.....	13
Slika 2.8. Shema postrojenja s turbinom koja ima dva toplifikacijska oduzimanja pare za zagrijavanje cirkulacijske vode sustava daljinskog zagrijavanja iz centra.....	14
Slika 3.1. Toplinska shema ciklusa kogeneracijskog postrojenja.....	17
Slika 3.2. Prikaz raspodjele temperatura u kondenzatoru.....	19
Slika 3.3. Prikaz raspodjele temperatura u zagrijaču 1.....	20
Slika 3.4. Prikaz toplinske bilance za zagrijač 1.....	21
Slika 3.5. Prikaz raspodjele temperatura u otplinjaču.....	21
Slika 3.6. Prikaz toplinske bilance za otplinjač.....	22
Slika 3.7. Prikaz raspodjele temperatura u zagrijaču 2.....	22
Slika 3.8. Prikaz toplinske bilance za zagrijač 2.....	23
Slika 4.1. Strujni dio, profili lopatica i trokuti brzina Curtisova regulacijskog kola....	25
Slika 4.2. Prikaz pojedinih točaka regulacijskog kola u $h-s$ dijagramu.....	27
Slika 4.3. Prikaz karakterističnih točaka za sapnicu u $h-s$ dijagramu.....	30
Slika 5.1. Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke.....	71
Slika 5.2. Koordinatni sustav i oznake pri analitičkom konstruiranju profila pomoću polinoma.....	73
Slika 5.3. Profil statorske lopatice.....	78
Slika 5.4. Profil u korijenu rotorske lopatice.....	79
Slika 5.5. Profil na sredini rotorske lopatice.....	80
Slika 5.6. Profil na vrhu rotorske lopatice.....	81
Slika 6.1. Mreža kontrolnih volumena oko statorske lopatice.....	84

Slika 6.2. Mreža kontrolnih volumena oko statorske lopatice (kontrolni volumeni oblika tetraedra).....	86
Slika 6.3. Mreža kontrolnih volumena oko rotorske lopatice.....	87
Slika 6.4. Mreža kontrolnih volumena oko rotorske lopatice (kontrolni volumeni oblika tetraedra).....	87
Slika 6.5. Prikaz vektora apsolutne brzine za srednji promjer na ulaznom bridu statorske lopatice.....	89
Slika 6.6. Prikaz vektora apsolutne brzine za srednji promjer na izlaznom bridu statorske lopatice.....	89
Slika 6.7. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na srednjem promjeru statorske lopatice.....	90
Slika 6.8. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na srednjem promjeru statorske lopatice.....	90
Slika 6.9. Prikaz vektora relativne brzine za korijeni promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice.....	92
Slika 6.10. Prikaz vektora relativne brzine za korijeni promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice.....	92
Slika 6.11. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na korijenom promjeru rotorske lopatice.....	93
Slika 6.12. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na korijenom promjeru rotorske lopatice.....	93
Slika 6.13. Prikaz vektora relativne brzine za srednji promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice.....	94
Slika 6.14. Prikaz vektora relativne brzine za srednji promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice.....	94
Slika 6.15. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na srednjem promjeru rotorske lopatice.....	95
Slika 6.16. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na srednjem promjeru rotorske lopatice.....	95
Slika 6.17. Prikaz vektora relativne brzine za vanjski promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice.....	96
Slika 6.18. Prikaz vektora relativne brzine za vanjski promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice.....	96

Slika 6.19. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na vanjskom promjeru rotorske lopatice.....	97
Slika 6.20. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na vanjskom promjeru rotorske lopatice.....	97

POPIS TABLICA:

Tablica 4.1. Veličine stanja u pojedinim točkama regulacijskog kola.....	27
Tablica 4.2. Vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna za stupnjeve od 2 do 8.....	49
Tablica 4.3. Vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna za stupnjeve od 9 do 15.....	51
Tablica 4.4. Vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna za stupnjeve od 16 do 20.....	53
Tablica 5.1. Vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna posljednjeg stupnja turbine za različite presjeke statorske i rotorske rešetke.....	63
Tablica 5.2. Polazni podaci za profiliranje statorskih lopatica.....	65
Tablica 5.3. Polazni podaci za profiliranje rotorskih lopatica.....	68
Tablica 6.1. Vrijednosti dobivene numeričkim modeliranjem strujanja kroz rotorsku rešetku.....	93

POPIS OZNAKA I MJERNIH JEDINICA FIZIKALNIH VELIČINA:

Simbol	Jedinica	Naziv
a	m	Širina grla rešetke
α_0'	°	Geometrijski ulazni kut statorske lopatice
α_1	°	Kut apsolutne brzine na izlazu iz statorske lopatice
α_1'	°	Geometrijski izlazni kut statorske lopatice
α_2	°	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja
α_u	°	Ugradbeni kut statorske lopatice
b	m	Duljina tetive
B	m	Širina lopatice
ε_1	-	Omjer tlakova iza i ispred statorske rešetke
ε_2	-	Omjer tlakova iza i ispred rotorske rešetke
ε^*	-	Kritični omjer tlakova
β_1	°	Kut relativne brzine na ulazu u rotorsku lopaticu
β_1'	°	Geometrijski ulazni kut rotorske lopatice
β_2	°	Kut relativne brzine na izlazu iz rotorske lopatice
β_2'	°	Geometrijski izlazni kut rotorske lopatice
β_u	°	Ugradbeni kut rotorske lopatice
c_0	m/s	Stvarna apsolutna brzina na ulazu u statorsku rešetku
c_1	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
c_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja
c_{1t}	m/s	Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
c_{max}	m	Maksimalna debljina profila
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
δ_1	°	Kut otklona izlaznog dijela leđa profila
d_{sr}	mm	Srednji promjer stupnja
Δl	mm	Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske lopatice
Δh_i	J/kg	Iskorišteni toplinski pad u stupnju
$\Delta h_{g,IB}$	J/kg	Gubitak zbog izlazne brzine
$\Delta h_{g,S}$	J/kg	Gubitak u statorskim lopaticama
$\Delta h_{g,R}$	J/kg	Gubitak u rotorskim lopaticama
Δh_{IS}	J/kg	Izentropski toplinski pad stupnja
ΔH_{IS}	J/kg	Izentropski toplinski pad turbine
F_1	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke
F_2	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke
n	s ⁻¹	Broj okretaja turbine
η_i	-	Unutarnja (izentropska) iskoristivost stupnja
η_u	-	Iskoristivost na obodu kola
κ	-	EkspONENT izentropske ekspanzije
l_1	m	Visina statorskih lopatica
l_2	m	Visina rotorskih lopatica

M_1	-	Machov broj na izlazu is statorske rešetke
M_2	-	Machov broj na izlazu stupnja
p_0	Pa	Statički tlak na ulazu u stupanj
p_1	Pa	Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica
p_2	Pa	Statički tlak na izlazu iz stupnja
P_i	W	Unutarnja snaga stupnja
P_{ef}	W	Efektivna snaga turbine
R	-	Reaktivnost na srednjem promjeru stupnja
r_1	m	Polumjer zaobljenja ulaznog brida
r_2	m	Polumjer zaobljenja izlaznog brida
D	kg/s	Maseni protok pare kroz stupanj (odnosno turbinu)
φ	-	Koeficijent brzine za statorsku rešetku
t	m	Korak rešetke
t'	-	Relativni korak rešetke
v_0	m^3/kg	Specifični volumen pare na ulazu u stupanj
v_{1t}	m^3/kg	Specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke u slučaju izentropske ekspanzije
v_{2t}	m^3/kg	Specifični volumen na izlazu iz stupnja u slučaju izentropske ekspanzije
u	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
w_1	m/s	Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor
w_2	m/s	Stvarna brzina na izlazu iz rotorske rešetke
ω_1	°	Kut zaoštrenja ulaznog brida profila
ω_2	°	Kut zaoštrenja izlaznog brida profila
z	-	Broj lopatica rešetke
ξ_{tr}	-	Gubitak uslijed trenja diska
ξ_y	-	Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjnsku brtvu
ξ_{vl}	-	Gubitak zbog vlažnosti
ψ	-	Koeficijent brzine za rotorsku rešetku
μ_1	-	Koeficijent protoka za statorsku rešetku
μ_2	-	Koeficijent protoka za rotorsku rešetku

1. UVOD

Još od prvih početaka fizike kad je uočena kao pojava i definirana, različiti oblici energije zauzimaju značajno mjesto u životu ljudi i razvoju civilizacije. U modernom svijetu nastala je nauka "energetika" koja je u stalnom razviju. Energetika još uvijek "krije" neriješene tajne i mogućnosti, a predstavlja i temelj za ostale znanstvene discipline.

Dosadašnja proizvodnja energije bazirala se na iskorištavanju hidropotencijala i fosilnih goriva. Pošto su potencijali tih izvora ograničeni, krenulo se njihovom racionalnom iskorištavanju, uz orijentaciju na pronalazak novih obnovljivih izvora energije, poput energije sunca i vjetra. Osobita pažnja posvećuje se proizvodnji električne energije.

Jedan od načina racionalnog iskorištavanja primarne energije iz fosilnih goriva za proizvodnju ostalih sekundarnih oblika energije (električne i toplinske) je povećanje iskoristivosti energetske postrojenja. To postizemo na način da se energetska postrojenja projektiraju kao kogeneracijska ili kombi postrojenja i da se njihovi sastavni dijelovi (generator pare, turbina, kondenzator, izmjenjivači topline, itd.) konstruiraju tj. projektiraju sa što manjim gubicima koji nastaju pri njihovom radu.

Ovaj diplomski rad bavi se konstrukcijom parnih turbina za istovremenu proizvodnju toplinske i električne energije. Prvo su objašnjene karakteristike parnih turbina za istovremenu proizvodnju toplinske i električne energije (tzv. kogeneracijske), njihove podijele te režimi rada u kojima one rade. Režim rada kod parnih turbina može biti kondenzacijski i toplifikacijski, dok se toplifikacijski još dijeli na režime rada po toplinskom i po električnom dijagramu.

Kondenzacijski režimi su mogući kod toplifikacijskih turbina s kondenzacijskim postrojenjem, a karakteristični su po tome što izostaje toplinsko opterećenje, regulator tlaka je isključen, a regulacijski ventili oduzimanja su potpuno otvoreni.

Toplifikacijski režim karakterizira postojanje toplinskog opterećenja: regulator tlaka, koji djeluje na regulacijske ventile turbine, održava tražene parametre potrošača topline.

Pretpostavljena toplinska shema ciklusa kogeneracijskog postrojenja sastoji se od turbine koja ima četiri oduzimanja pare. Jedno regulirano oduzimanje koristi se za opskrbu toplinom potrošača izvan energane, dok se preostala tri neregulirana oduzimanja pare koriste za regenerativno predgrijavanje napojne vode, odnosno kondenzata. Polazni podaci za konstrukciju, termodinamički i aerodinamički proračun turbine su: parametri svježe pare na ulazu u turbinu ($p_0=110$ bar, $t_0=545^\circ\text{C}$), efektivna snaga turbine na spoju ($P_{ef}=32$ MW), brzina vrtnje ($n=3000$ min⁻¹) i maseni protok pare reguliranog oduzimanja ($D_{reg}=40$ kg/s) pri tlaku $p_{reg}=16,5$ bar.

Iz dobivenih rezultata aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna turbine provedeno je profiliranje statorske i rotorske lopatice njezina posljednjeg stupnja. U radu je opisana analitička metoda konstrukcije profila pomoću polinoma 5. reda, kojom su i profilirane statorska i rotorska lopatica posljednjeg stupnja turbine.

Jedna od važnijih etapa u projektiranju turbinskog stupnja je aerodinamsko oblikovanje njegovih lopatica, pri čemu se analizira veliki broj varijanti profila i traži optimalno rješenje s obzirom na iskoristivost energetske pretvorbe u različitim režimima rada turbine.

U svrhu provjere strujnih karakteristika konstruiranih profila rotorske i statorske lopatice izvedeno je numeričko modeliranje strujanja pare oko rešetki lopatica. Numeričko modeliranje strujanja provodeno je pomoću programskog paketa "FLUENT" (verzija 12.0.7).

2. PRIKAZ KARAKTERISTIKA PARNIH TURBINA ZA ISTOVREMENU PROIZVODNJU TOPLINSKE I ELEKTRIČNE ENERGIJE

2.1 Uvod

Parne turbine koje su namijenjene za istovremenu proizvodnju toplinske i električne energije pripadaju skupini toplifikacijskih turbina. Mogućnost istovremene proizvodnje električne i toplinske energije kod toplifikacijskih turbina dovodi do njihove velike primjene. Karakteristika ovih turbina je da proizvode toplinsku energiju u obliku vodene pare proizvoljno zadanih parametara, koja je prethodno obavila koristan mehanički rad.

Da bi se to ostvarilo postoje različita konstrukcijska rješenja ovakvih tipova turbina. Prilikom projektiranja ovakvih turbina potrebno je uzeti u obzir mnogo faktora poput: količina pare koja se odvodi, razmještaj regulacijskih ventila oduzimanja, ugradnja pomoćnog postrojenja (mreža vrelovodnih zagrijača, protupovratni i sigurnosni ventili), razmještaj dodatne opreme i cjevovoda u strojarnici, ostvarivanje sigurnosti i ekonomičnosti turboagregata u širokom području mogućih radnih režima, itd.

Promjena radna režima utječe na opterećenje stupnjeva prije oduzimanja (lopaticе rotora i statora) i na aksijalni ležaj. Povećanjem efikasnosti korištenja oduzimanja pare i rastom jedinične snage raste i utjecaj karakteristika toplifikacijskih turbina na njenu konstrukciju.

2.2 Podijela i tipovi toplifikacijskih turbina i reguliranih oduzimanja

Prema konstrukcijskim karakteristikama i mogućim režimima rada toplifikacijske turbine mogu se podijeliti u dvije grupe:

- a) turbine s kondenzatorom (odn. kondenzacijskim postrojenjem) i jednim ili dva regulirana oduzimanja pare, tzv. turbine s reguliranim oduzimanjima pare;
- b) turbine s protutlakom.

Tipovi toplifikacijskih turbina [1]:

1. s reguliranim toplifikacijskim oduzimanjem pare;
2. s reguliranim tehnološkim oduzimanjem pare;
3. s dva toplifikacijska oduzimanja pare. Regulirani tlak može se održavati samo u jednom od dva oduzimanja: u višem kod uključenja oba oduzimanja, te u nižem kod isključenog višeg oduzimanja;
4. s dva regulirana oduzimanja pare, tehnološkim i toplifikacijskim. Regulirani tlak može se održavati istovremeno i nezavisno u oba oduzimanja ili samo u jednom od njih;
5. s reguliranim tehnološkim i dva toplifikacijska oduzimanja. Regulirani tlak može se održavati istovremeno i nezavisno u tehnološkom i jednom od toplifikacijskih oduzimanja, ili samo u jednom od njih, a pri tome se u višem toplifikacijskom oduzimanju tlak održava pri uključena oba toplifikacijska oduzimanja i u nižem kod isključenog višeg toplifikacijskog oduzimanja;
6. s tri regulirana oduzimanja, tehnološkim i dva toplifikacijska oduzimanja. Regulirani tlak može se održavati u svakom od oduzimanja, ili istovremeno i nezavisno u bilo koja dva, ili u sva tri oduzimanja;
7. s protutlakom;
8. s protutlakom i reguliranim tehnološkim oduzimanjem.

Postoje dva tipa reguliranog oduzimanja pare:

- tehnološko oduzimanje s tlakom od 5 bar i više, namijenjeno uglavnom za opskrbu toplinom pare tehnoloških procesa i industrije općenito;
- toplifikacijsko oduzimanje s tlakom 3 bar i niže, namijenjeno u osnovnom za potrebe grijanja, snabdijevanja toplom vodom i ventilacije.

2.3 Režimi rada

Karakteristika toplifikacijskih turbina je mogućnost rada u različitim režimima rada. Ovisno o toplinskom opterećenju mogući su [2]:

- kondenzacijski režimi
- toplifikacijski režimi
 - režimi rada po toplinskom dijagramu
 - režim s protutlakom

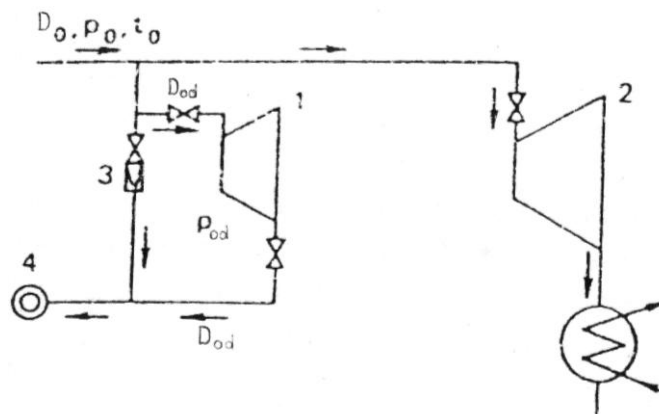
- režim s protutlakom kod hlađenja kondenzatora cirkulacijskom vodom.
- režimi rada po električnom dijagramu
 - režim s reguliranim oduzimanjem pare
 - režim s protutlakom

Kondenzacijski režimi su mogući kod toplifikacijskih turbina s kondenzacijskim postrojenjem, a karakteristični su po tome što izostaje toplinsko opterećenje, regulator tlaka je isključen, a regulacijski ventili oduzimanja su potpuno otvoreni.

Toplifikacijski režim karakterizira postojanje toplinskog opterećenja: regulator tlaka, koji djeluje na regulacijske ventile turbine, održava tražene parametre potrošača topline.

2.4 Protutlačne turbine

Osnovna shema postrojenja s protutlačnom turbinom prikazana je na slici 2.1. Para s parametrima tlaka p_0 i temperature t_0 ulazi u turbinu iz generatora pare. Para ekspanzira u turbini (1) do tlaka p_{od} , nakon čega se odvodi do potrošača toplinske energije (4).



Slika 2.1. Shema postrojenja s protutlačnom i kondenzacijskom turbinom

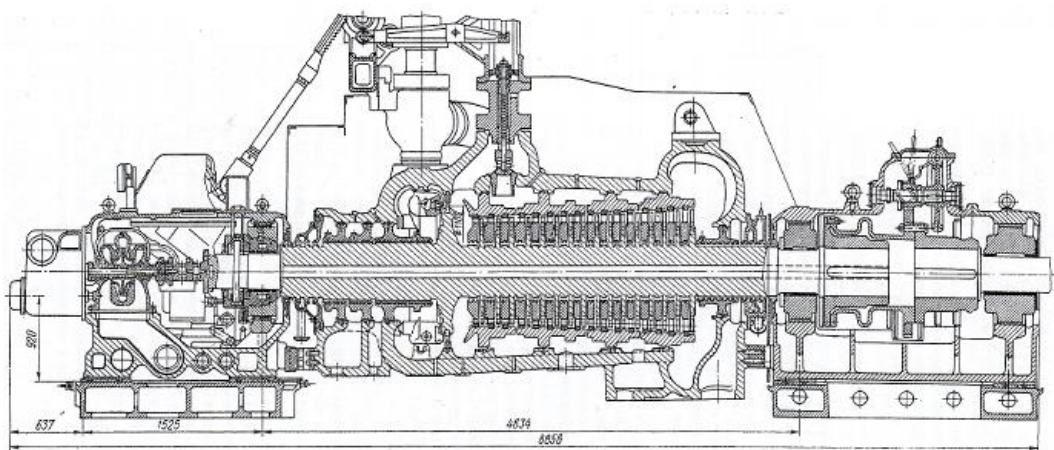
Protutlačne turbine obično rade u toplifikacijskom režimu, gdje je količina izlazne pare određena od strane potrošača topline. Dobivena električna snaga iz turbine bez oduzimanja pare jednaka je:

$$P_{el} = D_{od} H_{IS} \eta_t \eta_m \eta_{eg} = D_{od} H_{IS} \eta_{ef} \quad (2.1)$$

Električna snaga protutlačne turbine određena je protokom pare D_{od} koji struji kroz nju i mijenja se prema potrebi potrošnje topline, izentropskim toplinskim padom H_{IS} koji ostaje konstantan, te efektivnom iskoristivosti turbine η_{ef} .

Ako se trenutna potrošnja ne podudara s trenutnom proizvodnjom toplinske i električne energije, tada nije moguće u potpunosti zadovoljiti potrošače električne energije. Zbog toga protutlačne turbine u modernim energetske postrojenjima rade paralelno s kondenzacijskim turbinama kao što je prikazano na slici 2.1. U paralelnom radu protutlačana turbina proizvodi električnu energiju iz one količine pare koju određuju potrošači topline, dok se ostatak potrebne električne energije proizvodi pomoću kondenzacijske turbine. Kod vršne proizvodnje toplinske energije kada je zahtjev za maksimalnom potrošnjom pare i kada toplinska energija dobivena iz protutlačne turbine nije dovoljna, potrebno je dovesti potrebnu količinu paru iz glavnog dovodnog cijevovoda preko redukcijske stanice (3). Ona omogućuje dobavu pare potrošačima topline i tada kada turbina (1) nije u pogonu.

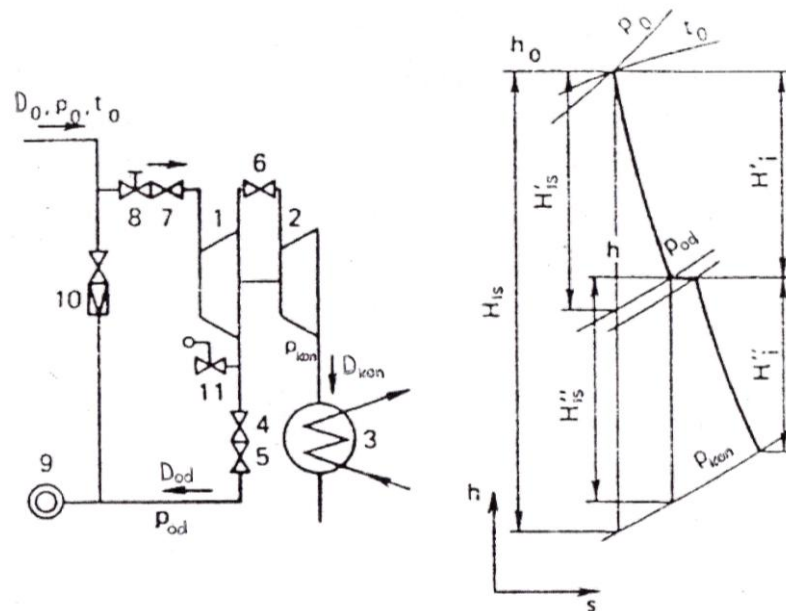
Iz činjenice da električna energija dobivena iz protutlačne turbine ovisi isključivo o potrošnji potrošača topline, proizlazi da je nemoguće efikasno koristiti instaliranu snagu energetskog postrojenja, što ograničuje njihovu primjenu.



Slika 2.2. Uzdužni presjek protutlačne turbine, snage 130 MW

2.5 Parne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem pare

Kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjima pare mogu istovremeno snabdijevati potrošače električnom i toplinskom energijom. Upravo zbog toga one imaju široku primjenu u energetici. U usporedbi s protutlačnim turbinama ove turbine mogu proizvoditi električnu energiju neovisno o toplinskom opterećenju.



Slika 2.3. Shema postrojenja s turbinom koja ima jedno regulirano oduzimanje

Turbina s reguliranim oduzimanjem pare sastoji se od dva dijela: grupe stupnjeva prije oduzimanja (1) i grupe stupnjeva nakon oduzimanja (2), zvani kao visokotlačni (VT) i niskotlačni (NT) dijelovi turbine, prikazani na slici 1.3. Para s parametrima tlaka p_0 i temperature t_0 ulazi u turbinu kroz zaustavni (8) i regulacijski ventil (7), te ekspandira u visokotlačnom dijelu do tlaka p_{od} , koji se održava konstantnim ovisno o potrošaču topline (9). Protok pare D_0 se poslije VT dijela dijeli na dva protoka. Jedan dio protoka D_{od} prolazi kroz ventile (4) i (5) u cjevovod koji dolazi do potrošača topline (9). Drugi dio protoka D_{kon} prolazi kroz ventil (6) do NT dijela turbine gdje dalje ekspandira do tlaka u kondenzatoru p_{kon} . Redukcijska stanica (10) ima ulogu snabdijevanja potrošača topline parom za vrijeme zastoja turbine (1).

Električna snaga turbine, P_{el} s jednim reguliranim oduzimanjem (ne uzimajući u obzir regulirano oduzimanje pare) jednaka je:

$$P_{el}=P_i\eta_m\eta_{eg} \quad (2.2)$$

$$P_i=P_i'+P_i''=D_0H_{IS}'\eta_t'+D_{kon}H_{IS}''\eta_t''=D_{od}H_{IS}'\eta_t+D_{kon}H_{IS}\eta_t \quad (2.3)$$

P_i' i P_i'' - unutarnje snage VT i NT dijela turbine,

D_0, D_{ods}, D_{kon} - protok pare na ulazu u turbinu, protok reguliranog oduzimanja i protok kroz NT dio turbine,

$H_{IS}, H_{IS}', H_{IS}''$ –izentropski toplinski pad čitave turbine, te VT i NT dijela turbine,

$\eta_t, \eta_t', \eta_t''$ - unutarnja iskoristivost turbine, te VT i NT dijela turbine,

η_m - mehanička iskoristivost turbine,

η_{eg} - iskoristivost električnog generatora.

Eliminacijom protoka D_{kon} dobiva se jednadžba za protok pare D_0 na ulazu u turbinu:

$$D_0=1/H_i[P_{el}/(\eta_m \eta_{eg})+D_{od}H_i''] \quad (2.4)$$

Sa konstantnim padom entalpije u niskotlačnom dijelu turbine H_i'' i cijeloj turbini H_i , maseni protok pare ovisi o električnoj snazi P_{el} i protoku pare koji odlazi k potrošačima topline D_{od} .

Turbine s reguliranim oduzimanjem pare imaju specifične karakteristike koje treba uzeti u obzir prilikom projektiranja i konstruiranja ovakvih turbina [2].

1. Turbine s reguliranim oduzimanjem okarakterizirane su različitim režimima rada. U kondenzacijskom režimu maseni protok pare kod reguliranog oduzimanja jednak je nuli. Ovaj režim rada isti je kao i kod kondenzacijske turbine. Toplifikacijski režimi karakterizirani su toplinskim opterećenjem, tj. ostvaruju se bilo električnim ili toplinskim učinkom turbine. U radu turbine po toplinskom dijagramu, električna snaga određena je potrošnjom potrošača topline. U takvom režimu upravljački elementi NT dijela turbine su u mirujućem položaju i toplinsko opterećenje turbine koje uzrokuju potrošači ovise o upravljačkim elementima njezinog VT dijela. Turbina može raditi kao protutlačna kada su upravljački elementi NT dijela zatvoreni i sav protok pare odlazi na regulirano oduzimanje. U takvom režimu, određeni dio pare (ventilacijski protok) prolazi kroz NT dio koji služi za predgrijavanje povratne vode toplinskih mreža ili dodatne vode. Prilikom rada turbine po električnom

dijagramu uobičajeno je da turbina bude toplinski minimalno opterećena (regulacijsko oduzimanje nije potpuno zatvoreno), što ograničava mogućnost smanjenja električne snage i istodobno omogućuje potrebno povećanje električne snage do maksimuma zatvarajući regulirano oduzimanje.

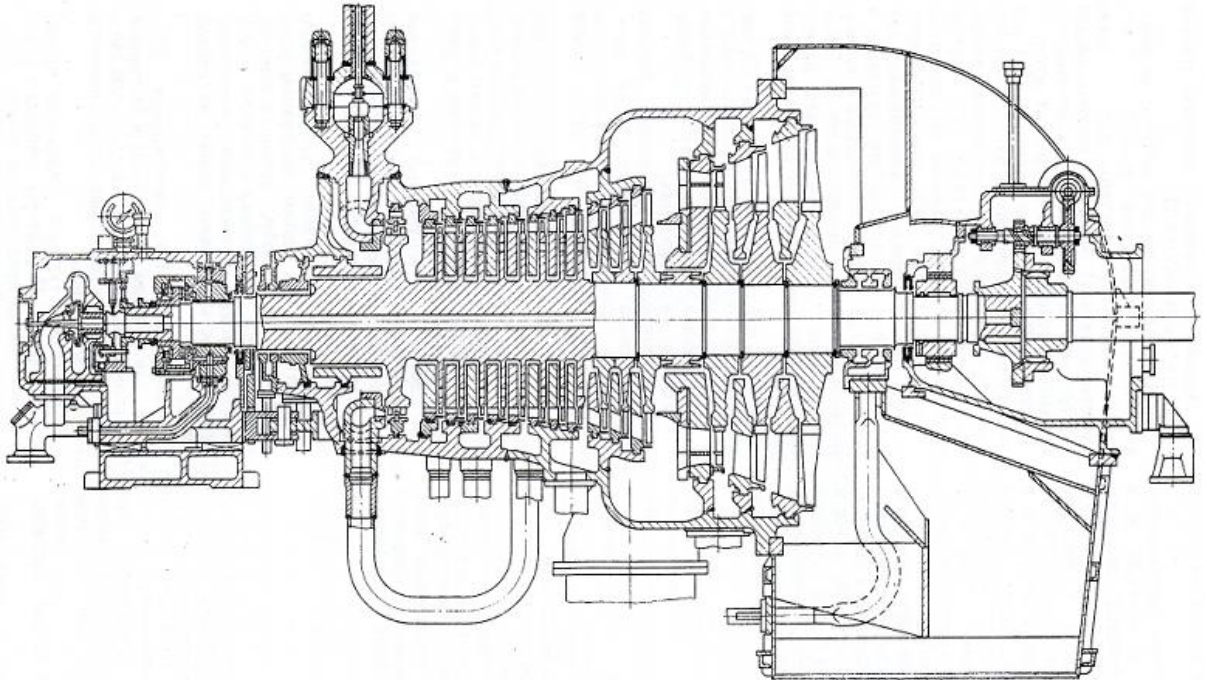
2. Kao posljedica moguće promjene režima rada kod turbina s reguliranim oduzimanjem količina pare koja prolazi kroz VT dio turbine mijenja se u širokom području. Zbog toga se u takvim turbinama uglavnom koristi regulacijska mlaznica.

3. Kod ovih turbina protoci pare u VT i NT dijelu su ti koji se kontroliraju zajedno sa tlakom pare koja se predaje potrošačima topline održavajući ga konstantnim neovisno o snazi i potrošnji pare. Uslijed nepravilnog rada turbine kada se upravljački elementi NT dijela zatvore prije elemenata VT dijela, VT kućište i pripadajući mu parovod naći će se pod djelovanjem maksimalnog tlaka pare koja dolazi iz generatora pare zbog čega može doći do kvara pojedinih elemenata turbine i postrojenja. Da bi se izbjegle ovakve situacije ugrađuje se sigurnosni ventil (11) na parovod između ventila (4) i (5) i VT dijela turbine, prikazano na slici 2.3.

4. Odvodna cijev kroz koju prolazi para reguliranog oduzimanja obično je velikog promjera. Ako prilikom iznenadnog prekida rada električnog generatora regulacijski elementi NT dijela ne uspiju zatvoriti dotok pare ona putuje nazad od oduzimajućeg cijevovoda kroz NT dio do kondenzatora. Ekspandirajući u NT dijelu para može ubrzati turbinu do kritičnih brzina. Da bi se to spriječilo parovodi reguliranog i nereguliranog oduzimanja opremljeni su nepovratnim ventilima (5), određeni su zahtjevi za zatvaranje protupovratnog ventila (4), regulacijskih jedinica (6) s istovremenim zatvaranjem regulacijskog ventila (7) i zaustavnog ventila (8) na glavnom ulaznom parovodu turbine, prikazano na slici 2.3.

5. Kada je parovod oduzimanja pare spojen na veći broj turbina, tlak u njemu može opadati isključivo kao rezultat interventnog zatvaranja jedne od turbina. To može naglo povećati pad tlaka na zadnjim VT stupnjevima turbina koja je ostala u radu i prouzročiti njihovo mehaničko oštećenje. Rizik je to veći što su

veći tlakovi oduzimanja pare. Za veću pouzdanost turbine u radu mora se omogućiti prekid dovoda pare u turbinu ili oduzmi parovod kod iznenadnog povećanja pada tlaka u zadnjem VT stupnju turbine. Kod ovakvih tipova turbina rizik ne postoji jedino onda ako je zadnji stupanj VT dijela konstruiran tako da pretpostavljeni tlak oduzimanja pada na nulu.

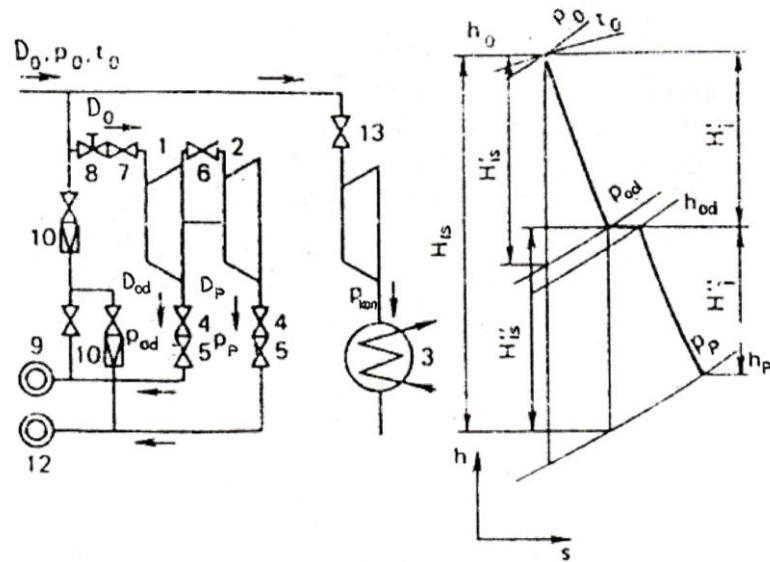


Slika 2.4. Uzdužni presjek kondenzacijske turbine s toplifikacijskim oduzimanjem, snage 90 MW

2.6 Protutlačne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem

Protutlačne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem instalirane su u onim termoelektranama koje potrošačima toplinu isporučuju paru s dva različita tlaka (npr. para za grijanje i procesna para).

Osnovna shema ovog tipa turbine prikazana je na slici 2.5. Para s tlakom p_0 i temperaturom t_0 ulazi u turbinu i expandira u VT dijelu do tlaka p_{od} , određenog od strane industrijskih potrošača (9). Dio pare D_{od} odlazi do industrijskih potrošača dok ostali dio prolazi kroz ventil (6) u NT dio gdje expandira do tlaka p_p , određenog od strane drugog potrošača topline (12).



Slika 2.5. Shema postrojenja s kondenzacijskom i protutlačnom turbinom koja ima jedno regulirano oduzimanje

Protutlačna turbina s reguliranim oduzimanjem obično se stavlja u pogon zajedno s kondenzacijskom turbinom zbog ispunjenja zahtjeva za proizvodnju električne energije.

Preostala oprema turbinskog postrojenja prikazana na slici 2.5 ista je kao i kod postrojenja s reguliranim oduzimanjem (slika 2.3).

Dobivena unutarnja snaga iz protutlačne turbine s reguliranim oduzimanjem ovisi o potrošnji potrošača topline, a jednaka je:

$$\begin{aligned}
 P_i &= P_{el} / \eta_m \eta_{eq} = D_0(h_0 - h_{od}) + D_{od}(h_{od} - h_p) \\
 &= D_0 H_{IS}' \eta_t' + D_p H_{IS}'' \eta_t'' = D_p H_{IS}' \eta_t' + D_p H_{IS} \eta_t \quad (2.5)
 \end{aligned}$$

D_0, D_{od}, D_p – protok pare na ulazu u turbinu, protok pare reguliranog oduzimanja i protok pare na izlazu iz turbine,

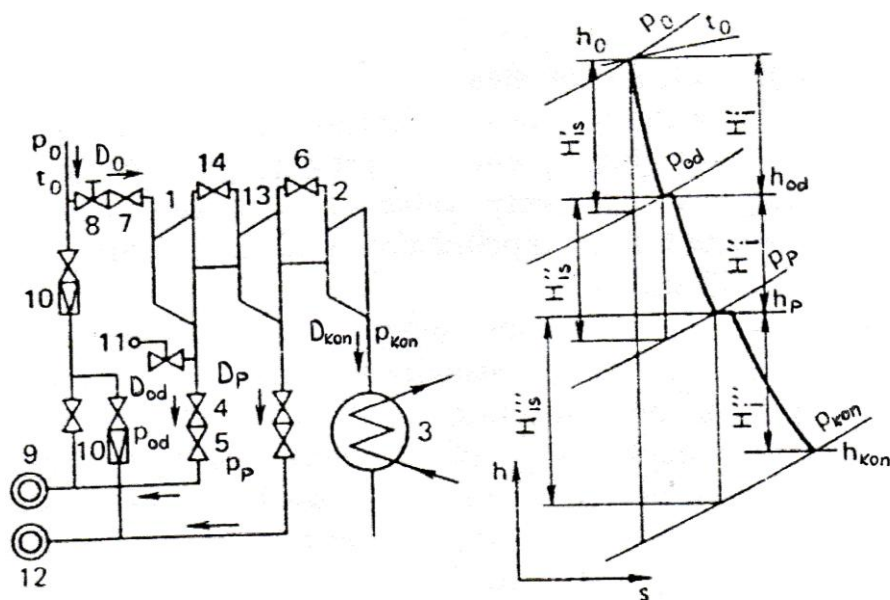
h_0, h_{od}, h_p -entalpije pare na ulazu u turbinu, entalpija pare reguliranog oduzimanja i entalpija pare na izlazu iz turbine,

$\eta_b, \eta_t', \eta_t''$ - unutarnja iskoristivost turbine, unutarnja iskoristivost VT dijela i unutarnja iskoristivost NT dijela turbine (%).

Glavni nedostatak protutlačne turbine s reguliranim oduzimanjem je pad iskoristivosti turbine prilikom smanjenja njezinog toplinskog opterećenja.

2.7 Turbine s dva regulirana oduzimanja

Turbine s dva regulirana oduzimanja pare imaju prednost ispred protutlačnih turbina kada je potrebno snabdijevati parom dva potrošača topline od kojih svaki od njih zahtijeva svoje parametre pare. Turbine ovog tipa sastoje se od tri dijela: grupe stupnjeva prije prvog reguliranog oduzimanja (VT dio), grupe stupnjeva između dva regulirana oduzimanja (ST dio) i grupe stupnjeva nakon drugog reguliranog oduzimanja (NT dio), prikazano na slici 1.6. Para protoka D_0 sa početnim tlakom p_0 i temperaturom t_0 ekspandira u VT dijelu do tlaka p_{od} , gdje dio pare D_{od} odlazi do potrošača topline (9). Nadalje, količina pare $D=D_0-D_{od}$ kroz regulacijske ventile (14) do ST dijela (13) i ekspandira do tlaka p_p , gdje dio pare G_p odlazi do potrošača topline (12) koji koriste paru nižeg tlaka i temperature. Ostatak pare $D_{kon}=D_0-D_p$ odlazi u NT dio turbine i tamo ekspandira do tlaka kondenzatora p_{kon} . Ostatak opreme turbinskog postrojenja isti je kao i kod turbine sa jednim regulacijskim oduzimanjem.



Slika 2.6. Shema postrojenja s turbinom koja ima dva regulirana oduzimanja

Unutarnja snaga P_i ovakvog tipa turbine (ne uzimajući u obzir regulirana oduzimanja pare) jednaka je zbroju snaga pojedinih dijelova.

$$P_i = P_{el} / \eta_m \eta_{eq} = P_i' + P_i'' + P_i''' \\ = D_0 H_{IS}' \eta_t' + (D_0 - D_{od}) H_{IS}'' \eta_t'' + (D_0 - D_{od} - D_p) H_{IS}''' \eta_t''' \quad (2.6)$$

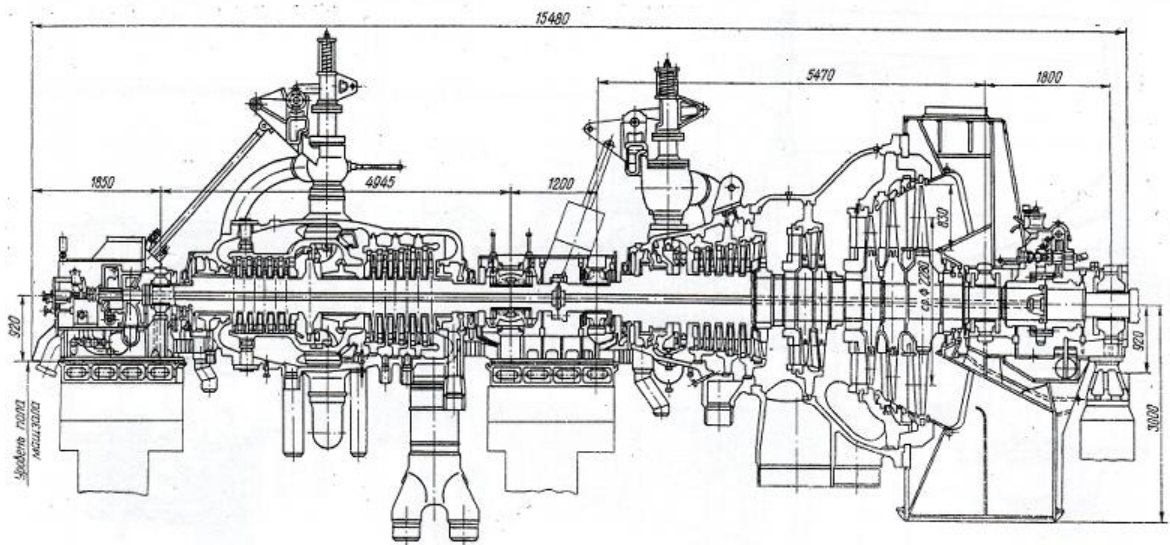
D_0, D_{od}, D_p - protok pare na ulazu u turbinu, protok pare prvog reguliranog oduzimanja i protok pare drugog reguliranog oduzimanja,

$H_{IS}, H_{IS}', H_{IS}'', H_{IS}'''$ – izentropski pad entalpije u cijeloj turbini, VT dijelu,

ST dijelu i NT dijelu turbine

$\eta_t, \eta_t', \eta_t'', \eta_t'''$ - unutarnja iskoristivost cijele turbine, VT, ST, i NT

dijela turbine

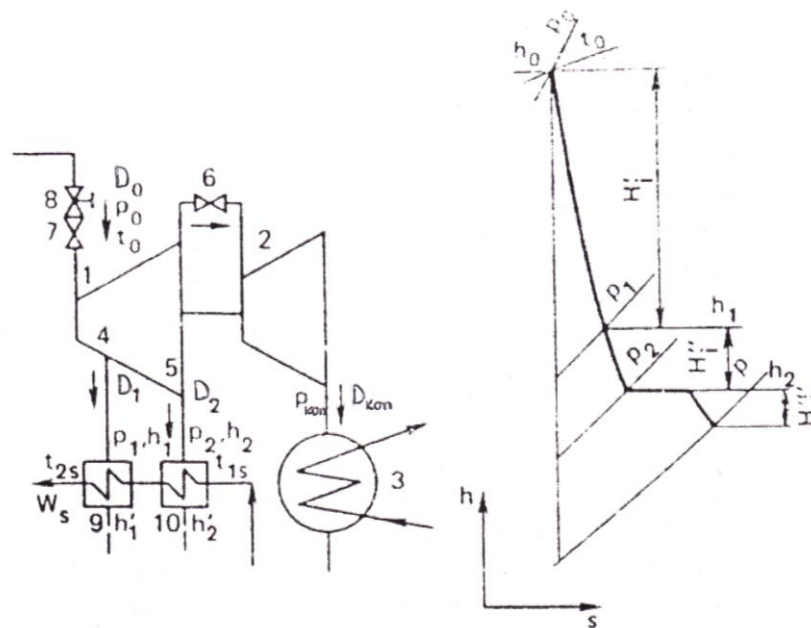


Slika 2.7. Uzdužni presjek kondenzacijske turbine s toplifikacijskim i tehnološkim oduzimanjem, snage 165 MW

2.8 Turbine s dva toplifikacijska oduzimanja pare

Moderne toplifikacijske turbine kapaciteta 50 MW ili više imaju dva toplifikacijska oduzimanja pare koja služe za postupno zagrijavanje cirkulacijske vode sustava daljinskog grijanja iz centra u zagrijačima. Potreban tlak oduzete pare određen je temperaturom cirkulacijske vode na izlazu iz pojedinog zagrijača. Sustav zagrijavanja vode konzumira 70 do 80% ukupne količine pare koja struji kroz turbinu i zagrijava vodu za 40 do 50 °C.

Osnovna shema ovakvog turbinskog postrojenja s dva toplifikacijska oduzimanja pare (4) i (5) prikazana je na slici 2.8.



Slika 2.8. Shema postrojenja s turbinom koja ima dva toplifikacijska oduzimanja pare za zagrijavanje cirkulacijske vode sustava daljinskog zagrijavanja iz centra

Količina pare D_0 sa parametrima p_0 i t_0 ulazi u turbinu kroz zaustavni ventil (8) i regulacijski ventil (7). Para ekspanzira u VT dijelu (1) do tlaka definiranog niskotemperaturnim zagrijačem (5) i zatim prolazi kroz regulacijski ventil (6) do NT dijela (2). Ostatak opreme turbinskog postrojenja s dva odzimanja pare sličan je turbini s dva regulirana odzimanja. Količina pare D_1 sa tlakom p_1 i entalpijom h_1 odzima se za visokotemperaturni zagrijač, dok se količina pare D_2 sa tlakom p_2 i entalpijom h_2 odzima za rad niskotemperaturnog zagrijača. Zadana vrijednost tlaka može se regulirati u samo jednom od dva odzimanja, i to u prvom (kada rade oba odzimanja) ili drugom (samo kada radi drugo odzimanje).

Postrojenje sa sustavom zagrijavanja cirkulacijske vode sastoji se od dva zagrijača (9) i (10) koji su konstruirani kao površinski izmjenjivači topline. Potrebna temperatura cirkulacijske vode koja se dovodi do potrošača topline određena je tlakom pare u prvom odzimanju. Raspodijela toplinskog opterećenja između prvog i drugog odzimanja određena je temperaturom vode prije i poslije zagrijača, protokom vode i električnim opterećenjem turbine.

Unutarnja snaga P_i ovakvog tipa turbine (ne uzimajući u obzir oduzimanja pare) jednaka je:

$$P_i = P_{el} / \eta_m \eta_{eg} = D_0 H_i' + (D_0 - D_1) H_i'' + (D_0 - D_1 - D_2) H_i''' \quad (2.7)$$

D_0, D_1, D_2 - protok pare na ulazu u turbinu, protok pare prvog oduzimanja i protok pare drugog oduzimanja,

H_i', H_i'', H_i''' - pad entalpije u turbini od ulaza do prvog oduzimanja, pad entalpije između oduzimanja i pad entalpije u NT dijelu.

Ove turbine mogu raditi u različitim režimima rada ovisno o omjeru između toplinskog i električnog opterećenja. Kada turbina radi po toplinskom režimu (dijagramu) regulacijski ventil (6) NT dijela je zatvoren. Snaga turbine tada je određena toplinskim opterećenjem i minimalnim protokom pare $D_{kon,min}$ kroz NT dio potrebnog za njezin sigurni rad. U električnom režimu (dijagramu) turbine toplinsko i električno opterećenje mogu se zasebno mijenjati. Regulacijski ventil (6) djelomično je ili potpuno otvoren što omogućuje dodatni protok pare koji dolazi iz glavnog parovoda i prolazi kroz VT dio do NT dijela i kondenzatora (3), prikazano na slici 2.8. Ovaj dodatni protok pare proizvodi dodatnu snagu u odnosu na snagu dobivenu toplinskim režimom kod istog toplinskog opterećenja. Prema tome, protok pare kroz NT dio turbine ovisi o zadanom električnom opterećenju.

3. PRORAČUN TOPLINSKE SCHEME CIKLUSA KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA

3.1 Opis pretpostavljene optimalne toplinske sheme ciklusa kogeneracijskog postrojenja

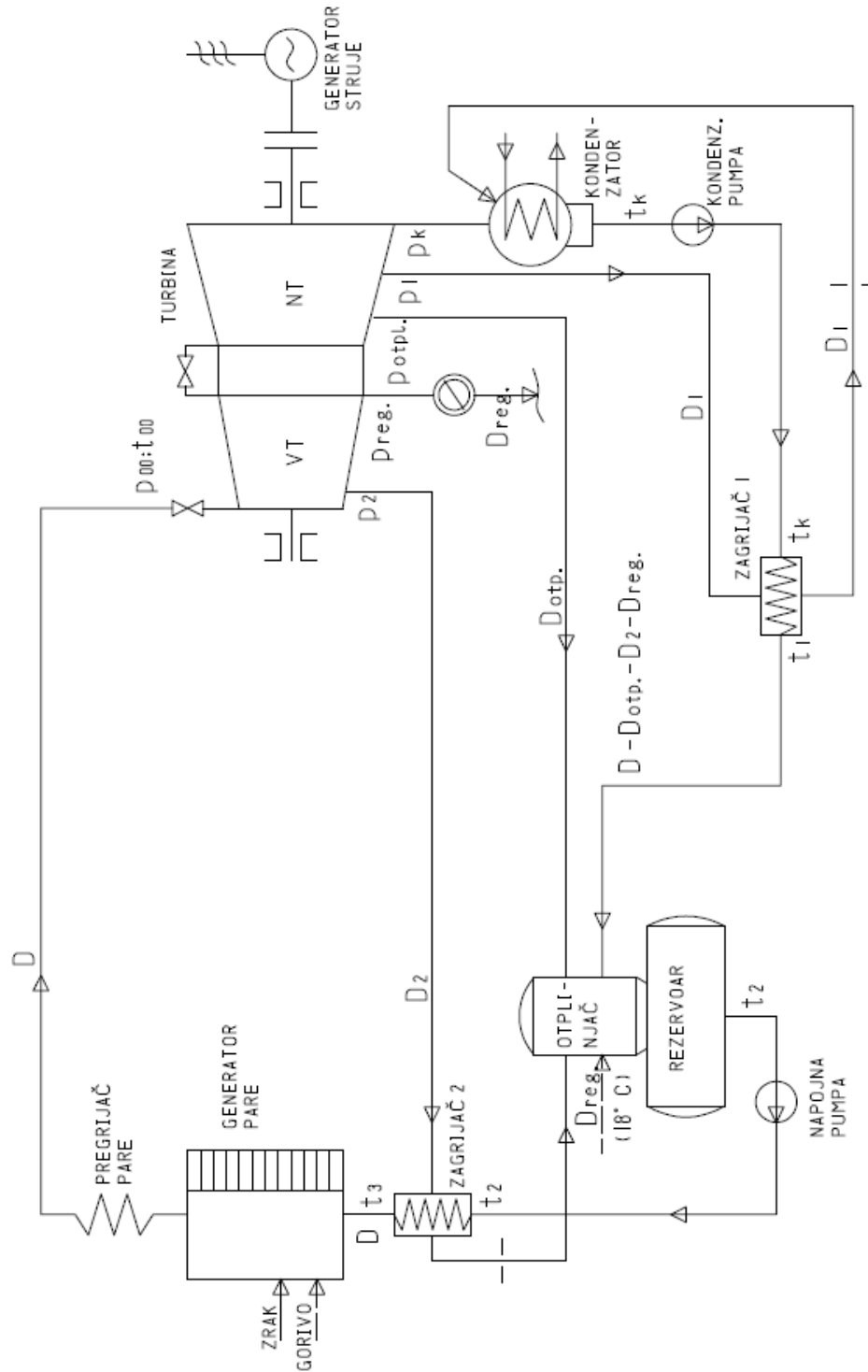
Para proizvedena u generatoru pare propušta se kroz kondenzacijsku turbinu s jednim reguliranim oduzimanjem. Takova turbina sastoji se od visokotlačnog (VT) i niskotlačnog (NT) dijela, koje uz jedno regulirano ima i tri neregulirana oduzimanja. Para reguliranog oduzimanja sa zadanim tlakom i temperaturom odlazi u uređaje za zagrijavanje izvan energane. Neregulirano oduzeta para koristi se za regenerativno zagrijavanje napojne vode odnosno kondenzata, dok jedan dio odlazi u otplinjač.

Para masenog protoka D , visokog tlaka p_0 i temperature t_0 ulazi najprije u VT dio turbine, gdje ekspandira do tlaka prvog nereguliranog oduzimanja p_2 , pretvarajući dio svoje toplinske energije u korisni mehanički rad u svrhu proizvodnje električne energije. Oduzeta para D_2 odlazi u VT zagrijač napojne vode, zagrijavajući napojnu vodu od temperature t_2 do temperature t_3 . Nakon što je predala potrebnu toplinu oduzeta para (koja je sada zasićena) odlazi u otplinjač. Poslije prvog nereguliranog oduzimanja, ostatak pare ekspandira do tlaka reguliranog oduzimanja p_{reg} , gdje jedan njezin dio D_{reg} odlazi do potrošača topline i vraća se u otplinjač kao dodatna demineralizirana voda temperature 18°C . Preostala para kroz regulacijski ventil ulazi u NT dio turbine u kojem se dalje nastavlja proces ekspanzije. Para ekspandira do tlaka drugog nereguliranog oduzimanja p_{opt} , gdje oduzeta para D_{opt} odlazi u otplinjač. Potom para ekspandira do tlaka trećeg nereguliranog oduzimanja p_1 , gdje se oduzeta količina pare D_1 koristi za zagrijavanje napojne vode u NT zagrijaču. Nakon predane topline oduzeta para (također zasićena) odlazi u kondenzator. Ostatak pare koja preostaje nakon svih oduzimanja, dalje ekspandira do tlaka kondenzatora p_k i u njemu kondenzira. Protok kondenzata i napojne vode u ciklusu ostvaruju kondenzatna (KP) i napojna pumpa (NP).

Sustav za regulaciju načelno se izvodi tako da je omogućena istovremena regulacija brzine vrtnje i tlakova pare reguliranih oduzimanja. To je ostvarivo jer se mehaničkom energijom dobivenom pri ekspanziji pare u NT dijelu, neovisno o potrošnji pare za

zagrijavanje, može uravnotežiti proizvodnja električne energije pri promjenama snage VT dijela turbine zbog promjena količina oduzimanje pare [3].

Opisana toplinska shema kogeneracijskog ciklusa prikazana je na slici 3.1.



Slika 3.1. Toplinska shema ciklusa kogeneracijskog postrojenja

3.2 Termodinamički proračun

1. Stanje na ulazu u turbinu:

-tlak i temperatura

$$p_{00} = 110\text{bar}; t_{00} = 545^{\circ}\text{C}$$

-uzimajući u obzir regulacijske ventile

$$p_0 = (0,95 - 0,97) \cdot p_{00} = 105\text{bar}$$

$$t_0 \approx t_{00} \approx 545^{\circ}\text{C}$$

-entalpija pare za stanje (p_0, t_0)

$$h_0 = 3484,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

2. Kondenzator:

-ulazna temperatura rashladne vode

$$t_{R.V.} = 36^{\circ}\text{C}$$

-temperaturni prirast rashladne vode

$$\Delta t_{R.V.} = 9^{\circ}\text{C}$$

-temperatura zasićenja (kondenzacije) u kondenzatoru

$$t_K = 50^{\circ}\text{C}$$

-tlak u kondenzatoru (za $t_K = 50^{\circ}\text{C}$)

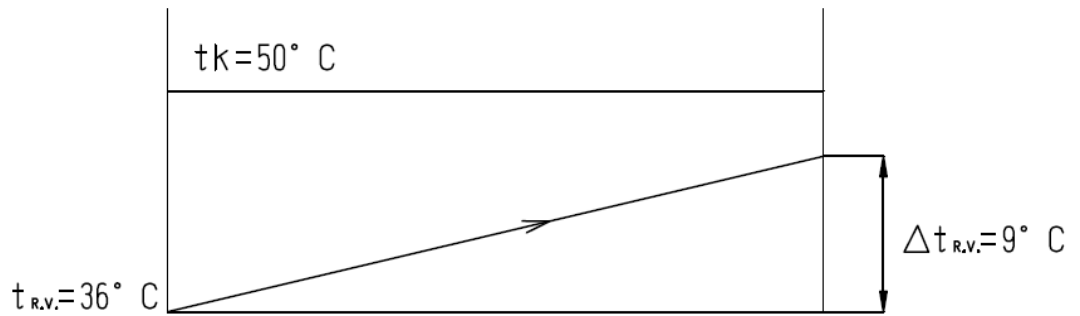
$$p_K = 0,123519\text{bar}$$

-entalpija pare na izlazu iz turbine (teoretska)

$$h_{K,IS} = 2152,14 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-izentropski toplinski pad u turbini

$$\Delta h_{IS} = 1332,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Slika 3.2. Prikaz raspodjele temperatura u kondenzatoru

3. Definiranje zagrijača:

-temperatura isparavanja vode (za tlak p_{00})

$$t_{isp} = 318,08^{\circ}C$$

-temperatura napojne vode na ulazu u generator pare

$$t_3 = (0,65 - 0,75) \cdot t_{isp} = 215^{\circ}C$$

-zbog sprečavanja kavitacije u pumpi

-ukupni temperaturni prirast na dva zagrijača i otplinjaču

$$\Delta t_u = 165^{\circ}C$$

-temperaturni prirast na zagrijaču 1, otplinjaču i zagrijaču 2

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t_3 = \frac{165}{3} = 55^{\circ}C$$

-temperatura na izlazu iz zagrijača 1

$$t_1 = 105^{\circ}C$$

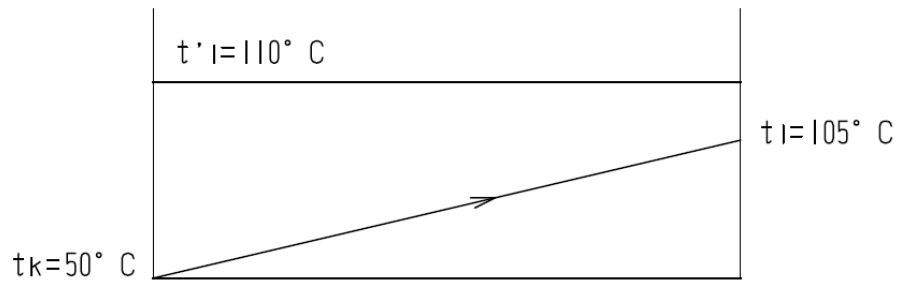
-temperatura na izlazu iz otplinjača

$$t_2 = 160^{\circ}C$$

-temperatura na izlazu iz zagrijača 2

$$t_3 = 215^{\circ}C$$

4. Zagrijač 1:



Slika 3.3. Prikaz raspodjele temperatura u zagrijaču 1

-temperatura zasićenja

$$t'_1 = 110^\circ\text{C}$$

-tlak nereguliranog oduzimanja

$$p_1 = 1,433787\text{ bar}$$

-entalpija pare nereguliranog oduzimanja (teoretska)

$$h_{1,ts} = 2490,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-entalpija pare na izlazu iz zagrijača 1

$$h'_1 = 461,41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

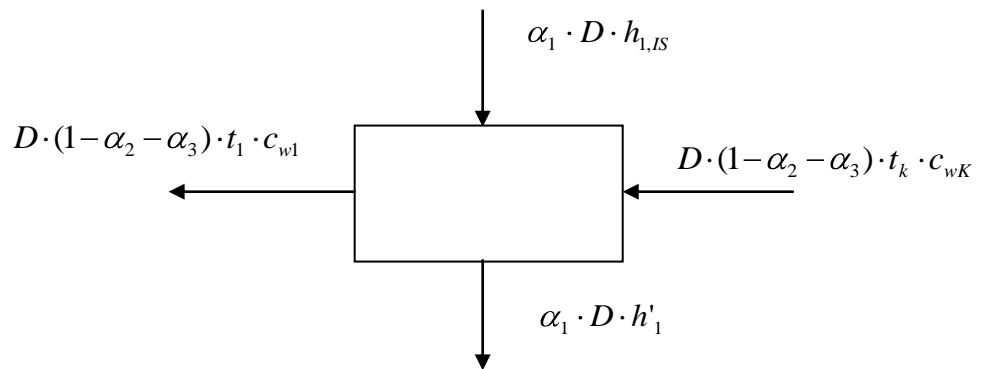
-specifični toplinski kapacitet vode pri 105°C

$$c_{w1} = 4,2217 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

-specifični toplinski kapacitet vode pri 50°C

$$c_{wK} = 4,1815 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

-jednadžba toplinske bilance za zagrijač 1



Slika 3.4. Prikaz toplinske bilance za zagrijač 1

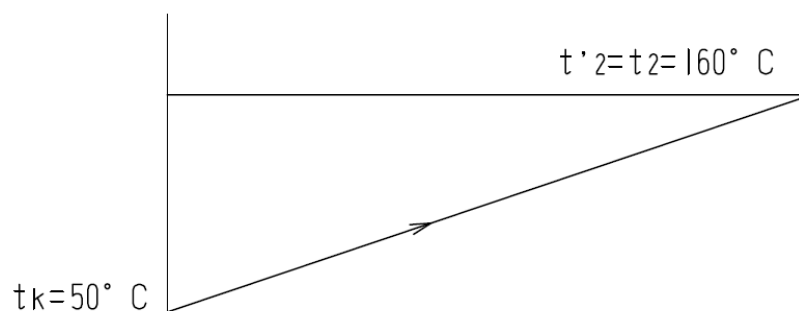
$$\alpha_1 \cdot D \cdot h_{1,IS} + D \cdot (1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot t_k \cdot c_{wK} = \alpha_1 \cdot D \cdot h'_1 + D \cdot (1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot t_1 \cdot c_{w1} \quad (3.1)$$

α_1 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u zagrijač 1

α_2 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u otplinjač

α_3 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u zagrijač 2

5. Otplinjač:



Slika 3.5. Prikaz raspodjele temperatura u otplinjaču

-temperatura zasićenja

$$t'_2 = 160^\circ\text{C}$$

-tlak nereguliranog oduzimanja

$$p_2 = 6,182346\text{bar}$$

-entalpija pare nereguliranog oduzimanja (teoretska)

$$h_{2,IS} = 2743,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-specifični toplinski kapacitet vode pri 160°C

$$c_{w2} = 4,3356 \frac{kJ}{kgK}$$

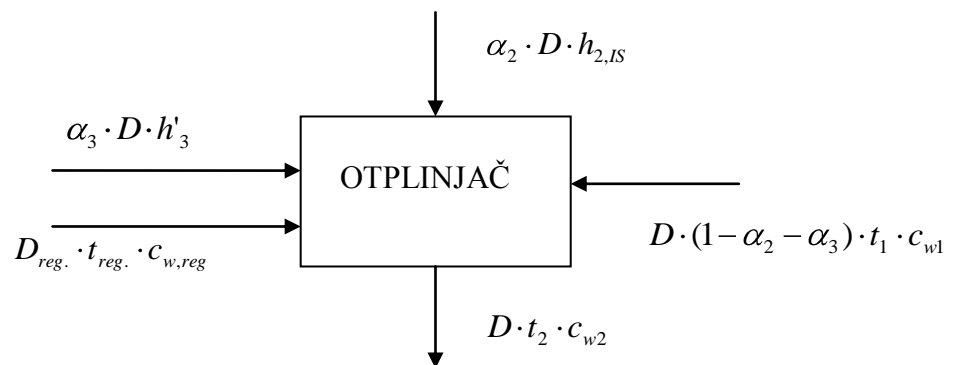
-specifični toplinski kapacitet vode pri 18°C

$$c_{w,reg.} = 4,1859 \frac{kJ}{kgK}$$

-temperatura povratne vode od reguliranog oduzimanja, na ulazu u otplinjač

$$t_{reg.} = 18^{\circ}C$$

-jednadžba toplinske bilance za otplinjač



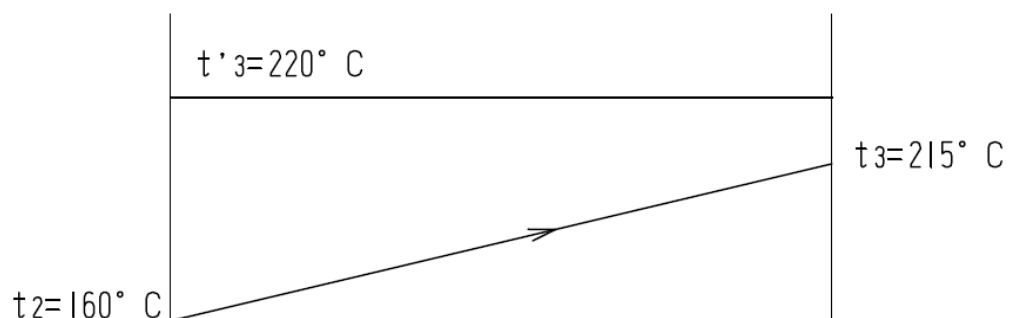
Slika 3.6. Prikaz toplinske bilance za otplinjač

$$D \cdot (1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot t_1 \cdot c_{w1} + \alpha_2 \cdot D \cdot h_{2,IS} + \alpha_3 \cdot D \cdot h'_3 + D_{reg.} \cdot t_{reg.} \cdot c_{w,reg} = D \cdot t_2 \cdot c_{w2} \quad (3.2)$$

α_2 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u otplinjač

α_3 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u zagrijač 2

6. Zagrijač 2:



Slika 3.7. Prikaz raspodjele temperatura u zagrijaču 2

-temperatura zasićenja

$$t'_3 = 220^\circ\text{C}$$

-tlak nereguliranog oduzimanja

$$p_3 = 23,1958\text{bar}$$

-entalpija pare nereguliranog oduzimanja (teoretska)

$$h_{3,IS} = 3031,21 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

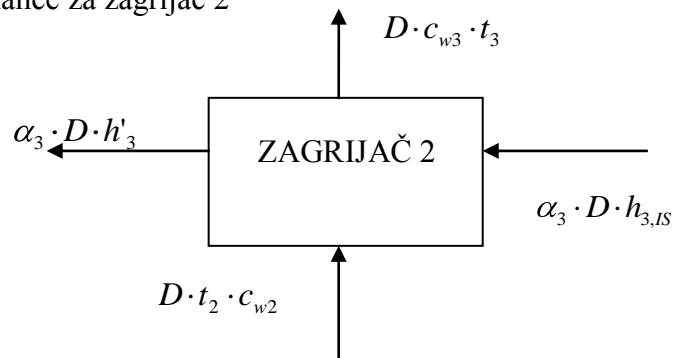
-entalpija pare na izlazu iz zagrijača 2

$$h'_3 = 943,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-specifični toplinski kapacitet vode pri 215°C

$$c_{w3} = 4,5818 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

-jednadžba toplinske bilance za zagrijač 2



Slika 3.8. Prikaz toplinske bilance za zagrijač 2

$$\alpha_3 \cdot D \cdot h_{3,IS} + D \cdot t_2 \cdot c_{w2} = D \cdot c_{w3} \cdot t_3 + \alpha_3 \cdot D \cdot h'_3 \quad (3.3)$$

α_3 -maseni udio ukupnog protoka pare koji ide u zagrijač 2

7. Potrebna količina pare:

-masene udjele i potrebnu količinu pare izračunavamo iz jednadžbi toplinskih bilanci i jednadžbe snage za turbinu

-jednadžba snage turbine

$$\frac{P_{ef}}{\eta_{ef}} = D \cdot (h_0 - h_{K,IS}) - D \cdot \alpha_3 \cdot (h_{3,IS} - h_{K,IS}) - D \cdot \alpha_2 \cdot (h_{2,IS} - h_{K,IS}) - D_{reg} \cdot (h_{reg,IS} - h_{K,IS}) - D \cdot \alpha_1 \cdot (h_{1,IS} - h_{K,IS}) \quad (3.4)$$

-efektivna snaga turbine

$$P_{ef} = 32000 \text{ kW}$$

-efektivna iskoristivost turbine

$$\eta_{ef} \approx 0,82 \quad \text{-očitano [3]}$$

-maseni udjeli za zagrijač 1, otplinjač i zagrijač 2

$$\alpha_1 = 0,006985$$

$$\alpha_2 = 0,17802$$

$$\alpha_3 = 0,139578$$

-količina pare na ulazu u turbinu

$$D = 64,322 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Napomena:

Turbina će biti predimenzionirana, tj. konstruirana tako da je najmanji maseni protok pare koji prolazi kroz stupnjeve turbine jednak masenom protoku pare kroz turbinu za slučaj rada bez reguliranog i nereguliranih oduzimanja, a da se ostvari potrebna (zadana) snaga.

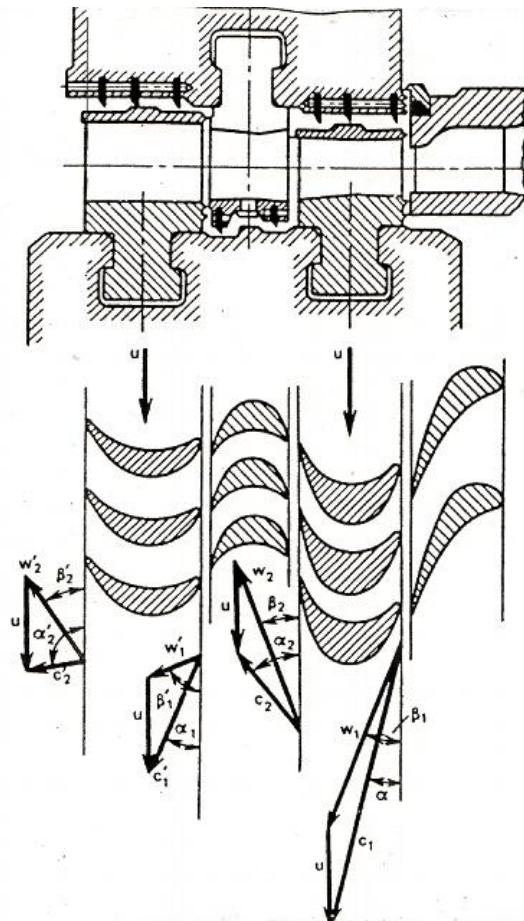
8. Potrebna količina pare (za slučaj bez reguliranog i nereguliranih oduzimanja):

$$D' = \frac{\frac{P_{ef}}{\eta_{ef}}}{h_0 - h_{k,IS}} = 29,294 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE

4.1 Termodinamički proračun regulacijskog stupnja (dvostupni Curtis)

Curtisovo regulacijsko kolo s dva stupnja brzine (turbinski stupanj s dva reda rotorskih lopatica), prikazano na slici 3.1. ima lošiju iskoristivost od običnog regulacijskog kola, ali je postojaniji u različitim režimima rada turbine, što znači da će mu iskoristivost biti približno konstantna u promjenjivim režimima rada. Sastoji se od sapnica (mlaznica), 1. rotora, skretnih lopatica i 2. rotora. Ono prerađuje veći toplinski rad, čime se smanjuje broj stupnjeva turbine i pojeftinjuje njezina konstrukcija. Pošto ima parcijalni privod pogodno je za izvedbu regulacije grupama sapnica (mlaznicama). U daljnjem tekstu je dan termodinamički i aerodinamički proračun Curtisovog regulacijskog stupnja prema literaturi [4].



Slika 4.1. Strujni dio, profili lopatica i trokuti brzina
Curtisova regulacijskog kola

1. Srednji promjer regulacijskog kola (odabrano):

$$d_{sr} = 1000 \text{ mm}$$

2. Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 157,08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog kola:

$$\left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt} = 0,22$$

4. Fiktivna brzina regulacijskog kola:

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt.}} = \frac{157,08}{0,22} = 714 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5. Izentropski toplinski pad regulacijskog kola:

$$\Delta h_{0,IS} = \frac{c_F^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{714^2}{2 \cdot 10^3} = 254,897 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

6. Reaktivnosti na srednjim promjerima:

-reaktivnost 1. rotora $R_1 = 2\%$

-reaktivnost skretnih lopatica $R_{SL} = 5\%$

-reaktivnost 2. rotora $R_2 = 3\%$

7. Izentropski toplinski padovi u pojedinim reškama regulacijskog kola:

-sapnice

$$\begin{aligned} \Delta h_{s,IS} &= \left(-R_1 - R_{SL} - R_2 \right) \Delta h_{0,IS} \\ &= \left(-0,02 - 0,05 - 0,03 \right) \cdot 254,897 = 229,407 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

-prvi rotor

$$\Delta h_{R1,IS} = R_1 \cdot \Delta h_{0,IS} = 0,02 \cdot 254,897 = 5,098 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

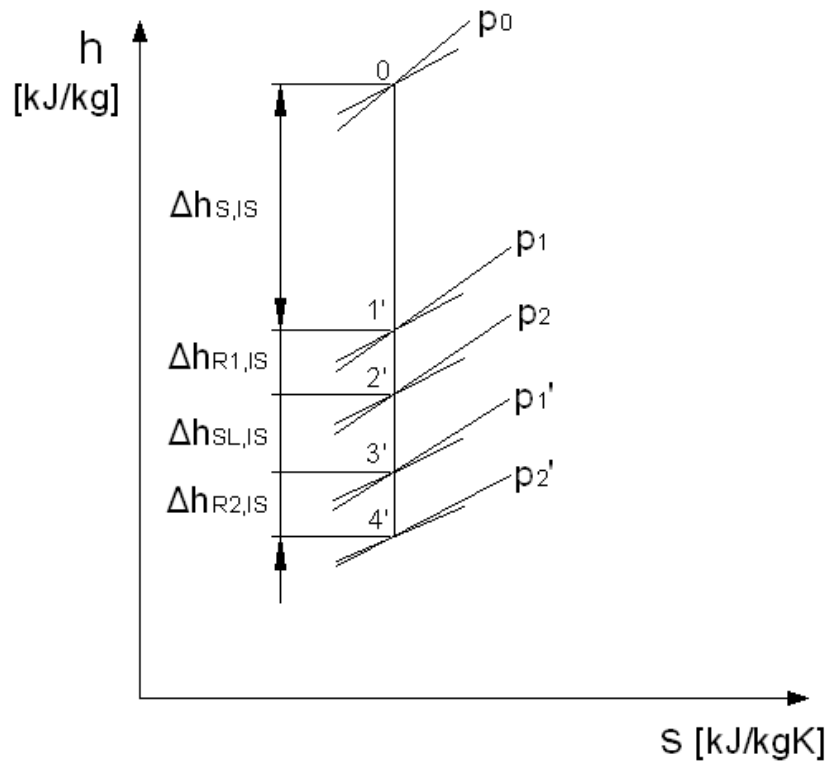
-skretne lopatice

$$\Delta h_{SL,IS} = R_{SL} \cdot \Delta h_{0,IS} = 0,05 \cdot 254,897 = 12,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-drugi rotor

$$\Delta h_{R2,IS} = R_2 \cdot \Delta h_{0,IS} = 0,03 \cdot 254,897 = 7,647 \frac{kJ}{kg}$$

8. Veličine stanja u pojedinim točkama regulacijskog kola:



Slika 4.2. Prikaz pojedinih točaka regulacijskog kola u h - s dijagramu

-veličine stanja očitane iz h - s dijagrama dane su u tablici 4.1.

Tablica 4.1. Veličine stanja u pojedinim točkama regulacijskog kola

točka	tlak (bar)	specifični volumen (m ³ /kg)	entalpija (kJ/kg)
0	$p_0 = 105$	$v_0 = 0,0336$	$h_0 = 3484,31$
1'	$p_1 = 52,05$	$v_{1t} = 0,0581$	$h_{1'} = 3254,90$
2'	$p_2 = 51,18$	$v_{2t} = 0,0589$	$h_{2'} = 3249,81$
3'	$p_{1'} = 49,05$	$v_{1t} = 0,0608$	$h_{3'} = 3237,06$
4'	$p_{2'} = 47,80$	$v_{2t} = 0,0621$	$h_{4'} = 3229,41$

9. Omjer tlaka na izlazu i ulazu u sapnice:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{52,05}{105} = 0,496$$

10. Kritični omjer tlakova:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546$$

$\kappa = 1,3$ -izentropski koeficijent za pregrijanu paru (idealni plin)

11. Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz sapnica:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,1s}} = \sqrt{2 \cdot 229407} = 677,36 \frac{m}{s}$$

12. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz sapnica:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 52,05 \cdot 10^5 \cdot 0,0581} = 626 \frac{m}{s}$$

13. Machov broj na izlazu iz sapnica:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{677,36}{626} = 1,08$$

14. Faktor kritičnog strujanja:

$$B = \sqrt{g \cdot \kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} = 2,09$$

$g = 9,80665 \frac{m}{s^2}$ -gravitacijska konstanta

15. Potrebna izlazna površina sapnica ($M_{1t} > 1$):

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 \cdot B \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{64,322 \cdot 10^2}{0,97 \cdot 2,09 \cdot \sqrt{\frac{105}{0,0036}}} = 56,745 \text{ cm}^2$$

$\mu_1 = 0,97$ -koeficijent protoka pare kroz sapnicu [5]

16. Fiktivna visine sapnica:

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{F_1 \cdot 10}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \sin \alpha_{1E}} = \frac{56,745 \cdot 10}{\pi \cdot 100 \cdot \sin 12^\circ} = 8,688 \text{ mm}$$

$$\alpha_{1E} = 12^\circ \quad \text{-odabrani efektivni izlazni kut profila sapnica}$$

17. Parcijalnost sapnica:

$$e_1 = \frac{e_1 \cdot l_1}{l_1} = \frac{8,688}{15} = 0,579$$

$$l_1 = 15mm \quad \text{-odabrana visina sapnica}$$

18. Odabrani profil sapnica [6]:

C-90-12B

$$\alpha_{1E} = 10^\circ - 14^\circ \quad \text{-efektivni izlazni kut}$$

$$\alpha_0 = 70^\circ - 120^\circ \quad \text{-ulazni kut toka}$$

$$M_{1r} = 0,85 - 1,15 \quad \text{-Machov broj}$$

$$b_1 = 5,66cm \quad \text{-duljina tetive profila}$$

$$\bar{t}_{opt,1} = 0,72 - 0,87 \quad \text{-relativni optimalni korak}$$

$$\alpha_u = 32,5^\circ \quad \text{-kut ugradnje profila sapnica}$$

19. Stvarni optimalni korak sapnica na srednjem promjeru:

$$t_{1,opt} = b_1 \cdot \bar{t}_{opt,1} = 56,6 \cdot 0,8 = 45,28mm$$

20. Broj sapnica:

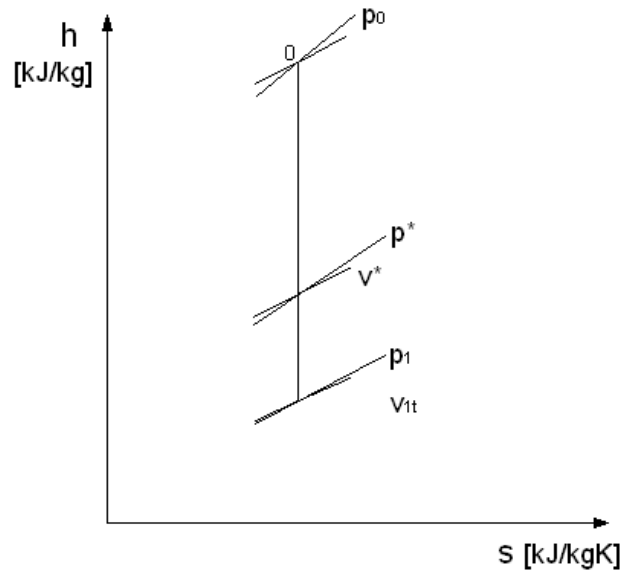
$$z_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot e_1}{t_{1,opt}} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,579}{45,28} = 40,18$$

$$\text{-usvojeno } z_1 = 40$$

21. Korigirani stvarni optimalni korak sapnica:

$$t_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot e_1}{z_1} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,579}{40} = 45,488mm$$

22. Kut toka pare na izlazu iz sapnica (nadzvučno strujanje):



Slika 4.3. Prikaz karakterističnih točaka za sapnicu u h - s dijagramu

-tlak u "grlu"

$$p^* = \varepsilon \cdot p_0 = 0,546 \cdot 105 = 57,30 \text{ bar}$$

-specifični volumen pare

$$v^* = 0,0539 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

-apsolutna brzina u "grlu"

$$c^* = \sqrt{\kappa \cdot p^* \cdot v^*}$$

$$= \sqrt{1,3 \cdot 57,3 \cdot 10^5 \cdot 0,0539} = 633,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

-kut toka pare na izlazu iz sapnice

$$\alpha_1 = \arcsin \alpha_{1E} \cdot \frac{v_{1t} \cdot c^*}{v^* \cdot c_{1t}}$$

$$= \arcsin 12^\circ \cdot \frac{0,0581 \cdot 633,67}{0,0539 \cdot 677,36} = 12,10^\circ$$

23. Korigirana "fiktivna" visina sapnica:

$$l_1 \cdot l_{1 \text{ kor}} = \frac{F_1 \cdot 10}{d_{sr} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{56,745 \cdot 10}{100 \cdot \pi \cdot \sin 12,1} = 8,616 \text{ mm}$$

24. Korigirana visina sapnica:

$$r_{kor} = \frac{(e_1 \cdot l_1)_{kor}}{e_1} = \frac{8,616}{0,579} = 14,876 \approx 15mm$$

25. Koeficijent gubitka sapnica [5]:

$$\zeta_s = \zeta_{s,atl} + 0,02$$

$$\zeta_{s,atl} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\alpha_1}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l_1}{b_1} \right) \cdot k_{\alpha_1}^{kanc} \cdot k_{kr}^{kanc} \cdot k_{vh}^{kanc} \cdot \frac{b_1}{l_1}$$

$\zeta'_{pr} = 0,039$ -koeficijent profilnih gubitaka u zavisnosti o Machovom broju

$k_{\alpha_1}^{pr} = 1,05$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka koji uvažava odstupanje kuta toka α_1 od geometrijskog kuta α_{1E}

$k_{kr}^{pr} = 1$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka koji uvažava odstupanje relativne debljine izlaznog brida

$k_{vh}^{pr} = 1,03$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka zbog odstupanja ulaznog kuta toka od optimalnog

$\left(\zeta'_{kanc} \frac{l_1}{b_1} \right) = 0,01$ -koeficijent rubnih gubitaka u zavisnosti o Machovom broju

$k_{\alpha_1}^{kanc} = 1,15$ -korekcijski faktor rubnih gubitaka koji uvažava odstupanje kuta toka α_1 od geometrijskog kuta α_{1E}

$k_{kr}^{kanc} = 1$ -korekcijski faktor rubnih gubitaka koji uvažava odstupanje relativne debljine izlaznog brida

$k_{vh}^{kanc} = 1$ -korekcijski faktor rubnih gubitaka zbog odstupanja ulaznog kuta toka od optimalnog

$$\zeta_s = 0,0856 + 0,02 = 0,1056$$

26. Koeficijent brzine sapnica:

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_s} = \sqrt{1 - 0,1056} = 0,9457$$

27. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz sapnica:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 0,9457 \cdot 677,36 = 640,60 \frac{m}{s}$$

28. Gubitak u sapnicama:

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{s,IS} \cdot \zeta_s = 229,407 \cdot 0,1056 = 24,219 \frac{kJ}{kg}$$

29. Stvarna relativna brzina na ulazu u 1. rotor:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{640,6^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 157,08 \cdot 640,6 \cdot \cos 12,1} = 488,13 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

30. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u 1. rotor:

$$\beta_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_1 \cdot \frac{c_1}{w_1} \right) = \arcsin \left(\sin 12,1^\circ \cdot \frac{640,6}{488,13} \right) = 15,97^\circ$$

31. Teoretska relativna brzina na izlasku iz 1. rotora:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R1,IS} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 5,098 \cdot 10^3 + 488,13^2} = 498,46 \frac{m}{s}$$

32. Machov broj na izlasku iz 1. rotora:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}} = \frac{498,46}{\sqrt{1,3 \cdot 51,18 \cdot 10^5 \cdot 0,0589}} = 0,796$$

33. Potrebna izlazna površina 1. rotora ($M_{2t} < 1$):

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{64,322 \cdot 0,0589}{0,93 \cdot 498,46 \cdot 10^{-4}} = 81,684 cm^2$$

$$\mu_2 = 0,93 \quad \text{-koeficijent protoka za rotorsku rešetku [5]}$$

34. Visina lopatice 1. rotora:

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 15 + 2,5 = 17,5 mm$$

$$\Delta l = 2,5 mm \quad \text{-prekrivanje između lopatica sapnica i lopatica 1. rotora}$$

(odabrano)

35. Kut relativne brzine pare na izlasku iz 1. rotora:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_2} \right) = \arcsin \left(\frac{81,684}{\pi \cdot 100 \cdot 0,579 \cdot 1,75} \right) = 14,864^\circ$$

36. Odabrani profil rešetke 1. rotora [5]:

P-23-14A

$\beta_{2E} = 12^\circ - 16^\circ$ -efektivni izlazni kut profila

$\beta_1 = 20^\circ - 30^\circ$ -ulazni kut toka

$M_{1r} = 0 - 0,95$ -Machov broj

$b_2 = 5\text{cm}$ -duljina tetive profila

$\bar{t}_{opt,2} = 0,6 - 0,75$ -relativni optimalni korak

$\beta_u = 78^\circ$ -kut ugradnje profila sapnica

37. Stvarni optimalni korak lopatica 1. rotora na srednjem promjeru:

$$t_{2,opt} = b_2 \cdot \bar{t}_{opt,2} = 50 \cdot 0,65 = 32,5\text{mm}$$

38. Broj lopatica 1. rotora:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{t_{2,opt}} = \frac{\pi \cdot 1000}{32,5} = 96,66$$

-usvojeno $z_2 = 97$

39. Korigirani stvarni optimalni korak lopatica 1. rotora:

$$t_2 = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{z_2} = \frac{1000 \cdot \pi}{97} = 32,387\text{mm}$$

40. Koeficijent gubitaka 1. rotora [5]

$$\zeta_{R1} = \zeta_{R1,atl} + 0,04$$

$$\zeta_{R1,atl} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l_2}{b_2} \right) \cdot k_{\Delta\beta}^{kanc} \cdot k_{kr}^{kanc} \cdot k_{vh}^{kanc} \cdot \frac{b_2}{l_2}$$

$\zeta'_{pr} = 0,041$ -koeficijent profilnih gubitaka u zavisnosti o Machovom broju

$k_{\Delta\beta}^{pr} = 1,08$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka koji uvažava kut zakreta toka $\Delta\beta$, $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_{2E})$

$k_{kr}^{pr} = 1,02$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka koji uvažava odstupanje relativne debljine izlaznog brida

$k_{vh}^{pr} = 1,19$ -korekcijski faktor profilnih gubitaka zbog odstupanja ulaznog kuta toka od optimalnog

$$\left(\zeta'_{kanc} \frac{l_2}{b_2} \right) = 0,035 \quad \text{-koeficijent rubnih gubitaka u zavisnosti o}$$

Machovom broju

$$k_{\Delta\beta}^{kanc} = 1,15 \quad \text{-korekcijski faktor rubnih gubitaka koji uvažava}$$

kut zakreta toka $\Delta\beta$

$$k_{kr}^{kanc} = 1 \quad \text{-korekcijski faktor rubnih gubitaka koji uvažava}$$

odstupanje relativne debljine izlaznog brida

$$k_{vh}^{kanc} = 1,44 \quad \text{-korekcijski faktor rubnih gubitaka zbog odstupanja}$$

ulaznog kuta toka od optimalnog

$$\zeta_{R1} = 0,219 + 0,04 = 0,259$$

41. Koeficijent brzine 1. rotora:

$$\psi_{R1} = \sqrt{1 - \zeta_{R1}} = \sqrt{1 - 0,259} = 0,861$$

42. Stvarna relativna brzina na izlazu iz 1. rotora:

$$w_2 = \psi_{R1} \cdot w_{2t} = 0,861 \cdot 498,46 = 428,98 \frac{m}{s}$$

43. Gubici u rešetci 1. rotora:

$$\Delta h_{g,R1} = \frac{w_{2t}^2}{2 \cdot 10^3} \cdot \zeta_{R1} = \frac{498,46^2}{2 \cdot 10^3} \cdot 0,259 = 32,219 \frac{kJ}{kg}$$

44. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz 1. stupnja Curtisovog regulacijskog kola:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}$$
$$= \sqrt{428,98^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 157,08 \cdot 428,98 \cdot \cos 14,864^\circ} = 280,07 \frac{m}{s}$$

45. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz 1. stupnja Curtisovog regulacijskog kola:

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\sin \beta_2 \cdot \frac{w_2}{c_2} \right) = \arcsin \left(\sin 14,864^\circ \cdot \frac{428,98}{280,07} \right) = 23,13^\circ$$

46. Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{SL,IS} + c_2^2} = \sqrt{2 \cdot 12,745 \cdot 10^3 + 280,07^2} = 322,38 \frac{m}{s}$$

47. Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica:

$$M_{1r'} = \frac{c_{1r'}}{\sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1r'}}} = \frac{322,38}{\sqrt{1,3 \cdot 49,05 \cdot 10^5 \cdot 0,0608}} = 0,517$$

48. Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica ($M_{1r'} < 1$):

$$F_{1r'} = \frac{D \cdot v_{1r'}}{\mu_{1r'} \cdot c_{1r'}} = \frac{64,322 \cdot 0,0608}{0,975 \cdot 322,38 \cdot 10^{-4}} = 124,526 \text{ cm}^2$$

$\mu_{1r'} = 0,975$ -koeficijent protoka za skretne lopatice [5]

49. Visina skretnih lopatica:

$$l_{SL} = l_2 + \Delta l = 17,5 + 2,5 = 20 \text{ mm}$$

$\Delta l = 2,5 \text{ mm}$ -prekrivanje između skretnih lopatica i lopatica 1. rotora
(odabrano)

50. Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica:

$$\alpha_{1r'} = \arcsin\left(\frac{F_{1r'}}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e \cdot l_{SL}}\right) = \arcsin\left(\frac{124,526}{\pi \cdot 100 \cdot 0,579 \cdot 2}\right) = 20,01^\circ$$

51. Izbor profila skretnih lopatica [6]:

P-30-21A

$\alpha_{1E} = 19^\circ - 24^\circ$ -efektivni izlazni kut profila

$\alpha_0 = 25^\circ - 40^\circ$ -ulazni kut toka

$M_{1r'} = 0 - 0,95$ -Machov broj

$b_{SL} = 4 \text{ cm}$ -duljina tetive profila

$\bar{t}_{opt,SL} = 0,6 - 0,75$ -relativni optimalni korak

$\beta_u = 81^\circ$ -kut ugradnje profila sapnica

52. Stvarni optimalni korak skretnih lopatica na srednjem promjeru:

$$t_{SL,opt} = \bar{t}_{opt,SL} \cdot b_{SL} = 0,635 \cdot 40 = 25,4 \text{ mm}$$

53. Koeficijent gubitaka skretnih lopatica:

-određujemo na isti način kao i kod lopatica sapnice

$$\zeta_{SL} = 0,176$$

54. Koeficijent brzine skretnih lopatica:

$$\varphi_{SL} = \sqrt{1 - \zeta_{SL}} = \sqrt{1 - 0,176} = 0,908$$

55. Gubitak u skretnim lopaticama:

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c_{1t}^2}{2 \cdot 10^3} \cdot \zeta_{SL} = \frac{322,38^2}{2 \cdot 10^3} \cdot 0,176 = 9,146 \frac{kJ}{kg}$$

56. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica:

$$c_{1'} = \varphi_{SL} \cdot c_{1t} = 0,908 \cdot 322,38 = 292,64 \frac{m}{s}$$

57. Stvarna relativna brzina na ulazu u 2. rotor:

$$\begin{aligned} w_{1'} &= \sqrt{c_{1'}^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_{1'} \cdot \cos \alpha_{1'}} \\ &= \sqrt{292,64^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 157,08 \cdot 292,64 \cdot \cos 20,01^\circ} = 154,68 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

58. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u 2. rotor:

$$\beta_{1'} = \arcsin \left(\sin \alpha_{1'} \cdot \frac{c_{1'}}{w_{1'}} \right) = \arcsin \left(\sin 20,01^\circ \cdot \frac{292,64}{154,68} \right) = 40,34^\circ$$

59. Broj skretnih lopatica:

$$z_{SL} = \frac{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1}{t_{SL,opt}} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 0,579}{2,54} = 71,63$$

-usvojeno $z_{SL} = 72$

60. Korigirani stvarni korak skretnih lopatica:

$$t_{SL} = \frac{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1}{z_{SL}} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 0,579}{72} = 25,27 mm$$

61. Teoretska relativna brzina na izlazu iz 2. rotora:

$$w_{2t'} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R2,IS} + w_{1'}^2} = \sqrt{2 \cdot 7,647 \cdot 10^3 + 154,68^2} = 198,04 \frac{m}{s}$$

62. Machov broj za stanje na izlazu iz 2. rotora:

$$M_{2t'} = \frac{w_{2t'}}{\sqrt{\kappa \cdot p_{2'} \cdot v_{2t'}}} = \frac{198,04}{\sqrt{1,3 \cdot 47,803 \cdot 10^5 \cdot 0,0621}} = 0,319$$

63. Potrebna površina izlaznog presjeka 2. rotora:

$$F_{2'} = \frac{D \cdot v_{2't}}{\mu_{2'} \cdot w_{2't}} = \frac{64,322 \cdot 0,0621}{0,91 \cdot 198,04 \cdot 10^{-4}} = 221,58 \text{ cm}^2$$

$\mu_{2'} = 0,91$ -koeficijent protoka za rotorske lopatice [5]

64. Visina lopatica 2. rotora:

$$l_{2'} = l_{SL} + \Delta l = 20 + 2,5 = 22,5 \text{ mm}$$

$\Delta l = 2,5 \text{ mm}$ -prekrivanje između lopatica 2. rotora i skretnih lopatica

(odabrano)

65. Kut teoretske relativne brzine na izlazu iz 2. rotora:

$$\beta_{2'} = \arcsin \left(\frac{F_{2'}}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_{2'}} \right) = \arcsin \left(\frac{221,58}{\pi \cdot 100 \cdot 0,579 \cdot 2,25} \right) = 32,77^\circ$$

66. Odabrani profil rešetke 2. rotora [6]:

P-46-29A

$\beta_{2E} = 25^\circ - 34^\circ$ -efektivni izlazni kut profila

$\beta_1 = 44^\circ - 60^\circ$ -ulazni kut toka

$M_{2't} = 0 - 0,85$ -Machov broj

$b_{2'} = 5 \text{ cm}$ -duljina tetive profila

$\bar{t}_{opt,2} = 0,45 - 0,58$ -relativni optimalni korak

$\beta_u = 79^\circ$ -kut ugradnje profila sapnica

67. Stvarni optimalni korak odabranog profila rešetke 2. rotora:

$$t_{2',opt} = b_{2'} \cdot \bar{t}_{opt,2'} = 50 \cdot 0,55 = 27,5 \text{ mm}$$

68. Broj lopatica rešetke 2. rotora:

$$z_{2'} = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{t_{2',opt}} = \frac{\pi \cdot 1000}{27,5} = 114,24$$

-usvojeno $z_{2'} = 114$

69. Korigirani stvarni optimalni korak lopatica:

$$t_{2'} = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{z_{2'}} = \frac{1000 \cdot \pi}{114} = 27,56 \text{ mm}$$

70. Koeficijent gubitaka 2. rotora:

-određujemo na isti način kao i kod sapnica

$$\zeta_{R2} = 0,117$$

71. Koeficijent brzine 2. rotora:

$$\psi_{R2} = \sqrt{1 - \zeta_{R2}} = \sqrt{1 - 0,117} = 0,939$$

72. Gubici u rešetci 2. rotora:

$$\Delta h_{g,R2} = \frac{w_{2t}^2}{2} \left(-\psi_{R2}^2 \right) = \frac{198,04^2}{2 \cdot 10^3} \cdot \left(-0,939^2 \right) = 2,294 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

73. Stvarna relativna brzina na izlazu iz 2. rotora:

$$w_{2'} = \psi_{R2} \cdot w_{2t} = 0,939 \cdot 198,04 = 186,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

74. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz 2. stupnja Curtisovog regulacijskog kola:

$$\begin{aligned} c_{2'} &= \sqrt{w_{2'}^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_{2'} \cdot \cos \beta_{2'}} \\ &= \sqrt{186,1^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 157,08 \cdot 186,1 \cdot \cos 32,77^\circ} = 100,72 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

75. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz 2. stupnja Curtisovog regulacijskog kola:

$$\alpha_{2'} = \arcsin \left(\sin \beta_{2'} \cdot \frac{w_{2'}}{c_{2'}} \right) = \arcsin \left(\sin 32,77^\circ \cdot \frac{186,1}{100,72} \right) = 89,66^\circ$$

76. Gubitak izlazne brzine iz Curtisovog regulacijskog kola:

$$\Delta h_{g,IB} = \frac{c_{2'}^2}{2} = \frac{100,72^2}{2 \cdot 10^3} = 5,073 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

77. Iskoristivost na obodu Curtisovog regulacijskog kola:

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R1} + \Delta h_{g,SL} + \Delta h_{g,R2} + \Delta h_{g,IB}}{\Delta h_{0,IS}} = 0,73$$

78. Gubitak Curtisovog regulacijskog kola zbog parcijalnosti:

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{parc}} &= 0,35 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}}{d_{sr} \cdot \sin \alpha_1} + \frac{1 - e_1}{e_1} \right) \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}^2 \cdot \eta_u \\ &= 0,35 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 0,22}{1000 \cdot \sin 12,1^\circ} + \frac{1 - 0,579}{0,579} \right) \cdot 0,22^2 \cdot 0,73 = 0,0129\end{aligned}$$

79. Gubitak uslijed trenja diska:

$$\begin{aligned}\zeta_{tr} &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{sr}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}^3 \\ &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1000}{15} \cdot \frac{1}{\sin 12,1^\circ} \cdot 0,22^3 = 0,00216\end{aligned}$$

80. Gubitak na krajevima segmenata sapnica:

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{seg}} &= 0,25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}} \cdot \eta_u \cdot (i - 1) \\ &= 0,25 \cdot \frac{5 \cdot 1,75}{56,745} \cdot 0,22 \cdot 0,73 \cdot (4 - 1) = 0,0187 \\ i &= 4 \quad \text{-broj privoda pare (odabrano)}\end{aligned}$$

81. Unutarnja iskoristivost Curtisovog regulacijskog kola:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{\text{parc}} - \zeta_{tr} - \zeta_{\text{seg}} = 0,73 - 0,0129 - 0,00216 - 0,0187 = 0,69$$

82. Stvarno iskorišteni toplinski pad u Curtisovom regulacijskom kolu:

$$\Delta h_0 = \Delta h_{0,IS} \cdot \eta_i = 254,897 \cdot 0,69 = 178,411 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

83. Stvarna entalpija pare na izlazu iz Curtisovog regulacijskog kola:

$$h_2 = h_0 - \Delta h_0 = 3484,312 - 178,411 = 3305,901 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.2 Termodinamički proračun 1. visokotlačnog stupnja (redni broj 2.)

Provodi se pomoću algoritma koji je gotovo identičan proračunu jednog od stupnjeva Curtisovog regulacijskog kola prema literaturi [4].

1. Promjer u korijenu statorskih lopatica:

$$d_{1k} = 866 \text{ mm} \quad \text{-odabire se konstantnim za grupu visokotlačnih stupnjeva}$$

2. Srednji promjer statorskih lopatica:

$$d_{1s} = d_{1k} + l_1 = 866 + 29,1 = 895,1 \text{ mm}$$

$$l_1 = 29,1 \text{ mm} \quad \text{-pretpostavljena visina statorskih lopatica}$$

3. Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica:

$$u_1 = \frac{d_{1s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,8951 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 140,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru:

$$R = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{1s}}{l_1}} = \frac{1,8}{1,8 + \frac{895,1}{29,1}} = 0,055$$

5. Optimalni odnos obodne i "fiktivne" brzine stupnja:

$$\left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1E}}{2 \cdot \sqrt{1-R}} = \frac{0,957 \cdot \cos 12^\circ}{2 \cdot \sqrt{1-0,055}} = 0,481$$

$$\varphi = 0,957 \quad \text{-pretpostavljeni koeficijent brzine statorskih lopatica}$$

$$\alpha_{1E} = 12^\circ \quad \text{-efektivni izlazni kut profila statorskih lopatica}$$

6. "Fiktivna" brzina stupnja:

$$c_F = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt}} = \frac{140,6}{0,481} = 292,08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

7. Izentropski toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{1s} = \frac{c_F^2}{2} = \frac{292,08^2}{2 \cdot 10^3} = 42,657 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

8. Izentropski toplinski pad u statorskoj rešetci:

$$\Delta h_{1,1S} = \left(-R \right) \cdot \Delta h_{1S} = \left(-0,055 \right) \cdot 42,657 = 40,296 \frac{kJ}{kg}$$

9. Teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{1,1S}} = \sqrt{2 \cdot 40,296 \cdot 10^3} = 283,9 \frac{m}{s}$$

10. Entalpija, tlak i specifični volumen pare na ulazu u stupanj:

$$h_0 = 3305,901 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_0 = 47,803 \text{ bar}$$

$$v_0 = 0,0657 \frac{m^3}{kg}$$

11. Teoretske veličine stanja pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$h_{1t} = 3265,602 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_1 = 41,970 \text{ bar}$$

$$v_{1t} = 0,0727 \frac{m^3}{kg}$$

12. Teoretske veličine stanja pare na izlazu iz rotorske rešetke (stupnja):

$$h_{2t} = 3263,244 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_2 = 41,647 \text{ bar}$$

$$v_{2t} = 0,07317 \frac{m^3}{kg}$$

13. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz statorske rešetke:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 41,97 \cdot 10^5 \cdot 0,0727} = 629,96 \frac{m}{s}$$

14. Machov broj na izlazu iz statorske rešetke

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{283,9}{629,96} = 0,451$$

15. Omjer tlakova na izlazu i ulazu u statorsku rešetku:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{41,97}{47,803} = 0,878$$

16. Kritični omjer tlakova

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546$$

$\kappa = 1,3$ -izentropski eksponent za pregrijanu paru

17. Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke ($M_{1t} < 1$):

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{64,322 \cdot 0,0727}{0,97 \cdot 283,9 \cdot 10^{-4}} = 169,892 \text{ cm}^2$$

$\mu_1 = 0,97$ -koeficijent protoka za statorsku rešetku [5]

18. Visina lopatica statorske rešetke:

$$l_1 = \frac{F_1}{d_{1s} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_{1E}} = \frac{0,0169892}{0,8951 \cdot \pi \cdot \sin 12^\circ} = 0,02906 \text{ m} = 29,1 \text{ mm}$$

-visina lopatice zadovoljava pretpostavku

19. Izbor profila statorske rešetke [6]:

C-90-12A

$\alpha_{1E} = 10^\circ - 14^\circ$ -efektivni izlazni kut

$\alpha_0 = 70^\circ - 120^\circ$ -ulazni kut toka

$M_{1t} = 0 - 0,85$ -Machov broj

$b_1 = 5,254 \text{ cm}$ -duljina tetive profila

$\bar{t}_{opt,1} = 0,72 - 0,87$ -relativni optimalni korak

$\alpha_u = 32,5^\circ$ -kut ugradnje lopatica statorske rešetke

20. Relativni optimalni korak statorske rešetke:

$$\bar{t}_{opt,1} = 0,8$$

21. Stvarni optimalni korak lopatica statorske rešetke:

$$t_{1,opt} = b_1 \cdot \bar{t}_{opt,1} = 52,54 \cdot 0,8 = 42,03 \text{ mm}$$

22. Broj lopatica statorske rešetke:

$$z_1 = \frac{d_{1s} \cdot \pi}{t_{1,opt}} = \frac{895,1 \cdot \pi}{42,03} = 66,9$$

-usvojeno $z_1 = 67$

23. Korigirani stvarni korak statorske rešetke:

$$t_1 = \frac{d_{1s} \cdot \pi}{z_1} = \frac{895,1 \cdot \pi}{67} = 41,97 \text{ mm}$$

24. Korigirani relativni korak statorske rešetke:

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1} = \frac{41,97}{52,54} = 0,799$$

25. Koeficijent gubitaka statorskih lopatica:

-određujemo na isti način kao i kod regulacijskog kola

$$\zeta_s = 0,0848$$

26. Koeficijent brzine statorskih lopatica:

$$\varphi_s = \sqrt{1 - \zeta_s} = \sqrt{1 - 0,0848} = 0,957$$

-zadovoljava pretpostavku

27. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1r} = 0,957 \cdot 283,9 = 271,59 \frac{m}{s}$$

28. Kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke ($M_{1t} < 1$):

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_{1E} \cdot \frac{\mu_1}{\varphi_s} \right) = \arcsin \left(\sin 12^\circ \cdot \frac{0,97}{0,957} \right) = 12,17^\circ$$

29. Stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{271,59^2 + 140,6^2 - 2 \cdot 140,6 \cdot 271,59 \cdot \cos 12,17^\circ} = 137,39 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

30. Kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\beta_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_1 \cdot \frac{c_1}{w_1} \right) = \arcsin \left(\sin 12,17^\circ \cdot \frac{271,59}{137,39} \right) = 24,63^\circ$$

31. Gubitak u statorskoj rešetci:

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{1,IS} \cdot \zeta_s = 40,299 \cdot 0,0848 = 3,417 \frac{kJ}{kg}$$

32. Izentropski toplinski pad rotorske rešetke:

$$\Delta h_{2,IS} = \Delta h_{IS} \cdot R = 42,657 \cdot 0,055 = 2,358 \frac{kJ}{kg}$$

33. Teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{2,IS} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 2,358 \cdot 10^3 + 137,39^2} = 153,59 \frac{m}{s}$$

34. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz rotorske rešetke:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}} = \sqrt{1,3 \cdot 41,647 \cdot 10^5 \cdot 0,07317} = 629,43 \frac{m}{s}$$

35. Machov broj za stanje na izlazu iz rotorske rešetke:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{153,59}{629,43} = 0,244$$

36. Omjer tlakova na izlazu i ulazu rotorske rešetke:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{41,647}{41,97} = 0,992$$

37. Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke ($\varepsilon_2 > \varepsilon^*$)

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{64,322 \cdot 0,07274}{0,945 \cdot 153,59 \cdot 10^{-4}} = 329,504 cm^2$$

$\mu_2 = 0,945$ -koeficijent protoka za rotorsku rešetku

38. Potrebno prekrivanje između lopatica rotorske i statorske rešetke:

$$\Delta l = 1,2 mm \quad \text{-odabrano}$$

39. Visina lopatice rotorske rešetke:

$$l_2 = \Delta l + l_1 = 1,2 + 29,1 = 30,2mm$$

40. Promjer u korijenu rotorskih lopatica:

$$d_{2k} = d_{1k} - 2 \cdot \Delta l_k = 866 - 2 \cdot 1 = 864mm$$

$\Delta l_k = 1mm$ -prekrivanje u korijenu između lopatica statorske i rotorske rešetke (odabrano)

41. Srednji promjer rotorske rešetke:

$$d_{2s} = d_{2k} + l_2 = 864 + 30,2 = 894,2mm$$

42. Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke:

$$u_2 = \frac{d_{2s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,8942 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 140,46 \frac{m}{s}$$

43. Potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke:

$$\beta_{2E} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_{2s} \cdot l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0,03295}{\pi \cdot 0,894 \cdot 0,0302}\right) = 22,85^\circ$$

44. Izbor profila rotorske rešetke [6]:

P-35-25A

$\beta_{2E} = 22^\circ - 28^\circ$ -efektivni izlazni kut profila

$\beta_1 = 30^\circ - 50^\circ$ -ulazni kut toka

$M_{1t} = 0 - 0,85$ -Machov broj

$b_2 = 2,54cm$ -duljina tetive profila

$\bar{t}_{opt,2} = 0,55 - 0,65$ -relativni optimalni korak

$\beta_u = 78^\circ$ -kut ugradnje profila

45. Optimalni relativni korak lopatica rotorske rešetke:

$$\bar{t}_{opt,2} = 0,6$$

46. Stvarni optimalni korak rotorske rešetke:

$$t_{2,opt} = b_2 \cdot \bar{t}_{2,opt} = 25,4 \cdot 0,6 = 15,24mm$$

47. Broj lopatica rotorske rešetke:

$$z_2 = \frac{d_{2s} \cdot \pi}{t_{2,opt}} = \frac{894,2 \cdot \pi}{15,24} = 184,33$$

-usvojeno $z_2 = 184$

48. Korigirani stvarni korak rotorske rešetke:

$$t_{2,kor} = \frac{d_{2s} \cdot \pi}{z_2} = \frac{894,2 \cdot \pi}{184} = 15,267 \text{ mm}$$

49. Korigirani relativni korak rotorske rešetke:

$$\bar{t}_{2,kor} = \frac{t_{2,kor}}{b_2} = \frac{15,267}{25,4} = 0,601$$

50. Koeficijent gubitaka rotorskih lopatica:

-određujemo na isti način kao i kod regulacijskog kola

$$\zeta_R = 0,2537$$

51. Koeficijent brzine rotorskih lopatica:

$$\psi_R = \sqrt{1 - \zeta_R} = \sqrt{1 - 0,2537} = 0,864$$

52. Kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke ($M_{2t} < 1$):

$$\beta_2 = \arcsin \left(\sin \beta_{2E} \cdot \frac{\mu_2}{\psi} \right) = \arcsin \left(\sin 22,85^\circ \cdot \frac{0,945}{0,864} \right) = 24,71^\circ$$

53. Stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_2 = \psi_R \cdot w_{2t} = 0,864 \cdot 153,59 = 132,69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

54. Gubitak u rotorskoj rešetci:

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \left(1 - \varphi_R^2 \right) = \frac{153,59^2}{2 \cdot 10^3} \cdot \left(1 - 0,864^2 \right) = 2,992 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

55. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz stupnja:

$$\begin{aligned}c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{132,69^2 + 140,46^2 - 2 \cdot 140,46 \cdot 132,69 \cdot \cos 24,71^\circ} = 58,95 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

56. Kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz stupnja:

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\sin \beta_2 \cdot \frac{w_2}{c_2} \right) = \arcsin \left(\sin 24,71^\circ \cdot \frac{132,69}{58,95} \right) = 70,24^\circ$$

57. Gubitak uslijed izlazne brzine:

$$\Delta h_{g,IB} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{58,95^2}{2 \cdot 10^3} = 1,737 \frac{kJ}{kg}$$

58. Iskoristivost na obodu kola:

$$\begin{aligned}\eta_u &= 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,IB}}{\Delta h_{IS}} \\ &= 1 - \frac{3,417 + 2,992 + 1,737}{42,657} = 0,809\end{aligned}$$

59. Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu:

$$\zeta_y = \frac{d_b \cdot \pi \cdot \sigma_b \cdot \eta_u}{F_1 \cdot \sqrt{z}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot 0,045 \cdot 0,809}{169,892 \cdot \sqrt{6}} = 0,01649$$

$d_b = 600mm$ -odabrani promjer brtve

$\sigma_b = 0,45mm$ -zazor između brtve i osovine

$z = 6mm$ -broj šiljaka brtve

60. Gubitak uslijed trenja diska:

$$\begin{aligned}\zeta_{tr} &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{1s}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt}^3 \\ &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{895,1}{29,1} \cdot \frac{1}{\sin 12,17^\circ} \cdot 0,481^3 = 0,0104\end{aligned}$$

61. Unutarnja iskoristivost:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{tr} = 0,809 - 0,0165 - 0,0104 = 0,782$$

62. Iskorišteni toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_i = \Delta h_{is} \cdot \eta_i = 42,657 \cdot 0,782 = 33,363 \frac{kJ}{kg}$$

63. Gubitak stupnja:

$$\Delta h_g = (-\eta_i) \cdot \Delta h_{is} = (-0,782) \cdot 42,657 = 9,293 \frac{kJ}{kg}$$

64. Stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja:

$$h_2 = h_0 - \Delta h_i = 3305,901 - 33,363 = 3272,538 \frac{kJ}{kg}$$

4.3 Tablični prikaz termodinamičkog proračuna ostalih stupnjeva turbine

Tablica 4.2. Vrijednosti termodinamičkog proračuna
za stupnjeve od 2 do 8

veličina	jedinica	stupanj						
		2	3	4	5	6	7	8
D	kg/s	64,322	64,322	64,322	64,322	64,322	55,344	55,344
d_{1k}	mm	866	866	866	866	866	898	898
d_{1s}	mm	895,1	898,6	902,7	907,4	912,8	941	947,4
u_1	m/s	140,61	141,15	141,80	142,53	143,38	147,81	148,82
R	%	5,53	6,13	6,82	7,59	8,45	7,60	8,58
$(u/c_F)_{opt}$	-	0,481	0,484	0,486	0,489	0,492	0,490	0,493
Δh_{1S}	kJ/kg	42,657	42,588	42,608	42,497	42,412	45,538	45,485
c_F	m/s	292,08	291,85	291,92	291,54	291,25	301,79	301,61
$\Delta h_{1,1S}$	kJ/kg	40,299	39,977	39,703	39,272	38,829	42,077	41,582
c_{1t}	m/s	283,90	282,76	281,79	280,26	278,67	290,09	288,38
h_0	kJ/kg	3305,90	3272,54	3238,83	3204,76	3170,38	3135,68	3098,62
p_0	bar	47,803	41,647	36,172	31,302	26,996	23,196	19,613
v_0	m ³ /kg	0,0657	0,0737	0,0828	0,0933	0,1053	0,1192	0,1368
x_0	-							
p_1	bar	41,970	36,490	31,617	27,306	23,501	19,869	16,749
v_{1t}	m ³ /kg	0,0727	0,0817	0,0919	0,1037	0,1173	0,1344	0,1545
x_{1t}	-							
p_2	bar	41,647	36,172	31,302	26,996	23,196	19,613	16,50
v_{2t}	m ³ /kg	0,0732	0,0822	0,0926	0,1046	0,1185	0,1358	0,1563
x_{2t}	-							
a_1	m/s	629,96	622,43	614,68	606,73	598,56	589,23	580,05
M_{1t}	-	0,451	0,454	0,458	0,462	0,466	0,492	0,497
ε_1	-	0,878	0,876	0,874	0,872	0,870	0,856	0,854
ε^*	-	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546
μ_1	-	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
F_1	m ²	0,01670	0,01915	0,02163	0,02454	0,02791	0,02644	0,0306
l_1	mm	29,1	32,6	36,7	41,4	46,8	43	49,4
<i>profil</i>	-	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A
α_u	°	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5
$t'_{opt,1}$	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
b_1	mm	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54
$t_{opt,1}$	mm	42,03	42,03	42,03	42,03	42,03	42,03	42,03
z_1	-	67	67	67	68	68	70	71
t_1	mm	41,97	42,13	42,33	41,92	42,17	42,23	41,92
t'_1	-	0,799	0,802	0,806	0,798	0,803	0,804	0,798
ζ_S	-	0,0848	0,0820	0,8086	0,0765	0,0723	0,073	0,069
φ	-	0,9567	0,9581	0,9587	0,9610	0,9631	0,9626	0,9646
c_1	m/s	271,59	270,92	270,16	269,32	268,40	279,26	278,17
α_1	°	12,17	12,15	12,14	12,11	12,09	12,09	12,07
w_1	m/s	137,39	136,21	134,87	133,36	131,67	138,24	136,25
β_1	°	24,63	24,75	24,92	25,08	25,27	25,04	25,27
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	3,417	3,279	3,210	3,005	2,809	3,084	2,891

$\Delta h_{2,IS}$	kJ/kg	2,358	2,611	2,905	3,225	3,583	3,461	3,903
w_{2t}	m/s	153,59	154,19	154,92	155,67	156,53	161,34	162,38
a_2	m/s	629,43	621,83	614,0	605,96	597,68	588,37	579,06
M_{2t}	-	0,244	0,248	0,252	0,257	0,262	0,274	0,280
ε_2	-	0,992	0,991	0,990	0,988	0,987	0,987	0,985
F_2	m ²	0,03295	0,03689	0,04136	0,04648	0,05234	0,05008	0,05729
μ_2	-	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,1	1,2	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2
l_2	mm	30,2	33,8	38,1	42,6	48	44,2	50,6
μ_2	-	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,1	1,2	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2
l_2	mm	30,2	33,8	38,1	42,6	48	44,2	50,6
d_{2k}	mm	864	864	864	864	864	896	896
Δl_k	mm	1	1	1	1	1	1	1
d_{2sr}	mm	894,2	897,8	902,1	906,6	912,0	940,2	946,6
u_2	m/s	140,46	141,03	141,70	142,41	143,26	147,69	148,69
β_{2E}	°	22,85	22,76	22,52	22,52	22,37	22,55	22,38
<i>profil</i>	-	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A
β_u	°	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5
$t'_{opt,2}$	-	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
b_2	mm	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
$t_{opt,2}$	mm	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
z_2	-	184	185	186	187	188	194	195
t_2	mm	15,27	15,25	15,24	15,23	15,24	15,22	15,25
t'_2	-	0,601	0,60	0,599	0,599	0,60	0,599	0,60
ζ_R	-	0,2537	0,2403	0,2276	0,2159	0,2050	0,2117	0,2011
Ψ	-	0,8639	0,8716	0,8789	0,8855	0,8916	0,8879	0,8938
w_2	m/s	132,67	134,39	136,16	137,84	139,56	143,25	145,14
β_2	°	24,71	24,38	23,91	23,73	23,39	23,67	23,34
Δh_{gR}	kJ/kg	2,992	2,856	2,731	2,616	2,512	2,755	2,651
c_2	m/s	58,95	58,52	57,81	57,79	57,44	59,87	59,53
α_2	°	70,24	71,44	72,66	73,70	74,70	73,99	74,98
$\Delta h_{g,IB}$	kJ/kg	1,737	1,712	1,671	1,670	1,650	1,792	1,772
η_u	%	0,809	0,816	0,821	0,828	0,836	0,832	0,839
d_b	mm	600	600	600	600	600	600	600
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
z	-	6	6	6	6	6	4	4
ζ_u	-	0,0165	0,0147	0,0131	0,0117	0,0104	0,0109	0,0095
ζ_{tr}	-	0,0104	0,0094	0,0085	0,0078	0,0071	0,0078	0,0070
η_i	%	0,782	0,791	0,799	0,809	0,818	0,814	0,823
Δh_i	kJ/kg	33,363	33,711	34,071	34,378	34,701	37,053	37,419
Δh_g	kJ/kg	9,293	8,877	8,537	8,119	7,711	8,484	8,066
h_2	kJ/kg	3272,54	3238,83	3204,76	3170,38	3135,68	3098,62	3061,20

Tablica 4.3. Vrijednosti termodinamičkog proračuna
za stupnjeve od 9 do 15

veličina	jedinica	stupanj						
		9	10	11	12	13	14	15
D	kg/s	29,294	29,294	29,294	29,294	29,294	29,294	29,294
d_{Ik}	mm	907	907	907	907	907	1097	1097
d_{Is}	mm	936,9	941,9	947,8	955,1	963,7	1137,3	1150,2
u_1	m/s	147,17	147,95	148,88	150,03	151,38	178,65	180,67
R	%	5,43	6,25	7,19	8,31	9,58	6,0	7,69
$(u/c_F)_{opt}$	-	0,481	0,484	0,488	0,493	0,497	0,481	0,487
Δh_{IS}	kJ/kg	46,789	46,667	46,486	46,285	46,286	68,870	68,666
c_F	m/s	305,91	305,51	304,91	304,25	304,26	371,13	370,58
$\Delta h_{1,IS}$	kJ/kg	44,247	43,749	43,143	42,438	41,854	64,741	63,389
c_{1t}	m/s	297,48	295,80	293,75	291,33	289,32	359,84	356,06
h_0	kJ/kg	3061,20	3024,47	2987,25	2949,56	2911,43	2872,87	2816,28
p_0	bar	16,5	13,727	11,356	9,338	7,628	6,181	4,441
v_0	m ³ /kg	0,1575	0,1832	0,2139	0,2509	0,2956	0,3502	0,4576
x_0	-							
p_1	bar	13,868	11,494	9,473	7,760	6,309	4,533	3,212
v_{1t}	m ³ /kg	0,1801	0,210	0,2460	0,2892	0,3419	0,4441	0,5862
x_{1t}	-							
p_2	bar	13,727	11,356	9,338	7,628	6,181	4,441	3,123
v_{2t}	m ³ /kg	0,1815	0,2120	0,2487	0,2931	0,3473	0,4511	0,5989
x_{2t}	-							
a_1	m/s	569,75	560,23	550,37	540,17	529,55	511,57	494,74
M_{1t}	-	0,522	0,528	0,534	0,539	0,546	0,703	0,717
ε_1	-	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,73	0,72
ε^*	-	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546
μ_1	-	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
F_1	m ²	0,01828	0,02144	0,02529	0,02998	0,03569	0,03727	0,04972
l_1	mm	29,9	34,9	40,8	48,1	56,7	40,3	53,2
<i>profil</i>	-	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-12A	C-90-15A	C-90-15A
α_u	°	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5
$t'_{opt,1}$	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
b_1	mm	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54	52,54
$t_{opt,1}$	mm	42,032	42,032	42,032	42,032	42,032	42,032	42,032
z_1	-	70	70	71	71	72	87	88
t_1	mm	42,048	42,272	41,938	42,261	42,049	41,068	41,062
t'_1	-	0,80	0,804	0,798	0,804	0,80	0,797	0,797
ζ_s	-	0,0849	0,0808	0,0749	0,0680	0,0642	0,0662	0,0593
φ	-	0,956	0,959	0,962	0,965	0,967	0,966	0,970
c_1	m/s	284,56	283,60	282,52	281,26	279,88	347,72	345,34
α_1	°	12,17	12,14	12,10	12,06	12,03	15,0	15,0
w_1	m/s	144,08	142,40	140,46	138,15	135,55	181,25	177,11
β_1	°	24,61	24,77	24,94	25,17	25,50	29,90	30,31
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	3,759	3,534	3,234	2,884	2,688	4,287	3,759
$\Delta h_{2,IS}$	kJ/kg	2,542	2,918	3,343	3,847	4,432	4,129	5,277
w_{2t}	m/s	160,76	161,60	162,53	163,64	165,04	202,76	204,75

a_2	m/s	569,09	559,45	549,46	539,09	528,28	510,34	493,10
M_{2t}	-	0,282	0,289	0,296	0,303	0,312	0,397	0,415
ε_2	-	0,99	0,99	0,98	0,98	0,97	0,97	0,97
F_2	m ²	0,03556	0,04132	0,0482	0,05641	0,06629	0,07008	0,09214
μ_2	-	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,2	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
l_2	mm	31,1	36,2	42,1	49,4	58,0	41,6	54,5
d_{2k}	mm	905	905	905	905	905	905	905
Δl_k	mm	1	1	1	1	1	1	1
d_{2sr}	mm	936,1	941,2	947,1	954,4	963,0	1136,6	1149,5
u_2	m/s	147,04	147,84	148,77	149,92	151,27	178,54	180,56
β_{2E}	°	22,88	22,71	22,63	22,37	22,20	28,15	27,91
<i>profil</i>	-	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A	P-35-25A
β_u	°	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5
$t'_{opt,2}$	-	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
b_2	mm	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
$t_{opt,2}$	mm	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
z_2	-	193	194	195	197	199	234	237
t_2	mm	15,237	15,242	15,258	15,22	15,203	15,259	15,237
t'_2	-	0,599	0,60	0,60	0,599	0,598	0,601	0,599
ς_R	-	0,247	0,230	0,213	0,20	0,189	0,140	0,129
Ψ	-	0,868	0,877	0,877	0,894	0,90	0,927	0,933
w_2	m/s	139,50	141,78	144,16	146,33	148,59	188,01	191,05
β_2	°	24,62	24,16	23,79	23,33	22,97	28,24	27,81
Δh_{gR}	kJ/kg	3,192	3,006	2,816	2,683	2,580	2,882	2,712
c_2	m/s	61,54	60,89	60,55	60,01	59,757	89,90	89,89
α_2	°	70,81	72,33	73,83	74,98	76,0	81,74	82,59
$\Delta h_{g,IB}$	kJ/kg	1,894	1,854	1,833	1,80	1,785	4,041	4,040
η_u	%	0,811	0,820	0,830	0,841	0,848	0,837	0,847
d_b	mm	600	600	600	600	600	600	600
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
z	-	20	4	4	4	4	20	4
ζ_u	-	0,0154	0,0132	0,0114	0,0097	0,00823	0,0078	0,0059
ζ_{ir}	-	0,0105	0,0093	0,0082	0,0073	0,0064	0,0077	0,0062
η_i	%	0,785	0,798	0,811	0,824	0,833	0,822	0,835
Δh_i	kJ/kg	36,732	37,221	37,692	38,131	38,55	56,594	57,326
Δh_g	kJ/kg	10,057	9,446	8,794	8,153	7,730	12,277	11,340
h_2	kJ/kg	3024,47	2987,25	2949,56	2911,43	2872,87	2816,28	2758,95

Tablica 4.4. Vrijednosti termodinamičkog proračuna
za stupnjeve od 16 do 20

veličina	jedinica	stupanj						
		16	17	18	19	20		
D	kg/s	29,294	29,294	29,294	29,294	29,294		
d_{Ik}	mm	1097	1097	1310	1340	1380		
d_{Is}	mm	1168,9	1197,4	1412,4	1510,4	1693,3		
u_1	m/s	183,61	188,08	221,85	237,25	265,98		
R	%	9,97	13,11	11,54	16,87	31,63		
$(u/c_F)_{opt}$	-	0,495	0,505	0,496	0,512	0,544		
Δh_{IS}	kJ/kg	68,716	69,101	99,735	107,092	119,245		
c_F	m/s	370,71	371,75	446,62	462,80	488,35		
$\Delta h_{I,IS}$	kJ/kg	61,866	60,040	88,222	89,015	81,519		
c_{It}	m/s	351,75	346,52	420,052	421,93	403,78		
h_0	kJ/kg	2758,952	2700,818	2641,401	2562,201	2481,129		
p_0	bar	3,122	2,140	1,435	0,780	0,345		
v_0	m ³ /kg	0,6074	0,8277	1,1807	2,0409	4,2891		
x_0	-	-	0,996	0,978	0,955	0,936		
p_1	bar	2,225	1,514	0,839	0,437	0,168		
v_{1t}	m ³ /kg	0,7962	1,1215	1,8958	3,4049	8,2236		
x_{1t}	-	0,993	0,976	0,949	0,928	0,914		
p_2	bar	2,140	1,435	0,780	0,345	0,123		
v_{2t}	m ³ /kg	0,8237	1,1755	2,0216	4,2379	10,8602		
x_{2t}	-	0,991	0,973	0,946	0,925	0,904		
a_1	m/s	479,96	469,94	423,96	411,33	396,30		
M_{1t}	-	0,732	0,737	0,990	1,025	1,018		
ε_1	-	0,712	0,707	0,584	0,561	0,487		
ε^*	-	0,578	0,578	0,578	0,578	0,578		
μ_1	-	0,972	0,982	0,995	1,006	1,007		
F_1	m ²	0,06835	0,09774	0,13283	0,23639	0,51501		
l_1	mm	71,9	100,4	102,4	170,4	313,3		
<i>profil</i>	-	C-90-15A	C-90-15A	C-90-15A	C-90-15B	-		
α_u	°	37,2	37,2	37,2	41,5	42,7		
$t'_{opt,1}$	-	0,8	0,8	0,6	0,6	0,57		
b_1	mm	51,5	51,5	80	110	150		
$t_{opt,1}$	mm	41,2	41,2	48	66	85,5		
z_1	-	89	91	92	72	62		
t_1	mm	41,260	41,337	48,12	65,9	85,5		
t'_1	-	0,801	0,802	0,603	0,599	0,569		
ζ_S	-	0,0531	0,0464	0,0452	0,0445	0,1013		
φ	-	0,9730	0,9764	0,9770	0,9774	0,947		
c_1	m/s	342,27	338,37	410,43	412,43	382,38		
α_1	°	14,95	14,89	17,32	17,52	20,94		
w_1	m/s	171,55	163,90	209,34	199,43	164,26		
β_1	°	30,98	32,05	35,72	38,52	56,3		
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	3,289	2,791	3,995	3,964	8,412		
$\Delta h_{2,IS}$	kJ/kg	6,849	9,061	11,513	18,076	37,726		
w_{2t}	m/s	207,67	212,10	258,55	275,55	320,92		

a_2	m/s	478,81	437,23	422,17	406,26	390,3		
M_{2t}	-	0,433	0,485	0,612	0,678	0,820		
ε_2	-	0,961	0,947	0,929	0,788	0,657		
F_2	m ²	0,12493	0,17457	0,23957	0,46587	1,0237		
μ_2	-	0,934	0,943	0,956	0,967	0,971		
Δl	mm	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4		
l_2	mm	73,2	101,8	103,8	171,8	314,7		
d_{2k}	mm	1095	1095	1308	1338	1378		
Δl_k	mm	1	1	1	1	1		
d_{2sr}	mm	1168,2	1196,8	1411,8	1509,8	1692,7		
u_2	m/s	183,50	187,99	221,76	237,15	265,88		
β_{2E}	°	27,71	27,13	31,35	34,86	32,13		
<i>profil</i>	-	P-35-25A	P-35-25A	P-46-29A	P-46-29A	-		
β_u	°	77,5	77,5	80,5	80,5	61,2		
$t'_{opt,2}$	-	0,6	0,6	0,55	0,55	0,54		
b_2	mm	25,4	25,4	35	55	70		
$t_{opt,2}$	mm	15,24	15,24	19,25	30,25	37,8		
z_2	-	241	245	230	157	139		
t_2	mm	15,22	15,22	19,28	30,21	37,81		
t'_2	-	0,599	0,599	0,552	0,549	0,541		
ζ_R	-	0,1192	0,1037	0,1030	0,0908	0,0880		
Ψ	-	0,9384	0,9467	0,9470	0,9534	0,955		
w_2	m/s	194,90	200,80	244,86	262,73	305,64		
β_2	°	27,44	26,61	31,69	35,44	32,7		
Δh_{gR}	kJ/kg	2,571	2,333	3,445	3,449	4,505		
c_2	m/s	90,43	90,36	129,33	154,02	165,5		
α_2	°	83,31	84,61	84,04	81,37	83,22		
$\Delta h_{g,IB}$	kJ/kg	4,089	4,083	8,363	11,871	13,695		
η_u	%	0,855	0,866	0,841	0,819	0,777		
d_b	mm	600	600	600	600	600		
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45		
z	-	4	4	20	4	4		
ζ_u	-	0,0043	0,0030	0,0021	0,0014	0,0006		
ζ_{tr}	-	0,0048	0,0038	0,0036	0,0025	0,0017		
η_i	%	0,845	0,859	0,794	0,757	0,702		
Δh_i	kJ/kg	58,133	59,416	79,200	81,071	83,711		
Δh_g	kJ/kg	10,582	9,6849	20,534	26,020	35,535		
h_2	kJ/kg	2700,818	2641,401	2562,201	2481,129	2397,418		

5. PROFILIRANJE PROTOČNOG DIJELA POSLJEDNJEG STUPNJA TURBINE

5.1 Aerodinamički i termodinamički proračun posljednjeg stupnja turbine

Ovdje je dan kompletni proračun po srednjem promjeru prema literaturi [4,5], dok su rezultati proračuna po korijenom i perifernom presjeku dani u tablici 5.1.

1. Količina pare koja struji kroz stupanj:

$$D' = 29,294 \frac{kg}{s}$$

2. Promjer u korijenu statorskih lopatica:

$$d_{1k} = 1380mm \text{ -odabran}$$

3. Srednji promjer statorskih lopatica:

$$d_{1s} = d_{1k} + l_1 = 1380 + 313,3 = 1693,3mm$$

$$l_1 = 313,3mm \text{ -pretpostavljena visina statorskih lopatica}$$

4. Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica:

$$u_1 = \frac{d_{1s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1,6933 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 265,98 \frac{m}{s}$$

5. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru

$$R = 1 - \left(\frac{d_{1s}}{d_{1k}} \right)^{-1,8} \cdot \langle -R_k \rangle = 1 - \left(\frac{1693,3}{1380} \right)^{-1,8} \cdot \langle -0,012 \rangle = 0,316$$

$$R_k = 0,012 \text{ -odabrana reaktivnost u korijenu}$$

6. Optimalni odnos obodne i "fiktivne" brzine stupnja:

$$\left(\frac{u}{c_F} \right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1E}}{2 \cdot \sqrt{1-R}} = \frac{0,947 \cdot \cos 18^\circ}{2 \cdot \sqrt{1-0,316}} = 0,544$$

$$\varphi = 0,947 \text{ -pretpostavljeni koeficijent brzine statorskih lopatica}$$

$$\alpha_{1E} = 18^\circ \text{ -efektivni izlazni kut profila statorskih lopatica}$$

7. "Fiktivna" brzina stupnja:

$$c_F = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}} = \frac{265,98}{0,544} = 488,36 \frac{m}{s}$$

8. Izentropski toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{IS} = \frac{c_F^2}{2} = \frac{488,36^2}{2 \cdot 10^3} = 119,246 \frac{kJ}{kg}$$

9. Izentropski toplinski pad u statorskoj rešetci:

$$\Delta h_{1,IS} = \left(-R\right) \Delta h_{IS} = \left(-0,316\right) 119,246 = 81,519 \frac{kJ}{kg}$$

10. Entalpija, tlak, specifični volumen i sadržaj pare na ulazu u stupanj:

$$h_0 = 2481,129 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_0 = 0,345 \text{ bar}$$

$$v_0 = 4,2892 \frac{m^3}{kg}$$

$$x_0 = 0,936$$

11. Teoretske veličine stanja pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$h_{1t} = 2399,609 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_1 = 0,168 \text{ bar}$$

$$v_{1t} = 8,2236 \frac{m^3}{kg}$$

$$x_{1t} = 0,914$$

12. Teoretske veličine stanja pare na izlazu iz rotorske rešetke (stupnja):

$$h_{2t} = 2361,883 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_2 = 0,123 \text{ bar}$$

$$v_{2t} = 10,8603 \frac{m^3}{kg}$$

$$x_{2t} = 0,904$$

13. Teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_{1r} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{1,1s}} = \sqrt{2 \cdot 81,519 \cdot 10^3} = 403,781 \frac{m}{s}$$

14. Koeficijent protoka za statorsku rešetku

$$\mu_1 = \mu^{pp} \cdot \frac{\mu^{vp}}{\mu^{pp}} = 0,963 \cdot 1,046 = 1,0071$$

$$\mu^{pp} = 0,963 \quad \text{-koeficijent protoka pregrijane pare}$$

$$\frac{\mu^{vp}}{\mu^{pp}} = 1,046 \quad \text{-omjer koeficijenata protoka pare za vlažnu i pregrijanu}$$

paru

15. Kritični omjer tlakova za područje vlažne pare:

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{krit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,577$$

$$k = 1,135 \quad \text{-izentropski koeficijent za vlažnu paru}$$

16. Omjer tlakova na izlazu i ulazu u statorsku rešetku:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{0,168}{0,345} = 0,487$$

17. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz statorske rešetke:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1r}} = \sqrt{1,135 \cdot 0,168 \cdot 10^5 \cdot 8,2236} = 396,31 \frac{m}{s}$$

18. Machov broj na izlazu iz statorske rešetke:

$$M_{1r} = \frac{c_{1r}}{a_1} = \frac{403,781}{396,31} = 1,019$$

19. Faktor kritičnog strujanja:

$$B = \sqrt{g \cdot k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 1,99$$

$$g = 9,80665 \frac{m}{s^2} \quad \text{-gravitacijska konstanta}$$

20. Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke ($M_{1r} > 1$):

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 \cdot B \cdot \sqrt{\frac{p_o}{v_0}}} = \frac{29,294 \cdot 10^2}{1,007 \cdot 1,99 \cdot \sqrt{\frac{0,345}{4,289}}} = 5150,154 \text{ cm}^2$$

21. Visina lopatica statorske rešetke:

$$l_1 = \frac{F_1}{d_{1s} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_{1E}} = \frac{5150,154}{1693 \cdot \pi \cdot \sin 18^\circ} = 313,3 \text{ mm}$$

-visina lopatice zadovoljava pretpostavku

22. Koeficijent brzine statorske rešetke:

$$\varphi_s = 0,947$$

23. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_1 = \varphi_s \cdot c_{1t} = 0,947 \cdot 403,781 = 382,38 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

24. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz statorske rešetke ($M_{1t} > 1$):

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arcsin \left(\sin \alpha_{1E} \cdot \frac{c_{1t}}{v_{1t}} \cdot \frac{v_{1t}^*}{c_{1t}^*} \right) \\ &= \arcsin \left(\sin 18^\circ \cdot \frac{403,78}{8,2236} \cdot \frac{6,9975}{397,35} \right) = 20,9^\circ \end{aligned}$$

-kritični specifični volumen

$$v_{1t}^* = 6,9975 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

-kritična teoretska apsolutna brzina

$$c_{1t}^* = 397,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

25. Visina lopatice rotorske rešetke:

$$l_2 = \Delta l + l_1 = 1,4 + 313,3 = 314,7 \text{ mm}$$

$$\Delta l = 1,4 \text{ mm} \quad \text{-odabrano prekrivanje}$$

26. Promjer u korijenu rotorskih lopatica:

$$d_{2k} = d_{1k} - 2 \cdot \Delta l_k = 1380 - 2 \cdot 1 = 1378 \text{ mm}$$

$\Delta l_k = 1mm$ -prekrivanje u korijenu između lopatica statora i rotora (odabrano)

27. Srednji promjer rotorske rešetke:

$$d_{2s} = d_{2k} + l_2 = 1378 + 314,7 = 1692,7mm$$

28. Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke:

$$u_2 = \frac{d_{2s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1692,7 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 265,89 \frac{m}{s}$$

29. Stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{382,38^2 + 265,98^2 - 2 \cdot 265,98 \cdot 382,38 \cdot \cos 20,9^\circ} = 164,26 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

30. Kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\beta_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_1 \cdot \frac{c_1}{w_1} \right) = \arcsin \left(\sin 20,9^\circ \cdot \frac{382,38}{164,26} \right) = 56,3^\circ$$

31. Izentropski toplinski pad rotorske rešetke:

$$\Delta h_{2,IS} = \Delta h_{IS} \cdot R = 119,246 \cdot 0,316 = 37,726 \frac{kJ}{kg}$$

32. Teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{2,IS} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 37,726 \cdot 10^3 + 164,26^2} = 320,05 \frac{m}{s}$$

33. Brzina zvuka za stanje na izlazu iz rotorske rešetke:

$$a_2 = \sqrt{k \cdot p_2 \cdot v_{2t}} = \sqrt{1,135 \cdot 0,1236 \cdot 10^5 \cdot 10,8603} = 390,36 \frac{m}{s}$$

34. Machov broj za stanje na izlazu iz rotorske rešetke:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{320,05}{390,36} = 0,819$$

35. Veličine zaustavnog stanja na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\frac{w_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{164,26}{2 \cdot 10^3} = 13,491 \frac{kJ}{kg}$$

Nanoseći tu vrijednost od statičkog stanja na ulazu u rotorsku rešetku prema gore po izentropi dobivamo zaustavne veličine stanja:

$$p'_1 = 0,1874 \text{ bar}$$

$$v'_1 = 7,4629 \frac{m^3}{kg}$$

$$x'_1 = 0,918$$

$$h'_1 = 2413,1 \frac{kJ}{kg}$$

36. Kritični tlak za rotorsku rešetku:

$$p_2^* = \varepsilon^* \cdot p'_1 = 0,577 \cdot 0,1874 = 0,01082 \text{ bar}$$

37. Omjer tlakova na izlazu i ulazu rotorske rešetke:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p'_1} = \frac{0,123}{0,1874} = 0,659$$

38. Koeficijent protoka za rotorsku rešetku:

$$\mu_2 = \mu^{pp} \cdot \frac{\mu^{vp}}{\mu^{pp}} = 0,923 \cdot 1,0519 = 0,971$$

$$\mu^{pp} = 0,923 \quad \text{-koeficijent protoka pregrijane pare}$$

$$\frac{\mu^{vp}}{\mu^{pp}} = 1,0519 \quad \text{-omjer koeficijenata protoka vlažne i suhozasićene pare}$$

39. Efektivni izlazni kut rotorske rešetke ($M_{2t} < 1$):

$$\beta_{2E} = \arcsin \left(\sin \alpha_{1E} \cdot \frac{c_{1t} \cdot v_{2t} \cdot \mu_1 \cdot d_{1s} \cdot l_1}{v_{1t} \cdot w_{2t} \cdot \mu_2 \cdot d_{2s} \cdot l_2} \right) = 32,13^\circ$$

40. Koeficijent brzine rotorske rešetke:

$$\psi_R = 0,955$$

41. Stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_2 = \psi_R \cdot w_{2t} = 0,955 \cdot 320,05 = 305,65 \frac{m}{s}$$

42. Kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke ($p_2 > p_2^*$):

$$\beta_2 = \arcsin \left(\sin \beta_{2E} \cdot \frac{w_2}{\Psi} \right) = \arcsin \left(\sin 32,13^\circ \cdot \frac{0,971}{0,955} \right) = 32,73^\circ$$

43. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz stupnja:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{305,65^2 + 265,89^2 - 2 \cdot 265,89 \cdot 305,65 \cdot \cos 32,73^\circ} = 165,5 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

44. Kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz stupnja:

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\sin \beta_2 \cdot \frac{w_2}{c_2} \right) = \arcsin \left(\sin 32,73^\circ \cdot \frac{395,65}{165,5} \right) = 93,04^\circ$$

45. Gubitak uslijed izlazne brzine:

$$\Delta h_{g,IB} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{165,5^2}{2 \cdot 10^3} = 13,696 \frac{kJ}{kg}$$

46. Rad na obodu kola po 1 kg pare:

$$\begin{aligned} L_U &= u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 + u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ &= 265,98 \cdot 382,38 \cdot \cos 20,9^\circ + 265,89 \cdot 165,5 \cdot \cos 93,04^\circ \\ &= 92656,9 J = 92,657 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

47. Iskoristivost na obodu kola:

$$\eta_u = \frac{L_U}{\Delta h_{IS}} = \frac{92,657}{119,246} = 0,777$$

48. Gubitak uslijed trenja diska:

$$\begin{aligned} \zeta_{tr} &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{1s}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u}{c_F}_{opt} \right)^3 \\ &= 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1693,3}{313,3} \cdot \frac{1}{\sin 20,9^\circ} \cdot 0,545^3 = 0,00156 \end{aligned}$$

49. Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjnsku brtvu:

$$\zeta_y = \frac{d_b \cdot \pi \cdot \sigma_b \cdot \eta_u}{F_1 \cdot \sqrt{z}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot 0,045 \cdot 0,777}{5150,154 \cdot \sqrt{6}} = 0,000639$$

$d_b = 600\text{mm}$ -odabrani promjer brtve

$\sigma_b = 0,45\text{mm}$ -zazor između brtve i osovine

$z = 4$ -broj šiljaka brtve

50. Gubitak zbog vlažnosti:

$$\zeta_{vl} = a \cdot \frac{y_0 + y_2}{2} = 0,8 \cdot \frac{0,064 + 0,097}{2} = 0,0728$$

-sadržaj vlage na ulazu u stupanj

$$y_0 = 1 - x_0 = 0,064$$

-sadržaj vlage na izlazu iz stupnja

$$y_2 = 1 - x_2 = 0,097$$

51. Unutarnja iskoristivost:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{tr} - \zeta_{vl} = 0,777 - 0,00064 - 0,00156 - 0,0728 = 0,702$$

52. Iskorišteni toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_i = \Delta h_{IS} \cdot \eta_i = 119,246 \cdot 0,702 = 83,711 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

53. Gubitak stupnja:

$$\Delta h_g = \left(-\eta_i \right) \Delta h_{IS} = \left(-0,702 \right) 119,246 = 35,535 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

54. Stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja:

$$h_2 = h_0 - \Delta h_i = 2481,129 - 83,711 = 2397,418 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tablica 5.1. Vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna posljednjeg stupnja turbine za različite presjeke statorsche i rotorske rešetke

veličina	jedinica	presjek (mjereno od korijena)			primjedba
		0	1/2 1	1	
r_1	mm	690	846,65	1003,3	
u_1	m/s	216,77	265,98	315,20	
R	%	1,2	31,6	49,6	
$\Delta h_{1,IS}$	kJ/kg	117,81	81,519	60,055	$\Delta h_{1,IS}^*=78,943$
p_1	bar	0,1251	0,1683	0,1996	$p_1^*=0,1994$
v_{1t}	m ³ /kg	10,744	8,224	7,051	$v_{1t}^*=6,997$
x_{1t}	-	0,904	0,914	0,920	$x_{1t}^*=0,912$
c_{1t}	m/s	485,42	403,78	346,57	$c_{1t}^*=397,35$
M_{1t}	-	1,243	1,019	0,867	
μ_1^{pp}	-	0,93	0,963	0,93	
μ_1	-	0,974	1,007	0,969	
α_{1E}	°	18,64	18	18,73	-uz kontrolu protoka pare kroz rešetku
$\Delta G'$	kg/m ² s	17,673	17,673	17,673	-uz $p_1 < p_1^*$, $\Delta G' = (c_{1t}^*/v_{1t}^*) \sin \alpha_{1E} \mu_1$
φ	-	0,92	0,947	0,906	
c_1	m/s	446,58	382,38	313,99	
α_1	°	23,68	20,9	21,7	uz $p_1 < p_1^*$: $\alpha = \arcsin((c_{1t}^*/v_{1t}^*)(v_{1t}^*/c_{1t}^*) \sin \alpha_{1E} \mu_1)$
w_1	m/s	262,92	164,26	118,82	
β_1	°	43,03	56,29	101,45	
w_{2t}	m/s	268,31	320,05	364,0	
M_{2t}	-	0,687	0,819	0,932	

p'_1	bar	0,166	0,187	0,211	
p_2^*	bar	0,0958	0,1082	0,1219	
v_{2t}^*	m ³ /kg				Samo gdje je $p_2 < p_2^*$, inače v_{2t}
x_{2t}^*	-				Samo gdje je $p_2 < p_2^*$, inače x_{2t}
μ_2^{pp}	-	0,892	0,923	0,901	
μ_2	-	0,938	0,971	0,954	
r_2	mm	689	846,35	1003,7	
u_2	m/s	216,45	265,89	315,32	
β_{2E}	°	37,21	32,13	28,44	
Ψ	-	0,896	0,955	0,905	
β_2	°	39,29	32,73	30,12	
w_2	m/s	240,40	305,65	329,42	
c_2	m/s	155,25	165,51	168,10	
α_2	°	101,29	93,04	100,4	
$\Delta h_{g,IB}$	kJ/kg	12,051	13,697	14,129	
η_u	%	68,8	77,7	69,0	

5.2 Definiranje ulaznih parametara za profiliranje statorske rešetke

Polazni podaci za profiliranje statorske lopatice, tablica 5.2, proizlaze iz prethodno dobivenih vrijednosti aero i termodinamičkog proračuna posljednjeg stupnja turbine prikazanih u tablici 5.1, a definirani su prema algoritmu literature [7].

Tablica 5.2. Polazni podaci za profiliranje statorskih lopatica

parametar	jedinica	proračunski promjer, mm		
		$d_{k1}=1380$	$d_{sr1}=1693,3$	$d_{v1}=2006,3$
Brzina ispred statorskih lopatica, c_0	m/s	191,68	191,68	191,68
Ulazni kut, α_0	°	82,64	82,64	82,64
Brzina ispred statorskih lopatica, c_1	m/s	446,58	382,38	313,99
Izlazni kut, α_1	°	23,69	20,90	21,77
Kut zakreta toka, ε	°	73,67	76,42	75,59
Machov broj na izlazu iz rešetke, M_{1t}	-	1,243	1,019	0,867

1. Relativna debljina profila u korijenom promjeru u prvom približenju:

$$\bar{c}_{\max,k} = 22,5\%$$

2. Relativni korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t'_k = 0,55 \cdot \left[\frac{180 \cdot \sin \alpha_{0,k}}{180 - \alpha_{0,k} + \alpha_{1,k} \cdot \sin \alpha_{1,k}} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1 - \bar{c}_{\max,k} \right)$$

$$= 0,55 \cdot \left[\frac{180 \cdot \sin 82,64}{180 - 82,64 + 82,64 \cdot \sin 82,64} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - 0,225) = 0,465$$

3. Odabir napadnih kutova na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

-pretpostavlja se strujanje bez vrtloga

$$i_v = i_{sr} = i_k = 0^\circ$$

4. Geometrijski ulazni kut profila lopatice na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\alpha'_{0v} = \alpha_{0v} + i_v = 82,64 + 0 = 82,64^\circ$$

$$\alpha'_{0sr} = \alpha_{0sr} + i_{sr} = 82,64 + 0 = 82,64^\circ$$

$$\alpha'_{0k} = \alpha_{0k} + i_k = 82,64 + 0 = 82,64^\circ$$

5. Geometrijski izlazni kut profila lopatice na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\alpha'_{1v} = \alpha_{1v} - 1 = 23,69 - 1 = 22,69^\circ$$

$$\alpha'_{1sr} = \alpha_{1sr} - 1 = 20,94 - 1 = 19,94^\circ$$

$$\alpha'_{1k} = \alpha_{1k} - 1 = 21,77 - 1 = 20,77^\circ$$

-zbog prepostavke konstantnog presjeka po visini statorske lopatice u obzir uzimamo srednju vrijednost geometrijskog izlaznog kuta

$$\alpha'_1 = \frac{\alpha'_{1v} + \alpha'_{1sr} + \alpha'_{1k}}{3} = 21,13^\circ$$

6. Prema dijagramu 2.1 [6], kutevi otklona toka na izlazu iz rešetke za vanjski, srednji i korijeni presjek:

$$\Delta\alpha_v = 0^\circ$$

$$\Delta\alpha_{sr} = 0^\circ$$

$$\Delta\alpha_k = 0,2^\circ$$

7. Izlazni kut rešetke na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\alpha_{1r,v} = \alpha_{1v} - \Delta\alpha_v = 23,69 - 0 = 23,69^\circ$$

$$\alpha_{1r,sr} = \alpha_{1sr} - \Delta\alpha_{sr} = 20,94 - 0 = 20,94^\circ$$

$$\alpha_{1r,k} = \alpha_{1k} - \Delta\alpha_k = 21,77 - 0,2 = 21,57^\circ$$

-zbog prepostavke konstantnog presjeka statorske lopatice u obzir uzimamo srednju vrijednost izlaznog kuta

$$\alpha_{1r} = \frac{\alpha_{1r,v} + \alpha_{1r,sr} + \alpha_{1r,k}}{3} = 22,07^\circ$$

8. Pretpostavka duljine tetive lopatice (konstantna po visini):

$$b = 150,5mm$$

9. Korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t_k = b \cdot t'_k = 150,5 \cdot 0,465 = 70,05mm$$

10. Broj statorskih lopatica:

$$z = \frac{\pi \cdot d_{k1}}{t_k} = \frac{\pi \cdot 1380}{70,05} = 61,88 \approx 62$$

11. Korigirani korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t_{k,kor} = \frac{\pi \cdot d_{k1}}{z} = \frac{\pi \cdot 1380}{62} = 69,92mm$$

12. Korak rešetke na srednjem i vanjskom promjeru:

$$t_{sr} = t_{k, kor} \cdot \frac{d_{sr1}}{d_k} = 69,92 \cdot \frac{1693,3}{1380} = 85,8 \text{ mm}$$

$$t_v = t_{k, kor} \cdot \frac{d_{v1}}{d_k} = 69,92 \cdot \frac{2006,6}{1380} = 101,68 \text{ mm}$$

13. Širina grla rešetke na korijenom srednjem i vanjskom promjeru:

$$a_k = t_{k, kor} \cdot \sin \alpha_{1r} = 69,92 \cdot \sin 22,07^\circ = 26,27 \text{ mm}$$

$$a_{sr} = t_{sr} \cdot \sin \alpha_{1r} = 85,8 \cdot \sin 22,07^\circ = 32,23 \text{ mm}$$

$$a_v = t_v \cdot \sin \alpha_{1r} = 101,68 \cdot \sin 22,07^\circ = 38,20 \text{ mm}$$

14. Kut ugradnje profila:

$$\begin{aligned} \alpha_u &= 57,84 - 0,3929\alpha'_0 + 0,8222\alpha'_1 \\ &= 57,84 - 0,3929 \cdot 82,64^\circ + 0,8222 \cdot 21,13^\circ = 42,74^\circ \end{aligned}$$

15. Širina rešetke:

$$s = b \cdot \sin \alpha_u = 150,5 \cdot \sin 42,74^\circ = 105 \text{ mm}$$

16. Relativna maksimalna debljina profila:

$$\bar{c}_{\max, k} \leq \frac{t_{k, kor} \cdot \overbrace{(-\sin \alpha_{1r})}^{\leq}}{b} \leq \frac{69,92 \cdot \overbrace{(-\sin 22,07^\circ)}^{\leq}}{150,5} \leq 0,289$$

$$\text{-prihvaća se: } \bar{c}_{\max, k} = 0,225 = \bar{c}_{\max, sr} = \bar{c}_{\max, v}$$

17. Maksimalna debljina profila:

$$c_{\max} = \bar{c}_{\max, k} \cdot b = 0,225 \cdot 150,5 = 33,87 \text{ mm}$$

18. Polumjer zaobljenja ulaznog brida:

$$r_1 = 0,04 \cdot b = 0,04 \cdot 150,5 = 6 \text{ mm}$$

19. Kut zaobljenja ulaznog brida:

$$\Psi_1 = 25^\circ$$

20. Polumjer zaobljenja izlaznog brida:

$$r_2 = 0,0175 \cdot b = 0,0175 \cdot 150,5 = 2,7 \text{ mm}$$

21. Kut zaobljenja izlaznog brida:

$$\Psi_2 = 4^\circ$$

22. Kut odklona izlaznog dijela leđa profila rešetke:

$$\delta_1 = 9^\circ$$

5.3 Definiranje ulaznih parametara za profiliranje rotorske rešetke

Polazni podaci za profiliranje rotorske lopatice, tablica 5.3, proizlaze iz prethodno dobivenih vrijednosti aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna posljednjeg stupnja turbine prikazanih u tablici 5.1, a definirani su prema algoritmu literature [7].

Tablica 5.3. Polazni podaci za profiliranje rotorskih lopatica

parametar	jedinica	proračunski promjer, mm		
		$d_{k2}=1378$	$d_{sr2}=1692,7$	$d_{v2}=2007,4$
Brzina ispred rotorskih lopatica, w_1	m/s	262,92	164,26	118,82
Ulazni kut toka, β_1	°	43,03	56,29	101,45
Brzina iza rotorskih lopatica, w_2	m/s	240,40	305,65	329,42
Izlazni kut toka, β_2	°	39,29	32,73	30,12
Kut zakreta toka, ε_R	°	97,67	90,97	48,42
Machov broj na izlazu iz rešetke, M_{2t}	-	0,687	0,819	0,932

1. Relativna debljina profila u korijenom promjeru u prvom približenju:

$$\bar{c}_{\max,k} = 18\%$$

2. Relativni korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t'_k = 0,55 \cdot \left[\frac{180 \cdot \sin \beta_{1k}}{180 - (\beta_{1k} + \beta_{2k}) \cdot \sin \beta_{2k}} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - \bar{c}_{\max,k})$$

$$= 0,55 \cdot \left[\frac{180 \cdot \sin 43,03}{180 - (43,03 + 39,29) \cdot \sin 39,29} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (1 - 0,18) = 0,445$$

3. Odabir napadnih kutova na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$i_v = -6^\circ$$

$$i_{sr} = -3^\circ$$

$$i_k = 2^\circ$$

4. Geometrijski ulazni kut profila lopatice na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\beta'_{1v} = \beta_{1v} + i_v = 101,45 - 6 = 95,45^\circ$$

$$\beta'_{1sr} = \beta_{1sr} + i_{sr} = 56,29 - 3 = 53,29^\circ$$

$$\beta'_{1k} = \beta_{1k} + i_k = 43,03 + 2 = 45,03^\circ$$

5. Geometrijski izlazni kut profila lopatice na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\beta'_{2v} = \beta_{2v} - 1^\circ = 39,29^\circ - 1^\circ = 38,29^\circ$$

$$\beta'_{2sr} = \beta_{2sr} - 1^\circ = 32,73^\circ - 1^\circ = 31,73^\circ$$

$$\beta'_{2k} = \beta_{2k} - 1^\circ = 30,12^\circ - 1^\circ = 29,12^\circ$$

6. Prema dijagramu 2.1 [6], kutevi otklona toka na vanjskom srednjem i korijenom presjeku izlazu iz rešetke:

$$\Delta\beta_v = 0,15^\circ$$

$$\Delta\beta_{sr} = 1^\circ$$

$$\Delta\beta_k = 2,85^\circ$$

7. Izlazni kut rešetke na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$\beta_{2r,v} = \beta_{2v} - \Delta\beta_v = 30,12 - 0,15 = 29,97^\circ$$

$$\beta_{2r,sr} = \beta_{2sr} - \Delta\beta_{sr} = 32,73 - 1 = 31,73^\circ$$

$$\beta_{2r,k} = \beta_{2k} - \Delta\beta_k = 39,29 - 2,85 = 36,44^\circ$$

8. Pretpostavka duljine tetive lopatice na vanjskom, srednjem i korijenom presjeku:

$$b_v = 56,35mm$$

$$b_{sr} = 61,62mm$$

$$b_k = 70,01mm$$

9. Korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t_k = b_k \cdot t'_k = 70,01 \cdot 0,445 = 31,15 \text{ mm}$$

10. Broj rotorskih lopatica:

$$z = \frac{\pi \cdot d_k}{t_k} = \frac{\pi \cdot 1378}{31,15} = 138,97 \approx 139$$

11. Korigirani korak rešetke u korijenom presjeku:

$$t_{k, \text{kor}} = \frac{\pi \cdot d_k}{z} = \frac{\pi \cdot 1378}{139} = 31,14 \text{ mm}$$

12. Korak rešetke na srednjem i vanjskom promjeru:

$$t_{sr} = t_{k, \text{kor}} \cdot \frac{d_{sr}}{d_k} = 31,14 \cdot \frac{1692,7}{1380} = 38,26 \text{ mm}$$

$$t_v = t_{k, \text{kor}} \cdot \frac{d_v}{d_k} = 31,14 \cdot \frac{2007,4}{1380} = 45,37 \text{ mm}$$

13. Širina grla rešetke na korijenom srednjem i vanjskom promjeru:

$$a_k = t_{k, \text{kor}} \cdot \sin \beta_{2r, k} = 31,14 \cdot \sin 36,44^\circ = 18,5 \text{ mm}$$

$$a_{sr} = t_{sr} \cdot \sin \beta_{2r, sr} = 38,26 \cdot \sin 31,73^\circ = 20,12 \text{ mm}$$

$$a_v = t_v \cdot \sin \beta_{2r, v} = 45,37 \cdot \sin 29,97^\circ = 22,67 \text{ mm}$$

14. Kut ugradnje profila na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$\beta_{u, k} = \arctg \frac{w_{1k} \sin \beta_{1k} + w_{2k} \sin \beta_{2k}}{w_{2k} \cos \beta_{2k} - w_{1k} \cos \beta_{1k}} = 88,94^\circ$$

$$\beta_{u, sr} = \arctg \frac{w_{1sr} \sin \beta_{1sr} + w_{2sr} \sin \beta_{2sr}}{w_{2sr} \cos \beta_{2sr} - w_{1sr} \cos \beta_{1sr}} = 61,2^\circ$$

$$\beta_{u, v} = \arctg \frac{w_{1v} \sin \beta_{1v} + w_{2v} \sin \beta_{2v}}{w_{2v} \cos \beta_{2v} - w_{1v} \cos \beta_{1v}} = 42,41^\circ$$

15. Širina rešetke na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$s_k = b_k \cdot \sin \beta_{u, k} = 70,01 \cdot \sin 88,94^\circ = 70 \text{ mm}$$

$$s_{sr} = b_s \cdot \sin \beta_{u, sr} = 61,62 \cdot \sin 61,2^\circ = 54 \text{ mm}$$

$$s_v = b_v \cdot \sin \beta_{u, v} = 56,34 \cdot \sin 42,41^\circ = 38 \text{ mm}$$

16. Relativne maksimalne debljine profila na vanjskom, korijenom i srednjem promjeru:

$$\bar{c}_{\max,k} \leq \frac{t_{k,kor} \cdot \left(-\sin \beta_{2r,k} \right)}{b_k} \leq \frac{31,14 \cdot \left(-\sin 36,44^\circ \right)}{70,01} \leq 0,181$$

-prihvaća se

$$\bar{c}_{\max,k} = 0,18\%$$

$$\bar{c}_{\max,v} = 0,06\%$$

$$\bar{c}_{\max,sr} = 0,12\%$$

17. Maksimalna debljina profila lopatice na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$c_{\max,k} = \bar{c}_{\max,k} \cdot b_k = 0,18 \cdot 70,01 = 12,6mm$$

$$c_{\max,sr} = \bar{c}_{\max,sr} \cdot b_{sr} = 0,12 \cdot 61,62 = 7,39mm$$

$$c_{\max,v} = \bar{c}_{\max,v} \cdot b_v = 0,06 \cdot 56,34 = 3,4mm$$

18. Polumjer zaobljenja ulaznog brida na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$r_{1k} = 0,15 \cdot c_{\max,k} = 0,15 \cdot 12,6 = 1,9mm$$

$$r_{1sr} = 0,15 \cdot c_{\max,sr} = 0,15 \cdot 7,39 = 1,1mm$$

$$r_{1v} = 0,15 \cdot c_{\max,v} = 0,15 \cdot 3,4 = 0,6mm$$

19. Kut zaobljenja ulaznog brida na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$\Psi_{1k} = 24^\circ$$

$$\Psi_{1sr} = 16^\circ$$

$$\Psi_{1v} = 8^\circ$$

20. Polumjer zaobljenja izlaznog brida na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$r_{2k} = 0,12 \cdot c_{\max,k} = 0,12 \cdot 12,6 = 1,5mm$$

$$r_{2sr} = 0,12 \cdot c_{\max,sr} = 0,12 \cdot 7,39 = 0,9mm$$

$$r_{2v} = 0,12 \cdot c_{\max,v} = 0,12 \cdot 3,4 = 0,5mm$$

21. Kut zaobljenja izlaznog brida na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

$$\Psi_{2k} = 6^\circ$$

$$\Psi_{2sr} = 4^\circ$$

$$\Psi_{2v} = 2^\circ$$

22. Kut odklona izlaznog dijela leđa profila rešetke na korijenom, srednjem i vanjskom promjeru:

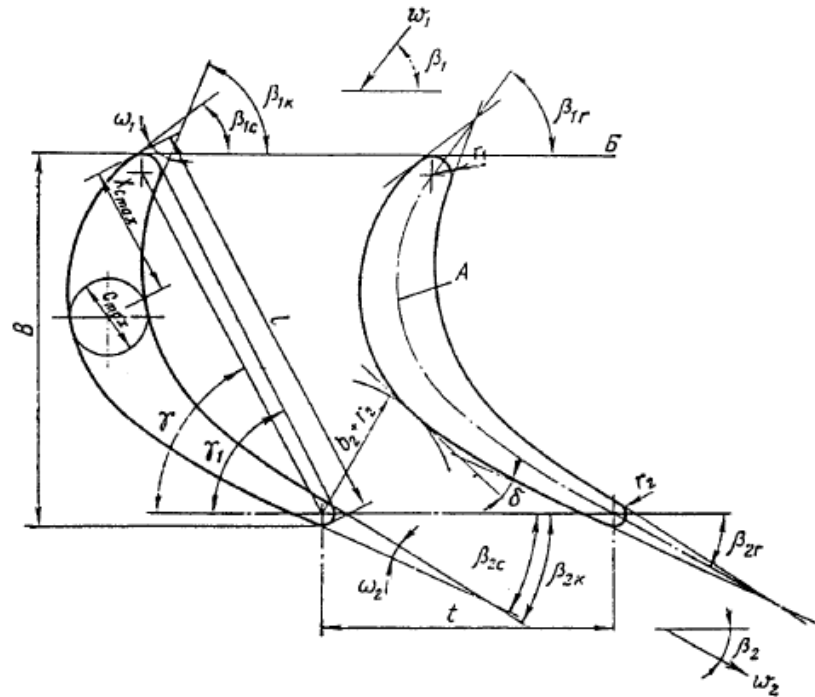
$$\delta_{1k} = \delta_{1sr} = \delta_{1v} = 9^\circ$$

5.4 Profiliranje lopatica turbine

5.4.1 Prikaz grafoanalitičkih metoda konstrukcije profila lopatica

Pri modeliranju strujanja u rešetkama profila lopatica danas se u inženjerskoj praksi široko koriste numeričke metode dok se za inverznu zadaću oblikovanja profila lopatica koriste tzv. geometrijske metode koje se mogu podijeliti na grafičke i analitičke. Grafičke metode konstruiranja profila mogu se podijeliti u dvije grupe:

- 1) metode oblikovanja temeljene na konstrukciji profila putem savijanja specijalnog aerodinamičkog profila, i
- 2) metode, koje predviđaju oblikovanje profila neposrednom konstrukcijom konveksne ("leđa") i konkavne ("trbuha") strane profila.



Slika 5.1. Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke: A-srednja linija ("skeletona") profila; B-širina rešetke; C-fronta rešetke

Grafičke metode konstrukcije profila:

- konstrukcija profila pomoću tzv. šablonskih krivulja
- konstrukcija profila pomoću lemniskata
- konstrukcija profila pomoću paraboličnih krivulja

Analičke metode konstrukcije profila:

- konstrukcija profila pomoću kružnih lukova
- konstrukcija profila pomoću hiperbolnih spirala
- konstrukcija profila pomoću Bernoullijevih lemniskata
- konstrukcija profila pomoću polinoma višeg reda
- konstrukcija profila pomoću krivulje dominirajućeg zakrivljenja

Bez obzira da li se pri projektiranju profila odnosno rešetke koristi neka od grafičkih ili analitičkih metoda, njihova pouzdana konstrukcija uz prethodno zadane geometrijske karakteristike i osiguranje proračunske vrijednosti kuta zakreta toka pri

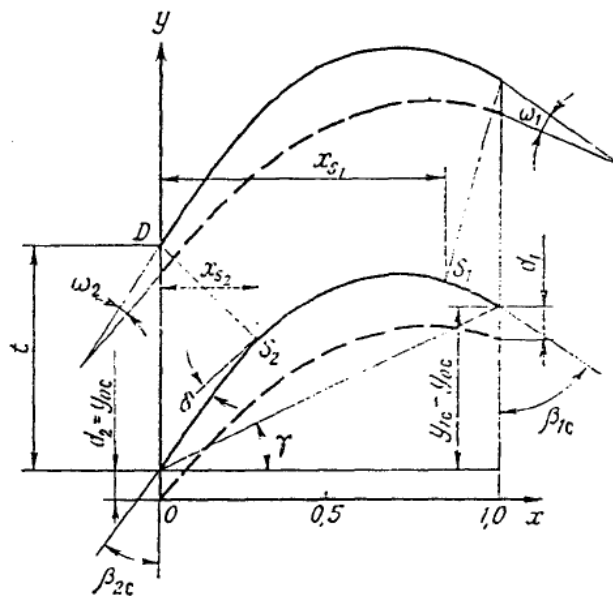
pogodnom opstrujavanju rešetke, ostvaruje se pomoću izbora geometrijskih parametara koji ulaze u početne podatke.

U prvu grupu spadaju parametri, koji bitno utjecu na energetska pretvorbu i izlazni kut toka iz rešetke. U te parametre spadaju relativni korak rešetke $t'=t/b$, ulazni kut profila (geometrijski) β'_1 i efektivni izlazni kut rešetke $\beta_{2E} = \arcsin(b_2/t)$.

U drugu grupu se svrstavaju parametri, koji uvjetuju karakteristike čvrstoće profila (površina f , momenti otpora i drugi). U te parametre spadaju tetiva profila b i njegova maksimalna debljina c_{max} . Kut zakreta profila $\varepsilon=180-(\beta'_1+\beta'_2)$ i polumjeri zaobljenja bridova (ulazni r_1 i izlazni r_2) mogu se svrstati kako u prvu tako i drugu grupu parametara.

5.4.1.1 Opis konstrukcije profila pomoću polinoma 5. reda

Profiliranje lopatica izvršeno je pomoću polinoma oblika $y = a + a_0x + a_1x^2 + \dots + a_nx^n$, koji je pogodan za konstrukciju profila najrazličitijih oblika, prema literaturi [8].



Slika 5.2. Koordinatni sustav i oznake pri analitičkom konstruiranju profila pomoću polinoma

Metoda izložena u ovom poglavlju omogućava konstrukciju najrazličitijih profila, te maksimalno zadovoljava zahtjevima aerodinamike, konstrukcije, čvrstoće i tehnologije izradbe.

Kod analitičkog konstruiranja pomoću polinoma prije svega pojavljuje se pitanje izbora eksponenta polinoma n , dok je koordinatni sustav pogodno odabrati tako da je os x paralelna s osi turbine, a os y se podudara s frontom rešetke uz izlazne bridove.

Zadajući jednadžbe krivulja koje opisuju profil u takvom koordinatnom sustavu, treba odabrati polinom bar trećeg reda, pošto svaka krivulja na svojim krajevima treba biti zadana s koordinatama i smjerom tangenti, tj. zadovoljavati četiri rubna uvjeta:

$$\text{-u točki } x=0, y=y_0 : y'=y'_0$$

$$\text{-u točki } x=1, y=y_1 : y'=y'_1$$

Prvo je dan prikaz procesa konstrukcije profila polinomom trećeg reda. Konačni rezultat proračuna je profil koji ima u potpunosti određene geometrijske karakteristike, u koje obično ulaze tetiva b , korak t , geometrijski ulazni i izlazni kut β'_1 odnosno β'_2 , površina presjeka profila f (ili maksimalna debljina profila c_{max}), polumjeri zaobljenja ulaznog i izlaznog brida r_1 i r_2 , širina najužeg strujnog presjeka (“grla”) međulopatičnog kanala a ili kut β_{2E} , kao i kut otklona izlaznog brida δ . Te se veličine pojavljuju kao polazne pri konstrukciji profila.

Kako na početku procesa konstruiranja nije moguće uspostaviti jednoznačnu vezu između početnih podataka i rubnih uvjeta za zadavanje jednadžbi konveksne i konkavne strane profila, to se vrijednosti rubnih uvjeta na početku zadaju približno, a potom podešavaju sve dok se ne postignu zadane geometrijske karakteristike.

Tok proračuna je sljedeći. Polazi se iz izračunatih parametara za profiliranje lopatica (poglavlje 5.2 i 5.3). Širina rešetke određuje se iz jednadžbe:

$$B = b \cdot \cos\gamma \quad (5.1)$$

Zbog pogodnosti daljnjeg proračuna poželjno je profil razmjestiti u području promjene x od 0 do 1, pa je svrsishodno prijeći na relativne vrijednosti zadanih geometrijskih veličina:

$$\bar{t} = \frac{t}{B}, \bar{r}_1 = \frac{r_1}{B}, \bar{r}_2 = \frac{r_2}{B}, a_2 = \bar{t} \cdot \sin \beta_{2E}.$$

Nakon toga se računaju debljine ulaznog i izlaznog brida mjerene duž fronti rešetke, prikazano na slici 5.2.

$$d_1 = 2\bar{r}_1 \frac{\cos \frac{\omega_1}{2}}{\sin \beta'_1 + \sin \frac{\omega_1}{2}}, \quad (5.2)$$

$$d_2 = 2\bar{r}_2 \frac{\cos \frac{\omega_{21}}{2}}{\sin \beta'_2 + \sin \frac{\omega_2}{2}}, \quad (5.3)$$

te ulazni i izlazni kut konveksne strane profila:

$$\beta_{1konv} = \beta'_1 - \frac{\omega_1}{2}, \quad \beta_{2konv} = \beta'_2 - \frac{\omega_2}{2}.$$

Sada se mogu izračunati rubni uvjeti i koeficijenti polinoma koji opisuje konveksnu stranu profila:

$$y_0 = d_2; \quad y_1 = y_0 - \psi'_0 - y'_1; \quad y_0 = \operatorname{tg} (0^\circ - \beta_{2konv}); \quad y'_1 = \operatorname{tg} (\beta_{2konv} - 90^\circ);$$

$$a_0 = y_0; \quad a_1 = y'_1; \quad a_2 = 3(\psi_1 - y_0) - 2y'_0 - y'_1; \quad a_3 = -2(\psi_1 - y_0) + y'_0 - y'_1.$$

Postoji mogućnost da na takovi način određena jednadžba konveksne strane profila ne osigurava potrebnu vrijednost minimalnog strujnog presjeka međulopatičnog kanala ("grla") a , pa je treba provjeriti. Da bi se postigla što točnija vrijednost grla kanala mijenja se ugradbeni kut profila u rešetki γ , te geometrijski izlazni kut β'_2 .

Kada dobivena jednadžba za konveksnu stranu zadovoljava zadane vrijednosti grla međulopatičnog kanala i kuta otklona izlaznog brida, može se preći na konstrukciju konkavne strane profila. Kao rubni uvjeti za računanje koeficijenata polinoma koji opisuje konkavnu stranu, koriste se veličine:

$$y_{0k} = 0; \quad y_{1k} = \psi_{1c} - y_{0c} + \psi_2 - d_1;$$

$$y'_{0k} = \operatorname{tg} (0^\circ - \beta_{2k}); \quad y'_{1k} = \operatorname{tg} (\beta_{1k} - 90^\circ),$$

gdje su: $\beta_{1k} = \beta_{1c} + \omega_1$; $\beta_{2k} = \beta_{2c} + \omega_2$.

Odredivši koeficijente polinoma konkavne strane, potrebno je provjeriti površinu dobivenog profila ili maksimalnu debljinu profila. Ako je postignuta zadana površina f ili maksimalna debljina profila c_{max} , jednadžbe konveksne i konkavne strane smatraju se konačnima i može se pristupiti proračunu ostalih geometrijskih karakteristika. Kod rešetki, koje se sastoje od profila, jako bliskih akcijskim, poželjno je provjeriti karakter promjene širine međulopatičnog kanala, dok ta provjera za reakcijske rešetke nije obvezatna.

Jako se povoljna promjena zakrivljenja duž profilu dobiva ako se kod izbora druge derivacije y''_0 polazi od uvjeta :

$$\int_0^s k^2 ds \rightarrow \min ; \frac{d^2 \rho}{dx^2} \leq 0, \quad (5.4)$$

gdje su: $k = \frac{y''}{\sqrt{1 + y'^2}}$; $\rho = \frac{1}{k}$; s -duljina krivulje.

Uvjeti dani jednadžbom (5.4) osiguravaju kontinuiranu raspodjelu polumjera zakrivljenja po profilu (bez infleksija). Isto tako prvi uvjet osigurava nisku razinu brzina opstrujavanja profila, a drugi kontinuiranu promjenu brzine od ulaznog do izlaznog brida.

Kod projektiranja profila rešetki s malom reaktivnošću i s velikim kutovima zakreta toka zahtijevaju se polinomi višeg reda: $n= 5$ do 7. Prijelaz na peti red omogućava promjenu zakrivljenja po konveksnoj strani koja je sasvim pogodna za akcijske profile.

Kod prijelaza na polinome visokog reda rubni uvjeti za određivanje koeficijenata y'_1 , y'''_0 i y'''_1 mogu se odabirati uzastopno uz istovremeno povećanje reda i korištenje uvjeta danih s jednadžbom (5.4). No isto tako odabir rubnih uvjeta uz korištenje jednadžbe (5.4) nije jednoznačni put dobivanja profila željenog oblika. Moguće se osloniti na familije krivulja, kod kojih svakom skupu od četiri osnovna rubna uvjeta (y_0, y_1, y'_0 i y'_1) odgovara u potpunosti definirana promjena zakrivljenja duž krivulje, tj. za te se familije trebaju sastaviti izrazi funkcionalne veze oblika:

$$y''_0 = f_0(\psi_0, y_1, y'_0, y''_1);$$

$$y''_1 = f_1(\psi_0, y_1, y'_0, y''_1). \quad (5.5)$$

Očigledno, da postojanje sličnih izraza značajno pojednostavljuje sastavljanje polinoma, pošto isključuje dugotrajni proces odabira rubnih uvjeta.

Bez obzira na način određivanja rubnih uvjeta y'_0 , y''_1 , y'''_0 i y''''_1 , prethodno izloženi postupak dobivanja jednadžbi, koje opisuju profil, očuvao se i kod polinoma višeg reda. Promjene se sastoje samo u tome, da je nakon zadavanja četiri osnovna rubna uvjeta potrebno odrediti navedene dodatne rubne uvjete, koji određuju karakter promjene zakrivljenja po profilu, a za proračun koeficijenata polinoma primjenjuju se općenitije

$$a_0 = y_0; \quad a_1 = y'_0; \quad a_2 = \frac{y''_0}{2}; \quad a_3 = \frac{y'''_0}{6};$$

$$a_4 = 35(\psi_1 - y_2) - 20y'_0 - 15y'_1 - 5y''_0 + \frac{5}{2}y''_1 - \frac{2}{3}y'''_0 - \frac{1}{6}y'''_1;$$

$$a_5 = -84(\psi_1 - y_0) + 45y'_0 + 39y'_1 + 10y''_0 - 7y''_1 + y'''_0 + \frac{1}{2}y'''_1; \quad (5.6)$$

$$a_6 = 70(\psi_1 - y_2) - 36y'_0 - 34y'_1 - \frac{15}{2}y''_0 + \frac{13}{2}y''_1 - \frac{2}{3}y'''_0 - \frac{1}{2}y'''_1;$$

$$a_7 = -20(\psi_1 - y_0) + 10y'_0 + 10y'_1 + 2y''_0 - 2y''_1 + \frac{1}{6}y'''_0 + \frac{1}{6}y'''_1.$$

Jednadžbe (5.6) mogu se koristiti za polinome reda n od 3 do 7. Kod toga se rubni uvjeti, koji su za izabrani red polinoma suvišni (npr., y'''_0 i y''''_1) kod polinoma petog reda), trebaju proračunati po jednadžbama:

- kod $n = 3$: $y''_0 = 6(\psi_1 - y_0) - 4y'_0 - 2y'_1$;
- kod $n \leq 4$: $y''_1 = -12(\psi_1 - y_0) + 6y'_0 + 6y'_1 + y'_0$;
- kod $n \leq 5$: $y'''_0 = 60(\psi_1 - y_0) - 36y'_0 - 24y'_1 - 9y''_0 + 3y''_1$;
- kod $n \leq 6$: $y'''_1 = 120(\psi_1 - y_0) - 60y'_0 - 60y'_1 - 12y''_0 + 12y''_1 - y''_0$

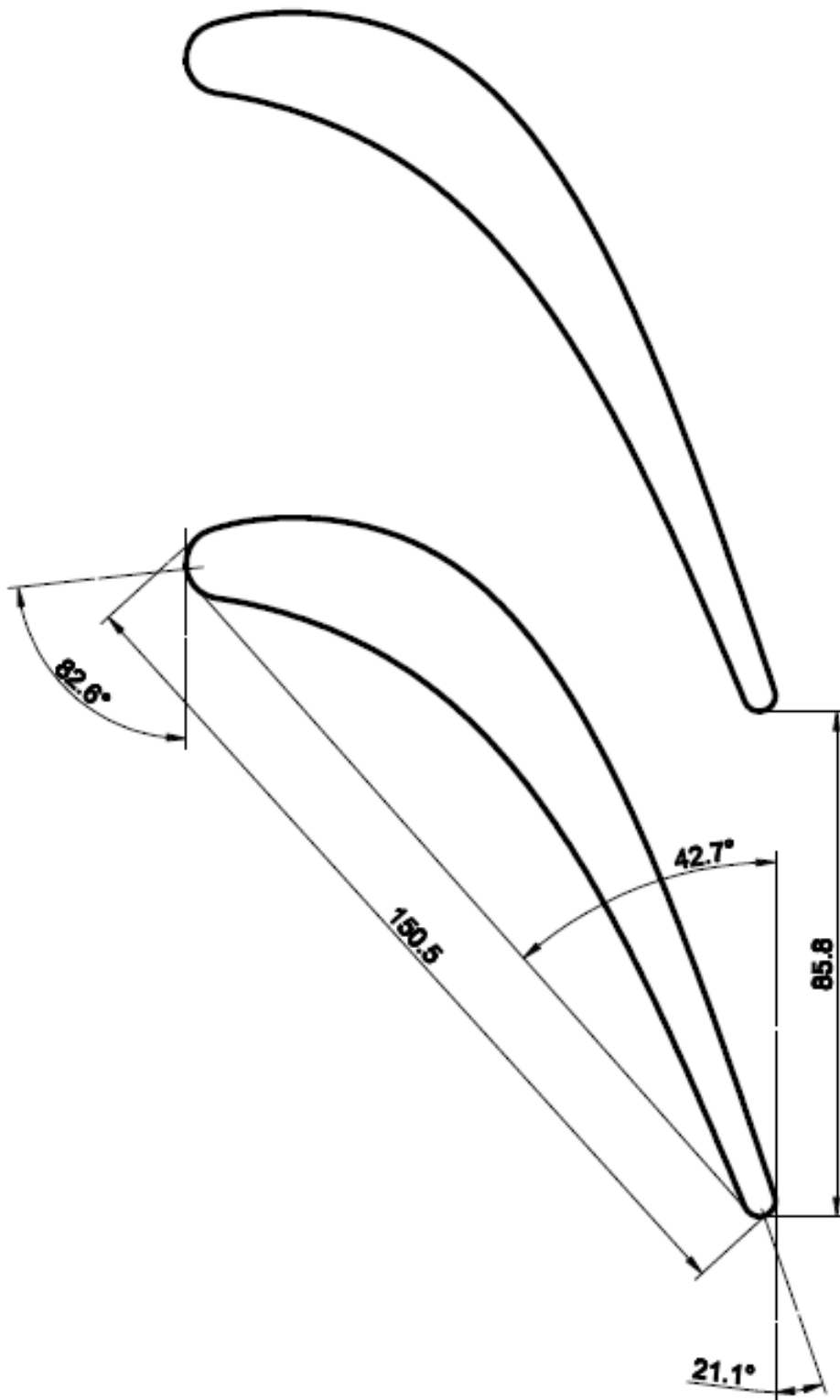
Posljednje su jednadžbe sastavljene tako, da koeficijenti kod stupnjeva x , koji prelaze odabrani, prelaze u nulu.

5.4.2 Konstrukcija profila statora i rotora

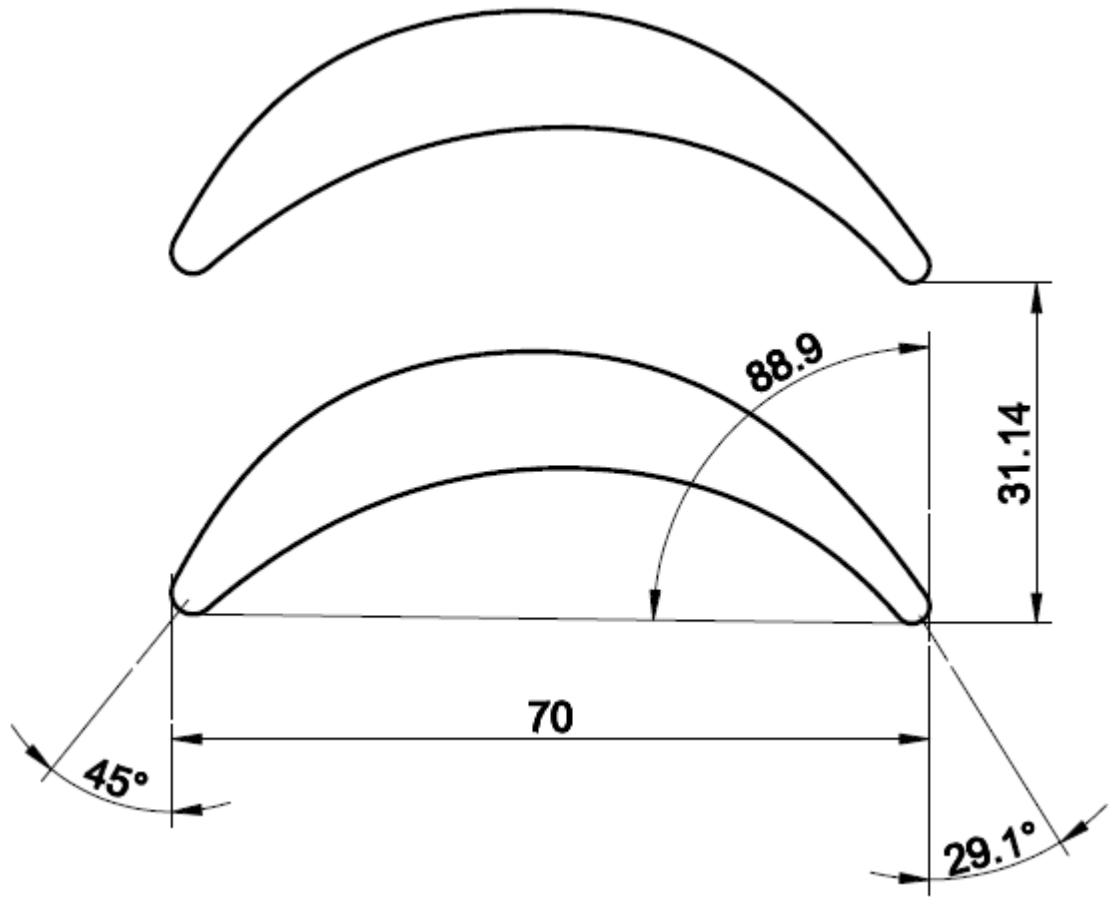
Konstrukcija profila statora i rotora provedena je u programskom paketu *mathcad* po numeričkom algoritmu literature [8], za zadane vrijednosti geometrijskih parametara koje su prethodno izračunate:

- ulazni geometrijski kut profila
- kut zaoštrenja ulaznog brida profila
- polumjer zaobljenja ulaznog brida
- izlazni geometrijski kut profila
- kut zaoštrenja izlaznog brida profila
- polumjer zaobljenja izlaznog brida
- kut ugradnje profila
- tetiva profila
- korak profila

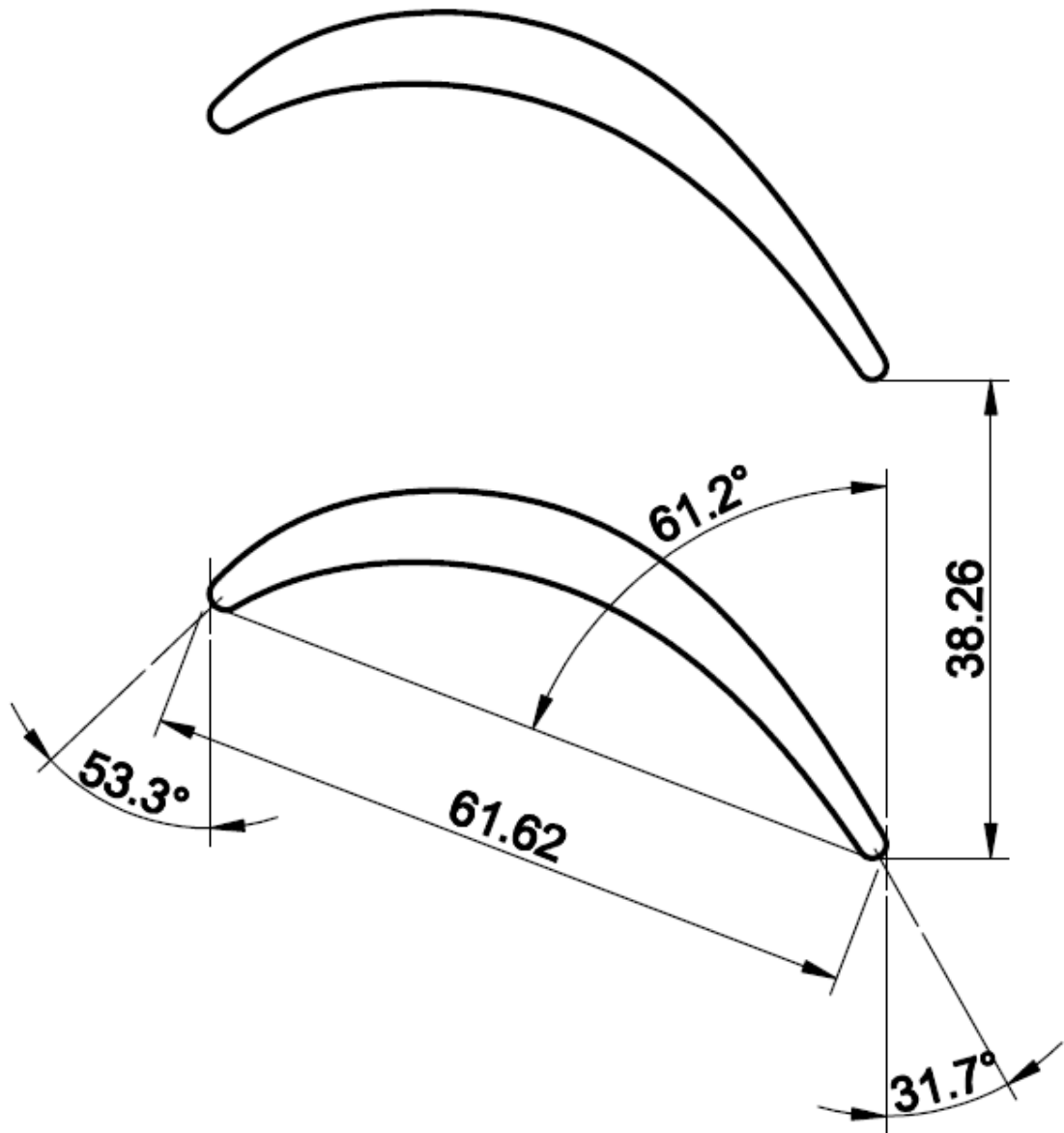
Dobiveni profili statora i rotora prikazani su na sljedećim slikama.



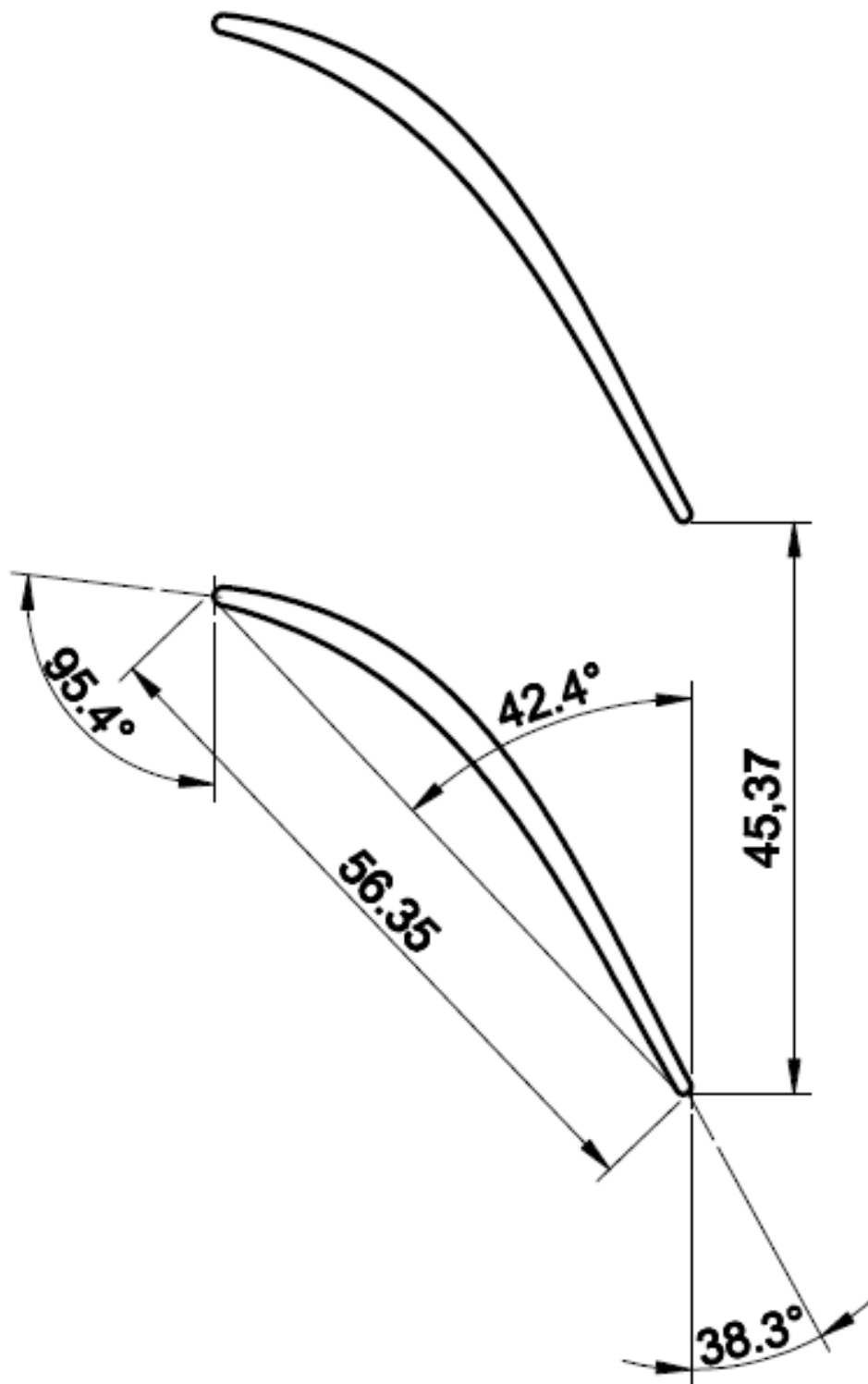
Slika 5.3. Profil na sredini statorske lopatice



Slika 5.4. Profil u korijenu rotorske lopatice



Slika 5.5. Profil na sredini rotorske lopatice



Slika 5.6. Profil na vrhu rotorske lopatice

6. PROVJERA STRUJNIH KARAKTERISTIKA STATORSKIH I ROTORSKIH KANALA POSLJEDNJEG STUPNJA TURBINE

Za rješavanje problema mehanike fluida danas je na raspolaganju uz eksperimentalne metode i računalna mehanika fluida (eng. Computational Fluid Dynamics- CFD). Razvoj moderne računalne mehanike fluida se odvijao u prethodnih 30 godina. Pokretač tog razvoja je bila dostupnost sve jačih računalnih resursa i razvoj sve kvalitetnijih numeričkih algoritama.

Računalna mehanika fluida kao rezultat daje numeričko rješenje matematičkog modela strujanja fluida u diskretnim točkama prostora i vremena. Glavna komponenta u procesu dobivanja numeričkog rješenja matematičkog modela je metoda diskretizacije. Metoda diskretizacije uključuje diskretizaciju prostora i diskretizaciju jednadžbi matematičkog modela.

Jednadžbe koje se koriste u ovom matematičkom modelu su sljedeće.

Zakon održanja mase:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_j}{\partial x_j} = 0 \quad (6.1)$$

-brzina promjene mase materijalnog volumena jednaka je nuli

Zakon održanja količine gibanja:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = \rho f_i + \frac{\partial T_{ji}}{\partial x_j} \quad (6.2)$$

-brzina promjene količine gibanja materijalnog volumena jednaka je sumi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen

Zakon održanja energije:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j e)}{\partial x_j} = \rho f_i v_i + \frac{\partial(T_{ji} v_i)}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \quad (6.3)$$

-brzina promjene ukupne energije kontrolnog volumena jednaka je snazi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na kontrolni volumen te brzini izmjene energije uslijed protjecanja fluida kroz kontrolnu površinu

Diskretizacija jednadžbi predstavlja aproksimaciju sustava diferencijalnih jednadžbi sa sustavom algebarskih jednadžbi koje se lakše rješavaju, dok diskretizacija prostora predstavlja izradu geometrijske mreže pomoću koje se prostor u kojem se rješava problem zamjenjuje s konačnim brojem diskretnih točaka u kojima treba odrediti numeričke vrijednosti nepoznatih varijabli.

Metode diskretizacije:

- a) metoda konačnih razlika
- b) metoda konačnih elemenata
- c) metoda kontrolnih volumena

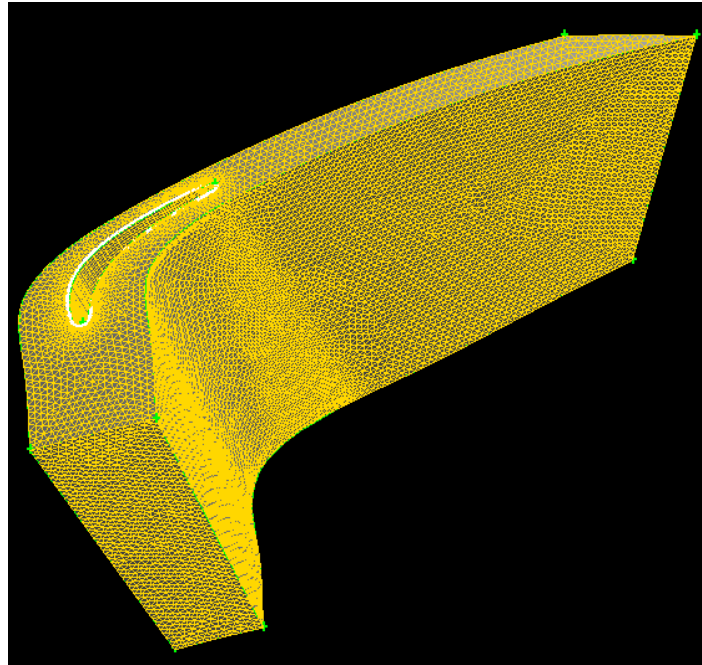
Metoda konačnih elemenata se danas uglavnom koristi za rješavanje problema mehanike fluida deformabilnog tijela dok se metoda kontrolnih volumena koristi za rješavanje problema mehanike fluida.

U strojarstvu je tipična primjena rezultata dobivenih modeliranjem opstrujavanja fluida oko konstrukcija kako bi se optimizirao oblik konstrukcije. Modeliranje opstrujavanja oko karoserije automobila rezultira dizajnom karoserije koja ima bitno manji koeficijent otpora, a krajnji je rezultat manja potrošnja goriva i veća stabilnost vozila na cesti, manji utjecaj bočnih vjetrova i sigurnija vožnja. Modeliranjem toka fluida oko lopatica vodnih, parnih i plinskih turbina te kompresora rezultirala je redizajnom lopatica i podizanjem iskoristivosti tubina termo i hidroelektrana, turbomotora brodova i aviona, turbokompresora, itd.

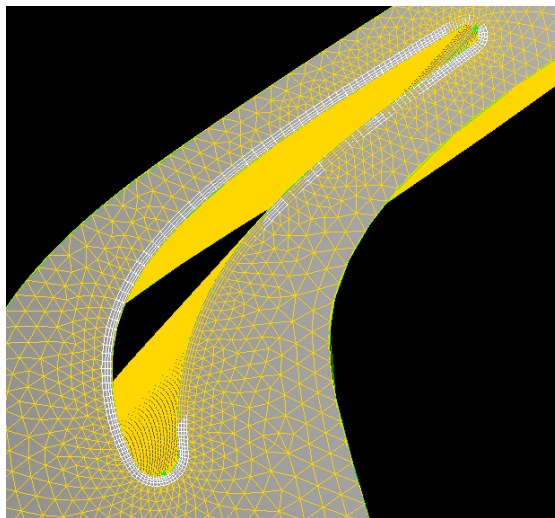
6.1 Mreža kontrolnih volumena

Prije nego započnemo numeričku analizu strujanja kroz zadnji stupanj turbine potrebno je modelirati prostor u kojem će se to strujanje i odvijati. Modeliranje takvog prostora obavlja se pomoću programskog paketa "GAMBIT" (alat za geometrijsko modeliranje i stvaranje mreže kontrolnih volumena koji obično dolazi u paketu s "FLUENT"-om). U "GAMBIT"-u očitavamo dobivene profile statorske i

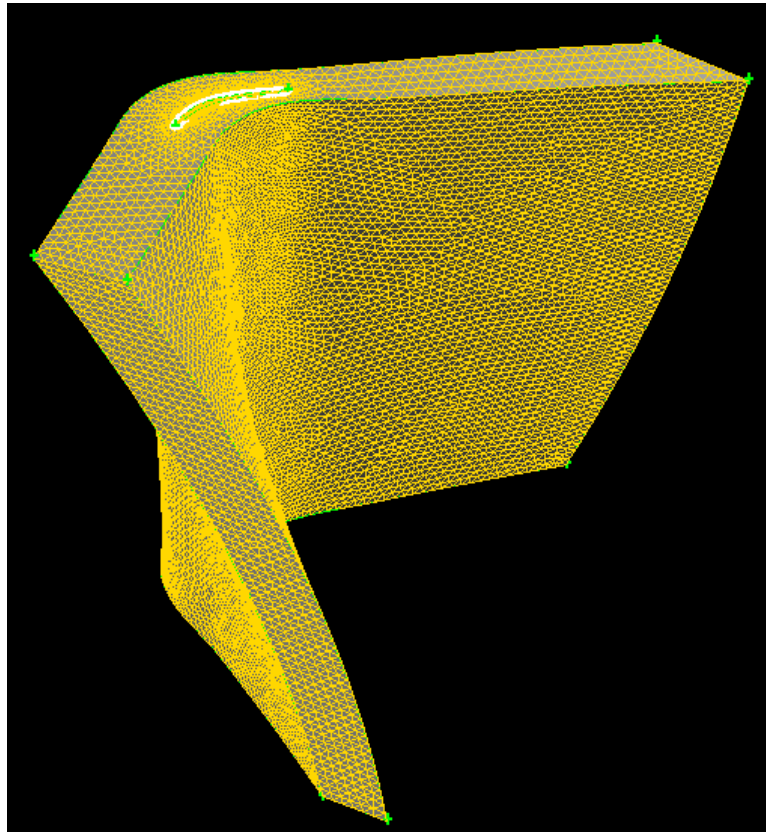
rotorske lopatice. Zbog složenosti geometrije biti će promatrana samo jedna lopatica statorske i rotorske rešetke, tj. jedan dio prostora rešetke u kojem se odvija strujanje. Mreža kontrolnih volumena radi se zasebno za strujni prostor oko jedne lopatice statora i oko jedne lopatice rotora. Dobivene mreže kontrolnih volumena oko lopatice statora i rotora prikazane su na sljedećim slikama. Mreža kontrolnih volumena statora sastoji se od 756 000 ćelija, a rotora od 840 000 ćelija.



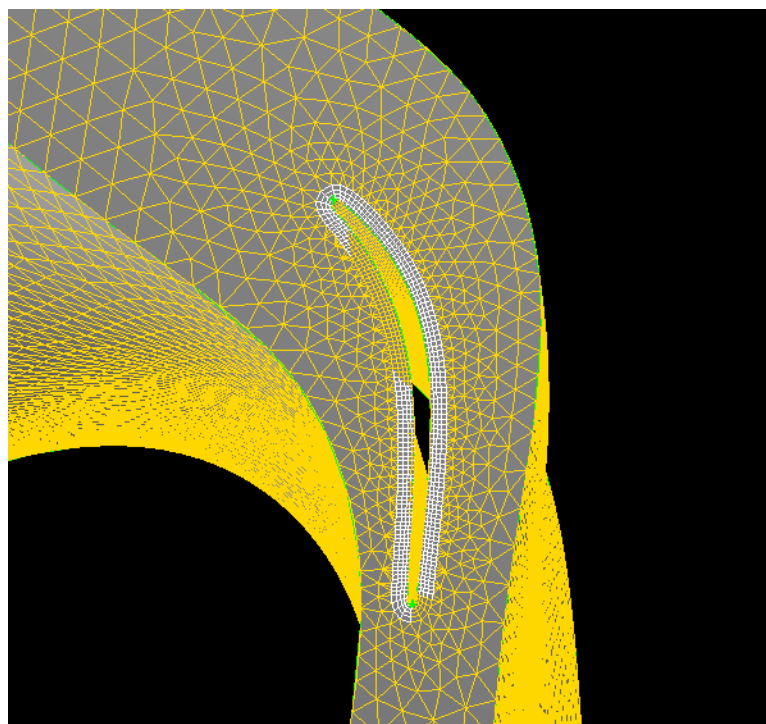
Slika 6.1. Mreža kontrolnih volumena oko statorske lopatice



Slika 6.2. Mreža kontrolnih volumena oko statorske lopatice
(kontrolni volumeni oblika tetraedra)



Slika 6.3. Mreža kontrolnih volumena oko rotorske lopatice



Slika 6.4. Mreža kontrolnih volumena oko rotorske lopatice
(kontrolni volumeni oblika tetraedra)

Prije dobivenih mreža kontrolnih volumena potrebno je zadati rubne uvjete.

- periodic: *periodični rubni uvjeti mreže kontrolnih volumena na svakom presjeku*
- inlet: *pressure inlet*
- outlet: *pressure outlet*
- hub: *wall*
- casing: *wall*
- pressure: *wall*
- suction: *wall*

6.2 Numeričko modeliranje strujanja kroz rotorsku i statorsku rešetku posljednjeg stupnja

Numeričko modeliranje strujanja provodimo pomoću programskog paketa "FLUENT" (verzija 12.0.7), koje se provodi za rotorsku i statorsku rešetku, svaku zasebno. Pretpostavka je da je strujanje stlačivo i turbulentno. Za modeliranje turbolentnog strujanja korišten je RNG $k-\varepsilon$ model turbulencije sa standardnim zidnim funkcijama.

Postavljeni rubni uvjeti za statorsku rešetku:

- totalni tlak na ulazu u rešetku

$$p_{tot,0} = 37299 Pa$$

- totalna temperatura na ulazu u rešetku

$$t_{tot,0} = 348 K$$

- kut toka na ulazu u rešetku

$$\alpha_0 = 82,64^\circ$$

- statički tlak na izlazu iz rešetke

$$p_1 = 16826 Pa$$

- intezitet turbulencije na ulazu u rešetku

$$I = 5\%$$

Postavljeni rubni uvjeti za rotorsku rešetku:

- totalni tlak na ulazu u rešetku

$$p_{tot,1} = 25717 Pa$$

-totalna temperatura na ulazu u rešetku

$$t_{tot,1} = 341 K$$

-kut toka na ulazu u rešetku

$$\alpha_1 = 20,93^\circ$$

-statički tlak na izlazu iz rešetke

$$p_1 = 12360 Pa$$

-intezitet turbulencije na ulazu u rešetku

$$I = 5\%$$

Svojstva fluida (vodena para):

-gustoća

definirana jednažbom stanja idealnog plina

-specifični toplinski kapacitet

definiran zadanom funkcijom od strane "Fluent"-a

-vodljivost

$$\lambda = 0,0261 \frac{W}{mK}$$

-viskoznost

$$\nu = 1,34 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{ms}$$

-molekularna masa

$$M = 18,015 \frac{kg}{mol}$$

Završetak iterativnog postupka rješavanja bio je kada su se vrijednosti reziduala smanjile do 10^{-6} .

6.2.1 Rezultati numeričkog modeliranja strujanja kroz statorsku rešetku

Apsolutna brzina strujanja pare kroz statorsku rešetku povećava se od ulaza prema izlazu, dok je raspodjela statičkog i totalnog tlaka prikazana na slikama 6.7 i 6.8.

Koeficijent gubitka statorske rešetke određen je jednažbom:

$$\zeta_s = 1 - \varphi_s^2, \quad (6.4)$$

gdje je $\varphi_s = \frac{c_1}{c_{1t}}$ koeficijent brzine statorske rešetke.

Teoretska apsolutna brzina c_{1t} na izlazu iz statorske rešetke određena je termodinamičkim proračunom, dok se stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statora $c_{1,num}$ očitava iz rezultata dobivenih numeričkom simulacijom:

$$c_{1t} = 403,78 \frac{m}{s}$$

$$c_{1,num} = 381,49 \frac{m}{s}$$

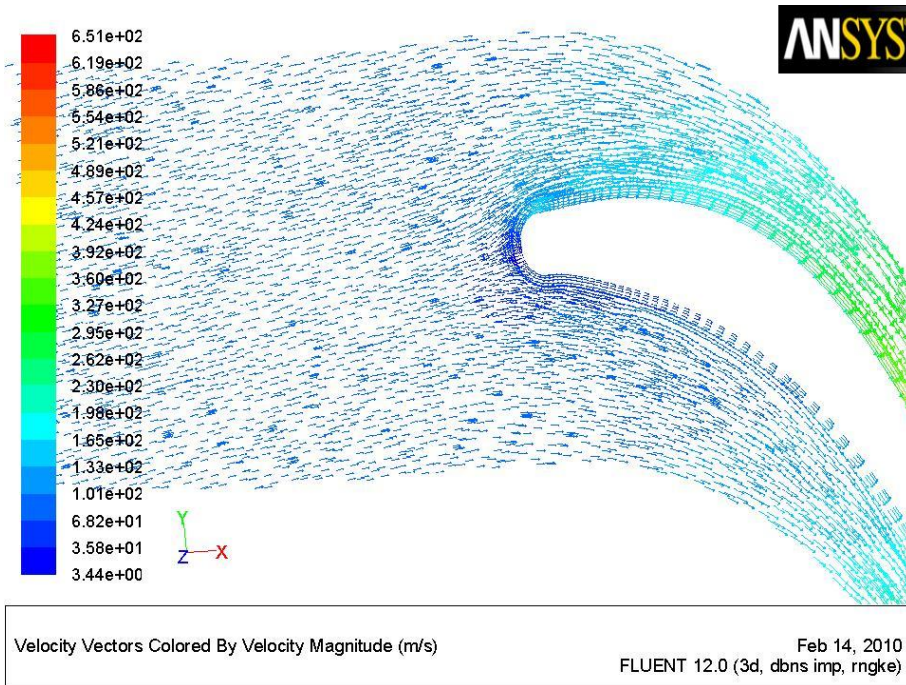
-koeficijent brzine statorske rešetke

$$\varphi_{s,num} = \frac{381,49}{403,78} = 0,9448$$

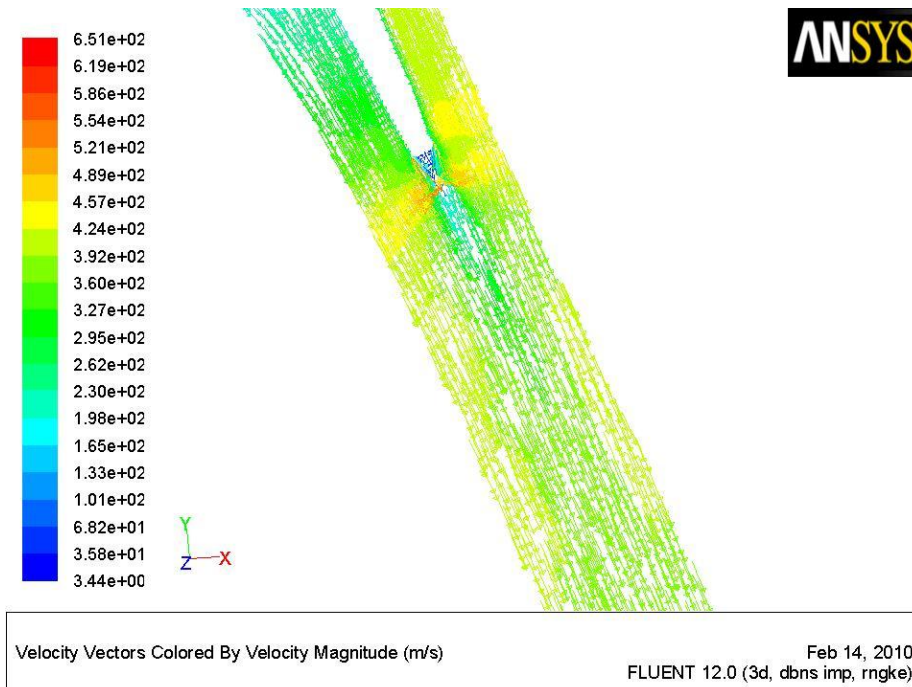
-iz čega slijedi koeficijent gubitka statorske rešetke dobiven numeričkim modeliranjem

$$\zeta_{s,num} = 1 - \varphi_{s,num}^2 = 1 - 0,9448^2 = 0,1074$$

Koeficijent gubitka statorske rešetke korišten u termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu ($\zeta_s=0,1032$) razlikuje se od vrijednosti koeficijenta gubitka dobivenog numeričkim modeliranjem $\zeta_{s,num}$ za 4,1 %, što je za tako malu vrijednost zanemarivo. Dobiveni rezultati vrijede za srednji promjer statorske rešetke.



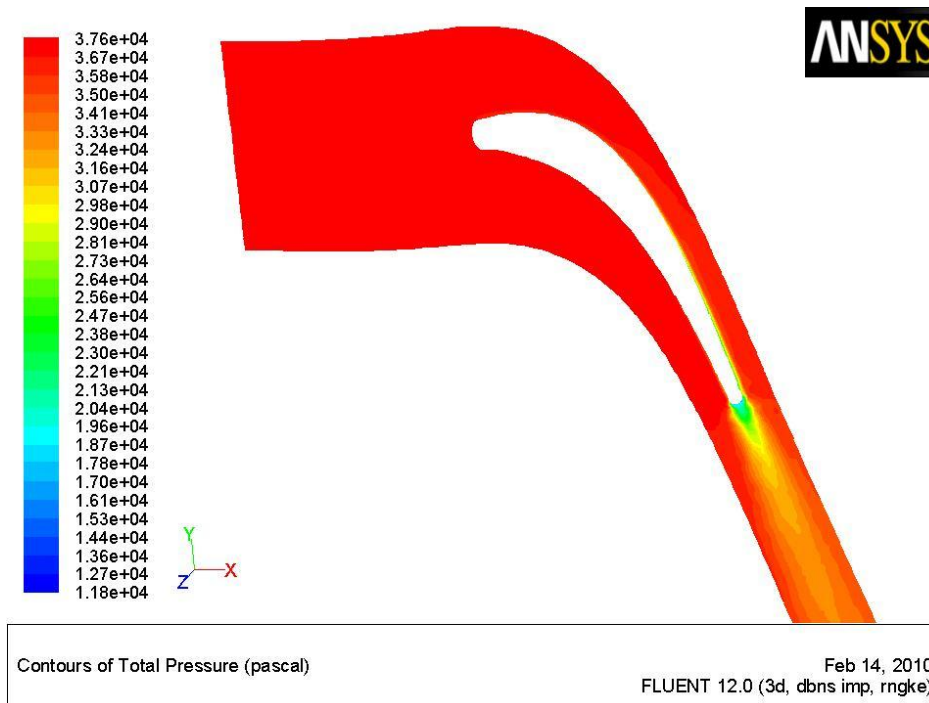
Slika 6.5. Prikaz vektora apsolutne brzine za srednji promjer na ulaznom bridu statorske lopatice



Slika 6.6. Prikaz vektora apsolutne brzine za srednji promjer na izlaznom bridu statorske lopatice



Slika 6.7. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na srednjem promjeru statorske lopatice



Slika 6.8. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na srednjem promjeru statorske lopatice

6.2.2 Rezultati numeričkog modeliranja strujanja kroz rotorsku rešetku

Kao i kod slučaja strujanja pare kroz statorsku, relativna brzina strujanja pare kroz rotorsku rešetku povećava se od ulaza prema izlazu. Koeficijent gubitka rotorske rešetke određen je jednadžbom:

$$\zeta_R = 1 - \psi_R^2, \quad (6.5)$$

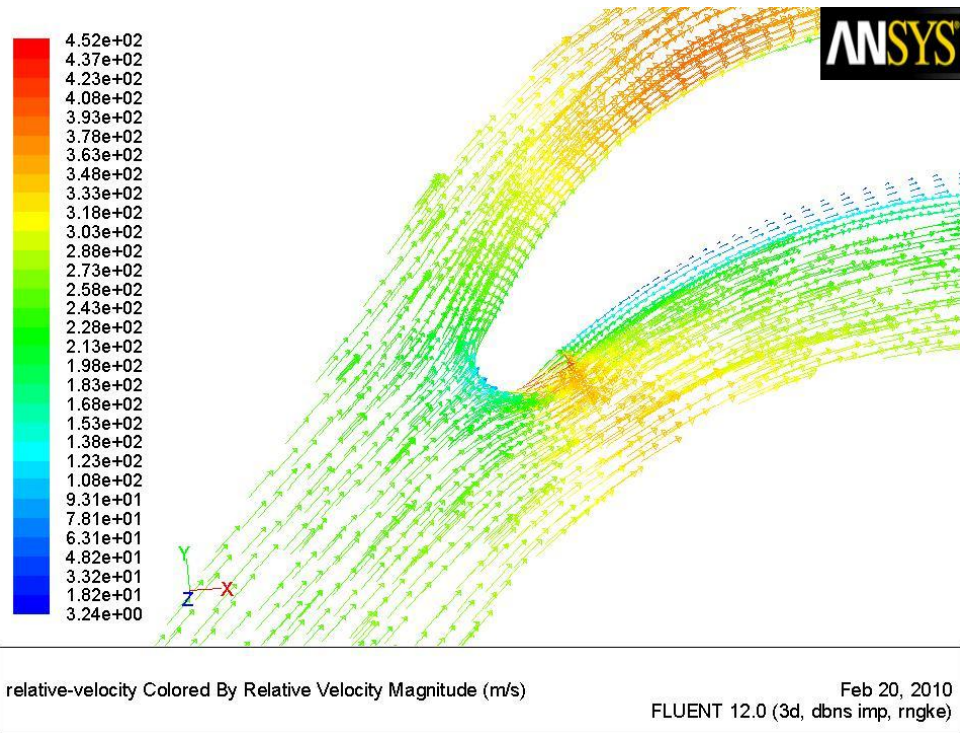
gdje je $\psi_R = \frac{w_2}{w_{2t}}$ koeficijent brzine rotorske rešetke.

Teoretska relativna brzina w_{2t} na izlazu iz rotorske rešetke određena je termodinamičkim proračunom, dok se stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora $w_{2,num}$ očitava iz rezultata dobivenih numeričkom simulacijom, prikazane u tablici 6.1 za različite presjeke lopatice.

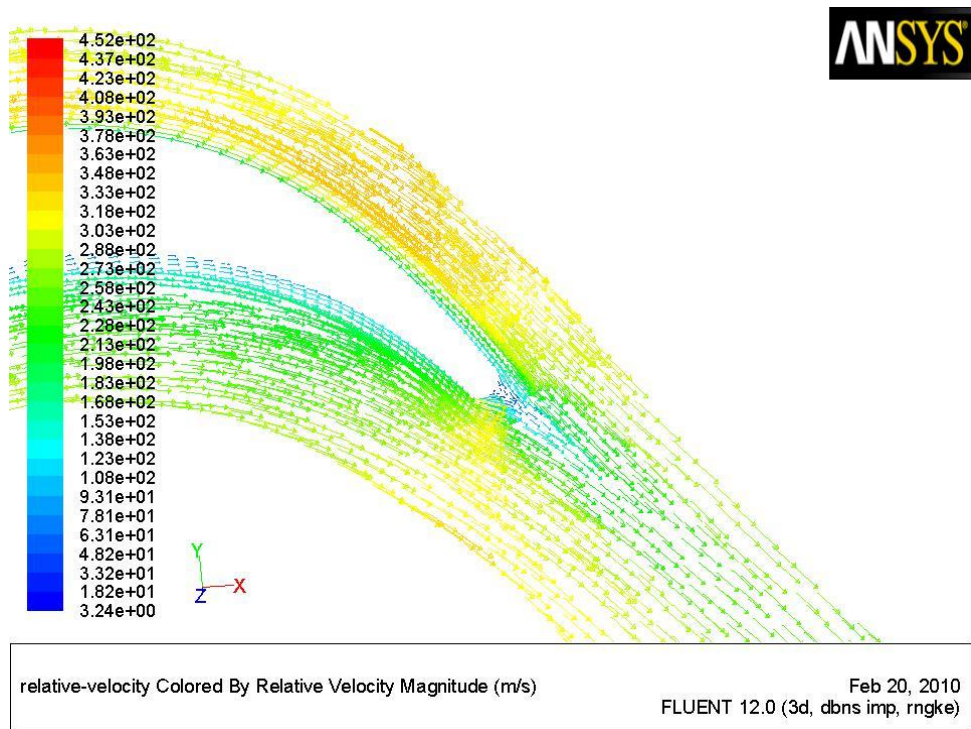
Tablica 6.1. Vrijednosti dobivene numeričkim modeliranjem strujanja kroz rotorsku rešetku

veličina	jedinica	Presjek (mjereno od korijena)		
		0	½ 1	1
w_{2t}	m/s	268,31	320,05	364,0
$w_{2,num}$	m/s	256,77	317,17	350,53
$\Psi_{R,num}$	-	0,957	0,991	0,963
$\zeta_{R,num}$	-	0,2072	0,0918	0,963
ζ_R	-	0,1972	0,0880	0,1810

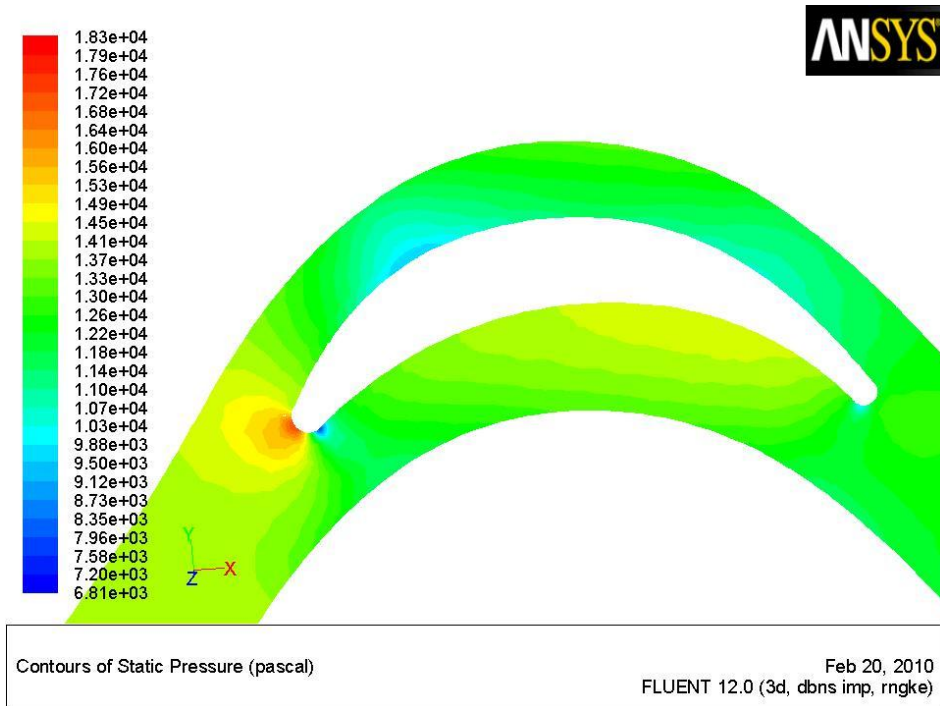
Razlika između vrijednosti koeficijenta gubitka rotorske rešetke korištene u termodinamičkom i aerodinamičkom proračunu ζ_R i vrijednosti koeficijenta gubitka rotorske rešetke $\zeta_{R,num}$ dobivene numeričkim modeliranjem iznosi od 5,1% do 6,1% ovisno o presjeku.



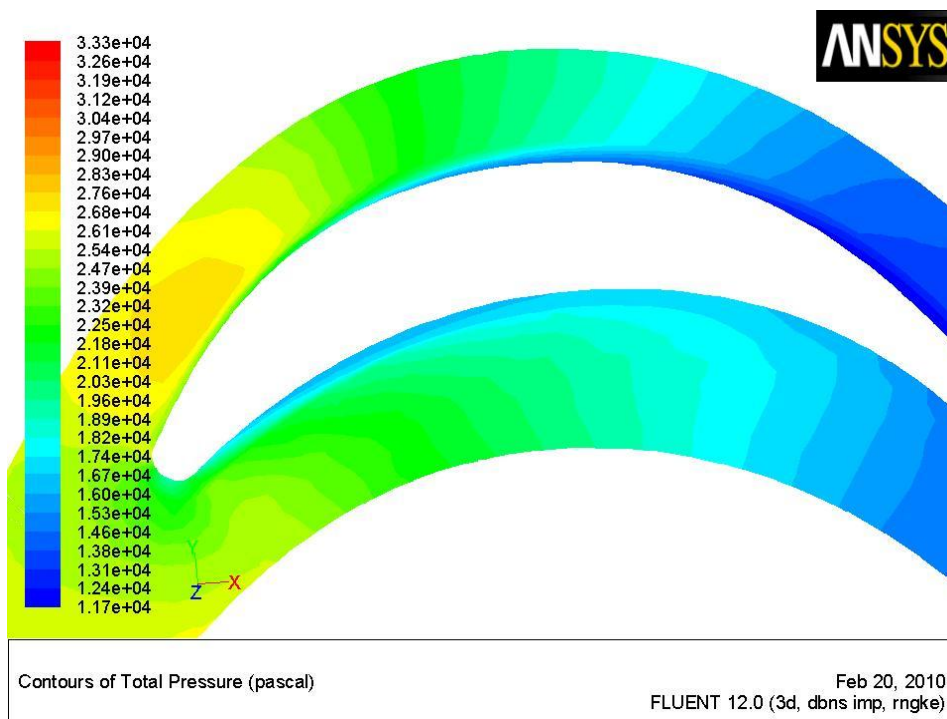
Slika 6.9. Prikaz vektora relativne brzine
za korijeni promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice



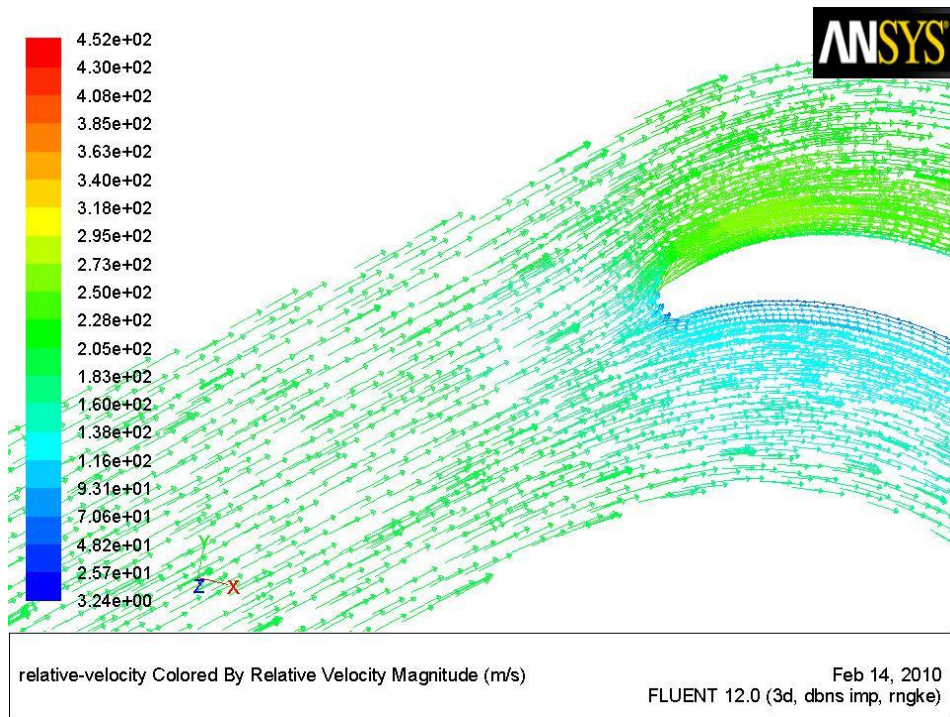
Slika 6.10. Prikaz vektora relativne brzine
za korijeni promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice



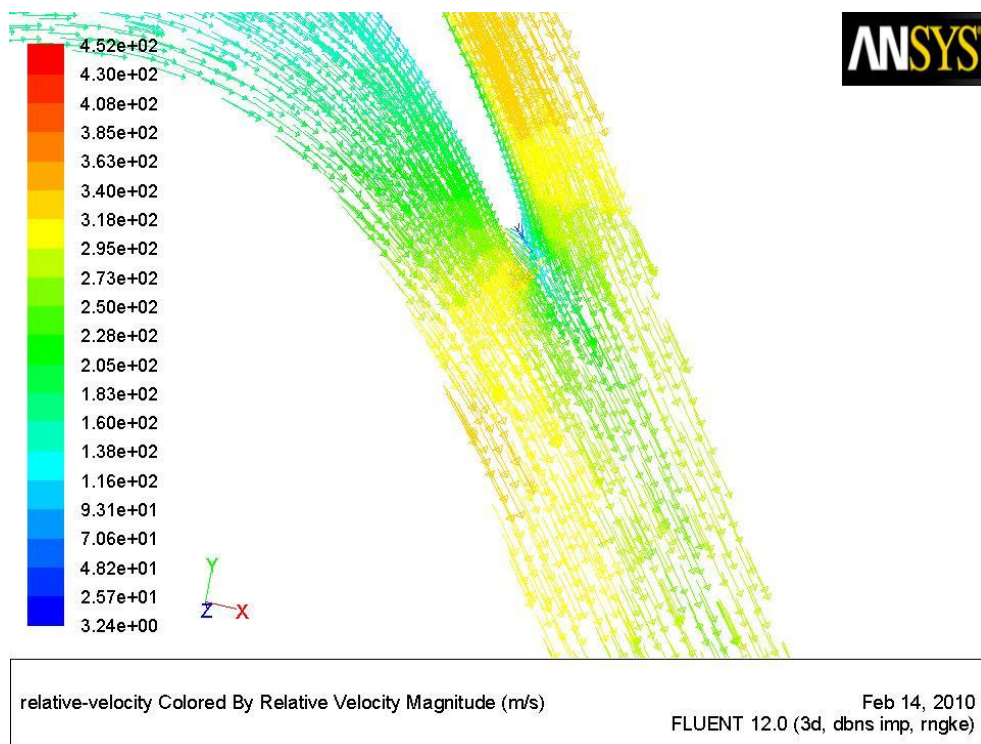
Slika 6.11. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na korijenom promjeru rotorske lopatice



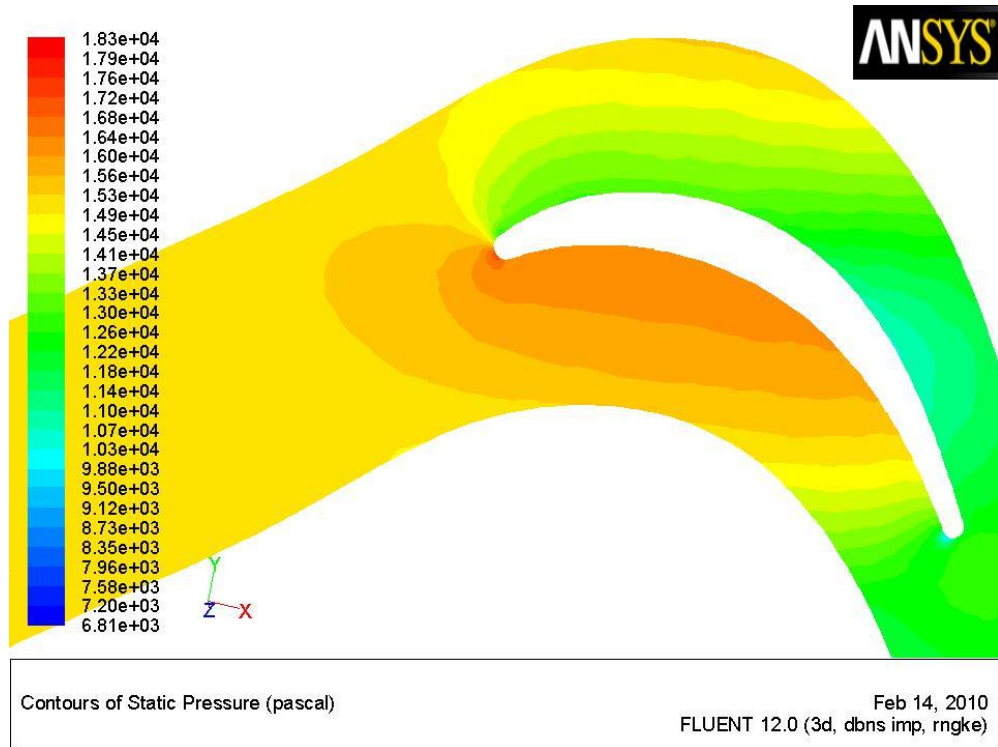
Slika 6.12. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na korijenom promjeru rotorske lopatice



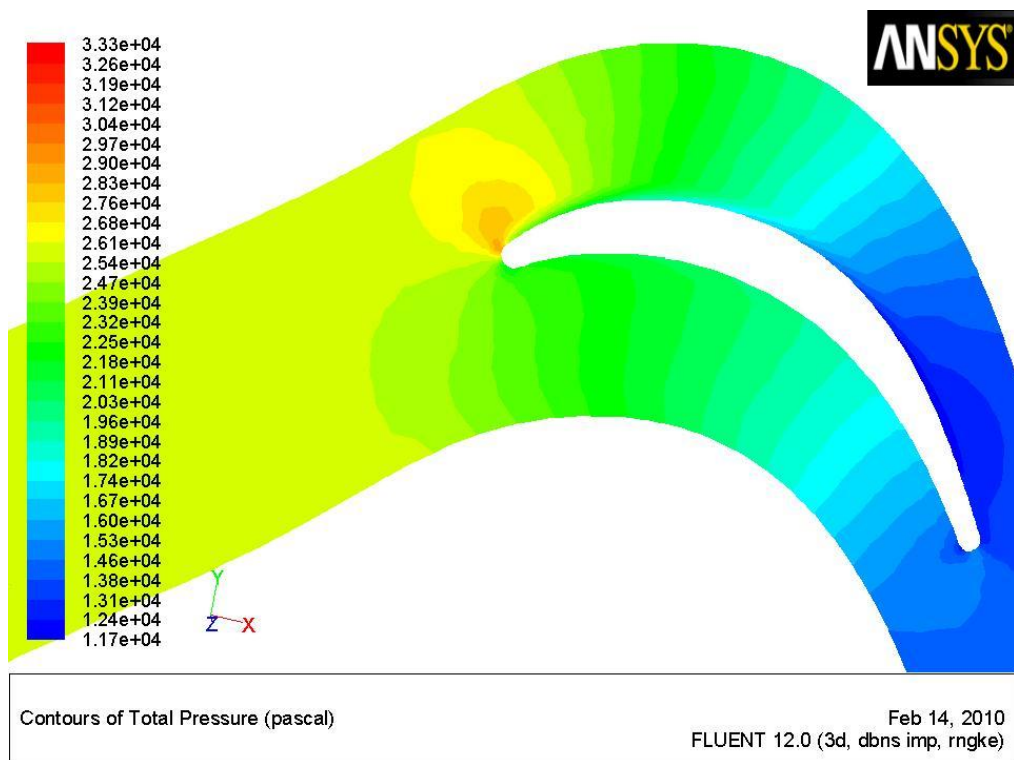
Slika 6.13. Prikaz vektora relativne brzine
za srednji promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice



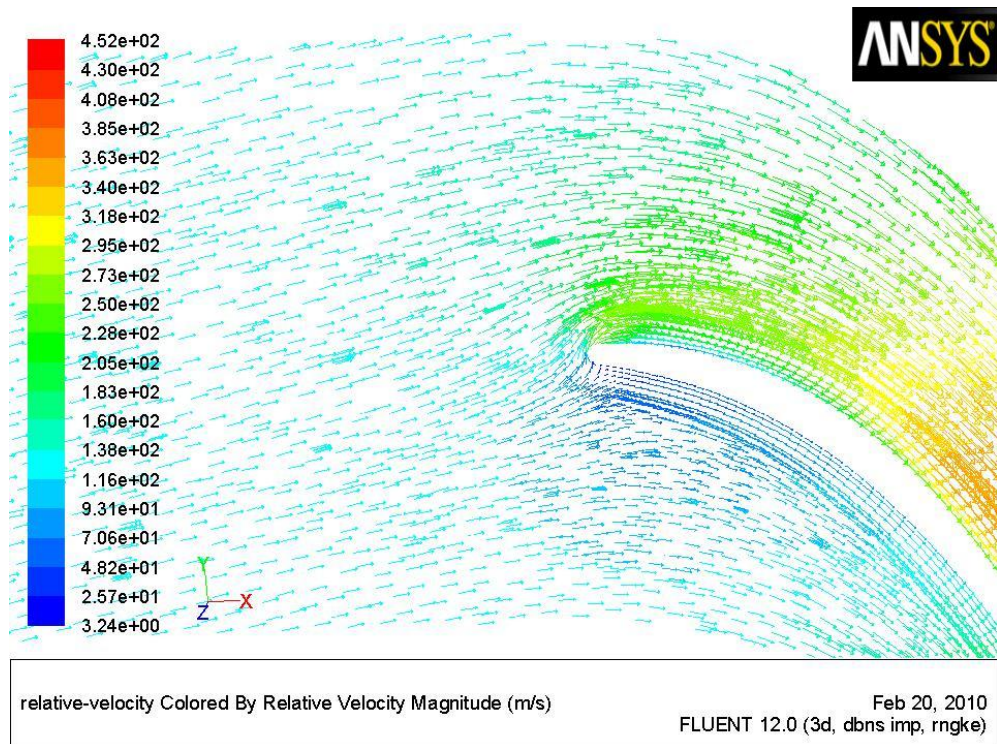
Slika 6.14. Prikaz vektora relativne brzine
za srednji promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice



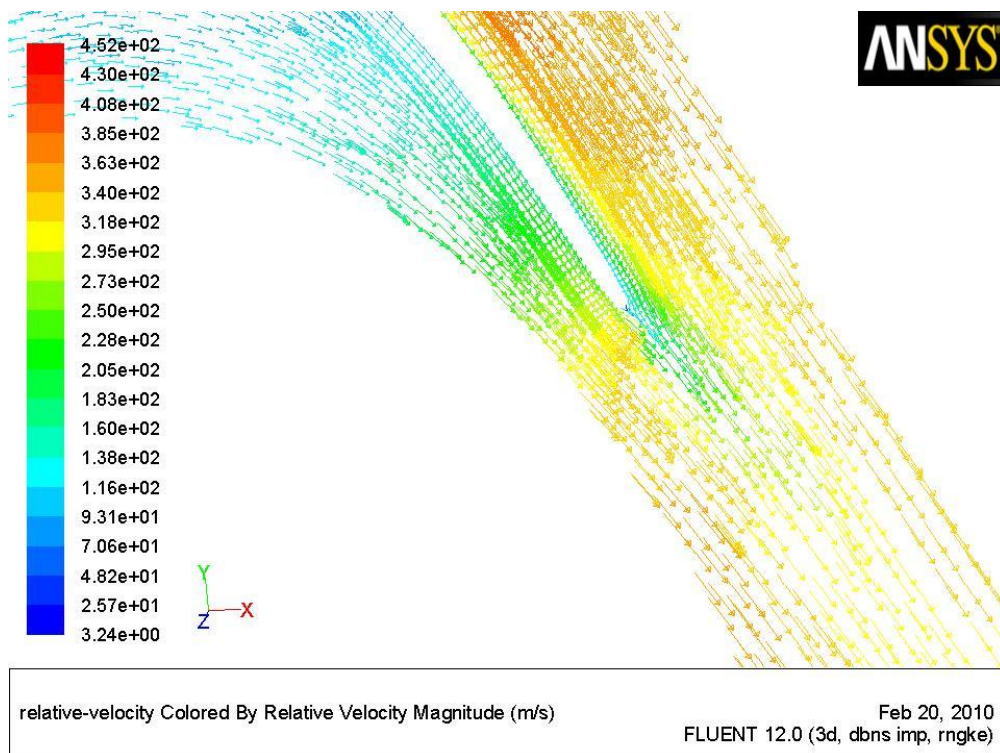
Slika 6.15. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na srednjem promjeru rotorske lopatice



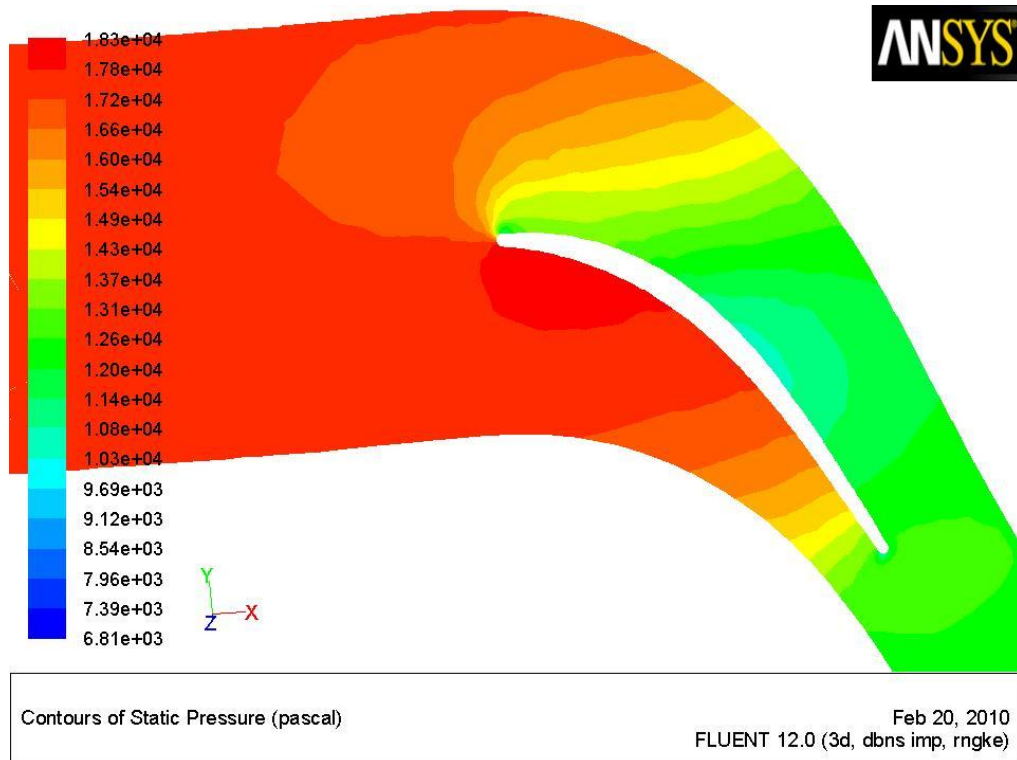
Slika 6.16. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na srednjem promjeru rotorske lopatice



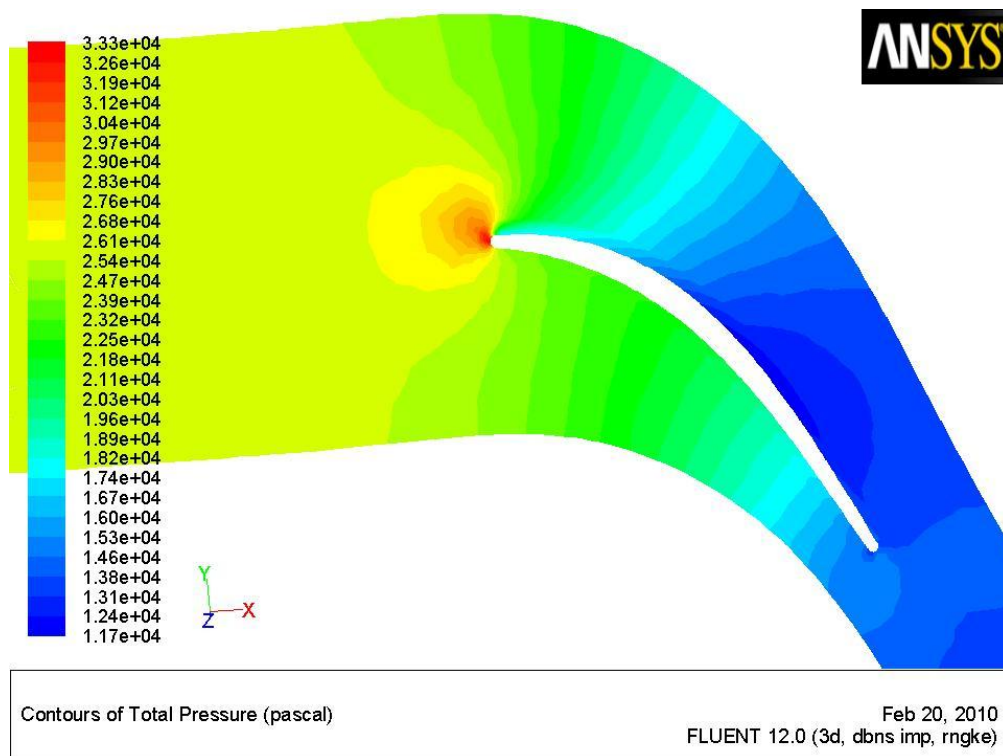
Slika 6.17. Prikaz vektora relativne brzine
za vanjski promjer na ulaznom bridu rotorske lopatice



Slika 6.18. Prikaz vektora relativne brzine
za vanjski promjer na izlaznom bridu rotorske lopatice



Slika 6.19. Prikaz raspodjele statičkog tlaka na vanjskom promjeru rotorske lopatice



Slika 6.20. Prikaz raspodjele totalnog tlaka na vanjskom promjeru rotorske lopatice

7. ZAKLJUČAK

Provedeni termodinamički i aerodinamički proračun toplifikacijske kondenzacijske parne turbine za zadane parametre pare na njezinom ulazu, koja radi u pretpostavljenoj optimalnoj toplinskoj shemi ciklusa kogeneracijskog postrojenja, daje da turbina ima dvadeset stupnjeva.

Prvi stupanj predstavlja regulacijsko kolo (dvostupni Curtis). Turbina ima četiri oduzimanja pare, od kojih je jedno regulirano za korisnike topline izvan postrojenja. Preostala tri neregulirana oduzimanja pare koriste se za regenerativno zagrijavanje napojne vode odnosno kondenzata, dok jedan dio neregulirano oduzete pare odlazi u otplinjač.

Na osnovi dobivenih rezultata iz provedenog termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna odabrane turbine, analitičkom metodom polinoma petog stupnja isprofilirane su rotorska i statorska lopatica, koja je također opisana u radu. Strujne karakteristike konstruiranih profila provjerene su numeričkim modeliranjem strujanja pomoću programskog paketa "FLUENT". Numerička analiza ukazuje na dobra opstrujavanja profila s radnim fluidom, tj. s malim gubicima. Na taj način možemo zaključiti da korištena analitička metoda profiliranja lopatica s polinomom petog stupnja daje gotovo aerodinamski savršene profile.

8. LITERATURA

- [1] Jukić P., Magistarski rad, Zagreb, 2005.
- [2] Frolov V., Steam and gas turbines, Moskva.
- [3] Elčić Z., Parne turbine, Karlovac, 1995.
- [4] Guzović Z., Podloge za vježbe iz predmeta TURBOSTROJEVI II, Zagreb, 1994.
- [5] Ščegljajev A. V., Parovi turbini, Moskva, 1976.
- [6] Dejč M. F., Filippov G. A., Atlas profilej rešetak osevih turbin, Moskva, 1976.
- [7] Guzović Z., Profiliranje protočnog dijela uz proračun čvrstoće impelera kompresora i rotora turbine turbomlaznog motora TM-140, Zagreb, 1997.
- [8] Tuković Ž., Magistarski rad, Zagreb, 2000.