

Modeliranje toplinskih naprezanja u rotoru industrijske parne turbine

Kovačić, Krešimir

Scientific master's theses / Magistarski rad

2011

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:868275>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-18**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MAGISTARSKI RAD

Krešimir Kovačić

Zagreb, 2011.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MAGISTARSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović, dipl. ing.

Pristupnik:

Krešimir Kovačić, dipl.ing.

Zagreb, 2011

Zahvala

Ovaj rad je izrađen na Zavodu za energetska postrojenja, energetiku i ekologiju Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu.

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Zvonimir Guzović, dipl. ing. za znanja prenesena tijekom dodiplomskog studija te na strpljivosti i pomoći tijekom izrade ovog rada na poslijediplomskom znanstvenom studiju. Bez njegovih komentara, savjeta, diskusija i razumijevanja za moje interese o znanosti koje je trebalo bezbroj puta usklađivati sa mojim životnim i radnim obvezama, izrada ovog rada bila bi nemoguća.

Posebno sam zahvalan dragom Bogu za obitelj koju mi je darovao; suprugu Lidiju, kćeri Mariju i Petru Piu te sina Jakova. Hvala im za svaki trenutak koji su odvojili i darovali za mene da bih se mogao posvetiti ovom radu. Bratu Berislavu i ocu Branku zahvaljujem na strpljivost i razumijevanju. Josipu i Miri puno hvala za svaku pomoć i brigu o mojoj obitelji.

Puno hvala prijateljima Emanuelu, Mariji i Riti na zauzimanju i brizi za sve moje potrebe prilikom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se svim kolegama i kolegicama na pomoći, razgovorima i savjetima u izradi ovog rada, a posebno Marku i Robertu.

Zagreb, Studeni 2011.

Krešimir Kovačić

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

- UDK : 621.165
- Ključne riječi : Akcijska parna turbina, rotor, toplinska naprezanja, promjenjivi režimi rada, analiza naprezanja
- Znanstveno područje : TEHNIČKE ZNANOSTI
- Znanstveno polje : STROJARSTVO
- Institucija u kojoj je rad izrađen : Fakultet strojarstva i brodogradnje,Zagreb
- Mentor rada : Dr.sc. Zvonimir Guzović, red.prof.
- Broj stranica : 245
- Broj slika : 50
- Broj tablica : 45
- Broj korištenih bibliografskih jedinica : 33
- Datum obrane :
- Povjerenstvo
 - 1) Dr.sc.Branimir Matijašević, red.prof. FSB Zagreb - predsjednik povjerenstva
 - 2) Dr.sc. Zvonimir Guzović, red.prof. FSB Zagreb - voditelj magistarskog rada
 - 3) Dr.sc.Damir Jelaska, red.prof. FESB-a, Split - član povjerenstva
- Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje,Zagreb



Zagreb, 29.06.2004.

Zadatak za magistarski rad

Kandidat: Krešimir Kovačić, dipl. inž. strojarstva

Naslov zadatka: **Modeliranje toplinskih naprezanja u rotoru industrijske parne turbine**

Sadržaj zadatka:

Korištenje industrijskih parnih turbina u procesnim postrojenjima za mehanički pogon ili pogon električnih generatora je karakterizirano potrebom za visokom elastičnošću pogona što podrazumijeva veći broj pokretanja, zaustavljanja i promjene snage tijekom životnog vijeka. Promjene snage i protoka pare dovode do promjene veličina stanja radnog fluida u pojedinim stupnjevima, a time i njihovih aerodinamičkih karakteristika. U takovim promjenjivim radnim režimima u rotorima parnih turbina mogu se pojaviti veliki, prostorno i vremenski ovisni temperaturni gradijenti, koji rezultiraju visokim toplinskim naprezanjima, odn. povećanim lokalnim koncentracijama naprezanja, što ima negativni utjecaj na životni vijek rotora, i u najgorem slučaju mogu uzrokovati havariju čitave turbine.

U magistarskom radu potrebno je:

- dati prikaz uvjeta rada akcijske, jednokućišne, industrijske, kondenzacijske, oduzimne parne turbine u promjenjivim radnim režimima a koji su relevantni za temperaturna polja i naprezanja u rotoru;
- definirati toplinske i mehaničke rubne uvjete potrebne za provođenje analize temperaturnih polja i naprezanja u rotoru;
- izraditi numerički model rotora parne turbine i provesti analizu temperaturnih polja i naprezanja;
- temeljem dobivenih rezultata proračuna ocijeniti utjecaj promjenjivih režima na temperaturna polja i naprezanja rotora, te komentirati režime pokretanja, promjene snage i zaustavljanja.

Zadatak zadan: 06.07.2004.

Rad predan:

Mentor:

Doc.dr.sc. Zvonimir Guzović

STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
POSUJEDIPLOMSKA
STUDIJA
FAKULTETA
SVEUCILISTA U ZAGREBU

Predsjednik Odbora za
poslijediplomske studije:
Prof.dr.sc. Božo Vranješ

Voditelj smjera:

Prof.dr.sc. Mladen Andrassy

SADRŽAJ

<u>SADRŽAJ</u>	I
<u>POPIS SLIKA</u>	III
<u>POPIS TABLICA</u>	III
<u>POPIS OZNAKA</u>	VII
<u>SAŽETAK</u>	X
1. UVOD	1
2. RADNI UVJETI INDUSTRIJSKIH PARNIH TURBINA.....	5
2.1. Opći zahtjevi konstrukcije industrijskih parnih turbina	5
2.2. Upuštanje industrijske parne turbine u rad.....	8
2.3. Dijagram upuštanja industrijske parne turbine.....	11
3. METODE ANALIZE.....	21
4. RJEŠAVANJE ZADATKA PROVOĐENJA TOPLINE PRIMJENOM NUMERIČKE ANALIZE.....	37
4.1. Osnovni zakon provođenja topline	39
4.2. Diferencijalni oblik jednadžbe provođenja topline.....	43
4.3. Integralni oblik jednadžbe provođenja topline	47
4.4. Varijacijska formulacija provođenja topline	49
4.5. Jednoznačnost rješenja provođenja topline	53
4.6. Formulacija metode konačnih elemenata.....	57
5. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE, TE PROMJENJIVOG REŽIMA KAO PODLOGA ZA DEFINIRANJE TOPLINSKIH RUBNIH UVJETA	62
5.1. Termodinamički i aerodinamički proračun nominalnog (projektnog) režima	63
5.1.1. Algoritam termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna regulacijskog stupnja	63
5.2. Vanprojektne režimi rada višestupnih turbina	72
5.2.1. Regulacija snage turbine	72
5.2.2. Zavisnost između protoka i parametara radnog fluida u stupnjevima	73
5.2.3. Rad višestupanjske turbine na promjenjivim režimima	77
5.2.4. Proračun pokazatelja ekonomičnosti turboagregata na promjenjivim režimima ..	91
5.3. Algoritam proračuna za vanprojektne režime rada.....	93
6. PRIJELAZ TOPLINE NA ROTORU PARNE TURBINE.....	97
6.2. Prijelaz topline u rešetkama lopatica	101
6.3. Prijelaz topline na diskovima rotora	117
6.4. Prijelaz topline u labirintnim brtvama	129
6.5. Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za nominalni i vanprojektne režime ..	138
6.5.1. Rotorske rešetke.....	138

6.5.2.	Proračun prijelaza topline u labirintnim brtvama	141
6.5.3.	Proračun prijelaza topline na rubnim plohama diskova.....	142
6.5.4.	Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za nominalni radni režim (Točka 4.) 147	
6.5.5.	Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režime	147
7.	ANALIZA REZULTATA PRORAČUNA	148
7.1.	Radne točke iz dijagrama režima za koje je vršen proračun	149
7.2.	Proračunska točka 1. (5MW).....	154
7.3.	Proračunska točka 2. (10MW).....	160
7.4.	Proračunska točka 3. (20MW).....	165
7.5.	Proračunska točka 4. (35MW).....	170
8.	ZAKLJUČAK.....	175
9.	PRILOG.....	179
9.2.	Rezultati uz poglavlje 5.4.1. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektne radne režima (Točka 1.).....	184
9.3.	Rezultati uz poglavlje 5.4.2. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektne radne režima (Točka 2.).....	188
9.4.	Rezultati uz poglavlje 5.4.3. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektne radne režima (Točka 3.).....	192
9.5.	Rezultati uz poglavlje 6.5.4. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za nominalni radni režim (Točka 4.)	196
9.6.	Rezultati uz poglavlje 6.5.5.1. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režim (Točka 1.)	211
9.7.	Rezultati uz poglavlje 6.5.5.2. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režim (Točka 2.)	216
9.8.	Rezultati uz poglavlje 6.5.5.3. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režim (Točka 3.)	221

POPIS SLIKA

Slika 1.	Upuštanje turbine u pogon u ovisnosti o vremenu zastoja [6].....	8
Slika 2.	Dijagram opterećenja turbine u ovisnosti o vremenu zastoja, [6].....	11
Slika 3.	Dijagram dozvoljenih temperaturnih razlika gornjeg T_{s5} i donjeg T_{s6} kućišta, [6]	12
Slika 4.	Dijagram dozvoljenih temperaturnih razlika stjenke ulaznog kućišta i kućišta $T_{s2}=f(T_{s1})$, [6].....	12
Slika 5.	Dijagram zavisnosti dozvoljenog opterećivanja o temperaturi prirubnice kućišta i temperaturi svježe pare (t_0 - temperatura svježe pare), [6].....	15
Slika 6.	Presječni crtež objekta analize- parne turbine 35MW.....	36
Slika 7.	Raspodjela temperature unutar nekog tijela	42
Slika 8.	Elementarni volumen	44
Slika 9.	Raspodjela temperatura	48
Slika 10.	Rubni uvjet četvrte vrste.....	56
Slika 11.	Rekonstruirana linija ekspanzije	71
Slika 12.	Uz određivanje specifičnih volumena u stupnjevima kod promjenjivih režima....	75
Slika 13.	Proces ekspanzije u višestupanjskoj turbini u h-s dijagramu:	78
Slika 14.	Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{srR0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti regulacijskog stupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica	81
Slika 15.	Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{srR0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti međustupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica	83
Slika 16.	Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{srR0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti posljednjeg stupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica	83
Slika 17.	Proračunske efektivne i unutarnje iskoristivosti na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica.....	84
Slika 18.	Eksperimentalne zavisnosti unutarnje i efektivne iskoristivosti.....	85
Slika 19.	Faktor praznog hoda jednokućišne turbine.....	86
Slika 20.	Promjena procesa ekspanzije radnog fluida kod turbine u slučaju regulacije prigušivanjem.....	87
Slika 21.	Relativna promjena efektivne i unutarnje iskoristivosti u zavisnosti o snazi kod regulacije prigušivanjem.....	89
Slika 22.	Tehničko eksploatacijski pokazatelji na promjenjivim režimima.....	90
Slika 23.	Najčešći zadaci za čije je rješenje potrebno određivanje toplinskog i napregnuto - deformabilnog stanja sklopova i elemenata turbina (tj. temperaturnih polja i s njima povezanih c) što iziskuje poznavanje toplinskih rubnih uvjeta (tj. koeficijenata prijelaza topline).....	99
Slika 24.	Načini određivanja koeficijenata konvektivnog prijelaza topline.....	101
Slika 25.	Uz prijelaz topline u rešetkama lopatica:	104
Slika 26.	Shematski prikaz strujanja kod slobodno rotirajućeg diska i sustava rotor - stator	117
Slika 27.	Osnovni tipovi labirintnih brtvi koji se susreću kod parnih i plinskih turbina	129
Slika 28.	Karakter strujanja kod različitih tipova labirintnih brtvi.....	131
Slika 29.	Duljina područja stabilizacije za različite tipove brtvi.....	132
Slika 30.	Promjena vrtloga toka kod strujanja između diska i kućišta od središta k periferiji	144

Slika 31.	Promjena vrtloga toka kod strujanja između diska i kućišta od periferije k središtu	146
Slika 32.	Dijagram režima rada parne turbine 35 MW	150
Slika 33.	Dijagram upuštanja turbine u pogon	153
Slika 34.	Dijagram opterećivanja turbine.....	153
Slika 35.	Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti.....	156
Slika 36.	Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje	157
Slika 37.	HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	158
Slika 38.	Detalj rotora; a)Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b)Ukupni temperaturni gradijent, c)Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d)HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	159
Slika 39.	Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti.....	161
Slika 40.	Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje	162
Slika 41.	HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	163
Slika 42.	Detalj rotora; a)Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b)Ukupni temperaturni gradijent, c)Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d)HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	164
Slika 43.	Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti.....	166
Slika 44.	Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje	167
Slika 45.	HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	168
Slika 46.	Detalj rotora; a)Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b)Ukupni temperaturni gradijent, c)Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d)HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	169
Slika 47.	Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i ukupni temperaturni gradijent.....	171
Slika 48.	Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i brzine.....	172
Slika 49.	HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	173
Slika 50.	Detalj rotora; a)Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b)Ukupni temperaturni gradijent, c)Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d)HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje	174

POPIS TABLICA

Tablica 1. Zahtjevi na konstrukcijske dijelove turbine s obzirom na životni vijek i zahvati pri održavanju u smislu produljenja životnog vijeka [5]	6
Tablica 2. Radne točke proračuna	95
Tablica 3. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) duž cijelog profila lopatica, dobivene sistematizacijom u [23].....	106
Tablica 4. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) duž cijelog profila uz uzimanje u obzir utjecaja geometrije kaskade na karakteristike toka u faktoru c i eksponentu n , dobivene sistematizacijom u , [23].....	109
Tablica 5. Pojedinačne korelacije za izračun „lokalne“ srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na ulaznom bridu profila lopatice, dobivene sistematizacijom u , [23].....	111
Tablica 6. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na izlaznom bridu profila lopatice, dobivene sistematizacijom u , [23].....	112
Tablica 7. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na cilindričnim stijenkama međulopatičnih kanala, dobivene sistematizacijom u , [23].....	115
Tablica 8. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u turbinskim rešetkama iz rada, [23].....	116
Tablica 9. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na slobodno rotirajućem disku	120
Tablica 10. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u otvorenim sustavima rotor - stator bez protočnog strujanja	122
Tablica 11. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline korelacije) u otvorenim sustavima rotor - stator uz protočno strujanje od središta k periferiji	124
Tablica 12. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na disku s rotirajućim deflektorom odn. na korotirajućim diskovima.....	126
Tablica 13. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na statoru nasuprot rotirajućem disku.....	127
Tablica 14. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) kod slobodno rotirajućeg diska i sustava rotor – stator iz rada, [23].....	128
Tablica 15. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u ravnim labirintnim brtvama	135
Tablica 16. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u stupnjevitim labirintnim brtvama	136
Tablica 17. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) za ravne i stupnjevite labirintne brtve iz rada, [23]	137
Tablica 18. Utjecajni koeficijenti prijelaza topline zbog rotacije	141

Tablica 19. Radne točke proračuna	152
Tablica 20. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja.....	181
Tablica 21. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	182
Tablica 22. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	183
Tablica 23. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja.....	185
Tablica 24. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	186
Tablica 25. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	187
Tablica 26. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja.....	189
Tablica 27. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	190
Tablica 28. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	191
Tablica 29. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja.....	193
Tablica 30. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	194
Tablica 31. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja	195
Tablica 32. Termodinamičke veličine po pojedinim stupnjevima turbine	197
Tablica 33. Termodinamičke veličine za proračune prijelaza topline u lopaticama i brtvama	199
Tablica 34. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9.....	201
Tablica 35. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21	203
Tablica 36. Koeficijenti prijelaza topline u međustepenim brtvama.....	205
Tablica 37. Koeficijenti prijelaza topline u vanjskim brtvama.....	206
Tablica 38. Koeficijenti prijelaza topline, lijeva strana diskova.....	207
Tablica 39. Koeficijenti prijelaza topline, desna strana diskova.....	209
Tablica 40. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9.....	212
Tablica 41. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21	214
Tablica 42. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9.....	217
Tablica 43. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21	219
Tablica 44. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9.....	222
Tablica 45. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21	224

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	m^2/s	Temperaturna vodljivost
A	m^2	Površina
α	$^\circ$	Kut toka fluida
b	m	Tetiva profila
b_0	m	Širina rešetke
β	$^\circ$	Kut toka fluida
c	m/s	Apsolutna brzina
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
d	m	Promjer
d	m	Zazor labirintne brtve
D	kg/s	Maseni protok
δ	-	Debljina graničnog sloja
δ	$^\circ$	Kut otklona toka fluida
Δh	J/kg	Toplinski pad
E	Pa	Modul elastičnosti
ε	-	Toplinska dilatacija
F	m^2	Površina
ϕ	-	Koeficijent brzine za statorsku rešetku
h	J/kg	Specifična entalpija
η	-	Iskoristivost
H	W/m^2	Vektor toplinskog toka
i	$^\circ$	Napadni kut toka fluida
k	-	Korekcionni faktor ravne brtve
K_v	-	Kinematski koeficijent momenta otpora trenja
ζ	-	Gubitak uslijed trenja
L	m	Karakteristična duljina
λ	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti
μ	Pa·s	Dinamička viskoznost
ν	m^2/s	Kinematička viskoznost
ν	-	Poisson-ov koeficijent
ω	s^{-1}	Kutna brzina vrtnje
p	Pa, bar	Tlak
q	W/m^2	Gustoća toplinskog toka
Q	J	Toplina
\dot{Q}	W	Toplinski tok
\dot{Q}_b	m^3/s	Volumni protok kroz brtvu
Π	-	Varijacioni funkcional
Ψ	-	Koeficijent brzine za rotorsku rešetku
r	m	Polumjer
R	-	Faktor rekuperacije
R	-	Reaktivnost
ρ	kg/m^3	Gustoća

Oznaka	Jedinica	Opis
s	J/kgK	Specifična entropija
s	m	Udaljenost između brtvenih šiljaka
S	m ²	Površina
σ	Pa	Naprezanje
t	s	Vrijeme
t	-	Korak rešetke
T	K	Temperatura
θ	°C	Temperatura
U	m/s	Obodna brzina
v	m ³ /kg	Specifični volumen
V	m ³	Volumen
w	m/s	Relativna brzina
x	m	Prostorna koordinata
x	-	Bezdimenzionalna koordinata položaja
y	m	Prostorna koordinata
y	-	Vlažnost
z	m	Prostorna koordinata
ζ	-	Koeficijent zakretanja toka

Donji indeksi	
Oznaka	Opis
00	Ulaz u turbinu ispred regulacionog ventila
0	Ulaz u stupanj
1	Izlaz iz statorske rešetke i ulaz u rotorsku rešetku
2	Izlaz iz rotorske rešetke i stupnja
eqv	Ekvivalentna vrijednost
f	Fiktivna vrijednost
g	Vrijednost gubitka
is	Izentropska vrijednost
izl	Izlazna vrijednost
k	Kritična vrijednost
L	Lokalna vrijednost
R_1	Prva rotorska rešetka dvostepenog regulacionog kola
R_2	Druga rotorska rešetka dvostepenog regulacionog kola
SAP	Sapnice dvostepenog regulacionog kola
SL	Skretne lopatice dvostepenog regulacionog kola
sr	Srednja vrijednost
t	Teoretska vrijednost
tr	trenje

Bezdimenzionalne značajke	
Oznaka	Opis
$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}$	Reynolds-ova značajka
$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	Nusselt-ova značajka
$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$	Prandtl-ova značajka
Dijakritičke oznake	
Oznaka	Opis
*	Vrijednost u izvanprojektnim režimima rada
-	Osrednjene vrijednosti
^	Vrijednosti u čvorovima konačnih elemenata
'	Vrijednosti vezane uz geometriju profila lopatica
a	Apsolutna vrijednost od a
<a>	Red-vektor a
{a}	Stupac-vektor a
[a]	Matrica a

SAŽETAK

U ovom je magistarskom radu analiziran rad industrijske parne turbine u promjenjivim režimima rada kroz nekoliko karakterističnih radnih točaka. U okviru rada dane su osnove provođenja topline koje su bile nužne za razumijevanje toplinskih pojava u rotoru. Također su opisane i danas najčešće metode analize.

Karakteristične radne točke obuhvatile su bitne promjene protoka pare i snage turbine. Analiza toplinski-napregnutog stanja provedena je na računalu pomoću korisničkog programa baziranog na metodi konačnih elemenata (FEM, eng. finite elements methods). Da bi se mogla provesti analiza potrebno je definirati prije svega toplinske i mehaničke rubne uvjete o čijoj točnosti zavise i rezultati proračuna. Fizikalni model promatranog rotora je osnosimetrični uz tehnički opravdana pojednostavljenja samog modela, a sama analiza je provedena pomoću namjenskog programa za metodu konačnih elementa.

Toplinski rubni uvjeti su određeni korištenjem korelacija za proračun prijelaza topline na pojedinim dijelovima analiziranog rotora parne turbine. Za njihov proračun je prethodno bilo potrebno izraditi termo i aerodinamički proračun nominalnog režima rada turbine kao i promjenjivih režima. Promjenjivi režimi rada popraćeni su značajnim prostornim i vremenskim promjenama. Proračun nominalnog režima rada, vanprojektnih režima i koeficijenata prijelaza topline dani su u radu. Mehanički rubni uvjeti definirani su iz dostupne dokumentacije i podataka eksploatacije parne turbine krajnjeg korisnika.

Analizom dobivenih rezultata temperaturnih polja i naprezanja u rotoru procijenjena je prihvatljivost postojeće konstrukcije rotora parne turbine. Dobiveni rezultati analize o toplinsko-napregnutom stanju rotora turbine tijekom promjenjivog režima rada daju: dobru podlogu za razmatranja o načinu eksploatacije turbine s obzirom da su u pojedinim dijelovi rotora izloženi povećanim toplinskim i mehaničkim naprezanjima; informacije o mjestima pojave pukotina i ukazuju na dijelove rotora koji trebaju biti podvrgnuti prikladnim metodama kontrole bez razaranja tijekom aktivnosti povezanih s održavanjem rotora.

ABSTRACT

This Master Thesis analyze transient operating conditions of industrial steam turbine in few characteristic operating points. Within this work are given basics of heat transfer which were necessary for understanding heat transfer phenomena in steam turbine rotor. Today most used methods are given and described.

Characteristic operating points covers all major changes of the steam flow as well as power output of steam turbine. Analysis of heat-stress load was done using FEM, finite elements method software. Precondition for this analysis was definition of thermal and mechanical boundary conditions upon which accuracy depends final results of analysis. Physical model of subject rotor is two-dimensionally organized axisymmetric one including technically approved simplifications and using specific finite element method software for analysis.

Heat transfer boundary conditions are determined by means of correlations for heat transfer on particular parts of subject steam turbine rotor. For heat transfer calculation was required to develop thermodynamic and aerodynamic calculus for design output steam turbine operating condition as well as for transient operating conditions. Transient operating conditions are followed by significant space and time dependent fluctuations. Design output steam turbine calculation together with off design transient condition is given in this Master Thesis. Mechanical boundary conditions are determined by means of end user available documentation and from real machine operating data.

Analysis of obtained results of temperature field and stress in the subject rotor as a result provided validation and verification of rotor design. Heat-stress load analysis results about steam turbine rotor during transient operating condition gives: satisfactorily support for further discussion about way of operating of the steam turbine considering parts of the rotor that are exposed to increased thermal and mechanical stress; information about susceptible rotor positions for crack initiation and development that may be qualified for further non destructive testing checks during regular maintenance activities in outages.

1. UVOD

Industrijske parne turbine su turbostrojevi koji toplinsku energiju pare pretvaraju u mehanički rad potreban ili za pogon električnih generatora u industrijskim energanama ili za mehanički pogon radnih strojeva kao što su pumpe, ventilatori i turbokompresori. One se razlikuju od tipova turbina u termoelektranama i po snazi i po načinu gradnje. U istu skupinu svrstavaju se i turbine javnih termoelektrana-toplana (kogeneracijskih postrojenja), koje daju električnu energiju elektroenergetskom sustavu, a ogrjevnu paru ili za tehnološke potrebe ili sustavu za grijanje nekog naseljenog područja.

U industrijska postrojenja i javne toplane ugrađuju se svi tipovi stacionarnih turbina: kondenzacijske turbine, protutlačne turbine, te protutlačne i kondenzacijske turbine s oduzimanjem (ili oduzimanjima) pare.

Jedinične snage industrijskih turbina za pogon električnih generatora mogu biti različite, od nekoliko stotina kW do nekoliko desetaka MW što zavisi o namjeni jedinice. Prema podacima proizvođača turbina najčešće se ugrađuju jedinice snage do 10 MW. Velike jedinične snage karakteristične su za javne elektrane-toplane velikih gradova u krajevima s hladnim podnebljem.

Brzina vrtnje rotora industrijskih turbina zavisi o načinu prijenosa snage. Pri izravnom pogonu generatora dolaze u obzir samo brzine vrtnje od 50 s^{-1} kada elektroenergetski sustav ima frekvenciju od 50 Hz, odnosno 60 s^{-1} pri frekvenciji sustava od 60 Hz. Za izravni pogon generatora primjenjuju se turbine većih jediničnih snaga, kod kojih su niže brzine vrtnje povoljnije radi lakšeg savladavanja centrifugalnih sila razmjerno visokih (dugačkih) lopatica. Kada je jedinična snaga agregata malena, skoro uvijek se između turbine i generatora ugrađuje reduktor brzine vrtnje. U tom se slučaju generator može vrtjeti s 25, 30, 50 ili 60 s^{-1} , zavisno o frekvenciji mreže i broju pari polova generatora. Turbina se vrti znatno brže, od 100 do 500 s^{-1} , [1].

Industrijske turbine su pretežno jednokućišne, samo jedinice najveće snage, ugrađene u javne elektrane-toplane mogu imati dva pa i tri kućišta s dvostrujnim niskotlačnim dijelom. Parametri svježeg pare (tlak i temperatura) općenito su niži od onih kod turbina u termoelektranama, no to zavisi o tipu i veličini svake jedinice. Međupregrijavanje se

primjenjuje samo kod velikih blokova javnih elektrana-toplana. Para za pogon industrijskih parnih turbina proizvodi se pomoću parnih kotlova loženih fosilnim gorivom (ugljen, prirodni plin, mazut).

Oduzimanja pare iz turbine primjenjuju se kod mnogih industrijskih turbina. Pri tome se razlikuju oduzimanja pare za potrebe zagrijavanja unutar bloka - zagrijavanja napojne vode (kondenzata) ili tekućeg goriva, od oduzimanja za potrebe zagrijavanja u tehnološkom dijelu tvornice. Turbine iz kojih se para oduzima samo za potrebe bloka smatraju se zapravo turbinama bez oduzimanja pare – kondenzacijske i protutlačne turbine. Naprotiv, ako se iz turbine oduzimaju znatne količine pare za potrebe grijanja izvan energane, takva se turbina svrstava u jedinicu s oduzimanjem (ili oduzimanjima)– kondenzacijske i protutlačne turbine s oduzimanjem (ili oduzimanjima) pare.

Izlazna para industrijskih turbina može se odvoditi u kondenzator i tamo kondenzirati putem hlađenja rashladnom vodom. U tom se slučaju gubi toplina sadržana u izlaznoj (ispušnoj) pari, kao i kod kondenzacijskih turbina u termoelektranama. Mnogo je povoljnije ako ispušna para služi za zagrijavanje jer u tom slučaju izostaje gubitak topline na okoliš, a to je najveća moguća ušteda topline koja proizlazi iz zajedničke proizvodnje toplinske i električne energije (kogeneracija). Osim za pokretanje električnih generatora, industrijske parne turbine se primjenjuju za pogon radnih strojeva kao što su pumpe, ventilatori i turbokompresori. Jedinice za tu namjenu su pretežno manjih snaga, ali je njihova ugradnja prilično česta, te su se neki od proizvođača parnih turbina specijalizirali samo za proizvodnju takvih strojeva.

Pri pogonu pumpi, ventilatora i turbokompresora skoro uvijek se javlja kao jeftinija i pristupačnija varijanta primjena pogona s elektromotorom. Međutim, u procesnoj industriji postoje neke povoljne okolnosti koje opravdavaju primjenu parnih turbina za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora. Postojanje parnog postrojenja iz kojeg se može dobiti para za pogon turbina, pogon dvaju istovjetnih radnih strojeva s pogonom iz različitih energetskih izvora (parna turbina i elektromotor) iz sigurnosnih razloga, pogon strojeva uz promjenjivu brzinu vrtnje, pogon strojeva uz izuzetno veliku brzinu vrtnje, pogon strojeva u eksplozivnoj sredini, sve su to povoljne okolnosti koje opravdavaju primjenu parne turbine za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora. I konačno, kada pogonski stroj treba imati vrlo veliku jediničnu snagu, to jest nekoliko MW i veću, parna turbina je najpovoljnija. Iz svega prethodnog se može zaključiti da je ovo područje primjene parnih turbina široko.

Jedinična snaga neke parne turbine za pogon pumpe, kompresora ili sličnog radnog stroja mora biti primjerena radnom stroju kojeg pogoni i to s određenom rezervom. Drugim riječima, maksimalna efektivna snaga turbine uz nominalne parametre pare mora biti nešto veća od potrebe snage za pogon radnog stroja u njegovom maksimalnom režimu. Time se osigurava dovođenje pogonske mehaničke energije radnom stroju u cijelom području njegovog djelovanja.

Područje jediničnih snaga turbina za pogon pumpi, turbokompresora i sličnih radnih strojeva počinje s oko 25 kW. Najširu primjenu imaju jedinice snage oko 500 kW, koje pretežno pogone različite pumpe. Strojevi jediničnih snaga od 0,5 do 10 MW pogone napojne pumpe i različite turbokompresore. Još veći strojevi pogone velike turbokompresore u petrokemijskoj industriji. Gornja granica je oko 50 MW. Za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora pretežno se primjenjuju protutlačne i kondenzacijske turbine bez oduzimanja pare.

Način gradnje turbina primjeren je jediničnoj snazi, vrsti i namjeni. Jednostupna izvedba se primjenjuje za manje snage. Uglavnom su to akcijske turbine. Višestupna izvedba češća je kod strojeva veće snage. Višestupne turbine izvode se bilo kao akcijske bilo kao reakcijske. Kondenzacijske turbine velike jedinične snage izvode se isključivo kao višestupne. Skoro sve jedinice imaju jedno kućište, s jednim tokom pare.

Stanja ulazne pare su različita i prilagođavaju se prvenstveno općim koncepcijama parnog postrojenja u koje se turbina ugrađuje, a ne jediničnoj snazi turbine. Tako se na primjer turbine za pogon napojnih pumpi u industrijskoj termoelektrani-toplani pogone parom koja se oduzima iz glavne turbine za pogon generatora. Međupredgrijavanje pare se ne primjenjuje. Protutlak kod protutlačnih jedinica određen je zahtjevima potrošača pare za zagrijavanje, a najčešće je od 0,4 do 1,2 MPa.

Tlak na izlazu iz turbine kod kondenzacijskih jedinica zavisi o mnogo faktora – vrsti i smještaju kondenzacijskog postrojenja, izboru medija za hlađenje (voda ili zrak), temperaturi medija za hlađenje, dakle uvjetima okoliša, raspoloživoj količini vode za hlađenje, itd.

Brzina vrtnje turbina za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora prvenstveno zavisi o traženoj brzini vrtnje pogonjenog stroja. Kada radni stroj zahtijeva izuzetno visoku brzinu vrtnje (125 do 500 s^{-1}), vratila turbine i radnog stroja se izravno spajaju, pa se turbina vrti istom brzinom kao i radni stroj, bez obzira na jediničnu snagu i druge značajke agregata. Isto

pravilo vrijedi i u području nižih brzina radnih strojeva (od 50 do 125 s⁻¹), ako je pogonska turbina veće snage. U istom području brzina vrtnje (od 50 do 125 s⁻¹), ako je pogonska turbina male snage (ispod 2 MW), preporučuje se izbor turbine sa većom brzinom vrtnje (od 165 do 500 s⁻¹) i ugradnja zupčastog reduktora između turbine i radnog stroja. I konačno, ako se radni stroj vrti s brzinom vrtnje od 50 s⁻¹ ili nižom, uvijek se odabire viša brzina vrtnje turbine, bez obzira na jediničnu snagu, i ugrađuje se reduktor između turbine i radnog stroja. Sve prethodno izneseno o izboru brzine vrtnje temelji se na statističkim podacima iz prakse i nema značenja krutog pravila, te su mogući izuzeci. Međutim, može se zaključiti da se skupina turbina za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora vrti s razmjerno velikim brzinama vrtnje, koje su pogodne i za rotacijske radne strojeve i za parne turbine manjih jediničnih snaga. Nadalje, nema izrazite standardizacije brzina vrtnje ili nekih karakterističnih veličina kao u slučaju pogona generatora.

Mijenjanje brzine vrtnje tijekom rada karakterističan je postupak za vođenje pogona pumpi, ventilatora i turbokompresora, jer se promjenom brzine vrtnje na najekonomičniji način može postići tražena promjena količine medija koji struji kroz tu pumpu ili turbokompresor. Zbog toga se pri vođenju pogona nekog turbokompresora ili sličnog rotacijskog stroja traži vrlo široko područje brzina vrtnje, nerijetko od 50 do 110% nazivne brzine. Pri tome se optimalna korisnost turbine postiže samo kada se turbina vrti s nazivnom brzinom, ali je efekt dobiven iz radnog stroja u usporedbi s drugim načinima vođenja pogona tako dobar da nadoknađuje loše posljedice po korisnost turbine uslijed odstupanja od nazivne brzine vrtnje.

Tijekom svog radnog vijeka industrijska parna turbina podvrgnuta je visokim vrijednostima toplinskih, statičkih i dinamičkih opterećenja, koja u ustaljenim (stacionarnim) i prijelaznim (nestacionarnim) uvjetima rada uvjetuju složena naprezanja dijelova turbine. Ukupna naprezanja u pojedinim dijelovima parne turbine se sastoje uglavnom od naprezanja uslijed razlike tlaka radnog medija i okoliša, centrifugalne sile, toplinskih naprezanja, dinamičkih naprezanja i prednaprezanja preklopa elemenata vezanih steznim spojem. Složena naprezanja u stacionarnim (ustaljenim) i nestacionarnim (prijelaznim) režimima rada, kroz različite mehanizme degradacije materijala, uvjetuju smanjenje životnog vijeka vitalnih dijelova turbine.

2. RADNI UVJETI INDUSTRIJSKIH PARNIH TURBINA

2.1. Opći zahtjevi konstrukcije industrijskih parnih turbina

Od industrijskih parnih turbina zahtijeva se dug i pouzdan rad. Današnji standardi za industrijske parne turbine [2],[3] propisuju životni vijek turbine minimalno 20 godina (minimalno oko 150 000 radnih sati). Procjena preostalog životnog vijeka turbina, koje su već u eksploataciji i koje su blizu svom projektom životnom vijeku ili su ga čak nadmašile, ima važno ekonomsko značenje. Ekonomičan rad industrijskog postrojenja uveliko je određen raspoloživošću industrijskih parnih turbina kao pogonskih strojeva. Obuhvatan dugoročni nadzor životnog vijeka vitalnih dijelova turbine doprinosi osiguranju operativne pouzdanosti i raspoloživosti tijekom dužeg razdoblja. Težnja za dužim životnim vijekom od projektiranog i povećani zahtjevi za efikasnošću također traže praćenje i procjenu životnog vijeka.

Procjena preostalog životnog vijeka komponenata turbine temelji se na eksperimentalno-proračunskim metodama. Svrha proračuna preostalog životnog vijeka dijelova koji rade kod visokih temperatura (viših od 400 °C) je određivanje iscrpljenosti materijala komponenti turbine tijekom nestacionarnih (prijelaznih) i stacionarnih (ustaljenih) režima rada. Kod proračuna se ukupna iscrpljenost životnog vijeka dijeli na iscrpljenost pri niskocikličkom zamoru u prijelaznom režimu rada i iscrpljenost pri puzanju u stacionarnom režimu. U posebnim se slučajevima dodatno određuje rizik krto g loma i brzina rasta pukotine nakon njene pojave [4].

Osnovni zadatak ovog rada je analiza temperaturnih polja i pripadajućih naprezanja u rotoru parne turbine pri nestacionarnim režimima uvjetovanim promjenom protoka pare, a koja se dobivena na temelju numeričkih simulacija uz definirane toplinske i mehaničke rubne uvjete. Temeljem dobivenih rezultata ocijenit će se utjecaj promjenjivih režima na temperaturna polja i naprezanja u rotoru. Navedenim se otvaraju mogućnosti za procjenu iscrpljenosti životnog vijeka i preostalog životnog vijeka komponenata turbine. Dobiveni rezultati mogu poslužiti za izvođenje tehnokonomске analize i davanje smjernica za daljnji način rada turbine i njenu eksploataciju. Niskociklički zamor uvjetovan je periodičkom promjenom opterećenja iznad granice tečenja materijala (a ispod čvrstoće materijala), pri čemu se broj promjena opterećenja (ciklusa) kreće do 10^4 (ovisno o materijalu). Pojava niskocikličkog zamora, koji može biti uzrokom nastajanja pukotine u materijalu, objašnjava

se kao stvaranje lokalne plastične deformacije nakon svakog ciklusa opterećenja. Poseban oblik niskocikličkog zamora je takozvani termički zamor, gdje su toplinske deformacije u plastičnom području uvjetovane promjenama temperature. U prijelaznom režimu rada, prilikom upuštanja, zaustavljanja ili promjene opterećenja turbine u njenim se dijelovima javljaju vremenski promjenjiva temperaturna polja i toplinska naprezanja, koja mogu iscrpljivati njihov životni vijek na termički zamor.

Tablica 1. Zahtjevi na konstrukcijske dijelove turbine s obzirom na životni vijek i zahvati pri održavanju u smislu produljenja životnog vijeka [5]

Element konstrukcije	Mjesto	Osnovni ograničavajući faktori	Kriteriji kada je potrebno izvođenje rekonstrukcijskih zahvata	Sadržaj rekonstrukcijskih mjera	Obim kontrole kod revizija i remonata	Kriteriji kada nije moguća daljnja eksploatacija
Rotor kućista visoki - srednji tlak	Toplinski kanali na površini	Zamor	Iscrpljenje proračunskog broja ciklusa do pojave pukotine (BCPP)	Odstranjivanje površinskog sloja	Ispitivanja metala metodama bez razaranja (IMNM)	Nedjelotvornost sljedećih odstranjivanja površinskog sloja
	Središnji provrt	Zamor, razvoj oštećenja zbog puzanja, povećanja lomljivosti	Postizanje proračunske kritične veličine oštećenja, rezultati kontrole stanja središnjeg provrta	Razvrtavanje	IMNM	Nedjelotvornost sljedećih razvrtavanja
	Površine utora ispod noga rotorskih lopatica	Puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Pažljiva kontrola i analiza	IMNM	Utvrđena pojava pukotine
Rotor kućista niskog tlaka	Središnji provrt	Zamor, razvoj oštećenja, povećanje lomljivosti	Postizanje proračunske kritične veličine oštećenja, rezultati kontrole stanja središnjeg provrta	Razvrtavanje	IMNM	Nedjelotvornost sljedećih razvrtavanja
Unutarnje kućiste visoki - srednji tlak	Unutarnja površina	Zamor i puzanje	Stvorna pojava pukotine, rezultati IMNM	Izbrušavanje i zavarivanje	IMNM	Nemogućnost daljnjeg izbrušavanja
	Navoji i provrti za vijke	Puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Izvođenje novog navoja većeg promjera	IMNM	Nemogućnost daljnjeg povećanja promjera navoja
Sapnička kutija visokog tlaka	Kutovi utora ispod sapnica	Zamor i puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Pažljiva kontrola stanja i analiza	IMNM, mjerenje deformacije	Nemogućnost obnavljanja ili pojava značajne deformacije
Lopaticke kućista visoki - srednji tlak	Tijelo kućista	Puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Pažljiva kontrola stanja i analiza	IMNM, mjerenje tvrdoće	Pojava pukotina i/ili odstupanje od norme pri kontroli stanja
		Zamor, puzanje	Stvarna pojava pukotine, rezultati IMNM	Izbrušavanje i zavarivanje	IMNM, mjerenje tvrdoće	Nemogućnost daljnjeg izbrušavanja i/ili bitno smanjenje čvrstoće materijala
Kućista ventila visokog tlaka	Navoj na vijcima	Puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Izvođenje novog navoja većeg promjera	IMNM	Nemogućnost daljnjeg povećanja promjera navoja
Visokotemperaturni vijci	Navoj	Zamor i puzanje	Iscrpljenje proračunskog BCPP	Zamjena, IMNM za pojedine vijke	IMNM	Otkrivanje početka nastajanja pukotine

Ponavljani termički ciklusi mogu dovesti do potpunog iscrpljenja raspoloživog životnog vijeka na zamor, uzrokujući pojavu površinske pukotine. Daljnji ciklusi imaju tendenciju povećavanja dubine pukotine u predmetnom dijelu, dovodeći do problema kao što su propuštanja pare kroz kućište turbine ili vibracijski problemi rotora turbine. Poznato je da propagiranje pukotine u visokotlačnom parovodu turbine može uzrokovati pojavu eksplozije.

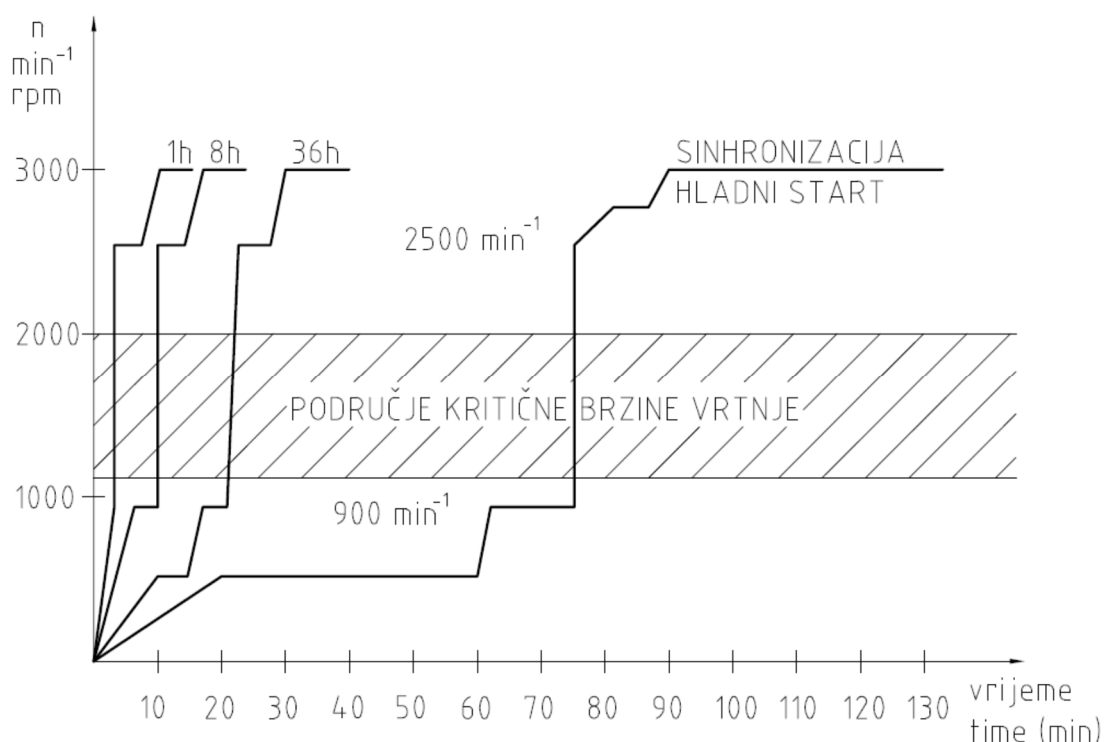
Dijelovi parne turbine koji rade na visokim temperaturama projektiraju se za konačni radni vijek pri naprezanju koje se pojavljuje u ustaljenom načinu rada. Prije svega, važno je ustanoviti da su svi dijelovi parne turbine koji rade iznad 400 °C podvrgnuti pojavi puzanja. Puzanje je progresivna promjena deformacije materijala koja nastaje s vremenom pri konstantnom opterećenju i konstantnoj povišenoj temperaturi. Takvo je opterećenje na primjer vlastito centrifugalno opterećenje rotirajućeg rotora turbine i njegovih lopatica. Budući da čelici teže puzanju kada su jako opterećeni i kada su izloženi visokoj temperaturi, dijelovi od tih materijala imaju već u početku ograničeni životni vijek. Svi dijelovi parne turbine koji su u visokotemperaturnom području, projektirani su da rade unutar druge faze puzanja. U ovom području, pretpostavljajući miran rad, korisni životni vijek se iscrpljuje konstantnom brzinom.

Rezultati proračuna preostalog životnog vijeka se mogu koristiti kao podloga za zamjenu i rekonstrukciju dijelova turbine (revitalizacija), promjenu režima rada, određivanje novih intervala između remonta ili uvođenje specifičnih ispitivanja materijala, čime se postiže veća elastičnost u eksploataciji turbine i produljenje životnog vijeka njenih vitalnih komponenti.

2.2. Upuštanje industrijske parne turbine u rad

Upuštanje turbine u rad je najkritičnija faza u radu turbine i iziskuje veliku pažnju i angažman. Nepravilno upuštanje turbine u rad može imati negativne posljedice, koje se mogu podijeliti u dvije grupe. Prva grupa uključuje neke probleme, kao što je kontakt rotora i statora, koji su vidljivi odmah tijekom upuštanja, a druga grupa uključuje određene pojave koje su vidljive puno kasnije, kao na primjer izvijanje kućišta ili nastajanje pukotina. Da bi se minimalizirali negativni efekti, potrebno je strogo poštivati propisane postupke upuštanja [6].

Upuštanje u rad industrijskih parnih turbina koje rade s parom visokih temperatura treba slijediti propisane dijagrame upuštanja prema kojima je povećanje brzine vrtnje rotora i opterećivanje određeno vremenskim trajanjem. Vrijeme potrebno za upuštanje turbine u rad zavisi o čitavom nizu faktora, od kojih je osnovni temperatura kućišta turbine i relativno istežanje rotora. Ono je pak u uskoj vezi s trajanjem zastoja od posljednjeg pogona i načina na koji je turbina zaustavljena. U osnovi se razlikuju dva ekstremna slučaja upuštanja turbine u rad: upuštanje iz hladnog stanja i upuštanje iz vrućeg stanja. Ostali slučajevi upuštanja turbine u rad nalaze se između ova dva ekstrema i spadaju u upuštanje turbine u rad iz toplog stanja.



Slika 1. Upuštanje turbine u pogon u ovisnosti o vremenu zastoja [6]

Upuštanje turbine u rad iz hladnog stanja predstavlja slučaj kada protočni dio turbine ima temperaturu manju ili jednaku 100 °C. Ovakvo upuštanje je uvijek nakon zastoja od najmanje 120 sati, uz pretpostavku da se pri upuštanju ne obavljaju nikakve dodatne operacije (sušenje generatora, probe regulacije, itd.), tako da se turbina zagrijava samo uslijed procesa upuštanja.

Upuštanje turbine u rad iz vrućeg stanja je drugi ekstrem koji važi u slučaju da je turbina bila izvan pogona manje od 8 sati i da je neposredno prije zastoja radila s opterećenjem većim od 80% maksimalne snage, te da je zaustavljena na najbrži mogući način, tako da nije imala priliku za veće hlađenje. Kada su ispunjeni ovi uvjeti, te ako je izolacija turbine ispravna, protočni dio turbine se neće ohladiti za više od 100 °C.

Temperaturne razlike, koje nastaju tijekom upuštanja turbine, uvjetuju pojavu deformacija i toplinskih naprezanja pojedinih dijelova turbine.

Za stijenku koja je savršeno izolirana s jedne, a grijana s druge strane, moguće je izvesti formulu koja povezuje brzinu zagrijavanja stijenke i temperaturnu razliku kroz stijenku u kvazistacionarnom režimu:

$$\Delta t = t_h - t_n = v\delta^2 / 2a \quad (2-1)$$

gdje su: t_h i t_n - temperature grijane i negrijane površine stijenke; δ - debljina stijenke; v - brzina zagrijavanja; a - toplinska vodljivost.

Kvazistacionarni režim je režim u kojem se sve točke stijenke zagrijevaju istom brzinom, a raspodjela temperature kroz stijenku podliježe zakonu parabole:

$$t = t_n + \Delta t / (x/\delta)^2 \quad (2-2)$$

gdje je: x - trenutna udaljenost od vanjske površine. Uz poznati Δt moguće je odrediti naprezanja koja se pojavljuju u stijenci:

$$\sigma_I^n = (1/3)(\beta E / 1 - \nu) \Delta t \quad (2-3a)$$

$$\sigma_I^h = -(2/3)(\beta E / 1 - \nu) \Delta t \quad (2-3b)$$

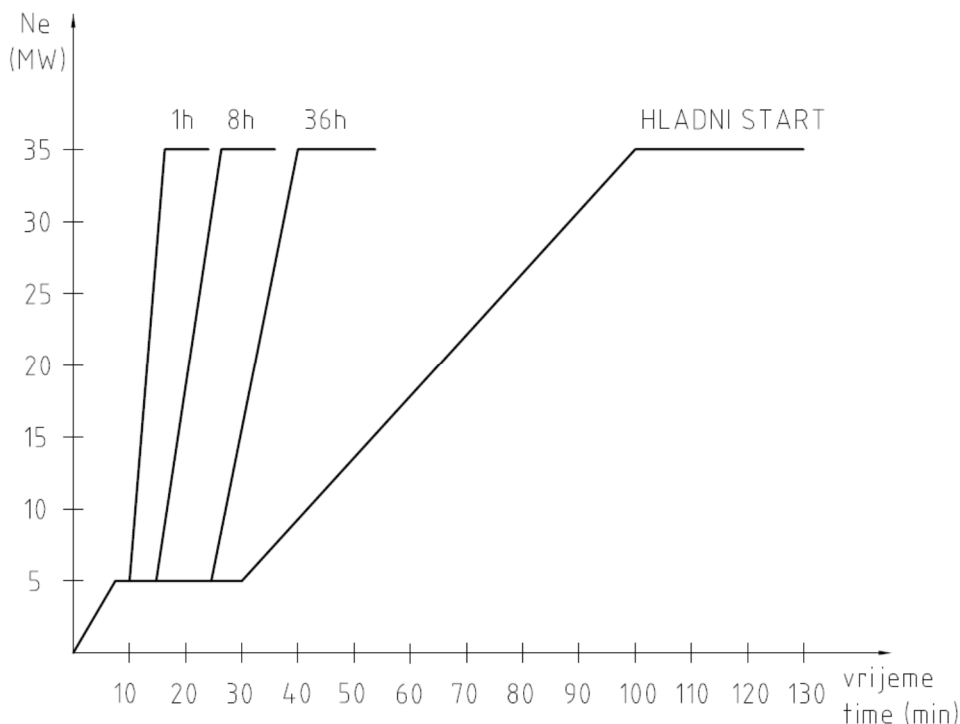
gdje su: β - koeficijent linearnog rastezanja; E - modul elastičnosti; ν - Poissonov koeficijent; σ_I^n i σ_I^h - naprezanja na vanjskoj (negrijanoj) i unutarnjoj (grijanoj) površini.

Kao što se može vidjeti iz jednadžbi, naprezanja σ_l^n i σ_l^h imaju različiti predznak. Tijekom zagrijavanja, materijal stijenke promatranog strojnog dijela teži širenju u unutrašnjosti, što sprečavaju hladniji vanjski slojevi, a to rezultira sabijanjem unutarnjih slojeva i razvlačenjem vanjskih. Tijekom hlađenja ova naprezanja mijenjaju predznake. Temperaturna naprezanja na vanjskoj površini približno su jednaka samo polovici onih na unutrašnjoj površini. To ipak ne znači da se pukotine pojavljuju prvenstveno na unutrašnjim površinama, jer se vlačna toplinska naprezanja na vanjskoj površini dodaju naprezanjima zbog tlaka, a na unutrašnjoj površini se oduzimaju. Osim toga, puzanje metala uzrokuje preraspodjelu statičkih naprezanja po presjeku stijenke, tako da se naprezanja na vanjskoj površini povećavaju, a ona na unutrašnjoj površini se smanjuju.

Toplinska naprezanja u elementima turbine obično se dijele u dvije grupe. Prva grupa uključuje naprezanja zbog nejednolikog temperaturnog polja u samoj stijenci npr. rotor turbine, a druga uključuje naprezanja zbog interakcije različitih dijelova elementa turbine, npr. kućišta i prirubnice ventila, stijenke kućišta i razdjelne prirubnice turbine. U kvalitativnim analizama, treba imati na umu da su toplinska naprezanja u bilo kojoj točki elementa proporcionalna razlici temperature u toj točki i prosječne temperature elementa. Ako se površina elementa brzo zagrijava ili hladi, a prosječna temperatura se sporo mijenja, mogu se javiti toplinska naprezanja. Opće pravilo da se temperaturna naprezanja održe na umjerenj razini je da se temperatura medija koji struji oko elementa ne bi trebala razlikovati od temperature površine elementa za više od 50 °C.

2.3. Dijagram upuštanja industrijske parne turbine

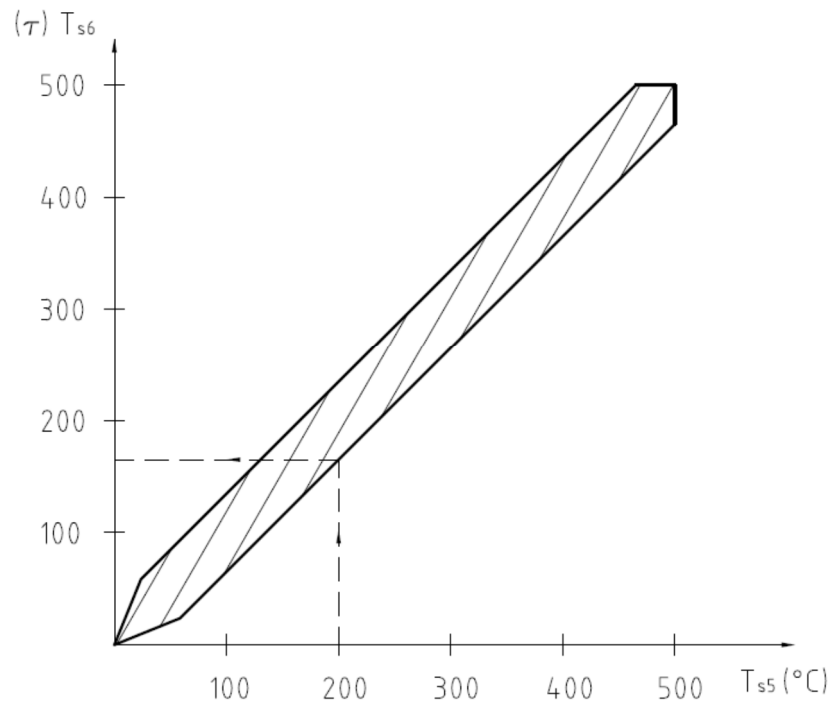
Vrijeme upuštanja kondenzacijske parne turbine za pogon generatora u rad sastoji se od vremena starta (vrijeme potrebno za podizanje broja okretaja rotora od 0 do 100% nazivne brzine, [Slika 1]) i vremena opterećivanja (vrijeme potrebno za povećanje opterećenja turbine od 0 do 100% nazivnog opterećenja, Slika 2).



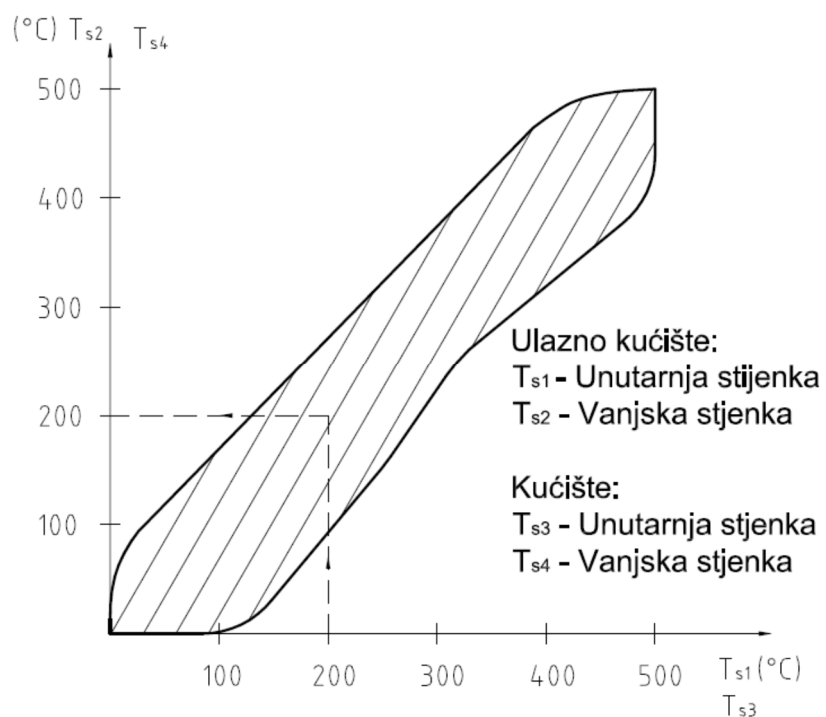
Slika 2. Dijagram opterećenja turbine u ovisnosti o vremenu zastoja, [6]

Vrijeme potrebno za opterećenje slijedi iz vremena potrebnog za upuštanje umanjenog za vrijeme starta i jednog gubitka vremena potrebnog za uključivanje generatora na mrežu.

Tijekom upuštanja turbine u rad potrebno je voditi brigu i o razlikama temperatura između samih razdjelnih pribornica vanjskog kućišta kao i razlikama temperatura između unutarnjih i vanjskog kućišta. Razlike temperatura funkcije su naprezanja na mjestima velikih nakupina materijala, prirubnički spojevi tijekom upuštanja turbine u pogon i njenog rada također trebaju osigurati nepropusnost spojeva na mjestu dodirnih ploha.



Slika 3. Dijagram dozvoljenih temperaturnih razlika gornjeg T_{s5} i donjeg T_{s6} kućišta, [6]



Slika 4. Dijagram dozvoljenih temperaturnih razlika stjenke ulaznog kućišta i kućišta $T_{s2}=f(T_{s1})$, [6]

Zahtjev za potrebnom nepropusnosti razdjelne plohe kućišta turbine dovodi do toga da prirubnički spoj mora biti većih dimenzija (veća nakupina materijala), što snižava brzinu njegovog progrijavanja u odnosu na stijenku kućišta, a time snižava i brzinu upuštanja turbine u rad. Da bi se osiguralo progrijavanje prirubnice s istom brzinom kao i stijenke kućišta i da bi se držale pod kontrolom temperaturne razlike (naročito tijekom brzog upuštanja), često se za industrijske turbine većih snaga (debljih razdjelnih prirubnica), izvodi njeno dodatno zagrijavanje dovođenjem pare u kutije izrađene od čeličnog lima, koje su zavarene na vanjsku površinu prirubničkog spoja ili dovođenjem pare u prstenaste kanale ulivene u prirubnice.

Prema vrijednosti površine poprečnog presjeka razdjelne prirubnice iskustveno (dijagrami) ili proračunom se određuje dozvoljeni prirast temperature unutrašnje stijenke prirubnice. U slučaju da je razdjelna prirubnica dodatno grijana, prirasti temperature mogu biti veći, čime se ubrzava upuštanje turbine u rad.

Na temelju dozvoljenog prirasta temperature unutrašnje stijenke prirubnice, temperature svježje pare i temperature razdjelne prirubnice izračunava se vrijeme upuštanja, koje se dijeli na vrijeme starta i vrijeme opterećivanja.

Vrijeme upuštanja u prvom je redu mehaničke prirode, jer je u praznom hodu kondenzacijske turbine potrebna količina svježje pare toliko mala da se javljaju niže vrijednosti toplinskih naprežanja. Međutim vremena upuštanja i opterećivanja turbine srazmjerna su iz razloga temperaturnog progrijavanja sustava rotor-kućište. Osim limitirajućih faktora dozvoljenih temperaturnih razlika kućišta tijekom starta dominantnu ulogu ima i relativno istežanje rotora. Istežanje rotora i kućišta razumljivo je različito u domeni vremena zbog različitih masa, a i samih mehanizama prijenosa topline.

2.4. Upuštanje industrijske parne turbine iz hladnog stanja

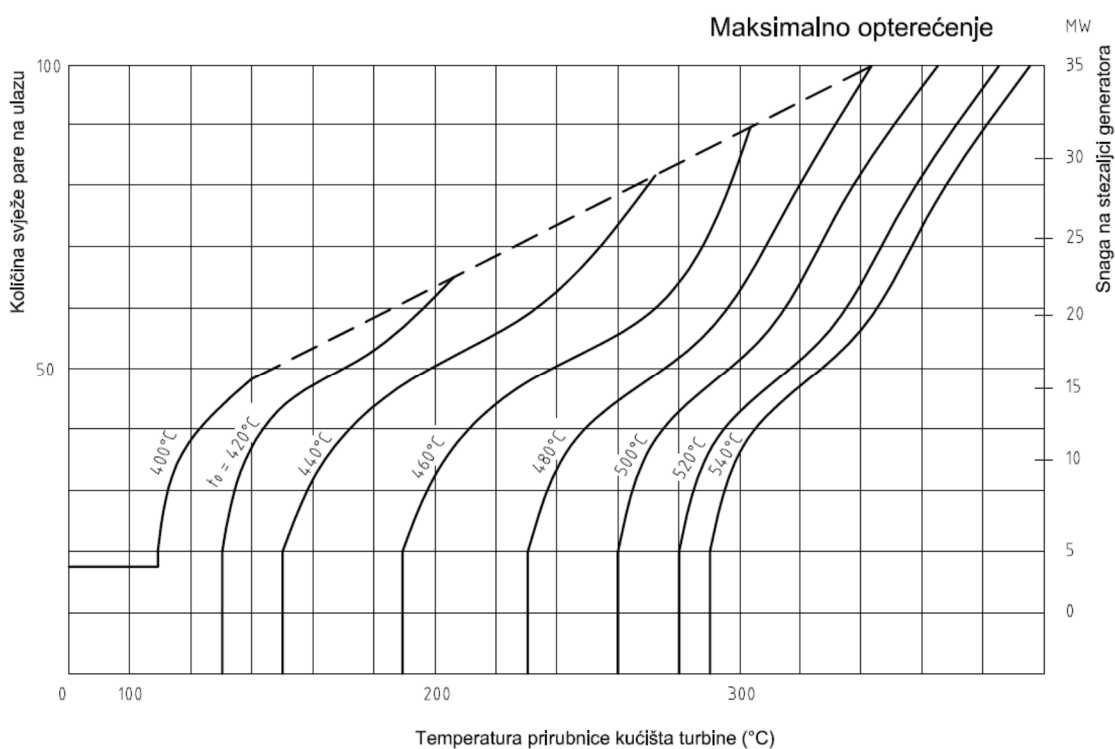
Osnovna teškoća kod starta turbine iz hladnog stanja je ta da svježa para koja ulazi u turbinu ima višu temperaturu od hladnih, parom opstrujanih dijelova turbine. Nejednoliko zagrijavanje dijelova turbine po debljini uvjetuje nastanak temperaturnih razlika i toplinskih deformacija i naprezanja. Da bi se smanjili negativni efekti uzrokovani nastalim temperaturnim razlikama potrebno je start turbine provoditi po pogonskim propisima i dijagramu upuštanja, [6].

Prije pokretanja rotora turbine, mora se svježa para pred ventilom svježe pare pregrijati, tako da iz cjevovoda za odvodnjavanje izlazi samo pregrijana para koja više ne kondenzira. Upuštanje turbine s vlažnom parom uvjetuje pojavu visokih vibracija i može dovesti do havarije.

Start turbine se može odvijati, ovisno o konstrukciji, s potpuno otvorenim regulacijskim ventilima ili s postupnim otvaranjem regulacijskih ventila iz zatvorenog položaja. Potpuno otvaranje svih regulacijskih ventila osigurava jednoliku dobavu pare do svih grupa sapnica, a startanje s postupnim otvaranjem regulacijskih ventila tehnološki je jednostavnije. S konstantnim parametrima pare na ulazu turbine, postupno otvaranje regulacijskih ventila rezultira povećanjem brzine strujanja pare i povećanjem temperature pare u komori regulacijskog stupnja, jer se smanjuje efekt prigušivanja u regulacijskim ventilima.

Upuštanje pare u protočni dio kondenzacijske turbine za pogon generatora, u slučaju potpuno otvorenih regulacijskih ventila, izvodi se otvaranjem ventila svježe pare, čime se rotor turbine postupno ubrzava do nazivne brzine vrtnje. Prvo se brzina vrtnje rotora upuštanjem vrlo male količine pare povisi na oko 10% nominalne brzine i na toj brzini drži određeno vrijeme, radi zagrijavanja hladnih dijelova turbine sa sniženim parametrima pare uslijed efekta prigušivanja u ventilu. Daljim povećanjem protoka pare kroz turbinu, nakon zagrijavanja dijelova turbine po debljini i uspostavljanja dozvoljenih temperaturnih razlika, slijedi postupno povećanje brzine vrtnje sve do početka područja kritične brzine rotora turbine. Vrijeme trajanja povećanja brzine ovisi o dozvoljenoj brzini zagrijavanja dijelova turbine sa stajališta temperaturnih razlika i toplinskih naprezanja. Postupno otvaranje ventila svježe pare, radi povećanja protoka pare kroz turbinu, rezultira manjim efektom prigušivanja i povećanjem parametara pare. Ubrzanje rotora preko kritične brzine vrtnje treba se obaviti brzo, u jednom mahu i s konstantnom akceleracijom. Pri tome se protok i parametri svježe

pare na ulazu u turbinu još povećavaju. Zbog potrebe za brzim prolazom kroz područje kritične brzine vrtnje, povećanje protoka i parametara pare je isto tako brzo, te je i brzo zagrijavanje opstrujanih površina dijelova turbine i moguće je očekivati veće temperaturne razlike i toplinska naprezanja. Kada rotor turbine dostigne određenu brzinu vrtnje, regulacijski sustav zatvori regulacijske ventile do razine potrebne za prazni hod. Daljnjim otvaranjem ventila svježere pare brzina vrtnje se ne povisuje, tako da se ventil svježere pare otvara do kraja. U praznom hodu parametri pare i protok pare kroz turbinu su vrlo mali u usporedbi s protokom i parametrima pare kod nominalnog opterećenja, te su niže brzine strujanja pare i niže su temperature kućišta turbine.



Slika 5. Dijagram zavisnosti dozvoljenog opterećivanja o temperaturi prirubnice kućišta i temperaturi svježere pare (t_0 - temperatura svježere pare), [6]

Nakon spajanja generatora u paralelni rad s električnom mrežom, daljnjim otvaranjem regulacijskih ventila slijedi povećanje opterećenja turbine, koje predstavlja drugi dio upuštanja turbine u rad. Povećavanje opterećenja treba se odvijati tako da se održava propisani prirast temperature za unutrašnju stijenku razdjelne prirubnice, kako je to već ranije objašnjeno. Svježa para niže temperature može preuzeti veće opterećenje i obrnuto. Na taj način postoji mogućnost za takvo kombiniranje slučajeva opterećivanja izborom temperature svježere pare, da se može u dosta širokim granicama postići traženo opterećenje. Za više temperature pare potrebno je izabrati nižu brzinu opterećivanja, jer u protivnom može doći do prekoračenja dozvoljenih temperaturnih razlika i pojave visokih toplinskih naprezanja. Naime, veći protok pare visoke temperature uvjetuje brži prijelaz topline i brže zagrijavanje parom opstrujanih površina protočnih dijelova turbine. Zbog nedovoljno brzog provođenja topline kroz materijal (toplinska inertnost), vanjske, neopstrujavane površine dijelova ostaju hladnije, te se stvaraju značajne temperaturne razlike i visoka toplinska naprezanja.

Potrebna količina pare za start protutlačne turbine za pogon generatora iz razumljivih je razloga puno veća nego kod kondenzacijske turbine iste snage. Zbog toga, tijekom podizanja broja okretaja, dolazi do većeg porasta temperature kućišta, te je vrijeme starta u usporedbi s kondenzacijskom turbinom, u cilju smanjenja temperaturnih razlika i toplinskih naprezanja, duže. Nakon relativno dobro zagrijanog kućišta tijekom starta, opterećivanje protutlačne turbine treba biti linearno s istovremenim povećanjem temperature svježere pare.

Prilikom upuštanja turbine za pogon radnog stroja, podizanje broja okretaja i opterećivanje se odvijaju istovremeno. Do minimalne brzine regulacije, podizanje broja okretaja turbine, zbog malog opterećenja, odvija se uz potrošnju male količine pare nižih parametara, i ne dolazi do značajnijeg zagrijavanja kućišta, te je taj dio upuštanja turbine kraći u odnosu na onaj koji slijedi. Istovremenim dizanjem broja okretaja i opterećivanjem turbine u području regulacije povećavaju se potrošnja i parametri pare, te dolazi do većeg porasta temperature kućišta i vrijeme upuštanja turbine od minimalne do maksimalne brzine regulacije je duže u usporedbi s vremenom upuštanja do minimalne brzine.

2.5. Upuštanje industrijske parne turbine iz vrućeg ili toplog stanja

Ako je kod upuštanja turbine u pogon iz hladnog stanja osnovna teškoća da para koja ulazi u turbinu ima veću temperaturu u usporedbi s temperaturom protočnih dijelova turbine, kod upuštanja turbine u rad iz vrućeg stanja postoji drugi problem - para koja ulazi u turbinu može imati nižu temperaturu nego zagrijana turbina. To je povezano s tim što se parovod i armatura na njemu brže hlade nego sama turbina. Zato se svježja para koja dolazi iz kolektora i prolazi parovodom u turbinu ohladi. Ulaz ohlađene pare u turbinu je nepoželjan zbog nekoliko razloga. Jedan od bitnih razloga je i taj da se hlađenje debelostjenih dijelova turbine odvija neravnomjerno po debljini i u njima se javljaju temperaturne razlike te toplinske deformacije i naprezanja. Iz tih razloga temperatura svježje pare na ulazu u turbinu treba biti što viša, treba imati nominalnu vrijednost. Kako para struji od ventila svježje pare do kućišta, njena temperatura pada zbog prigušivanja u regulacijskim članovima, prijenosa topline na ohlađene elemente za ulaz pare i pada topline u regulacijskom stupnju. Iz tog razloga, temperatura pare prije ventila svježje pare treba biti veća od temperature materijala u najtoplijoj točki turbine (kućište turbine u dijelu ulaska pare) za najmanje 100 °C. U tom slučaju, potpuno su prihvatljive brzine zagrijavanja kućišta regulacijskih ventila, a utjecaj hlađenja na kućište i rotor nije velik. Da ne bi dolazilo do hlađenja pare, parovodi svježje pare trebaju biti prethodno dobro progrijani i trebaju biti isključeni svi izvori koji bi mogli izazivati hlađenje parovoda pare, armature i elemenata turbine.

U slučaju da nije moguće dovoditi paru čija je temperatura veća od temperature protočnog dijela turbine, neophodno je turbinu što brže ubrzavati i što brže povećavati opterećenje, kako bi se smanjilo hlađenje elemenata ulaska pare i zagrijavanje ispušnog dijela niskotlačnog kućišta. Posljednja okolnost vrlo je bitna za turbine veće snage s visokim (dugim) lopaticama u posljednjim stupnjevima turbine. Brzo povećanje brzine vrtnje i opterećenja onemogućuje kondenzaciju u kućištu turbine i krti lom rotora, ako je njegova temperatura značajno viša od temperature krtog loma.

Opterećivanje turbine iz vrućeg ili toplog stanja se provodi prema vrijednosti temperature razdjelne prirubnice kućišta. U odnosu na to, da li je turbina radila s punim ili djelomičnim opterećenjem, uspostavlja se nakon nekog vremena izvan pogona izvjesna temperatura prirubnice kućišta, koja ovisi o prethodnom opterećenju, trajanju zastoja i brzini ohlađivanja. Iz tog razloga, izrađuju se dijagram upuštanja koji daje dozvoljena opterećenja i

temperature svježje pare u zavisnosti o temperaturi unutrašnje stijenke prirubnice. Bitno je da temperatura svježje pare nije previsoka s obzirom na brzinu opterećivanja i temperaturu kućišta, te da ne dođe do prekoračenja dozvoljenih temperaturnih razlika i pojave visokih toplinskih naprežanja. Isto tako, temperatura svježje pare kod pokretanja turbine, osobito kod viših temperatura kućišta, ne smije biti tako niska da hlađenje unutrašnje površine kućišta nasuprot prirubnice bude veće od dozvoljene vrijednosti.

Redosljed upuštanja turbine iz vrućeg stanja ne razlikuje se bitno od upuštanja iz hladnog stanja. Razlika je jedino u vremenskom trajanju i redosljedu pojedinih operacija, koje trebaju osigurati sigurno upuštanje i minimalni utrošak energije prilikom upuštanja. Tako na primjer, svako suvišno zadržavanje na nižim brzinama vrtnje i nižim opterećenjima predstavlja nepotrebno ohlađivanje turbine. Zbog toga treba kod upuštanja turbine iz vrućeg ili toplog stanja osigurati takav nadzor i angažman osoblja da se proces upuštanja obavi dovoljno brzo kako to predviđa dijagram upuštanja.

2.6. Promjena opterećenja industrijske parne turbine

Najintenzivniju promjenu kod promjene režima rada doživljava protok. Toplinski ponori reguliranog oduzimanja i kondenzacije regulirani su samim procesom i temperaturom rashladne vode kondenzatora. Promjena opterećenja praćena velikim promjenama temperature u protočnom dijelu turbine dovodi do istih pojava koje se javljaju i kod upuštanja ili zaustavljanja turbine (dolazi do nejednolike temperaturne raspodjele na rotoru i dijelovima kućišta turbine a time i do pojave toplinskih naprežanja).

Stoga je promjenu opterećenja turbine potrebno voditi tako da se izbjegavaju značajne promjene temperature pare, koje mogu izazvati prekoračenje dozvoljenih temperaturnih razlika i pojavu visokih toplinskih naprežanja i deformacija.

2.7. Stacionarni rad industrijske parne turbine

Pri stacionarnom režimu rada industrijske turbine, vremenski konstantni radni parametri uvjetuju stacionarnost toplinskih, statičkih i dinamičkih naprežanja koja djeluju na pojedine elemente turbine (centrifugalna sila na rotirajući rotor, sila tlaka na visokotlačno kućište i visokotlačne parovode, itd.).

Dijelovi turbine koji su kod konstantne povišene temperature (iznad 400 °C) izloženi istovremeno stacionarnom statičkom opterećenju podvrgnuti su pojavi puzanja, čime je unaprijed ograničen njihov životni vijek. U slučaju mirnog, stacionarnog rada njihov se životni vijek iscrpljuje konstantnom brzinom.

Temperatura svježe pare je najvažniji parametar sa stajališta sigurnosti pogona. Nazivna temperatura svježe pare treba biti konstantna, s maksimalnim odstupanjima od -10 do +5 °C. Dopušteno je da temperatura pare prijeđe nazivnu temperaturu za više od 10 °C samo nekoliko sati godišnje, jer to može smanjiti čvrstoću materijala i povećati brzinu puzanja, i time smanjiti životni vijek dijelova turbine.

Smanjenje temperature, naročito brzo, može uzrokovati vlačna naprezanja na vanjskim površinama rotora i unutarnjim površinama kućišta. Višestruko hlađenje i zagrijavanje rezultira pojavom pukotina zbog zamora.

Tlak svježe pare trebao bi se držati konstantnim, s maksimalnim odstupanjima $\pm 0,5$ Mpa, [6]. Porast tlaka uzrokuje povećanje statičkih naprezanja u kućištu, parovodima i ventilima, što također povećava brzinu puzanja materijala izloženog povišenoj temperaturi.

Da bi se izbjegli negativni utjecaji promjene parametara pare tijekom stacionarnog režima rada industrijske turbine, potrebno je proces voditi tako da su odstupanja parametara pare minimalna i u granicama dozvoljenog.

Nepoželjna pojava prilikom stacionarnog rada je tzv. vodeni udar. Vodeni udar je posljedica naglog pada temperature svježe pare i njenog kondenziranja u protočnom dijelu turbine, što uzrokuje naglo nejednoliko hlađenje rotora i kućišta turbine, pojavu velikih deformacija i naposljetku havariju turbine.

2.8. Zaustavljanje industrijske parne turbine

Kod zaustavljanja turbine može se njeno rasterećenje provesti na dva, u osnovi, različita načina, što ovisi o tome da li se turbina zaustavlja radi izvođenja radova održavanja ili je u pitanju samo kratki zastoje, nakon kojega turbinu treba opet što brže pokrenuti i opteretiti.

Kod zaustavljanja radi izvođenja radova održavanja provodi se tzv. hladno zaustavljanje. Turbina se lagano rasterećuje (postupnim zatvaranjem regulacijskih ventila) i temperatura svježe pare se snižava do maksimalno dozvoljene granice. Kod najmanjeg opterećenja i minimalne temperature svježe pare, treba pogon produžiti tako dugo dok se ne ustali najniža moguća temperatura kućišta turbine. Sve ovo treba provoditi uz strogu kontrolu temperaturnih razlika i relativnih pomaka rotor-kućište. Rezultat ovog postupka je brzo ohlađivanje turbine, te radovi održavanja mogu započeti brzo nakon zaustavljanja.

Kod zaustavljanja turbine na kratko vrijeme provodi se tzv. toplo zaustavljanje. Kod ovakvog zaustavljanja turbine poželjno je zadržati temperaturu turbine što je moguće višom, jer ona ne samo da skraćuje i olakšava naredno upuštanje turbine, nego smanjuje gubitke topline za zagrijavanje elemenata turbine do nominalne temperature. S te točke gledišta najbolji način zaustavljanja turbine bio bi trenutno rasterećenje. U tom slučaju ne bi dolazilo do ohlađivanja turbine za vrijeme rasterećivanja. Trenutno rasterećivanje kod bilo kojeg opterećenja, a naročito kod punog, izuzetno je opasno i zato se ne primjenjuje. Može se govoriti samo o vrlo brzom rasterećenju turbine, kako dozvoljava pogonjeni stroj, i njenom brzom isključivanju iz rada. Pri tome treba izbjegavati nepotrebni rad turbine s niskim opterećenjem (para bi dodatno hladila protočni dio turbine). Na ovaj se način dobiva prilično zagrijana turbina, što omogućava brzo preuzimanje opterećenja kod ponovnog upuštanja u rad.

Opasna pojava kod zaustavljanja turbine su toplinska naprezanja, koja se javljaju zbog naglog hlađenja površina protočnih dijelova turbine. Treba naglasiti da je vrijednost vlačnih naprezanja, koja se javljaju na površini tih elemenata, opasnija od tlačnih naprezanja, koja se pojavljuju kod nejednolikog zagrijavanja, jer u većini slučajeva vlačna naprezanja uzrokuju pojavu pukotina.

3. METODE ANALIZE

Nakon uočavanja i definiranja određenog fizikalnog problema potrebno je odabrati metodu njegovog rješavanja, kako je prikazano u literaturi [7], [8], [9]. Sam izbor metode analize odredit će daljnje postupke tijekom analize definiranog problema.

Prema pristupu rješavanju postavljenog problema razlikujemo slijedeće metode analize:

- eksperimentalni pristup;
- teorijski pristup, kod kojeg se razlikuje:
 - analitičko rješavanje matematičkog modela i
 - numeričko rješavanje matematičkog modela.

Izbor metode analize problema slijedi nakon što se ona verificira usporedbom s rješenjima ostalih metoda. Kriterij za njezinu daljnu upotrebu je potvrda pouzdanosti primjene neke od metoda u analizi danog fizikalnog problema.

Usporedba rezultata metoda omogućuje korekciju polaznih pretpostavki i razumijevanja analizirane fizikalne pojave, čime se osigurava usporedni napredak svih metoda i proširenje znanstvenih spoznaja.

Najstarija, eksperimentalna metoda postavlja temelje u razumijevanju i teorijskom opisivanju fizikalnih fenomena. Današnje teorijske osnove spoznaje pojedinih fizikalnih fenomena zasnivaju se na saznanjima dobivenim sustavnim eksperimentalnim ispitivanjima fizikalnih pojava. Eksperimentalna ispitivanja određenih pojava u svrhu znanstvenog istraživanja su relativno složena i skupa, međutim još uvijek u mnogim slučajevima nezaobilazan postupak, prijesvega u složenim problemima. Osim toga, ukoliko su pravilno postavljeni, eksperimenti daju rezultate najbliže realnima. Jeftiniji način istraživanja je teorijski pristup fizikalnoj pojavi, njegova matematička formulacija i rješavanje analitičkim ili numeričkim putem. Analitičko rješavanje je ograničeno na jednostavnije fizikalne probleme i geometrijske konfiguracije, uz dosta pojednostavljenja koja su dobivena usvajanjem određenih pretpostavki. Fizikalne pojave sa složenijim matematičkim opisom zahtijevaju ili predugačko vrijeme analitičkog rješavanja ili ih nije moguće riješiti analitičkim pristupom.

Potreba za kvalitetnijim matematičkim aparatom za opisivanja i rješavanja teorijskih formulacija rezultirala je metodama numeričke analize jednadžbi matematičkog modela i njihovim rješavanjem na računalima. Dobiveni rezultati mogu se provjeravati eksperimentalnim ili analitičkim putem, čime se potvrđuje opravdanost primjene numeričke metode.

Svaka od istaknutih metoda analize ima svoje prednosti i nedostatke, te svoje područje primjenjivosti. Primjena određene metode same za sebe ne vodi nužno do konačnog rješenja danog fizikalnog problema, no smislenom kombinacijom ili istovremenom primjenom svih triju metoda moguće je naći potpuno rješenje fizikalnog problema. Tek nakon što se ustanovi pouzdanost pojedine metode u analizi danog problema i dokaže njezina prednost u usporedbi s drugim metodama, moguća je njezina daljnja primjena u rješavanju istovrsnih i srodnih fizikalnih problema.

3.1. Eksperimentalna metoda

Temelj eksperimentalne metode istraživanja fizikalne pojave je eksperiment ili pokus. Eksperimentalna metoda je najstarija metoda istraživanja, koja je relativno složena, ali je još uvijek u mnogim slučajevima nezaobilazna i njeni rezultati su najbliži realnima.

Način organiziranja mjerenja, preciznost i kvaliteta mjernog lanca, mogućnosti pohranjivanja i obrade podataka, kao i cijeli niz dodatnih faktora (vanjski poremećaji i utjecaji), utječu na pouzdanost i točnost rezultata eksperimentalne metode. Drugim riječima, eksperimentalna metoda je više osjetljiva na utjecaj okoliša i ljudskog faktora u odnosu na teorijske metode (analitičke ili numeričke).

Unatoč tome, eksperimentalna metoda je nezamjenjiva u slučajevima kada je potrebna potvrda ispravnosti i verifikacija rezultata nekog novog teorijskog pristupa fizikalnom problemu. Eksperimentalna istraživanja i dalje utiru put razvoju teorijskog pristupa i matematičkog aparata kojim se opisuju i rješavaju dani problemi.

Eksperimentalna istraživanja fizikalne pojave mogu se provoditi na realnom objektu, prototipu ili modelu. Primjena reoelektričnih analogija i primjena bezdimenzijskih značajki, također se ubrajaju u eksperimentalne metode, budući su dobivene upravo putem eksperimenata. Isto tako sva fizikalna svojstva materijala i eventualne njihove zavisnosti o

termodinamičkim parametrima, određene su mjerenjima i eksperimentima. Konačno, veliki broj postojećih korelacija i konstitutivnih jednadžbi dobivene su statističkom obradom rezultata eksperimentalnih istraživanja. Ovime se potvrđuje tvrdnja o povezanosti eksperimentalne metode s ostalima metodama kao i o njezinoj nezamjenjivosti u nekim slučajevima istraživanja (npr. ispitivanje fizikalnih svojstava materijala).

Glavni nedostatak metode je to što je provođenje eksperimentalnih istraživanja relativno složeno i vrlo skupo. Često se eksperimentom, zbog složenosti ili drugih razloga, ne mogu niti ostvariti svi realni uvjeti rada promatranog objekta. Stoga, kad god je to moguće, opravdano koristiti neku od teorijskih metoda, čime se izbjegavaju visoki troškovi eksperimentalnih istraživanja određene fizikalne pojave.

3.2. Analitičko rješavanje matematičkog modela

Analitička metoda podrazumijeva analitičko rješavanje osnovnih matematičkih jednadžbi koje opisuju fizikalnu pojavu kontinuiranog sustava. Postojeće matematičke formulacije fizikalnih problema kontinuiranog sustava (kontinuum) su veoma složene, a najčešće su opisane u integralnom obliku ili pomoću parcijalnih diferencijalnih jednadžbi višeg reda. Većinu jednadžbi nije moguće integrirati i dobiti egzaktno rješenje postojećim matematičkim aparatom. To je razlogom što do danas nije pronađeno opće analitičko rješenje osnovnih jednadžbi za mnoge fizikalne probleme, pa tako ni za provođenje topline, odnosno njezine diferencijalne jednadžbe u općem obliku.

Analitička metoda rješavanja problema kontinuiranih sustava primjenjiva je samo u slučajevima jednostavnijih proračunskih modela, uz neizbježna pojednostavljenja i zanemarivanja određenih utjecaja. Pojam jednostavniji se odnosi na neke specijalne slučajeve općih matematičkih formulacija koje opisuju pojedini fizikalni problem, uz korištenje karakterističnosti analiziranog slučaja. Uvođenje određenih zanemarivanja i pretpostavki bitno pojednostavljuje opću formulaciju danog fizikalnog problema, čime je omogućeno rješenje pojedinih problema.

Neki od primjera pojednostavljenja analize su ograničenje razmatranja na dvodimenzionalni ili čak jednodimenzionalni model, stacionarno stanje, pretpostavka homogenog i/ili izotropnog tijela, zanemarivanje ovisnosti fizikalnih svojstava o termodinamičkim parametrima, geometrijska pojednostavljenja i slično.

Problem određivanja općeg rješenja osnovnih jednačbi fizikalnih pojava, potaknuo je razvoj matematičkih metoda u smjeru određivanja približnog rješenja općih jednačbi. Definirani su matematički formalizmi određivanja približnog rješenja osnovnih jednačbi koji se jednim imenom nazivaju metodama numeričke analize.

3.3. Numeričko rješavanje matematičkog modela

Primjenom numeričkih metoda diferencijalne se jednačbe rješavaju u svojem općem obliku, a rješenje je približno, ali zadovoljavajuće točno. Numeričko rješavanje podrazumijeva korištenje metoda numeričke analize na diskretiziranom fizikalnom modelu. Osnovna ideja numeričkih metoda je, za razliku od ideje kontinuuma, da se s neprekinute sredine ili materijalnog kontinuuma prijeđe na diskretiziranu sredinu, u prostornim i/ili vremenskim koordinatama. Diskretizacijom se diferencijalne jednačbe fizikalnih pojava zamjenjuju sustavom algebarskih jednačbi (linearne ili nelinearne), koje su rješive analitički.

Vremenska diskretizacija se odnosi na “diskontinuitet” vremena putem konačnog vremenskog intervala, a prostorna diskretizacija implicira fizičku podjelu cijelog volumena tijela (domene kontinuuma) na konačni broj poddomena, gdje se za svaku od njih posebno postavljaju osnovne odredbene jednačbe u danom vremenskom trenutku, i koje zajedno čine jedan zatvoren sustav jednačbi s isto toliko nepoznanica. Ove diskretizirane odredbene jednačbe, zajedno s pripadajućim rubnim i početnim uvjetima, dovoljne su za određivanje nepoznatih veličina, odnosno rješenje problema. O fizikalnom problemu i finoći diskretizacije ovisi veličina sustava algebarskih jednačbi i broj nepoznanica. Snaga danas postojećih računala omogućava dobivanje rješenja (u općem obliku) u nekom konačnom vremenu.

Najpoznatije metode diskretizacije modela su metoda konačnih razlika, metoda kontrolnih volumena, metoda rubnih elemenata i metoda konačnih elemenata. Zbog veličine sustava jednačbi koji proizlazi primjenom ovih metoda za njihovo rješavanje se koriste računala. Rješenje dobiveno ovom metodom je približno, a odstupanje od točnih rezultata ovisi o finoći vremenske i prostorne diskretizacije, poznavanju fizikalnih svojstava, točnosti početnih i rubnih uvjeta i drugim faktorima.

Numeričkim je metodama u primjereno kratkom vremenu moguće provesti brojne analize, te iz njih dobiti odgovore na većinu postavljenih pitanja. Različitost istraživanja uz korištenje metode numeričke analize, nakon što se postavi odgovarajući model, vrlo brzo

postaje takvo da je postizanje rezultata pomoću drugih metoda (analitičkih ili eksperimentalnih) nezamislivo. Karakteristike metode numeričkog rješavanja matematičkog modela su relativno niski materijalni troškovi i neusporedivo kraće vrijeme potrebno za analizu u odnosu na druge metode. Numeričko rješavanje matematičkog modela, slično kao i eksperimentalna metoda, ovisi o ljudskom faktoru te je potrebno dobro poznavanje fizike problema i teorije primijenjene numeričke metode.

Možda je najveća prednost kompjutorskih simulacija istraživanje nekih sasvim hipotetskih, npr. havarijskih situacija, u kojima se promatrani objekt može naći, što je naročito važno jer u velikom broju situacija nije potrebno zamišljeni projekt provesti u život da bi se zatim mjerenjima u stvarnom pogonu došlo do željenih informacija. Numeričkim se modeliranjima polazne ideje mogu provjeriti već u početnoj fazi i to s konstrukcijskog, funkcionalnog i tehnološkog aspekta, analize rizika pa time ova metoda postaje nositelj svih daljnjih inženjerskih aktivnosti potrebnih u svestranoj analizi konstrukcije.

Za potrebe analize problema iz ovog rada prihvaćena je metoda numeričkog rješavanja matematičkog modela, čiji rezultati se koriste u primjeni jedne od standardnih metoda proračuna preostalog životnog vijeka konstrukcijskih elemenata parne turbine. U tu svrhu je definiran algoritam primjene svake od numeričkih metoda diskretizacije, što je opisano u idućem poglavlju.

3.4. Algoritam numeričke analize

Pod pojmom “modeliranje objekta” kod primjene numeričke analize podrazumijeva se skup postupaka koje je potrebno provesti i polaznih podataka koje je potrebno poznavati, da bi se objekt i fizikalna pojava priredili za analizu nekom od metoda numeričkog rješavanja matematičkog modela. Neovisno o fizikalnoj pojavi i vrsti analize, postupak u procesu modeliranja objekta zajednički je za sve metode numeričkog modeliranja i sve moguće objekte. Ovo omogućava definiranje “algoritma” metode numeričkog rješavanja matematičkog modela, kojim se od postavljanja problema dolazi do njegovog rješenja. Drugim riječima, koraci postupka transformacije polaznih podataka u traženi rezultat identične su za sve numeričke metode.

Algoritam numeričke analize fizikalne pojave unutar dane domene može se raščlaniti na sljedeće zasebne cjeline ili korake, koji zajednički sačinjavaju proces metode numeričkih modeliranja fizikalnih pojava:

1. modeliranje objekta ili predprocesiranje;
2. rješavanje fizikalnog problema ili procesiranje (rješavanje sistema algebarskih jednadžbi);
3. vrednovanje dobivenih rezultata analize ili postprocesiranje.

Ova podjela vrijedi i za sve naknadne analize danog objekta, koje bi eventualno uslijedile nakon prvotne analize. No, u tom slučaju se bitno pojednostavljuje prvi korak, predprocesiranje, jer otpada potreba za ponavljanjem zajedničkih polaznih podataka analiziranog objekta. Preostala dva koraka iz metodologije numeričke analize su svojstvena svakoj pojedinoj analizi i potrebno ih je uvijek iznova provesti u cijelosti.

Polazni podaci su svojstveni analiziranom objektu. Određeni su objektom analize i fizikalnom pojavom koja se u njemu modelira, a uključeni su u prvi korak numeričke analize, modeliranje objekta. O njima direktno ovisi točnost i pouzdanost rješenja dobivenih numeričkim rješavanjem matematičkog modela. Pojam objekta se odnosi na domenu fizikalne pojave uzete u razmatranje, i općenito predstavlja područje zatvoreno granicom promatranog sustava. U nastavku rada će se koristiti univerzalniji termin domene.

3.4.1. Modeliranje objekta – predprocesiranje

Modeliranje objekta je prvi korak u analizi neke fizikalne pojave. U stručnoj terminologiji ovaj se korak još naziva i predprocesiranje. Njegov je zadatak definirati model analizirane domene, odnosno specificirati polazne podatke analize. Pod pojmom “model” podrazumijeva se sljedeće:

- geometrija domene modela;
- diskretizacija modelirane domene;
- fizikalna svojstva materijala domene;
- početni i rubni uvjeti

3.4.1.1. Geometrija domene modela

Prije samog modeliranja geometrije unutar koje će se analizirati fizikalna pojava potrebno je donijeti neke važne odluke koje određuju kasniji postupak.

Prije svega, potrebno je definirati domenu nad kojom će se provesti analiza fizikalnog problema. Ovo podrazumijeva zatvaranje granica između modela i njegove “okoline”. Odabrane geometrijske granice koje određuju domenu moraju biti takve da u potpunosti obuhvaćaju analiziranu fizikalnu pojavu, a interakcija s “okolinom” se definira pomoću početnih i rubnih uvjeta.

Nadalje, potrebno je donijeti odluku kako će se organizirati geometrija modela unutar definiranih granica domene. Ovo se odnosi na mogućnost izbora dimenzije geometrije (jedno, dvo ili trodimenzioni modeli). U pravilu niže-dimenzijski modeli zahtijevaju manje resurse računala, a vrijeme računanja je time usporedno kraće. Prema tome, uvijek kada to dozvoljava priroda razmatrane fizikalne pojave, treba prijeći na modele niže dimenzionalnosti, pazeći pri tome da nije narušena reprezentativnost stvarnog i analiziranog problema.

Za pouzdanu analizu fizikalnih problema potrebno je poznavati točnu geometriju objekta, posebno u područjima gdje se očekuju veliki gradijenti promjene relevantnih fizikalnih veličina (npr. temperature ili naprezanja). Do ovih se podataka može se doći iz konstrukcijskih crteža, što je zadovoljavajuće za većinu problema. Tamo gdje ovakav pristup

nije provediv, potrebno je do točnih geometrijskih dimenzija doći mjerenjima na stvarnom objektu.

Vrlo često je kod modeliranja domene potrebno uvesti i neka zanemarenja i pojednostavljena u geometriji modela, jer bi njihovo uključivanje nepotrebno povećalo model. Za sva uvedena pojednostavljena mora se pouzdano znati kako utječu na opću valjanost rješenja ili se prethodno mora provjeriti razina njihovog utjecaja.

Odstupanja od stvarnog oblika su nepoželjna u područjima gdje su gradijenti promjena promatranih veličina veliki (npr. veliki gradijenti izotermi temperaturnih polja ili koncentracije naprezanja), jer bi se utjecaj te lokalno učinjene greške prenio u unutrašnjost modela i odrazio na opću točnost rezultata.

3.4.1.2. Diskretizacija modelirane domene

Nakon što je definirana geometrija domene, potrebno ju je diskretizirati nekom od modela prostorne diskretizacije. Najpoznatije metode diskretizacije modela su metoda konačnih razlika, metoda konačnih volumena, metoda konačnih elemenata i metoda rubnih elemenata. U ovoj se fazi objekt proračuna modelira “diskretnim elementima” poznate geometrije među kojima su definirane odgovarajuće veze. Termin “diskretni element” se općenito odnosi na konačne razlike, kontrolne volumene, rubne elemente i konačne elemente. Veza među diskretnim elementima ostvaruje se čvorovima, a položaj i broj čvorova zavisi o tipu i namjeni pojedinog elementa. Preko ovih se čvorova definiraju i vanjski utjecaji “okoline” na model i njegova “veza” s okolinom.

Postupak diskretizacije domene modela može se provesti ručno ili automatski. Ručna diskretizacija domene se primjenjuje samo kod najjednostavnijih geometrija objekta, a kreirane mreže su uglavnom uniformne i ortogonalne. Za ostale složenije oblike geometrije modela upotrebljavaju se automatski generatori mreža “diskretnih elemenata”. Prilikom stvaranja mreže potrebno je izbjeći iskrivljenje ili distorziju elemenata. Na područjima sa većim gradijentom deformacije i naprezanja potrebno je postići veću gustoću mreže zadavanjem većeg broja “diskretnih elemenata”.

O broju čvorova mreže “diskretnih elemenata” pomnoženih s brojem nepoznatih veličina po svakom čvoru (stupnjevi slobode) zavisi broj nepoznanica koje je potrebno odrediti u drugom koraku numeričke analize, koji može biti izuzetno velik. Općenito vrijedi

da finija podjela mreže “diskretnih elemenata” daje točnije rješenje analiziranog problema, ali i produljuje vrijeme računanja za dobivanje rješenja.

Uz dobro poznavanje analizirane fizikalne pojave može se provesti intervencija na mreži “diskretnih elemenata” kako bi se broj elemenata, a time i čvorova smanjio na optimalni broj sa stanovišta potrebnog vremena za proračun i željene točnosti rezultata.

3.4.1.3. Fizikalna svojstva materijala domene

Točnost proračuna i analize promatranog objekta podrazumijeva poznavanje fizikalnih svojstava materijala od kojeg je objekt analize konstruiran.

Za praktične potrebe, fizikalna svojstva odabranih materijala mogu se pronaći u tehničkim priručnicima i standardima samo za određene materijale, dok za neke specifične vrste materijala nije poznata (npr. ovisnost fizikalnih svojstava o temperaturi ili tlaku). Često fizikalna svojstva materijala znaju ovisiti o proizvođaču materijala, pa ih je nužno prije provjeriti.

Fizikalna svojstva materijala, kada su i poznata, navedena su za određeno područje temperature ili drugih relevantnih parametara ili su dane njihove vrijednosti samo kod nekih temperatura u obliku tablica. Vrlo je često temperatura okoliša u kojem se materijal koristi izvan navedenog područja vrijednosti. Greška učinjena interpolacijom tabličnih vrijednosti, a naročito prilikom ekstrapolacije, može biti značajna, pa slučaj nelinearnih ovisnosti fizikalnih svojstava o temperaturi treba dodatno provjeriti. Kod visokih temperaturnih ovisnosti fizikalnih svojstava o temperaturi vrijednosti dobivene interpolacijom ili ekstrapolacijom mogu biti sasvim netočne.

Kod odabira materijala za neku konstrukciju potrebno je provesti skupa ispitivanja fizikalnih svojstava materijala u svim režimima korištenja kako bi se provjerila tražena svojstva. Bez obzira na cijenu tih ispitivanja ovo je nužno, jer se samo na takav način može ocijeniti kako će se odabrani materijal ponašati u stvarnim uvjetima korištenja.

Vremenska promjena fizikalnih svojstava materijala je posebno značajna kod povišenih temperatura, te se mora uzeti u obzir. Duljim vremenom rada objekta u režimima

intenzivnih promjena, npr. termodinamičkih veličina stanja, dolazi do zamora i puzanja materijala, te slabljenja njegovih mehaničkih svojstava.

Za većinu modela je sasvim zadovoljavajuće provođenje analize uz pretpostavku homogenog i izotropnog materijala, što uveliko olakšava analizu. Situacije gdje to nije moguće su izrazito nelinearnog karaktera i teške za modeliranje. Osim toga pouzdanost rješenja može biti upitna.

Gledano s inženjerske točke gledišta, ovisnost fizikalnih svojstava materijala o nekoj od termodinamičkih veličina ili drugim parametrima je izuzetan problem. Prije modeliranja treba procijeniti ovisnosti promjena fizikalnih svojstava i koliko one utječu na valjanost rješenja. Pri tome se nerijetko rade i kompromisi, jer uključivanjem ovih nelinearnosti analiza postaje složenija budući da iste nepovoljno utječu na konvergenciju rješenja. Općenito, uključivanje promjenjivosti fizikalnih svojstava materijala o termodinamičkim parametrima rezultira višekratnim produljivanjem vremena računanja.

3.4.1.4. Početni i rubni uvjeti

Uvjeti kojima se analizirana domena dovodi u odnos s okolinom nazivaju se uvjetima jednoznačnosti. Pomoću njih se modelu daje fizikalni smisao, pa oni predstavljaju dovoljan uvjet za jednoznačnost rješenja odakle i slijedi njihov naziv. O valjanosti ovih uvjeta direktno ovisi rješenje analize i njihovom se određivanju treba posvetiti izuzetna pažnja. Razlikuju se početni i rubni uvjeti jednoznačnosti.

Početnim ili inicijalnim uvjetima jednoznačnosti zadaje se stanje domene u početnom vremenskom trenutku u svim njenim točkama. Potrebno ih je definirati samo u nestacionarnim analizama.

Rubnim ili graničnim uvjetima jednoznačnosti se u svakom vremenskom trenutku definira međusobni odnos domene i okoline (međudjelovanje s okolinom domene). Njima se analizirani model oslobađa veza s okolinom koja ga okružuje i djeluje na njega. Zadaju se na rubnim plohama domene i općenito mogu biti vremenski ovisni.

Postupak određivanja uvjeta jednoznačnosti može biti veoma složen i mukotrpan, a često je potrebno prethodno provesti cijeli niz preliminarnih proračuna za njihovo određivanje. Česti je slučaj da rješenje jedne analize predstavlja početni ili rubni uvjet za drugu analizu.

Diskretizirani model objekta na kojem se analizira fizikalna pojava zajedno s rubnim i početnim uvjetima i fizikalnim svojstvima materijala tvori sustav algebarskih jednadžbi koje je potrebno riješiti pomoću ugrađenog matematičkog rješavača programa za analizu. Iznošenje matematičkih teorija o numeričkim metodama izlazi izvan opsega ovog rada, pa su u idućem poglavlju navedene samo osnovne značajke tog koraka u numeričkoj analizi matematičkog modela.

3.4.2. Rješavanje fizikalnog modela - procesiranje

Numeričko rješavanje problema je drugi korak u postupku numeričke analize. Model objekta s pripadajućim polaznim podacima, priređen u prvom koraku, u ovom se koraku rješava pomoću matematičkog rješavača programa.

Prema metodi na kojoj se temelji matematički rješavač, određen je i diskretizirani oblik odredbenih jednadžbi koje je potrebno riješiti. Transformacijom čvorova mreže “diskretnih elemenata” u realni fizikalni prostor i njihovim povezivanjem u zajednički sustav putem veza, tvori se sustav s n algebarskih jednadžbi i isto toliko nepoznanica (nepoznate veličine se još nazivaju i stupnjevima slobode). Ovaj sustav algebarskih jednadžbi prikladno je riješavati pomoću algebre matričnog računa, koja se automatizira korištenjem računala. Bez ovoga ne bi bilo niti metoda numeričkih analiza. Zapravo, cijeli postupak kreiranja matrice sustava i njegovo rješavanje je potpuno automatiziran i nezavisan o korisniku.

Ovisno o fizikalnoj pojavi koja se analizira i organizaciji domene modela u svakom je čvoru mreže diskretnih elemenata definiran određeni broj nepoznatih veličina koje opisuju fizikalno stanje objekta. Čvorovi mreže diskretnih elemenata nad kojima su definirani rubni uvjeti u ovom se sustavu jednadžbi pojavljuju kao poznate veličine i ne ulaze u gore navedeni broj nepoznanica algebarskog sustava jednadžbi.

Prema prihvaćenoj širini modeliranja fizikalne pojave koja se rješava, modeli mogu biti linearni ili nelinearni. Uvođenje ovisnosti fizikalnih svojstava materijala o termodinamičkim parametrima direktno određuje i konačni oblik diskretiziranih odredbenih jednadžbi i njihovu složenost. Nadalje, analizirani problem, može biti uvjetno stacioniran ili nestacioniran, tj. vremenski ovisan ili nezavisan. Termin “uvjetno” se odnosi samo na stacioniran slučaj, jer su u stvarnosti svi problemi u suštini nestacionarni, a o prirodi fizikalne pojave zavisi da li se on može, uz dopuštena pojednostavljenja i pretpostavke, promatrati kao

vremenski nezavisan. Spomenute mogućnosti ugrađene u neki matematički rješavač, određuju i njegovu kvalitetu. Dodatni parametri za ocjenu rješavača su numerička točnost i konvergencija rješenja, odnosno brzina računanja.

3.4.3. Vrednovanje dobivenih rezultata analize - postprocesiranje

Treći i posljednji korak u analizi nekog problema je ocjena rezultata analize ili tzv. postprocesiranje rezultata. Ovaj korak dovodi do cilja cijele analize jer se u njemu, temeljem dobivenih rezultata analize, donosi zaključak o fizikalnim pojavama i njihovom djelovanju na modelirani objekt. Tek tada, na temelju saznanja o uzročno-posljedičnim vezama razmatrane fizikalne pojave, donose se ocjene upotrebljivosti objekta. Kod ocjene rezultata analize do punog izražaja dolazi razina znanja i razumijevanja fizikalne pojave potrebna za ispravno tumačenje rezultata.

Važno svojstvo kompjuterskih programa kojima se provodi numerička analiza modela mora biti raznolikost grafičkih prikaza rezultata i njihova vizualizacija jer o tim mogućnostima ovisi ispravnost shvaćanja dobivenih rezultata. Nije zanemariva ni mogućnost prezentacije rezultata i njihova dodatna obrada u nekim drugim programima specijalne namjene.

Ukoliko su rezultati analize pokazali da neko konstrukcijsko rješenje ne zadovoljava mehaničke, toplinske, dinamičke, funkcionalne, tehnološke ili neke druge zahtjeve, pristupa se novom konstrukcijskom rješenju, te ponovnom vraćanju cjelokupne analize na prvi korak.

Također, potrebno je iskustvo i intuicija da se prepozna i moguće krivo rješenje, shvati zašto je do njega došlo, otkloni uzroke koji su rezultirali tim krivim rješenjem, te ponovi analiza.

3.5. Konceptija rada

3.5.1. Cilj rada i metoda analize

Uvjeti korištenja industrijske parne turbine za pogon električnog generatora ili pogon radnog stroja (pumpe, ventilatora ili turbokompresora), zajedno s njenim visokotlačnim parovodima svježe pare i kućištima ventila, zahtijevaju znatno veći broj pokretanja, zaustavljanja i promjena snage u usporedbi s parnim turbinama u termoenergetskim postrojenjima. Takovi uvjeti dovode brže do niskocikličkog zamora materijala kritičnih komponenata turboagregata kao što su rotor i kućišta. S druge strane, u stacionarnom režimu rada, kod radnih temperatura iznad 400 °C kako je slučaj u ovom radu, navedene komponente podliježu pojavi puzanja koja ograničava njihov životni vijek.

Temeljem dobivenih rezultata provedenog numeričkog proračuna toplinskih i mehaničkih napreznja u nestacionarnim (promjenjivim) režimima rada koji se pojavljuju u radnom životnom vijeku industrijske parne turbine, analizirat će se utjecaji takovog radnog režim na temperaturna polja i napreznja u rotoru.

Nakon isteka dvije trećine projektnog životnog vijeka industrijskih turbina postoji potreba da ih se podvrgne postupku proračuna preostalog životnog vijeka obzirom na poznate stvarne režime korištenja u proteklom periodu. Rezultati analize utjecaja promjenjivih režima na temperaturna polja i napreznja rotora dat će smjernice i podloge za proračuna preostalog životnog vijeka i izradu tehnookonomске analize za zamjenu i rekonstrukciju dijelova turbine (revitalizaciju), promjenu režima rada, određivanje novih intervala između remonata ili uvođenje specifičnih ispitivanja materijala, čime se postiže veća pouzdanost i sigurnost u eksploataciji turbine i produljenje životnog vijeka njenih vitalnih komponenti.

Na postojećem objektu i iznesenom problemu prikazan je cjelovit postupak proračuna i postupak numeričkog rješavanja matematičkog modela. Sistematizirane su sve radnje koje je potrebno provesti da bi se uspješno definirao problem i odredilo njegovo rješenje. Postupak proračuna proveden na rotoru parne turbine može se primijeniti i na ostale komponente parne turbine (npr. kućište), a također i na komponente plinske turbine.

3.5.2. Objekt analize

Korištenje industrijskih parnih turbina u procesnim postrojenjima za mehanički pogon ili pogon električnih generatora karakteriziran je potrebom za visokom elastičnošću pogona.

Objekt analize je kondenzacijska, industrijska parna turbina akcijskog tipa, jednokućišne izvedbe s jednim reguliranim oduzimanjem pare za industrijske potrebe i namijenjena je za pogon električnog generatora. Efektivna snaga turbine je 35 MW, domaće je proizvodnje (bivša „Jugoturbina“ – Karlovac), a instalirana je u petrokemijskom postrojenju u Hrvatskoj. Crtež uzdužnog presjeka analizirane turbine dan je na Slici 5.

Tok pare je jednosmjernan. Svježa para ulazi u turbinu preko dva ventila svježe pare, koji su priključeni prestrujnim visokotlačnim parovodima na ulazno kućište. Na ulaznom kućištu smješteni su parorazvodni ventili razvoda visokog tlaka koji upravljaju ulazom pare u 4 grupe sapnica prvog regulacijskog stupnja, u ovisnosti o opterećenju turbine.

Prvi stupanj turbine izveden je kao Curtisovo kolo s dva vijenca rotorskih lopatica. Nakon ulaza u protočni dio turbine, para struji kroz prva 4 visokotlačna stupnja, nakon čega se dio pare regulirana tlaka (4,2 MPa) oduzima iz turbine, a ostatak struji preko parorazvodnih ventila razvoda niskog tlaka u 5. regulacijski stupanj. Para koja je prošla kroz 5. regulacijski stupanj ekspandira u preostalim stupnjevima, te iza posljednjeg 21.-og stupnja odlazi u kondenzator.

Osnovni tehnički podaci o turbini su:

- Trajna maksimalna snaga na spojci: 35 MW;
- Maksimalan snaga u kondenzacijskom pogonu: 27 MW;
- Brzina vrtnje: 50 s⁻¹;
- Tlak svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: nominalni 12,1 MPa; maksimalni 12,5 Mpa;
- Temperatura svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: nominalna 534 °C; maksimalna 540 °C;
- Maksimalni protok pare kod nominalnih parametara svježe pare:

VT dio: maksimalni 250 t/h;

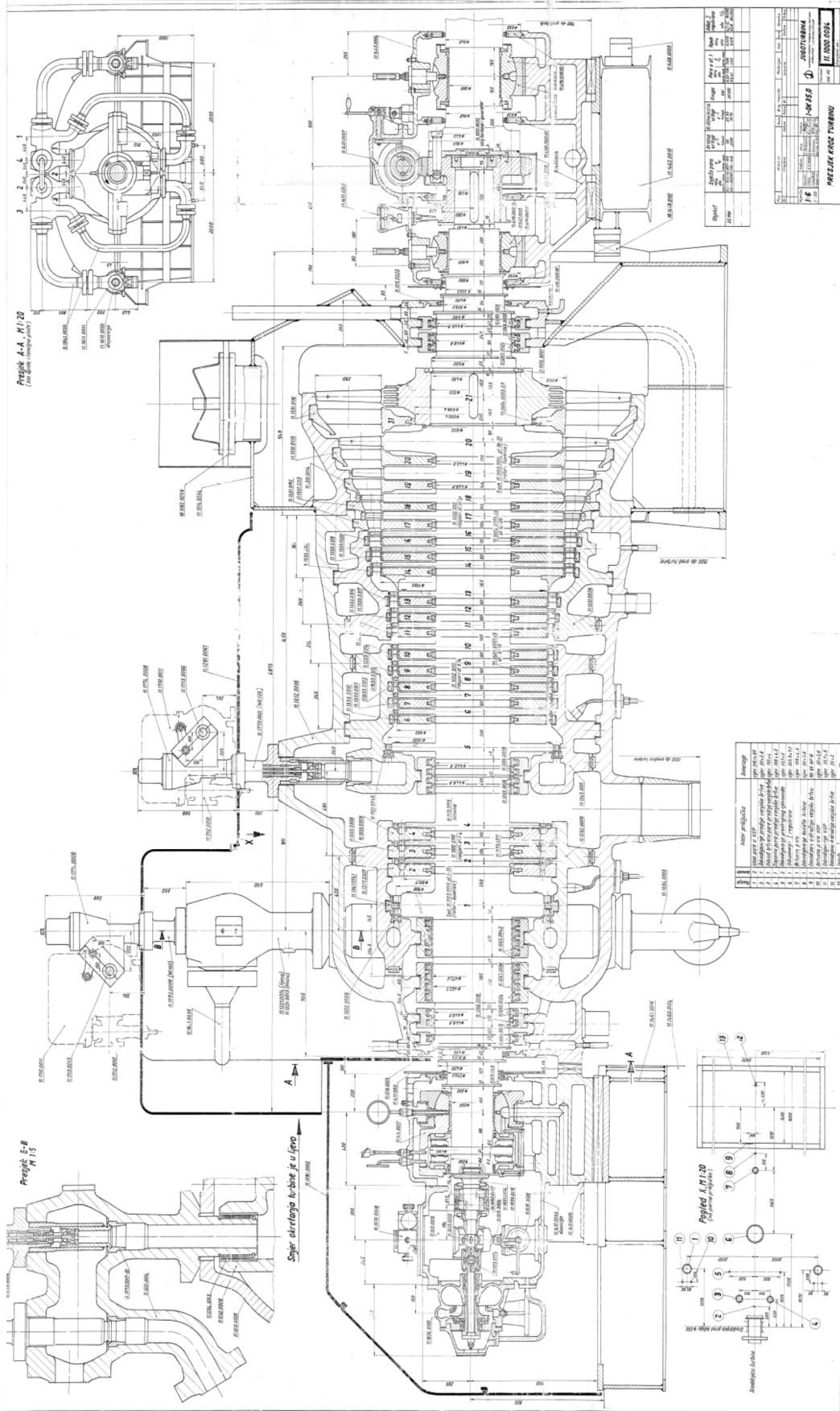
NT dio: maksimalni 90 t/h;

- Turbina ima regulirano oduzimanje pare iza četvrtog stupnja:

protok na oduzimanju: od 0 do 200 t/h;

tlak oduzimanja: 4,2 Mpa;

temperatura oduzimanja: 405 °C;



Slika 6. Presječni crtež objekta analize- parne turbine 35MW

4. RJEŠAVANJE ZADATKA PROVOĐENJA TOPLINE PRIMJENOM NUMERIČKE ANALIZE

Drugi stavak termodinamike govori da toplinska energija uvijek prelazi sama od sebe s toplijeg na hladnije tijelo, odnosno od toplijih na hladnije slojeve tijela. U klasičnoj termodinamici uobičajeno je da se ta toplinska energija u prijenosu naziva toplotom. Ponekad se u tehničkoj praksi, a i u životnoj praksi općenito nameće potreba da se ova prirodna tendencija širenja topline potpomaže, a ponekad i sprečava. Ostvarivanje ovih uvjeta nalaže izučavanje teorije širenja topline. Teorija širenja topline daje odgovor, između ostalog, i na sljedeće:

- održavanje temperature tijela u propisanom temperaturnom intervalu;
- određivanje temperaturnog polja u nekom tijelu;
- određivanje brzine zagrijavanja ili hlađenja tijela ili promatrane točke tijela.

Izmjena (širenje) topline vrši se na tri osnovna mehanizma:

- provođenjem (kondukcijom) kroz krutnine, kapljevine i plinove;
- konvekcijom (miješanjem) kod kapljevih i plinovih čestica;
- zračenjem (radijacijom), koja se odvija putem elektromagnetnih valova bez materijalnog posrednika.

Teorija provođenja topline kroz kontinuum temelji se na molekularno-kinetičkoj teoriji plinova pri uobičajenim temperaturama i tlakovima. Mehanizam provođenja topline kroz kontinuum vrši se od jednog ka drugom dijelu kontinuuma pod utjecajem temperaturnog gradijenta. Fizikalna pozadina ovog mehanizma temelji se na prijenosu kinetičke energije od jedne molekule na drugu, susjednu molekulu. Prosječna brzina molekule je to veća što je viša temperatura, pa se brže molekule toplijeg dijela kontinuuma prilikom sruca sa sporijim molekulama usporavaju, dok se pri tome molekule hladnijeg dijela kontinuuma ubrzavaju. Posljedica takve izmjene impulsa je da se prosječne brzine molekula, a time i temperature u svim dijelovima kontinuuma nastoje izjednačiti.

Izmjena topline provođenjem jedini je mehanizam kod tzv. neprozirnih krutina. Kod metala provođenje topline vrši se gibanjem slobodnih elektrona. Postojanje slobodnih elektrona svrstava metale u najbolje vodiče topline. Slobodni se elektroni u metalu ponašaju poput jednoatomnog idealnog plina. Gibanje slobodnih elektrona dovodi do izjednačavanja temperature u svim točkama grijanog ili hlađenog metala, budući da se elektroni gibaju od područja više u područje niže temperature i obrnuto.

Opisivanje mehanizma provođenja topline dinamičkom teorijom i izrazima prihvatljivog i smislenog matematičkog modela bio je jedan od najvećih problema termodinamike. Današnja postignuta saznanja i razumijevanje mehanizma provođenja topline rezultirala su primjenom pouzdanih i detaljnih numeričkih proračuna na računalima. Unatoč još nepotpuno razjašnjenim pojavama u pojedinim područjima provođenja topline (uglavnom kod tekućina i višefaznih medija), općenito razumijevanje i matematički opis fizikalnih zakonitosti gotovo su potpuni.

Postojeći matematički modeli koji opisuju molekularna ponašanja unutar tijela nisu savršeni, no njihovo razvijanje se nastavlja na osnovama hipoteza koje se temelje na eksperimentalnim istraživanjima i numeričkim proračunima. Osnovne zakonitosti dobivene na takav način su u potpunosti konzistentne sa zakonima termodinamike.

4.1. Osnovni zakon provođenja topline

Prema drugom glavnom stavku termodinamike, toplina slobodno prelazi s jednog tijela na drugo (ili jednog dijela tijela na njegov drugi dio) samo ako su tijela na različitim temperaturama [10], [12], [7]. Smjer toka topline je takav da toplina prelazi s mjesta više temperature na mjesto niže temperature. To znači da je postojeći gradijent temperature takav da toplina prelazi u njegovom negativnom smjeru. Prvi glavni stavak termodinamike govori o očuvanju toplinske energije u odsutnosti izvora ili ponora. Pri tome je temperaturna raspodjela unutar nekog tijela opisana u ovisnosti od prostornih koordinata i vremena kao:

$$T = T(x, y, z, t) \quad (4-1)$$

Može se pretpostaviti da unutar tijela u nekom vremenskom trenutku postoji takva ploha da je u svakoj njenoj točki temperatura ista. Takva ploha se naziva izotermnom plohom. Nadalje, može se uočiti i neka druga izotermna ploha unutar tog tijela koja se od prve razlikuje za neki $\pm\Delta T$. Ove se izotermne plohe nikad ne sijeku, jer je fizikalno nemoguće da ista točka tijela u istom vremenskom trenutku ima ili se nalazi na dvije (ili više) različitih temperatura. Tako se toplinsko stanje tijela u nekom vremenskom trenutku vizualizira s beskonačno mnogo beskonačno tankih izotermnih ploha. One se u nestacionarnom stanju mijenjaju s vremenom. Za izotropna tijela vrijedi da toplinski tok kroz neku točku unutar tijela ima smjer okomito na izotermnu plohu kroz tu točku, dok kod neizotropnih tijela toplinski tok može imati i neki smjer koji nije nužno okomit na izotermnu plohu. U nastavku će se, osim ako se ne navede drugačije, promatrati samo izotropno tijelo, tj. krutina čija su fizikalna svojstva i struktura u nekoj točki nezavisna o smjeru [11].

Hipoteza na kojoj se temelji matematička formulacija zakona provođenja topline imala je svoje izvorište u jednostavnom eksperimentu [10]. Odabrana kruta ploča ima dovoljno velike dvije dimenzije (visinu i širinu) u odnosu na treću dimenziju (debljinu), tako da ih se može smatrati beskonačnima. Rubne plohe ploče se nalaze na različitim uniformnim temperaturama, pri čemu ta temperaturna razlika nije takva da znatnije utječe na termodinamička svojstva materijala ploče. Nakon dovoljno vremena toplinski tok i raspodjela temperature po debljini ploče postaju nezavisni o vremenu tj. stacionarni. Toplinski tok koji se formira od toplije prema hladnijoj plohi ploče je:

$$Q = \frac{\lambda \cdot A \cdot (T_1 - T_2)}{\delta} \quad (4-2)$$

gdje je Q količina topline koja se prenosi, a proporcionalna je površini ploče A , razlici temperatura $(T_1 - T_2)$ i obrnuto proporcionalna debljini ploče δ . Konstanta proporcionalnosti je koeficijent provođenja topline λ . Strogo gledajući koeficijent provođenja topline λ zavisi o temperaturi i tlaku (kod visokih vrijednosti tlaka) i direktno određuje transportnost topline kroz materijal.

Jedn. (4-2) zapisana općenitije u diferencijalnom obliku glasi [3]:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{\partial H}{\partial t} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (4-3)$$

gdje je H vektorsko polje toplinskog toka. Toplinski tok q je u smjeru normale n na površinu A u smjeru smanjenja temperature, tj. negativnog temperaturnog gradijenta. Negativni predznak u jedn. (4-3) znači da je smjer toplinskog toka u smjeru negativnog gradijenta temperature i služi da ga učini pozitivnim u tom smislu. I opet, faktor proporcionalnosti je koeficijent provođenja topline λ , svojstvo materijala u kojem se odvija provođenje topline.

Jedn. (4-3) napisana za infinitezimalno malu površinu glasi:

$$dQ = -\lambda \cdot dA \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad (4-4)$$

a u čast francuskom matematičaru Jean Baptiste Fourier-u naziva se Fourier-ovim zakonom provođenja topline.

Jedn. (4-3) kojom se definira koeficijent provođenja topline λ ukazuje da je proces provođenja topline slučajan proces koji ovisi o debljini ploče δ , [10]. Kada taj toplinski tok ne bi propagirao po debljini ploče na slučajan način, izraz za toplinski tok dan jedn. (4-3) bi u svojoj formulaciji imao samo zavisnost o razlici temperatura, a ne i o temperaturnom gradijentu. Samo ovaj slučajan karakter procesa provođenja topline uvodi u izraz za toplinski tok i ovisnost o temperaturnom gradijentu.

Slučajnost prirode procesa provođenja topline može se objasniti i na sljedeći način: U kinematičkoj se teoriji plinova, uz određene pretpostavke, koeficijent provođenja topline može izraziti kao [11], [7]:

$$\lambda = \frac{1}{3} \rho \cdot c_v \cdot \bar{w} \cdot L \quad (4-5)$$

gdje je:

c_v - toplinski kapacitet kod konstantnog volumena;

\bar{w} - srednja brzina molekula ili atoma;

ρ - gustoća plina;

L - srednja duljina slobodnog puta molekula ili atoma.

Kombinacijom jednadžbi (4-2) i (4-5) slijedi:

$$\rho = \frac{Q}{A} = \frac{1}{3} \rho \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2) \cdot \frac{\bar{w} \cdot L}{\delta} \quad (4-6)$$

Toplinski tok q u jedn. (4-3) i jedn. (4-6) je vektorska veličina, pa se moraju poznavati i njegova veličina i smjer. Član $\rho c_v (T_1 - T_2)$ je razlika unutarnjih energija toplije i hladnije strane ploče. Energija propagira kroz ploču transportnom brzinom $\bar{w} \cdot L / \delta$ koja je upravo prosječna brzina slobodnih čestica materije normirana s odnosom slobodnog puta kretanja slobodnih čestica i karakteristične dimenzije ploče δ . Slobodne čestice su kod plinova molekule, a kod krutih tijela slobodni elektroni i fotoni.

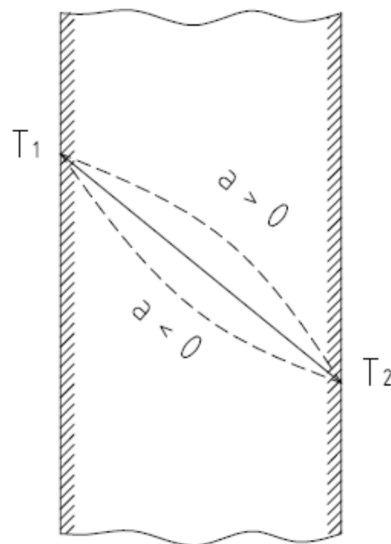
Koeficijent provođenja topline λ za sva agregatna stanja nije konstanta nego je funkcija temperature, a za tekućine dodatno i od tlaka (to više što se više približava kritičnom stanju).

Linearna zavisnost koeficijenta provođenja topline o temperaturi u određenim temperaturnim područjima dovoljno se točno može opisati kao:

$$\lambda = \lambda_o \cdot (1 + \alpha T) \quad (4-7)$$

gdje je λ_o vrijednost koeficijenta provođenja topline na nekoj referentnoj temperaturi, a α je temperaturni koeficijent koji može biti pozitivan ili negativan, zavisno o vrsti materijala.

Slika 7, prikazuje utjecaj ovog koeficijenta na temperaturni gradijent unutar tijela kao rezultat pozitivne ili negativne vrijednosti koeficijenta α . Temperaturni gradijent je konstantan samo u slučaju kada je i koeficijent provođenja toplina konstantan $\lambda=\lambda_0$, tj. temperaturni koeficijent $\alpha=0$.



Slika 7. Raspodjela temperature unutar nekog tijela

Fourier-ov zakon provođenja topline je analogan Ohm-ovom zakonu električne vodljivosti u elektrotehnici koji glasi [3]:

$$dI = -\sigma \cdot dA \cdot \frac{\partial E}{\partial n} \quad (4-8)$$

gdje jakost električne energije I odgovara toplini Q , električni potencijal E toplinskom potencijalu T (temperaturi), a koeficijent električne vodljivosti S ($S = 1/\rho$, a ρ je koeficijent električnog otpora) odgovara koeficijentu provođenja topline λ .

Budući da jedn. (4-6) i jedn. (4-8) imaju analogni oblik moguće je probleme provođenja topline riješavati kao ekvivalentne probleme vođenja električne struje i obratno (reoelektrična analogija).

4.2. Diferencijalni oblik jednadžbe provođenja topline

Za izvod diferencijalne jednadžbe provođenja topline,[10],[11], razmatranje se provodi nad elementarnim volumenom dV i elementarnim vremenskim intervalom dt , koji matematički predstavljaju beskonačno male veličine, a s fizikalne točke gledišta dovoljno su reprezentativni i dopuštaju diskretizaciju kontinuuma. Relacija dobivena takvim načinom predstavlja opću diferencijalnu jednadžbu analizirane fizikalne pojave. Integracijom ove diferencijalne jednadžbe se određuje veza između temperature i fizikalnih svojstava u bilo kojoj prostornoj koordinati tijela i vremenskom trenutku.

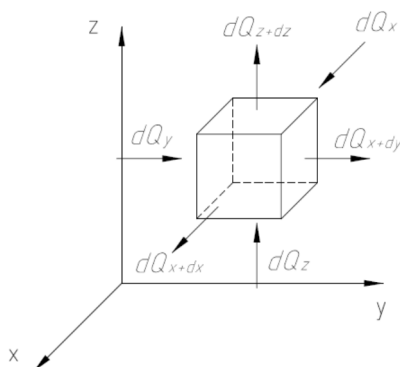
Opisivanje temperaturnog polja zahtijeva prvo formulaciju diferencijalne jednadžbe provođenja topline. Da bi se olakšao izvod ove diferencijalne jednadžbe uvode se sljedeće pretpostavke:

- razmatrano tijelo je homogeno i izotropno;
- fizikalna svojstva tijela su konstantna (temperaturno nezavisna);
- deformacija promatranog infitezimalnog volumena je zbog promjene temperature zanemarivo mala prema samom volumenu tijela;
- unutrašnji toplinski izvori ili ponori su općenito opisani s $q_{i,q}=f(x, y, z, t)$, i nejednako su distribuirani po domeni krutog tijela.

Izvod diferencijalne jednadžbe provođenja topline se temelji na zakonu očuvanja energije koji glasi, [10], [11], [7]: suma topline dQ_1 koju elementarni volumen razmjenjuje provođenjem kroz vanjske površine i topline dQ_2 razvijene unutrašnjim toplinskim izvorima u vremenskom intervalu dt , jednaka je promjeni unutrašnje energije ili entalpije materije sadržane u elementarnom volumenu, tj.:

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ \quad (4-9)$$

U gornjoj su jednadžbi: dQ_1 - količina topline koja se provođenjem u vremenu dt razmjenjuje s kontrolnim volumenom; dQ_2 - količina topline oslobođena u vremenskom intervalu dt zbog postojanja unutrašnjih toplinskih izvora u kontrolnom volumenu, a dQ - promjena unutarnje energije ili entalpije materije elementarnog volumena. Da bi se odredili pojedini članovi jedn. (4-9) promatra se elementarni paralelopiped sa stranicama dx , dy , dz paralelnima s koordinatnim osima, [Slika 8.]



Slika 8. Elementarni volumen

Količine topline koje su provođenjem kroz odgovarajuće elementarne površine unesene u kontrolni volumen u vremenskom intervalu dt u smjeru osi $0x$, $0y$, $0z$, označene su s dQ_x , dQ_y , i dQ_z .

Količine topline koje se odvede provođenjem kroz suprotne površine paralelopipeda u smjeru istih osi označene su s dQ_{x+dx} , dQ_{y+dy} i dQ_{z+dz} . Količina topline koja je u smjeru osi $0x$ kroz elementarnu površinu $dydz$ u vremenu dt unesena u kontrolni volumen jednaka je:

$$dQ_x = q_x dydzdt \quad (4-10)$$

gdje je q_x komponenta gustoće toplinskog toka u smjeru osi x .

Količina topline koja je u smjeru iste osi odvedena na suprotnoj plohi elementarnog volumena jednaka je:

$$dQ_{x+dx} = q_{x+dx} dydzdt \quad (4-11)$$

Razlika tih dviju toplina predstavlja diferencijal topline, dQ_{x1} , unesen (ili odveden) provođenjem u smjeru osi $0x$ u kontrolni volumen. Razvijanjem ove razlike u Taylor-ov red uz zadržavanje samo prava dva člana izraza (4-11) slijedi:

$$dQ_{x1} = -\frac{\partial q_{x+dx}}{\partial x} dx dy dz dt \quad (4-12)$$

Na isti se način određuju količine toplina dQ_{y_1} i dQ_{z_1} unesenih u smjeru osi Oy i Oz provođenjem u kontrolni volumen, pa slijedi da je sveukupni diferencijal topline dQ_I , koji je provođenjem unesen u promatrani kontrolni volumen jednak:

$$dQ_I = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) \cdot dx dy dz dt \quad (4-13)$$

Za dobivanje relacije promjena sveukupne unutarnje energije ili entalpije elementarnog volumena koristi se činjenica da su razlike brojčanih vrijednosti c_p i c_v za kruto tijelo zanemarivo male, pa tada uz $c_p = c_v = c$ slijedi:

$$dQ = c\rho \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx dy dz \quad (4-14)$$

Transport topline kroz krutninu opisan je Fourier-ovim zakonom provođenja topline, pa nakon supstitucije izraza za toplinski tok u smjeru relevantnih koordinatnih osi Ox , Oy i Oz slijedi konačna parcijalna diferencijalna jednadžba provođenja topline:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{c\rho} \cdot \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \frac{q_{i,\rho}}{c\rho} \quad (4-15)$$

Diferencijalna jednadžba provođenja topline u ovakvom obliku točno opisuje provođenje topline i uspostavlja vezu između vremenske promjene temperature u bilo kojoj točki prostora, uvjetovanu provođenjem topline te postojanjem toplinskog izvora. U gornjoj jednadžbi uključena je prostorna i vremenska promjena fizikalnih svojstava krutog tijela, tj. [3]:

$$\begin{aligned} \lambda &= \lambda(x, y, z, t); \\ c &= c(x, y, z, t); \\ \rho &= \rho(x, y, z, t). \end{aligned} \quad (4-16)$$

U slučaju temperaturno neovisnih fizikalnih svojstava materije, diferencijalna jednadžba provođenja topline (4-15) poprima oblik:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \cdot \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{q_{i,\rho}}{c\rho} \quad (4-17)$$

Zapisom u simboličkoj notaciji uz uvođenje koeficijenta temperaturne vodljivosti a i Laplace-ovog operatora ∇ :

$$a = \frac{\lambda}{c\rho} \quad (4-18)$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

jednadžba (4-17) glasi:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T + \frac{q_{i,\rho}}{c\rho} \quad (4-19)$$

Koeficijent toplinske vodljivosti a često se zove toplinska difuznost i predstavlja fizikalno svojstvo materijala. Osobito je važan kod nestacionarnih procesa jer definira vremenski gradijent promjene temperature. Ako je koeficijent provođenja topline λ sposobnost provođenja topline, onda je koeficijent toplinske vodljivosti [7], [10],[11] mjera toplinske inercije. Iz jedn. (4-19) slijedi da je promatrani vremenski gradijent temperature $\partial T / \partial t$ u bilo kojoj točki prostora izravno proporcionalna koeficijentu toplinske vodljivosti a . Brzina promjene temperature u nekoj točki tijela je veća što je viši koeficijent temperaturne vodljivosti a . Veličina koeficijenta toplinske vodljivosti zavisi samo o vrsti materije, kako slijedi iz jedn. (4-18).

4.2.1. Neki posebni oblici diferencijalne jednadžbe provođenja topline

Ako u tijelu ne postoje toplinski izvori i ponori ($q_{i,\rho} = 0$) jedn. (4-15) ili jedn. (4-19) prelazi u Fourier-ovu jednadžbu:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T \quad (4-20)$$

Ako se pri tome radi o stacionarnom provođenju topline, tj. temperaturno polje je ovisno samo o prostornim koordinatama, $T = T(x, y, z)$, diferencijalna jednačina provođenja topline prelazi u Poisson-ovu jednačinu:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_{i,\rho}}{c\rho} = 0 \quad (4-21)$$

Na kraju, za slučaj stacionarnog provođenja topline bez postojanja toplinskog izvora (ponora), jedn. (4-15) ili jed. (4-19) poprima oblik Laplace-ove jednačine

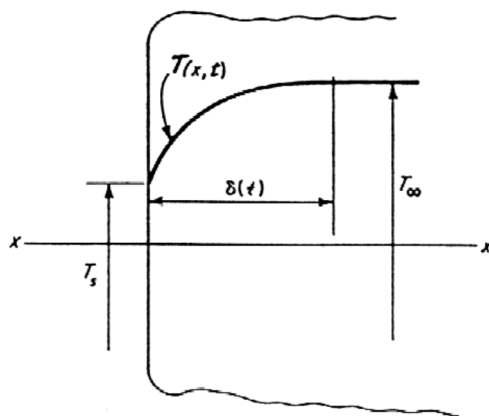
$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4-22)$$

Glavni zadatak analize provođenja topline sastoji se upravo u pronalaženju partikularnih rješenja prethodno prikazanih diferencijalnih jednačina provođenja topline. U većini praktičnih inženjerskih problema jedn. (4-20), jedn. (4-21) ili jedn. (4-22) nije moguće integrirati zbog geometrije domene i rubnih uvjeta. Tada se rješenje traži korištenjem numeričkih metoda za čije potrebe su izvedeni i neki drugi oblici jednačine provođenja topline.

4.3. Integralni oblik jednačine provođenja topline

Proteklih se godina pribjeglo aproksimativnim formulacijama jednačine provođenja topline, naročito za rješavanje toplinskih zadataka kod složenijih geometrija, s nelinearnostima u modelu (promjenjivost koeficijenta provođenja topline s temperaturom, višefazni i višekomponentni zadaci, itd.) ili sa složenijim rubnim uvjetima. Jedna od takvih aproksimacija je i integralni oblik jednačine provođenja topline. Rezultirajuće jednačine su aproksimativne utoliko da lokalno ne zadovoljavaju specifikacije toplinskog toka i temperature, ali zadovoljavaju bilancu energije [7], [17]. Prednosti ove metode u odnosu na egzaktno rješenje su jednostavnost, brzina i često zadovoljavajuća točnost.

Primjer formulacije integralnog oblika jednadžbe provođenja topline pokazan je za slučaj nestacionarnog jednodimenzionalnog provođenja u beskonačnoj ploči. Ako ploča početne temperature T_∞ odaje toplinu sa svoje površine, nastaje temperaturno polje kao što je to prikazano na [Slika 9]. Temperaturno polje obuhvaća dio tijela unutar kojeg se lokalna temperatura razlikuje od T_∞ . Dubina do koje se uočava ova temperaturna promjena, tj. osjete toplinski efekti, označava se prema nomenklaturi graničnog sloja s δ i funkcija je vremena t .



Slika 9. Raspodjela temperatura

Diferencijalni oblik jednadžbe provođenja topline za slučaj beskonačnog tijela u y i z smjeru s konstantnim fizikalnim svojstvima glasi:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (4-23)$$

Jednadžba (4-23) može se integrirati od $x = 0$ do $x = \delta(t)$:

$$\int_0^{\delta} \frac{\partial T}{\partial t} dx = \int_0^{\delta} a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx \quad (4-24)$$

pa se dobiva:

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^{\delta} T(x,t) dx \right] - T(\delta,t) \frac{d\delta}{dt} = a \left[\frac{\partial T}{\partial x}(\delta,t) - \frac{\partial T}{\partial x}(0,t) \right] \quad (4-25)$$

U jednadžbi (4-25), $T(\delta,t) = T_\infty$ je konstanta na rubu δ , pa je:

$$\frac{\partial T}{\partial x}(\delta, t) = 0$$

čime jednačba (4-25) postaje:

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^{\delta} T(x, t) dx - T_{\infty} \delta(t) \right] = -a \frac{\partial T}{\partial x}(0, t) \quad (4-26)$$

Za slučaj ovisnosti fizikalnih svojstava o temperaturi dobiva se:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (4-27)$$

gdje su $\rho = \rho(T)$, $c = c(T)$ i $\lambda = \lambda(T)$.

Uvođenjem ovisne varijable fizikalnih svojstava [10]:

$$v = \int_0^T \rho c dT \quad (4-28)$$

jednačba (4-27) može se napisati kao:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[a(v) \frac{\partial v}{\partial x} \right] \quad (4-29)$$

Integracijom jednačbe (4-29) od $x = 0$ do $x = \delta(t)$ uz korištenje (4-28) slijedi:

$$\frac{d}{dt} \left[\int_0^{\delta} v dx - V_{\infty} \delta \right] = -a(v_0) \frac{\partial v}{\partial x}(0, t) \quad (4-30)$$

Za rješenje integralnih oblika jednačbi provođenja topline potrebno je pretpostaviti funkciju razdiobe temperature u prihvatljivoj formi, kako bi se izračunali integrali i derivacije u jedn. (4-26) i jedn. (4-30). Odabrani temperaturni profil mora biti blizak stvarnom temperaturnom profilu i mora zadovoljiti temperaturne rubne uvjete [9].

4.4. Varijacijska formulacija provođenja topline

Varijacijske metode se u mehanici krutih tijela koriste dugi niz godina, no njihova primjena u problemima provođenja topline uslijedila je tek nakon što je M. A. Biot dao varijacijsku formulaciju jednačbe provođenja topline, [13],[14]. Unatoč tome što do danas nije potvrđena i izvedena, ova je formulacija praktična i koristi se u različitim metodama diskretizacije za određivanje aproksimativnog rješenja u pojedinim tipovima zadataka.

Na varijacijskoj formulaciji temelji se i upotreba metode konačnih elemenata za rješenje problema provođenja topline. Bez namjere da se dublje ulazi u matematički formalizam, u nastavku će se prezentirati njena bit.

Za izotropno tijelo s koeficijentom provođenja topline $\lambda = \lambda(x, y, z)$, specifičnim toplinskim kapacitetu $c = c(x, y, z)$ i uz odsustvo toplinskih izvora ili ponora, jednadžba provođenja topline zadovoljena temperaturom $T(x, y, z, t)$ dana je s jedn. (4-25) s članom $q_{i,p}$ jednakim nuli, [10]. Biot je formulirao funkcional koji je ekvivalentan jedn. (4-15).

Vektorsko polje toplinskog toka \mathbf{H} je takovo da je vektor toplinskog toka u bilo kojoj točki tijela $\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial \mathbf{n}} = q$. Očuvanje toplinske energije izraženo je preko:

$$\rho c T = - \left(\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial z} \right) = -\text{div} \mathbf{H} \quad (4-31)$$

Biot je definirao toplinski potencijal i njegovu varijacijsku invarijantu kao:

$$E = \frac{1}{2} \iiint_V \rho c T^2 dV \quad (4-32)$$

$$\delta D = \iiint_V \frac{1}{\lambda} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \cdot \delta \mathbf{H} dV \quad (4-33)$$

Toplinski potencijal E igra ulogu analognu potencijalnoj energiji, a D je ekvivalentno njenoj disipacijskoj funkciji.

Koristeći jedn. (4-32) i jedn. (4-33) varijacijska formulacija se izražava u obliku:

$$\delta E + \delta D = \iint_S T \cdot \mathbf{n} \cdot \delta \mathbf{H} dS \quad (4-34)$$

Površinski integral s desne strane se odnosi na rubnu plohu površine S s normalom pozitivno orijentiranom prema unutra.

Da bi se pokazalo da je jedn. (4-34) ekvivalentna jedn. (4-15) potrebno je odrediti članove δE i δD :

$$\delta E = \iiint_V \rho c T \cdot \delta T dV = - \iiint_V \delta T \cdot (\text{div} \mathbf{H}) dV \quad (4-35)$$

Parcijalnom integracijom jedn. (4-35) slijedi:

$$\delta E = \iiint_V \delta \mathbf{H} \cdot \text{grad} T dV + \iint_S T \cdot \mathbf{n} \cdot \delta \mathbf{H} dS \quad (4-36)$$

a supstitucijom jedn. (4-36) i jedn. (4-33) u jedn. (4-34):

$$\iiint_V \left(\text{grad} T + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \right) \cdot \delta \mathbf{H} \cdot dV = 0 \quad (4-37)$$

Za proizvoljno mali, ali različit od nule varijacional $\delta \mathbf{H}$, jedn. (4-37) se reducira na:

$$\text{grad} T + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} = 0 \quad (4-38)$$

što je zapravo, korištenjem jednadžbe (4-31)

$$\text{div}(\lambda \cdot \text{grad} T) = -\text{div} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4-39)$$

Jednadžba (4-39) je jednaka jednadžbi (4-15) i identitet je uspostavljen.

Biot je predstavio koncept generaliziranih koordinata u analogiji s varijacionim principom. Vektorsko polje toplinskog toka \mathbf{H} dano je kao funkcija pojedinih generaliziranih koordinata q_i :

$$\mathbf{H} = \mathbf{H}(q_1, \dots, q_n, x, y, z) \quad (4-40)$$

gdje su generalizirane koordinate q_1, q_2, \dots, q_n skup n parametara koji definiraju konfiguraciju polja vektora toplinskog toka.

Za izotropno tijelo varijacija u $\delta \mathbf{H}$ je u potpunosti posljedica varijacije q_1 .

$$\delta \mathbf{H} = \sum_i \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial q_i} \delta q_i \quad (4-41)$$

$$\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} = \sum_i \left(\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial q_i} \right) \cdot \dot{q}_i \quad (4-42)$$

Zato je:

$$\frac{\partial q_i}{\partial t} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} = \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial q_i} \quad (4-43)$$

pa se argument u jednadžbi (4-33) može pisati kao:

$$\frac{1}{\lambda} \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \cdot \delta \mathbf{H} = \frac{1}{\lambda} \sum_i \frac{\partial}{\partial q_i} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \right)^2 \right] \cdot \delta q_i \quad (4-44)$$

Uz gornju jednadžbu, jedn. (4-34) postaje

$$\delta E + \sum_i \left(\frac{\partial D}{\partial q_i} \right) \delta q_i = \iint_s T \cdot \mathbf{n} \cdot \delta \mathbf{H} dS \quad (4-45)$$

gdje je:

$$D = \frac{1}{2} \iiint_V \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \right)^2 dV \quad (4-46)$$

a, uz:

$$Q_i = \iint_s T \cdot \mathbf{n} \cdot \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial q_i} \delta q_i dS \quad (4-47)$$

i

$$\delta E = \sum_i \left(\frac{\partial E}{\partial q_i} \right) \delta q_i \quad (4-48)$$

jedn. (4-45) poprima oblik:

$$\frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial q_i} = Q_g \quad (4-49)$$

što je analogija s Lagrange-ovim jednažbama mehanike krutih tijela s potencijalnom energijom E i disipacijskom funkcijom D [10]. Član Q_g Biot naziva generaliziranom toplinskom silom, odnosno rad obavljen temperaturom T na virtualnom pomaku polja toplinskog toka $\delta \mathbf{H}$. Član D predstavlja disipacijsku funkciju u toplinskim zadacima.

U slučajevima, kada se u obzir mora uzeti i konvekcija topline na rubovima tijela s koeficijentom prijelaza topline α , toplinski tok kroz granični sloj je prema Newton-ovom zakonu [10], [11]:

$$\frac{\partial \mathbf{H}_n}{\partial t} = \alpha \cdot (T_f - T_o) \quad (4-50)$$

gdje je T_f temperatura okolišnjeg fluida, a T_o površinska temperatura.

Komponenta toplinskog toka prema tijelu u smjeru normale na površinu je \mathbf{H}_n , pa toplinska sila postaje:

$$Q_i = \iint_s T \cdot \frac{\partial \mathbf{H}}{\partial q_i} dS = - \iint_s \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \mathbf{H}_n}{\partial t} \frac{\partial \mathbf{H}_n}{\partial q_i} dS + \iint_s T_f \frac{\partial \mathbf{H}_n}{\partial q_i} dS \quad (4-51)$$

Uz funkciju disipacije na površini:

$$D_s = \frac{1}{2} \iiint_V \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} \right)^2 dV + \frac{1}{2} \iint_S \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\partial \mathbf{H}_n}{\partial t} \right)^2 dS \quad (4-52)$$

slijedi izraz koji odgovara jednadžbi (4-49):

$$\frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial(D + D_s)}{\partial q_i} = Q_i \quad (4-53)$$

Za neizotropni materijal tijela jednadžbe (4-49) i (4-53) biti će ispravne uz:

$$D = \frac{1}{2} \iiint_V \sum_{ij} \gamma_{ij} \frac{\partial \mathbf{H}_i}{\partial t} \frac{\partial \mathbf{H}_j}{\partial t} dV \quad (4-54)$$

gdje je γ_{ij} inverzna matrica od λ_{ij} i naziva se otpor vođenju topline (toplinski otpor).

4.5. Jednoznačnost rješenja provođenja topline

Jednadžba provođenja topline temelji se na općim zakonima fizike i u svom općem obliku opisuje pojavu provođenja topline. Da bi se jednadžba primijenila na problem potrebno joj je pridružiti osobitosti razmatranog problema, koje proizlaze iz odnosa domene i okoline. Ove karakteristike i osobitosti, koje zajedno s diferencijalnom jednadžbom daju potpun matematički model promatranog procesa provođenja topline, zovu se uvjeti jednoznačnosti. Oni obuhvaćaju:

1. geometrijske uvjete;
2. fizikalne uvjete;
3. početne ili inicijalne uvjete;
4. rubne ili granične uvjete.

Ad 1. Geometrijski uvjeti karakteriziraju oblik i veličinu tijela koje se promatra u procesu provođenja topline, pa su određeni oblikom i volumenom tijela u kojem se odvija proces provođenja topline. Prilikom modeliranja tijela, detalji u njegovoj geometriji koji nisu bitni za analizu, mogu se zanemariti ili pojednostaviti uz prethodnu ocjenu njihovih utjecaja na globalnu sliku rezultata.

Ad 2. Fizikalnim uvjetima se opisuju fizikalna svojstva materijala promatranog tijela i općenito njegove okoline. Ovisnosti relevantnih fizikalnih svojstava materijala o

termodinamičkom stanju tijela daju se općenito u zavisnosti o prostornim i vremenskim koordinatama u obliku:

$$\begin{aligned}\lambda &= \lambda(x, y, z, t) = \lambda(T); \\ c &= c(x, y, z, t) = c(T); \\ \rho &= \rho(x, y, z, t) = \rho(T), \text{ itd.}\end{aligned}\tag{4-55a}$$

Najjednostavniji oblik zadavanja fizikalnih svojstava je kod homogenog i izotropnog tijela kada se može zanemariti njihova zavisnost o termodinamičkim parametrima, tj.:

$$\begin{aligned}\lambda &= \text{const.}; \\ c &= \text{const.}; \\ \rho &= \text{const.}, \text{ itd.}\end{aligned}\tag{4-56b}$$

Ad 3. Početnim ili inicijalnim uvjetima definira se kod nestacionarnog temperaturnog polja raspodjela temperature unutar tijela u početnom vremenskom trenutku. U općem slučaju definiraju se na sljedeći način:

$$\text{za } t=0: \quad T = T(x, y, z)\tag{4-56}$$

Ako je temperaturna raspodjela unutar tijela uniformna po cijelom volumenu, početni uvjeti iz jedn. (4-46) svode se na jednostavan oblik:

$$\text{za } t=0: \quad T = T_o = \text{const.}\tag{4-57}$$

Kod stacionarnih problema provođenja topline vremenski član promjene temperature jednak je nuli pa nema potrebe za specificiranje početnih uvjeta.

Ad 4. Za analizu nekog problema potrebno je odrediti granice domene koja će se modelirati. Interakcija domene promatranog tijela s okolinom koja ga okružuje (preko granica sustava) ostvaruje se na vanjskim plohama, pa se nad njima propisuju rubni uvjeti. U analizi problema provođenja topline postoji više vrsta propisanih rubnih uvjeta i to:

- *Rubni uvjeti prve vrste (Dirichlet-ov rubni uvjet)*

Propisuje se raspodjela temperature na graničnim plohama tijela u svakom vremenskom trenutku t :

$$T_s = T_s(x_s, y_s, z_s, t)\tag{4-58}$$

gdje su: T_s - temperatura površine; x_s, y_s, z_s - prostorne koordinate materijalnih točaka površine tijela.

Poseban slučaj ovog tipa rubnog uvjeta je kada površinska temperatura tijela ostaje konstantna tokom cijelog procesa prijelaza topline, pa se u tom slučaju jedn. (4-58) pojednostavljuje na:

$$T_s = \text{const.} \quad (4-59)$$

- *Rubni uvjeti druge vrste (Cauchy-ev rubni uvjet)*

Ovim uvjetima su propisani toplinski tokovi za svaku materijalnu točku vanjske plohe tijela u svakom vremenskom trenutku. Analitička formulacija ovih rubnih uvjeta glasi:

$$q_d = q_d(x_s, y_s, z_s, t) \quad (4-60)$$

gdje su: q_d - gustoća toplinskog toka na graničnoj plohi; x_s, y_s, z_s - koordinate materijalnih točaka na graničnim plohama tijela.

Najjednostavniji oblik rubnog uvjeta druge vrste je slučaj kada toplinski tok ostaje konstantan u vremenu preko cijele granične plohe tijela, tj.:

$$q_d = 0 \quad (4-61)$$

- *Rubni uvjeti treće vrste (von Neumann-ov rubni uvjet)*

Ovim se rubnim uvjetom propisuje toplinski tok uslijed razlika temperature površine tijela i temperature okoline T_f koja okružuje promatrano tijelo. Ovaj rubni uvjet opisuje zakonitost prijelaza topline između tijela i fluida koji ga okružuje tijekom zagrijavanja ili hlađenja, a opisan je Newton-ovim iskustvenim zakonom.

Prema Newton-ovom zakonu količina topline izmijenjena kroz površinu tijela u jedinici vremena jednaka je razlici između temperature T_s i temperature okoline T_f :

$$q = \alpha \cdot (T_s - T_f) \quad (4-62)$$

gdje je α koeficijent prijelaza topline.

Koeficijent prijelaza topline je mjera intenziteta prijelaza topline između površine tijela i njegove okoline, [10], [11]. Numerički je jednak količini topline razmijenjene na jedinici površine tijela po jedinici vremena, uz temperaturnu razliku između temperatura površine i okoline od jednog K. Koeficijent prijelaza topline α zavisen je o velikom broju varijabli i za svaki se pojedini slučaj mora zasebno definirati.

U skladu sa zakonom o očuvanju energije, količina topline odvedena s jedinične površine tijela u jedinici vremena jednaka je količini topline dovedene jedinici površine tijela provođenjem iz unutrašnjosti tijela, tj.:

$$\alpha \cdot (T_s - T_f) = \lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_s \quad (4-63)$$

gdje je: n - normala na površinu tijela, a indeks s naglašava da se temperatura i temperaturni gradijent odnose (pripadaju) na površinu (kod $n = 0$).

Rubni uvjeti treće vrste se konačno mogu napisati u obliku:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_s = -\frac{\alpha}{\lambda} \cdot (T_s - T_f) \quad (4-64)$$

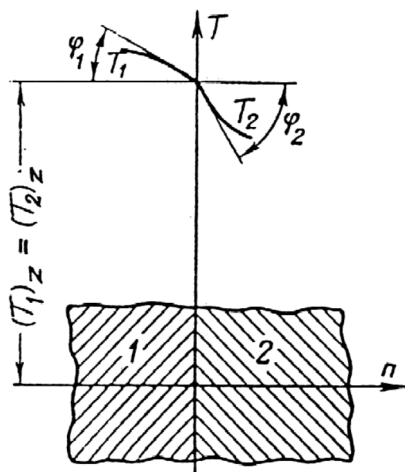
koji izražava zakon konzervacije energije za poseban slučaj površine tijela, [10], [11].

- *Rubni uvjeti četvrte vrste*

Ovi rubni uvjeti definiraju proces kondukcije između dva tijela ili sustava tijela i njihove okoline. Pretpostavlja se da su tijela u idealnom kontaktu i da je temperatura na granici između dvaju tijela ista, [Slika 10].

Uz tu pretpostavku slijedi da su toplinski tokovi kroz dodirnu površinu isti, pa konačna formulacija rubnog uvjeta četvrte vrste glasi:

$$-\lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial T_1}{\partial n}\right)_z = -\lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial T_2}{\partial n}\right)_z \quad (4-65)$$



Slika 10 Rubni uvjet četvrte vrste

Iz ovog rubnog uvjeta direktno slijedi da je odnos koeficijenata toplinske vodljivosti dva tijela u neposrednom kontaktu obrnuto proporcionalan odnosu kutova nagiba tangenti na temperaturnu raspodjelu na kontaktnoj plohi, tj.:

$$\frac{\tan\varphi_1}{\tan\varphi_2} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \text{const.} \quad (4-66)$$

Budući su zbog idealnog kontakta temperature tijela na kontaktnoj površini jednake, to neposredno slijedi da tangente na mjestu dodira prolaze kroz istu točku (temperaturu), [Slika 10].

Jednadžba provođenja topline dana u nekom od navedenih oblika zajedno s uvjetima jednoznačnosti rješenja provođenja topline čini potpuni matematički model provođenja topline.

4.6. Formulacija metode konačnih elemenata

Brz razvoj računala i primjena metode konačnih elemenata u rješavanju problema u mehanici krutih tijela pokazao je da je ova metoda upotrebljiva za rješavanje bilo kojeg problema čija se matematička formulacija može napisati u varijacionom obliku. Na taj je način ova metoda našla svoju primjenu i u toplinskim problemima, tj. proračunima temperaturnih polja [10]. Danas postoji čitav niz programa, temeljenih na metodi konačnih elemenata, u kojima su integrirani rješavači za pojedine tipove problema (statika, kinematika, dinamika, toplinska analiza, problemi mehanike fluida, itd.). Prije nego što se takvi programi koriste, potrebno je odrediti točnost rješenja metode konačnih elemenata i njezinu efikasnost u pogledu utrošenog vremena računanja i potrebnog memorijskog prostora u usporedbi s ostalim metodama.

Osnovna koncepcija metode konačnih elemenata, njena svojstva i karakteristike dani su u nastavku. Za potrebe analize problema iz rada analizira se općenita diferencijalna jednadžba dvodimenzionalnog nestacionarnog provođenja topline uz postojanje izvora ili ponora [7], [15].

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + Q_{ip} \quad (4-67)$$

sa zadanim rubnim uvjetima:

$$\begin{aligned} T &= T_s && \text{na } \Gamma_T \\ -\lambda \frac{dT}{dn} &= q_n && \text{na } \Gamma_q \\ \alpha(T_\infty - T) &= \lambda \frac{dT}{dn} && \text{na } \Gamma_\alpha \end{aligned} \quad (4-68)$$

Slijedeći Zienkiewicz-ev postupak [8], jedn. (4-67) i jedn. (4-68) mogu se izraziti u varijacionom obliku

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_A \left\{ \lambda_x \left(\frac{dT}{dx} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{dT}{dy} \right)^2 - 2QT + 2\rho c \frac{dT}{dt} T \right\} dA + \int_{\Gamma_q} qT ds + \int_{\Gamma_\alpha} \left(\frac{1}{2} \alpha T^2 - \alpha T_\infty T \right) ds \quad (4-69)$$

gdje je T odabrana funkcija temperaturne raspodjele, takva da minimizira vrijednost funkcionala Π za promatrano tijelo. Kod provođenja minimiziranja veličine $dT/dt, q, T_\infty$ se smatraju konstantama.

Prevođenjem diferencijalne jednadžbe u varijacioni oblik odstupa se od fizikalne interpretacije problema, ali i omogućava korištenje matematičkih formalizma za rješavanje problema. Rubni uvjeti problema su u varijacionoj formulaciji sadržani u posljednja dva člana jedn. (4-69) za funkcional Π . Varijacioni se princip može primijeniti na svaku diferencijalnu jednadžbu i njene rubne uvjete. Provjera ispravnosti prevođenja diferencijalne jednadžbe u varijacionu formulaciju provodi se pomoću Euler-ovih jednadžbi varijacionog računa [7], [8].

Ako se analizira neka površina A podijeljena u određeni broj konačnih elemenata, integral Π se može zamijeniti sumom svih integrala preko pojedinih elemenata, pa je dovoljno sva razmatranja provesti na samo jednom elementu.

Neka je temperaturna razdioba unutar tog elementa opisana polinom (od prostornih koordinata x i y):

$$T = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 x^2 + a_5 xy + a_6 y^2 + \dots \quad (4-70a)$$

ili u matričnoj notaciji kao:

$$T = \langle f \rangle \cdot \{a\} \quad (4-70b)$$

gdje je $\langle f \rangle$ red-vektor i predstavlja prostornu distribuciju, a $\{a\}$ je stupac-vektor koeficijenata.

Ako su \hat{T} vrijednosti temperature u čvorovima tog elementa, onda se rješavanjem jedn. (4-70a) nad tim čvorovima dobiva sustav algebarskih jednadžbi za $\{a\}$ tipa:

$$\{\hat{T}\} = [A] \{\hat{a}\} \quad (4-71)$$

čije je rješenje:

$$\{\hat{a}\} = [A]^{-1} \cdot \{\hat{T}\} \quad (4-72)$$

Time je definirana temperaturna raspodjela:

$$T = \langle f \rangle \cdot [A]^{-1} \cdot \{\hat{T}\} \quad (4-73a)$$

$$\frac{dT}{dt} = \langle f \rangle \cdot [A]^{-1} \cdot \left\{ \frac{d\hat{T}}{dt} \right\} \quad (4-73b)$$

Identično razmatranje člana toplinskog izvora (ponora) $Q_{i,p}$ pomoću njegovih vrijednosti u čvorovima danog elementa vodi do:

$$Q = \langle fq \rangle \cdot [AQ]^{-1} \cdot \{Q\} \quad (4-74)$$

pri čemu prostorna raspodjela $\langle fq \rangle$ ne mora biti ista temperaturnoj raspodjeli $\langle f \rangle$.

Supstitucija izraza za T i $Q_{i,p}$ u izraz za funkcional Π i provođenjem varijacije, vodi do sistema jednadžbi :

$$\begin{aligned} & \int_{\sigma} \left[A^{-1} \left\{ \lambda_x \left\langle \frac{df}{dx} \right\rangle^t \left\langle \frac{df}{dx} \right\rangle + \lambda_y \left\langle \frac{df}{dy} \right\rangle^t \left\langle \frac{df}{dy} \right\rangle \right\} \right] [A^{-1}]^t \{T\} d\sigma + \\ & + \int_{\gamma_{\alpha}} \alpha [A^{-1}]^t \langle f \rangle^t \langle f \rangle [A^{-1}]^t \{T\} d\gamma = \\ & = \int_{\sigma} [A^{-1}] \langle f \rangle^t \left\{ \langle fq \rangle [AQ^{-1}]^t \{Q\} - \rho c \langle f \rangle [A^{-1}] \left\{ \frac{dT}{dt} \right\} \right\} d\sigma - \int_{\gamma_q} [A^{-1}] \langle f \rangle^t q_n d\gamma + \\ & + \int_{\gamma_{\alpha}} \alpha [A^{-1}]^t T_{\infty} d\gamma \end{aligned} \quad (4-75)$$

dajući n jednadžbi za n nepoznatih čvornih temperatura danog elementa.

Primjenom ovog postupka za svaki konačni element domene dobiva se sustav m jednadžbi za m čvorova kojima su opisani elementi domene kao, [7], [16]:

$$[S]\{T\} + [K]\{T\} = [SQ]\{Q\} - [ST] \left\{ \frac{dT}{dt} \right\} - \{R\} \quad (4-76)$$

gdje su:

$[S]$ - matrica provođenja topline koja osim koordinata čvorova sadrži i koeficijente toplinske vodljivosti;

$[K]$ - matrica prijelaza topline koja sadrži koeficijent prijelaza topline i koordinate čvorova plohe nad kojima je definirana interakcija modela s okolinom koja ga okružuje;

$[ST]$ - matrica toplinskog kapaciteta koja sadrži svojstva materijala, gustoću i toplinski kapacitet;

$[SQ]$ - matrica toplinskog toka;

$\{T\}$ - vektor nepoznatih čvornih temperatura;

$\{Q\}$ - vektor zadanog toplinskog toka;

$\left\{ \frac{dT}{dt} \right\}$ - vektor temperaturnih gradijenata;

$\{R\}$ - vektor koji u sebi sadrži veličine koje ne zavise o temperaturi i predstavljaju rubne uvjete razmatranog modela.

Nepoznate veličine u jedn. (4-76) su samo članovi stupac-vektora $\{T\}$, tj. vrijednosti čvornih temperatura mreže konačnih elemenata. Spajanje jedn. (4-75) i njihovo organiziranje u matrični sustav može se vrlo lagano automatizirati programom, pa je najvažniji korak određivanje članova (koeficijenata) matrice elemenata u jedn. (4-76). Budući da matrice tih elemenata ovise samo o prostornom položaju čvorova, tj. obliku $\langle f \rangle$, jezgra svakog programa je njegov dio koji koristi položaje čvornih točaka ($\langle f \rangle$) i fizikalne veličine $\lambda_x, \lambda_y, \rho$ i c . Korisnik prethodno mora samo specificirati te veličine, a zatim je sve automatizirano procedurom programa. Upravo je to karakteristika i najveća prednost koja krase programe temeljene na metodi konačnih elemenata u odnosu na sve ostale, temeljene na drugim metodama. Vrijednosti koeficijenata toplinske vodljivosti λ_{ij} i toplinski kapacitet $(rc)_j$ elementa mogu se zadavati istima na cijeloj domeni tijela ili posebno za svaki čvor mreže konačnih elemenata (nehomogeno tijelo). Gotovo svi današnji programi omogućavaju definiranje temperaturne ovisnosti koeficijenata fizikalnih svojstava.

Za rješavanje nestacionarnih problema koristi se obično Crank-Nicholson-ova formulacija [10], puštajući da se dT/dt linearno mijenja s vremenskim korakom Δt , prema:

$$T(t + \Delta t) - T(t) = \frac{\Delta t}{2} \left[\frac{dT(t + \Delta t)}{dt} + \frac{dT(t)}{dt} \right] \quad (4-77a)$$

iz čega direktno slijedi:

$$\frac{dT}{dt}(t + \Delta t) = \frac{2}{\Delta t} [T(t + \Delta t) - T(t)] - \frac{dT}{dt}(t) \quad (4-77b)$$

Supstitucijom jedn. (4-77b) u jedn. (4-76) dobiva se sustav jednadžbi:

$$\left[S + \frac{2}{\Delta t} ST + K \right] \{T(t + \Delta t)\} = [SQ]\{Q\} + \frac{2}{\Delta t} [ST]\{T(t)\} + [ST] \left\{ \frac{dT}{dt}(t) \right\} - \{R\}, \quad (4-78)$$

koje određuju čvorne vrijednosti temperatura u vremenskom koraku $t + \Delta t$.

Jedn. (2-77b) i jedn. (2-78) redom primijenjene, čine potrebni algoritam za računanje nestacionarnog temperaturnog polja. Upravo zbog ovakve formulacije u algoritmu n algebarskih jednadžbi s n nepoznanica u istom se vremenskom trenutku treba čuvati tri $n \cdot n$ matrice (samo dvije ako je $Q_{i,p} = 0$). Za veliki broj čvorova (n) u modelu ovo može biti prilično opsežno.

Idući korak u primjeni metode konačnih elemenata je odabrati tip elemenata kojima će se generirati mreža konačnih elemenata i oblik funkcije distribucije ($\langle f \rangle$). Iako postoji mnogo tipova elemenata, najprikladniji su trokutni elementi jer se mogu međusobno kombinirati u kvadrate, pravokutnike, a isto tako njima se dovoljno točno može opisati i neka sasvim proizvoljna geometrija [9]. Izbor aproksimirajuće funkcije ($\langle f \rangle$) je daleko složeniji zbog različitih mogućnosti formulacija polinoma (2-70a).

Općenito vrijedi slijedeće. Aproksimativna funkcija mora biti jednostavna, treba davati dobro postavljenu rezultirajuću matricu cijelog sustava i treba imati viši eksponent uz koordinatu u smjeru većih gradijenata. Ako se u modelu koristi više tipova konačnih elemenata aproksimirajuće funkcije moraju biti međusobno kompatibilne. Najčešće se za funkciju raspodjele koristi polinomske funkcije od x i y koordinata.

Visoki red aproksimirajućih polinoma može povećati broj koeficijenata matrice $[A]$, što je uzrokom nepreciznog određivanja inverzne matrice $[A]^{-1}$. Zbog toga se danas najčešće upotrebljavaju funkcije polinoma trećeg reda, čime je inverzija matrice $[A]$ relativno lagana, [7], [8], [16].

Kod današnjih programa, temeljenih na metodi konačnih elemenata, postupak odabira tipa elementa i njegovog reda je maksimalno pojednostavljen. Korisnik mora voditi računa o tipu i složenosti analize kako bi sačuvalao točnost rezultata uz minimalno zauzimanje memorije i vremena računanja. Sama procedura kreiranja mreže konačnih elemenata je također u potpunosti automatizirana što je za složenije geometrije modela velika prednost u odnosu na druge programe koji su ograničeni na pravilne mreže (uniformne, ortogonalne, itd.), [9].

5. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE, TE PROMJENJIVOG REŽIMA KAO PODLOGA ZA DEFINIRANJE TOPLINSKIH RUBNIH UVJETA

Termodinamički i aerodinamički proračun u analiziranoj parnoj turbini proveden je na način kako je to uobičajeno kod konstrukcije parnih turbina [18], [19], [20]. Svi su turbinski stupnjevi proračunati po srednjem polumjeru strujnog aparata. Istovremeno je osnovni termodinamički proračun proveden za nominalni režim rada turbine, a nakon toga je izvršeno preračunavanje dobivenih rezultata za sve izvanprojektne režime pogona s različitim protocima pare.

Za parnu turbinu čiji je rotor predmetom toplinske i mehaničke analize stanja poznate su geometrijske karakteristike. Poznati su i parametri pare na ulazu i izlazu iz turbine, ukupan protok pare, te količine i parametri reguliranog oduzimanja.

Ostali potrebni podaci za analizu nisu bili poznati, pa je izvršena rekonstrukcija termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna koji je rezultirao ekspanzijskom linijom.

Polazni podaci za termodinamički i aerodinamički proračun parne turbine odabrane za analizu problema iz rada su sljedeći:

Termodinamičko stanje na ulazu u turbinu ispred regulacijskih ventila:

- tlak 125,6 bar-a;
- temperatura 535,95 °C;
- maseni protok 69,44 kg/s.

Termodinamičko stanje na izlazu iz turbine:

- tlak 0.3 bar-a.

Regulirano oduzimanje za industrijske potrebe:

- tlak oduzimanja: 42 bar (nakon iz 4.-og stupnja turbine);
- temperatura oduzimanja: 405 °C

- količina (maseni protok) oduzimanja: 0- 55,55 kg/s.

Brzina vrtnje rotora turbine:

- 50 s⁻¹

Kod provođenja termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna korištena je raspoloživa dokumentacija krajnjeg korisnika, vezana za samu konstrukciju parne turbine te Pogonski propisi, praktična iskustva i radni parametri iz eksploatacije parne turbine.

5.1. Termodinamički i aerodinamički proračun nominalnog (projektnog) režima

5.1.1. Algoritam termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna regulacijskog stupnja

1. Termodinamičko stanje pare na ulazu

1. A Stanje ispred regulacijskih ventila (polazni podatak)

$$p_{00} ; T_{00}; v_{00} \quad (5-1)$$

Slijedi ulazna zaustavna entalpija i entropija pare prije regulacijskih ventila:

$$h_{00} ; s_{00} \quad (5-2)$$

1. B. Stanje poslije regulacijskih ventila

Uz uzimanje u obzir 5%-tnog prigušenja u regulacijskim ventilima slijedi termodinamičko stanje pare na ulazu u turbinu, poslije regulacijskih ventila:

$$p'_{00} = 0,95 \cdot p_{00} ; T'_{00} ; v_{00} ; h'_{00} = h_{00} ; s'_{00} \quad (5-3)$$

3. Srednji promjer regulacijskog kola

d_{sr} - očitano iz nacrtu turbine

4. Obodna brzina na srednjem promjeru regulacijskog stupnja

$$U = \frac{d_{sr}}{2} \cdot n \quad (5-4a)$$

5. Karakteristika stupnja

$$\left(\frac{U}{c_{1t}}\right) \quad (5-4b)$$

6. Teoretska brzina na izlazu iz sapnica

$$c_{1t} = \frac{U}{\left(\frac{U}{c_{1t}}\right)} \quad (5-5)$$

7. Idealni (izentropski) toplinski pad u regulacijskom stupnju

$$\Delta h_{is} = \frac{c_{1t}^2}{2} \quad (5-6)$$

8. Izlazni kutevi profila pojedinih rešetki

Prema podacima proizvođača veličine izlaznih kuteva sapnica, prvog rotora, skretnih lopatica i drugog rotora:

- Sapnice: α_1
- Prvi rotor: β_2
- Skretne lopatice: α_3
- Drugi rotor: β_4

9. Apsolutna brzina na izlazu iz sapnica

$$c_1 = \varphi_s \cdot c_{1t} \quad (5-7)$$

Gdje je φ_s koeficijent brzine [18]:

10. Relativna brzina na ulazu u prvi rotor

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + U^2 - 2 \cdot c_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1} \quad (5-8)$$

11. Kut relativne brzine na ulazu u prvi rotor

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1\right) - \text{iz ulaznog trokuta brzina} \quad (5-9)$$

12. Relativna brzina na izlazu iz prvog rotora

$$w_2 = \Psi_{R_1} \cdot w_1, \quad (5-10)$$

gdje je Ψ_{R_1} koeficijent brzine za prvi rotor [18]

13. Apsolutna brzina na ulazu u skretne lopatice

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot \cos \beta_2} \quad (5-11)$$

14. Kut apsolutne brzine na ulazu u skretne lopatice

$$c_2 = \arcsin\left(\frac{w_2}{c_2} \sin \beta_2\right) \quad (5-12)$$

15. Apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica

$$c_3 = \varphi_{SL} \cdot c_2, \quad (5-13)$$

16. Relativna brzina na ulazu u drugi rotor

$$w_3 = \sqrt{c_3^2 + U^2 - 2 \cdot c_3 \cdot U \cdot \cos \alpha_3} \quad (5-14)$$

17. Kut relativne brzine na ulazu u drugi rotor

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{c_3}{w_3} \sin \alpha_3\right) \quad (5-15)$$

18. Relativna brzina na izlazu iz drugog rotora

$$w_4 = \Psi_{R_2} \cdot w_3, \quad (5-16)$$

Gdje je Ψ_{R_2} koeficijent brzine za prvi rotor [18]

19. Apsolutna brzina na izlazu iz regulacijskog stupnja

$$c_4 = \sqrt{w_4^2 + U^2 - 2 \cdot w_4 \cdot U \cdot \cos \beta_4} \quad (5-17)$$

20. Kut apsolutne brzine na izlazu iz regulacijskog stupnja

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{U - w_4 \sin \beta_4}{c_4}\right) + 90^\circ \quad (5-18)$$

21. Gubici u sapnicama

$$\Delta h_{g,SAP} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot (1 - \varphi_{SAP}^2) \quad (5-19)$$

22. Stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz sapnica:

$$p_{01S} ; T_{01S} ; v_{01S} ; h_{01S} ; s_{01S}$$

23. Gubici u prvom rotoru

$$\Delta h_{g,R_1} = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \Psi_{R_1}^2) \quad (5-20)$$

24. Stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz prvog rotora:

$$P_{01R_1} ; T_{01R_1} ; v_{01R_1} ; h_{01R_1} ; s_{01R_1}$$

25. Gubici u skretnim lopaticama

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c_2^2}{2} \cdot (1 - \varphi_{SL}^2) \quad (5-21)$$

26. Stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz skretnih lopatica:

$$p_{01SL} ; T_{01SL} ; v_{01SL} ; h_{01SL} ; s_{01SL}$$

27. Gubici u drugom rotoru

$$\Delta h_{g,R_2} = \frac{c_2^2}{2} \cdot (1 - \Psi_{R_2}^2) \quad (5-22)$$

28. Iskoristivost na obodu kola

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R_1} + \Delta h_{g,SL} + \Delta h_{g,R_2}}{\Delta h_{is}} \quad (5-23)$$

29. Gubici uslijed trenja

$$\xi_{tr} = 0.637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{sr}}{l_1 \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{U}{c_f}\right)^3 \quad (5-24)$$

30. Unutarnja iskoristivost regulacijskog stupnja (uz zanemarenje gubitka kroz zazore)

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{tr} \quad (5-25)$$

31. Iskorišteni toplinski pad regulacijskog stupnja

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{is} \quad (5-26)$$

32. Unutarnji gubici regulacijskog stupnja

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot \Delta h_{is} \quad (5-27)$$

33. Stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz drugog rotora

$$p_{02} ; T_{02} ; v_{02} ; h_{02} ; s_{02}$$

Ovo proračunato termodinamičko stanje je polazi podatak u proračunu sljedećeg stupnja turbine (u nacrtu turbine iza Curtis regulacijskog stupnja i nosi oznaku br. 2).

5.1.2. Algoritam termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna visokotlačnih i niskotlačnih stupnjeva

1. Termodinamičko stanje pare na ulazu u visokotlačni stupanj

$$p_{02} ; T_{02} ; v_{02} ; h_{02} ; s_{02}$$

2. Srednji promjer stupnja i visina rotorske lopatice

$$d_{sr} \text{ - očitano iz nacrtu turbine}$$

$$l_2 \text{ - prema podacima proizvođača}$$

3. Obodna brzina na srednjem promjeru stupnja

$$U = \frac{d_{sr}}{2} \cdot n \quad (5-28)$$

4. Reaktivnost stupnja

$$R = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{sr}}{l_2}} \quad (5-29)$$

5. Optimalna karakteristika stupnja

$$\left(\frac{U}{c_f}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1-R}} \quad (5-30)$$

6. "Fiktivna" brzina stupnja

$$c_f = \frac{U}{\left(\frac{U}{c_f}\right)_{opt}} \quad (5-31)$$

7. Idealni (izentropski) toplinski pad stupnja

$$\Delta h_{is} = \frac{c_f^2}{2} \quad (5-32)$$

8. Teorijska apsolutna brzina na izlazu statorskih lopatica

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot (1-R) \cdot \Delta h_{is} + c_{RKjzl}^2} \quad (5-33)$$

9. Stvarna apsolutna brzina na izlazu statorskih lopatica

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \quad (5-34)$$

10. Relativna brzina na ulazu u rotorske lopatice

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + U^2 - 2 \cdot c_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1} \quad (5-35)$$

11. Kut relativne brzine na ulazu u rotor

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1\right) \quad (5-36)$$

12. Izlazni kut iz rotorskih lopatica

β_2 - podatak od proizvođača

13. Teorijska relativna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot R \cdot \Delta h_{is} + w_1^2} \quad (5-37)$$

14. Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2t} \quad (5-38)$$

15. Apsolutna brzina na izlazu iz rotora

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2 \cdot w_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2} \quad (5-39)$$

16. Kut apsolutne brzine na izlazu iz rotora

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{U - w_2 \cos \beta_2}{c_2}\right) + 90^\circ \quad (5-40)$$

17. Gubici u statorskim lopaticama

$$\Delta h_{g,S} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (5-41)$$

18. Stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz sapnica

$$p_{2S} ; T_{2S} ; v_{2S} ; h_{2S} ; s_{2S}$$

19. Gubici u rotorskim lopaticama

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) \quad (5-42)$$

20. Iskoristivost na obodu kola

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R}}{\Delta h_{is}} \quad (5-43)$$

21. Gubici zbog trenja diska

$$\xi_{tr} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{sr}}{l_1 \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{U}{c_f}\right)^3 \quad (5-44)$$

22. Unutarnja iskoristivost stupnja

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{tr} \quad \text{-uz zanemarenje gubitaka kroz unutarnje zazore} \quad (5-45)$$

23. Iskorišteni toplinski pad stupnja

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{is} \quad (5-46)$$

24. Ukupni unutarnji gubici stupnja

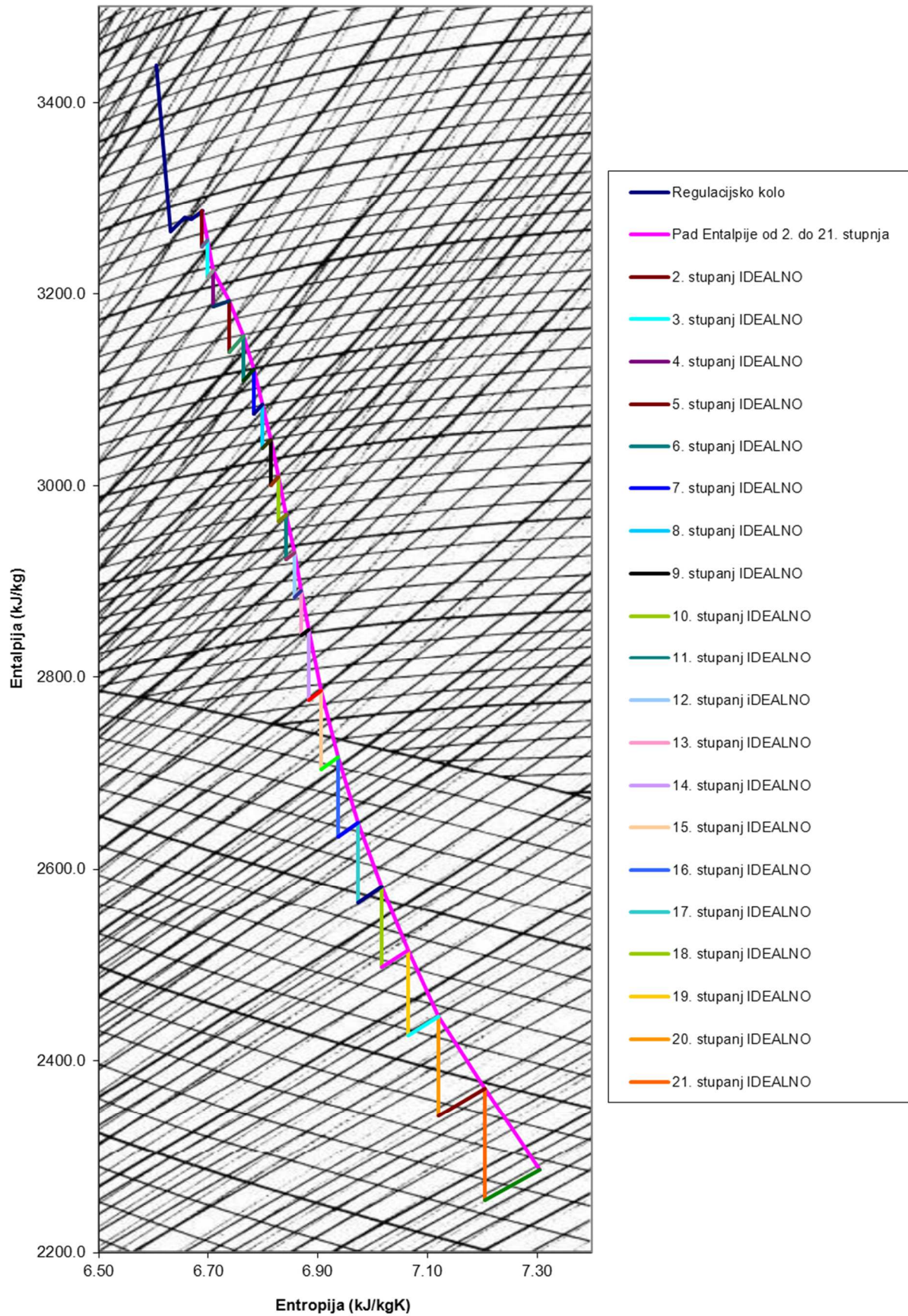
$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot \Delta h_{is} \quad (5-47)$$

25. stvarno termodinamičko stanje na izlazu iz visokotlačnog stupnja

$$p_3 ; T_3 ; v_3 ; h_3 ; s_3$$

5.1.3. Rezultati termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna nominalnog (projektnog) režima

Rezultati termodinamičkog proračuna svih stupnjeva turbine, za nominalni režim rada turbine, provedenog pomoću tabličnog kalkulatora dani su u poglavlju **9.1. Rezultati uz poglavlje 5.1.3. Termodinamički i aerodinamički proračun nominalnog (projektnog) režima**, [Tablica 20] do [Tablica 22].



Slika 11. Rekonstruirana linija ekspanzije

5.2. Vanprojektni režimi rada višestupnih turbina

5.2.1. Regulacija snage turbine

Kod turbina se koriste sljedeći načini regulacije njihove snage, [19]: grupama sapnica ili mlaznica (tzv. regulacija punjenjem), prigušenjem, by-pass regulacija, te kliznim parametrima.

Regulacija grupama sapnica ili mlaznica (tzv. regulacija punjenjem). Primjenjuje se kod parnih turbina. Kod toga načina regulacije dovodenje pare u turbinu se ostvaruje s nekoliko regulacijskih ventila, preko kojih se para dovodi do pojedinih grupa sapnica (mlaznica). Regulacija snage je stupnjevana, i izvodi se pomoću različitih kombinacija u potpunosti otvorenih (zatvorenih) regulacijskih ventila.

Broj regulacijskih ventila zavisi o području snage turbine, u kojem se zahtijeva visoka ekonomičnost. Ako se zahtijevano područje visoke ekonomičnosti nalazi u području 55-110% nominalne snage, to turbina ima 2-3 regulacijska ventila. Ako turbina većinu vremena radi na nominalnom režimu, može imati jedan ventil, ako to dozvoljava potrebni protok pare.

Regulacija grupama sapnica ili mlaznica osigurava najekonomičniji rad turbine na promjenjivim režimima zahvaljujući nepromijenjenim početnim parametrima pare ispred grupa sapnica (mlaznica).

Regulacija prigušivanjem. Kao i regulacija grupama sapnica, taj se način regulacije primjenjuje kod parnih turbina, a ostvaruje se pomoću promjene stupnja otvorenosti regulacijskih ventila. Može se prigušivati cjelokupni protok pare, ili samo njegov dio. Prigušivanje dovodi do smanjenja početnog tlaka i temperature pare ispred turbine uz konstantnu entalpiju ($h_0 = \text{const.}$). Uslijed smanjenja početnog tlaka snaga turbine kod regulacije prigušivanjem mijenja se kako zbog promjene protoka pare koji se dovodi turbini, tako i zbog promjene entalpijskog pada u turbini.

Regulacija prigušivanjem je svrsishodna kod turbina kod kojih je osnovni režim s nominalnom snagom, a promjenjivi režimi su kratkotrajni. Regulacija prigušivanjem je svrsishodna također kod turbina s čestim i naglim promjenama režima rada.

By-pass regulacija. Taj način regulacije se koristi kod turbina s velikim protokom pare, kod kojih je snaga proračunskog režima bitno (nekoliko puta) niža od nominalne. Parcijalnost privođenja na proračunskom režimu kod takovih turbina uz uvažavanje velikog

protoka pare i zahtjeva ekonomičnosti blizu je jedinici ili jednaka jedan. Stoga povećanje snage preko proračunske postiže se na taj način da se para specijalnim obilaznim (tzv. by-pass) ventilom, mimo regulacijskog stupnja, dovodi k jednom od posljednjih stupnjeva s velikom strujnom površinom statorskih i rotorskih lopatica.

Regulacija snage kliznim parametrima. Taj se način regulacije koristi i kod parnih i kod plinskih turbina. Parametri radnog fluida kod toga se mijenjaju neposredno u generatoru pare ili komori izgaranja pomoću promjene dovedenog goriva. Kod parnih turbina je analizirani način svrsishodan kod dugotrajnog rada energetskog postrojenja na smanjenoj snazi.

U usporedbi s regulacijom grupama sapnica (mlaznica) i regulacijom prigušivanjem analizirani način ima tu prednost da omogućava na režimima s malom snagom smanjenje potrošnje energije na pomoćnim strojevima koji opslužuju postrojenje (napojne pumpe, ventilatori generatora pare, itd.). Kod plinskih turbina regulacija snage promjenom dovedenog goriva u komoru izgaranja je osnovna.

5.2.2. Zavisnost između protoka i parametara radnog fluida u stupnjevima

Kod prijelaza višestupanjske turbine na novi režim rada uz protok radnog fluida, koji je različit od proračunskog, doći će do promjene parametra u pojedinim stupnjevima, što dovodi do preraspodjele entalpijskih padova po stupnjevima i promjene njihove unutarnje iskoristivosti.

Zavisnost između protoka i parametara radnog fluida kod višestupanjskih turbina dobivena je eksperimentalnim putem od strane A. Stodole. Kasnije je ta zavisnost potvrđena i teoretski od strane G. Fligela.

U skladu s jednadžbom Stodola-Fligela, ako u jednom od stupnjeva turbine brzina na izlazu iz statorske ili rotorske rešetke na svim je režimima jednaka ili povrh kritične, to će omjer protoka kroz taj i sve uzvodno razmještene stupnjeve na vanprojektom i proračunskom režimu zavisiti samo o početnim parametrima radnog fluida i uz nepromijenjene površine izlaznih presjeka rešetki izražava se s jednadžbom, analogno dobivenoj za jedan izoliran stupanj:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{P_{00}V_{00}}{P_0V_0}} \quad (5-48)$$

Za plin i pregrijanu paru $p\nu = RT$, stoga:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (5-49)$$

Kod turbinskih stupnjeva, kod kojih izlazne brzine iz rešetki na svim režimima su ispod kritičnih, omjer protoka na vanprojektom i projektom režimu će zavisiti ne samo o početnim parametrima, no i o tlaku iza turbine.

Za taj slučaj jednažba Stodola-Fligela ima sljedeći oblik:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{p_{00}v_{00}}{p_0v_0}} \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{2T}}{p_0}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{2T0}}{p_{00}}\right)^2}} \quad (5-50)$$

Za plin i pregrijanu paru

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{2T}}{p_0}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_{2T0}}{p_{00}}\right)^2}} \quad (5-51)$$

U prethodno danim jednažbama:

$p_0, T_0, v_0; p_{00}, T_{00}, v_{00}$ - statički parametri ispred stupnja na vanprojektom i proračunskom režimu;

p_{2T}, p_{2T0} - tlak iza turbine na analiziranim režimima.

Jedn.(5-50) se izvodi analogno na način kao i jednažba za proračun plina kroz zazor labirintne brtve. Kod izvoda jedn.(5-50) se pretpostavlja, da broj uzastopno razmještenih sapnica (statorskih lopatica) je beskonačno velik, pa se stoga stlačivost radnog fluida u granicama jednog stupnja može zanemariti. Parametri radnog fluida u svim stupnjevima mijenjaju se po politropi sa srednjom vrijednošću eksponenta $n=1$. Brzina vrtnje rotora i reaktivnost u stupnjevima se smatraju nepromijenjenima. Zbog navedenog jednažbe (5-50) i

(5-51) su približne. Isto tako njihova točnost kod broja stupnjeva u turbini preko tri-četiri, kako pokazuje iskustvo, dostatna je za praktičnu primjenu. Ako se primjenjuju na jedan stupanj greška kod određivanja protoka može doseći i 20%.

Kod stupnjeva (osim dva posljednja) kondenzacijskih parnih turbina veličina $(p_{2T}/p_0)^2$ je bitno manja od jedinice (npr., kod $p_0 = 2$ Mpa, $p_{2T} = 0,005$ Mpa je $(p_{2T}/p_0)^2 = 6,25 \times 10^{-6}$), stoga za takove stupnjeve smatra se dovoljno točna jedn.(5-48), koja se primjenjuje za nadkritično strujanje u stupnjevima.

Kod proračuna višestupanjskih turbina jedn.(5-50) češće se koristi za određivanje početnog tlaka u međustupnjevima prema poznatom protoku:

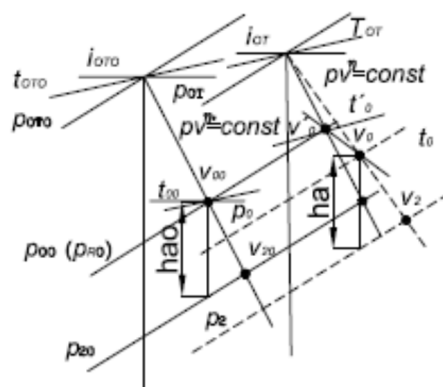
$$p_0 = \sqrt{\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \frac{p_0 v_0}{p_{00} v_{00}} (p_{00}^2 - p_{2T0}^2) + p_{2T}^2} \quad (5-52)$$

Da bi se jednadžbe (5-48), (5-50) i (5-52) mogle koristiti za određivanje p_0 , prije toga je potrebno odrediti omjere $p_0 v_0 / p_{00} v_{00}$. Za plin i pregriju paru to se može odrediti na sljedeći način.

Neka na promjenjivom režimu protok G , početni parametri ispred turbine p_{0T}, T_{0T} su različiti od proračunskih G_0, p_{0T0}, T_{0T0} . Prema jednadžbi politrope za međustupanj s početnim tlakom p_0 kod promjenjenog režima je [Slika 12]:

$$\frac{v_0}{v_0'} = \left(\frac{p_{00}}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5-53)$$

gdje su: v_0' - specifični volumen na kraju ekspanzije do tlaka p_{00} po politropi s eksponentom n_0 proračunskog režima; n - eksponent politrope određen po jedn. (5-51).



Slika 12. Uz određivanje specifičnih volumena u stupnjevima kod promjenjivih režima

Također:

$$\frac{v_0'}{v_{00}'} = \frac{T_0'}{T_{00}'}; T_0' = T_{0T} \left(\frac{p_{00}}{p_{0T}} \right)^{\frac{n_0-1}{n_0}}; T_{00}' = T_{0T0} \left(\frac{p_{00}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{n_0-1}{n_0}} \quad (5-54)$$

$$\frac{v_0}{v_{00}} = \frac{T_{0T}}{T_{0T0}} \left(\frac{p_{0T0}}{p_{0T}} \right)^{\frac{n_0-1}{n_0}} \left(\frac{p_{00}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (5-55)$$

Na kraju:

$$\frac{p_{00}v_{00}}{p_0v_0} = \left(\frac{p_{00}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \frac{T_{0T0}}{T_{0T}} \left(\frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{n_0-1}{n_0}} \quad (5-56)$$

Pomoću jedn. (5-56) jedn. (5-48) može se zapisati u sljedećem obliku:

$$\frac{G}{G_0} = \left(\frac{p_0}{p_{00}} \right)^{\frac{n+1}{2n}} \left(\frac{T_{0T0}}{T_{0T}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{n_0-1}{2n_0}} \quad (5-57)$$

otkuda:

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2n}{n+1}} \left(\frac{T_{0T}}{T_{0T0}} \right)^{\frac{n}{n+1}} \left(\frac{p_{0T0}}{p_{0T}} \right)^{\frac{n_0-1}{n_0} \frac{n}{n+1}} \quad (5-58)$$

Uvrštavajući jedn. (5-58) u jedn. (5-56) dobiva se:

$$\frac{p_0v_0}{p_{00}v_{00}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2(n-1)}{n+1}} \left(\frac{T_{0T}}{T_{0T0}} \right)^{\frac{2n}{n+1}} \left(\frac{p_{0T0}}{p_{0T}} \right)^{\frac{2n(n_0-1)}{n_0(n+1)}} \quad (5-59)$$

Jednadžbe (5-56) do (5-59) su ispravne za vrijednosti eksponenta $n > 0$.

Srednja vrijednost eksponenta politrope n_0 stupnjeva na proračunskom režimu određuje se pomoću jedn. (5-53) prema poznatoj unutarnjoj iskoristivosti stupnja ili grupe stupnjeva) ili iz jednadžbe politrope:

$$n_0 = \frac{\lg \frac{p_{0T0}}{p_{00}}}{\lg \frac{v_{00}}{v_{0T0}}} \quad (5-60)$$

U području pregrijane pare $n_0 = 1,18$ do $1,23$; u području vlažne pare $n_0 = 1,07$ do $1,10$; za plin $n_0 = 1,23$ do $1,25$. Vrijednost eksponenta n , koji se pojavljuje u jednadžbama (5-57) do (5-59), određuje se prema jedn. (5-51), uvrštavajući umjesto p_{20} početni tlak p_{00} .

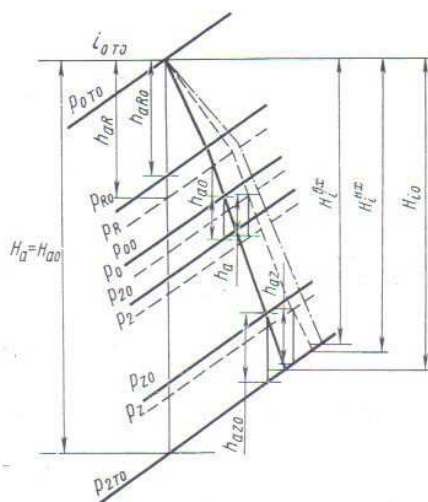
5.2.3. Rad višestupanjske turbine na promjenjivim režimima

Kod rada višestupanjske turbine na promjenjivom režimu, osobito uz smanjenu snagu, njena iskoristivost se smanjuje. Objasniti će se uzroci smanjenja njene iskoristivosti i dati njena kvantitativna ocjena.

Analizirat će se dvokučišna turbina, kod koje su na proračunskom režimu efektivna (nominalan) snaga, protok pare, početni i konačni parametri: $N_{e0}, G_0, p_{0T0}, t_{0T0}, p_{2T0}$. Pretpostavit će se da turbina nema oduzimanja, a analiza će se izvesti za regulaciju grupama sapnica (punjenjem) i regulaciju prigušivanjem.

5.2.3.1. Regulacija snage grupama mlaznica (punjenjem).

Ako se zanemari promjena gubitaka tlaka u parovodu svježe pare i regulacijskim ventilima, to se početni tlak i temperatura pare ispred turbine na promjenjivim režimima mogu smatrati konstantnima, tj. $p_{0T} = p_{0T0}; t_{0T} = t_{0T0}$. Također će se smatrati, da tlak iza turbine kod promjene snage se također neće mijenjati ($p_{2T0} = \text{const.}$), stoga $H_a = H_{a0}$ [Slika 13]. Pretpostavlja se, da se jedan od regulacijskih ventila u potpunosti zatvara, zbog čega $G < G_0$.



**Slika 13. Proces ekspanzije u višestupanjskoj turbini u h-s dijagramu:
0- proračunski režim; 1- smanjenje snage, rad pokarakteristici broskog vijka;
2- smanjenje snage, rad po dijagramu snage**

Ako nema oduzimanja pare od turbine omjer snaga turboagregata na promjenjivom i proračunskom režimu je:

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{G}{G_0} \frac{H_a}{H_{a0}} \frac{\eta_e}{\eta_{e0}} \quad (5-61)$$

U analiziranom slučaju je $H_a = H_{a0}$, stoga:

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{G}{G_0} \frac{\eta_e}{\eta_{e0}} \approx \frac{G}{G_0} \quad (5-62)$$

Nova brzina vrtnje turbine kod rada na brodski vijak je:

$$n = n_0 \sqrt[3]{\frac{N_e}{N_{e0}}} \approx n_0 \sqrt[3]{\frac{G}{G_0}} \quad (5-63)$$

U analiziranom slučaju su: $G < G_0; N_e < N_{e0}; n < n_0$

Promjena iskoristivosti turbine je određena karakterom procesa energetske pretvorbe u pojedinim stupnjevima a prije svega promjenom karakteristike stupnjeva, tj. omjera brzina $V_F = u / c_F$.

Analizirat će se kako se mijenjaju na promjenjivim režimima početni i konačni parametri pare, vrijednost karakteristike $v_F = u / c_F$ kod regulacijskog, međustupnja i posljednjeg stupnja turbine.

Na proračunskom režimu tlak i temperatura pare iza *regulacijskog stupnja* i izentropski entalpijski pad stupnja su: p_{R0}, t_{R0}, h_{aR0} [Slika 13]. Novi tlak iza regulacijskog stupnja p_R određuje se prema jedn. (5-58), napisanoj za drugi stupanj, kod kojeg se površina strujnog presjeka ne mijenja, a početni parametri pare su istovremeno i konačni za regulacijski stupanj, tj. $p_{R0} = p_{020}; p_R = p_{02}$. Pošto je u analiziranom slučaju $p_{0T} = p_{0T0}, t_{0T} = t_{0T0}$, iz jedn. (5-10) se dobiva:

$$\frac{p_R}{p_{R0}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2n}{n+1}} \quad (5-64)$$

U pojedinačnom slučaju kada je $n=1$:

$$\frac{p_R}{p_{R0}} = \frac{G}{G_0} \quad (5-65)$$

Iz jedn. (5-64) slijedi, da kod smanjenja protoka tlak iza regulacijskog stupnja se smanjuje

($p_R < p_{R0}$), a izentropski entalpijski pad se povećava ($h_{aR} > h_{aR0}$). Pošto je $p_{0T} = p_{0T0}, t_{0T} = t_{0T0}$, to prema jedn. (4.84):

$$\frac{h_{aR}}{h_{aR0}} = \frac{1 - \left(\frac{p_R}{p_{0T}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{R0}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5-66)$$

ili uvažavajući jedn. (5-64),

$$\frac{h_{aR}}{h_{aR0}} = \frac{1 - \left(\frac{p_{R0}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2n}{n+1} \frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{R0}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5-67)$$

U slučaju $n=1$:

$$\frac{h_{aR}}{h_{aR0}} = \frac{1 - \left(\frac{p_{R0}}{p_{0T0}} \frac{G}{G_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{R0}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5-68)$$

Povećanje izentropskog entalpijskog pada smanjuje karakteristiku v_{FR} stupnja, stoga $v_{FR} < v_{FR0}$. Nova vrijednost karakteristike određuje se prema jednadžbi:

$$\frac{v_{FR}}{v_{FR0}} = \frac{u}{u_0} \frac{c_{F0}}{c_F} = \frac{u}{u_0} \sqrt{\frac{h_{aR0}}{h_{aR}}} \quad (5-69)$$

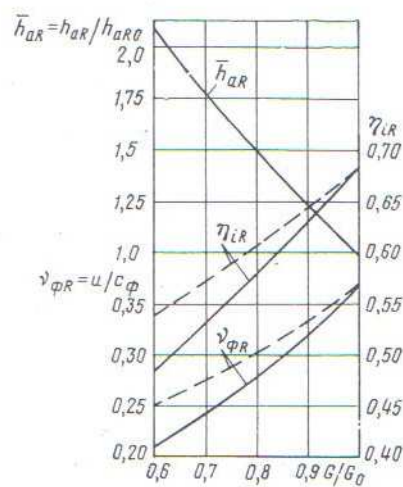
Kod rada uz konstantni broj okretaja (npr. na električni generator) $u = u_0$, stoga:

$$\frac{v_{FR}}{v_{FR0}} = \sqrt{\frac{h_{aR0}}{h_{aR}}} \quad (5-70)$$

Iz jedn. (5-69) i jedn. (5-70) slijedi, da v_{FR} kod turbina koje pogone brodski vijak se smanjuje u većoj mjeri, nego kod turbina koje pogone električni generator.

Povezano sa smanjenjem karakteristike v_{FR} unutarnja iskoristivost η_{iR} regulacijskog stupnja se smanjuje, i to u većoj mjeri kod turbina koje pogone brodski vijak nego kod turbina koje pogone električni generator. Nova vrijednost η_{iR} na promijenjenom režimu približno se proračunava po jedn. (5-76).

O karakteru promjene $h_{aR}, v_{FR}, \eta_{iR}$ na promjenjivim režimima u zavisnosti o relativnom protoku G/G_0 kod regulacijskog stupnja može se zaključiti po krivuljama danima na [Slika 14], dobivenima pomoću jednadžbi (5-67), (5-69) i (5-76). Značajno smanjenje η_{iR} kod malih protoka objašnjava se time da u analiziranoj turbini karakteristika v_{FR0} na proračunskom režimu je uzeta manjom od optimalne ($v_{FR0}=0,364$). Posljednje je diktirano potrebom smanjenja tlaka p_{R0} iza regulacijskog stupnja s ciljem povećanja iskoristivosti narednih nereguliranih stupnjeva pomoću povećanja visine njihovih statorskih i rotorskih lopatica. Smanjenje p_{R0} je omogućilo također i smanjenje broja stupnjeva turbine.



Slika 14. Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{sr0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti regulacijskog stupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica

Na [Slika 14] proces ekspanzije pare u regulacijskom stupnju višestupne turbine kod promjenjivog režima rada je prikazan crtkanom linijom.

Omjer početnog i konačnog (izlaznog) tlaka na promjenjivim i proračunskom režimu kod međustupnjeva višestupanjske turbine u skladu s jedn. (5-58):

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \frac{p_2}{p_{20}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2n}{n+1}} \quad (5-71)$$

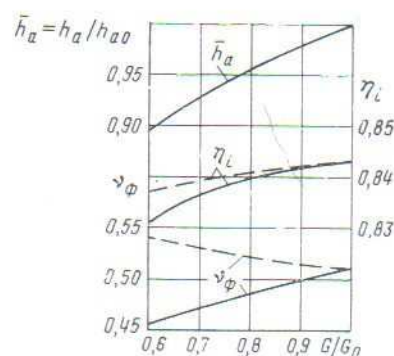
Na taj način, početni i konačni tlak kod međustupnjeva višestupanjske turbine kod smanjenja protoka smanjuju se proporcionalno. U vezi s tim, omjer entalpijskih padova u stupnju kod promjenjivog i proračunskog režima, prihvaćajući da je ulazna brzina u stupanj jednaka nuli ($c_{u1}=0$) je:

$$\frac{h_a}{h_{a0}} = \frac{p_0 v_0}{p_{00} v_{00}}$$

Uzimanjem u obzir jedn. (5-59):

$$\frac{h_a}{h_{a0}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^{\frac{2(n-1)}{n+1}} \quad (5-72)$$

U slučaju $n=1$ iz jedn. (5-72) slijedi, da $h_a = h_{a0}$, tj. izentropski entalpijski padovi kod međustupnjeva višestupne turbine se ne mijenjaju. U stvarnosti, ako se uzme u obzir, da $n > 1$, h_a se sa smanjenjem protoka neznatno smanjuje (pogledati [Slika 14]). Zbog toga, karakteristika (omjer brzina) $v_F = u / c_F$ kod međustupnjeva višestupanjske turbine koja pogoni brodski vijak, kada $u < u_0$, se smanjuje ($v_F < v_{F0}$), a kod međustupnjeva višestupanjske turbine koja pogoni električni generator ($u = u_0$) se povećava ($v_F > v_{F0}$). U oba slučaja vrijednost karakteristike v_F nije optimalna, stoga je unutarnja iskoristivost međustupnjeva višestupanjske turbine na promjenjivim režimima ispod proračunske ($\eta_i < \eta_{i0}$). No smanjenje η_i kod međustupnjeva nije toliko značajno, kao kod regulacijskog stupnja. Karakter promjene h_a, v_F, η_i kod međustupnjeva je prikazan na [Slika 13].



Slika 15. Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{srR0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti međustupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica

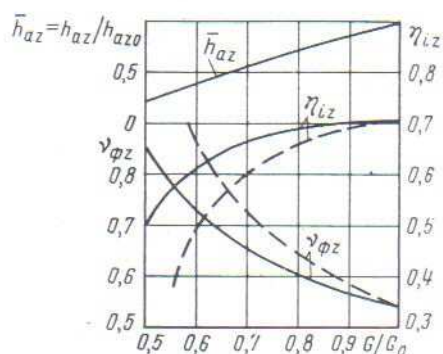
Uvažavajući povećanu grešku kod primjene na jedan stupanj, za određivanje tlaka p_{0z} ispred *posljednjeg stupnja* na promjenjivom režimu, slijedi:

$$\frac{p_{0z}}{p_{0z0}} = \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 \frac{p_{0z} v_{0z}}{p_{0z0} v_{0z0}} \left(1 - \frac{p_{2T0}}{p_{0z0}} \right) \frac{p_{2T0}}{p_{2T}} + \frac{p_{2T}}{p_{0z0}} \quad (5-73)$$

Jedn. (5-73) se rješava iterativno, uzimajući na početku $p_{0z} v_{0z} = p_{0z0} v_{0z0}$.

Proračuni po jedn. (5-73) pokazuju, da se uz uvjet $p_{2T} = p_{2T0}$ i $G < G_0$ entalpijski pad u posljednjem stupnju smanjuje ($h_{az} < h_{az0}$), a omjer brzina (karakteristika stupnja) $v_F = u / c_F$ povećava ($v_{Fz} > v_{Fz0}$), osobito ako turbina pogoni električni generator. U skladu s tim unutarnja iskoristivost η_{iz} posljednjeg stupnja na promjenjivom režimu bit će niža nego na proračunskom ($\eta_{iz} < \eta_{iz0}$). U danom se slučaju pretpostavlja, da na proračunskom režimu karakteristika v_{Fz0} ima optimalnu vrijednost. Ako je vrijednost v_{Fz0} manja od optimalne, što se ponekad dopušta zbog povećanja entalpijskog pada posljednjeg stupnja, to kod $G < G_0$ unutarnja iskoristivost η_{iz} na početku bi rasla a potom bi se smanjivala.

Zavisnost $h_{az}, v_{Fz}, \eta_{iz}$ u posljednjem stupnju o relativnom protoku uz uvjet $p_{2T} = p_{2T0}$ dana je na [Slika 13].

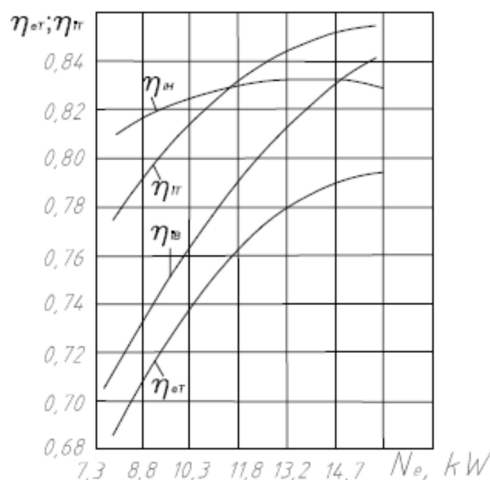


Slika 16. Promjena entalpijskog pada, karakteristike $v_{srR0} = u / c_{F0}$ i unutarnje iskoristivosti posljednjeg stupnja na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica

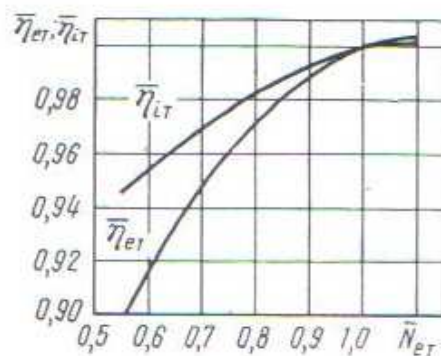
U slučaju, kada se tlak iza turbine smanjuje pri smanjenju snage zbog pada tlaka u kondenzatoru, karakter zavisnosti $h_{az}, v_{Fz}, \eta_{iz}$ ostaje analogan prethodno analiziranom, no kvantitativne promjene bit će manje značajne.

Iz analize rada višestupanjske turbine na promjenjivom režimu je jasno, da kod regulacije grupama sapnica promjena protoka pare dovodi do preraspodjele entalpijskog pada između regulacijskog i posljednjeg stupnja (osobito kod $p_{2T} = p_{2T0}$). Kod smanjenja protoka izentropski entalpijski pad u regulacijskom stupnju se povećava, a u posljednjem – smanjuje. Bitno smanjenje protoka može dovesti do isključenja posljednjeg stupnja (ili nekoliko stupnjeva) s njegovim prijelazom na režim proizvodnje snage samo za kompenzaciju ventilacijskih gubitaka. Povećanje protoka izaziva suprotne promjene entalpijskih padova u turbinskim stupnjevima, a koje mogu imati za posljedicu isključivanje regulacijskog stupnja. Kod dvokučišnih turbina promjena protoka pare kod regulacije grupama sapnicadovodi do do preraspodjele snage između pojedinih kućišta. Pri tom ako je $G < G_0$, to se relativna snaga visokotlačnog kućišta povećava, a niskotlačnog smanjuje.

Iskoristivost turboagregata i pojedinih njegovih kućišta se kod smanjenja snage snizuje. Zbog znatno smanjene iskoristivosti regulacijskog stupnja kućišta visokog tlaka uz istovremeno povećanje njegova entalpijskog pada unutarnja iskoristivost kućišta visokog tlaka smanjuje se sa smanjenjem snage turboagregata u većoj mjeri nego iskoristivost niskotlačnog kućišta [Slika 17]. Prema eksperimentalnim podacima smanjenje snage turboagregata TS-2 do $N_e = 0,6N_{e0}$ dovodi do smanjenja efektivne iskoristivosti turboagregata od 8,5%, a unutarnje iskoristivosti do 4,5% [Slika 17].



Slika 17. Proračunske efektivne i unutarnje iskoristivosti na promjenjivim režimima kod regulacije grupama sapnica



Slika 18. Eksperimentalne zavisnosti unutarnje i efektivne iskoristivosti

Kod turbina koje pogone električne generatore promjena protoka pare u zavisnosti o opterećenju dovoljno točno se može opisati pravcem, tj.:

$$\frac{G}{G_0} = L + (1 - L) \frac{N_e}{N_{e0}} \quad (5-74)$$

gdje su: $L = G_{p.h.} / G_0$ - faktor praznog hoda, koji je jednak omjeru protoka pare na praznom i proračunskom režimu; N_e / N_{e0} - omjer snage promjenjivog i proračunskog režima.

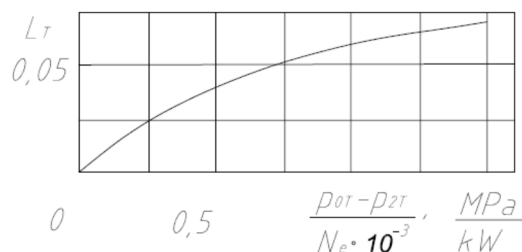
Iz jedn. (5-74) proizlazi sljedeća zavisnost efektivne iskoristivosti turbine za pogon generatora, koja se odnosi na parametre pare $p_{0T0}, t_{0T0}, p_{2T0}$ proračunskog režima, o relativnoj snazi:

$$\eta_{ef} = \frac{\eta_{ef0}}{1 + L \left(\frac{N_{ef0}}{N_{ef}} - 1 \right)} \quad (5-75)$$

gdje: η_{ef0} - efektivna iskoristivost turbine na proračunskom režimu.

Faktor praznog hoda L jednak je zbroju faktora praznog hoda turbine L_T , reduktora L_r i generatora L_g , tj. $L = L_T + L_r + L_g$. Prema eksperimentalnim podacima L_T zavisi o tipu turbine, početnom i krajnjem tlaku, te načinu regulacije snage. U slučaju jednokučišne turbine

s regulacijom grupama sapnica L_T se određuje prema podacima na [Slika 18], koji uvažavaju smanjenje tlaka u kondenzatoru kod smanjenja snage turboagregata. Kod turbina s protutlakom $p_{2T} = (0,12 \text{ do } 0,29) \text{ MPa}$ L_T se povećava do 0,15-0,20. Uz jako nizak tlak u kondenzatoru ($p_x = 0,003-0,0034 \text{ MPa}$) L_T iznosi 0,02 do 0,03.



Slika 19. Faktor praznog hoda jednokučišne turbine

Vrijednosti faktora L_r i L_g nalaze se u područjima: $L_r = 0,02 - 0,04$; $L_g = 0,01-0,03$.

5.2.3.2. Regulacija snage prigušivanjem

Pošto se kod regulacije prigušivanjem površine strujnih presjeka regulacijskog stupnja ne mijenjaju kod promjenjivih režima rada, to se protok kroz turbinu može odrediti po jedn. (5-48). Pošto je kod prigušivanja $p_{0T}v_{0T} = p_{0T0}v_{0T0}$, ($T_{0T} = T_{0T0}$),

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \quad (5-76)$$

Analogna se zavisnost dobiva iz jedn. (5-58), prihvaćajući za regulacijski stupanj $n = n_0 = 1$ i $T_{0T} = T_{0T0}$.

Dalje će se pretpostaviti, da se prigušni ventil zatvara, stoga $p_{0T} < p_{0T0}$ i $T_{0T} = T_{0T0}$. U skladu s tim, snaga turbine će se smanjivati i odnos snage na promjenjivom i proračunskom režimu je

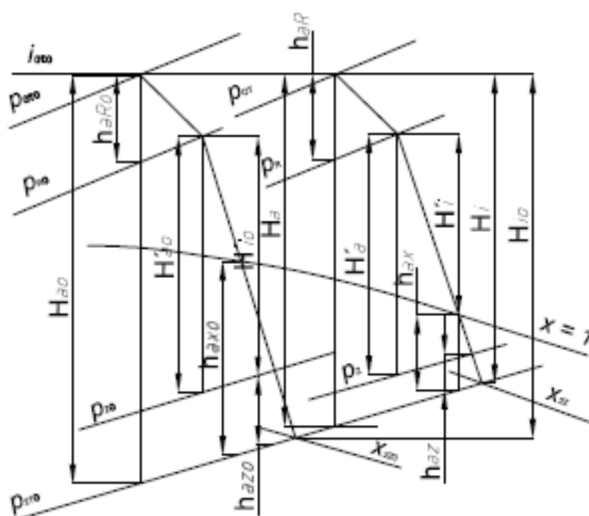
$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{G}{G_0} \frac{H_a}{H_{a0}} \frac{\eta_e}{\eta_{e0}} \approx \frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \frac{H_a}{H_{a0}} \quad (5-77)$$

Novi izentropski pad H_a , koji se pojavljuje u jedn. (5-77), očitava se iz h - s dijagrama prema poznatima $p_{0T}, h_{0T} = h_{0T0}, p_{2T}$ [Slika 20] ili pomoću jednadžbe:

$$H_a = h_{0T} - \left[h_{2T}'' - T_{2T}'' (s_{2T}'' - s_{0T}'') \right] \quad (5-78)$$

gdje su: $h_{2T}'', T_{2T}'', s_{2T}''$ - entalpija, temperatura i entropija suhe pare pri tlaku iza turbine.

s_{0T} - entropija pare kod početnih parametara ispred turbine.



Slika 20. Promjena procesa ekspanzije radnog fluida kod turbine u slučaju regulacije prigušivanjem

Analizirat će se promjena radnih procesa u pojedinim turbinskim stupnjevima.

U skladu s jedn. (5-58) i (5-76) tlak iza *regulacijskog stupnja* p_R na promjenjivom režimu određuje se prema jednadžbi

$$\frac{p_R}{p_{R0}} = \left(\frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{n(n_0+1)}{n_0(n+1)}} \quad (5-79)$$

Vrijednost eksponent u jedn. (5-79) je blizu jedan (npr. kod $n_0 = 1,22$; $n = 1,18$ eksponent je jednak 1,0014), stoga se uz dovoljnu točnost za sve režime može uzeti

$p_R/p_{R0} = p_{0T}/p_{0T0}$ i $p_R/p_{0T} = p_{R0T}/p_{0T0}$. U skladu s tim, izentropski toplinski pad entalpije na promjenjivim režimima rada regulacijskog stupnja ostaje nepromijenjen, tj. $h_{aR} = h_{aR0}$.

Početni i konačni tlakovi u međustupnjevima uz jedn. (5-58) mijenjaju se u skladu s relacijom

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \frac{p_2}{p_{20}} = \left(\frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \right)^{\frac{n(n_0+1)}{n_0(n+1)}} \quad (5-80)$$

Kako kod regulacijskog, tako i kod međustupnjeva vrijednost eksponent u jedn. (5-81) je blizu jedan. Stoga se kod međustupnjeva na promjenjivim režimima očuvava jednakost: $p_2/p_0 = p_{20}/p_{00}$. U skladu s tim, omjer izentropskih entalpijskih padova u tim stupnjevima na vanprojektnom i projektnom režimu je $h_a/h_{a0} = p_0 v_0 / p_{00} v_{00}$ ili uvažavajući jedn. (5-59) i (5-76),

$$\frac{h_a}{h_{a0}} = \left(\frac{p_{0T0}}{p_{0T}} \right)^{\frac{2(n_0-n)}{n_0(n+1)}} \quad (5-81)$$

Vrijednost eksponenta u jedn. (5-82) je jednaka nuli, stoga $h_a \approx h_{a0}$, tj. izentropski entalpijski padovi međustupnjeva ostaju na promjenjivim režimima blizu proračunskim vrijednostima. Na temelju izloženog karakteristika stupnja $v_F = u/c_F$ i unutarnja (izentropska) iskoristivost mijenjaju se kod međustupnjeva po istoj zakonitosti, kao i kod regulacijskog stupnja.

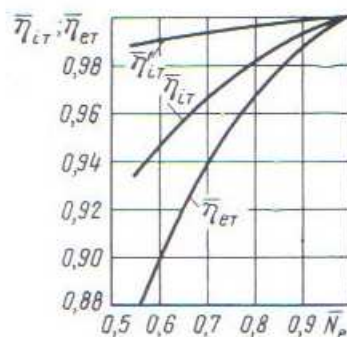
Unutarnja (izentropska) iskoristivost međustupnjeva kod regulacije prigušivanjem smanjuje se sa smanjenjem snage nešto više, nego kod regulacije grupama mlaznica. Isto tako kod rada stupnja s vlažnom parom slika se može promijeniti uz uvažavanje miješanja procesa ekspanzije kod prigušivanja u području pare veće suhoće i smanjenja u vezi s tim gubitka zbog vlažnosti.

U pogledu promjene unutarnje (izentropske) iskoristivosti regulacijskog stupnja kao i međustupnjeva može se reći da na promjenjivim režimima ostaje praktički konstantnom ($\eta_i = \eta_{i0}$).

Novouspostavljeni tlak p_{0z} ispred posljednjeg stupnja kod promjene protoka proračunava se po jedn. (5-73) isto, kao i kod regulacije grupama mlaznica. Uz jednako smanjenje protoka umnožak $p_{0z} v_{0z}$ kod regulacije prigušivanjem je veći, nego kod regulacije

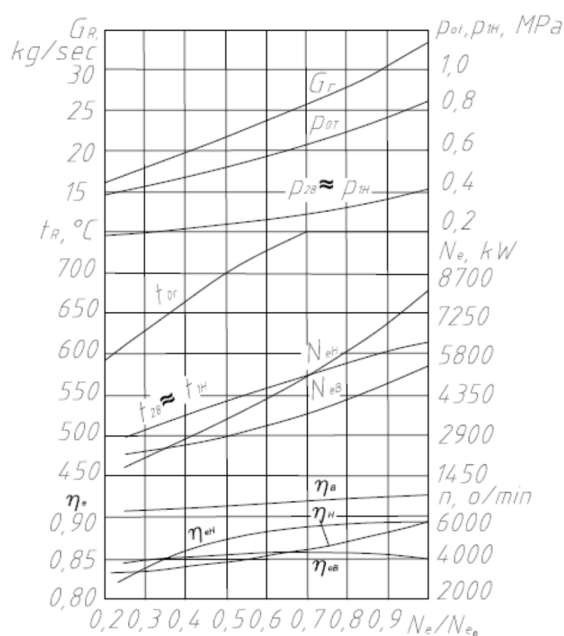
grupama sapnica. Stoga će vrijednost P_{0z} u prvom slučaju biti veća, nego u drugom. U skladu s tim, kod regulacije prigušivanjem izentropski toplinski pad h_{az} i unutarnja iskoristivost η_{iz} posljednjeg stupnja smanjuju se kod smanjenja protoka u manjoj mjeri, nego kod regulacije grupama sapnica.

U skladu s proračunima, unutarnja iskoristivost η'_{iT} turboagregata, koja se odnosi na tekuće parametre pare p_{OT}, t_{OT} ispred sapnica kod regulacije prigušivanjem, mijenja se na promjenivim režimima beznajno [Slika 21] i kod malog protoka može biti čak i veća od proračunske uz uvažavanje smanjenja gubitaka zbog vlažnosti pare kod prigušivanja. No iskoristivost $\eta_{iT} = \frac{H_i}{H_{a0}} = \frac{H_i}{H_a} \frac{H_a}{H_{a0}} = \eta'_{iT} \eta_{pr}$ (o kojoj zavisi ekonomičnost termoenergetskog postrojenja na promjenjivom režimu), s obzirom na početne parametre p_{OT0}, t_{OT0} proračunskog režima, bit će niža, nego kod regulacije grupama sapnica. Posljednje slijedi iz usporedbe [Slika 18] i [Slika 21], koje prikazuju relativne promjene efektivne i unutarnje iskoristivosti jednog te istog agregata u zavisnosti o snazi kod regulacije grupama sapnica i regulacije prigušivanjem (podaci na [Slika 21] dobiveni su proračunom). Kod snage $N_e = (0,55 - 0,60)N_{e0}$ efektivna iskoristivost turboagregata kod regulacije prigušivanjem je niža nego kod regulacije grupama sapnica za 1,8 do 2,2%. Niža ekonomičnost regulacije prigušivanjem objašnjava se time, da gubici prigušivanja pare, koji se uvažavaju koeficijentom prigušenja $\eta_{pr} = H_a / H_{a0}$, snižavaju iskoristivost idealnog ciklusa parno-turbinskog postrojenja (Rankineovog ciklusa) u većoj mjeri, nego gubici u turbini kod regulacije grupama sapnica.



Slika 21. Relativna promjena efektivne i unutarnje iskoristivosti u zavisnosti o snazi kod regulacije prigušivanjem

Snaga plinsko-turbinskog agregata mijenja se pomoću promjene dovedenog goriva u komoru izgaranja, na čijem izlazu parametri plinova izgaranja na promjenjivim režimima zavise o snazi plinsko-turbinskog agregata, shemi plinsko-turbinskog agregata (jedno ili dvovratilna izvedba, slobodna turbina za pogon električnog generatora, itd.), programu regulacije. Kao primjer na [Slika 22] su dane zavisnosti promjene protoka G_g , parametara plinova izgaranja p_{0T}, t_{0T} ispred turbine visokog tlaka (TVT) i p_{1N}, t_{1N} ispred turbine niskog tlaka (TNT), snaga N_{eV}, N_{eN} i brzine vrtnje n_V, n_N turbina, njihovih efektivnih iskoristivosti η_{eV}, η_{eN} o relativnoj snazi plinsko-turbinskog agregata dobivene mjerenjem na agregatu snage 20 MW.



Slika 22. Tehničko eksploatacijski pokazatelji na promjenjivim režimima

Iz [Slika 22] slijedi, da promjena protoka plinova izgaranja kroz turbinu na promjenjivim režimima je dosta dobro opisana jedn. (5-50), a promjena tlaka p_{1N} ispred turbine niskog tlaka s jedn. (5-53). Uvažavajući malu promjenu brzine vrtnje n_V i izentropskog entalpijskog pada u stupnjevima TVT (što je karakteristika prihvaćene sheme plinsko-turbinskog agregata, efektivna iskoristivost η_{eV} te turbine na svim režimima ostaje praktički konstantnom. U TNT efektivna iskoristivost η_{eN} kod smanjenja snage plinsko-turbinskog agregata se smanjuje uz uvažavanje povećanja karakteristike V_F u posljednjem stupnju zbog smanjenja njegova izentropskog toplinskog pada.

5.2.4. Proračun pokazatelja ekonomičnosti turboagregata na promjenjivim režimima

Za određivanje pokazatelja ekonomičnosti višestupanjskih turbina na promjenjivim (vanprojektnim) režimima u praksi se primjenjuje sljedeća približna metoda.

Iz protočnog dijela turbine se izdvajaju regulacijski, grupa međustupnjeva (ili nekoliko grupa) i posljednji stupanj, kod kojih se karakteristika stupnja $v_F = u / c_F$ i karakter njene promjenene na promjenjivim režimima bitno razlikuju. Bit metode se sastoji u tome, da se unutarnja iskoristivost pojedinih stupnjeva ili grupe stupnjeva određuje prema poznatim vrijednostima karakteristike v_{F0} i iskoristivosti η_{i0} stupnjeva na proračunskom režimu i prema vrijednosti v_F na promjenjivom režimu, kako je to bilo prethodno analizirano. U slučaju parnih turbina uzima se u obzir promjena gubitaka zbog vlažne pare.

Proračun grupe stupnjeva provodi se prema srednjoj karakteristici v_F^{sr} , koja se određuje prema sljedećim jednadžbama:

$$R' H'_a = \sum h_a = \sum \frac{1}{2} \left(\frac{u}{v_F} \right)^2 = \frac{\sum u^2}{2(v_F^{sr})^2}$$

otkuda:

$$v_F^{sr} = \frac{\sqrt{\sum u^2}}{\sqrt{2R'H'_a}} \quad (5-82)$$

U prethodnim jednadžbama su:

H'_a - izentropski entalpijski pad grupe stupnjeva, kJ/kg;

$\sum u^2$ - suma kvadrata obodnih brzina na srednjim promjerima stupnjeva koji čine grupu;

R' - koeficijent povrata topline grupe stupnjeva.

Redoslijed termodinamičkog proračuna koji je primjeren jednokućišnoj parnoj turbini je sljedeći.

Određuje se protok pare G kroz turbinu korištenjem jednadžbe:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{z}{z_0} \frac{B}{B_0} \frac{p_{0T}}{p_{0T0}} \sqrt{\frac{T_{0T0}}{T_{0T}}} \quad (5-83)$$

gdje su:

z, B, p_{0T}, T_{0T} - broj otvorenih sapnica, koeficijent Bindemana, početni tlak i temperatura pare ispred sapnica na promjenjivom režimu;

$z_0, B_0, p_{0T0}, T_{0T0}$ - iste veličine ali na proračunskom režimu.

Kod regulacije grupama sapnica $p_{0T} = p_{0T0} + \Delta p_{0T}$, gdje Δp_{0T} - promjena tlaka ispred sapnica, uvjetovana promjenom tlaka iza parnog kotla, i gubici tlaka u parovodu svježe pare te na regulacijskim ventilima ($T_{0T} \approx T_{0T0}$). U slučaju regulacije prigušivanjem $z=z_0$, parametri p_{0T}, t_{0T} određuju se iz uvjeta $h_{0T0} = \text{const.}$ ili uz uvažavanje karakteristike sustava regulacije. Vrijednost koeficijenta B se određuje iterativno. Na početku B je jednako B_0 , a zatim nakon što se odredi pad entalpije h_{aR} u regulacijskom stupnju, tlak p_1 iza sapnica i omjer $\varepsilon_1 = p_1 / p_{0T}$ se utočnjuju prema podacima iz dijagrama [Slika 21]. Kod kritičnog strujanja na izlazu iz sapnica $B = B_0 = 1$, kod regulacije prigušivanjem $B = B_0$.

Prema karakteristici kondenzatora i protoku pare koji ulazi u njega proračunava se tlak p_x u kondenzatoru i tlak p_{2T} iza turbine na novom režimu. Iz h -s dijagrama se određuje izentropski toplinski pad H_a turbine i snaga na promjenjivom i proračunskom režimu.

Nakon toga po određenom po jedn. (5-58) tlaku p_R određuje se pad regulacijskog stupnja h_{aR} i računa karakteristika v_{FR} (jedn. (5-69) i unutarnja iskoristivost η_{iR} . Nanoseći u h -s dijagram stvarni entalpijski pad $h_{iR} = \eta_{iR} h_{aR}$, određuje se stanje pare iza regulacijskog stupnja. Iz h -s dijagrama se također određuju izentropski toplinski padovi H'_{a0}, H'_a međustupnjeva na proračunskom i promjenjivom režimu, te proračunavaju koeficijenti povrata topline R'_0, R' u tim stupnjevima.

Unutarnja iskoristivost međustupnjeva na proračunskom režimu određuje se iz jednadžbe $\eta'_{i0} = H'_{i0} / H'_{a0}$, a na promjenjivom režimu η'_i se uzima nešto manjom od proračunske (kod $N_e / N_{e0} = 0,5$ za 0,5 do 1%). Prema poznatim elementima protočnog dijela turbine određuje

se suma kvadrata obodnih brzina $\sum u^2$, a na temelju nje vrijednosti srednjih karakteristika v_{F0}^{sr}, v_F^{sr} međustupnjeva ((jedn. (5-35)) i odgovarajuće iskoristivosti na obodu kola η'_{u0}, η'_u .

Unutarnja iskoristivost međustupnjeva na promjenjivom režimu određuje se po jednadžbi (bez uvažavanja u obzir vlažnosti):

$$\eta'_i = \eta'_{i0} \frac{\eta'_u R'}{\eta'_{u0} R_0} \quad (5-84)$$

Prema stvarnom entalpijskom padu $H'_i = \eta'_i H'_a$ u h - s dijagramu određuje se temperatura t_{0z} ili stupanj zasićenosti x_{0z} ispred posljednjeg stupnja, nakon čega se istim redoslijedom, kao i kod regulacijskog stupnja, određuju η'_{iz}, h'_{iz} .

Stvarni entalpijski pad čitave turbine na promjenjivom režimu određuje se kao zbroj $H_{iT} = h_{iR} + H'_i + h'_{iz} + \Delta H'_{ix}$, gdje $\Delta H'_{ix}$ - prirast stvarnog entalpijskog pada zbog promjene vlažnosti pare u turbinskom stupnju:

$$\Delta H'_{ix} = H_{ax0} (1 - x_{sr0}) \frac{H'_a \eta'_u R'}{H_{a0} \eta'_{u0} R_0} - H_{ax} (1 - x_{sr}) \quad (5-85)$$

gdje su: H_{ax}, H_{ax0} - izentropski entalpijski padovi u grupama stupnjeva, koji se nalaze u području vlažne pare na promjenjivom i proračunskom režimu;

$x_{sr} = 0,5x_{2z}, x_{sr0} = 0,5x_{2z0}$ - srednji stupanj zasićenosti pare u analiziranim grupama.

Unutarnja i efektivna iskoristivost se određuju po već poznatim jednadžbama.

Analogno se proračunavaju i višekučišne turbine na promjenjivom režimu. Tako u slučaju dvokučišne turbine, kućište visokog tlaka se dijeli na regulacijski stupanj i grupu stupnjeva s jednakim protokom, a niskotlačno kućište na grupu nereguliranih stupnjeva i posljednji stupanj.

Analizirana metoda je primjenjiva i za proračun promjenjivih režima plinskih turbina.

5.3. Algoritam proračuna za vanprojektne režime rada

Kod industrijske kondenzacijske parne turbine toplinski izvori i ponori definirani su parametrima svježe pare, tehnološkim potebama reguliranog oduzimanja i samim uvjetima u kondenzaciji.

Pošto se kod promjenjivog režima rada tek značajnije mijenjaju parametri regulacijskog i posljednjeg stupnja, a međustupnjeva ostaju prekički nepromijenjenima, to je promjena režima strujanja zbog promjene protoka ocjenjena jednostavnom jednadžbom [22]:

$$\frac{c_x}{c_{xd}} = \frac{\rho_d}{\rho_x} \quad (5-85)$$

Uzimajući u obzir da je ρ_d, v - konstantno, dobiva se slijedeći izraz:

$$\frac{c_{1v}}{c_{1n}} = \frac{D_v}{D_n} \quad (5-86)$$

c_{1n} - apsolutna brzina u nominalnom režimu rada

c_{1v} - apsolutna brzina u vanprojektom režimu rada

D_n - protok pare kroz sekciju turbine u nominalnom režimu rada

D_v - protok pare kroz sekciju turbine u vanprojektom režimu rada

te je,

$$c_{1v} = \frac{D_v}{D_n} \cdot c_{1n} \quad (5-87)$$

Dalje se u proračunu dobivaju s obzirom na promjenu apsolutne brzine slijedeće promjene kroz dane korake proračuna:

1. Kut relativne brzine na rotoru

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1\right) \quad (5-88)$$

2. Idealni (izentropski) toplinski pad stupnja-jednak nominalnom režimu rada

$$\Delta h_{is} = \frac{c_f^2}{2} \quad (5-89)$$

3. Teorijska relativna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot R \cdot \Delta h_{is} + w_1^2} \quad (5-90)$$

4. Izlazni kut iz rotorskih lopatica

β_2 - podatak od proizvođača

5. Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2t} \quad (5-91)$$

6. Apsolutna brzina na izlazu iz rotora

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2 \cdot w_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2} \quad (5-92)$$

7. Kut apsolutne brzine na izlazu iz rotora

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{U - w_2 \cos \beta_2}{c_2}\right) + 90^\circ \quad (5-93)$$

5.4. Rezultati proračuna vanprojektnih režima rada

Rezultati su prikazani za svaki od odabranih pojedinih vanprojektnih režima rada u [Tablica 6] do [Tablica 14].

Tablica 2. Radne točke proračuna

Radna točka	Snaga, [MW]	Protok svježe pare, [t/h]	Protok pare na reguliranom oduzimanju, [t/h]
Točka 1.	5	20	40
Točka 2.	10	80	110
Točka 3.	25	140	200
Točka 4.	35	160	250

U [Tablici 5], prikazani su odabrane radne točke uz slijedeće parametre pare:

- Tlak svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: 12,1 Mpa
- Temperatura svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: normalni 534 °C

- Tlak oduzimanja: 4,2 MPa
- Temperatura oduzimanja: 405 °C

5.4.1. Rezultati proračuna vanprojektnog režima rada (Točka 1.)

Vrijednosti termodinamičkih veličina dobivene su iz Toplinskih tablica i namjenskog programa Steam.exe., prikazani su u poglavlju **9.2. Rezultati uz poglavlje 5.4.1. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektnog režima rada (Točka 1.)**, [Tablica 23] do [Tablica 25].

5.4.2. Rezultati proračuna vanprojektnog režima rada (Točka 2.)

Vrijednosti termodinamičkih veličina dobivene su iz Toplinskih tablica i namjenskog programa Steam.exe., prikazani su u poglavlju **9.3. Rezultati uz poglavlje 5.4.2. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektnog režima rada (Točka 2.)**, [Tablica 26] do [Tablica 28].

5.4.3. Rezultati proračuna vanprojektnog režima rada (Točka 3.)

Vrijednosti termodinamičkih veličina dobivene su iz Toplinskih tablica i namjenskog programa Steam.exe., prikazani su u poglavlju **9.4. Rezultati uz poglavlje 5.4.3. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektnog režima rada (Točka 3.)**, [Tablica 29] do [Tablica 31].

6. PRIJELAZ TOPLINE NA ROTORU PARNE TURBINE

6.1. Specifičnosti koeficijenata prijelaza topline

Izučavanje zakonitosti formiranja toplinskog i deformabilno-napregnutog stanja elemenata i sklopova konstrukcija parnih i plinskih turbina kod različitih režima provodi se na temelju općenitih znanstvenih i inženjerskih metoda istraživanja: teorijskih, eksperimentalnih i njihovih različitih kombinacija, [23].

U zavisnosti o cilju istraživanja zadaci koji se javljaju dijele se u sljedeće grupe:

a) direktni - određivanje temperaturnog polja, deformacija i naprezanja u određenom elementu, a također lomne i cikličke čvrstoće te radnog vijeka uz poznata interaktivna djelovanja s okolinom;

b) indirektni - određivanje zakonitosti međusobnog djelovanja istraživanog elementa s okolinom iz poznatog temperaturnog polja ili naprezanja rekonstruiranih na temelju konačnog broja mjernih točaka.

Direktni se zadatak najčešće susreće u inženjerskoj praksi kod provođenja kontrolnih proračuna konstrukcije uz zadane režime eksploatacije, kod uobičajenog rada na zadanim režimima, itd.

Često susretani indirektni zadatci, uz izučavanje uvjeta međusobnog djelovanja na granicama tijela, mogu se odnositi na zadatak optimalizacije konstrukcije i režima njihove eksploatacije, npr. radi dobivanja zadanih pokazatelja o pogonskoj elastičnosti toplinske turbine i s njom povezane sigurnosti pogona.

Osim toga, niz zadataka može biti povezan s određivanjem rubnih uvjeta i koeficijenata prijelaza topline na temelju zadanog temperaturnog polja (inverzni zadatak) ili oblika jednadžbe prijelaza kod tijela s poznatim koeficijentima (induktivni zadatak). U istu klasu spadaju inverzni zadaci, gdje se na temelju poznatih podataka o procesu u kasnijim vremenskim trenucima određuje početno toplinsko stanje. Treba ocijeniti, da proračunsko - teorijske metode određivanja toplinskog i napregnuto - deformabilnog stanja sklopova i elemenata turbine nisu i jedine moguće kod projektiranja agregata, nego se široko koriste i

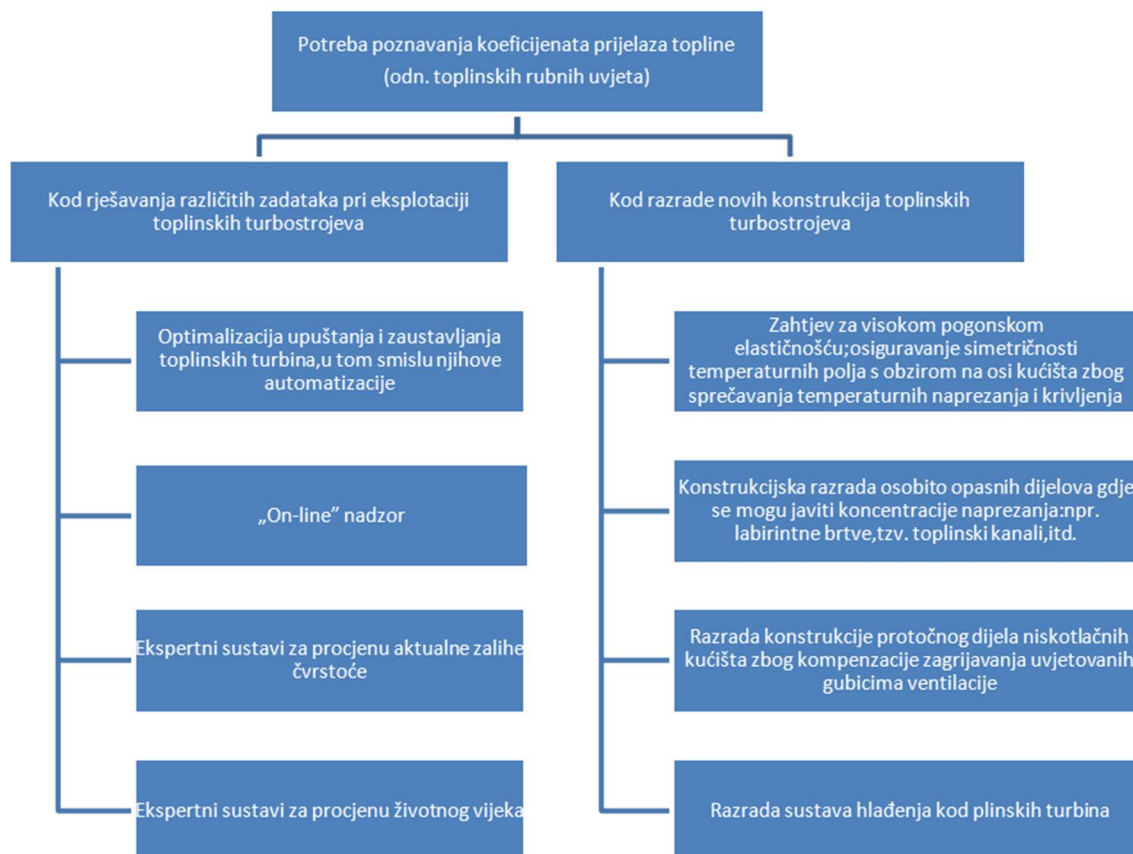
kod usvajanja glavnih blokova i razrade njihovih racionalnih režima upuštanja, uvođenja različitih režima i usavršavanja konstrukcije kako samoga turboagregata, tako i sheme upuštanja i zaustavljanja energobloka, a također kod prognoziranja ponašanja postrojenja i uzimanja u obzir nastalih oštećenja i ostatnog vijeka.

Eksperimentalne metode omogućavaju utvrđivanje stvarnog stanja osnovnih elemenata i upućuju na stanje temperaturnih napreznja turbine. Eksperimentalne metode imaju nesumljivo određene prednosti u usporedbi s proračunskima, no isto tako provođenje direktnih mjerenja temperaturnih polja i deformacija, osobito kod rotirajućih elemenata, predstavlja poteškoću.

U bližoj budućnosti u skupu eksperimentalno kontroliranih veličina će se javljati samo temperature elemenata kućišta u kontroliranim točkama, apsolutna i relativna produljenja rotora i kućišta te moguća odvojena mjerenja napreznja. Stoga se ocjena toplinskog, deformabilnog i napregnutog stanja turbine u uvjetima eksploatacije i kod projektiranja treba temeljiti na rezultatima proračunsko - teorijskih i eksperimentalnih metoda.

Slika [Slika 23] prikazuje najčešće zadatke za čije je rješenje potrebno određivanje toplinskog i napregnuto - deformabilnog stanja sklopova i elemenata turbine (tj. temperaturnih polja i s njima povezanih temperaturnih deformacija i napreznja). Da bi se odredilo temperaturno polje potrebno je poznavati toplinske rubne uvjete, prije svega koeficijente prijelaza topline.

Jedan od osnovnih problema proračunsko - teorijskih istraživanja temperaturnih polja je zadavanje rubnih uvjeta, čija vjerodostojnost određuje točnost dobivenih rezultata. Temelj za njihovo određivanje su tipične fizikalne pojave na površinama istraživanog tijela i njegova interakcija s okolinom.



Slika 23. Najčešći zadaci za čije je rješenje potrebno određivanje toplinskog i napregnuto - deformabilnog stanja sklopova i elemenata turbina (tj. temperaturnih polja i s njima povezanih c) što iziskuje poznavanje toplinskih rubnih uvjeta (tj. koeficijenta prijelaza topline)

Analiza dostupnih radova pokazuje, da su najtipičnije osobitosti osnovnih dijelova parnih i plinskih turbina (rotora koje čine lopatice i diskovi, kućišta, ventilska kućišta, itd.):

- složenost termodinamičkog procesa kod energetske pretvorbe dovodi do bitne promjene temperature, tlaka, vlažnosti, brzine i fizikalnih svojstava radnog fluida duž elemenata protočnog dijela turbine, što zavisi o trenutnom opterećenju turbine. Pri tome npr. bitan utjecaj na veličinu parametara svježje pare, koja se dovodi turbini, pokazuju procesi u generatoru pare, dovodnim parovodima, regulacijskim ventilima, itd.;
- geometrija protočnog dijela uzrokuje složena strujanja u osnovnom toku radnog fluida s čestim lokalnim natražnim strujanjem i otcjepljenjem toka na nizu dijelova, a također i sekundarne tokove radnog fluida, npr. kroz provrte za izjednačavanje tlaka u

diskovima rotora parne turbine, kroz labirintne brtve, itd. To uvjetuje bitnu razliku temperatura, tlaka i brzina radnog fluida u blizini opstrujavane površine u usporedbi s osnovnim tokom u rešetki profila lopatica.

Spomenute konstrukcijske osobitosti dovode, kod nepostojanja posebnog sustava za hlađenje, do značajnog disipativnog zagrijavanja radnog fluida u protočnom dijelu turbine zbog trenja i ventilacije.

Osim toplinskog interaktivnog djelovanja s radnim fluidom, bitan utjecaj na temperaturno stanje osnovnih sklopova i elemenata turbostroja pokazuju procesi odvođenja topline preko drugih sredina u dodiru (npr. ležajevi).

Dodatne konstrukcijske karakteristike zavarenih rotora imaju značajan utjecaj na strujanje uz djelovanje centrifugalnih sila i zračenja unutar šupljina, osobito kod opterećenja bliskih nominalnim.

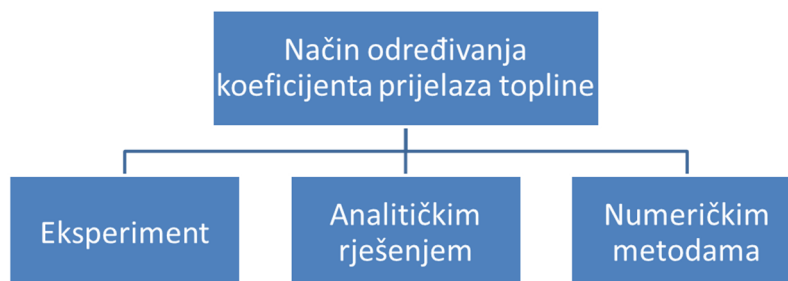
Zadavanje rubnih vrijednosti temperature radnog fluida i koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na opstrujanim površinama kod uvjeta III. reda provodi se na temelju proračuna temperaturnog i hidrauličkog graničnog sloja ili poopćenih korelacija oblika:

$$Nu = c Re^n Pr^m (Gr Pr)^k \left(\frac{T_f}{T_s} \right)^i \quad (6-1)$$

gdje su Nu , Re , Pr , Gr - Nusseltova, Reynoldsova, Prandtlova i Grashofova bezdimenzijska značajka (broj); c , m , n , k , i - koeficijenti i eksponenti, koji zavise o geometriji i režimu strujanja; f , s - indeksi, koji označavaju fluid odn. krutu stijenku.

Takove se zavisnosti određuju kako prikazuje [Slika 24]:

- a) poopćavanjem specijalnih toplinsko - fizikalnih eksperimentalnih mjerenja, metodama teorije sličnosti i dimenzionalne analize;
- b) analitičkim rješenjem (metodama);
- c) numeričkim metodama.



Slika 24. Načini određivanja koeficijenta konvektivnog prijelaza topline

Kod određivanja temperaturnih polja i s njima povezanih temperaturnih deformacija i naprezanja potrebno je poznavanje rubnih uvjeta odn. koeficijenta prijelaza topline u rešetkama rotorskih lopatica, na površinama diskova i u labirintnim brtvama. Stoga će u narednim poglavljima biti prikazane karakteristike prijelaza topline za te slučajeve kao i postojeće korelacije za proračun koeficijenta prijelaza topline za različite uvjete.

6.2. Prijelaz topline u rešetkama lopatica

Srednja vrijednost koeficijenta prijelaza topline po opsegu profila određivana je u velikom broju eksperimentalnih istraživanja. Većina je eksperimenata izvođena na ravninskim rešetkama koje su se sastojale od 3 do 7 stvarnih ili modelskih lopatica; znatno je rjeđe istraživani prijelaz topline na prstenastim (prostornim) ili segmentnim stvarnim rešetkama. Stoga u literaturi postoji veliki broj korelacija za proračun srednjih vrijednosti koeficijenta prijelaza topline koje predlažu različiti autori, pri čemu se rezultati proračuna mogu razlikovati jedan od drugoga i za 100%. To se može objasniti nezadovoljavanjem geometrijske sličnosti prilikom istraživanja rešetki profila od strane različitih autora i osobitostima razvoja graničnog sloja na profilima u rešetkama, različitim uvjetima eksperimenata (razinom turbulentnosti, pripremom toka, vrijednošću temperaturnog faktora, itd.).

Ekperimenti su provedeni kako uz direktni (dovođenje topline s fluida profila), tako i indirektni (odvođenje topline s profila fluidom koji struji kroz rešetku) smjer toplinskog toka. U prvom su slučaju lopatice koje opstrujavaju vrući plinovi hlađene iznutra vodom ili zrakom; u drugom - lopatice, opstrujavane hladnim zrakom, ili se griju iznutra parom ili električnim grijačem, ili imaju na vanjskoj površini električne grijače u obliku trake, razmještene duž oboda profila ili duž lista lopatice.

Toplinski se tok na površini profila određuje ili na temelju električne snage grijača (kod elektrozagrijavanja lopatice), ili na temelju promjene topline pare, vode ili zraka, koji struje kroz kanale u tijelu lopatice te je zagrijavaju ili hlade.

Vrijednosti koeficijenta prijelaza topline određivane su prema razlici zaustavne temperature plina u kanalu i temperature površine u danoj točki (kod određivanja lokalne vrijednosti) ili srednje po opsegu temperature (kod određivanja njihovih srednjih vrijednosti).

Temperatura vanjske površine profila je mjerena, u pravilu, termoparovima, čiji se topli kraj postavljao što je moguće bliže ispod same površine. Srednja temperatura površine po opsegu profila računana je kao srednjearitmetička od izmjerenih vrijednosti termoparovima ili se pronalazila integriranjem izmjerene temperaturne raspodjele.

U nekim je slučajevima prijelaz topline u rešetkama turbinskih lopatica istraživao korištenjem zakonitosti "prijelaznog režima" progrijavanja lopatice. Ta metoda omogućava određivanje srednjeg koeficijenta prijelaza topline neposredno na temelju tijekom eksperimenta izmjerene razlike temperature lopatice i fluida koji je opstrujava.

Ekperimentalni uređaji, na kojima su provedeni ekperimenti (sheme dovođenja i odvođenja radnog fluida, razmještaj mjernih sekcija, itd.) u većini su slučajeva izrađivani na temelju preporuka, koje su se koristile i kod izučavanja aerodinamike rešetki lopatica. Posljednja istraživanja prijelaza topline dopunjuju se istraživanjima aerodinamičkih karakteristika profila i rešetki.

Ekperimentalna su istraživanja provedena na rešetkama, koje se bitno razlikuju po geometrijskim karakteristikama profila (akcijske, reakcijske, kompresorske), njihovim dimenzijama, relativnom koraku lopatica, kutu nastrojavanja toka, itd. Postignute maksimalne ekperimentalne vrijednosti Reynoldsovih brojeva su dosta niže, nego što su kod prvih stupnjeva suvremenih plinskih turbina (ponekad i za red veličine!). Zbog toga neposredna

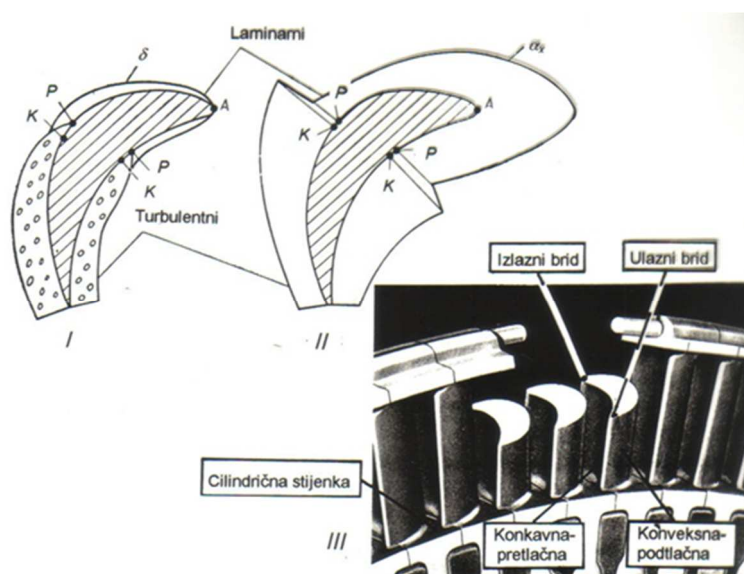
korištenje empirijskih zavisnosti na više vrijednosti Reynoldsovog broja može izazvati grešku, čija veličina zavisi o karakteristikama opstrujavanja danog profila.

Kod parnih i plinskih turbina s umjerenim ulaznim temperaturama je Reynoldsov broj za lopatice u području 10^5 do 10^6 , dok kod plinskih turbina s visokim temperaturama na ulazu je u području $7 \cdot 10^6$ do $9 \cdot 10^6$. Pri tome se srednje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline po konturi profila mijenjaju kod prvih 200 do 1200 W/m²K odn. drugih 3000 do 5000 W/m²K.

Karakteristične dimenzije, brzina i temperatura, potrebni za određivanje vrijednosti Nusseltove i Reynoldsove značajke, gotovo se u svakom radu odabiru različito. Tako je, npr. karakteristična dimenzija tetiva ili ekvivalentni promjer cijevi, čiji je opseg jednak opsegu profila, zatim brzina ispred rešetke, ili na izlazu iz rešetke, ili srednjaritmetička vrijednost brzine na ulazu i izlazu, itd. Navedene činjenice su jedan od uzroka bitno različitih apsolutnih vrijednosti koeficijenta c u jednadžbi (njegova se veličina nalazi u području 0,05 do 1,1). Eksponent nad Reynoldsovim brojem se nalazi u području 0,49 do 0,88, što govori o različitom području rasprostiranja kod istraživanih lopatica područja s laminarnim, prijelaznim i turbulentnim graničnim slojem ili o prisutnosti područja otcjepljenja toka.

U [Tablica 15] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na profilima lopatica dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata brojnih eksperimenata dostupnih u literaturi.

Očigledno je karakter zavisnosti Nusseltovog broja određen osobitostima opstrujavanja. Karakter opstrujavanja profila u rešetki je takovi, da se kod nastrojavanja fluida na profil lopatice, počimajući od točke grananja na ulaznom bridu i dalje niz tok duž konture profila, javlja toplinski granični sloj, koji je u blizini točke grananja laminaran, a zatim na određenoj udaljenosti, koja zavisi od početnih uvjeta nastrojavanja, konfiguracije kanala između profila, intenziteta grijanja ili hlađenja, itd., počima prelaziti u turbulentni, pri čemu je duljina svakog od tog područja sumjerljiva. Svako je od područja graničnog sloja (laminarno, prijelazno, turbulentno) karakterizirano svojom vrijednošću prijelaza topline, kako to prikazuje [Slika 25], pa je stoga prirodno da je u zavisnosti od duljine rasprostiranja tog ili drugog područja duž opsega profila srednja vrijednost prijelaza topline za danu lopaticu različita.



Slika 25. Uz prijelaz topline u rešetkama lopatica:

Uz prijelaz topline u rešetkama lopatica:

I. - razvoj graničnog sloja duž konture profila;

II. – promjena lokalnih koeficijenata prijelaza topline po konturi profila;

III. – dijelovi rešetke profila za koje se određuju koeficijenti prijelaza topline

Kod većine je radova, osnovna pažnja posvećivana izučavanju utjecaja uvjeta opstrujavanja na prosječni prijelaz topline u rešetki (Reynoldsovog broja), a također i njenih geometrijskih karakteristika kao i geometrijskih karakteristika profila. Kod dozvučnih brzina toka na ulazu u rešetku srednja vrijednost koeficijenta prijelaza topline po opsegu profila prema jednim praktički ne zavisi o vrijednosti Machovog broja Ma_2 na izlazu iz kanala (sve do $Ma_2 \approx 1$), a prema drugima s povećanjem Ma_2 od 0,5 do 1 snizuje se približno 20%. Kod Machovog broja na ulazu u rešetku, blizu jedinici, prijelaz topline na profilu bitno se povećava (približno za 70% u području $Ma_1 = 1$ do 2), zasigurno, zbog otcjepljenja graničnog sloja i povećanja turbulencije toka koje se javlja na ulaznom presjeku kanala.

Smjer toplinskog toka, a također i apsolutna vrijednost temperaturnog faktora (u svakom slučaju u području omjera temperature stijenke i toka 0,65 do 1,25), ne pokazuje znatni utjecaj na srednju vrijednost Nusseltovog broja za profil.

Zapažena je i zavisnost prijelaza topline o napadnom kutu toka na rešetku. Minimalne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline javljaju se kod malih pozitivnih napadnih kutova (t.j. $\beta_1 > \beta_1'$); kod negativnih napadnih kutova veličina koeficijenta prijelaza topline može biti veća nego kod glatkog nastrujavanja za 20 do 30%.

Također intenzitet prijelaza topline u perifernim presjecima lopatica je veći, nego na srednjim presjecima, za 6% do 18%.

Tablica 3. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) duž cijelog profila lopatica, dobivene sistematizacijom u [23]

Autor	Korelacija	Karakteristična veličina				Područje primjene		
		T	L	w	P (p)	Re*10 ⁻⁵	Ma	Ψ
[Jakob, 1960]	$Nu_{p,av} = 0,118 Re^{0,7} Pr^{1/3}$	-	P/2	-	-	-	-	-
[Jakob, 1960]	$Nu_{p,av} = 0,482 Re^{0,57} Pr^{1/3}$	-	P/2	-	-	-	-	-
[Andrews & Bradley, 1957]	$Nu_{p,av} = 0,756 Re^{0,49}$	$(T_w + T_f)/2;$ T_w	b	w ₂	p _{av}	0,4-5	0,1-1,0	0,9-0,5
[Andrews & Bradley, 1957]	$Nu_{p,av} = 0,169 Re^{0,66}$	$(T_w + T_f)/2;$ T_w	b	w ₂	p _{av}	0,4-5	0,1-1,0	0,9-0,5
[Smith, 1948]	$Nu_{p,av} = 0,045 Re^{0,77}$	T _{av}	D _{eq}	w _{av}	p _{av}	0,8-2	0,1	1,25
[Smith, 1948]	$Nu_{p,av} = 0,565 Re^{0,545}$	T ₁	b	w ₁	p ₁	1,5-4	0,35	0,8
[Smith, 1948]	$Nu_{p,av} = 0,0205 Re^{0,88}$	$(T_w + T_f)/2;$ T_w	b	w ₁	p _{av}	0,4-2	-	1,2
[Ellenbrock, 1951]	$Nu_{p,av} = 0,053 Re^{0,49}$	$(T_w + T_{of})/2;$	D _{eq}	w ₁	p _{av}	0,8-3,5	-	-
[Ainley, 1953]	$Nu_{p,av} = 0,1 Re^{0,68}$	$(T_w + T_{of})/2;$ T_w	b	w ₂	p _{av}	0,7-1,5	0,6	0,8
[Knabe, 1966]	$Nu_{p,av} = 0,367 Re^{0,545}$	$(T_w + T_{of})/2;$ T_w	D _{eq}	w _{av}	p _{av}	0,2-07	0,25	0,93
[Wilson & pope, 1954]	$Nu_{p,av} = 0,15 Re^{0,65}$	$(T_w + T_{of})/2;$ T_w	b	w ₂	w ₁	1,5-7	<0,25	1,05
[Karnozhickiy, 1963]	$Nu_{p,av} = 0,65 Re^{0,55}$	T _{of}	b	w ₁	p ₁	0,4-5,4	<0,5	52-1,25
[Bodunov, 1961]	$Nu_{p,av} = 0,0646 Re^{0,73}$	T _{of} ; T ₁	b	w ₁	p _{av}	1,5-5	<0,5	1,17
[Bodunov, 1961]	$Nu_{p,av} = 0,0913 Re^{0,7}$	T _{of} ; T ₁	b	w ₁	p _{av}	1-4	<0,5	1,17
[Diban & Kurosh, 1968]	$Nu_{p,av} = 0,012 Re^{0,66}$	$(T_w + T_f)/2;$	b	w _{av}	p _{av}	0,65-6	<0,5	1,15
[Diban & Kurosh, 1968]	$Nu_{p,av} = 0,0507 Re^{0,0,754}$	$(T_w + T_f)/2;$	b	w _{av}	p _{av}	1-6	<0,5	1,15
[Diban & Kurosh, 1968]	$Nu_{p,av} = 0,128 Re^{0,66}$	$(T_w + T_f)/2;$		w _{av}	p _{av}	0,8-5,5	<0,5	1,15
[Diban & Kurosh, 1968]	$Nu_{p,av} = 0,257 Re^{0,66}$	$(T_w + T_f)/2;$	b	w _{av}	p _{av}	0,9-4,15	<0,5	1,15
[Kapinos & Slitenko, 1968]	$Nu_{p,av} = 0,166 Re^{0,68}$	T _{of}	D _{eq}	w _{av}	p _{av}	0,4-11	0,5	1,2
[Halls, 1967]	$Nu_{p,av} = 0,235 Re^{0,64}$	-	-	-	-	-	-	-

Informacije o utjecaju rotacije rešetke na srednji prijelaz topline jako su ograničene i u određenoj mjeri protivurječne. Prema jednim u rotirajućoj rešetki akcijskih lopatica kod glatkog nastrojavanja povećanje prijelaza topline spram u istoj no mirujućoj rešetki je oko 5%, prema drugima u reakcijskoj rešetki prirast prijelaza topline dostiže priplizno 25%, a prema trećima za 40%. Informacije u radovima o načinu provođenja eksperimenata i određivanja koeficijenta prijelaza topline su također oskudne: npr. u dvije reakcijske rešetke kod direktnog smjera toplinskog toka (vodom hlađene rotorske lopatice) povećanje prijelaza topline u srednjem iznosi 25 do 30%; u dvije reakcijske i jednoj gotovo akcijskoj rešetki kod direktnog smjera toplinskog toka (progrijavanje lopatica i iznalaženje koeficijenta prijelaza topline metodom prijelaznog toplinskog režima) - 25 do 40%; kod četiri reakcijske rešetke kod direktnog smjera toplinskog toka (koeficijenti prijelaza topline su određivani jednom od metoda rješavanja indirektnih zadataka stacionarnog provođenja topline prema rezultatima termometrije rotorskih lopatica neposredno na stvarnoj plinskoj turbini) njihova rotacija nije pokazivala zamjetni utjecaj na prijelaz topline.

Najveći broj istraživanja provoden je na rešetkama, koje se ugrađivane u specijalne aerodinamičke tunele, gdje su u pravilu poduzimane mjere u svrhu smanjenja početne poremećenosti (turbulencije) toka. Prema razini turbulentnosti toka uvjeti opstrujavanja profila lopatica u aerodinamičkim tunelima razlikovali su se od stvarnih u turbinama, posebice za stupnjeve koji slijede iza nekog od stupnjeva, iza prostora oduzimanja, komore izgaranja, itd. Na jednim te istim rešetkama, koje su postavljene u aerodinamički tunel i iza rotora zračne turbine, samo na račun povišenja razine turbulentnosti vanjskog toka i pojava u njemu periodičkih nestacionarnosti brzine, srednji je prijelaz topline po profilu porastao za 20 do 30%. Podjednaki porast prijelaza topline (oko 20 do 25%) dobiven je i tijekom, provedenih na jednoj te istoj prstenastoj rešetki postavljenoj u aerodinamički tunel i iza rotora zračne turbine.

Značajni dio, a moguće je, da je i čitavi prirast prijelaza topline u rotirajućoj rešetki uvjetovan dodatnim poremećajima toka kroz njih, a koji se javljaju naročito kod međusobnog djelovanja rotirajuće rešetke s vrtložnim tragovima iza statorskih lopatica istog stupnja, a također na ulazu toka u rotorske lopatice. Povećanje prijelaza topline na profilu zbog djelovanja centrifugalne sile je ili nebitno, ili nešto manje, nego zbog povećanja razine turbulencije vanjskog toka.

U nekim se korelacijama prethodno navedeni utjecaji uzimaju u obzir indirektnom metodom: uvođenjem u jednadžbu $\overline{Nu} = c Re^n$ korekcijskog faktora, koji zavisi o geometrijskim karakteristikama ulaznog i izlaznog presjeka međulopatičnog kanala ili međulopatičnog kanala i rešetke u cjelini (npr. kut zakreta profila, debljina profila, korak lopatica, temperaturni faktor, Machov broj, itd); ponekad se u jednadžbu uvodi korekcijski faktor (koji također zavisi o ulaznom i izlaznom kutu međulopatičnog kanala) i uz eksponent nad Reynoldsovim brojem.

U [Tablica 16] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na profilima lopatica koje uvažavaju utjecaj geometrije rešetke i uvjeta strujanja na konstantu c i eksponent n dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata brojnih eksperimenata dostupnih u literaturi.

Eksperimentalno određivanje lokalnih vrijednosti koeficijenata prijelaza topline u pravilu je provođeno uz indirektni smjer toplinskog toka na lopaticama pomoću površinskih trakastih elektrozagrijača. Srednje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline po manjim dijelovima površine profila (npr. ulazni i izlazni brid) određivane su uz direktni smjer toplinskog toka indirektnom metodom stacionarnog ili nestacionarnog provođenja topline, a također i na temelju mjernih rezultata kalorimetara ugrađenih u lopaticu.

Tablica 4. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) duž cijelog profila uz uzimanje u obzir utjecaja geometrije kaskade na karakteristike toka u faktoru c i eksponentu n, dobivene sistematizacijom u [23]

Autor	Korelacija	Karakteristične veličine				Područje primjene		
		T	L	w	p (ρ)	Re*10 ⁻⁵	Ma	Ψ
[Bamet,1953]	$Nu_{p,av}=0,77 Re^{0,545}$	T_1	b	w_1	ρ_1	1,08-3,2	0,6	1,2
[Lozickiy,1960]	$Nu_{p,av}=0,63 Re^{0,55}$	T_1	b	w_1	ρ_1	0,7-3,75	0,3	0,98
[Walker & Markland,1965]	$Nu_{p,av}=0,253 Re^{0,6}$	$T_w; T_2$	b	w_2	ρ_2	2-7	0,25	1,03
[Shtirlin,1968]	$Nu_{p,av}=0,4 Re^{0,55} Ma_1^{0,77}$	$T_1; T_w$	b	w_1	ρ_1	1,5-4,4	1,2-2,0	0,65 - 0,83
[Diban & Glushchenko,1973]	$Nu_{p,av}=0,14 Re^{0,65} * \left(\frac{Ma_2}{0,5}\right)^{-0,28}$	T_1	b	w_2	ρ_{av}	2,6-10,3	0,45 -1,0	0,65 - 0,93
[Zhirickiy & Lokay,1949]	$Nu_{p,av}=0,14 Re^{0,66} \Psi^{0,5} \bar{t}^{0,12}$ $\bar{t}=t/b$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	ρ_{av}	0,7-3	<0,5	1,2
[Hodge,1958]	$Nu_{p,av}=0,051 Re^{0,715} \Psi^{-0,16}$	T_{av}	b	w_{av}	ρ_1	1,5-10	0,2-0,8	1,0-0,5
[Hodge,1958]	$Nu_{p,av}=1,12 Re^{0,463} \Psi^{-0,16}$	T_{av}	b	w_{av}	ρ_1	1,0-2,0	0,2-0,8	1,0-0,5
[Ivanov & Manushin,1966]	$Nu_{p,av}=0,085 Re^{0,68}$	$T_1; T_2$	b	w_2	-	-	-	-
[Traupel,1968]	$Nu_{p,av}=0,05 Re^{0,73} Pr^{1/3}$	T_{av}	b	w_1	-	-	-	-
[Traupel,1968]	$Nu_{p,av}=0,08 Re^{0,73} Pr^{1/3}$	T_{av}	b	w_1	-	-	-	-
[Jakob,1960]	$Nu_{p,av}=0,10709 Re^{0,7}$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	-	0,3-4,0	-	-
[Jakob,1960]	$Nu_{p,av}=0,07755 Re^{0,7}$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	-	0,3-4,0	-	-
[Jakob,1960]	$Nu_{p,av}=0,4577 Re^{0,57} Pr^{1/3}$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	-	0,7-2	-	-
[Jakob,1960]	$Nu_{p,av}=0,3383 Re^{0,57} Pr^{1/3}$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	-	0,7-2	-	-
[Kapinos & Knabe,1966] [Kapinos & Knabe,1967]	$Nu_{p,av}=(0,0805 \kappa^{-2,85} - 0,022) * Pr^{\frac{1}{3}} * Re^{0,74 \kappa^{0,43}}$; $\kappa=\sin\beta_2/\sin\beta_1$	$0,5(T_w + T_f)$	D_{eq}	w_{av}	-	0,2-7,0	-	-
[Petrovskaya & Petrovskiy,1971]	$Nu_{p,av}=\left(\frac{0,328}{\kappa} - 0,282\right) * Re^{0,736 \kappa^{0,4}}$	T_{av}	D_{eq}	w_{av}	-	0,7-10	-	-
[Lokay,1968]	$Nu_{p,av}=0,206 Re^{0,66} S_r^{-0,58}$ $S_r=\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} *$ $* \sqrt{\frac{2B}{t \sin(\beta_1+\beta_2) \cos\frac{\beta_1-\beta_2}{2}} - 1}$	T_1	b	w_2	ρ_{av}	2,0-15,0	-	0,45 -1,0
[Kapinos & Slitlenko,1981]	$Nu_{p,av}=0,1015 Re^{0,692}$	T_{av}	b	w_{av}	ρ_{av}	0,4-11,0	-	-

Vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na ulaznim bridovima lopatica [Slika 25] stacionarnih plinskih turbina dostižu 1 000 do 2000 W/m²K, a mlaznih motora i 6 000 do 10000 W/m²K. Za ulazne bridove su eksperimentalni podaci poopćeni zavisnostima oblika $\overline{Nu}_{ub} = c Re_{ub}^n$, gdje je karakteristična dimenzija promjer ulaznog brida, a brzina - brzina toka u ulaznom presjeku. Empiričke zavisnosti dobivene od strane različitih autora bitno se razlikuju kako po vrijednosti eksponenta nad Reynoldsovim brojem - 0,5 do 0,7, tako i po veličini koeficijenta c; u skladu s tim se razlikuju vrijednosti koeficijenta prijelaza topline određene prema različitim zavisnostima 70 do 80%. To je povezano ne samo s različitim uvjetima opstrujavanja istraživanih lopatica i razinom turbulentnosti toka ispred rešetke, no i s različitom rasprostranjenosti dijelova površine, na kojoj je provedeno osrednjavanje (ili mjerena) vrijednost koeficijenta prijelaza topline.

U tablici [Tablica 17] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun "lokalnih" Nusseltovih brojeva (koeficijenata prijelaza topline) na ulaznom bridu profila lopatice dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata brojnih eksperimenata dostupnih u literaturi.

Tablica 5. Pojedinačne korelacije za izračun „lokalne“ srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na ulaznom bridu profila lopatice, dobivene sistematizacijom u , [23]

Autor	Korelacija	Karakteristične veličine			Područje primjene			
		T	L	w	Re ₁	Ma	D ₁ / D _{max} (D ₁ /b)	ε ₁ (ε _∞)
[Titov, 1987]	$Nu_{1av} = 0,936 \varepsilon_1^{0,082} \cdot \left(\frac{D_1}{D_{max}}\right)^{0,23}$	T ₁	D ₁	w ₁	5,3*10 ³ - 3,5*10 ⁴	<0,4 5	0,17- 0,64	2,2%-18,2% (1%-11%)
[Titov, 1987]	$Nu_{1av} = 0,994 \varepsilon_\infty^{0,08} \cdot \left(\frac{D_1}{D_{max}}\right)^{0,244}$ *Re ₁ ^{0,5}	T ₁	D ₁	w ₁	5,3*10 ³ - 3,5*10 ⁴	<0,4 5	0,17- 0,64	2,2%-18,2% (1%-11%)
[Zhishina & Rost, 1979]	$Nu_{1av} = 1,02 Re_1^{0,5}$	T ₁	D ₁	w ₁	-	-	-	-
[Titov, 1987]	$Nu_{1av} = 1,01 \varepsilon_1^{0,207} \cdot \left(\frac{D_1}{b}\right)^{0,251}$ *Re ₁ ^{0,5}	T ₁	D ₁	w ₁	5,2*10 ³ - 2,5*10 ⁵	<0,7 1	(0,04- 0,16)	0,7%-21% (0,6%-11%)
[Titov, 1987]	$Nu_{1av} = 1,528 \varepsilon_\infty^{0,155} \cdot \left(\frac{D_1}{b}\right)^{0,338}$ *Re ₁ ^{0,5}	T ₁	D ₁	w ₁	5,2*10 ³ - 2,5*10 ⁵	<0,7 1	(0,04- 0,16)	1,7%-21% (0,6%-11%)
[Pochuev, 1975]	$Nu_{1av} = 0,23 Re_1^{0,63}$	T ₁	D ₁	w ₁	-	-	-	-
[Slitenko, 1968]	$Nu_{1av} = 0,138 Re_1^{0,69}$	T ₁	D ₁	w ₁	4*10 ³ – 1,3*10 ⁵	-	-	-
[Bodunov, 1961]	$Nu_{1av} = 0,265 Re_1^{0,58}$	T ₁	D ₁	w ₁	4*10 ³ – 1,3*10 ⁵	-	-	-

Vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na izlaznim bridovima [Slika 26] nehladenih lopatica dostižu kod stacionarnih plinskih turbina i mlaznih motora 1000 do 4000 W/m²K. Postojeći eksperimentalni rezultati prijelaza topline na izlaznim bridovima također su poopćeni zavisnostima oblika $\overline{Nu}_b = cRe_2^n$, gdje je karakteristična dimenzija promjer izlaznog brida, a brzina - brzina toka na izlazu iz rešetke. Eksponenti nad Reynoldsovim brojem u dobivenim korelacijama imaju vrijednosti 0,4 do 0,93, što je povezano s različitostima uvjeta opstrujavanja tog dijela profila. Značajni utjecaj na vrijednost eksponenta pokazuje neodređenost u izboru granica tog područja.

U [Tablica 18], su prikazane pojedinačne korelacije za proračun "lokalnih" Nusseltovih brojeva (koeficijenta prijelaza topline) na izlaznom bridu profila lopatice sistematizirane u radu [23] iz brojnih rezultata eksperimenata prikazanih u literaturi.

Tablica 6. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na izlaznom bridu profila lopatice, dobivene sistematizacijom u , [23]

Autor	Korelacija	Karakteristične veličine			Područje primjene	
		T	L	w	Re ₂	Ψ
[Diban & Gluhschenko, 1973]	$Nu_{2av} = 6,15 Re_2^{0,4} \left(\frac{T_w}{T_{of}}\right)^{0,5}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	0,7
[Diban & Gluhschenko, 1973]	$Nu_{2av} = 4,01182 Re_2^{0,4}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	2,35
[Diban & Gluhschenko, 1973]	$Nu_{2av} = 0,535 Re_2^{0,6} \left(\frac{T_w}{T_{of}}\right)^{0,5}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	0,7
[Diban & Gluhschenko, 1973]	$Nu_{2av} = 0,3490 Re_2^{0,4}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	2,35
[Pochuev & Scherbakov, 1978]	$Nu_{2av} = 0,057 Re_2^{0,71}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	-
[Pochuev & Scherbakov, 1978]	$Nu_{2av} = 0,051 Re_2^{0,73}$	T ₂	D ₂	w ₂	10 ⁵ – 1,6 * 10 ⁶	-
[Slitenko, 1968]	$Nu_{2av} = 0,026 Re_2^{0,69}$	T ₂	D ₂	w ₂	6*10 ³ – 1,6 * 10 ⁴	-
[Bodunov, 1961]	$Nu_{2av} = 0,003 Re_2^{0,93}$	T ₂	D ₂	w ₂	6*10 ³ – 3 * 10 ⁴	-

Vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na srednjem dijelu profila uz analiziranu "metodu nekoliko dijelova" određuju se po korelacijama za srednji prijelaz topline danog profila, uz odgovarajuće korekcije za konkavnu i konveksnu stranu profila. Uz reaktivnost ispod 20% korekcijski faktor za konveksnu stranu profila je 1 do 1,1, a za konkavnu 0,85 do 0,95; uz više reaktivnosti odgovarajuće su vrijednosti 0,65 do 0,95 odn. 1 do 1,2. Uz takovo određivanje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na srednjem dijelu profila ne uvažava se njena skokovita promjena u blizini područja prijelaza s laminarnog na turbulentni granični sloj (a također ni njegove koordinate i rasprostranjenost), gdje lokalne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline mogu se razlikovati od srednjih po profilu i 2 do 3 puta pa i više.

Apsolutne vrijednosti lokalnih koeficijenata prijelaza topline i njihova raspodjela po opsegu profila zavise o Reynoldsovom broju, kutu nastrujavanja toka na rešetku, geometrijskim karakteristikama profila i rešetke, stupnju turbulencije nastrujavajućeg toka, Machovom broju, intenzitetu hlađenja hlađenih lopatica te nekim drugim faktorima. Postojeći podaci u literaturi o utjecaju na lokalni prijelaz topline u rešetki svakog od navedenih faktora dosta su ograničeni i često imaju kvalitativni karakter.

Povećanje Reynoldsovog broja, t.j. protočne brzine fluida kroz rešetku, dovodi do neprekidnog porasta prijelaza topline na ulaznom bridu lopatice, a također i na dijelovima s laminarnim graničnim slojem. Povećanje prijelaza topline u danom slučaju povezano je samo s povećanjem apsolutne vrijednosti Reynoldsovog broja (na tim je dijelovima $\alpha_x \sim Re_x^{0,5}$). Na ostalim dijelovima profila kod porasta brzine prijelaz topline se povećava ne samo zbog povećanja Reynoldsovog broja, no također i zbog pomicanja k ulaznom bridu prijelaznog područja.

Promjena napadnog kuta toka na rešetku izaziva zamjetno povećanje prijelaza topline u području ulaznog brida i na velikom dijelu profila. Uz pozitivne napadne kutove se razina koeficijenata prijelaza topline na konkavnoj strani profila praktički ne mijenja, a na konveksnoj raste u blizini ulaznog brida i snizuje se uz izlazni. Uz negativne napadne kutove razina koeficijenata prijelaza topline zamjetno raste na velikom dijelu konkavne strane profila, zbog čega dolazi i do zamjetnog povećanja srednje vrijednosti koeficijenata prijelaza topline (oko 40%).

Geometrijske karakteristike profila i rešetke pokazuju utjecaj na raspodjelu brzina u međulopatičnom kanalu, što svakako uvjetuje i promjenu raspodjele lokalnih koeficijenata prijelaza topline, u prvom redu zbog promjene koordinata prijelaznog područja i veličine gradijenta brzine na pojedinim dijelovima. Kod akcijskih se rešetki područje prijelaza razmješta bliže ulaznom bridu, a kod reakcijskih bliže srednjem dijelu profila. Zbog toga je uz jednake ostale uvjete prijelaza topline kod akcijskih rešetki obično viši nego kod reakcijskih.

Povećanje stupnja turbulentnosti nastrujavajućeg toka dovodi do bitnog skraćivanja područja, kojeg zauzima laminarni granični sloj, te pojave u blizini ulaznog brida područja s turbulentnim strujanjem u graničnom sloju. Eksponent nad Reynoldsovim brojem na dijelu s laminarnim graničnim slojem kod eksperimenata u zračnom tunelu iznosi 0,43 do 0,46; kod eksperimenata na turbini on je blizu 0,5. Prijelazno područje na konveksnoj strani rotorske

lopaticice kod ispitivanja u zračnom tunelu karakterizirano je vrijednošću eksponenta nad Reynoldsovim brojem od 0,62 do 1,23, pri čemu njegova vrijednost za danu točku ne ostaje konstantan, već se povećava kako se povećava i Reynoldsov broj. Kod povećanja stupnja turbulencije nastrujavajućeg toka eksponent u svakoj točki praktički ne zavisi o Reynoldsovom broju, a kako se udaljava od ulaznog brida povećava se od 0,62 do 0,74; na dijelu koji zauzima turbulentni granični sloj eksponent nad Reynoldsovim brojem praktički je jednak 0,8.

Utjecaj Machovog broja na prijelaz topline na srednjem dijelu profila očituje se preko promjene koordinata prijelaznog područja, koje se s povećanjem Machovog broja Ma_2 pomiču nizvodno. U području izlaznog brida do promjene prijelaza topline dolazi kako uslijed promjena zbivanja u graničnom sloju uzvodno (u prvom redu zbog pomicanja prijelaznog područja), tako i zbog promjene raspodjele brzina, t.j. uzdužnog gradijenta tlaka na tom dijelu.

Do najveće promjene lokalnih vrijednosti Nusseltovog broja (2 do 3 puta) dolazi na dijelovima profila, gdje granični sloj uz povećanje Ma_2 postaje laminaran. Na dijelovima bez otcjepljenja u turbulentnom graničnom sloju vrijednosti koeficijenta prijelaza topline kod povećanja Ma_2 od 0,42 do 0,9 snižavaju se za 15 do 25%, a u području s otcjepljenjem za 30 do 40%.

Rezultati eksperimenata nisu pokazali zamjetni utjecaj intenziteta hlađenja profila na lokalni prijelaz topline u rešetki. Kod promjene omjera temperatura površine lopatica i radnog fluida koji je opstrujava u području 0,6 do 0,9 lokalne se vrijednosti Nusseltovog broja na velikom dijelu konture profila mijenjaju u području ispod 7 do 8%.

U pogledu proračuna srednjih koeficijenata prijelaza topline na cilindričnim površinama međulopatičnih kanala [Slika 27] i ovdje se može izvesti zaključak da korelacije dobivene na temelju pojedinih eksperimenata ne omogućavaju uvijek s dovoljnom točnošću određivanje vrijednosti srednjeg koeficijenta prijelaza topline u širokom području promjene geometrijskih i strujnih parametara. I ovdje se najpouzdanijima pokazuju korelacije dobivene poopćavanjem statističkim metodama eksperimentalnih rezultata više eksperimenata dobiveni na različitim rešetkama.

U tablici, [Tablica 19] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (koeficijenata prijelaza topline) na cilindričnim stijenkama

međulopatičnih kanala sistematizirane u radu [23] iz brojnih rezultata eksperimenata dostupnih u literaturi.

Tablica 7. Pojedinačne korelacije za izračun srednje bezdimenzionalne značajke Nusselta (za srednje koeficijente prijelaza topline) na cilindričnim stijenkama međulopatičnih kanala, dobivene sistematizacijom u , [23]

Autor	Korelacija	Karakteristične veličine				Područje primjene	
		T	L	w	p	Re	Ma
[Kapinos & Slitenko, 1968]	$Nu_{c,av} = 1,59 Re^{0,5}$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$< 3,3 * 10^5$	-
[Kapinos & Slitenko, 1968]	$Nu_{c,av} = 0,038 Re^{0,8}$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$> 4 * 10^5$	-
[Sidun, 1964]	$Nu_{c,av} = (0,032 + 0,014 \bar{\beta}) * \bar{t}^{-0,175} Re^0$; $\bar{\beta} = (180^\circ - \beta'_1 - \beta'_2) / 100$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$1,4 * 10^5 - 6 * 10^5$	-
[Bodunov & Lokay, 1974]	$Nu_{c,av} = 0,032 (1 + 0,7 S_r^{-0,54}) * Re^{0,5}$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$1,5 * 10^5 - 2,5 * 10^5$	-
[Bodunov & Lokay, 1974]	$Nu_{c,av} = 0,065 S_r^{-0,54} Re^{0,8}$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$1,5 * 10^5 - 2,5 * 10^5$	-
[Narezhniy, 1977]	$Nu_{c,av} = 0,065 S_r^{-0,54} * K_2^{-3,3} Re^{0,8}$; $K_2 = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$4,8 * 10^5 - 2,4 * 10^6$	0,15-0,55
[Slitenko & Titov, 1985]	$Nu_{c,av} = 0,278 \bar{\beta}^{1,027} \bar{t}^{1,912} * \bar{\eta}^{-0,72} Re^{0,5}$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$0,34 * 10^5 - 3,6 * 10^5$	-
[Slitenko & Titov, 1985]	$Nu_{c,av} = 0,01451 \bar{\beta}^{1,545} \bar{t}^{-0,208} * \bar{\eta}^{-0,7403} Re^{0,8}$; $\bar{\eta} = \xi / b$	T_{av}	b	w_{av}	p_{av}	$1,2 * 10^5 - 2,4 * 10^6$	-

Sve prethodno navedeno komplicira uporabu sakupljenog eksperimentalnog materijala i zahtijeva striktno podudaranje geometrijskih i strujnih karakteristika proračunavane rešetke profila s onima iz eksperimenta na temelju kojih je primjenjvana korelacija i dobivena.

Stoga, u cilju pojednostavljenja i ubrzavanja postupka određivanja srednjih koeficijenata prijelaza topline u inženjerskim primjenama, u rad [23] nad prethodno sistematiziranim korelacijama prikazanima u tablicama [Tablica 15] do [Tablica 19] provedena je statistička obrada. Rezultat statističke obrade su originalne opće statističke korelacije koje zamjenjuju veći broj pojedinačnih korelacija iz literature, te su prikazane u [Tablica 20].

Originalne predložene opće korelacije dobivene poopćavanjem većeg broja postojećih u literaturi pojedinačnih empiričkih zavisnosti (korelacija) kao što pokazuje usporedba, daju

pouzdanost rezultata podjednaku a u nekim slučajevima čak i veću od samih pojedinačnih korelacija. S druge strane, te se zavisnosti mogu primjenjivati kod proračuna lopatica različitih tipova. Područje njihove moguće primjene s obzirom na geometrijske i strujne parametre je uz prihvatljivu točnost značajno šire, nego kod polaznih zavisnosti, pošto opća korelacija pokriva područje Reynoldsovih brojeva svih pojedinačnih korelacija. Takove se poopćavajuće korelacije zbog navedenih karakteristika mogu predložiti za korištenje kod proračuna gdje se traži veća točnost (npr. sustava hlađenja lopatica plinskih turbina), dok se za varijantne (preliminarne) proračune mogu koristiti i pojedinačne empirijske zavisnosti.

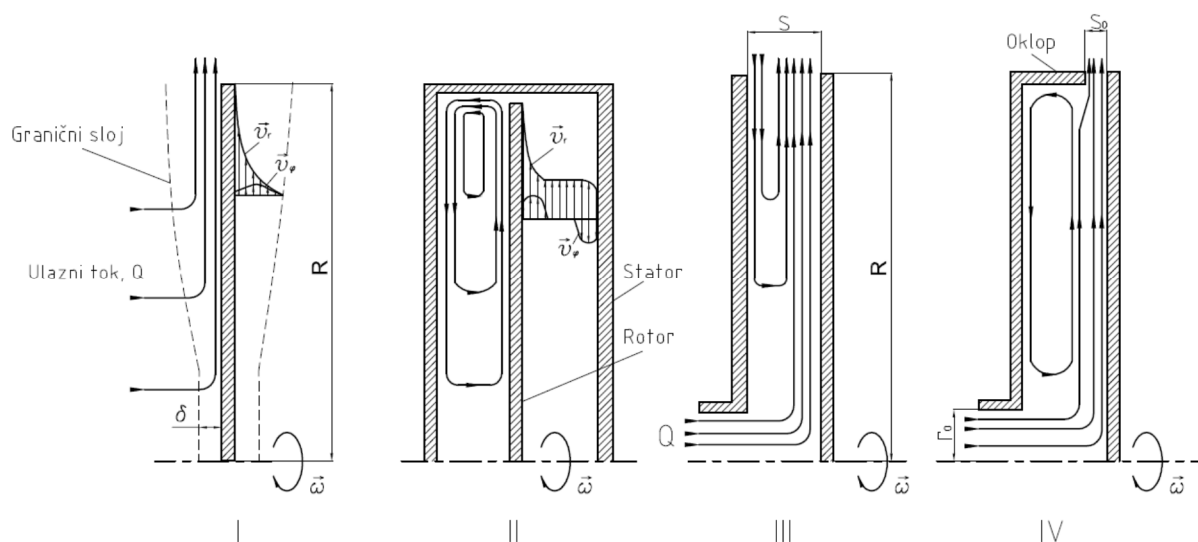
Tablica 8. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u turbinskim rešetkama iz rada, [23]

		Karakteristične veličine				Područje primjene			
Mjesto primjene	Korelacija	T	L	w	p(ρ)	Re	Ma	Ψ	E ₁
1) uzduž cijelog profila	$Nu_{p,av}=0,123Re^{0,6785}$; ($R^2=0,8465$)	(T_w + T_{0f}) /2	<i>b</i>	w_a _v	p_{av} (ρ_{av})	0,4*10 ⁵ - 11*10 ⁵	0,1- 1,0	0,5- 2	-
2) na profilima lopatica koje uvažavaju utjecaj geometrije rešetke i uvjeta strujanja na konstantu <i>c</i> i eksponent <i>n</i>	$Nu_{p,av}=0,1703Re^{0,6382}$; ($R^2=0,8571$)	T_{av}	<i>b</i>	w_a _v	p_{av} (ρ_{av})	0,2*10 ⁵ - 15*10 ⁵	0,2- 0,8	0,6 5- 1,2	-
3) na ulaznom bridu profila lopatice	$Nu_1=0,2893Re_1^{0,5703}$; ($R^2=0,6901$)	T_1	<i>D</i> ₁	w_1	-	4*10 ³ - 2,5*10 ⁵	<0,7 1	-	0,7% - 21%
4) na izlaznom bridu profila lopatice	$Nu_2=0,0021Re_2^{0,9777}$; ($R^2=0,9515$)	T_2	<i>D</i> ₂	w_1	-	6*10 ³ - 1,6*10 ³	-	0,7- 2,3 5	-
5) na cilindričnim stijenkama međulopatičnih kanala	$Nu_{c,av}=0,0837Re^{0,7494}$; ($R^2=0,8848$)	T_{av}	<i>b</i>	w_a _v	(ρ_{av})	3,4*10 ⁴ - - 2,4*10 ⁶	0,15- 0,55	-	-

Treba naglasiti da su na isti način u [23] dobivene i poopćavajuće korelacije za koeficijente prijelaza topline i na drugim dijelovima turbina. Ovdje će u slijedećem poglavlju biti prikazane za diskove i labirintne brtve.

6.3. Prijelaz topline na diskovima rotora

Postoje različiti sustavi kojima se modelira prijelaz topline na rotirajućem disku, [24]. U prvom redu to je prijelaz topline na disku koji rotira u velikom prostoru, tzv. slobodno rotirajući disk [Slika 26 I], te prijelaz topline na disku koji rotira uz nepomičnu stijenku ili između nepomičnih stijenki, tzv. rotor - stator sustavi, koji mogu biti zatvoreni [Slika 26 II], otvoreni [Slika 26 III] i oklopljeni [Slika 26 III]. Rotor - stator sustavi mogu se razlikovati s obzirom na veličinu zazora između diska i nepomičnih stijenki (veliki ili mali) te da li postoji ili ne protočno strujanje u zazoru, a ako postoji kako je usmjereno (od središta prema periferiji ili obrnuto). Za sve te slučajeve postoji prijelaz topline u laminarnom i turbulentnom području, u zavisnosti o tome kakovo je strujanje u graničnom sloju.



Slika 26. Shematski prikaz strujanja kod slobodno rotirajućeg diska i sustava rotor - stator

I) slobodni disk; II) zatvoreni sustav rotor - stator; III) otvoreni sustav rotor - stator;

IV) oklopljeni sustav rotor - stator

Najjednostavniji je slučaj prijelaza topline na disku koji rotira u mirujućem fluidu, tzv. slobodno rotirajući disk. Taj problem, koji je prvi teorijski riješio von Karman, jedan je od nekoliko primjera za koji postoji egzaktno rješenje Navier - Stokesovih jednadžbi. Problem se može jednostavno proširiti na slučaj usamljenog diska (koji miruje ili rotira) u rotirajućem fluidu, a taj se pak obrnuto može primijeniti na tok između rotirajućeg i mirujućeg diska.

Složeniji su slučajevi strujanja i prijelaza topline kod sustava rotor - stator, s ili bez protočnog strujanja, [Slika 26]. Postavljeno je nekoliko modela strujanja u takovim sustavima na kojima su više ili manje uspješno provedena istraživanja. Tako su npr. za slučaj radijalnog protočnog strujanja rezultati mjerenja lokalnog prijelaza topline dosta oskudni, čak nije u potpunosti istražena ni struktura toka!

Prijelaz topline na slobodno rotirajućem disku koji ima različitu temperaturu od okolišnjeg fluida zavisi o temperaturnom polju površine diska, $T_0(r)$ i o Prandtlovom broju Pr fluida.

Prijelaz topline na bočnim površinama rotirajućih tijela istražuje se eksperimentalno i teorijski. Najčešće se analiziraju zakonitosti prijelaza topline na bočnim površinama rotirajućih diskova (rotora) u turbulentnom graničnom sloju, uz dovođenje fluida u zazor ili bez njega.

U praksi se proračuni prijelaza topline na bočnim površinama rotora temelje na integralnim jednadžbama teorije graničnog sloja uz određivanje prema eksperimentalnim rezultatima određenih koeficijenata, kao i na empirijskim korelacijama koje su ispravne, strogo govoreći samo za uvjete koji su ostvareni tijekom eksperimenta.

Kod prvog pristupa opći oblik integralne jednadžbe prijelaza topline na bočnoj površini rotirajućeg diska određuje se prema jednadžbama hidrodinamičke teorije prijelaza topline. Kod toga je kvantitativna veza između otpora trenja i prijelaza topline posljedica sličnosti profila brzine i temperature u graničnom sloju.

Istraživanje pojava nastajanja graničnog sloja i prijelaz topline na rotirajućem disku od velikog je praktičnog značaja u turbogradnji. Interes istraživača išao je u dva smjera: istraživanje otpora vrtnji zbog viskoznog trenja i prijelaz topline kod vrtnje diska u slobodnom prostoru (tzv. slobodni disk) i kod vrtnje diska uz čije se bočne površine neposredno nalaze ostali mirujući konstrukcijski elementi (tzv. otvoreni, zatvoreni i oklopljeni sustavi rotor - stator).

Zakonitosti prijelaza topline na bočnim površinama rotirajućih tijela se tijekom posljednjih nekoliko desetljeća neprekidno izučavaju eksperimentalnim i teorijskim metodama (u tom broju posljednjih godina i numeričkim). Pregledu i analizi radova u tom

području posvećene su čitave monografije i može se općenito reći da postoji velik broj radova u literaturi iz tog područja.

U ovom poglavlju su analizirane zakonitosti prijelaza topline na bočnim površinama rotora u slučajevima koji se najčešće susreću kod toplinskih turbina: turbulentni granični sloj, bez protočnog strujanja u zazoru između rotora i statora, s radijalno ili aksijalno - radijalnim usmjerenim protočnim strujanjem u zazoru između statora i rotora, između korotirajućih diskova, itd.

U praktičnoj se primjeni proračuni prijelaza topline na bočnim površinama rotora temelje kako na kriterijalnim jednadžbama, dobivenima metodama teorije graničnog sloja uz eksperimentalno određivanje određenih koeficijenata, tako i na temelju empirijskih kriterijalnih jednadžbi (korelacija), koje su ispravne strogo govoreći samo u uvjetima koji su realizirani tijekom eksperimenata.

Kod prvog pristupa opći oblik kriterijalne jednadžbe prijelaza topline na bočnoj površini rotora određuje se prema relacijama hidrodinamičke teorije prijelaza topline. Kvantitativna veza između otpora zbog viskoznog trenja i prijelaza topline je posljedica sličnosti profila brzina i temperature u graničnom sloju.

Prijelaz topline na bočnoj površini rotora određen je u prvom redu Reynoldsovom brojem, tako i vrijednošću vrtloga toka, koji pak zavisi o velikom broju geometrijskih i parametara strujanja (npr. relativnom zazoru između statora i rotora, uvjetima na susjednim stijenkama, protoku fluida kroz zazor, o vrijednosti početnog vrtloga (predvrtloga)). Kod slobodno rotirajućeg diska za vrtlog toka se uzima $\beta_\varphi = 0$; kod otvorenih sustava rotor - stator bez protočnog strujanja, zatim otvorenih sustava rotor -stator uz protočno radijalno opstrujavanje bez i s dodiranjem graničnih slojeva, te korotirajuće diskove vrijednost β_φ određuje se prema jednadžbama ili dijagramima.

Kod vrtnje diska u neograničenom prostoru dio fluida, koji se nalazi u neposrednoj blizini diska, povučen je njime i pod djelovanjem centrifugalne sile odbacivan prema periferiji. Na taj način, brzina u graničnom sloju ima ne samo obodnu, no i radijalnu komponentu. Ocjena, temeljena na analizi ravnoteže između centrifugalnih i sila trenja pokazuje, da u slučaju laminarnog strujanja debljina graničnog sloja δ ne zavisi o polumjeru r i proporcionalna je $(v/\omega)^{0.5}$; kod turbulentnog graničnog sloja veličina δ povećava se

udaljavanjem od središta vrtnje $\delta = 0,526r \left(\frac{v}{r^2\omega} \right)^{0,2}$. Eksperimentalna istraživanja pokazuju, da prijelaz od laminarnog režima strujanja u graničnom sloju na turbulentni počima kod $Re \approx 1,8 \cdot 10^5$, dok se u potpunosti razvijeno turbulentno strujanje uspostavlja kod $Re \approx 2,8 \cdot 10^5$. S povećanjem hrapavosti se kritična vrijednost Re broja smanjuje.

Eksperimenti provedeni kod slobodno rotirajućeg diska uz korištenje električnih i vodnih kalorimetara u potpunosti se međusobno slažu, a također i s podacima dobivenima po principijelno različitoj metodi uz korištenje diskretnih kalorimetara. Rezultati tih eksperimentalnih istraživanja zadovoljavajuće se slažu i s teorijskim rješenjem: razlika između proračunskih i eksperimentalnih rezultata ne prelazi -2,5% do +13%.

U [Tablici 21] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na slobodno rotirajućem disku dobivene sistematizacijom u radu [23],[24] rezultata eksperimentalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Tablica 9. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na slobodno rotirajućem disku

	Područje primjene		Zakovitost promjene temperature
	$Re_\varphi \cdot 10^{-5}$	r/R	ΔT_0
$\overline{Nu} = 0,015 Re_\varphi^{0,8}$	4-13	0,57-0,81	konst.
$\overline{Nu} = 0,0138 Re_\varphi^{0,8}$	-	-	-
$\overline{Nu} = 0,027 Re_\varphi^{0,804}$	25-40	0,38-0,9	$\approx r^{-3}$
$\overline{Nu} = 0,0194 Re_\varphi^{0,8}$	3,2-9	0,3-0,8	konst.
$\overline{Nu} = 0,0196 Re_\varphi^{0,8}$	3-10	0,3-0,85	konst.
$\overline{Nu} = 0,0145 Re_\varphi^{0,8}$	0,35-7	-	-
$\overline{Nu} = 0,0198 Pr Re_\varphi^{0,8}$	0,2-6	-	-
$\overline{Nu} = 0,0171 Re_\varphi^{0,814}$	2-40	-	-

U slučaju vrtnje diska u ograničenom prostoru karakter strujanja bitno se razlikuje od karaktera strujanja kod diska u slobodnom prostoru (slika 3.4). Postoje rješenja dobivena

analizom prijelaza topline metodom teorije sličnosti za tipične situacije otvorenih sustava rotor - stator: kod strujanja od središta k periferiji bez doticanja graničnih slojeva, kod strujanja od središta k periferiji i obrnuto uz doticanje graničnih slojeva, uz aksijalno - radijalno opstrujavanje diska te kod strujanja fluida s proizvoljnom vrijednošću predvrtloga između dva rotirajuća diska. Navedena metoda uz konstantna fizikalna svojstva fluida omogućava razdvajanje hidrodinamičkog i toplinskog zadatka. Daju se zavisnosti kako za proračun lokalnih tako i srednjih koeficijenata topline.

Kod svih eksperimentalnih istraživanja prijelaza topline s bočnih površina diska otvorenih sustava stator - rotor bez protočnog strujanja u zazoru, obično je periferni dio diska bio zatvoren mirujućim prstenom a na unutarnjoj cilindričnoj površini bile su razmještene labirintne brtve. Tijekom eksperimenata maksimalne vrijednosti Reynoldsovih brojeva bile su gotovo za red veličine niže nego kod suvremenih stacionarnih plinskih turbina (do 10^7) i mlaznih motora (do $4 \cdot 10^7$).

Dobro slaganje između rezultata istraživanja kod kojih se veličina koeficijenta prijelaza topline na disku određivala prema mjerenjima na nasuprotnoj stijenci statora odn neposredno na rotoru, uvjerljivo govori o vjerodostojnosti strujanja u zazoru kakovo je prihvaćeno u teoretskoj analizi (prisutnost po sredini širine zazora jezgre s konstantnom kutnom brzinom i temperaturom).

Uzimajući u obzir metodološke poteškoće kod provođenja eksperimenata bez protočnog strujanja u zazoru, može se smatrati slaganje dobivenih eksperimentalnih rezultata među sobom i s teorijskim rješenjem sasvim zadovoljavajuće (od -12,5 do +25%).

Neke od korelacija opisuju prijelaz topline samo u srednjem dijelu diska. U području glavine i osobito na njegovoj periferiji u navedenim se radovima zamjećuje povećanje prijelaza topline, povezana s pojavom u tim djelovima zazora prostornog strujanja u graničnim slojevima.

Podaci o utjecaju relativne širine zazora kod otvorenih sustava rotor - stator na prijelaz topline su protivrječni: u nekim radovima je zapažena relativno znatna zavisnost prijelaza topline o širini zazora a u drugima radovima pak ne.

U [Tablica 22] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u otvorenim sustavima rotor - stator bez

protočnog strujanja dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata eksperimenatalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Tablica 10. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u otvorenim sustavima rotor - stator bez protočnog strujanja

Korelacija	Područje primjene			Zakovitost promjene temperature	Vrtlog toka
	$Re_\varphi \cdot 10^{-5}$	s/R	r/R	ΔT_0	β_φ
$\overline{Nu} = 0,011 \left(\frac{1}{\beta_\varphi} - 1 \right)^{0,8} *$ $* Re_\varphi^{0,8} \left(\frac{R}{r} \right)^{-m} \left(\frac{s}{R} \right)^{-0,2}$	2-40	0,011-0,067	0,445-0,935	$\approx \bar{r}^{1,75}$	0,38-0,48
$\overline{Nu} = 0,0217 Re_\varphi^{0,8}$	3,5-10	0,02-0,07	0,3-0,8	konst.	0,44-0,5
$\overline{Nu} = 0,024 \left(1 - \beta_\varphi \right)^{0,75} Re_\varphi^{0,8}$	0,9-12	0,011-0,027	0,57-0,81	$\approx \bar{r}^{0,2}$	-

Kod istraživanja prijelaza topline na bočnim površinama rotora, hlađenih radijalnim opstrujavanjem s protočnim strujanjem zraka od središta k periferiji, vrijednosti koeficijenata prijelaza topline određivane su kako na laboratorijskim ispitnim uređajima, tako i rješavanjem indirektnom metodom provođenja topline za rotore u uvjetima, relativno bliskima stvarnima. Dobiveni rezultati po tim korelacijama zadovoljavajuće se međusobno slažu na dijelovima bočne površine u području $\bar{r} = 0,6$ do 0,9; u području uvođenja zraka u zazor i području njegova izlaza iz zazora rasipanje eksperimentalnih podataka bitno raste. U nekim istraživanjima zamjećuje se bitna zavisnost karaktera strujanja zraka (i prijelaza topline) u području njegova uvođenja u zazor o konstruktivnom rješenju danog elementa. Zakret toka od 90° pri ulazu u zazor, prisutnost provrta za dovođenje zraka i tome slični faktori poremećuju strujanje i povećavaju prijelaz topline. Te činjenice izazivaju također rasipanje eksperimentalnih rezultata.

Kod nekih eksperimenata zapaženo je znatno smanjenje rasta intenziteta prijelaza topline kod povećanja protoka zraka kroz zazor, dok pak kod drugih uopće nije zamijećena zavisnost koeficijenta prijelaza topline o protoku zraka kroz zazor.

Uz male protoka zraka za hlađenje strujanje u zazoru je određeno u prvom redu pumpnim efektom rotirajućeg rotora. Kod velikih protoka zraka kroz zazor eksperimentalne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline znatno (20 do 50% i više) su preko proračunskih, pri čemu se veličina odstupanja povećava proporcionalno povećanju radijalnog strujanja kroz zazor. Na manjim relativnim polumjerima, t.j. na dijelovima, bližima području uvođenja u zazor zraka za hlađenje, razlika proračunskih i eksperimentalnih vrijednosti koeficijenata prijelaza topline je veća, nego na perifernom dijelu bočne površine rotora. Navedeno razilaženje proračunskih i eksperimentalnih rezultata povezano je s promjenom kod većih protoka zraka slike strujanja u zazoru, konkretno, s isčezavanjem jezgre toka s konstantnom kutnom brzinom i temperaturom, što se ne odražava u teorijskim rješenjima danog zadatka.

Dovođenje u zazor zraka (odn. postojanje protočnog strujanja) bitno mijenja strujanje u njemu. Uslijed toga javlja se zamjetno smanjenje kritičnog Reynoldsovog broja kod radijalnog opstrujavanja. Poremećenost toka kod strujanja duž polumjera ponekad može rasti na račun djelovanja difuzornosti strujnog presjeka zazora i pojave u njemu nestabilnih u vremenu i prostoru lokalnih otcjepljenja.

Navedene teorijske metode proračuna prijelaza topline i trenja zbog viskoznosti u turbulentnom graničnom sloju ne uvažavaju turbulenciju vanjskog toka, čiji se utjecaj u principu može odrediti samo temeljem eksperimentalnih rezultata. Aktualnost daljnjeg istraživanja prijelaza topline na bočnim površinama diskova otvorenih sustava rotor - stator uz radijalno opstrujavanje dobiva još više na važnosti zbog činjenice da su sve korelacije dobivene kod Reynoldsovih brojeva, značajno nižih, nego kod suvremenih visokotemperaturnih plinsko - turbinskih postrojenja (do $1 \cdot 10^7$) a posebice zrakoplovnih mlaznih motora (do $4 \cdot 10^7$), a odstupanje proračunskih i eksperimentalnih rezultata raste proporcionalno povećanju protoka zraka kroz zazor.

U [Tablici 23] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u otvorenim sustavima rotor - stator uz protočno strujanje od središta k periferiji dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata eksperimenatalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Tablica 11. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline korelacije) u otvorenim sustavima rotor - stator uz protočno strujanje od središta k periferiji

Korelacija	Područje promjene			Zakovitost Promjene temperature	Vrtlog toka
	$Re_\varphi \cdot 10^{-5};$ (Kv_1)	s/R	r/R	ΔT_0	β_φ
$\overline{Nu} = 0,015^{0,8} * Re_\varphi^{0,8} - \frac{0,636 * 10^5}{Re_\varphi^{0,5}}$	2,5-10	0,05-0,15	-	-	-
$\overline{Nu} = \left(0,015 Re_\varphi^{0,8} - \frac{0,636 * 10^5}{Re_\varphi^{0,5}} \right) * \left[\left(\frac{\bar{Q}}{2,5 * 10^{-2}} \right)^{0,2} + \left(\frac{\frac{s}{R}}{5 * 10^{-2}} \right)^{0,155} - 1 \right]$	2,5-10	0,03-0,1	-	-	-
$\overline{Nu} = 0,0346 Re_\varphi^{0,8} K_{v_1}^{-0,1} * \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^{0,3} \left(\frac{s}{R_2} \right)^{0,06}$	5-35 (0,6-7)	0,016-0,064	0,38 - 0,46	$\approx \bar{r}^3$	-
$\overline{Nu} = 0,011c \left(\frac{1}{\beta_\varphi} - \varphi \right)^{0,8} * Re_\varphi^{0,8} \left(\frac{s}{R_2} \right)^{-0,2}$	2-40 (6-260)	0,011-0,067	0,94 - 0,81	$\approx \bar{r}^{1,75}$	0,18-0,22
$\overline{Nu} = 0,235(1 + c^2)^{\frac{3}{8}} * (1 - \beta_\varphi)^{0,75} Re_\varphi^{0,8}$	0,9-20 (2,5-210)	0,027-0,11	0,57 - 0,81	konst.	-
$\overline{Nu} = 0,03 Re_\varphi^{0,8}$	(10-100)	-	-	$\approx \bar{r}^3$	-
$\overline{Nu} = 0,035 Re_\varphi^{0,7} Re_s^{0,1} * \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^{0,3} \left(\frac{2s}{R_2} \right)^{1,06}$	5-40	0,008-0,0375	-	-	-

Kod svih istraživanja prijelaza topline na disku s rotirajućim deflektorom zapažena je izrazita promjena koeficijenta prijelaza topline duž polumjera uz stalni protok zraka za hlađenje i broj okretaja. U središnjem dijelu zazoru vrijednost prijelaza topline, kao i uz radijalno opstrujavanje s mirujućim deflektorom, pokazuje bitnu zavisnost o obliku konstrukciji elementa za dovod zraka u zazor. Tako se npr. zapaža zamjetno (40 do 50%) povećanje koeficijenta prijelaza topline u blizini ulaznog presjeka, očigledno povezano s zakretom toka za 90° i zbog toga povezanom turbulizacijom.

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline na bočnoj površini diska s rotirajućim deflektorom slabo zavisi o protoku zraka kroz zazor, povećavajući se s približavanjem brzine radijalnog strujanja k obodnoj brzini diska na 15 do 20%. Isto tako se uz brzine opstrujavanja bitno veće od obodne brzine diska (7 do 10 puta), prijelaz topline povećava za red veličine. To još dodatno potvrđuje prethodne navode o slabom utjecaju protoka kroz zazor (u području $K_v = 2$ do 6) na vrijednost vrtloga toka na perifernom dijelu.

Veličina zazora između diskova utječe na prijelaz topline samo nakon spajanja graničnih slojeva, koje čini se nastupa kod $s/R < 0,06$. Daljnje smanjenje širine zazora dovodi do zamjetnog smanjenja prijelaza topline na bočnim površinama diskova, što je u značajnoj mjeri povezano s povećanjem vrijednosti vrtloga toka pri tim uvjetima.

Dobivene eksperimentalne vrijednosti od strane različitih autora kvantitativno se zadovoljavajuće slažu samo u slučaju manjih radijalnih protoka ($K_v > 1$); kod većih protoka zraka kroz zazor međusobne razlike su 3 do 4 puta.

U [Tablica 24] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenta prijelaza topline) na disku s rotirajućim deflektorom odn. na korotirajućim diskovima dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata eksperimenatalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Tablica 12. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na disku s rotirajućim deflektorom odn. na korotirajućim diskovima

	Područje primjene			Zakovitost promjene temperature	Vrtlog toka
Korelacija	$Re_\varphi \cdot 10^{-5};$ (Kv_1)	s/R	r/R	ΔT_0	β_φ
\overline{Nu} $= 0,0339 Re_\varphi^{0,8} e^{-0,148K_v}$	0,1-2,5 (0,1-4,8)	-	0,94 - 0,34	$\bar{r}^{0,6}$	0-0,65
\overline{Nu} $= 0,059 Re_\varphi^{0,8} V \left(\frac{s}{R}\right)^{\frac{1}{3}}$	0,6-10 (2-6)	0,015- 0,06	0,86 - 0,33	\approx konst.	0,2-6 -
$\overline{Nu} = 0,0235 Re_\varphi^{0,8} V$	0,6-10 (2-6)	$>0,06$	0,86 - 0,33	\approx konst.	0-0,2

Prisutnost oklopa kod tzv. oklopljenih sustava rotor - stator ima dva efekta: uvjetuje visoko smično naprezanje zbog viskoznog trenja na rotirajućem disku te reducira količinu fluida koja dolazi na disk. Prvi se efekt očituje u povećanju Nusseltovih brojeva, a drugi efekt snizuje koeficijent momenta trenja i samim time Nusseltov broj. Zbog ovog drugog postoji vrijednost s/R kod koje Nusseltov broj postiže minimalnu vrijednost nakon koje će rasti s opadanjem s/R . Isto tako se kod provedenih eksperimenata kod nižih vrijednosti Re_φ zapaža slabiji utjecaj vrtnje na prijelaz topline, što ne mora biti i slučaj kod stvarnih turbina. Treba naglasiti da su istraživanja prijelaza topline za slučaj oklopljenog sustava rotor - stator novijeg datuma pa se u najvećem broju izučavaju numeričkim metodama dok relativno malobrojni eksperimenti služe samo za utvrđivanje međusobnih utjecaja geometrijskih i strujnih parametara i konačno potvrdu rezultata numerike.

Strujanje fluida uz mirujuću stijenku nasuprot rotirajućeg diska odvija se pod djelovanjem istih sila, kao i strujanje uz bočnu površinu samog diska. Osnovna kvalitativna razlika između prijelaza topline na obje površine uvjetovana je različitim apsolutnim veličinama relativnih obodnih komponenti brzine na vanjskoj i unutarnjoj granici graničnog sloja.

U [Tablica 25] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih koeficijenata prijelaza topline korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (koeficijenata prijelaza topline) na satoru nasuprot rotirajućem disku dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata eksperimentalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Tablica 13. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) na satoru nasuprot rotirajućem disku

Korelacija	Područje promjene			Zakovitost Promjene temperature	Vrtlog toka
	$Re_\varphi \cdot 10^{-5};$ (Kv_1)	s/R	r/R	ΔT_0	β_φ
$\overline{Nu} = 0,025 Re_\varphi^{0,8} \beta_\varphi^{0,8} *$ $* (n + 2,6)^{0,2} *$ $* (1 - 0,585 \beta_\varphi^{0,9} Re_\varphi^{-0,1})^{-1}$	-	-	-	-	-
$\overline{Nu} = 0,011 Re_\varphi^{0,8} *$ $* \left(\frac{r}{R_2}\right)^m \left(\frac{s}{R_2}\right)^{-0,2}$	2,0-40	0,011 - 0,067	0,45 - 0,94	$\approx r^{-1,75}$	0,38- 0,48
$\overline{Nu} = 0,0178 Re_\varphi^{0,8}$	-	-	-	-	-
$\overline{Nu} = 0,011 c_\varphi^{0,8} Re_\varphi^{0,8} *$ $* \left(\frac{r}{R_2}\right)^m \left(\frac{s}{R_2}\right)^{-0,2}$	2-40 (6-260)	0,011 - 0,067	0,94 - 0,45	$\approx r^{-1,75}$	0,18- 0,22

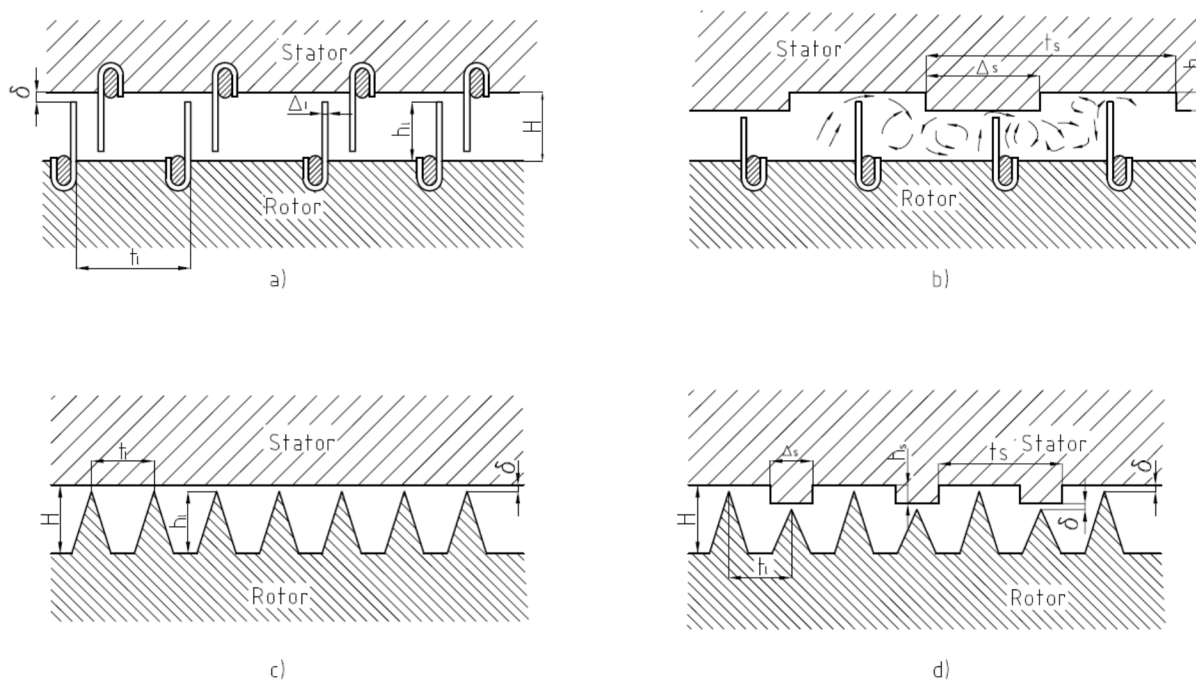
U cilju pojednostavljenja i ubrzavanja postupka određivanja srednjih koeficijenata prijelaza topline u inženjerskim primjenama, u rad [23] nad prethodno sistematiziranim pojedinačnim korelacijama prikazanima u tablicama [Tablica 21] do [Tablica 25] provedena je statistička obrada. Rezultat statističke obrade su originalne opće statističke korelacije koje zamjenjuju veći broj pojedinačnih korelacija iz literature, te su prikazane u [Tablica 26].

Tablica 14. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) kod slobodno rotirajućeg diska i sustava rotor – stator iz rada, [23]

Tip rotor-stator sustava	Korelacija	Područje primjene			β_φ
		$Re_\varphi \cdot 10^{-5}; (Kv_1)$	s/R	r/R	
Slobodno rotirajući disk	$Nu_{av} = 0,0088Re_\varphi^{0,8491}$	0,2-40	-	0,3-0,9	-
Otvoreni sustav rotor-stator bez doticanja graničnih slojeva	$Nu_{av} = 0,0066Re_\varphi^{0,8817}$	0,9-40	0,011-0,07	0,3-0,935	0,38-0,5
Otvoreni sustav rotor-stator bez doticanja graničnih slojeva i strujanje usmjereno prema periferiji diska	$Nu_{av} = 0,5267Re_\varphi^{0,5515}$	0,9-40 (0,6-260)	0,008-0,15	0,38-0,94	0,18-0,22
Disk sa rotirajućim deflektorom odnosno sa korotirajućim diskom	$Nu_{av} = 0,1966Re_\varphi^{0,6821}$	0,1-10 (0,1-6)	0,015-0,06	0,33-0,94	0-6
Stacionarna stjenka nasuprot rotirajućem disku	$Nu_{av} = 0,0229Re_\varphi^{0,7445}$	2-40 (6-260)	0,011-0,067	0,45-0,94	0,18-0,48

6.4. Prijelaz topline u labirintnim brtvama

Unatoč pokušaju uvođenja nekih drugih tehnika brtvljenja, labirintne brtve ostaju i nadalje najznačajniji i najšire korišteni brtveni element kod parnih i plinskih turbina. Na slici [Slika 27] prikazani su najkarakterističniji tipovi stupnjevitih [Slika 27 a),b,d)] i ravnih [Slika 27 c)] labirintnih brtvi koje se danas koriste. Na strujnom putu radnom fluidu kod brtvi stoji niz suženja (zazora) i naglih proširenja koje čine šiljci na statoru ili rotoru kod ravnih brtvi te šiljci ili grebeni i na statoru i na rotoru kod stupnjevitih brtvi. Takova konstrukcija uvjetuje kroz brtvu tok s otcjepljenjem i sprečava stvaranje Taylorovih vrtloga, kakovi se javljaju u prstenastim zazorima između statora (kućišta) i rotora parnih i plinskih turbina.



Slika 27. Osnovni tipovi labirintnih brtvi koji se susreću kod parnih i plinskih turbina

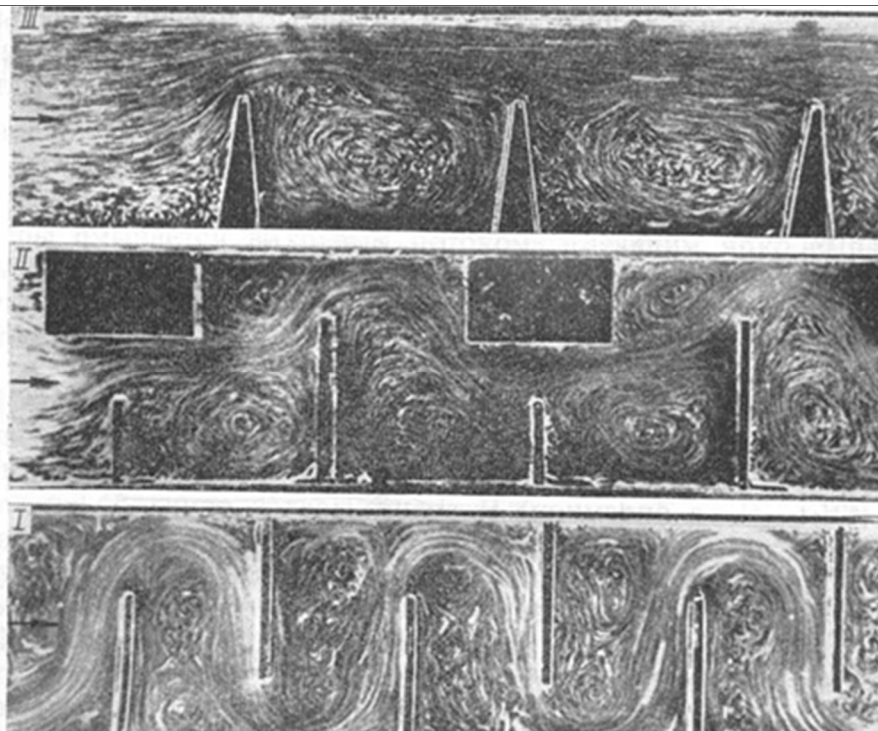
Glavna uloga tih bezkontaktnih brtvi je smanjenje nepoželjnih gubitaka zbog propuštanja radnog fluida između rotirajućih i mirujućih dijelova parnih i plinskih turbina, te kod plinskih turbina dodatno i kontrola protoka zraka koji se koristi za hlađenje pojedinih komponenti. Istovremeno mali zazor omogućava različite toplinske deformacije između

rotirajućih i mirujućih elemenata, i unatoč tome što je uvijek izvor gubitaka, garantira visoku postojanost brtvi. Kako rezultirajuća propuštanja dosta utječu na karakteristike parnih i plinskih turbina, provode se eksperimentalna i teorijska istraživanja u svrhu određivanja mehanizma strujanja i prijelaza topline u labirintnim brtvama.

Pojava strujanja i prijelaza topline u labirintnim brtvama je jako složena tako da ne postoji analitičko egzaktno rješenje, a istovremeno je fizikalno i matematičko modeliranje otežano. Najčešći je put dobivanja podataka o prijelazu topline u brtvama eksperiment. Uvjeti u kojima rade turbinske brtve isključuju mogućnost provođenja direktnih mjerenja, pa su stoga svi rezultati koji se pojavljuju u literaturi dobiveni eksperimentalno na modelima. Usprkos brojnim istraživanjima strujanja u labirintnim brtvama, o prijelazu topline postoji ograničen broj objavljenih radova.

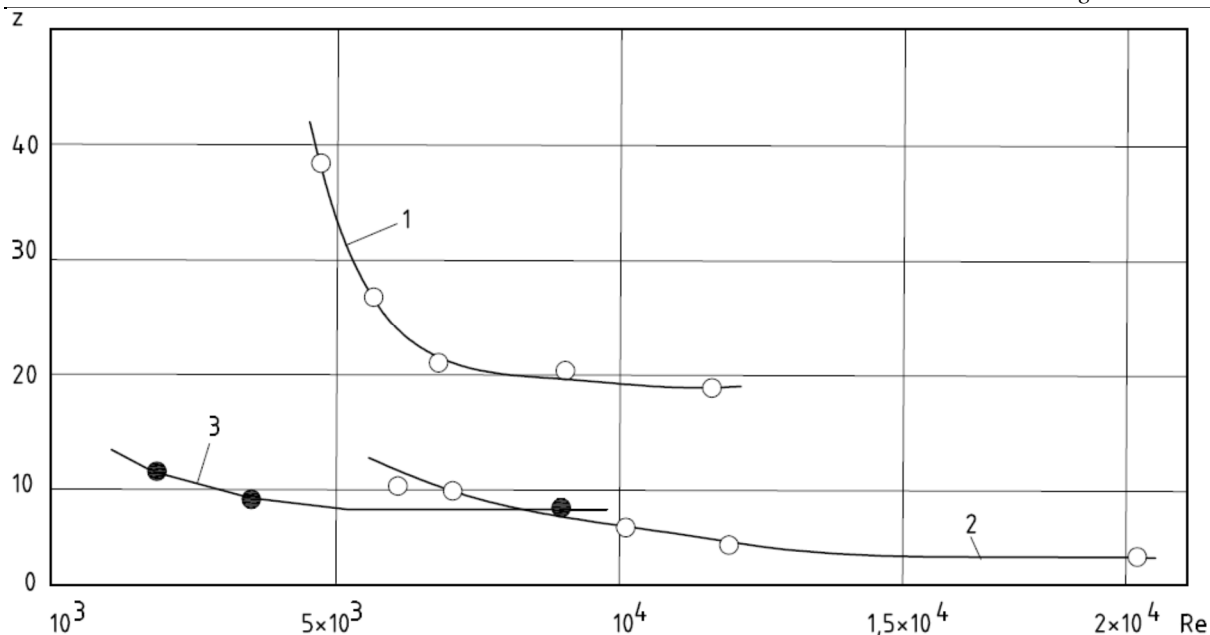
Na [Slika 28]su prikazane fotografije vizualizacije strujanja za tri tipa brtvi sa slike 3.5. Smjer strujanja osnovnog toka prikazan je na fotografijama strelicama, dok donja stijenka odgovara površini rotora a gornja površini statora. Slike strujanja se kod različitih tipova brtvi znatno međusobno razlikuju. Kod brtve tip *I* [Slika 27 a)]strujanje u labirintima između šiljaka je simetrično. Tok se dijeli na dva područja. Središnji dio slijedeći oblik labirinta opstrujava približno polovicu površine šiljka i stijenke labirinta. Druga je polovica površine labirinta opstrujavana vrtložnim tokom. Iz fotografije se vidi, da se vrtlozi u susjednim labirintima vrtlože u suprotnim smjerovima, da je struktura vrtloga prostorna i da u svakom vrtlogu strujanje započinje s premještanjem slojeva fluida ususret osnovnom strujanju.

Slika strujanja prikazana na [Slika 29]za brtvu tipa *I* dosta vjerno se ponavlja i kod eksperimenata provedenih od strane drugih istraživača, te svjedoči o jako visokom prijelazu topline kod te brtve u usporedbi s drugima. Efikasnost brtve s gledišta disipacije kinetičke energije toka također se pokazala dosta visokom: kod brtve koju su činila 25 labirinta i 48 brtvenih šiljaka pretlak u brtvi s obzirom na tlak u izlaznom dijelu bio je praktički jednak nuli. Ustanovljeno je, da se prijelaz topline duž brtve mijenja: u početku postoji određeni stabilizacijski dio na kojem srednja vrijednost Nusseltovog broja Nu_{sr} raste te se nakon postizanja određene maksimalne vrijednosti uspostavlja stabilno strujanje s $Nu_{sr} = \text{idem}$ u svim labirintima.



Slika 28. Karakter strujanja kod različitih tipova labirintnih brtvi

Duljina dijela stabilizacije ovisi o tipu brtve i Reynoldsovom broju Re . Na [Slika 29] prikazane su odgovarajuće eksperimentalne krivulje. Na ordinati je nanešen granični broj brtvenih šiljaka z , nakon kojeg se za zadani Reynoldsov broj Re uspostavlja konstantni Nusseltov broj Nu_{sr} . Kao što se vidi kod brtve tipa *I* nakon $Re > 8 \cdot 10^3$ veličina z gotovo ne ovisi o Reynoldsovom broju Re . Kod labirintnih brtvi tipa *II* [Slika 27 b)] i tipa *III* [Slika 27 c)] karakter strujanja [Slika 30] se razlikuje od karaktera strujanja u brtvi tipa *I*. Središnji dio toka, značajno izobličen praktički ne opstrujava brtvene šiljke na rotoru, već samo grebene na statoru. Veliki dio stijenke labirinta opstrujavan je vrtložnim tokom koji ima prostorni karakter. Svi se vrtlozi vrtlože ususret strujanju. Duljina područja stabilizacije strujanja kod brtve tipa *II* [Slika 29] znatno je kraća nego kod brtve tipa *I*. Ravna brtva tipa *III* karakterizirana je sebi svojstvenim karakterom strujanja [Slika 28]. Značajni dio osnovnog toka, koji se nalazi tik do statora, struji praktično pravocrtno kao u prstenastom kanalu. U labirintima između šiljaka javlja se vrtložno strujanje, u koje se uvlači i dio osnovnog toka. Vrtložni tok je također prostoran, pri čemu se vrtlozi vrtlože u smjeru kazaljke na satu, tj. ususret toku. Duljina područja stabilizacije za taj tip brtve nije velika ($z \approx 7$), pri čemu je ovisnost z o Reynoldsovom broju Re slabo izražena.



Slika 29. Duljina područja stabilizacije za različite tipove brtvi

1 - brtva tipa I; 2 - brtva tipa II i IV; 3 - brtva tipa III

Povećanje otpora u labirintnoj brtvi u usporedbi s glatkim prstenastim zazorom izaziva u svakom labirintu brtve potpunu ili djelomičnu, u ovisnosti o tipu i konstrukciji labirinta, disipaciju kinetičke energije toka koji istječe iz zazora ispod šiljka u labirint. Ulaz toka iz labirinta u zazor ispod sljedećeg šiljka odvija se uz bitno povećanje brzine fluida odn. kinetičke energije. Oba navedena procesa karakterizirana su intenzivnim nastajanjem vrtloga i miješanjem toka u svakom labirintu brtve. Sve to intenzivira prijelaz topline između fluida i stijenki labirinta. Vrijednosti koeficijenata prijelaza topline u labirintnim brtvama parnih i plinskih turbina obično iznose od 500 do 4 000 W/m²K, a u nekim slučajevima kod plinskih turbina od 7 000 do 8 000 W/m²K. Zbog navedenih činjenica u labirintnim brtvama dolazi do odcjepljenja graničnog sloja, što još i danas komplicira teorijski proračun prijelaza topline.

Stoga su zakonitosti prijelaza topline u labirintnim brtvama najčešće izučavane eksperimentalnim putem, na rotirajućim ili mirujućim modelima labirintnih brtvi, koji se međusobno bitno razlikuju konfiguracijom i relativnim izmjerama protočnog dijela. Kod nekih su se eksperimenata vrijednosti koeficijenata prijelaza topline određivale uz dovodjenje topline vratilu sa zagrijanog zraka koji je strujao kroz brtvu uz samo vratilo, a kod drugih pak istraživanja izvodilo se zagrijavanje jedne od površina labirinta ili unutarnjim električnim grijačem ili vodnim grijačem, ili površinskim trakastim električnim grijačem.

Prijelaz topline u labirintnim brtvama bitno ovisi o tipu brtve, protoku fluida, zazoru ispod šiljaka i koraku šiljaka. Kod smanjenja relativnog zazora i koraka, uz povećanje protoka kroz brtvu, a također kod prijelaza s ravne na stupnjevitu brtvu prijelaz topline znatno raste. Istovremeno se povećava i hidraulički otpor brtve. Prijelaz topline u brtvi praktički ne ovisi o vrtnji jedne od njenih površina. Slično je s koeficijentima protoka i hidrauličkog otpora brtve.

Korelacije za proračun koeficijenata prijelaza topline dobivene u prvim radovima daju rezultate koji se dosta međusobno razlikuju. Usko područje Reynoldsovih brojeva Re i mjerenje uvjetnih umjesto stvarnih koeficijenata prijelaza topline, koji ovise o intenzitetu dovodenja topline preko šiljaka brtve, nije omogućavalo istraživačima dobivanje točne vrijednosti eksponenta nad Reynoldsovim brojem Re . Osim toga, u tim se radovima istraživao utjecaj na prijelaz topline samo jedne geometrijske veličine, zazora ispod šiljka.

U sljedećim radovima težilo se za određivanjem korelacija za široka područja promjene geometrijskih i strujnih karakteristika. Pošto su istraživači pokazali da vrtnja rotora do obodnih brzina koje 2,2 puta nadvisuju aksijalnu brzinu strujanja u brtvi, ne pokazuje utjecaj na prijelaz topline, a geometrijske izmjere labirinta su male u usporedbi s promjerom vratila, prešlo se na provođenje eksperimenata na ravninskim mirujućim modelima.

Intenzitet prijelaza topline, koji je karakteriziran vrijednošću eksponenta nad Reynoldsovim brojem Re , mijenja se po opsegu labirinta od 0,6 do 0,8. U skladu s tim razlikuju se za 20 do 40% i apsolutne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline. Kod stupnjevitih labirintnih brtvi to se susreće po čitavom opsegu labirinta, a kod ravnih samo po opsegu površine sa šiljcima.

Duž brtve, od labirinta do labirinta, vrijednost koeficijenta prijelaza topline praktički se ne mijenja. To se održava sve do pojave u nekom od zazora ispod šiljka kritičnog režima strujanja.

U pravilu se šiljci labirintnih brtvi parnih i plinskih turbina izrađuju od materijala s dosta visokim vrijednostima koeficijenta provođenja topline. To dovodi do bitnog povećanja toplinskog toka koji se prenosi na labirintnu brtvu na račun povećanja provođenja topline pomoću šiljaka. Kod ravne brtve prisutnost šiljaka povećava toplinski tok prema toj površini za 70 do 90%. Čak kod korištenja šiljaka od tekstolita s koeficijentom provođenja topline približno za dva reda veličine manjim nego za čelike, toplinski je tok bio veći za 15%.

Veliki dio korelacija određuje vrijednosti koeficijenata prijelaza topline na glatkim površinama vratila ili statora uz potpuno zanemarivanje dovodjenja k njima topline preko grebena (odn. šiljaka). Vrijednosti uvjetnih koeficijenata prijelaza topline za površinu u slučaju prisutnosti grebena određuje se uz pretpostavku jednakosti koeficijenata prijelaza topline za glatke površine brtve, te bočnih i vanjskih površina grebena (odn. šiljaka) prema.

Podaci objavljeni od strane raznih autora o kvantitativnom utjecaju navedenih parametara na prijelaz topline u labirintnim brtvama u većini se slučajeva dosta razlikuju. Tako eksponent nad Reynoldsovim brojem Re mijenja se u korelacijama od 0,6 do 0,9 postiže čak vrijednost 1,6, dok se eksponent nad relativnim zazorom mijenja od 0,44 do 0,85, odn. nad relativnim korakom od 0,2 do 0,55.

U [Tablica 27] su prikazane pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u ravnim labirintnim brtvama a u [Tablica 30] u stupnjevitim labirintnim brtvama, dobivene sistematizacijom u radu [23] rezultata eksperimentalnih istraživanja dostupnih u literaturi.

Apsolutne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline za ravne brtve, određene prema korelacijama navedenima u [Tablica 27], se više ili manje zadovoljavajuće u granicama $\pm 30\%$ međusobno slažu. Za stupnjevite brtve [Tablica 28] međusobno razilaženje korelacija ne prelazi granice $\pm 25\%$. Na žalost takovo se stanje očuvava u sasvim uskom području promjene karakterističnih parametara, u prvom redu relativnog koraka i zazora. Kod većih relativnih koraka rezultati proračuna mogu se razlikovati dva i više puta. Jedan od uzroka tome su metodološke poteškoće eksperimentalnih istraživanja, povezane npr. s točnošću određivanja toplinskih tokova, koji se prenose na površinu labirinta neposredno konvekcijom i provođenjem preko šiljaka (grebena). Određeni utjecaj mogu pokazati i promjenjivi parametri tijekom eksperimenta, u prvom redu konfiguracija vrha šiljka, koja pokazuje znatni utjecaj na hidraulički otpor labirintne brtve, tj. na strujanje fluida u njoj.

Utvrđena različitost pri usporedbi rezultata eksperimenata različitih istraživača u pogledu određivanja režima strujanja u labirintnim brtvama uz jednake vrijednosti Reynoldsovog broja Re ukazuje na potrebu istraživanja faktora koji utječu na režim strujanja u labirintnim brtvama, tako da se uvjeti prijelaza topline kod eksperimenata približe onima kod stvarnih parnih i plinskih turbina. Osim toga, kod parnih turbina velikih snaga omjer između rotacijskog Reynoldsovog broja određenog na temelju kutne brzine vrtnje rotora i

aksijalnog Reynoldsovog broja određenog na temelju protočne brzine kroz brtvu mogu poprimiti vrijednosti od 10 do 15, i moguće je da u tom slučaju vrtnja može utjecati na prijelaz topline u labirintnim brtvama. Tom pitanju treba posvetiti posebnu pažnju tijekom daljnjih eksperimentalnih i teorijskih istraživanja.

Tablica 15. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u ravnim labirintnim brtvama

Korelacija	Karakteristične veličine			Područje primjene						
	T	L	w	Re	Ma	ψ	$\bar{\delta}$	\bar{t}_l	\bar{t}_g	\bar{Z}_l
$Nu_{ave} = 0.02Re^{0.9} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{-0.7}$	T_{ave}	$2H$	w_{1l}	$0.3 \cdot 10^4$ – $2.5 \cdot 10^4$	<0.8	0.7	0.12 – 0.45	0.9 – 1.5	2.07– 2.37	0.45– 0.08
$Nu_{ave} = 0.055Re^{0.9} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{-0.7}$	T_{ave}	$2H$	w_{1l}	$3.5 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	<0.8	0.7	0.12 – 0.22	0.88	2.4	0.06
$Nu_{ave} = 1.57Re^{0.6} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{0.16}$	T_{ave}	$2H$	w_δ	$0.5 \cdot 10^4$ – $0.6 \cdot 10^4$	<0.3	1.2	0.04 – 0.24	0.64	1.28	0.39
$Nu_{ave} = 0.22Re^{0.6} * \left(\frac{t_l}{H}\right)^{-0.085} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{-0.24}$	T_{ave}	$2H$	w_δ	10^4 – Re_{cr}	-	-	0.048 – 0.17	0.64– 3.9	-	-
$Nu_{ave} = 0.039Re^{0.8} \left(\frac{t_l}{H}\right)^{-0.1}$	T_{ave}	$2H$	w_δ	Re_{cr} – 10^6	-	-	0.048 – 0.17	0.64– 3.9	-	-
$Nu_{ave} = 0.039Re^{0.8} * \left(\frac{t_l}{\delta}\right)^{-0.1} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.1}$	T_{ave}	2δ	w_δ	8,700 – $1.7 \cdot 10^5$	-	-	0.048 – 0.17	0.64– 3.9	-	-
$Nu_{ave} = 0.041Re^{0.6} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.25}$	T_{ave}	d_{eq}	w_δ	$1.5 \cdot 10^3$ – $1.6 \cdot 10^5$	-	-	0.048 – 0.370	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.043Re^{0.8} * \left(\frac{t_l}{\delta}\right)^{-0.2} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.3}$	T_{ave}	d_{eq}	w_δ	$1.8 \cdot 10^3$ – $2.2 \cdot 10^5$	-	-	0.056 – 0.357	-	-	-

Tablica 16. Pojedinačne korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) u stupnjevitim labirintnim brtvama

Korelacija	Karakteristične veličine			Područje primjene						
	T	L	w	Re	Ma	ψ	$\bar{\delta}$	\bar{t}_l	\bar{t}_g	\bar{A}_l
$Nu_{ave} = 0.645Re^{0.7} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{0.26}$	T_{ave}	$2H$	W_δ	$0.6*10^4$ – $50*10^4$	<0.3	1.2	0.04 – 0.24	0.64	1.28	0.39
$Nu_{ave} = 0.98Re^{0.16} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{0.16}$	T_{ave}	2δ	W_δ	$5*10^3$ – Re_{cr}	-	-	0.04 – 0.24	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.41Re^{0.7} \left(\frac{\delta}{H}\right)^{0.26}$	T_{ave}	2δ	W_δ	Re_{cr} – $5*10^5$	-	-	0.04 – 0.24	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.98Re^{0.6} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.56}$	T_{ave}	2δ	W_δ	200 – $6*10^3$	-	-	-	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.41Re^{0.7} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.56}$	T_{ave}	2δ	W_δ	$6*10^3$ – $1.2*10^5$	-	-	-	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.135Re^{0.8} * \left(\frac{t_l}{\delta}\right)^{-0.5} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.15}$	T_{ave}	d_{eq}	W_δ	$1.5*10^3$ – $1.3*10^5$	-	-	0.048 – 0.344	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.135Re^{0.6} * \left(\frac{t_l}{\delta}\right)^{-0.45} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.15}$	T_{ave}	d_{eq}	W_δ	$1.5*10^3$ – $1.3*10^5$	-	-	0.048 – 0.344	-	-	-
$Nu_{ave} = 0.135Re^{0.8} * \left(\frac{t_l}{\delta}\right)^{-0.55} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.15}$	T_{ave}	d_{eq}	W_δ	$1.5*10^3$ – $1.3*10^5$	-	-	0.048 – 0.344	-	-	-

Kako bi se olakšalo i ubrzalo određivanje srednjih koeficijenata konvektivnog prijelaza topline u inženjerskoj primjeni, u radu [23] su statistički analizirane grupe sistematiziranih pojedinačnih korelacija, odn. rezultati proračuna srednjih Nusseltovih brojeva, i rezultat su originalne opće statističke ovisnosti tipa $Nu_{s,r} = cRe^n$, prikazane u [Tablica 29].

Kao što je prije spomenuto u poglavlju o tipičnim toplinskim rubnim uvjetima, temperaturna analiza modela iz ovog rada zahtjeva poznavanje toplinskih rubnih uvjeta u bitnim dijelovima rotorskog sustava i njegove interakcije sa elementima konstrukcije turbine u neposrednoj blizini. Toplinski rubni uvjeti su jednoznačniji rješenja problema do kojeg se dolazi pomoću dopunskih korelacija koje opisuju fizikalnu vezu domene modela s njegovom okolinom. Sama složenost dopunskih korelacija uvjetovana je fizikalnim pojavama u parnoj turbini. Većina postojećih konstitutivnih, dopunskih relacija određena je i potvrđena eksperimentalnim metodama.

Brojna dosadašnja istraživanja koja su predočena u ovom radu imala su za cilj postavljanje što preciznije matematičke formulacije fizikalnih pojava u radu parne turbine. U idućem poglavlju biti će prikazane teorijske osnove i matematička formulacija svih upotrebljenih korelacija u ovom radu upotrebljenih za definiranje toplinskih rubnih uvjeta. Korištene korelacije su s obzirom na uvjete strujanja i geometriju analizirane turbine ocijenjene kao najpovoljnije za predmetnu analizu.

Tablica 17. Opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) za ravne i stupnjevite labirintne brtve iz rada, [23]

Korelacija	Karakteristične veličine			Područje primjene						
	T	L	w	Re	Ma	ψ	$\bar{\delta}$	\bar{t}_l	\bar{t}_g	$\bar{\Delta}_l$
Ravne labirintne brtve: $Nu_{ave}=0.2956Re^{0.6061}$	T_{ave}	$2H$	w_δ	$1.5 \cdot 10^3$ – 10^6	<0.8	<1.2	0.04 – 0.357	0.64 – 3.9	1.28 – 2.37	0.45 – 0.06
Stupnjevite labirintne brtve: $Nu_{ave}=0.0083Re^{0.9416}$	T_{ave}	2δ	w_δ	200 – $5 \cdot 10^5$	-	<1.2	0.04 – 0.344	-	-	--

6.5. Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za nominalni i vanprojektne režime

6.5.1. Rotorske rešetke

6.5.1.1. Proračun prijelaza topline na ulaznom bridu profila

Za srednji koeficijent prijelaza topline uzduž ulaznog brida profila lopatice odabrana je korelacija (Slitenko, 1968):

$$Nu_{1av} = 0,138 Re_1^{0,69} \quad (6-2)$$

Za karakterističnu vrijednost uzet je dvostruki polumjer upisanog kruga na ulaznom bridu profila lopatice. Za karakterističnu brzinu uzeta je brzina nastrojavanja pare ispred rešetke, a fizikalna svojstva pare uzeta su kod stanja na ulazu u samu rešetku.

Korelacija je valjana za vrijednosti odklona napadnog kuta u području Reynoldsovog broja $Re = 4 \cdot 10^3 - 1,3 \cdot 10^5$.

6.5.1.2. Proračun prijelaza topline na srednjem dijelu profila

Za proračun srednjeg koeficijenta prijelaza topline u srednjem dijelu opstrujavanog profila lopatice odabrana je korelacija (Kapinos, Slitenko, 1981) koja uzimaju u obzir geometriju rotorske rešetke i samog karaktera strujanja:

$$Nu_{p,av} = 0,1015 Re^{0,692} \quad (6-3)$$

Reynoldsov broj, definiran je slijedećim karakterističnim veličinama:

$$Re = \frac{w_{av} \cdot b}{\nu} \quad (6-4)$$

w_{av} -srednja brzina strujanja pare (ulazne i izlazne brzine strujanja)

p_{av} -srednji tlak pare u rotorskoj rešetci

T_{av} - srednja temperatura pare u rotorskoj rešetci

b- tetiva profila

Jednadžba je primjenjiva u području Reynoldsovog broja $Re = 4 \cdot 10^4 - 11 \cdot 10^5$.

6.5.1.3. Proračun prijelaza topline na izlaznom bridu profila

Srednji koeficijent prijelaza topline uzduž izlaznog brida profila lopatice prikazan je korelacijom u radu [Bodunov, 1961]:

$$Nu_{2av} = 0,003 Re_2^{0,93} \quad (6-5)$$

Reynoldsov broj, definiran je slijedećim karakterističnim veličinama:

$$Re = \frac{w_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (6-6)$$

w_2 -izlazna brzina strujanja pare

T_2 - izlazna temperatura pare iz rotorskoj rešetci

D_2 - dvostruki polumjer upisanog kruga na izlaznom bridu profila lopatice

Jednadžba je primjenjiva u području Reynoldsovog broja $Re = 6 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$.

6.5.1.4. Proračun prijelaza topline na cilindričnim površinama između profila

Za potrebe proračuna srednje vrijednosti prijelaza topline na cilindričnoj stijenci međulopatičnog kanala odabrana je korelacija [Bodunov & Lokay, 1974]:

$$Nu_{c,av} = 0,065 S_\Gamma^{-0,54} Re^{0,8} \quad (6-7)$$

S_Γ –geometrijska je karakteristika profila definirana slijedećim izrazom:

$$S_\Gamma = \frac{\sin \beta'_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b}{\bar{t} \cdot b_0 \sin(\beta'_1 + \beta_2) \cos^2 \frac{\beta'_1 - \beta_2}{2}} - 1} \quad (6-8)$$

β'_1, β_2 - geometrijski ulazni kut profila lopatice odnosno kut toka na izlazu iz rešetke

b- širina rešetke profila

t- korak rešetke profila

b_0 - duljina tetive profila

$\bar{t} = \frac{t}{b}$ - relativni korak rešetke profila

Reynoldsov broj, definiran je slijedećim karakterističnim veličinama:

$$Re = \frac{w_{av} \cdot b}{\nu} \quad (6-9)$$

w_{av} -srednja brzina strujanja pare (ulazne i izlazne brzine strujanja)

p_{av} -srednji tlak pare u rotorskoj rešetci

T_{av} - srednja temperatura pare u rotorskoj rešetci

b- tetiva profila

Jednadžba je primjenjiva u području Reynoldsovog broja $Re = 0,34 \cdot 10^5 - 3,6 \cdot 10^5$.

6.5.1.5. Proračun utjecaja vrtnje na prijelaz topline

Za orijentacionu ocjenu utjecaja vrtnje na srednji koeficijent prijelaza topline korištena je korelacija iz rada [15].

$$Nu_{rot} = Nu_{sta} \cdot (1 + p \cdot S_u^q) \quad (6-10a)$$

$$S_u = \frac{U_{sr}}{\theta w_2} \quad (6-10b)$$

$$\theta = \frac{d_{sr}}{l} \quad (6-10c)$$

,gdje je:

Nu_{sta} -Nusseltov broj izračunat prema prijašnjim jednadžbama za pojedine dijelove profila lopatice

U_{sr} - obodna brzina na srednjem promjeru turbine

w_2 -brzina pare na izlazu iz rotorskih lopatica

l-visina lopatice

Intenziviranje prijelaza topline uslijed rotacije je različito za pojedine dijelove konture profila, a preporučene vrijednosti koeficijenata p i q iz gornje jednadžbe za različite dijelove profila dane su u [Tablica 32], [33].

Tablica 18. Utjecajni koeficijenti prijelaza topline zbog rotacije

Područje profila	p	q
Ulazni brid	0,20	0,17
Izlazni brid	0,87	0,37
Konveksna strana (leđna strana profila)	1,80	0,56
Konkavna strana (trbušna strana profila)	0,40	0,17
Cilindrične površine međulopatičnog kanala	1,10	0,59

6.5.2. Proračun prijelaza topline u labirintnim brtvama

Karakteristični tipovi labirintnih brtvi prikazani su u prijašnjem poglavlju. U razmatranoj parnoj turbini labirintne brtve su tipa II i IV.

Korištene su opće statističke korelacije za proračun srednjih Nusseltovih brojeva (srednjih koeficijenata prijelaza topline) za ravne labirintne brtve iz rada [23]:

$$Nu_{ave}=0.0083Re^{0.9416} \quad (6-11)$$

Za karakterističnu dimenziju u ovoj korelaciji uzeta je dvostruka visina zazora 2δ ispod brtvenog šiljka. Karakteristična brzina, je srednja brzina protoka pare u tom zazoru, a fizikalne konstante se određuju prema srednjoj temperaturi pare koja prestrujava kroz labirintnu brtvu.

6.5.3. Proračun prijelaza topline na rubnim plohama diskova

U ovom radu korištene su dvije različite vrste jednačbi koje koje opisuju fenomenologiju prijenosa topline za dvije karakteristične situacije:

- strujanje u omeđenom prostoru (uskom rasporu)
- strujanje u slobodnom prostoru

Svaka od navedenih situacija ima svoje specifičnosti u pogledu vrste strujanja interakcije između same stijenke i kućišta a time i samog intenziteta prijenosa topline. U nastavku su prikazane korištene korelacije za pojedini tip situacije.

6.5.3.1. Proračun prijelaza topline na rubnim plohama diskova kod strujanja u uskom rasporu

Za opisivanje problema prijelaza topline kod strujanja pare u uskom rasporu (kanalu) između rotirajućeg diska i nepomične stijenke dijafragme, kada se javlja strujanje uz dodir graničnih slojeva na određenoj udaljenosti zahvaćajući veći ili manji dio duljine kanala uz stapanje hidrauličkih i toplinskih graničnih slojeva razvijenih na obje stijenke kanala uzeta je slijedeća jednačba [16]. Dodirivanje graničnih slojeva se javlja na određenoj udaljenosti od ulaznog presjeka raspora, kada granični slojevi postignu debljinu polovine širine kanala. Dio raspora, gdje postoji neviskozna jezgra toka je veoma kratak i zahvaća samo manji dio dužine kanala, pa se zato za cijeli kanal uzduž cijelog presjeka analizira kao viskozno strujanje. Kod toga razlikujemo dvije situacije strujanja [23]:

- strujanje od centra k periferiji
- strujanje od periferije prema centru.

Iz integralnog oblika jednačbe momenta količine gibanja u dijelu kanala s razvijenim viskoznom tokom izvedena je diferencijalno integralna jednačba strujanja u zazoru. U izvodu je korištena pretpostavka kao što je učinjeno u radu [25] da se rezultantni vektori relativnih brzina opstrujavanja diska i kućišta zanemarivo razlikuju od obodnih komponenti, da je aksijalna komponenta brzine toka (okomito na površine diska i dijafragme) jednaka nuli, te da su debljine graničnih slojeva razvijenih na stijenkama kanala jednake i imaju veličinu polovice širine zazora.

U svrhu određivanja tangencijalne komponente brzine, a iz nje naprezanja zbog trenja na disku i dijafragmi u analizu je uvedeno lokalno relativno zakretanje toka pare (vrtlog) kao omjer obodne brzine toka i obodne brzine diska na analiziranom polumjeru. Izvedena je diferencijalna jednadžba za određivanje zakretanja toka kod strujanja u zazoru od centra k periferiji [25]:

$$\frac{d}{dx}(x^2\zeta) - f \cdot x^{\frac{15}{4}} \cdot \left[(1 - \zeta)^{\frac{7}{4}} - \zeta^{\frac{7}{4}} \right] = 0 \quad (6-12a)$$

$$f = 0,0268 \cdot \frac{K_v}{Re_0^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{s}{r_0}\right)^{\frac{5}{4}}} ; \quad K_v = 2\pi r_0^2 \frac{w \cdot s}{Q_b} \quad (6-12b)$$

$$Re_0 = \frac{r_0^2 \omega}{\nu} ; \quad x = \frac{r}{r_0} \quad (6-12c)$$

gdje je:

x - bezdimenzionalna koordinata udaljenosti od centra

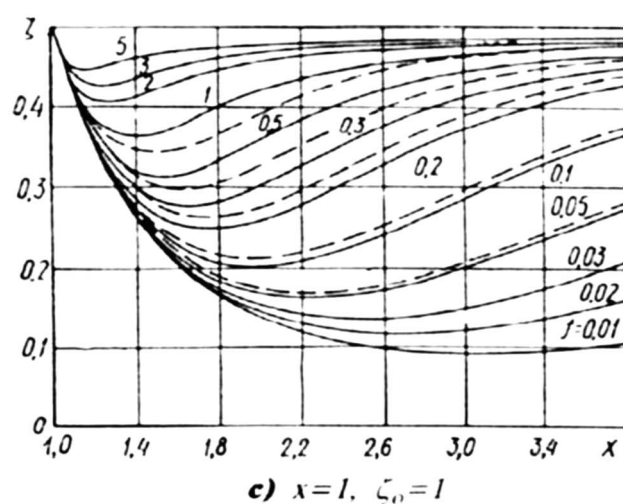
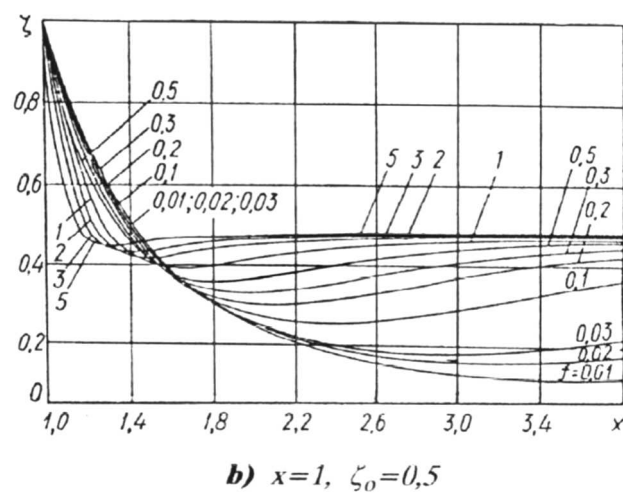
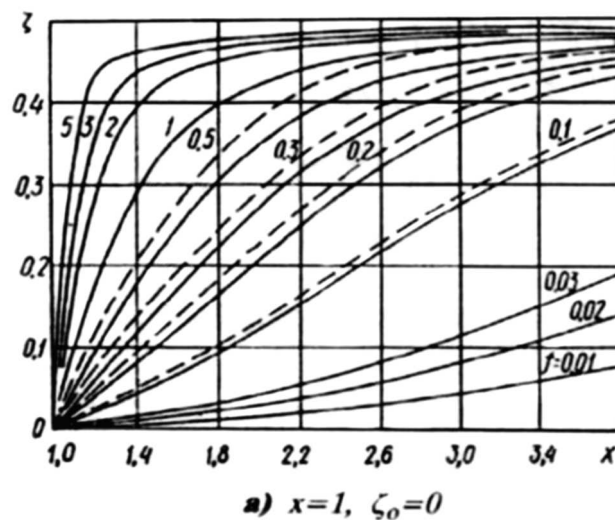
ζ -koeficijent lokalnog tangencijalnog zakretanja na proizvoljnom x

K_v -kinematski faktor momenta otpora trenja

s -širina zazora

Q_b -volumni protok kroz brtvu

ω -kutna brzina vrtnje diska



Slika 30. Promjena vrtloga toka kod strujanja između diska i kućišta od središta k periferiji

(Pune crte $K_v=10$, crtkane $K_v=1$)

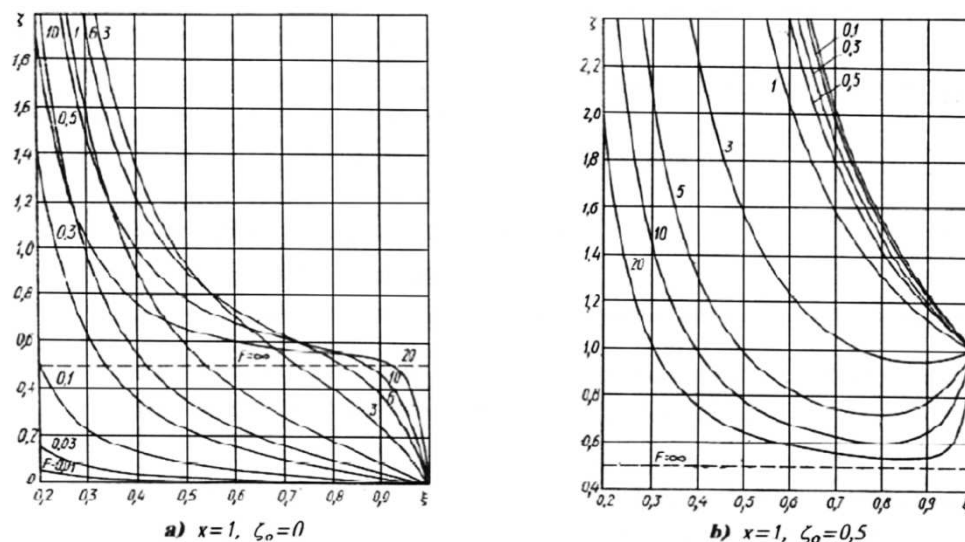
Za općeniti slučaj promjene vrtloga toka po polumjeru kanala, koju opisuje gornja jednažba, grafički je predstavljeno na slikama [Slika 30], [Slika 31]. Početni vrtlog kod numeričkog integriranja uzet je 0, 0,5 i 1. Na slikama su prikazane zavisnosti vrtloga toka o parametru f za dvije vrijednosti kinematskog faktora. Kod toga se naprezanje zbog viskoznog trenja na disku i kućištu ne određuje po obodnom već rezultatnom vektoru brzine.

Kod strujanja prema središtu, ako se ne uzme u obzir utjecaj radijalne komponente brzine, smično naprezanje zbog viskoznog trenja na disku i kućištu određuje se uz prikladne transformacije po slijedećoj jednažbi, koristeći promjenu predznaka za strujanje prema središtu:

$$\frac{d}{dx}(x^2\zeta) - Fx^{\frac{15}{4}} \cdot \left[(1 - \zeta)^{\frac{7}{4}} - \zeta^{\frac{7}{4}} \right] = 0 \quad (6-13a)$$

$$F = 0,0268 \cdot \frac{K_v}{Re^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{s}{R}\right)^{\frac{5}{4}}} ; \quad K_v = 2\pi r^2 \frac{w \cdot s}{V} \quad (6-13b)$$

$$Re = \frac{R^2 \omega}{\nu} ; \quad x = \frac{r}{R} \quad (6-13c)$$



Slika 31. Promjena vrtloga toka kod strujanja između diska i kućišta od periferije k središtu

Izraz za određivanje lokalnog koeficijenta prijelaza topline uz uzimanje u obzir Prandtlovog broja dan je sljedećom jednačinom:

$$Nu_L = 0,0268 \cdot (1 - \zeta)^{0,75} \cdot Re_L^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{r}{s}\right)^{0,25} \quad (6-14)$$

Lokalne vrijednosti zakreta određuju se numeričkim rješavanjem diferencijalnih jednačina ili se jednostavno može očitati pomoću danih dijagrama.

6.5.3.2. Proračun prijelaza topline na rubnim plohama diskova kod strujanja u slobodnom prostoru

Za potrebe određivanja koeficijenta prijelaza topline kod strujanja u slobodnom prostoru odabrana je sljedeća jednačina:

$$Nu_L = 0,027 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (6-15)$$

Za karakterističnu veličinu dimenzije u toj jednačini uzet je polumjer diska, a za karakterističnu brzinu, kutna brzina diska na tom polumjeru.

6.5.4. Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za nominalni radni režim (Točka 4.)

Vrijednosti termodinamičkih veličina dobivene su iz Toplinskih tablica i namjenskog programa Steam.exe. prikazani su u poglavlju **9.5. Rezultati uz poglavlje 6.5.4. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za nominalni radni režim (Točka 4.)**, [Tablica 32] do [Tablica 39].

6.5.5. Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režime

6.5.5.1. Vanprojektne radne režime-Točka 1

Rezultati su prikazani u poglavlju **9.6. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.1. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režime (Točka 1.)**, [Tablica 40] do [Tablica 41].

6.5.5.2. Vanprojektne radne režime-Točka 2

Rezultati su prikazani u poglavlju **9.7. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.2. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režime (Točka 2.)**, [Tablica 42] do [Tablica 43].

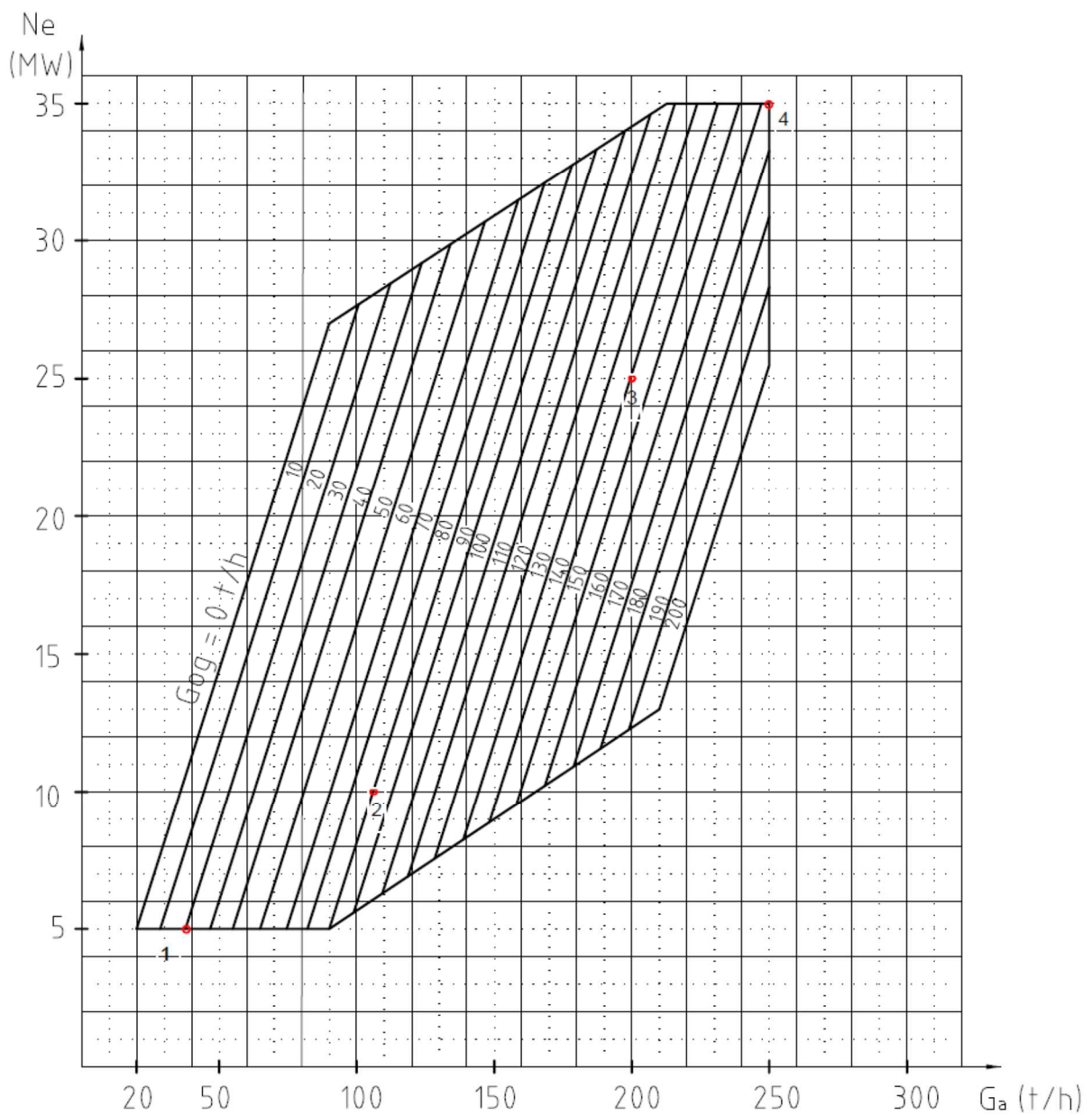
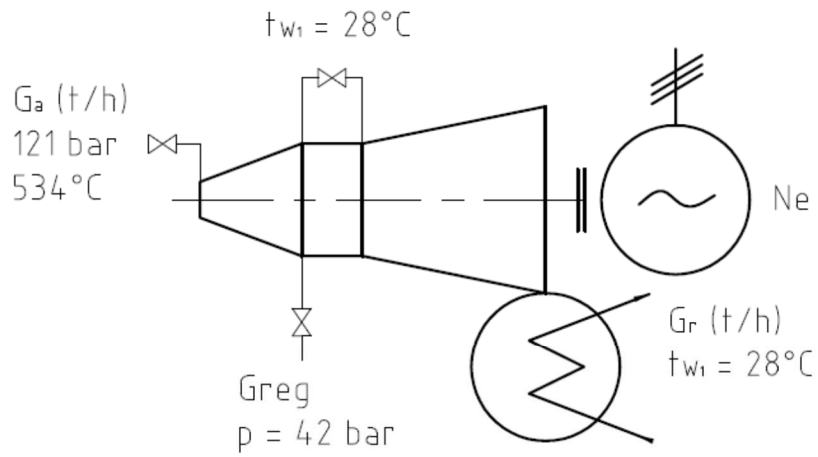
6.5.5.3. Vanprojektne radne režime-Točka 3

Rezultati su prikazani u poglavlju **9.8. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.3. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektne radne režime (Točka 3.)**, [Tablica 44] do [Tablica 45].

7. ANALIZA REZULTATA PRORAČUNA

7.1. Radne točke iz dijagrama režima za koje je vršen proračun

Promatrana parna turbina ima definirani dijagram rada svojom konstrukcijom i namjenom rada. Dijagram režima rada prikazan je [Slika 32],



Slika 32. Dijagram režima rada parne turbine 35 MW

Na slici [Slika 32], su definirane su četiri radne točke promatrane u ovom radu. Svaka od točaka odabrana je iz stvarnog uobičajenog načina puštanja u rad i opterećenja turbine do nominalnog režima rada definiranog točkom 4.

Prije upuštanja pare u turbinu ventil svježe pare (VSP L I VSP D) su zatvoreni, a regulacijski ventil visokog tlaka (RV 1,2,3,4) su potpuno otvoreni. Start turbine započinje kada se prije ulaska u VSP postignu nominalni parametri svježe pare (120 bar i 534 °C). Upuštanje pare u turbinu se izvodi postepenim otvaranjem lijevog VSPa.

Prema dijagramu upuštanja [Slika 33], prvo se VSP otvori tako da upušta količinu pare potrebnu za postizanje brzine vrtnje rotora od 500 o/min. Budući da su otvoreni svi regulacijski ventili, prigušena svježa para putem parovoda i ulaznih nastavaka ulazi u sve četiri grupe sapnica. Nakon zagrijavanja turbine na 500 o/min daljnjim otvaranjem VSPa podiže se brzina vrtnje rotora na 900 o/min, gdje se odvija daljnje zagrijavanje turbine. I dalje para ulazi u turbinu preko sve četiri grupe sapnica.

Ovakva procedura slijedi sve do ulaska turbine u područje regulacije, kada se regulacijski ventili parne turbine 2,3 i 4 potpuno zatvaraju, a regulacijski ventil 1 se djelomično zatvara i propušta prigušenu paru preko 1. grupe sapnica. Kod sinkrone brze vrtnje sva količina pare potrebna za ostvarenje praznog hoda prolazi regulacijskim ventilom 1 i 1. grupom sapnica. Nakon sinkronizacije i spajanja generatora na mrežu, slijedi podizanje opterećenja na 5 MW i progrijavanje turbine turbine na tom opterećenju prema dijagramu upuštanja. I dalje potrebna količina pare za ovaj režim rada prolazi kroz regulacijski ventil 1 i kroz 1. grupu sapnica.

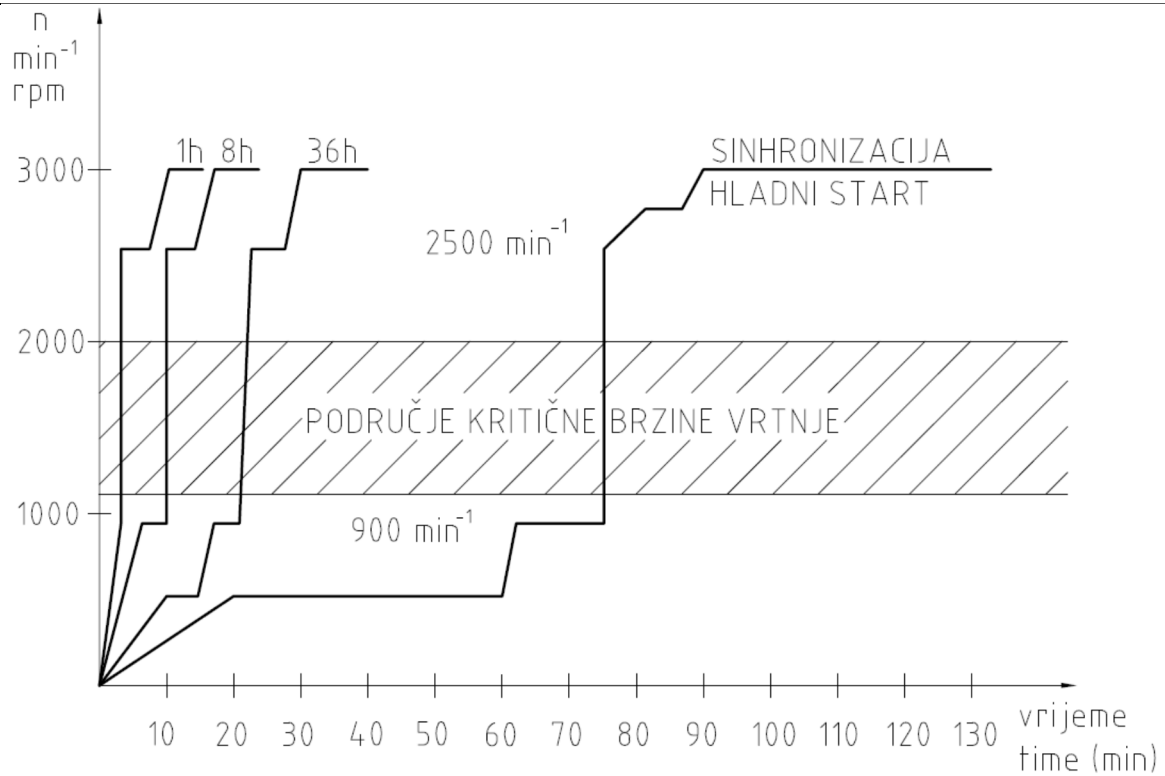
Daljnje podizanje opterećenja, prema dijagramu opterećenja [Slika 34], treba slijediti postepeno. Obzirom na nivo opterećenja i potrebnu količinu pare otvaraju se pojedini regulacijski ventili, i na taj način se ostvaruje određeni režim rada. Stvarni, uobičajeni način opterećivanja turbine je opterećenje do minimalno 5 MW, spajanje oduzimanja i dizanje opterećenja na 10 MW te na 25MW uz potrebno povećanje količine pare reguliranog oduzimanja.

Tablica 19. Radne točke proračuna

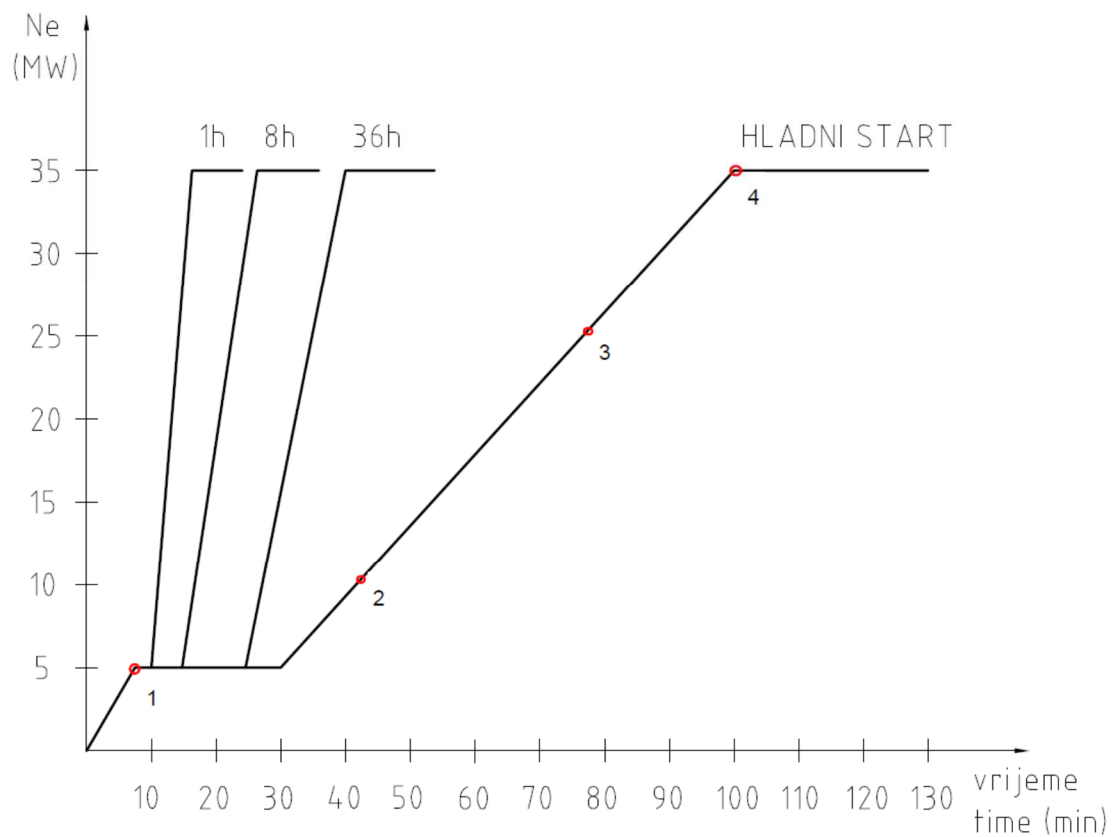
Radna točka	Snaga, [MW]	Protok svježe pare, [t/h]	Protok pare na reguliranom oduzimanju, [t/h]
Točka 1.	5	20	40
Točka 2.	10	80	110
Točka 3.	25	140	200
Točka 4.	35	160	250

U Tablici 19, prikazani su odabrane radne točke uz slijedeće parametre pare:

- Tlak svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: 12,1 Mpa
- Temperatura svježe pare na ulazu u ventil svježe pare: normalni 534 °C
- Tlak oduzimanja: 4,2 MPa
- Temperatura oduzimanja: 405 °C



Slika 33. Dijagram upuštanja turbine u pogon



Slika 34. Dijagram opterećivanja turbine

7.2. Proračunska točka 1. (5MW)

Na slici, [Slika 35] prikazano je temperaturno polje u proračunskoj točki 1., nakon početnog progrijavanja rotora i sinkronizacije, a nakon 640 sekundi od početka opterećivanja pokazuje polje najveće temperature upravo u području ulaznog nastrujavanja pare u rotor parne turbine.

Najveća temperatura je u području Curtis regulacijskog stupnja te dalje prema 5. stupnju i prostoru prvog reguliranog oduzimanja. Temperature su očekivano povišene i na mjestu prednje labirintne brtve koja ima ulogu spriječiti prostrujavanje pare iz unutrašnjosti turbine prema okolišu.

[Slika 35], prikazuje temperaturne gradijente koji su povećani na mjestima međustupanjskih, unutarnjih brtvi ali i na mjestu središnjeg kontrolnog provrta rotora u području Curtisova regulacijskog stupnja i time ukazuju na moguća mjesta povišenih naprezanja. Povećani temperaturni gradijenti na mjestu spoja diska i rotora rezultat su dikretizacije domene rotora i pojednostavljenja modela te ih u tom smislu i treba promatrati. Najme zbog pojednostavnjenja nisu modelirani prijelazni polumjeri.

Radijalna deformacija, [Slika 36], uslijed temperaturnog polja uzeta je u proračunu s utjecajem vrtnje i pokazuje očekivan porast vrijednosti na mjestima izraženijeg progrijavanja rotora. Potrebno je primjetiti mjesto početnih radijalnih deformacija na samom središnjem kontrolnom provrtu rotora ispod područja Curtis regulacijskog stupnja.

Aksijalne deformacije, [Slika 36], prikazuju apsolutne vrijednosti i trebaju biti promatrane gledajući od čvrste točke modela na lijevom ležajnom bloku. Rotor analizirane parne turbine oslonjen je na lijevoj strani u potporno-odrivnom ležaju. Odrivni ležajni blok služi za preuzimanje resultantne aksijalne sile te je s kućištem parne turbine povezan s odrivnim segmentima. Ova veza služi za održavanje relativne zračnosti između sustava stator-rotor tijekom rada turbine. Ležajni blok je osno-simetrično centriran i osiguran putem klinova koji dozvoljavaju nesmetano klizanje u smjeru toplinske dilatacije.

Ekvivalentna naprezanja, [Slika 37], koja se uspostavljaju u rotoru zbog temperaturne raspodjele i vrtnje rotora izračunata prema teoriji najveće distorzijske energije pokazuje najveće vrijednosti u području prijelaza tijela diskova na vratilo (monoblok kovani rotor) i samog središnjeg kontrolnog provrta. Budući da rastezljivi ili duktilni materijali dobro slijede

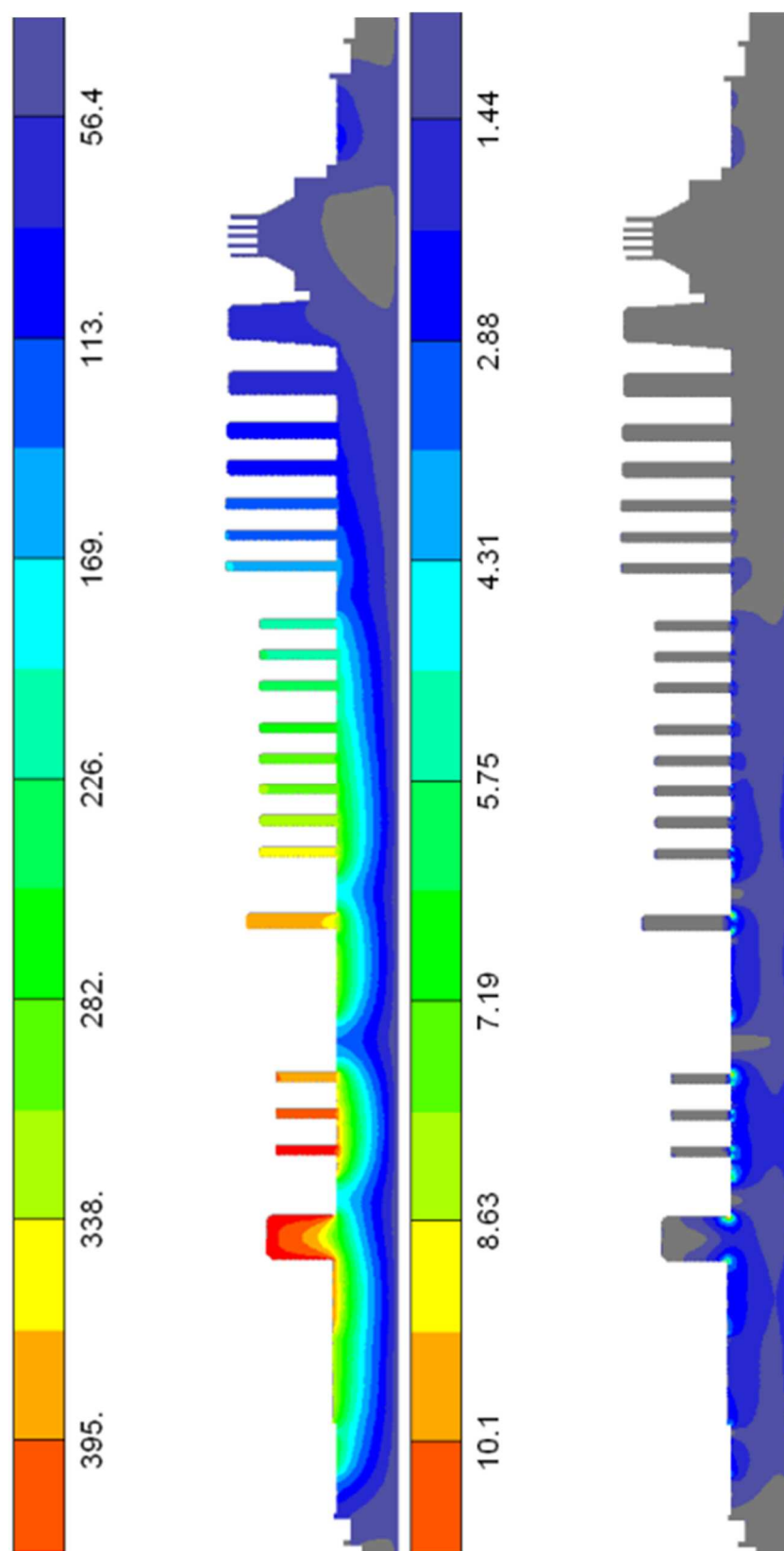
teoriju najveće distorzijske energije naprezanje je obračunato u skladu sa HMH teorijom (M.T. Huber 1904, R. von Mises 1913. i H. Hencky, 1925.) prema relaciji, [31]:

$$\sigma_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (7-1)$$

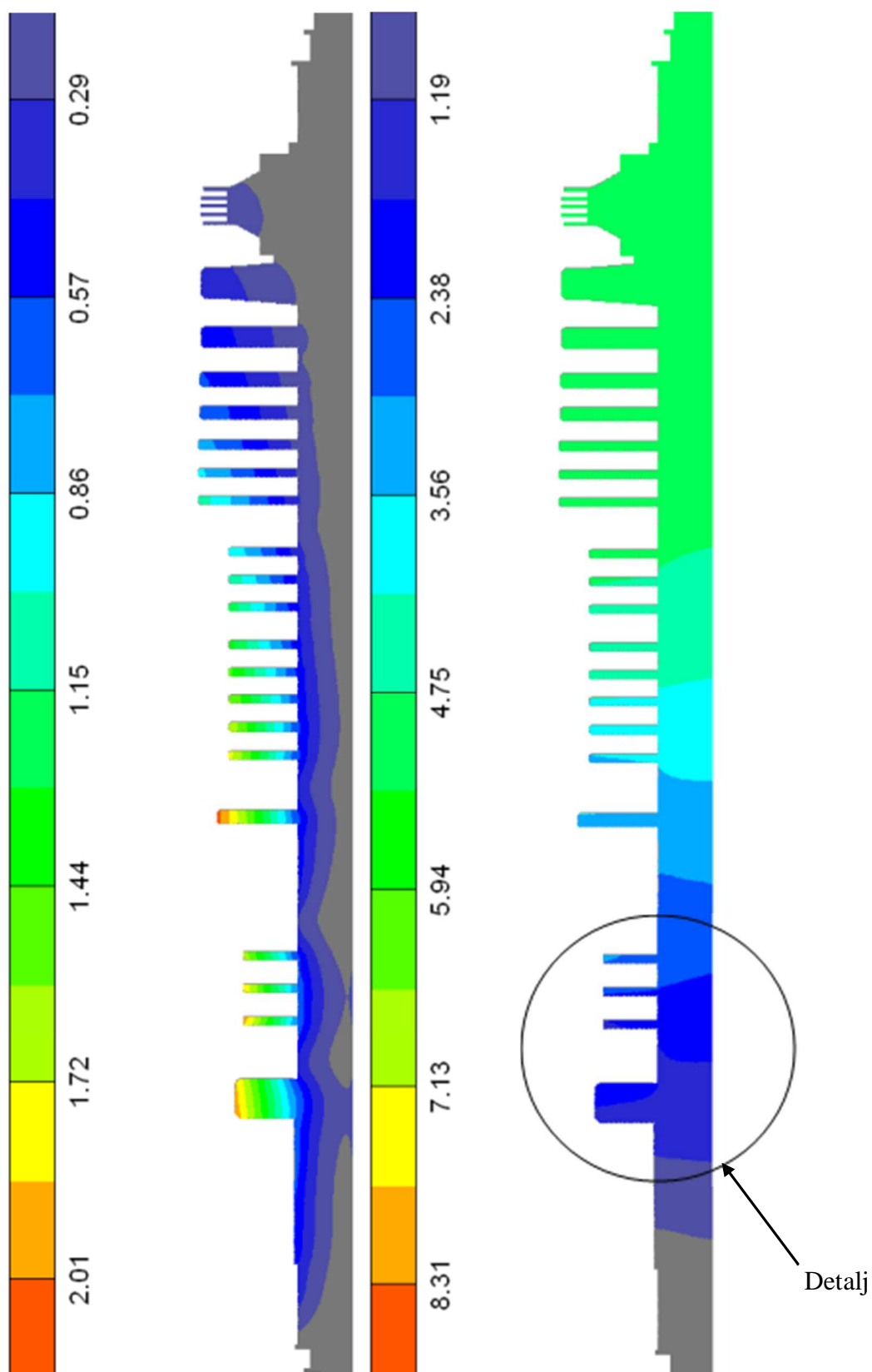
, gdje su $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ naprezanja u smjeru glavnih osi.

U području središnjeg kontrolnog provrta ova naprezanja su najveća, a poznato je iz eksploatacije ovog rotora da su na tom mjestu identificirane i površinske pukotine u materijalu. Iste su uspješno sanirane potrebnim tokarenjem i finim ubrušavanjem tijekom generalnog remonta. Nije poznato da li je eventualno došlo do ponovne pojave pukotine i/ili njezine propagacije.

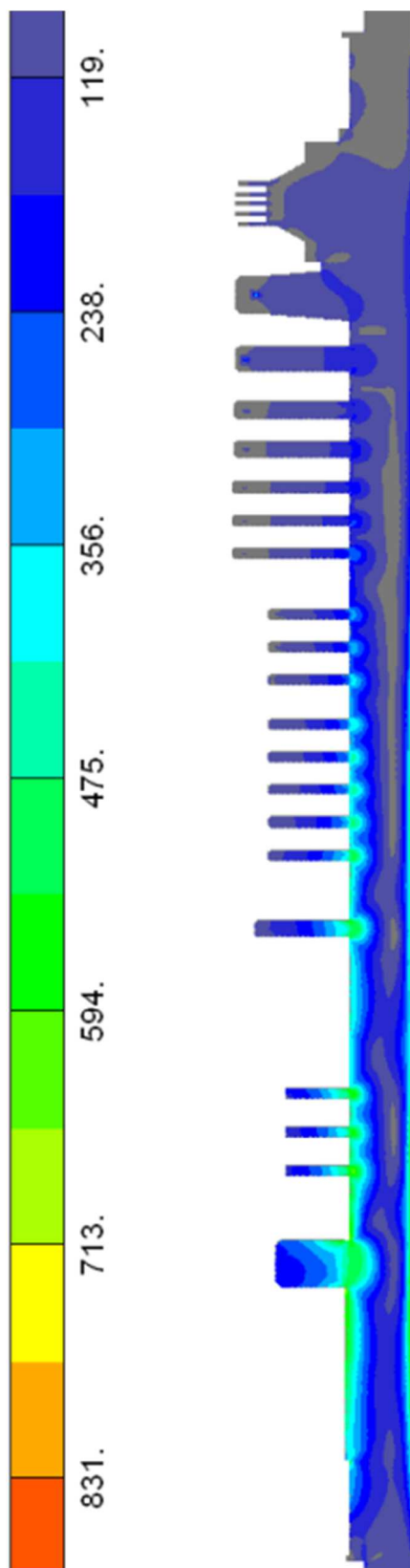
[Slika 38], prikazuje detalj rotora u području visokog tlaka i prednje labirintne brtve te daje sliku temperaturnog polja, ukupnog temperaturnog gradijenta, radijalna deformacija uslijed temperaturnog polja i vrtnje te HMH naprezanja uslijed temperaturnog polja i vrtnje.



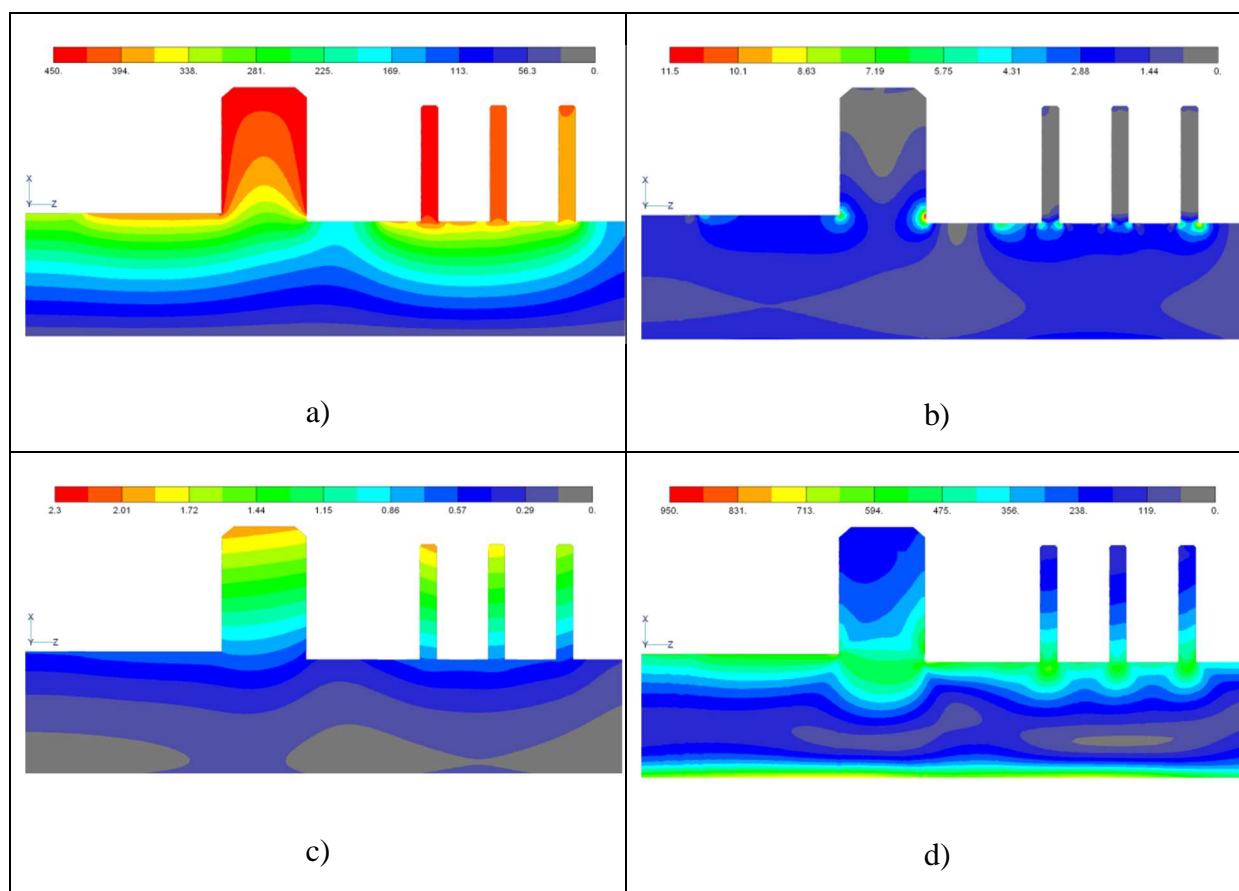
Slika 35. Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti



Slika 36. Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 37. HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 38. Detalj rotora; a) Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b) Ukupni temperaturni gradijent, c) Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d) HMM naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje

7.3. Proračunska točka 2. (10MW)

Na slici, [Slika 39], prikazano je temperaturno polje u proračunskoj točki 2., a nakon 2560 sekundi od početka opterećivanja, pokazuje područje najveće temperature u području Curtisovog regulacijskog stupnja te dalje prema niskotlačnom djelu rotora a iza 5.stupnja reguliranog oduzimanja. I dalje se vide povišeni temperaturni gradijenti na mjestima prednjih i stražnjih brtvenica te provrta rotora u području ispod Curtisovog regulacijskog stupnja.

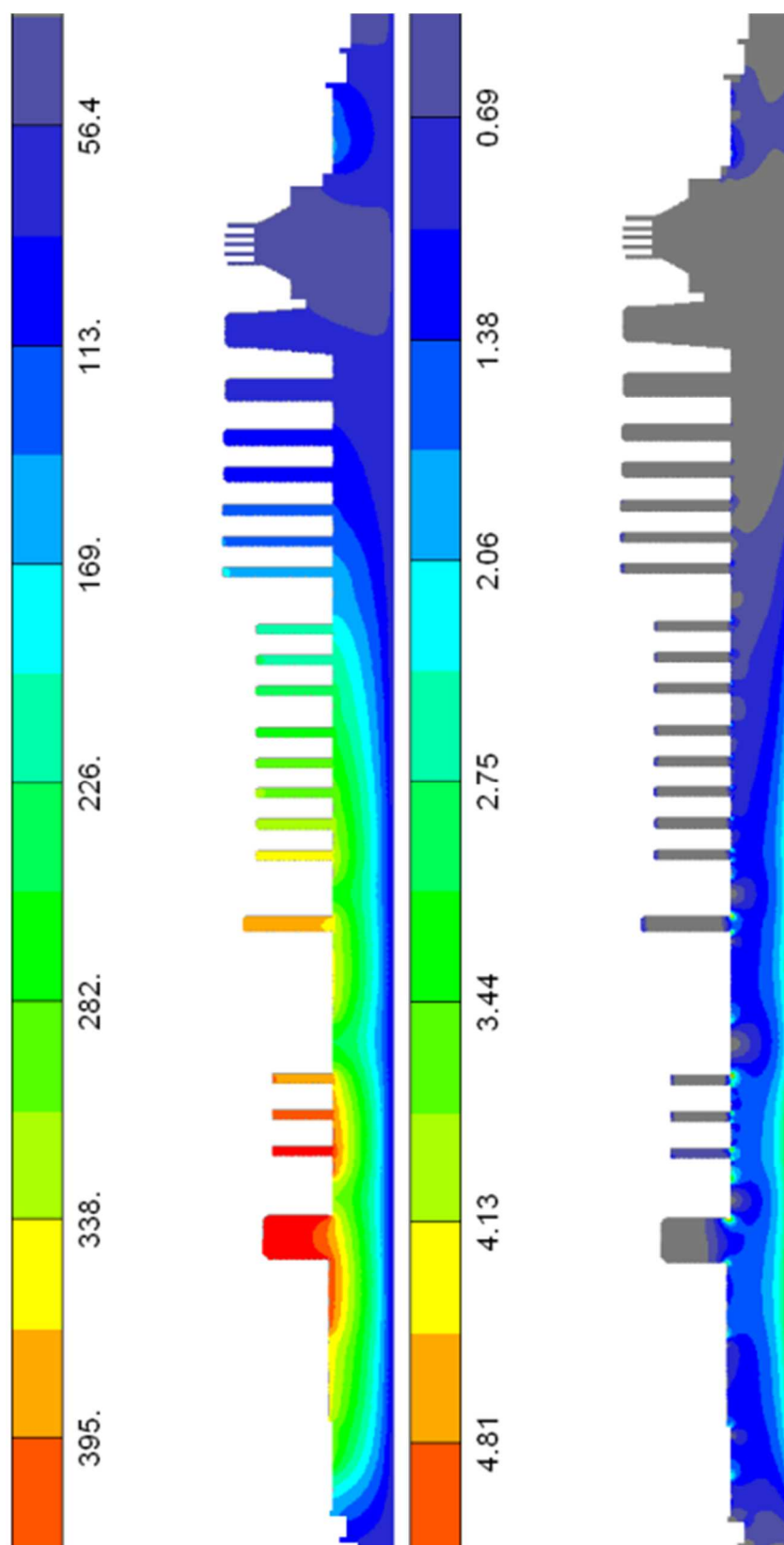
Radijalna deformacija, [Slika 40]

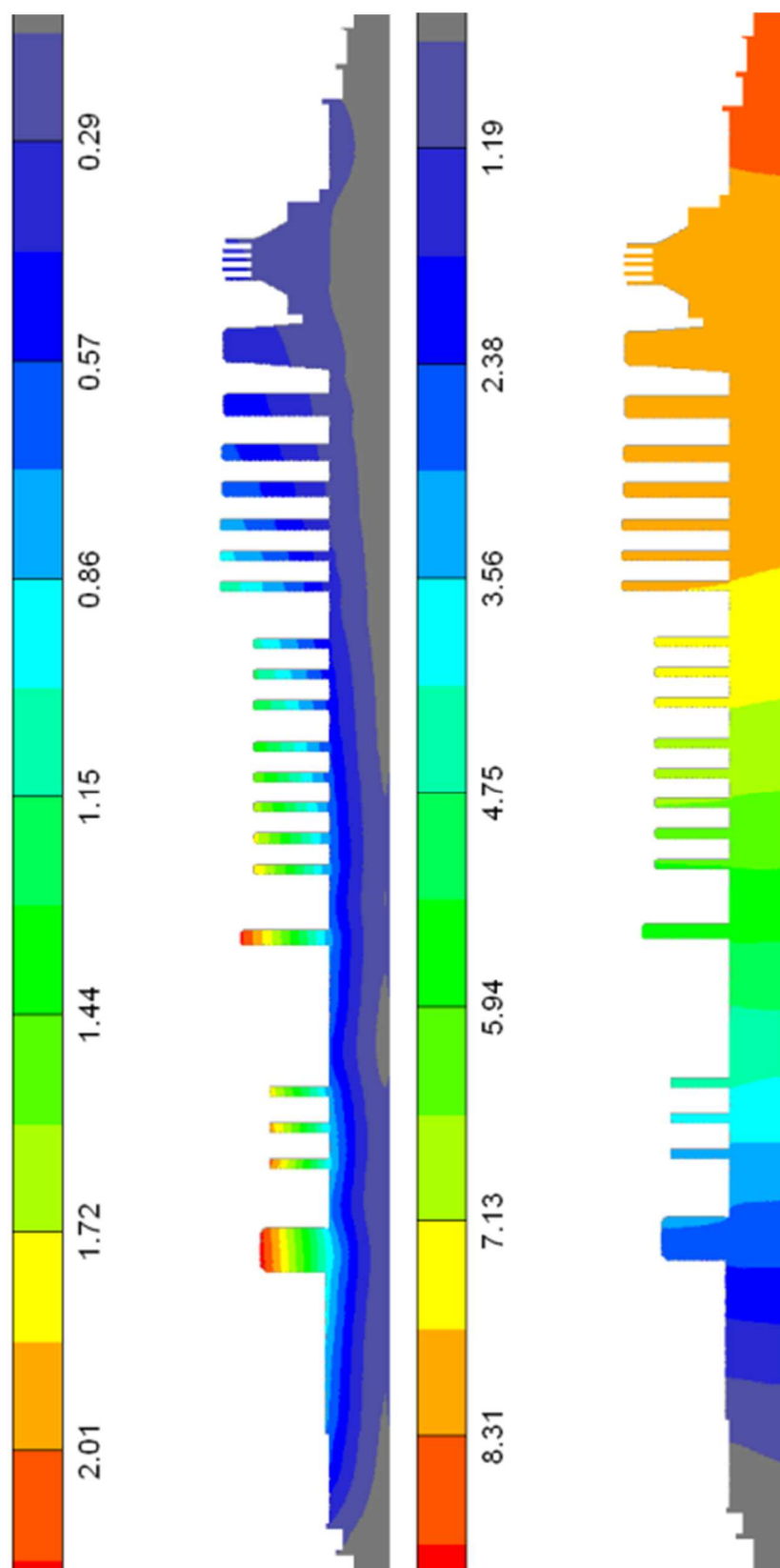
[Slika 40], uslijed temperaturnog polja pokazuje stabilizaciju na mjestu povećanih radijalnih deformacija na samom središnjem kontrolnom provrtu ispod područja Curtisovog regulacijskog stupnja, što se može pripisati progrijanosti rotora u visokotlačnom dijelu.

Aksijalne deformacije, [Slika 40], očekivano dobro prate situaciju progrijanosti rotora. Razlika deformacije između proračunske točke 1. i točke 2. je 3 mm te bi trebalo provjeriti aksijalne deformacije kućišta radi kontrolnog proračuna zbog mogućnosti dodirivanja između sustava stator-rotor. Poznato je da je temperaturni odziv kućišta znatno sporiji nego kod rotora.

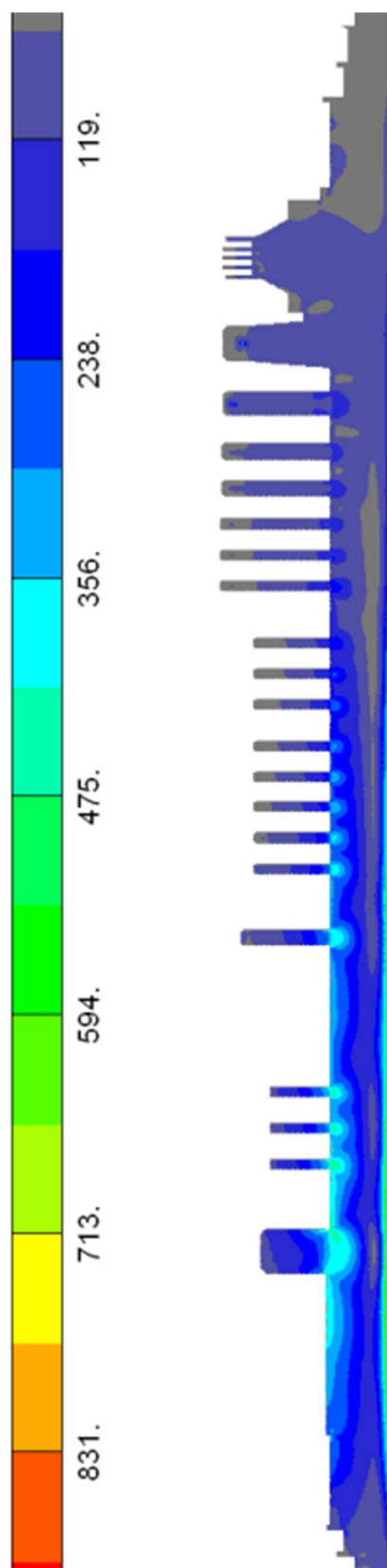
Ekvivalentna naprezanja, [Slika 41], pokazuju najveće vrijednosti u području najvećih temperaturnih gradijenata te na mjestu prijelaza tijela diskova na vratilo rotora. Ova naprezanja na mjestu prijelaza tijela diskova na vratil rotora treba pripisati pojednostavljenjima same domene na mjestim prijelaznih radijusa.

[Slika 42], Detalj rotora d) prikazuje povišena HMH naprezanja u području visokog tlaka i prednje labirintne brtve.

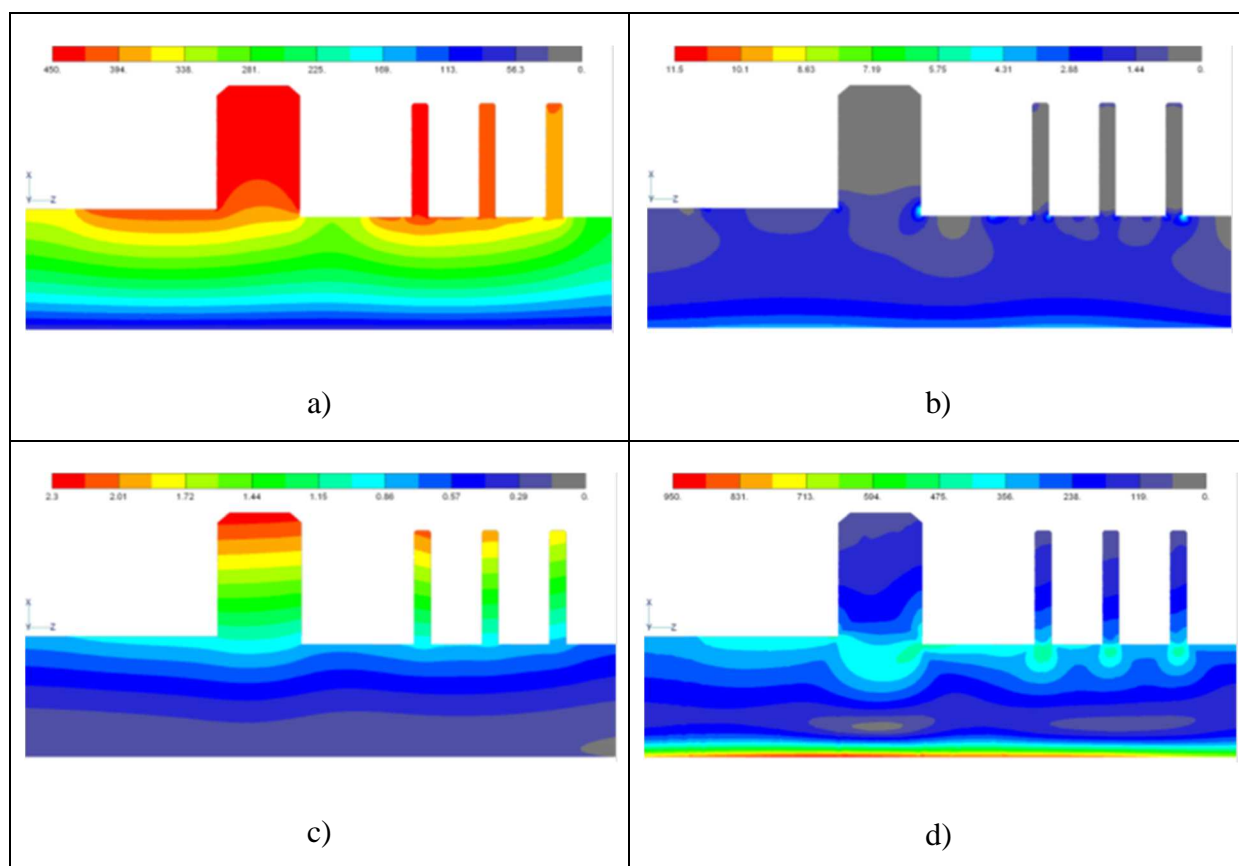
Slika 39. Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti



Slika 40. Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 41. HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 42. Detalj rotora; a) Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b) Ukupni temperaturni gradijent, c) Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d) HMM naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje

7.4. Proračunska točka 3. (20MW)

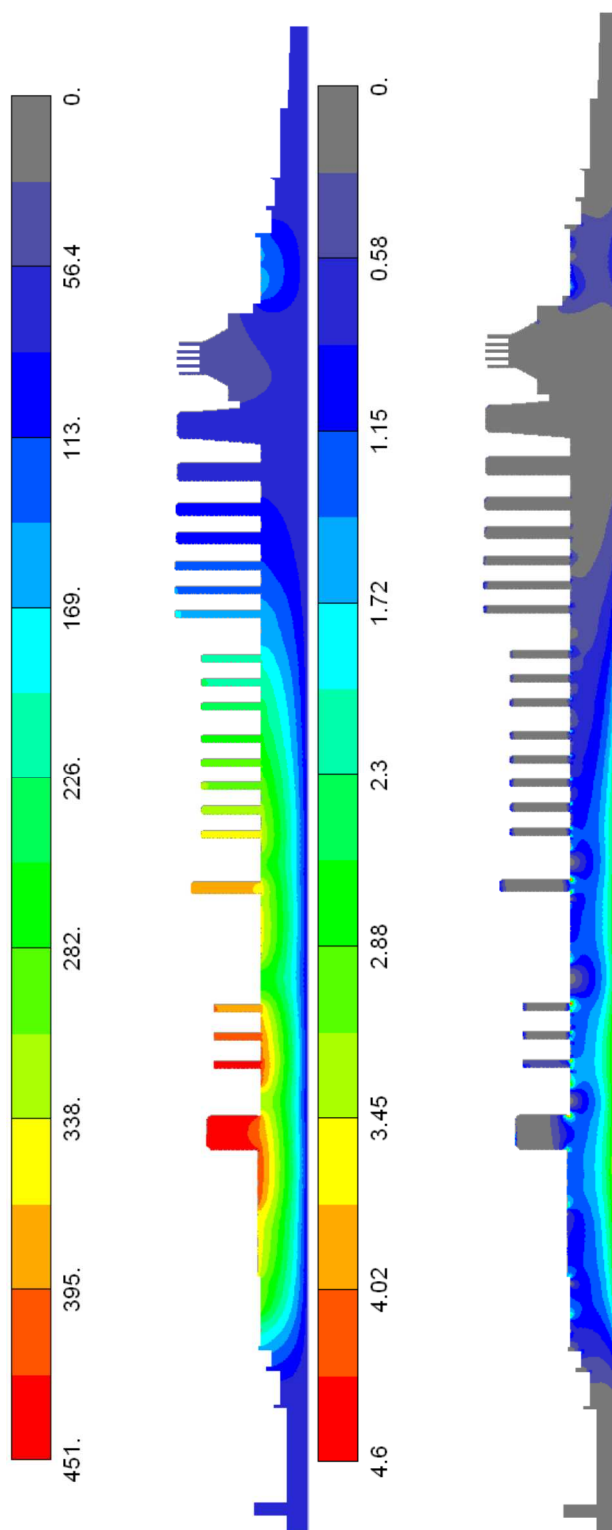
Temperaturno polje, [Slika 43], u proračunskoj točki 3., nakon 4800 sekundi od početka opterećivanja pokazuje potpunu progrijanost diska Curtisovog regulacijskog stupnja i ostalih diskova visokog tlaka. Povišeni temperaturni gradijenti karakteristično su na mjestima prednjih i stražnjih labirintnih brtvi te središnjeg kontrolnog provrta rotora u području ispod Curtisovog regulacijskog stupnja.

Radijalna deformacija, [Slika 44], uslijed temperaturnog polja pokazuje izraženije vrijednosti na vrhovim diskova visokog tlaka, i do 2 mm. Kako su na tom mjestu konstrukcijske radijalne zračnosti između sustava kućište-rotor između 1,1-2,1 mm bilo bi dobro provjeriti radijalne deformacije kućišta radi kontrolnog proračuna zbog mogućnosti dodirivanja između sustava kućište-rotor. Dobiveni rezultati jednako tako mogu poslužiti u cilju smanjivanja zračnosti kod nadbandažnih brtvi na Curtisovom regulacijskom stupnju i stupnjevima visokog tlaka u cilju smanjenja gubitaka prestrujavanja.

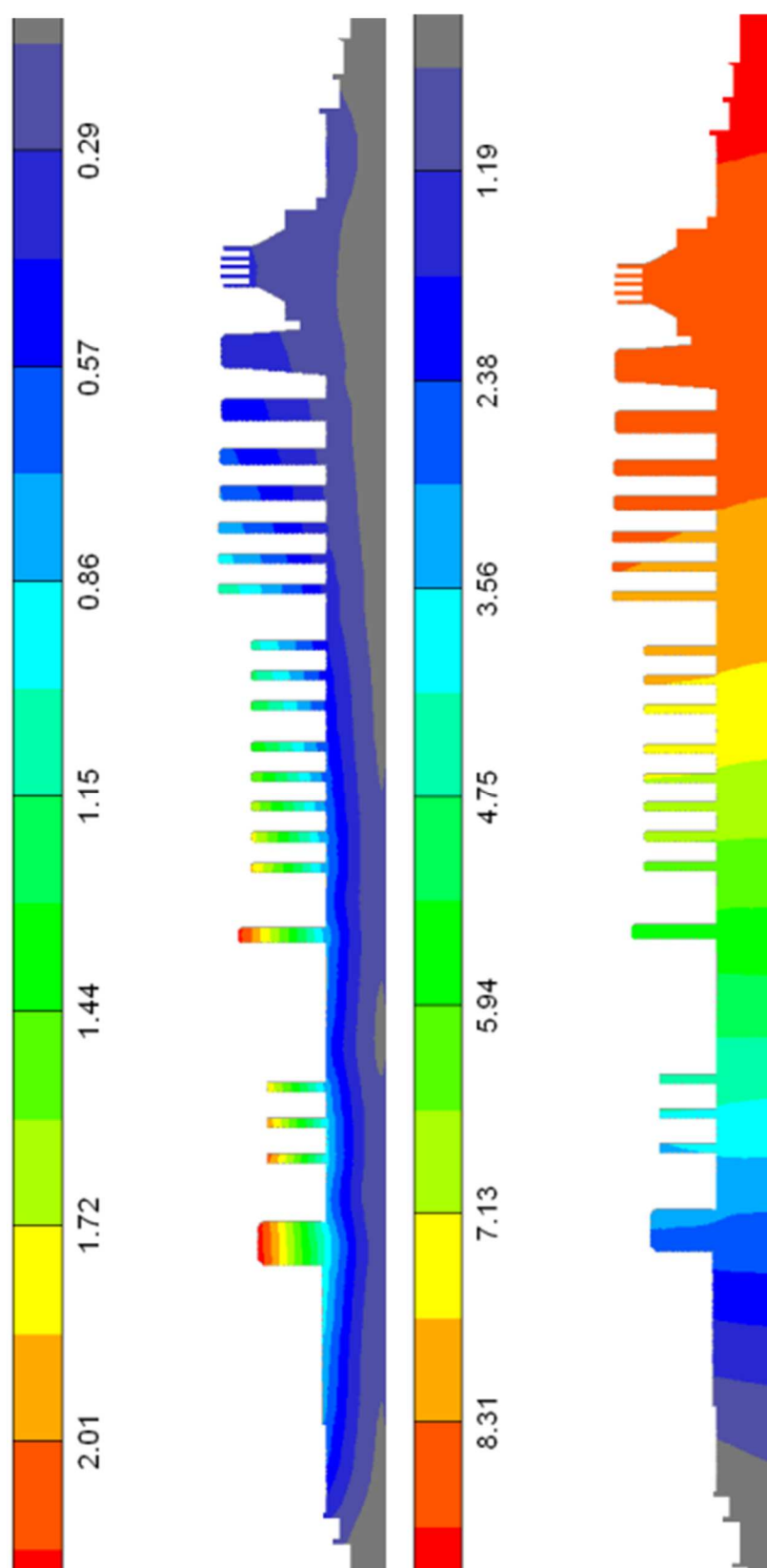
Aksijalne deformacije, [Slika 44], ne pokazuju značajne promjene prema proračunskoj točki 3.

Ekvivalentna naprezanja, [Slika 45], pokazuju najveća naprezanja u području središnjeg kontrolnog provrta koja se prostiru duž provrta sve do 5. stupnja.

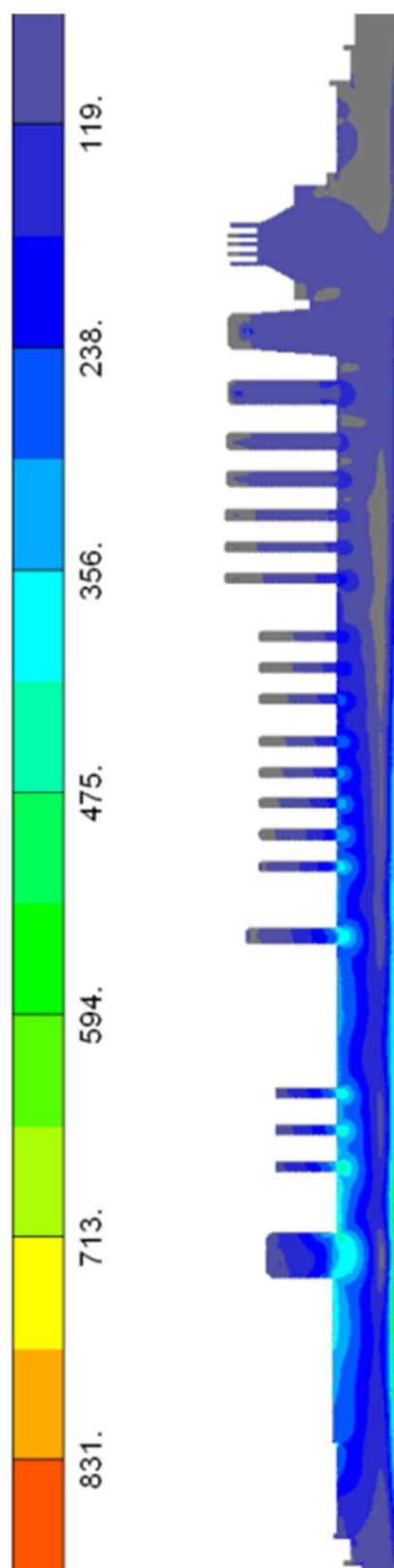
[Slika 46], Detalj rotora d) prikazuje povišena HMH naprezanja u području visokog tlaka i prednje labirintne brtve.



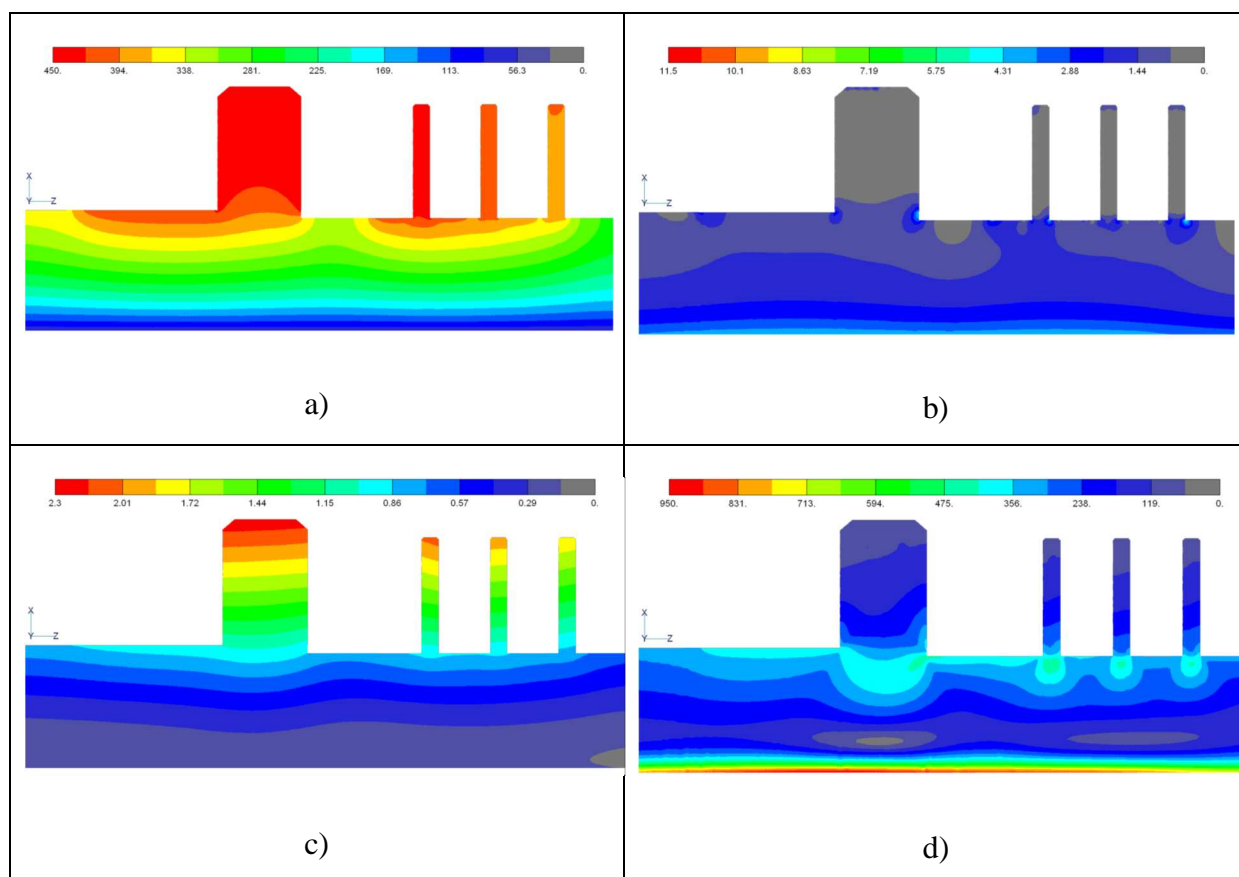
Slika 43. Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i temperaturni gradijenti



Slika 44. Radijalna i aksijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 45. HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 46. Detalj rotora; a) Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b) Ukupni temperaturni gradijent, c) Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d) HMM napreznja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje

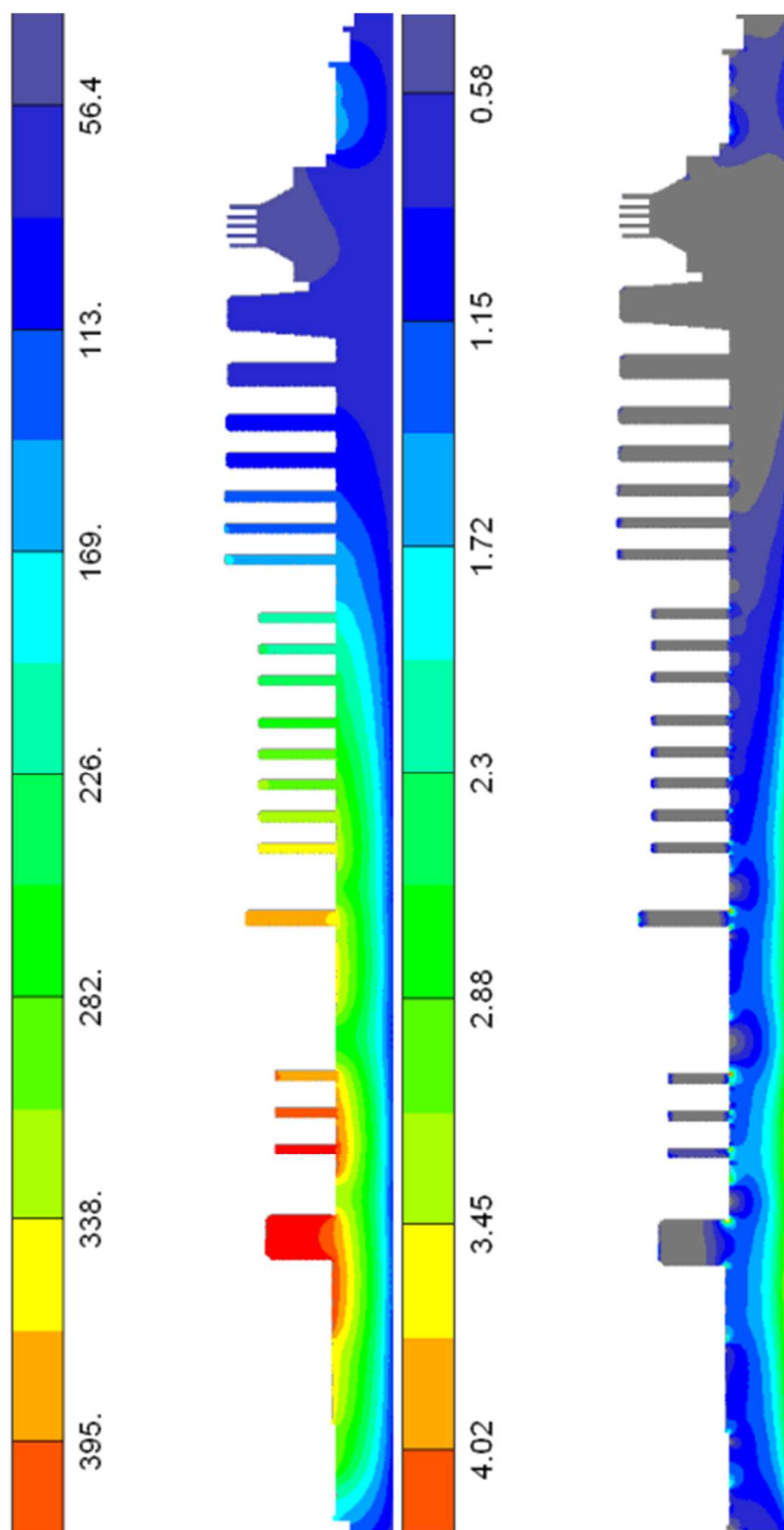
7.5. Proračunska točka 4. (35MW)

Temperaturno polje, [Slika 47], u proračunskoj točki 4., nakon 6000 sekundi od početka opterećivanja, pokazuje potpunu progrijanost diska Curtis kola i ostalih diskova visokog tlaka. Povišeni temperaturni gradijenti karakteristično su na mjestima prednjih i stražnjih labirintnih brtvi te središnjeg kontrolnog provrta rotora u području ispod Curtisovog regulacijskog stupnja.

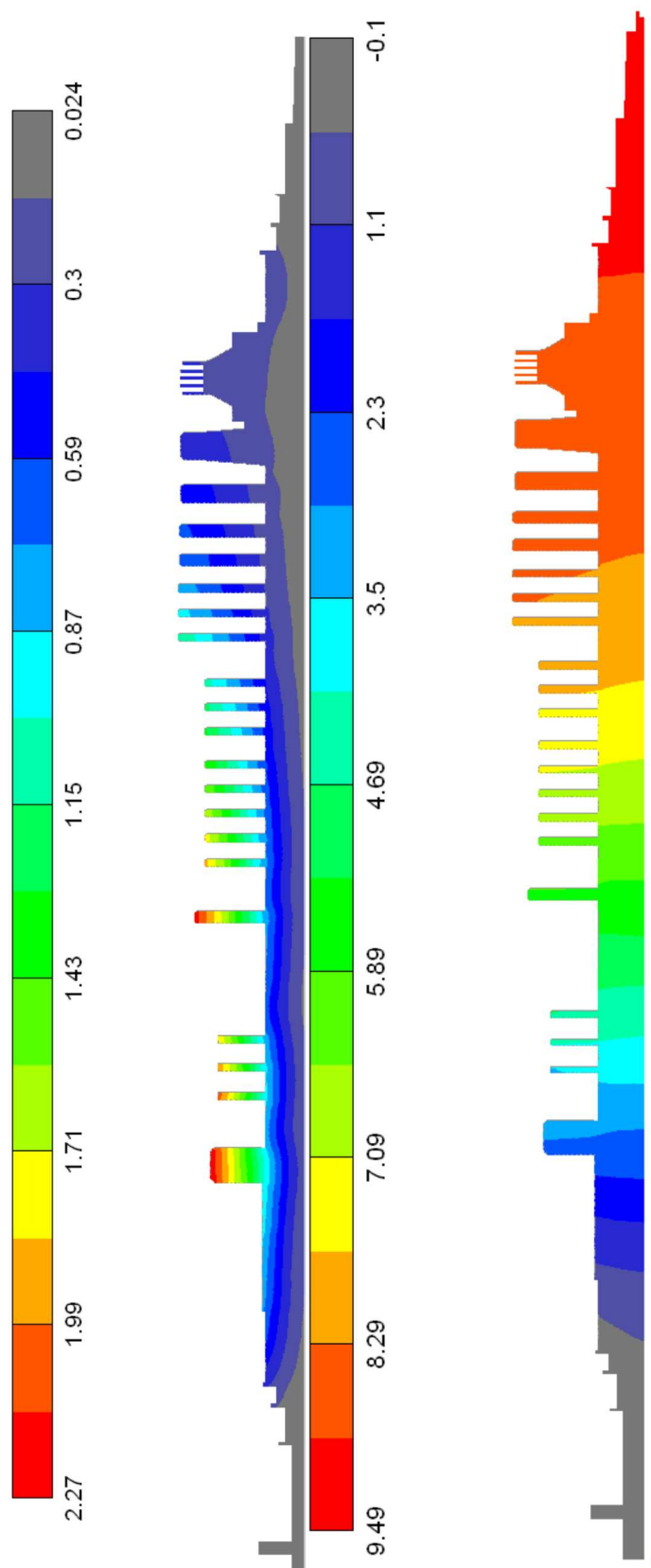
Radijalna deformacija, [Slika 48], uslijed temperaturnog polja pokazuje izraženije vrijednosti na vrhovim diskova visokog tlaka kao i na disku 5. stupnja. Preporuka je provjeriti radijalne deformacije kućišta radi kontrolnog proračuna zbog mogućnosti dodirivanja između sustava kućište-rotor. Dobiveni rezultati jednako tako mogu poslužiti u cilju smanjivanja zračnosti kod nadbandažnih brtvi na Curtis kolu i stupnjevima visokog tlaka u cilju smanjenja gubitaka prestrujavanja.

Aksijalne deformacije, [Slika 48], ukazuju na progrijanost tijela rotora te te njegovo ukupno toplinsko rastezanje reda veličine 9,49 mm.

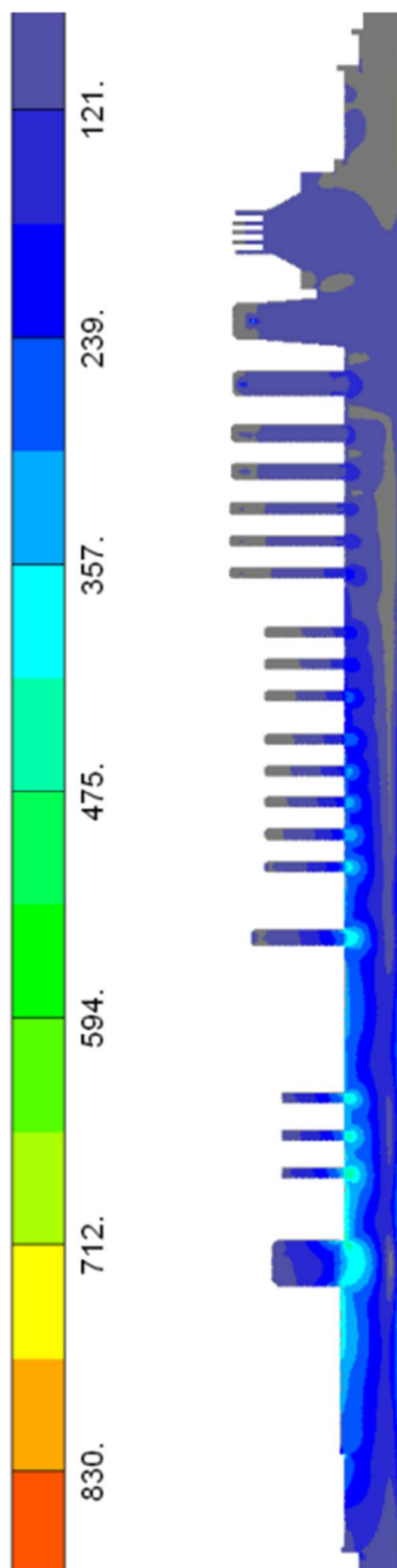
Ekvivalentna naprezanja, [Slika 49], pokazuju najveće vrijednosti u području središnjeg kontrolnog provrta koja se prostiru duž provrta sve do 5. stupnja. Moguće je da postoje mjesta u području provrta ispod Curtis kola koja su blizu ili u granici tečenja, [Slika 50], Detalj rotora d).



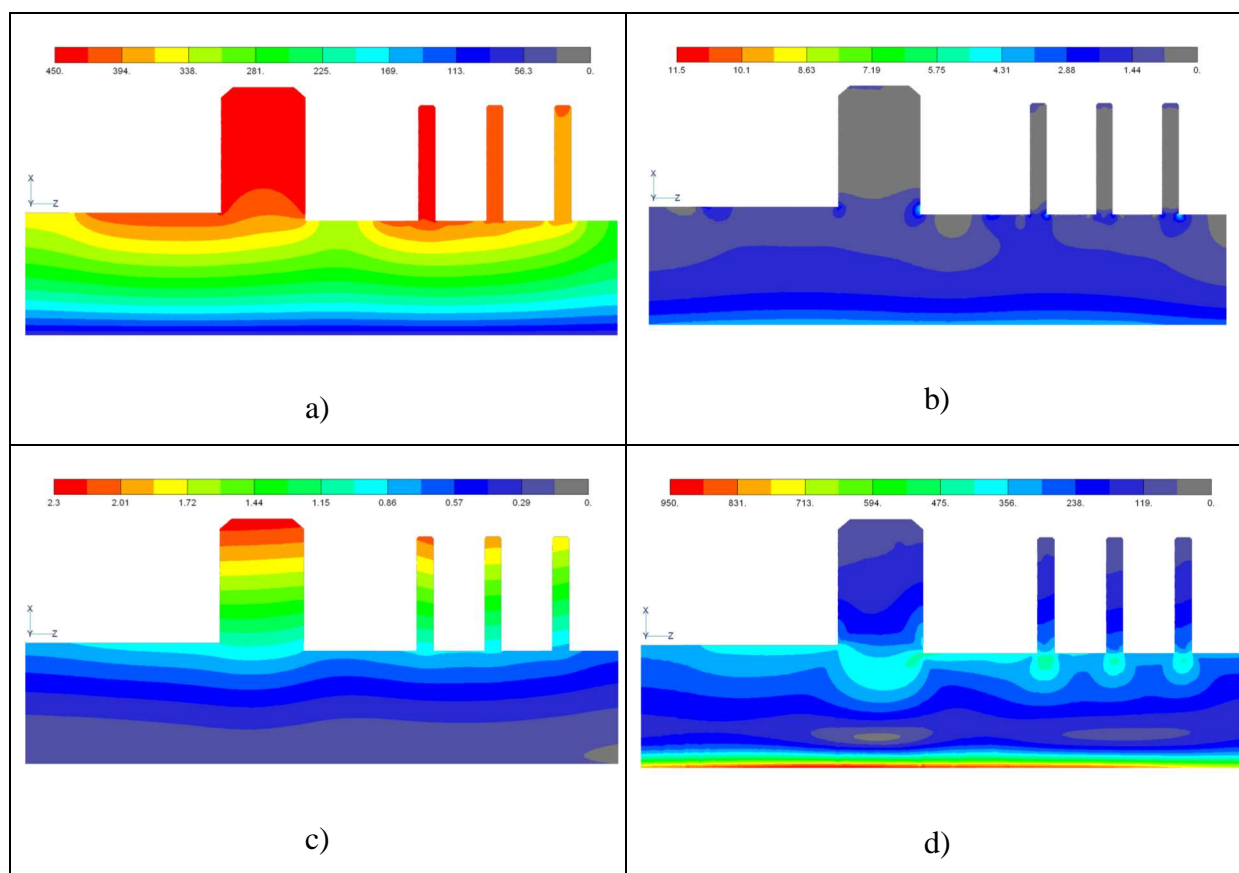
Slika 47. Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$) i ukupni temperaturni gradijent



Slika 48. Radijalna i aksijalna deformacija (mm) uslijed temperaturnog polja i brzine



Slika 49. HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje



Slika 50. Detalj rotora; a)Temperaturno polje ($^{\circ}\text{C}$), b)Ukupni temperaturni gradijent, c)Radijalna deformacija (mm) usljed temperaturnog polja i vrtnje, d)HMH naprezanja (N/mm^2) usljed temperaturnog polja i vrtnje

8. ZAKLJUČAK

Kod današnjih termoenergetskih postrojenja zahtijeva se visoka pogonska elastičnost u vidu brzog strata, zaustavljanja i promjene snage. U takvim uvjetima eksploatacije industrijskih parnih turbina za pogon električnog generatora ili pogon radnog stroja (pumpe, ventilatora ili turbokompresora), izraženi su mehanizmi iscrpljivanja životnog vijeka kroz mehanizme niskocikličkog zamora materijala kritičnih komponenata turboagregata kao što su rotor i kućišta. S druge strane, u stacionarnom režimu rada, kod radnih temperatura iznad 400°C, kako je slučaj u ovom radu, navedene komponente su podvrgnute pojavi puzanja koja ograničava njihov životni vijek. Nakon isteka dvije trećine projektnog životnog vijeka industrijskih turbina postoji potreba da ih se podvrgne postupku proračuna preostalog životnog vijeka obzirom na poznate stvarne režime korištenja u periodu eksploatacije turbine.

Upravo se ovaj magistarski rad bavi problematikom određivanja toplinski-deformabilnog stanja rotora parne turbine koje je nužno da bi se utvrdila mjesta potencijalnih pojava pukotina i provela procjena životnog vijeka. Problematika je sveobuhvatno obrađena kroz sljedeća poglavlja.

Nakon uvodnih razmatranja u uvodnom prvom dijelu, u drugom dijelu *Radni uvjeti industrijskih parnih turbina* opisani su radni uvjeti kroz sljedeće točke:

- a) upuštanje industrijske parne turbine u rad iz hladnog i toplog stanja;
- b) promjena opterećenja industrijske parne turbine;
- c) stacionarni rad industrijske parne turbine;
- d) zaustavljanje industrijske parne turbine.

Također su prikazani i zahtjevi na konstrukcijske dijelove turbine s obzirom na životni vijek i zahvati pri održavanju u smislu produljenja životnog vijeka.

U trećem dijelu *Metode analize* prikazane su same metode analize za predmetnu problematiku te je prikazan algoritam numeričke analize koja je odabrana kao koncept za analizu objekta ovoga rada kroz sljedeće korake:

- a) modeliranje objekta ili predprocesiranje;
- b) rješavanje fizikalnog problema ili procesiranje (rješavanje sustava algebarskih jednažbi);
- c) vrednovanje dobivenih rezultata analize ili postprocesiranje.

Definiran je i objekt analize; kondenzacijska, industrijska parna turbina akcijskog tipa, jednokućišne izvedbe s jednim reguliranim oduzimanjem pare za industrijske potrebe i namijenjena je za pogon električnog generatora. Efektivna snaga turbine je 35 MW, domaće je proizvodnje (bivša „Jugoturbina“ – Karlovac), a instalirana je u petrokemijskom postrojenju u Hrvatskoj.

U četvrtom dijelu *Rješavanje zadatka provođenja topline primjenom numeričke analize* prikazani su osnovni zakoni provođenja topline i njihova primjena kroz formulaciju metode konačnih elemenata.

U petom dijelu *Termodinamički i aerodinamički proračun turbine nominalnog režima, te promjenjivog režima kao podloga za definiranje toplinskih rubnih uvjeta* dan je algoritam termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna parne turbine kako je to uobičajeno kod konstrukcije parnih turbina. Termodinamički proračun je proveden za nominalni režim rada turbine, a nakon toga je izvršeno preračunavanje dobivenih rezultata za sve izvanprojektne režime pogona s različitim protocima pare.

U šestom dijelu *Prijelaz topline na rotoru parne turbine* opisane su specifičnosti prijelaza topline na rotoru parnih turbina te su za specifične situacije (rotorske lopatice, diskovi i brtve) predstavljene korelacije za proračun koeficijenata prijelaza topline, tj. potrebnih toplinskih rubnih uvjeta o čijoj točnosti zavisi proračun toplinsko-napregnutog stanja rotora.

Zadavanje rubnih vrijednosti temperature radnog fluida i koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na opstrujanim površinama kod uvjeta III. reda provodi se na temelju proračuna temperaturnog i hidrauličkog graničnog sloja ili poopćenih korelacija oblika:

$$Nu = c Re^n Pr^m (Gr Pr)^k \left(\frac{T_f}{T_s} \right)^i$$

gdje su *Nu*, *Re*, *Pr*, *Gr*- Nusseltova, Reynoldsova, Prandtlova i Grashofova bezdimenzijska značajka (broj); *c*, *m*, *n*, *k*, *i*- koeficijenti i eksponenti, koji zavise o geometriji i režimu strujanja; *f*, *s*- indeksi, koji označavaju fluid odn. krutu stijenuku.

Sistematizirano su prikazane u literaturi dostupne korelacije [23] za :

- a) Prijelaz topline u rešetkama lopatica
- b) Prijelaz topline na diskovima rotora
- c) Prijelaz topline u labirintnim brtvama

Rezultati proračuna toplinskih rubnih uvjeta korištenjem prikazanih korelacija provedeni su za nominalni radni režim te točke vanprojektnog radnog režima.

U šetom dijelu *Analiza rezultata proračuna* provedena je analiza toplinskih i mehaničkih naprezanja na rotoru parne turbine za nominalni radni režim te točke vanprojektnog radnog režima korištenjem namjenskog programa koji se temelji na metodi konačnih elemenata. Prikazi korišteni u analizi su:

- a) Temperaturno polje i temperaturni gradijenti;
- b) Radijalna i aksijalna deformacija usljed temperaturnog polja i vrtnje;
- c) HMH naprezanja usljed temperaturnog polja i vrtnje.

Dobiveni rezultati analize o toplinski–napregnutom stanju rotora turbine tijekom promjenjivog režima rada pokazali su sljedeće:

- a) Termodinamički i aerodinamički proračun uz zadavanje početnih i proračun rubnih uvjeta korištenjem prikazanih korelacija pokazuju podudarnost s podacima iz eksploatacije analiziranog rotora;
- b) Dostupne su informacije o mjestima s izraženim naprezanjima: područje Curtisovog regulacijskog stupnja, viskotlačnog dijela turbine, područje rotora na mjestu prednjeg sloga vanjske labirintne brtve, područje središnjeg kontrolnog provrta rotora ispod Curtisovog regulacijskog stupnja;

- c) Navedena mjesta s izraženim naprezanjima trebaju biti podvrgnuta prikladnim metodama kontrole bez razaranja tijekom aktivnosti povezanih s održavanjem rotora;
- d) Postojeća konstrukcija rotora može se ocijeniti kao zadovoljavajuća sa stanovišta toplinski-napregnutog stanja.

Na postojećem objektu i iznesenom problemu toplinski-napregnutog rotora prikazan je cijeloviti postupak proračuna i postupak numeričkog rješavanja matematičkog modela. Sistematizirane su sve radnje koje je potrebno provesti da bi se uspješno definirao problem i odredilo njegovo rješenje. Postupak proračuna proveden na rotoru parne turbine može se primijeniti i na ostale komponente parne turbine (npr. kućište), a također i na komponente plinske turbine.

Temeljem dobivenih rezultata provedenog numeričkog proračuna toplinskih i mehaničkih naprezanja u nestacionarnim (promjenjivim) režimima rada koji se pojavljuju u radnom životnom vijeku industrijske parne turbine, analizirani utjecaji takovog radnog režima na temperaturna polja i naprezanja u rotoru daju mogućnost procjene prihvatljivosti postojeće konstrukcije rotora parne turbine.

Rezultati analize utjecaja promjenjivih režima na temperaturna polja i naprezanja rotora daju smjernice i podloge za proračuna preostalog životnog vijeka te izradu tehnoekonomske analize za eventualne promjene režima rada, određivanje novih intervala između remonata ili uvođenje specifičnih ispitivanja materijala, čime se postiže veća pouzdanost i sigurnost u eksploataciji turbine i produljenje životnog vijeka njenih vitalnih komponenti.

9. PRILOG

9.1. Rezultati uz poglavlje 5.1.3. Termodinamički i aerodinamički proračun nominalnog (projektnog) režima (Točka 4.)

Tablica 20. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja

	A	B	C	D	E
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
1	Brzina vrtnje	n	[min ⁻¹]	3000	Polazni podatak
2	Stanje pare na ulazu:				
3	-Entalpija	h ₀₀	[kJ/kg]	3439.15	Polazni podatak
4	-Temperatura	t ₀₀	[°C]	535.95	Polazni podatak
5	-Tlak ispred reg. ventila	p' ₀₀	[bar]	125.6	Polazni podatak
6	Prigušenje	-	[-]	0.95	Odabrano
7	-Tlak poslije reg. ventila	p ₀₀	[bar]	119.32	
8	-Entropija poslije reg. ventila	s ₀₀	[kJ/kgK]	6.606	"WSP.exe"
9	-Spec.volumen poslije reg. ventila	v ₀₀	[m ³ /kg]	0.0282944	"WSP.exe"
10	Srednji promjer	d _{sr}	[mm]	900	Polazni podatak
11	Obodna brzina	U	[m/s]	141.37167	
12	Karakteristika stupnja	U/c _{1t}	[-]	0.21806	
13	Teoretska brzina na izlazu iz stupnja	c _{1t}	[m/s]	615.04097	
14	Izentropski toplinski pad	Δh _{is}	[kJ/kg]	210.153	
15	Izentropska entalpija na izlazu	h _{zlis}	[kJ/kg]	3229.00	
16	Kutevi profila pojedinih rešetki:				
17	-Sapnice	α ₁	[°]	13.01	Polazni podatak
18	-Prva rotorska rešetka	β ₂	[°]	17.45	Polazni podatak
19	-Skretne lopatice	α ₃	[°]	21.02	Polazni podatak
20	-Druga rotorska rešetka	β ₄	[°]	29.50507	Polazni podatak
21	Koeficijent brzine sapnica	φ _{SAP}	[-]	0.95968	Literatura
22	Stvarna brzina na izlazu iz sapnica	c ₁	[m/s]	590.24461	
23	Rel. brzina na ulazu u 1. rotor	w ₁	[m/s]	453.76233	
24	Kut relativne brzine na ulazu u 1. rotor	β ₁	[°]	17.28748	
25	Koeficijent rel. brzine	ψ _{R1}	[-]	0.90778	Literatura
26	Rel. brzina na izlazu iz 1. rotora	w ₂	[m/s]	420.24063	
27	Apsolutna brzina na ulazu u skretne lopatice	c ₂	[m/s]	288.50671	
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
28	Kut aps. brzine na ulazu u skretne lopatice	α ₂	[°]	25.89972	
29	Koeficijent brzine skr. lopatica	φ _{SL}	[-]	0.90764	Literatura
30	Aps. brzina na izlazu iz skr. lopatica	c ₃	[m/s]	293.05943	
31	Rel. brzina na ulazu u 2. rotor	w ₃	[m/s]	168.88787	
32	Kut relativne brzine na ulazu u 2. rotor	β ₃	[°]	38.49282	
33	Koeficijent rel. brzine	ψ _{R2}	[-]	0.92715	Literatura
34	Rel. brzina na izlazu iz 2. rotora	w ₄	[m/s]	188.03691	
35	Apsolutna brzina na izlazu iz 2. rotora	c ₄	[m/s]	95.25047	
36	Kut aps. na izlazu iz 2. rotora	α ₄	[°]	76.47318	
37	Gubitak u sapnicama	Δh _{q,SAP}	[kJ/kg]	14.94335	
38	Gubitak u 1. rotoru	Δh _{q,R1}	[kJ/kg]	18.8521	
39	Gubitak u skretnim lopaticama	Δh _{q,SL}	[kJ/kg]	9.18379	
40	Gubitak u 2. rotoru	Δh _{q,R2}	[kJ/kg]	2.88721	
41	Iskoristivost na obodu kola	η _u	[-]	0.76016	
42	Gubitak uslijed trenja diska	ζ _{tr}	[kJ/kg]	0.2942142	
43	Gubitak na krajevima segmenata sapnica	ζ _{seq}	[kJ/kg]	3.1102644	
44	Gubitak regulacionog kola uslijed parcijalnosti	ζ _{parc}	[kJ/kg]	3.992907	
45	Unutarnja iskoristivost reg. stupnja	η _i	[-]	0.72533	
46	Iskorišteni toplinski pad reg. stupnja	Δh _i	[kJ/kg]	152.42994	
47	Unutarnji gubitci reg. stupnja	Δh _q	[kJ/kg]	57.72272	
48	Stanje pare na izlazu iz reg. stupnja:				
49	-Entalpija	h _{z1}	[kJ/kg]	3286.72	
50	-Tlak	p _{z1}	[bar]	61.38663	"WSP.exe"
51	-Temperatura	t _{z1}	[°C]	444.272	"WSP.exe"
52	-Specif.volumen	v _{z1}	[m ³ /kg]	0.0503	"WSP.exe"
53	-Entropija	s _{z1}	[kJ/kgK]	6.689	"WSP.exe"
54	Srednja relativna brzina za 1. rotor	w _{sr}	[m/s]	437.00148	
55	Srednja relativna brzina za 2. rotor	w _{sr}	[m/s]	178.46239	

Tablica 21. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	-Ulazna entalpija	h_{00}	3286.72	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09
3	-Ulazni tlak	P_{00}	61.3866	54.2900	47.8148	40.0923	33.2061	28.0661	23.6020	19.7380	16.4040	13.5380
4	-Ulazna entropija	s_{00}	6.6890	6.6993	6.7091	6.7387	6.7648	6.7830	6.7989	6.8141	6.8287	6.8429
5	-Ulazni spec. volumen	v_{00}	0.0503	0.0557	0.0619	0.0721	0.0846	0.0973	0.1122	0.1299	0.15098	0.1768
6	Korijeni promjer	d_k	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00
7	Visina statorske lopatice	l_1	23.30	26.10	28.70	17.00	12.80	15.10	17.60	20.80	25.00	29.30
8	Srednji promjer	d_s	835.00	837.80	840.40	1000.00	912.80	915.10	917.60	920.80	925.00	929.30
9	Obočna brzina	U	131.16	131.60	132.01	157.08	143.38	143.74	144.14	144.64	145.30	145.97
10	Izlazni kut statorskih lopatica	α_s	12.20	12.17	12.16	11.55	12.49	12.33	12.30	12.17	12.11	12.18
11	Reaktivnost	R	4.78	5.31	5.79	6.00	2.46	2.88	3.34	3.91	4.64	5.37
12	Karakteristika stupnja	U/c_1	0.4767	0.4780	0.4793	0.4810	0.4709	0.4720	0.4730	0.4745	0.4764	0.4780
13	Fiktivna brzina	c_1	275.1408	275.2981	275.4497	326.5573	304.4582	304.5635	304.7201	304.7975	305.0193	305.3802
14	Idealni toplinski pad	Δh_{0s}	37.8512	37.8945	37.9363	53.3198	46.3474	46.3795	46.4272	46.4508	46.5184	46.6285
15	Idealna izlazna entalpija	h_{02}	3248.87	3218.16	3186.93	3140.00	3110.3700	3075.2600	3038.4200	3000.8100	2962.4600	2923.4600
16	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_{1t}	268.4809	267.8895	267.3550	316.6090	300.6870	300.1388	299.5923	298.7837	297.8601	297.0669
17	Stvar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	255.4585	255.6386	255.9652	299.2979	280.4349	283.3782	284.3403	284.9358	285.3047	285.4474
18	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	w_1	130.2390	129.9863	129.9282	148.7592	143.8266	146.2123	146.7630	146.7483	146.4511	146.0459
19	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_1	24.48	24.49	24.52	23.75	24.94	24.46	24.38	24.16	24.13	24.36
20	Izlazni kut rotorskih lopatica	β_2	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77	18.66	18.64
21	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_{2t}	143.4667	144.6398	145.8601	168.9014	151.5526	155.0924	156.9655	158.6344	160.5119	162.2891
22	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	129.7741	132.3926	133.9216	148.1864	135.4427	142.2842	144.7909	147.1019	149.5928	151.8186
23	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	c_2	42.9469	43.0258	43.3313	43.2165	45.2461	44.6769	44.8767	45.1499	48.0046	48.5677
24	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	78.71	81.66	83.13	70.17	70.64	78.98	81.70	84.01	85.55	87.32
25	Gubitak u statorskim lopaticama	Δh_{0s}	3.4115	3.2069	2.9803	5.3310	5.8845	4.8901	4.4531	4.0416	3.6609	3.3843
26	Gubitak u rotorskim lopaticama	Δh_{0R}	1.8707	1.6965	1.6701	3.2842	2.3117	1.9044	1.8369	1.7630	1.6930	1.6444
27	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	η_r	83.6085	84.6181	85.2670	82.0910	80.1072	83.1984	84.2831	85.3095	86.0138	86.6861
28	Gubitak zbog trenja diska	ζ_{tr}	0.01171	0.01060	0.00975	0.02083	0.02194	0.01900	0.01650	0.01430	0.01214	0.01046
29	Gubitak propušta kroz međustepenu brtvu	ζ_v	0.01401	0.01261	0.01149	0.01077	0.02228	0.01956	0.01691	0.01452	0.01212	0.01029
30	Promjer međustepene brtve	D_0	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
31	Zazor brtve	σ_0	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
32	Broj šljaka međustepene brtve	z	9	9	9	52	9	9	9	9	9	9
33	Gubitak uslijed vlažnosti	ζ_{vl}	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
34	Suhoća prije stupnja	x_0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35	Suhoća poslije stupnja	x_2	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
36	Unutarnja iskoristivost stupnja	η	0.8104	0.8230	0.8314	0.6864	0.7569	0.7934	0.8094	0.8243	0.8359	0.8461
37	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_1	30.6735	31.1862	31.54162	36.60072	35.0782	36.7984	37.5793	38.2884	38.8835	39.4531
38	Unutarnji gubici u stupnju	Δh_0	7.1777	6.7083	6.3947	16.7191	11.2692	9.5810	8.8479	8.1624	7.6349	7.1754
39	Stvarna izlazna entalpija	h_{02}	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09	2930.64

Tablica 22. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1		i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Kondenzator
2	Stupanj	h_{00}	2930.64	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96
3	-Ulazna entalpija	P_{00}	11.0850	9.0008	7.2371	5.0109	3.2350	2.0281	1.2318	0.7258	0.4033	0.1938	0.0798
4	-Ulazni tlak	s_{00}	6.8568	6.8704	6.8838	6.9059	6.9369	6.9738	7.0173	7.0654	7.1210	7.2055	7.3055
5	-Ulazna entropija	v_{00}	0.2073	0.2450	0.2917	0.3912	0.5612	0.8511	1.3300	2.1398	3.6368	7.0871	15.5970
6	-Ulazni spec.volumen	d_k	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	
7	Korijeni promjer	l_1	34.80	42.60	45.20	51.90	60.50	80.00	109.50	165.80	238.00	378.40	
8	Visina statorske lopatice	d_{sr}	934.80	942.60	1145.20	1151.90	1160.50	1180.00	1209.50	1265.80	1338.00	1478.40	
9	Srednji promjer	U	146.84	148.06	179.89	180.94	182.29	185.35	189.99	198.83	210.17	232.23	
10	Obodna brzina	α_1	12.09	12.21	18.59	25.23	25.41	25.78	25.26	26.61	32.73	34.45	
11	Izlazni kut statorskih lopatica	R	6.28	7.52	6.63	7.50	8.58	10.88	14.01	19.08	24.25	31.54	
12	Reaktivnost	U/c_1	0.4804	0.4834	0.4664	0.4472	0.4491	0.4535	0.4634	0.4733	0.4623	0.4812	
13	Karakteristika stupnja	c_1	305.6439	306.3224	385.6957	404.6355	405.8961	408.7446	409.9814	420.1316	454.6105	482.6449	
14	Fiktivna brzina	Δh_{1s}	46.7091	46.9167	74.3806	81.8650	82.3758	83.5361	84.0424	88.2553	103.3354	116.4731	
15	Idealni toplinski pad	h_{10}	2883.9300	2843.7800	2775.7600	2703.6000	2633.8900	2564.9100	2497.3600	2426.6100	2342.6800	2254.3100	
16	Idealna izlazna entalpija	c_{11}	295.8910	294.5749	372.6842	389.1624	388.0952	385.8772	380.1734	377.9342	395.6608	399.3421	
17	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	285.1409	284.6700	361.7722	377.7554	376.8082	374.5803	370.0133	368.2734	386.0793	389.8714	
18	Stvar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	144.8622	143.4191	199.6745	227.5477	226.1107	222.7702	214.1297	210.3004	238.1292	237.9348	
19	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	β_1	24.35	24.83	35.27	45.04	45.65	46.99	47.51	51.67	61.23	67.97	
20	Izlazni kut rotorskih lopatica	β_2	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43	
21	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_{2t}	163.8662	166.2170	223.0191	253.1017	255.4601	260.3796	263.4472	279.1103	326.8467	360.6729	
22	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	153.8359	156.5949	212.0700	240.1264	242.3188	247.1772	250.5962	265.3739	311.0099	343.7500	
23	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	c_2	49.3802	50.1995	74.1915	93.0449	104.6413	109.7029	111.6577	112.3218	149.1322	142.8491	
24	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	88.50	89.87	73.89	61.12	67.60	68.89	70.55	66.14	61.63	49.54	
25	Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{0,s}$	3.1231	2.8687	4.0072	4.3741	4.3167	4.2954	3.8110	3.6045	3.7451	3.7372	
26	Gubitak u rotorskim lopaticama	$\Delta h_{0,r}$	1.5932	1.5531	2.2332	3.1999	3.2708	3.3505	3.3030	3.7396	5.0508	5.9605	
27	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	η_b	87.2928	87.8898	87.9100	85.4601	84.1428	83.6439	84.1179	84.5310	80.7267	82.9140	
28	Gubitak zbog trenja diska	ζ_{st}	0.00906	0.00752	0.00514	0.00297	0.00258	0.00201	0.00164	0.00115	0.00065	0.00049	
29	Gubitak propušta.kroz međustepenu brtvu	ζ_v	0.00871	0.00702	0.00441	0.00277	0.00231	0.00168	0.00123	0.00074	0.00039	0.00045	
30	Promjer međustepene brtve	D_b	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	698.40	
31	Zazor brtve	σ_b	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.80	
32	Broj šiljaka međustepene brtve	z	9	9	6	6	6	6	6	6	6	6	
33	Gubitak uslijed vlažnosti	ζ_M	0.00	0.00	0.00	0.0036	0.0079	0.0302	0.0408	0.0633	0.0781	0.0983	
34	Suhoca prije stupnja	x_0	1.00	1.00	1.00	1.00	0.9944	0.9734	0.9541	0.9359	0.8996	0.9179	
35	Suhoca poslije stupnja	x_2	1.00	1.00	1.00	0.9885	0.9668	0.9468	0.9283	0.9095	0.8876	0.8661	
36	Unutarnja iskoristivost stupnja	η	0.8552	0.8644	0.8696	0.8453	0.8234	0.8026	0.7917	0.7801	0.7281	0.7299	
37	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_i	39.9437	40.5528	64.6782	69.1983	67.8241	67.0456	66.5325	68.8461	75.2383	85.0163	
38	Unutarnji gubici u stupnju	Δh_o	6.7654	6.3639	9.7024	12.6666	14.5518	16.4905	17.5099	19.4092	28.0971	31.4568	
39	Svarna izlazna entalpija	h_{02}	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.76	

9.2. Rezultati uz poglavlje 5.4.1. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektnog režima rada (Točka 1.)

Tablica 23. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja

	A	B	C	D	E
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
1	Brzina vrtnje	n	[min^{-1}]	3000	Polazni podatak
2	Stanje pare na ulazu:				
3	-Entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	3439.15	Polazni podatak
4	-Temperatura	t_{00}	[°C]	535.95	Polazni podatak
5	-Tlak ispred reg. ventila	p'_{00}	[bar]	125.6	Polazni podatak
6	Prigušenje	-	[-]	0.95	Odabrano
7	-Tlak poslije reg. ventila	p_{00}	[bar]	119.32	
8	-Entropija poslije reg. ventila	S_{00}	[kJ/kgK]	6.606	"WSP.exe"
9	-Spec.volumen poslije reg. ventila	V_{00}	[m^3/kg]	0.0282944	"WSP.exe"
10	Srednji promjer	d_{sr}	[mm]	900	Polazni podatak
11	Obodna brzina	U	[m/s]	141.37167	
12	Karakteristika stupnja	U/c_{1t}	[-]	0.21806	
13	Teoretska brzina na izlazu iz stupnja	c_{1t}	[m/s]	615.04097	
14	Izentropski toplinski pad	Δh_{is}	[kJ/kg]	210.153	
15	Izentropska entalpija na izlazu	h_{izlis}	[kJ/kg]	3229.00	
16	Kutevi profila pojedinih rešetki:				
17	-Sapnice	α_1	[°]	13.01	Polazni podatak
18	-Prva rotorska rešetka	β_2	[°]	17.45	Polazni podatak
19	-Skretne lopatice	α_3	[°]	21.02	Polazni podatak
20	-Druga rotorska rešetka	β_4	[°]	29.50507	Polazni podatak
21	Koeficijent brzine sapnica	ϕ_{SAP}	[-]	0.95968	Literatura
22	Stvarna brzina na izlazu iz sapnica	c_1	[m/s]	94.4391376	
23	Rel. brzina na ulazu u 1. rotor	w_1	[m/s]	53.74088607	
24	Kut relativne brzine na ulazu u 1. rotor	β_1	[°]	23.30380492	
25	Koeficijent rel. brzine	Ψ_{R1}	[-]	0.90778	Literatura
26	Rel. brzina na izlazu iz 1. rotora	w_2	[m/s]	96.47358153	
27	Apsolutna brzina na ulazu u skretne lopatice	c_2	[m/s]	57.19410087	
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
28	Kut aps. brzine na ulazu u skretne lopatice	α_2	[°]	30.38573331	
29	Koeficijent brzine skr. lopatica	ϕ_{SL}	[-]	0.90764	Literatura
30	Aps. brzina na izlazu iz skr. lopatica	c_3	[m/s]	141.4476647	
31	Rel. brzina na ulazu u 2. rotor	w_3	[m/s]	51.58831813	
32	Kut relativne brzine na ulazu u 2. rotor	β_3	[°]	79.57298638	
33	Koeficijent rel. brzine	Ψ_{R2}	[-]	0.92715	Literatura
34	Rel. brzina na izlazu iz 2. rotora	w_4	[m/s]	114.5716382	
35	Apsolutna brzina na izlazu iz 2. rotora	c_4	[m/s]	70.13842461	
36	Kut aps. na izlazu iz 2. rotora	α_4	[°]	53.56231841	
37	Gubitak u sapnicama	$\Delta h_{q,SAP}$	[kJ/kg]	14.94335	
38	Gubitak u 1. rotoru	$\Delta h_{q,R1}$	[kJ/kg]	18.8521	
39	Gubitak u skretnim lopaticama	$\Delta h_{q,SL}$	[kJ/kg]	9.18379	
40	Gubitak u 2. rotoru	$\Delta h_{q,R2}$	[kJ/kg]	2.88721	
41	Iskoristivost na obodu kola	η_u	[-]	0.76016	
42	Gubitak uslijed trenja diska	ζ_{tr}	[kJ/kg]	0.2942142	
43	Gubitak na krajevima segmenata sapnica	ζ_{seq}	[kJ/kg]	3.1102644	
44	Gubitak regulacionog kola uslijed parcijalnosti	ζ_{parc}	[kJ/kg]	3.992907	
45	Unutarnja iskoristivost reg. stupnja	η_i	[-]	0.72533	
46	Iskorišteni toplinski pad reg. stupnja	Δh_i	[kJ/kg]	152.42994	
47	Unutarnji gubici reg. stupnja	Δh_q	[kJ/kg]	57.72272	
48	Stanje pare na izlazu iz reg. stupnja:				
49	-Entalpija	h_{izl}	[kJ/kg]	3286.72	
50	-Tlak	p_{izl}	[bar]	61.38663	"WSP.exe"
51	-Temperatura	t_{izl}	[°C]	444.272	"WSP.exe"
52	-Specif.volumen	V_{izl}	[m^3/kg]	0.0503	"WSP.exe"
53	-Entropija	S_{izl}	[kJ/kgK]	6.689	"WSP.exe"
54	Srednja relativna brzina za 1. rotor	w_{sr}	[m/s]	75.1072338	
55	Srednja relativna brzina za 2. rotor	w_{sr}	[m/s]	83.07997816	

Tablica 24. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1		i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	Stupanj	h_{00}	[kJ/kg]	3286.72	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09
3	- Ulazna entalpija	P_{00}	[bar]	61.3866	54.2900	47.8148	40.0923	33.2061	28.0661	23.6020	19.7380	16.4040	13.5380
4	- Ulazni tlak	s_{00}	[kJ/kgK]	6.8890	6.6993	6.7091	6.7387	6.7648	6.7830	6.7989	6.8141	6.8287	6.8429
5	- Ulazna entropija	v_{00}	[m ³ /kg]	0.0503	0.0557	0.0619	0.0721	0.0846	0.0973	0.1122	0.1299	0.15098	0.1768
6	- Ulazni spec. volumen	d_k	[mm]	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00
7	Korjereni statorke lopatice	l_1	[mm]	23.30	26.10	28.70	17.00	12.80	15.10	17.60	20.80	25.00	29.30
8	Visina statorske lopatice	d_{sl}	[mm]	835.00	837.80	840.40	1000.00	912.80	915.10	917.60	920.80	925.00	929.30
9	Srednji promjer	U	[m/s]	131.16	131.60	132.01	157.08	143.38	143.74	144.14	144.64	145.30	145.97
10	Obodna brzina	α_i	[°]	12.20	12.17	12.16	11.55	12.49	12.33	12.30	12.17	12.11	12.18
11	Izlazni kut statorskih lopatica	R	[°]	4.78	5.31	5.79	6.00	2.46	2.88	3.34	3.91	4.64	5.37
12	Reaktivnost	U/c_1	[-]	0.4767	0.4780	0.4793	0.4810	0.4709	0.4720	0.4730	0.4745	0.4764	0.4780
13	Karakteristika stupnja	c_1	[m/s]	275.1408	275.2981	275.4497	326.5573	304.4582	304.5635	304.7201	304.7975	305.0193	305.3802
14	Fikivna brzina	Δh_{1s}	[kJ/kg]	37.8512	37.8945	37.9363	53.3198	46.3474	46.3795	46.4272	46.4508	46.5184	46.6285
15	Idealni toplinski pad	h'_{02}	[kJ/kg]	3248.87	3218.16	3186.93	3140.00	3110.3700	3075.2600	3038.4200	3000.8100	2962.4600	2923.4600
16	Idealna izlazna entalpija	c_{11}	[m/s]	268.4809	267.8895	267.3550	316.6090	300.6870	300.1388	299.5923	298.7837	297.8601	297.0669
17	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	[m/s]	40.8734	40.9022	40.9544	74.8245	70.1087	70.8445	71.0851	71.2340	71.3262	71.3619
18	Svar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	[m/s]	91.6185	92.0224	92.3779	85.0983	76.4505	76.0547	76.2038	76.4934	77.0291	77.6926
19	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	β_1	[°]	5.41	5.37	5.36	10.14	11.44	11.48	11.46	11.32	11.21	11.18
20	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_2	[°]	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77	18.66	18.64
21	Izlazni kut rotorskih lopatica	w_{2t}	[m/s]	109.6104	111.7693	113.6993	116.7908	90.1487	91.9780	94.3707	97.3707	101.2404	105.0926
22	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	[m/s]	99.1490	102.3053	104.3931	102.4670	80.5660	84.3820	87.0511	90.2920	94.3534	98.3123
23	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	c_2	[m/s]	49.3204	47.8361	47.1534	64.9438	71.5776	68.5909	66.8435	64.8091	63.5339	61.4538
24	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	α_0	[°]	40.72	43.45	45.33	25.65	20.78	22.28	23.54	25.17	28.37	30.74
25	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	Δh_{0s}	[kJ/kg]	3.4115	3.2069	2.9803	5.3310	5.8845	4.8901	4.4531	4.0416	3.6609	3.3843
26	Gubitak u statorskim lopaticama	Δh_{0r}	[kJ/kg]	1.8707	1.6965	1.6701	3.2842	2.3117	1.9044	1.8369	1.7630	1.6930	1.6444
27	Gubitak u rotorskim lopaticama	η_r	[%]	83.6085	84.6181	85.2670	82.0910	80.1072	83.1984	84.2831	85.3095	86.0138	86.6861
28	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	ζ_{ir}	[-]	0.01171	0.01060	0.00975	0.02083	0.02194	0.01900	0.01650	0.01430	0.01214	0.01046
29	Gubitak zbog trenja diska	ζ_v	[-]	0.01401	0.01261	0.01149	0.01077	0.02228	0.01956	0.01691	0.01452	0.01212	0.01029
30	Gubitak propušta kroz međustepenu brtvu	D_b	[mm]	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
31	Promjer međustepene brtve	σ_b	[mm]	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
32	Zazor brtve	z	[-]	9	9	9	52	9	9	9	9	9	9
33	Broj šiljaka međustepene brtve	ζ_{vd}	[-]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
34	Gubitak uslijed vlažnosti	x_0	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35	Suhooća prije stupnja	x_2	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
36	Suhooća poslije stupnja	η	[-]	0.8104	0.8230	0.8314	0.6864	0.7569	0.7934	0.8094	0.8243	0.8359	0.8461
37	Unutarnja iskoristivost stupnja	Δh_1	[kJ/kg]	30.6735	31.1862	31.54162	36.60072	35.0782	36.7984	37.5793	38.2884	38.8835	39.4531
38	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_0	[kJ/kg]	7.1777	6.7083	6.3947	16.7191	11.2692	9.5810	8.8479	8.1624	7.6349	7.1754
39	Unutarnji gubici u stupnju	h_{0p}	[kJ/kgK]	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09	2930.64
39	Stvarna izlazna entalpija												

Tablica 25. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1	Stupanj	i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Kondenzator
2	- Ulazna entalpija	h_{00}	2930.64	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96
3	- Ulazni tlak	P_{00}	11.0850	9.0008	7.2371	5.0109	3.2350	2.0281	1.2318	0.7258	0.4033	0.1938	0.0798
4	- Ulazna entropija	S_{00}	6.8568	6.8704	6.8838	6.9059	6.9369	6.9738	7.0173	7.0654	7.1210	7.2055	7.3055
5	- Ulazni spec.volumen	V_{00}	0.2073	0.2450	0.2917	0.3912	0.5612	0.8511	1.3300	2.1398	3.6368	7.0871	15.5970
6	Korjereni promjer	d_k	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
7	Visina statorske lopatice	l_s	34.80	42.60	45.20	51.90	60.50	80.00	109.50	165.80	238.00	378.40	
8	Srednji promjer	d_{sr}	934.80	942.60	1145.20	1151.90	1160.50	1180.00	1209.50	1265.80	1338.00	1478.40	
9	Obodna brzina	U	146.84	148.06	179.89	180.94	182.29	185.35	189.99	198.83	210.17	232.23	
10	Izlazni kut statorskih lopatica	α_s	12.09	12.21	18.59	25.23	25.41	25.78	25.26	26.61	32.73	34.45	
11	Reaktivnost	R	6.28	7.52	6.63	7.50	8.58	10.88	14.01	19.08	24.25	31.54	
12	Karakteristika stupnja	U/c_1	0.4804	0.4834	0.4664	0.4472	0.4491	0.4535	0.4634	0.4733	0.4623	0.4812	
13	Fiktivna brzina	c_1	305.6439	306.3224	385.6957	404.6355	405.8961	408.7446	409.9814	420.1316	454.6105	482.6449	
14	Idealni toplinski pad	Δh_{is}	46.7091	46.9167	74.3806	81.8650	82.3758	83.5361	84.0424	88.2553	103.3354	116.4731	
15	Idealna izlazna entalpija	h_{02}	2883.9300	2843.7800	2775.7600	2703.6000	2633.8900	2564.9100	2497.3600	2426.6100	2342.6800	2254.3100	
16	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_{1t}	295.8910	294.5749	372.6842	389.1624	388.0952	385.8772	380.1734	377.9342	395.6608	399.3421	
17	Swar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	71.2852	71.1675	90.4430	94.4388	94.2020	93.6451	92.5033	92.0684	96.5198	97.4678	
18	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	w_1	78.5657	79.9366	98.4749	103.6479	105.2707	108.9289	113.4187	123.6012	139.1313	161.5555	
19	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_1	10.96	10.86	17.02	22.85	22.58	21.96	20.37	19.49	22.03	19.96	
20	Izlazni kut rotorskih lopatica	β_2	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43	
21	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_{2t}	109.7238	115.9695	139.8747	151.7412	158.7946	173.3104	190.8316	221.2545	263.5921	315.5506	
22	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	103.0082	109.2562	133.4465	143.9622	150.6260	164.5228	181.5228	210.3655	250.8202	300.7448	
23	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	c_2	59.3360	56.6872	70.2204	66.7646	74.6277	76.8565	80.3398	81.5762	107.2220	108.9087	
24	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	33.85	38.16	39.54	47.02	53.69	62.41	71.67	86.58	80.75	60.83	
25	Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{s,s}$	3.1231	2.8687	4.0072	4.3741	4.3167	4.2954	3.8110	3.6045	3.7451	3.7372	
26	Gubitak u rotorskim lopaticama	$\Delta h_{r,s}$	1.5932	1.5531	2.2332	3.1999	3.2708	3.3505	3.3030	3.7396	5.0508	5.9605	
27	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	η_1	87.2928	87.8898	87.9100	85.4601	84.1428	83.6439	84.1179	84.5310	80.7267	82.9140	
28	Gubitak zbog trenja diska	ζ_{tr}	0.00906	0.00752	0.00514	0.00297	0.00258	0.00201	0.00164	0.00115	0.00065	0.00049	
29	Gubitak propušta.kroz međustepenu brtvu	ζ_v	0.00871	0.00702	0.00441	0.00277	0.00231	0.00168	0.00123	0.00074	0.00039	0.00045	
30	Promjer međustepene brtve	D_b	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	698.40	
31	Zazor brtve	σ_b	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.80	
32	Broj šiljaka međustepene brtve	z	9	9	6	6	6	6	6	6	6	6	
33	Gubitak uslijed vlačnosti	ζ_{vl}	0.00	0.00	0.00	0.0036	0.0079	0.0302	0.0408	0.0633	0.0781	0.0983	
34	Suhooća prije stupnja	x_0	1.00	1.00	1.00	1.00	0.9944	0.9734	0.9541	0.9359	0.8996	0.9179	
35	Suhooća poslije stupnja	x_2	1.00	1.00	1.00	0.9885	0.9668	0.9468	0.9283	0.9095	0.8876	0.8661	
36	Unutarnja iskoristivost stupnja	η	0.8552	0.8644	0.8696	0.8453	0.8234	0.8026	0.7917	0.7801	0.7281	0.7299	
37	Iskorišteni toplinski ki pad u stupnju	Δh_1	39.9437	40.5528	64.6782	69.1983	67.8241	67.0456	66.5325	68.8461	75.2383	85.0163	
38	Unutarnji gubici u stupnju	Δh_0	6.7654	6.3639	9.7024	12.6666	14.5518	16.4905	17.5099	19.4092	28.0971	31.4568	
39	Swarna izlazna entalpija	h_{02}	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96	

9.3. Rezultati uz poglavlje 5.4.2. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektne režima rada (Točka 2.)

Tablica 26. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja

	A	B	C	D	E
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
1	Brzina vrtnje	n	[min^{-1}]	3000	Polazni podatak
2	Stanje pare na ulazu:				
3	-Entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	3439.15	Polazni podatak
4	-Temperatura	t_{00}	[°C]	535.95	Polazni podatak
5	-Tlak ispred reg. ventila	p'_{00}	[bar]	125.6	Polazni podatak
6	Prigušenje	-	[-]	0.95	Odabrano
7	-Tlak poslije reg. ventila	p_{00}	[bar]	119.32	
8	-Entropija poslije reg. ventila	s_{00}	[kJ/kgK]	6.606	"WSP.exe"
9	-Spec.volumen poslije reg. ventila	v_{00}	[m^3/kg]	0.0282944	"WSP.exe"
10	Srednji promjer	d_{sr}	[mm]	900	Polazni podatak
11	Obodna brzina	U	[m/s]	141.37167	
12	Karakteristika stupnja	U/c_{1t}	[-]	0.21806	
13	Teoretska brzina na izlazu iz stupnja	c_{1t}	[m/s]	615.04097	
14	Izentropski toplinski pad	Δh_{is}	[kJ/kg]	210.153	
15	Izentropska entalpija na izlazu	$h_{iz, is}$	[kJ/kg]	3229.00	
16	Kutevi profila pojedinih rešetki:				
17	-Sapnice	α_1	[°]	13.01	Polazni podatak
18	-Prva rotorska rešetka	β_2	[°]	17.45	Polazni podatak
19	-Skretne lopatice	α_3	[°]	21.02	Polazni podatak
20	-Druga rotorska rešetka	β_4	[°]	29.50507	Polazni podatak
21	Koeficijent brzine sapnica	φ_{SAP}	[-]	0.95968	Literatura
22	Stvarna brzina na izlazu iz sapnica	c_1	[m/s]	254.9856715	
23	Rel. brzina na ulazu u 1. rotor	w_1	[m/s]	121.4857028	
24	Kut relativne brzine na ulazu u 1. rotor	β_1	[°]	28.19705448	
25	Koeficijent rel. brzine	Ψ_{R1}	[-]	0.90778	Literatura
26	Rel. brzina na izlazu iz 1. rotora	w_2	[m/s]	138.164283	
27	Apsolutna brzina na ulazu u skretne lopatice	c_2	[m/s]	42.52174741	
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
28	Kut aps. brzine na ulazu u skretne lopatice	α_2	[°]	76.99926264	
29	Koeficijent brzine skr. lopatica	φ_{SL}	[-]	0.90764	Literatura
30	Aps. brzina na izlazu iz skr. lopatica	c_3	[m/s]	137.1209421	
31	Rel. brzina na ulazu u 2. rotor	w_3	[m/s]	50.97067646	
32	Kut relativne brzine na ulazu u 2. rotor	β_3	[°]	74.78666983	
33	Koeficijent rel. brzine	Ψ_{R2}	[-]	0.92715	Literatura
34	Rel. brzina na izlazu iz 2. rotora	w_4	[m/s]	114.3337602	
35	Apsolutna brzina na izlazu iz 2. rotora	c_4	[m/s]	70.16753428	
36	Kut aps. na izlazu iz 2. rotora	α_4	[°]	53.36949726	
37	Gubitak u sapnicama	$\Delta h_{g, SAP}$	[kJ/kg]	14.94335	
38	Gubitak u 1. rotoru	$\Delta h_{g, R1}$	[kJ/kg]	18.8521	
39	Gubitak u skretnim lopaticama	$\Delta h_{g, SL}$	[kJ/kg]	9.18379	
40	Gubitak u 2. rotoru	$\Delta h_{g, R2}$	[kJ/kg]	2.88721	
41	Iskoristivost na obodu kola	η_u	[-]	0.76016	
42	Gubitak uslijed trenja diska	ζ_{tr}	[kJ/kg]	0.2942142	
43	Gubitak na krajevima segmenata sapnica	ζ_{seq}	[kJ/kg]	3.1102644	
44	Gubitak regulacionog kola uslijed parcijalnosti	ζ_{parc}	[kJ/kg]	3.992907	
45	Unutamja iskoristivost reg. stupnja	η_i	[-]	0.72533	
46	Iskorišteni toplinski pad reg. stupnja	Δh_i	[kJ/kg]	152.42994	
47	Unutamji gubitci reg. stupnja	Δh_q	[kJ/kg]	57.72272	
48	Stanje pare na izlazu iz reg. stupnja:				
49	-Entalpija	h_{izl}	[kJ/kg]	3286.72	
50	-Tlak	p_{izl}	[bar]	61.38663	"WSP.exe"
51	-Temperatura	t_{izl}	[°C]	444.272	"WSP.exe"
52	-Specif.volumen	v_{izl}	[m^3/kg]	0.0503	"WSP.exe"
53	-Entropija	s_{izl}	[kJ/kgK]	6.689	"WSP.exe"
54	Srednja relativna brzina za 1. rotor	w_{sr}	[m/s]	129.8249929	
55	Srednja relativna brzina za 2. rotor	w_{sr}	[m/s]	82.65221832	

Tablica 27. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Stupanj	i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	- Ulazna entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	3286.72	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09
3	- Ulazni tlak	P_{00}	[bar]	61.3866	54.2900	47.8148	40.0923	33.2061	28.0661	23.6020	19.7380	16.4040	13.5380
4	- Ulazna entropija	s_{00}	[kJ/kgK]	6.6890	6.6993	6.7091	6.7387	6.7648	6.7830	6.7989	6.8141	6.8287	6.8429
5	- Ulazni spec. volumen	v_{00}	[m ³ /kg]	0.0503	0.0557	0.0619	0.0721	0.0846	0.0973	0.1122	0.1299	0.15098	0.1768
6	Korjereni promjer	d_k	[mm]	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00
7	Visina statorske lopatice	l_1	[mm]	23.30	26.10	28.70	17.00	12.80	15.10	17.60	20.80	25.00	29.30
8	Srednji promjer	d_{sr}	[mm]	835.00	837.80	840.40	1000.00	912.80	915.10	917.60	920.80	925.00	929.30
9	Obodna brzina	U	[m/s]	131.16	131.60	132.01	157.08	143.38	143.74	144.14	144.64	145.30	145.97
10	Izlazni kut statorskih lopatica	α_1	[°]	12.20	12.17	12.16	11.55	12.49	12.33	12.30	12.17	12.11	12.18
11	Reaktivnost	R	[%]	4.78	5.31	5.79	6.00	2.46	2.88	3.34	3.91	4.64	5.37
12	Karakteristika stupnja	U/c_1	[-]	0.4767	0.4780	0.4793	0.4810	0.4709	0.4720	0.4730	0.4745	0.4764	0.4780
13	Fiktivna brzina	c_1	[m/s]	275.1408	275.2981	275.4497	326.5573	304.4582	304.5635	304.7201	304.7975	305.0193	305.3802
14	Idealni toplinski pad	Δh_{is}	[kJ/kg]	37.8512	37.8945	37.9363	53.3198	46.3474	46.3795	46.4272	46.4508	46.5184	46.6285
15	Idealna izlazna entalpija	h'_{02}	[kJ/kg]	3248.87	3218.16	3186.93	3140.00	3110.3700	3075.2600	3038.4200	3000.8100	2962.4600	2923.4600
16	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_{1t}	[m/s]	268.4809	267.8895	267.3650	316.6090	300.6870	300.1388	299.5923	298.7837	297.8601	297.0669
17	Svar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	[m/s]	110.3581	110.4359	110.5770	104.7543	98.1522	99.1824	99.5191	99.7275	99.8567	99.9066
18	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	w_1	[m/s]	32.9570	33.1786	33.3831	58.3445	52.0739	51.4177	51.4729	51.6253	52.0687	52.7164
19	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_1	[°]	45.02	44.55	44.25	21.06	24.05	24.33	24.33	24.03	23.73	23.57
20	Izlazni kut rotorskih lopatica	β_2	[°]	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77	18.66	18.64
21	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_{2t}	[m/s]	68.6052	71.5895	74.2178	99.0074	70.6668	72.9342	75.8173	79.3409	83.8290	88.2460
22	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	[m/s]	62.0574	65.5277	68.1431	86.8646	63.1550	66.9110	69.9367	73.5730	78.1264	82.5526
23	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	c_2	[m/s]	75.2094	72.6751	70.9399	77.3126	85.7871	82.7022	80.4808	77.8856	75.5341	72.7047
24	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_2	[°]	15.53	16.85	17.97	17.95	13.42	14.44	15.46	16.76	19.32	21.27
25	Gubitak u stat. lopaticama	Δh_{gs}	[kJ/kg]	3.4115	3.2069	2.9803	5.3310	5.8845	4.8901	4.4531	4.0416	3.6609	3.3843
26	Gubitak u rotorskim lopaticama	Δh_{gr}	[kJ/kg]	1.8707	1.6965	1.6701	3.2842	2.3117	1.9044	1.8369	1.7630	1.6930	1.6444
27	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	η_b	[%]	83.6085	84.6181	85.2670	82.0910	80.1072	83.1984	84.2831	85.3095	86.0138	86.6861
28	Gubitak zbog trenja diska	ζ_{tr}	[-]	0.01171	0.01060	0.00975	0.02083	0.02194	0.01900	0.01650	0.01430	0.01214	0.01046
29	Gubitak propušta kroz međustepenu brtvu	ζ_v	[-]	0.01401	0.01261	0.01149	0.01077	0.02228	0.01956	0.01691	0.01452	0.01212	0.01029
30	Promjer međustepene brtve	D_b	[mm]	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
31	Zazor brtve	σ_b	[mm]	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
32	Broj šiljaka međustepene brtve	z	[-]	9	9	9	52	9	9	9	9	9	9
33	Gubitak uslijed vlažnosti	ζ_{vl}	[-]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
34	Suchoća prije stupnja	x_0	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35	Suchoća poslije stupnja	x_2	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
36	Unutarnja iskoristivost stupnja	η	[-]	0.8104	0.8230	0.8314	0.6884	0.7569	0.7934	0.8094	0.8243	0.8359	0.8461
37	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_1	[kJ/kg]	30.6735	31.1862	31.54162	36.60072	35.0782	36.7984	37.5793	38.2884	38.8835	39.4531
38	Unutarnji gubici u stupnju	Δh_g	[kJ/kg]	7.1777	6.7083	6.3947	16.7191	11.2692	9.5810	8.8479	8.1624	7.6349	7.1754
39	Sivarna izlazna entalpija	h_{0p}	[kJ/kgK]	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09	2930.64

Tablica 28. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1		i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Kondenzator
2	Stupanj	h_{00}	2930.64	2890.70	2785.47	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96
3	-Ulazna entalpija	p_{00}	11.0850	9.0008	7.2371	5.0109	3.2350	2.0281	1.2318	0.7258	0.4033	0.1938	0.0798
4	-Ulazni tlak	s_{00}	6.8568	6.8704	6.8838	6.9059	6.9369	6.9738	7.0173	7.0654	7.1210	7.2055	7.3055
5	-Ulazna entropija	v_{00}	0.2073	0.2450	0.2917	0.3912	0.5612	0.8511	1.3300	2.1398	3.6368	7.0871	15.5970
6	-Ulazni spec. volumen	d_k	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
7	Korijeni promjer	I_1	34.80	42.60	45.20	51.90	60.50	80.00	109.50	165.80	238.00	378.40	378.40
8	Visina statorske lopatice	d_r	934.80	942.60	1145.20	1151.90	1160.50	1180.00	1209.50	1265.80	1338.00	1478.40	1478.40
9	Strednji promjer	U	146.84	148.06	179.89	180.94	182.29	185.35	189.99	198.83	210.17	232.23	232.23
10	Obodna brzina	α_1	12.09	12.21	18.59	25.23	25.41	25.78	25.26	26.61	32.73	34.45	34.45
11	Izlazni kut statorskih lopatica	R	6.28	7.52	6.63	7.50	8.58	10.88	14.01	19.08	24.25	31.54	31.54
12	Reaktivnost	U/c_1	0.4804	0.4834	0.4664	0.4472	0.4491	0.4535	0.4634	0.4733	0.4623	0.4812	0.4812
13	Karakteristika stupnja	c_1	305.6439	306.3224	385.6957	404.6355	405.8961	408.7446	409.9814	420.1316	454.6105	482.6449	482.6449
14	Fiktivna brzina	Δh_{1s}	46.7091	46.9167	74.3806	81.8650	82.3758	83.5361	84.0424	88.2553	103.3354	116.4731	116.4731
15	Idealni toplinski pad	h_{02}	2883.9300	2843.7800	2775.7600	2703.6000	2633.8900	2564.9100	2497.3600	2426.6100	2342.6800	2254.3100	2254.3100
16	Idealna izlazna entalpija	c_{11}	295.8910	294.5749	372.6842	389.1624	388.0952	385.8772	380.1734	377.9342	395.6608	399.3421	399.3421
17	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	99.7993	99.6345	126.6203	132.2144	131.8829	131.1031	129.5047	128.8957	135.1278	136.4550	136.4550
18	Svar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	53.5044	54.8910	72.2024	83.2993	84.8065	88.2051	91.4496	101.5947	121.0311	142.4379	142.4379
19	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	β_1	23.00	22.58	33.98	42.58	41.86	40.27	37.18	34.63	37.13	32.82	32.82
20	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_2	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43	18.43
21	Izlazni kut rotorskih lopatica	w_{z1}	93.4316	100.3597	122.8039	138.6409	146.0341	161.0935	178.6503	209.7565	254.5031	306.2035	306.2035
22	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	87.7131	94.5500	117.1603	131.5334	138.5219	152.9254	169.9357	199.4333	242.1715	291.8363	291.8363
23	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	c_2	69.6989	65.8885	79.8141	72.5561	78.2009	78.3505	79.8592	78.6327	102.6100	102.5056	102.5056
24	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	α_2	23.82	27.39	29.46	37.96	45.01	53.91	63.38	79.04	84.75	64.19	64.19
25	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	$\Delta h_{0,s}$	3.1231	2.8687	4.0072	4.3741	4.3167	4.2954	3.8110	3.6045	3.7451	3.7372	3.7372
26	Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{0,r}$	1.5932	1.5531	2.2332	3.1999	3.2708	3.3505	3.3030	3.7396	5.0508	5.9605	5.9605
27	Gubitak u rotor. lopaticama	η	87.2928	87.8998	87.9100	85.4601	84.1428	83.6439	84.1179	84.5310	80.7267	82.9140	82.9140
28	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	ζ_u	0.00906	0.00752	0.00514	0.00297	0.00258	0.00201	0.00164	0.00115	0.00065	0.00049	0.00049
29	Gubitak zbog trenja diska	ζ_v	0.00871	0.00702	0.00441	0.00277	0.00231	0.00168	0.00123	0.00074	0.00039	0.00045	0.00045
30	Gubitak propušta kroz međustepenu brtvu	D_b	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
31	Promjer međustepene brtve	α_p	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
32	Zazor brtve	z	9	9	6	6	6	6	6	6	6	6	6
33	Broj šiljaka međustepene brtve	ζ_{ul}	0.00	0.00	0.00	0.0036	0.0079	0.0302	0.0408	0.0633	0.0781	0.0983	0.0983
34	Gubitak uslijed vlažnosti	x_g	1.00	1.00	1.00	1.00	0.9944	0.9734	0.9541	0.9359	0.8996	0.9179	0.9179
35	Suhoća prije stupnja	x_2	1.00	1.00	1.00	0.9885	0.9668	0.9468	0.9283	0.9095	0.8876	0.8661	0.8661
36	Suhoća poslije stupnja	η	0.8552	0.8644	0.8696	0.8453	0.8234	0.8026	0.7917	0.7801	0.7281	0.7299	0.7299
37	Unutarnja iskoristivost stupnja	Δh_1	39.9437	40.5528	64.6782	69.1983	67.8241	67.0456	66.5325	68.8461	75.2383	85.0163	85.0163
38	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_g	6.7654	6.3639	9.7024	12.6666	14.5518	16.4905	17.5099	19.4092	28.0971	31.4568	31.4568
39	Unutarnji gubici u stupnju	h_{02}	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96	2285.96
39	Stvarna izlazna entalpija												

9.4. Rezultati uz poglavlje 5.4.3. Termodinamički i aerodinamički proračun vanprojektne režima rada (Točka 3.)

Tablica 29. Rezultati proračuna regulacijskog stupnja

	A	B	C	D	E
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
1	Brzina vrtnje	n	[min ⁻¹]	3000	Polazni podatak
2	Stanje pare na ulazu:				
3	-Entalpija	h ₀₀	[kJ/kg]	3439.15	Polazni podatak
4	-Temperatura	t ₀₀	[°C]	535.95	Polazni podatak
5	-Tlak ispred reg. ventila	p' ₀₀	[bar]	125.6	Polazni podatak
6	Prigušenje	-	[-]	0.95	Odabrano
7	-Tlak poslije reg. ventila	p ₀₀	[bar]	119.32	
8	-Entropija poslije reg. ventila	s ₀₀	[kJ/kgK]	6.606	"WSP.exe"
9	-Spec.volumen poslije reg. ventila	v ₀₀	[m ³ /kg]	0.0282944	"WSP.exe"
10	Srednji promjer	d _{sr}	[mm]	900	Polazni podatak
11	Obodna brzina	U	[m/s]	141.37167	
12	Karakteristika stupnja	U/c _{1t}	[-]	0.21806	
13	Teoretska brzina na izlazu iz stupnja	c _{1t}	[m/s]	615.04097	
14	Izotropski toplinski pad	Δh _{is}	[kJ/kg]	210.153	
15	Izotropska entalpija na izlazu	h _{zli, is}	[kJ/kg]	3229.00	
16	Kutevi profila pojedinih rešetki:				
17	-Sapnice	α ₁	[°]	13.01	Polazni podatak
18	-Prva rotorska rešetka	β ₂	[°]	17.45	Polazni podatak
19	-Skretne lopatice	α ₃	[°]	21.02	Polazni podatak
20	-Druga rotorska rešetka	β ₄	[°]	29.50507	Polazni podatak
21	Koeficijent brzine sapnica	φ _{SAP}	[-]	0.95968	Literatura
22	Stvarna brzina na izlazu iz sapnica	c ₁	[m/s]	472.195688	
23	Rel. brzina na ulazu u 1. rotor	w ₁	[m/s]	335.9637363	
24	Kut relativne brzine na ulazu u 1. rotor	β ₁	[°]	18.44576319	
25	Koeficijent rel. brzine	Ψ _{R1}	[-]	0.90778	Literatura
26	Rel. brzina na izlazu iz 1. rotora	w ₂	[m/s]	316.1339804	
27	Apsolutna brzina na ulazu u skretne lopatice	c ₂	[m/s]	186.159721	
	Veličina	Oznaka	Jedinica	Vrijednost	Napomena
28	Kut aps. brzine na ulazu u skretne lopatice	α ₂	[°]	30.61329073	
29	Koeficijent brzine skr. lopatica	φ _{SL}	[-]	0.90764	Literatura
30	Aps. brzina na izlazu iz skr. lopatica	c ₃	[m/s]	214.1544637	
31	Rel. brzina na ulazu u 2. rotor	w ₃	[m/s]	96.57467534	
32	Kut relativne brzine na ulazu u 2. rotor	β ₃	[°]	52.69342836	
33	Koeficijent rel. brzine	Ψ _{R2}	[-]	0.92715	Literatura
34	Rel. brzina na izlazu iz 2. rotora	w ₄	[m/s]	137.3179198	
35	Apsolutna brzina na izlazu iz 2. rotora	c ₄	[m/s]	71.07502513	
36	Kut aps. na izlazu iz 2. rotora	α ₄	[°]	72.08573288	
37	Gubitak u sapnicama	Δh _{g, SAP}	[kJ/kg]	14.94335	
38	Gubitak u 1. rotoru	Δh _{g, R1}	[kJ/kg]	18.8521	
39	Gubitak u skretnim lopaticama	Δh _{g, SL}	[kJ/kg]	9.18379	
40	Gubitak u 2. rotoru	Δh _{g, R2}	[kJ/kg]	2.88721	
41	Iskoristivost na obodu kola	η _u	[-]	0.76016	
42	Gubitak uslijed trenja diska	ζ _{tr}	[kJ/kg]	0.2942142	
43	Gubitak na krajevima segmenata sapnica	ζ _{seq}	[kJ/kg]	3.1102644	
44	Gubitak regulacionog kola uslijed parcijalnosti	ζ _{parc}	[kJ/kg]	3.992907	
45	Unutarnja iskoristivost reg. stupnja	η _i	[-]	0.72533	
46	Iskorišteni toplinski pad reg. stupnja	Δh _i	[kJ/kg]	152.42994	
47	Unutarnji gubitci reg. stupnja	Δh _g	[kJ/kg]	57.72272	
48	Stanje pare na izlazu iz reg. stupnja:				
49	-Entalpija	h _{zli}	[kJ/kg]	3286.72	
50	-Tlak	p _{zli}	[bar]	61.38663	"WSP.exe"
51	-Temperatura	t _{zli}	[°C]	444.272	"WSP.exe"
52	-Specif.volumen	v _{zli}	[m ³ /kg]	0.0503	"WSP.exe"
53	-Entropija	s _{zli}	[kJ/kgK]	6.689	"WSP.exe"
54	Srednja relativna brzina za 1. rotor	w _{sr}	[m/s]	326.0488583	
55	Srednja relativna brzina za 2. rotor	w _{sr}	[m/s]	116.9462976	

Tablica 30. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Stupanj	i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	-Ulazna entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	3286.72	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09
3	-Ulazni tlak	p_{00}	[bar]	61.3866	54.2900	47.8148	40.0923	33.2061	28.0661	23.6020	19.7380	16.4040	13.5380
4	-Ulazna entropija	s_{00}	[kJ/kgK]	6.6890	6.6993	6.7091	6.7387	6.7648	6.7830	6.7989	6.8141	6.8287	6.8429
5	-Ulazni spec. volumen	v_{00}	[m ³ /kg]	0.0503	0.0557	0.0619	0.0721	0.0846	0.0973	0.1122	0.1299	0.15098	0.1768
6	Korijeni promjer	d_k	[mm]	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00	900.00
7	Visina statorske lopatice	l_s	[mm]	23.30	26.10	28.70	17.00	12.80	15.10	17.60	20.80	25.00	29.30
8	Srednji promjer	d_{sr}	[mm]	835.00	837.80	840.40	1000.00	912.80	915.10	917.60	920.80	925.00	929.30
9	Obodna brzina	U	[m/s]	131.16	131.60	132.01	157.08	143.38	143.74	144.14	144.64	145.30	145.97
10	Izlazni kut statorskih lopatica	α_s	[°]	12.20	12.17	12.16	11.55	12.49	12.33	12.30	12.17	12.11	12.18
11	Reaktivnost	R	[%]	4.78	5.31	5.79	6.00	2.46	2.88	3.34	3.91	4.64	5.37
12	Karakteristika stupnja	U/c_1	[-]	0.4767	0.4780	0.4793	0.4810	0.4709	0.4720	0.4730	0.4745	0.4764	0.4780
13	Fiktivna brzina	c_1	[m/s]	275.1408	275.2981	275.4497	326.5573	304.4582	304.5635	304.7201	304.7975	305.0193	305.3802
14	Idealni toplinski pad	Δh_{is}	[kJ/kg]	37.8512	37.8945	37.9363	53.3198	46.3474	46.3795	46.4272	46.4508	46.5184	46.6285
15	Idealna izlazna entalpija	h'_{02}	[kJ/kg]	3248.87	3218.16	3186.93	3140.00	3110.3700	3075.2600	3038.4200	3000.8100	2962.4600	2923.4600
16	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_{11}	[m/s]	268.4809	267.8895	267.3550	316.6090	300.6870	300.1388	299.5923	298.7837	297.8601	297.0669
17	Svar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	[m/s]	204.3668	204.5108	204.7722	224.4734	210.3262	212.5336	213.2552	213.7019	213.9786	214.0856
18	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	w_1	[m/s]	81.0493	80.7760	80.6689	77.2617	76.8666	78.3724	78.6707	78.4765	78.1127	77.7600
19	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_1	[°]	32.19	32.25	32.32	35.56	36.28	35.40	35.28	35.03	35.09	35.52
20	Izlazni kut rotorskih lopatica	β_2	[°]	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77	18.66	18.64
21	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_{21}	[m/s]	100.9430	102.7083	104.4093	111.2104	90.5019	93.9034	96.3736	98.9362	102.0673	105.1425
22	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	[m/s]	91.3088	94.0116	95.8635	97.5709	80.8816	86.1484	88.8987	91.7437	95.1240	98.3590
23	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	c_2	[m/s]	53.7087	52.2215	51.4583	68.6835	71.3331	67.2520	65.4691	63.7541	63.0111	61.4234
24	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	α_c	[°]	33.49	35.37	36.76	22.94	20.94	23.25	24.61	26.06	28.88	30.78
25	Gubitak u statorskim lopaticama	Δh_{gs}	[kJ/kg]	3.4115	3.2069	2.9803	5.3310	5.8845	4.8901	4.4531	4.0416	3.6609	3.3843
26	Gubitak u rotorskim lopaticama	Δh_{gr}	[kJ/kg]	1.8707	1.6965	1.6701	3.2842	2.3117	1.9044	1.8369	1.7630	1.6930	1.6444
27	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	η_h	[%]	83.6085	84.6181	85.2670	82.0910	80.1072	83.1984	84.2831	85.3095	86.0138	86.6861
28	Gubitak zbog trenja diska	ζ_{jt}	[-]	0.01171	0.01060	0.00975	0.02083	0.02194	0.01900	0.01650	0.01430	0.01214	0.01046
29	Gubitak propušta kroz međustepenu brtvu	ζ_{ν}	[-]	0.01401	0.01261	0.01149	0.01077	0.02228	0.01956	0.01691	0.01452	0.01212	0.01029
30	Promjer međustepene brtve	D_b	[mm]	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
31	Zazor brtve	σ_b	[mm]	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
32	Broj slijetka međustepene brtve	z	[-]	9	9	9	52	9	9	9	9	9	9
33	Gubitak uslijed vlažnosti	ζ_{vl}	[-]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
34	Suhoća prije stupnja	x_0	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
35	Suhoća poslije stupnja	x_2	[-]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
36	Unutarnja iskoristivost stupnja	η	[-]	0.8104	0.8230	0.8314	0.6864	0.7569	0.7934	0.8094	0.8243	0.8359	0.8461
37	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_1	[kJ/kg]	30.6735	31.1862	31.54162	36.60072	35.0782	36.7984	37.5793	38.2884	38.8835	39.4531
38	Unutarnji gubici u stupnju	Δh_g	[kJ/kg]	7.1777	6.7083	6.3947	16.7191	11.2692	9.5810	8.8479	8.1624	7.6349	7.1754
39	Stvarna izlazna entalpija	h_{02}	[kJ/kgK]	3256.05	3224.86	3193.32	3156.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09	2930.64

Tablica 31. Rezultati proračuna visokotlačnog i niskotlačnog stupnja

	A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1		i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Kondenzator
2	Stupanj	h_{f0}	2930.64	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96
3	-Ulazna entalpija	P_{f0}	11.0850	9.0008	7.2371	5.0109	3.2350	2.0281	1.2318	0.7258	0.4033	0.1938	0.0798
4	-Ulazni tlak	s_{f0}	6.8668	6.8704	6.8638	6.9059	6.9369	6.9738	7.0173	7.0654	7.1210	7.2055	7.3055
5	-Ulazna entropija	v_{f0}	0.2073	0.2450	0.2917	0.3912	0.5612	0.8511	1.3300	2.1398	3.6368	7.0871	15.5970
6	-Ulazni spec.volumen	d_k	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	
7	Korjeni promjer	I_1	34.80	42.60	45.20	51.90	60.50	80.00	109.50	165.80	238.00	378.40	
8	Visina statorske lopatice	d_{sr}	934.80	942.60	1145.20	1151.90	1160.50	1180.00	1209.50	1258.80	1338.00	1478.40	
9	Srednji promjer	U	146.84	148.06	179.89	180.94	182.29	185.35	189.99	198.83	210.17	232.23	
10	Obodna brzina	α_1	12.09	12.21	18.59	25.23	25.41	25.78	25.26	26.61	32.73	34.45	
11	Izlazni kut statorskih lopatica	R	6.28	7.52	6.63	7.50	8.58	10.88	14.01	19.08	24.25	31.54	
12	Reaktivnost	U/c ₁	0.4804	0.4834	0.4664	0.4472	0.4491	0.4535	0.4634	0.4733	0.4623	0.4812	
13	Karakteristika stupnja	c_1	305.6439	306.3224	385.6957	404.6355	405.8961	408.7446	403.9814	420.1316	454.6105	482.6449	
14	Fiktivna brzina	Δh_{ls}	46.7091	46.9167	74.3806	81.8650	82.3758	83.5361	84.0424	88.2553	103.3354	116.4731	
15	Idealni toplinski pad	h_{f02}	2883.9300	2843.7800	2775.7600	2703.6000	2633.8900	2564.9100	2497.3600	2426.6100	2342.6800	2254.3100	
16	Idealna izlazna entalpija	c_{1t}	295.8910	294.5749	372.6842	389.1624	388.0952	385.8772	380.1734	377.9342	395.6608	399.3421	
17	Teor. brzina na izlazu iz stat. lopatica	c_1	213.8557	213.5025	271.3291	283.3165	282.6061	280.9352	277.5100	276.2051	289.5595	292.4035	
18	Svatar. brzina na izlazu iz stat. lopatica	w_1	76.7098	75.5846	115.9849	142.3454	141.5272	139.6450	133.1986	132.7532	160.0751	165.6565	
19	Relat. brzina na ulazu u rotor. lopatice	β_1	35.73	36.69	48.21	58.04	58.96	61.04	62.75	68.75	77.95	86.92	
20	Ulazni kut rotorskih lopatica	β_2	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43	
21	Izlazni kut rotorskih lopatica	w_{21}	108.4027	113.0136	152.7092	180.4016	184.8344	194.0920	203.2111	226.4944	275.2223	317.6698	
22	Teor. relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	w_2	101.7679	106.4714	145.6913	171.1533	175.3263	184.2507	193.2985	215.3475	261.8868	302.7646	
23	Relat. brzina na izlazu iz rot. lopatica	c_2	60.0979	58.2564	64.7925	61.3970	73.2392	78.2973	82.5097	83.3599	113.8114	110.4087	
24	Apsol. brzina na izlazu iz stupnja	α_2	32.91	35.87	48.87	71.05	72.89	76.98	79.82	89.81	76.14	60.12	
25	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja	$\Delta h_{u,s}$	3.1231	2.8687	4.0072	4.3741	4.3167	4.2954	3.8110	3.6045	3.7451	3.7372	
26	Gubitak u statorskim lopaticama	$\Delta h_{u,r}$	1.5932	1.5531	2.2332	3.1999	3.2708	3.3505	3.3030	3.7396	5.0508	5.9605	
27	Gubitak u rotorskim lopaticama	η_1	87.2928	87.8898	87.9100	85.4601	84.1428	83.6439	84.1179	84.5310	80.7267	82.9140	
28	Unutarnja iskoristivost na obodu kola	ζ_{sr}	0.00906	0.00752	0.00514	0.00297	0.00258	0.00201	0.00164	0.00115	0.00065	0.00049	
29	Gubitak zbog trenja diska	ζ_r	0.00871	0.00702	0.00441	0.00277	0.00231	0.00168	0.00123	0.00074	0.00039	0.00045	
30	Gubitak propušta.kroz međustepenu brtvu	D_b	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	
31	Promjer međustepene brtve	σ_b	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	
32	Zazor brtve	z	9	9	6	6	6	6	6	6	6	6	
33	Broj šijaka međustepene brtve	ζ_{ul}	0.00	0.00	0.00	0.0036	0.0079	0.0302	0.0408	0.0633	0.0781	0.0983	
34	Gubitak uslijed vlačnosti	x_0	1.00	1.00	1.00	1.00	0.9944	0.9734	0.9541	0.9359	0.8996	0.9179	
35	Suchoća prije stupnja	x_2	1.00	1.00	1.00	0.9885	0.9668	0.9468	0.9283	0.9095	0.8876	0.8661	
36	Suchoća poslije stupnja	η	8.6552	0.8644	0.8696	0.8453	0.8234	0.8026	0.7917	0.7801	0.7281	0.7299	
37	Unutarnja iskoristivost stupnja	Δh_1	39.9437	40.5528	64.6782	69.1983	67.8241	67.0456	66.5325	68.8461	75.2383	85.0163	
38	Iskorišteni toplinski pad u stupnju	Δh_0	6.7654	6.3639	9.7024	12.6666	14.5518	16.4905	17.5099	19.4092	28.0971	31.4568	
39	Unutarnji gubici u stupnju	h_{p2}	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96	
39	Svarna izlazna entalpija												

9.5. Rezultati uz poglavlje 6.5.4. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za nominalni radni režim (Točka 4.)

Tablica 32. Termodinamičke veličine po pojedinim stupnjevima turbine

1	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
2	Ulaz (stvarno stanje)												
3	Entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	3439.1530	3284.9587	3279.6077	3278.2838						
4	Tlak	p_{00}	[bar]	119.32	65.5193	64.6769	62.6053						
5	Entropija	s_{00}	[kJ/kgK]	6.60553	6.63104	6.65711	6.68924						
6	Specifični volumen	v_{00}	[m ³ /kg]	0.02867	0.04643	0.04756	0.04909						
7	Temperatura	T_{00}	[°C]	533.333	438.023	443.386	441.589						
8	Specifična toplina	c_p	[kJ/kgK]	2.6096	2.5009	2.4823	2.4707						
9	Koef.topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	80.8652	65.1658	65.6228	65.2080						
10	Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	30.4571	26.0656	26.2980	26.2140						
11	Kinematika viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	0.87333	1.21021	1.25061	1.28693						
12	Prandtlv broj	Pr	[-]	0.98286	1.00033	0.99475	0.99322						
13													
14	Stupanj	i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
15	Ulaz u stupanj (stvarno)												
16	Entalpija	h_{01}	[kJ/kg]	3286.72	3256.05	3224.86	3193.32	3166.72	3121.64	3084.84	3047.27	3008.98	2970.09
17	Tlak	p_{01}	[bar]	61.3866	54.2900	47.8148	40.0923	33.2061	28.0661	23.6020	19.7380	16.4040	13.5380
18	Entropija	s_{01}	[kJ/kgK]	6.68949	6.69925	6.70909	6.73870	6.76484	6.78298	6.79893	6.81413	6.82869	6.84286
19	Specifični volumen	v_{01}	[m ³ /kg]	0.05039	0.05574	0.06186	0.07206	0.08458	0.09729	0.11220	0.12988	0.15098	0.17639
20	Temperatura	T_{01}	[°C]	444.272	427.275	410.028	391.195	370.156	350.566	330.274	309.672	288.771	267.614
21	Udio s.z.p.	x_{01}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
22	Specifična toplina	c_p	[kJ/kgK]	2.4564	2.4356	2.4156	2.3810	2.3500	2.3274	2.3078	2.2906	2.2759	2.2639
23	Koef.topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	65.3570	62.7999	60.2844	57.4552	54.4846	51.9132	49.3311	46.8039	44.3366	41.9345
24	Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	26.3279	25.5714	24.8100	23.9865	23.0768	22.2367	21.3726	20.5017	19.6248	18.7442
25	Kinematika viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	1.32661	1.42535	1.53467	1.72847	1.95180	2.16341	2.39802	2.66270	2.96298	3.30633
26	Prandtlv broj	Pr	[-]	0.98951	0.99174	0.99412	0.99405	0.99535	0.99693	0.99985	1.00335	1.00737	1.01193
28	Izlaz iz statora (stvarno)												
29	Entalpija	h_{01}	[kJ/kg]	3254.09	3223.37	3192.10	3148.53	3117.40	3081.49	3044.42	3006.68	2988.28	2929.35
30	Tlak	p_{01}	[bar]	55.1722	48.6695	42.7425	34.2406	28.8031	24.1680	20.2060	16.7982	13.8742	11.3755
31	Entropija	s_{01}	[kJ/kgK]	6.68949	6.69925	6.70909	6.73870	6.76484	6.78298	6.79893	6.81413	6.82869	6.84286
32	Specifični volumen	v_{01}	[m ³ /kg]	0.05476	0.06069	0.06750	0.08146	0.09445	0.10924	0.12653	0.14711	0.17180	0.20169
33	Temperatura	T_{01}	[°C]	427.047	410.016	392.716	367.570	349.442	329.417	308.976	288.281	267.321	246.143
34	Udio s.z.p.	x_{01}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
35	Specifična toplina	c_p	[kJ/kgK]	2.4431	2.4232	2.4041	2.3672	2.3394	2.3182	2.3005	2.2855	2.2734	2.2645
36	Koef.topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	62.8738	60.3806	57.9220	54.3603	51.8995	49.3277	46.8098	44.3587	41.9735	39.6592
37	Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	25.5628	24.8098	24.0507	22.9801	22.1838	21.3310	20.4688	19.5985	18.7262	17.8527
38	Kinematika viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	1.39985	1.50579	1.62336	1.87028	2.09520	2.33019	2.58982	2.88307	3.21718	3.60072
39	Prandtlv broj	Pr	[-]	0.99329	0.99566	0.99826	0.99884	0.99993	1.00249	1.00588	1.00980	1.01428	1.01935

1	Stupanj	i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	Kondenzator
	Ulaz u stupanj (stvarno)												
2	Entalpija	h_{00} [kJ/kg]	2930.64	2890.70	2850.14	2785.47	2716.27	2648.44	2581.40	2514.86	2446.02	2370.78	2285.96
3	Tlak	p_{00} [bar]	11.0850	9.0008	7.2371	5.0109	3.2350	2.0281	1.2318	0.7258	0.4033	0.1938	0.0798
4	Entropija	s_{00} [kJ/kgK]	6.85678	6.87044	6.88381	6.90592	6.93685	6.97380	7.01733	7.06537	7.12099	7.20551	7.30611
5	Specifični volumen	v_{00} [m ³ /kg]	0.20726	0.24501	0.29172	0.39120	0.56125	0.85105	1.33003	2.13977	3.63682	7.08709	15.95860
6	Temperatura	T_{00} [°C]	246.212	224.604	202.726	167.943	136.116	120.653	105.540	90.887	76.057	59.377	41.453
	Udio s.z.p.	x_{00} [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.9941	0.9732	0.9538	0.9356	0.9176	0.8993	0.8790
7	Specifična toplota	c_p [kJ/kgK]	2.2549	2.2495	2.2487	2.2624	2.2921	2.2328	2.1980	2.1830	2.1816	2.1879	2.2055
8	Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$ [W/mK]	39.5999	37.3394	35.1512	31.8796	32.5961	44.4802	55.3909	65.5101	75.2024	84.2464	93.3681
9	Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$ [Pas]	17.8615	16.9793	16.0966	14.7203	14.5726	18.7615	24.0960	31.1361	41.1176	57.1104	85.8627
10	Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	3.70198	4.16017	4.69576	5.75867	7.58499	11.05162	16.58285	25.60951	41.71140	77.39881	165.27562
11	Prandtllov broj	Pr	1.01707	1.02290	1.02972	1.04468	1.06691	1.05567	1.06017	1.08254	1.12897	1.22075	1.40733
13	Izlaz iz statora (stvarno)												
14	Entalpija	h_{01} [kJ/kg]	2889.99	2850.18	2784.70	2714.12	2645.28	2578.28	2512.95	2447.05	2371.49	2294.78	
15	Tlak	p_{01} [bar]	9.2529	7.4600	5.2462	3.4282	2.1668	1.3369	0.8025	0.4638	0.2391	0.1096	
16	Entropija	s_{01} [kJ/kgK]	6.85678	6.87044	6.88381	6.90592	6.93685	6.97380	7.01733	7.06537	7.12099	7.20551	
17	Specifični volumen	v_{01} [m ³ /kg]	0.23815	0.28301	0.37334	0.53030	0.79756	1.22793	1.94159	3.18304	5.79479	11.81267	
18	Temperatura	T_{01} [°C]	224.794	203.272	168.356	138.134	122.763	107.929	93.571	79.454	63.973	47.609	
19	Udio s.z.p.	x_{01} [-]	1.0000	1.0000	1.0000	0.9919	0.9703	0.9507	0.9327	0.9153	0.8957	0.8774	
20	Specifična toplota	c_p [kJ/kgK]	2.2591	2.2582	2.2814	2.3119	2.2511	2.2152	2.1980	2.1950	2.2042	2.2179	
21	Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$ [W/mK]	37.4224	35.2662	32.0286	34.3314	46.6310	57.7465	67.7627	77.1828	87.2887	95.7009	
22	Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$ [Pas]	16.9812	16.1129	14.7273	15.0427	19.3375	24.6719	31.4846	40.7292	55.6549	78.9687	
23	Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	4.04405	4.56019	5.49832	7.20423	10.41596	15.41198	23.41664	36.87081	64.15426	124.59306	
24	Prandtllov broj	Pr	1.02509	1.03176	1.04904	1.07033	1.05836	1.06190	1.08228	1.12365	1.20523	1.35235	

Tablica 33. Termodinamičke veličine za proračune prijelaza topline u lopaticama i brtvama

Srednja vrijednost (za sred.vr. temp. i tlaka) za proračun prijelaza topline u lopaticama												
Stupanj	i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Entalpija	h_{0i}	[kJ/kg]	3255.07	3224.12	3192.71	3152.64	3119.52	3083.17	3045.84	3007.83	2969.19	2930.00
Tlak	p_{0i}	[bar]	54.7311	48.2422	41.4174	33.7233	28.4346	23.8850	19.9720	16.6011	13.7061	11.2303
Entropija	s_{0i}	[kJ/kgK]	6.69435	6.70415	6.72366	6.75174	6.77388	6.79093	6.80650	6.82138	6.83574	6.84979
Specifični volumen	v_{0i}	[m ³ /kg]	0.06525	0.06127	0.06971	0.08299	0.09585	0.11070	0.12818	0.14902	0.17407	0.20444
Temperatura	T_{0i}	[°C]	427.1608	410.0222	391.9559	368.8628	350.0037	329.8451	309.3243	288.5260	267.4673	246.1773
Udio s.z.p.	x_{0i}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Specifična toplota	c_p	[kJ/kgK]	2.4393	2.4194	2.3926	2.3585	2.3333	2.3130	2.2955	2.2807	2.2686	2.2597
Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	62.8367	60.3324	57.6881	54.4213	51.9060	49.3291	46.8066	44.3475	41.9538	39.6294
Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	25.5671	24.8099	24.0185	23.0185	22.2102	21.3518	20.4843	19.6116	18.7352	17.8571
Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	1.41250	1.52010	1.67422	1.91042	2.12887	2.36371	2.62574	2.92255	3.26121	3.65070
Prandtllov broj	Pr	[-]	0.99252	0.99489	0.99616	0.99757	0.99842	1.00116	1.00460	1.00858	1.01310	1.01821
Srednja vrijednost (za sred.vr. temp. i tlaka) za proračun prijelaza topline u brtvama												
Entalpija	h_{0i}	[kJ/kg]	3270.29	3239.60	3208.37	3170.73	3136.92	3101.42	3064.49	3026.83	2988.49	2949.58
Tlak	p_{0i}	[bar]	58.2794	51.4798	45.2786	37.1665	31.0046	26.1170	21.9040	18.2681	15.1391	12.4568
Entropija	s_{0i}	[kJ/kgK]	6.68885	6.69859	6.70840	6.73736	6.76376	6.78180	6.79767	6.81278	6.82725	6.84132
Specifični volumen	v_{0i}	[m ³ /kg]	0.06245	0.05808	0.06451	0.07638	0.08915	0.10281	0.11880	0.13778	0.16050	0.18792
Temperatura	T_{0i}	[°C]	435.6595	418.6455	401.3722	379.3825	359.7988	339.9912	319.6250	298.9766	278.0460	256.8781
Udio s.z.p.	x_{0i}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Specifična toplota	c_p	[kJ/kgK]	2.4501	2.4298	2.4102	2.3748	2.3452	2.3234	2.3047	2.2886	2.2752	2.2648
Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	64.1148	61.5896	59.1031	55.8928	53.1981	50.6192	48.0675	45.5778	43.1513	40.7929
Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	25.9450	25.1902	24.4299	23.4723	22.6295	21.7829	20.9186	20.0488	19.1740	18.2968
Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	1.36091	1.46296	1.57607	1.79276	2.01748	2.23943	2.48502	2.76237	3.07747	3.43834
Prandtllov broj	Pr	[-]	0.99148	0.99378	0.99625	0.99731	0.99761	0.99981	1.00299	1.00671	1.01098	1.01581
Prednja brtva												
Stražnja brtva												
Entalpija	h_{0i}	[kJ/kg]	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32	3193.32
Tlak	p_{0i}	[bar]	40.0923	13.5380	1.1000	1.0000	1.1000	0.0798	1.0000			
Entropija	s_{0i}	[kJ/kgK]	6.73870	7.22129	8.37051	8.41442	8.37051	9.58079	8.41442			
Specifični volumen	v_{0i}	[m ³ /kg]	0.07206	0.21444	2.64605	2.91072	2.64605	36.50101	2.91072			
Temperatura	T_{0i}	[°C]	391.195	369.620	358.661	358.571	358.661	357.737	358.571			
Udio s.z.p.	x_{0i}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000			
Specifična toplota	c_p	[kJ/kgK]	2.3810	2.1539	2.0454	2.0446	2.0454	2.0366	2.0446			
Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	57.4552	52.3048	49.9579	49.9394	49.9579	49.7700	49.9394			
Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	23.9865	23.1267	22.7309	22.7278	22.7309	22.6988	22.7278			
Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	1.72847	4.95918	60.14713	66.15414	60.14713	828.52754	66.15414			
Prandtllov broj	Pr	[-]	0.99405	0.95236	0.93068	0.93050	0.93068	0.92883	0.93050			

Srednja vrijednost (za sred.vr. temp. i tlaka) za proračun prijelaza topline u lopaticama		14	15	16	17	18	19	20	21			
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
Stupanj	i											
Entalpija	h_{01}	[kJ/kg]	2890.34	2850.16	2785.09	2715.20	2646.86	2579.84	2513.90	2446.53	2371.14	2290.37
Tlak	P_{01}	[bar]	9.1268	7.3485	5.1285	3.3316	2.0975	1.2843	0.7642	0.4336	0.2165	0.0947
Entropija	S_{01}	[kJ/kgK]	6.86357	6.87707	6.89474	6.92119	6.95507	6.99518	7.04079	7.09214	7.16093	7.25076
Specifični volumen	V_{01}	[m ³ /kg]	0.24153	0.28730	0.38207	0.54534	0.82344	1.27695	2.03582	3.39446	6.37465	13.56528
Temperatura	T_{01}	[°C]	224.6988	202.9994	168.1496	137.1252	121.7081	106.7348	92.2287	77.7556	61.6753	44.5311
Udio s. z. p.	X_{01}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	0.9930	0.9717	0.9522	0.9342	0.9164	0.8974	0.8780
Specifična toplina	c_p	[kJ/kgK]	2.2543	2.2534	2.2719	2.3021	2.2420	2.2067	2.1906	2.1884	2.1964	2.2123
Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	37.3808	35.2087	31.9539	33.4702	45.5633	56.5801	66.6534	76.2257	85.8386	94.6973
Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	16.9802	16.1047	14.7238	14.8111	19.0539	24.3891	31.3141	40.9170	56.3350	82.1030
Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	4.10131	4.62694	5.62551	7.38945	10.72395	15.97492	24.46112	39.13116	70.11602	141.86509
Prandtllov broj	Pr	[-]	1.02400	1.03074	1.04685	1.06864	1.05703	1.06104	1.08240	1.12619	1.21247	1.37705
Entalpija	h_{00}	[kJ/kg]	2910.18	2870.31	2817.08	2749.80	2680.77	2613.36	2547.17	2480.95	2408.76	2332.78
Tlak	p_{00}	[bar]	10.1689	8.2304	6.2416	4.2196	2.7009	1.6825	1.0172	0.5948	0.3212	0.1517
Entropija	s_{00}	[kJ/kgK]	6.85513	6.86867	6.87869	6.89966	6.92917	6.96557	7.00872	7.05606	7.10850	7.19087
Specifični volumen	v_{00}	[m ³ /kg]	0.22129	0.26220	0.32591	0.44481	0.65641	1.00141	1.57234	2.54836	4.44440	8.80427
Temperatura	T_{00}	[°C]	235.5029	213.9381	185.5412	153.0388	129.4394	114.2913	99.5555	85.1705	70.0150	53.4933
Udio s. z. p.	x_{00}	[-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.9816	0.9614	0.9428	0.9249	0.9060	0.8876
Specifična toplina	c_p	[kJ/kgK]	2.2576	2.2544	2.2646	2.3103	2.2735	2.2257	2.1997	2.1906	2.1950	2.2051
Koef. topl.vodljivosti	$\lambda \cdot 10^3$	[W/mK]	38.5071	36.2988	33.5797	30.3564	40.0168	51.5319	62.0008	71.7906	81.8234	90.6255
Dinamička viskoznost	$\eta \cdot 10^6$	[Pas]	17.4194	16.5440	15.4053	14.0012	16.9083	21.6142	27.6089	35.6242	47.7291	66.7739
Kinematička viskoznost	$\nu \cdot 10^6$	[m ² /s]	3.85468	4.33787	5.02075	6.22788	8.73453	12.80541	19.31186	30.05407	50.18193	94.69360
Prandtllov broj	Pr	[-]	1.02125	1.02748	1.03895	1.06555	1.06178	1.05742	1.06929	1.10021	1.16142	1.27601

Tablica 34. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
Stupanj	i	Jed.	Reg.kolo									
Profil lopatice			11-1430	11-1440	11-2420	11-2420	11-2420	11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420
Korjeneri promjer	d_k	[mm]	879.00	872.00	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00
Visina lopatice	l_2	[mm]	21.00	28.00	26.80	29.60	32.20	21.00	15.80	18.10	20.06	23.80
Širina profila	B	[mm]	29.84	39.52	19.80	19.80	19.80	29.84	19.80	19.80	19.80	19.80
Duljina tetive profila	b	[mm]	30.08	40.88	20.49	20.49	20.49	30.08	20.49	20.49	20.49	20.49
Korak profila	t	[mm]	19.91	23.18	13.25	13.29	13.33	17.27	12.48	12.51	12.55	12.59
Broj lopatica	z	[-]	142	122	198	198	198	182	230	230	230	230
Relativni korak profila	t_{rel}	[-]	0.6619	0.5670	0.6466	0.6488	0.6508	0.5741	0.6092	0.6107	0.6124	0.6145
Ulazni kut	β_1	[°]	17.29	38.49	24.48	24.49	24.52	23.75	24.94	24.46	24.38	24.16
Izlazni kut	β_2	[°]	15.68	29.51	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77
Ulazni brid												
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	[mm]	0.8400	1.9200	1.0600	1.0600	1.0600	0.8400	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600
Reynoldsov broj	Re	[-]	3.150E+05	2.520E+05	9.862E+04	9.150E+04	8.484E+04	6.681E+04	7.276E+04	6.651E+04	6.007E+04	5.395E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	356.37	316.73	199.41	192.09	184.96	164.14	171.29	163.77	155.64	147.50
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	27646.31	10825.45	11828.24	10941.71	10106.68	10621.96	8386.70	7620.93	6873.02	6172.46
Nusseltov broj	Nu	[-]	858.36	731.23	385.23	365.82	347.22	294.46	312.32	293.55	273.64	254.08
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	66590.04	24992.34	22849.62	20838.39	18973.46	19056.06	15291.88	13660.42	12083.79	10632.82
Nusseltov broj	Nu	[-]	395.36	345.70	203.90	195.37	187.12	163.29	171.44	162.87	153.69	144.55
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	30671.75	11815.55	12094.02	11128.82	10225.00	10567.37	8393.80	7579.36	6786.78	6049.15
Srednji dio												
Geometrijska karakteristika profila	S_g	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132
Reynoldsov broj	Re	[-]	1.011E+07	5.794E+06	1.866E+06	1.768E+06	1.588E+06	2.284E+06	1.283E+06	1.216E+06	1.114E+06	1.017E+06
Reynoldsov broj srednji	Re_{sr}	[-]	1.068E+07	5.584E+06	1.886E+06	1.768E+06	1.615E+06	2.338E+06	1.344E+06	1.250E+06	1.138E+06	1.030E+06
Nusseltov broj	Nu	[-]	5289.31	3570.26	1605.51	1540.90	1434.93	1587.02	1198.52	1149.26	1083.54	1021.97
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	11539.20	5707.97	4920.75	4533.54	4023.63	2874.61	3036.56	2766.93	2475.05	2211.35
Nusseltov broj	Nu	[-]	7419.37	4735.18	2234.22	2136.90	2006.51	2592.23	1767.30	1681.24	1574.72	1470.20
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	16129.39	7561.67	6851.68	6292.05	5649.17	4689.90	4476.98	4047.55	3597.24	3182.02
Nusseltov broj	Nu	[-]	5211.57	3444.30	1722.86	1653.53	1560.25	1975.97	1387.88	1325.43	1247.79	1171.20
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	11329.72	5500.24	5283.51	4868.79	4392.79	3574.96	3515.82	3190.94	2850.40	2534.89
Izlazni brid												
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	[mm]	0.36	0.48	0.42	0.42	0.42	0.36	0.42	0.42	0.42	0.42
Reynoldsov broj	Re	[-]	1.210E+05	6.804E+04	3.824E+04	3.623E+04	3.254E+04	2.733E+04	2.629E+04	2.492E+04	2.284E+04	2.085E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	165.29	96.79	56.64	53.87	48.74	41.44	39.98	38.03	35.07	32.22
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	30130.42	13178.40	8468.59	7731.75	6668.19	6272.50	4941.58	4467.12	3908.01	3401.53
Nusseltov broj	Nu	[-]	83.56	56.18	37.75	36.37	33.77	29.94	29.15	28.09	26.45	24.84
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	15232.60	7649.20	5644.42	5220.43	4619.92	4531.59	3603.38	3299.64	2947.72	2622.36
Nusseltov broj	Nu	[-]	195.68	111.48	63.47	60.21	54.20	45.70	44.01	41.76	38.34	35.08
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	35670.29	15178.96	9489.75	8641.80	7414.96	6917.16	5439.41	4904.56	4272.89	3703.01

	i	Jed.	Reg.kolo	2	3	4	5	6	7	8	9
Stupanj											
Cilindrične površine											
Geometrijska karakteristika profila	S_d	[-]	2.3344	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132
Reynoldsov broj	Re	[-]	1.109E+07	1.889E+06	1.752E+06	1.590E+06	2.342E+06	1.384E+06	1.267E+06	1.145E+06	1.029E+06
Reynoldsov broj srednji	Re _{sr}	[-]	1.068E+07	1.886E+06	1.768E+06	1.615E+06	2.338E+06	1.344E+06	1.250E+06	1.138E+06	1.030E+06
Nusseltov broj	Nu	[-]	15046.76	3662.96	3446.68	3187.55	4442.80	2886.14	2688.54	2477.96	2272.98
Koef.prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	32711.02	11233.21	10148.68	8974.31	8038.00	7311.28	6472.58	5660.56	4919.53
Nusseltov broj	Nu	[-]	17262.64	10048.94	4012.13	3524.09	4162.33	2933.61	2752.31	2548.60	2357.51
Koef.prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	37528.24	16047.29	11163.60	9921.83	7530.56	7431.53	6626.12	5821.92	5102.47
Nusseltov broj	Nu	[-]	15490.92	9525.10	4222.79	3758.74	4960.22	3275.96	3103.57	2891.19	2683.95
Koef.prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	33676.59	15210.75	11848.46	10582.46	8974.13	8298.78	7471.76	6604.53	5809.00
Površine											
Poprečni presjek profila	F	[mm ²]	260.08	308.63	122.96	122.96	260.08	122.96	122.96	122.96	122.96
Ulazni dio	F _u	[mm ²]	23.73	64.96	35.91	39.66	43.15	23.73	21.17	24.25	31.89
Izlazni dio	F _{id}	[mm ²]	11.34	19.88	16.88	18.65	20.29	11.34	9.95	11.40	14.99
Konkavni dio	F _{led}	[mm ²]	1124.34	1593.48	921.65	1017.94	1124.34	543.36	622.46	689.86	818.48
Konveksni dio	F _{ib}	[mm ²]	751.38	1198.12	590.40	709.37	751.38	348.07	398.74	441.92	524.31
Cilindrične površine	F _{cil}	[mm ²]	45470.60	70610.95	26144.53	26144.53	44816.90	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	14843.81	7169.62	5593.43	5100.76	3567.16	3656.98	3262.51	2877.61	2522.82
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	19732.92	9311.29	7602.51	6937.20	5171.41	5029.36	4502.15	3974.92	3486.99
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekiv}	[W/m ² K]	14866.62	7301.26	6066.07	5535.47	4285.82	4185.53	3735.90	3296.27	2881.84
Koeficijent rotacije	S _r	[-]	0.0078	0.0234	0.0323	0.0350	0.0222	0.0183	0.0199	0.0217	0.0253
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekiv}	[W/m ² K]	16562.82	8477.54	6854.63	6298.51	4222.24	4279.01	3846.18	3416.35	3033.48
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekiv}	[W/m ² K]	22067.94	11013.24	9321.04	8567.74	6161.69	5905.44	5323.15	4731.08	4200.90
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekiv}	[W/m ² K]	16576.29	8609.69	7429.82	6831.40	5082.91	4900.50	4406.05	3914.71	3466.16

Tablica 35. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21

A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y
Stupanj	i	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Profil lopatice		11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2230	11-2230	11-3350-01	11-3355-02	11-2370-02
Korjani promjer	d_k	900.00	900.00	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
Visina lopatice	l_2	28.00	32.30	37.80	45.60	49.20	55.90	64.50	84.80	115.00	172.50	248.00	390.00
Sirina profila	B	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	30.40	30.40	50.00	55.00	70.74
Duljina tetive profila	b	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	30.85	30.85	50.00	62.50	68.54
Korak profila	t	12.65	12.71	12.78	12.89	15.12	15.21	16.57	24.09	24.70	26.57	38.38	51.87
Broj lopatica	z	230	230	230	230	238	238	220	154	154	150	110	90
Relativni korak profila	t_{rel}	0.6173	0.6202	0.6238	0.6290	0.7378	0.7421	0.8088	0.7808	0.8008	0.5313	0.6142	0.7568
Ulazni kut	β_1	24.13	24.36	24.35	24.83	35.27	45.04	45.65	46.99	47.51	51.67	61.23	67.97
Izlazni kut	β_2	18.66	18.64	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43
Ulazni brid													
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.6360	1.6360	2.9200	2.8800	2.7000
Reynoldsov broj	Re	4.825E+04	4.299E+04	3.797E+04	3.334E+04	3.849E+04	3.348E+04	2.301E+04	2.365E+04	1.496E+04	1.665E+04	1.069E+04	5.156E+03
Nusseltov broj	Nu	139.49	131.67	123.74	115.94	124.59	116.19	96.32	97.65	77.67	81.95	65.65	45.60
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	5523.37	4926.24	4368.39	3857.38	3764.48	3763.17	4237.47	3446.73	3216.98	2166.11	1989.89	1616.18
Nusseltov broj	Nu	235.24	217.23	199.39	182.26	201.28	182.80	141.13	143.81	104.85	112.91	83.15	50.28
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	9314.92	8127.70	7039.17	6063.93	6081.86	5920.66	6208.38	5076.11	4343.02	2984.55	2520.23	1782.12
Nusseltov broj	Nu	135.63	126.99	118.31	109.84	119.23	110.11	88.91	90.31	69.55	73.94	57.42	37.89
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	5370.70	4751.36	4176.68	3654.51	3602.74	3566.33	3911.33	3187.56	2880.86	1954.48	1740.37	1342.89
Srednji dio													
Geom. karakteristika profila	S_g	2.7464	2.7626	2.7400	2.7705	3.1147	3.6248	2.9178	2.9386	2.8765	4.1366	3.7048	5.3374
Reynoldsov broj	Re	9.271E+05	8.403E+05	7.577E+05	6.833E+05	7.571E+05	6.487E+05	4.493E+05	4.598E+05	3.019E+05	3.181E+05	2.511E+05	1.425E+05
Reynoldsov broj srednji	Re_s	9.300E+05	8.359E+05	7.461E+05	6.643E+05	7.511E+05	6.484E+05	4.475E+05	4.538E+05	2.930E+05	3.039E+05	2.447E+05	1.405E+05
Nusseltov broj	Nu	994.65	929.03	871.83	809.15	808.93	668.99	595.37	602.08	461.75	387.18	353.13	196.62
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	2035.64	1795.49	1588.76	1388.12	1258.58	1064.25	1292.43	1081.07	980.55	582.34	476.00	267.86
Nusseltov broj	Nu	1369.81	1272.32	1176.14	1085.27	1181.58	1067.24	825.70	833.66	616.00	631.70	543.82	370.41
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	2804.73	2460.78	2145.68	1864.86	1842.65	1743.32	1836.09	1529.01	1330.96	963.04	746.89	511.79
Nusseltov broj	Nu	1097.25	1025.02	953.34	885.21	957.41	871.63	687.95	694.06	525.06	537.39	468.05	328.46
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	2246.64	1982.48	1739.23	1521.08	1493.06	1423.80	1529.78	1272.98	1134.47	819.26	642.83	453.83
Izlazni brid													
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.49	0.49	1.1800	1.1600	1.1000
Reynoldsov broj	Re	1.900E+04	1.722E+04	1.553E+04	1.401E+04	1.552E+04	1.330E+04	9.209E+03	7.304E+03	4.795E+03	7.507E+03	4.661E+03	2.288E+03
Nusseltov broj	Nu	29.56	26.98	24.50	22.26	24.48	21.20	15.07	12.15	8.21	12.46	8.00	4.13
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	2951.08	2543.41	2178.17	1862.65	1858.25	1645.70	1595.86	1373.10	1097.97	794.17	580.98	350.30
Nusseltov broj	Nu	23.30	21.77	20.27	18.88	20.26	18.21	14.13	12.05	9.01	12.28	8.84	5.41
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	2326.36	2052.84	1802.26	1579.89	1537.85	1413.41	1496.91	1361.64	1204.53	782.36	641.70	458.97
Nusseltov broj	Nu	32.03	29.10	26.30	23.77	26.28	22.59	15.78	12.58	8.34	12.92	8.11	4.04
Koef. prijelaza topline	α_{sk}	3198.44	2743.71	2338.14	1989.61	1994.64	1753.52	1670.88	1421.84	1114.34	823.44	588.85	343.19

A	B	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y
Stupanj	i	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Cilindrične površine													
Geometrijska karakteristika prc	S_g	2.7464	2.7626	2.7400	2.7705	3.1147	3.6248	2.9178	2.9386	2.8765	4.1366	3.7048	5.3374
Reynoldsov broj	Re	9.201E+05	8.197E+05	7.237E+05	6.351E+05	7.273E+05	6.310E+05	4.320E+05	4.302E+05	2.700E+05	2.687E+05	2.123E+05	1.150E+05
Reynoldsov broj s rednji	Re _{st}	9.300E+05	8.359E+05	7.461E+05	6.643E+05	7.511E+05	6.484E+05	4.475E+05	4.538E+05	2.930E+05	3.039E+05	2.447E+05	1.405E+05
Nusseltov broj	Nu	2076.95	1891.94	1710.77	1538.76	1666.32	1484.65	1079.81	1082.59	742.58	794.56	640.92	378.29
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	4252.60	3659.17	3121.03	2644.10	2598.60	2425.16	2401.15	1985.58	1604.43	1211.31	880.25	522.68
Nusseltov broj	NU	2242.69	2052.71	1882.71	1705.37	1766.19	1446.68	1208.99	1217.80	868.30	734.70	655.78	345.40
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	4591.96	3970.12	3434.71	2930.40	2754.35	2363.13	2688.40	2233.57	1876.09	1120.06	900.65	477.23
Nusseltov broj	NU	2486.06	2295.03	2107.75	1931.98	2118.30	1897.23	1436.93	1451.94	1046.27	1075.18	914.17	603.15
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	5090.27	4438.79	3845.26	3319.79	3303.45	3099.11	3195.28	2663.00	2260.61	1639.13	1255.54	833.35
Površine													
Poprečni presjek profila	F	122.96	122.96	122.96	122.96	122.96	122.96	122.96	257.47	257.47	969.08	724.07	551.56
Ulazni dio	F _u	37.52	43.28	50.65	61.10	65.93	74.91	86.43	172.14	233.45	669.30	910.16	1259.70
Izlazni dio	F _{pl}	17.64	20.35	23.81	28.73	31.00	35.22	40.64	61.90	83.95	308.78	443.92	686.40
Konkavni dio	F _{led}	962.92	1110.80	1299.94	1568.18	1691.99	1922.40	2218.16	4325.65	5866.15	18440.25	24219.68	35174.10
Konveksni dio	F _{tb}	616.84	711.57	832.73	1004.57	1083.88	1231.48	1420.94	2863.70	3883.55	13285.95	18242.88	27865.50
Cilindrične površine	F _{cil}	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38	39159.41	39159.41	41372.69	65404.48	65404.48	27425.60	110418.66	194819.49
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	2271.50	1982.48	1734.57	1501.59	1391.68	1194.50	1412.65	1184.21	1056.51	620.06	516.83	302.21
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	3061.70	2669.49	2315.36	2000.23	1980.94	1860.94	1968.71	1643.62	1419.03	1003.36	785.31	533.96
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	2518.10	2197.38	1907.38	1650.61	1642.04	1554.39	1662.50	1391.37	1218.75	846.96	678.30	481.61
Koeficijent rotacije	S _r	0.0293	0.0333	0.0385	0.0456	0.0362	0.0364	0.0417	0.0537	0.0718	0.1016	0.1243	0.1768
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	2766.87	2442.36	2165.62	1905.66	1726.60	1481.48	1775.48	1522.10	1402.11	857.82	729.58	443.86
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	3732.19	3290.24	2890.84	2537.94	2460.79	2315.04	2476.71	2114.60	1884.48	1391.65	1112.88	793.34
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	3066.71	2706.87	2381.19	2095.00	2038.54	1932.42	2091.37	1789.90	1619.60	1177.31	962.62	715.88

Tablica 36. Koeficijenti prijelaza topline u međustepenim brtvama

A		B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1		i	Jed.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	Tip brtve		II	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV
3	Promjer međustepene brtve	D _b	[mm]	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
4	Zazor brtve	σ _b	[mm]	1.10	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
5	Broj šiljaka međustepene brtve	z	[-]	2	9	9	9	9	9	9	9	9	9
6	Visina prostora brtve	H	[mm]	6	10.00	10.00	10.00	10.00	9.00	9.00	9.00	9.00	9.00
7	Širina izdanka brtve	b	[mm]	15	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
8	Širina brtvenog šiljaka	Δ	[mm]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
9	Širina zazora između brtvenih šiljaka	s	[mm]	8	4.50	4.50	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75
10	Koeficijent protoka brtve	H _b	[-]	0.68	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415
11	Svjetli promjer brtve	F _b	[mm]	2958.12	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97
12	Ornjer tlaka prije i poslije brtvenog segmenta	ε _b	[-]	0.97	0.90	0.89	0.85	0.87	0.86	0.86	0.85	0.85	0.84
13	Maseni protok	G _b	[kg/s]	4.16	1.01	0.91	0.82	0.34	0.57	0.50	0.43	0.37	0.31
14	Volumni protok (na izlazu iz brtve)	V _b	[m ³ /s]	0.20	0.06	0.06	0.03	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
15	Brzina pare u zazoru ispod brtv.šiljaka	c _b	[m/s]	6.91	6.55	6.56	6.57	7.28	7.37	7.41	7.44	7.47	7.49
16	Reynoldsov broj	Re	[-]	1.216E+04	5.775E+03	5.381E+03	5.006E+03	2.175E+03	3.951E+03	3.579E+03	3.233E+03	2.912E+03	2.613E+03
17	Nusseltov broj	Nu	[-]	131.85	33.29	32.13	30.99	22.06	33.15	30.14	28.65	27.19	25.75
18	Koef.prijelaza topline	α	[W/m ² K]	3932.97	1778.77	1649.31	1526.56	1027.44	1469.55	1335.80	1207.36	1088.04	977.60
19	Reynoldsov broj	Re	[-]	6.632E+04	9.626E+04	8.968E+04	8.343E+04	3.626E+04	6.494E+04	5.926E+04	4.850E+04	4.368E+04	3.920E+04
20	Nusseltov broj	Nu	[-]	1005.57	693.84	662.65	632.25	397.10	595.46	526.21	492.54	460.15	428.90
21	Koef.prijelaza topline	α	[W/m ² K]	5499.01	2224.28	2040.62	1868.39	1109.74	1759.86	1577.89	1405.21	1247.16	1103.11
22	Reynoldsov broj	Re	[-]	1.216E+04	5.775E+03	5.381E+03	5.006E+03	2.175E+03	4.329E+03	3.951E+03	3.579E+03	3.233E+03	2.912E+03
23	Nusseltov broj	Nu	[-]	58.26	28.91	27.04	25.26	11.53	20.22	18.42	16.74	15.17	13.70
24	Koef.prijelaza topline	α	[W/m ² K]	1737.93	1544.42	1387.96	1244.32	536.90	976.89	852.82	737.94	635.79	545.45
A													
Stupanj													
1	Tip brtve	i	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	X
2	Promjer međustepene brtve	D _b	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	Kondenzator
3	Zazor brtve	σ _b	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	IV
4	Broj šiljaka međustepene brtve	z	9	9	6	6	6	6	6	6	6	6	IV
5	Visina prostora brtve	H	9.00	9.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	IV
6	Širina izdanka brtve	b	3.00	3.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	IV
7	Širina brtvenog šiljaka	Δ	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	IV
8	Širina zazora između brtvenih šiljaka	s	3.75	3.75	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	IV
9	Koeficijent protoka brtve	H _b	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	IV
10	Svjetli promjer brtve	F _b	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	IV
11	Ornjer tlaka prije i poslije brtvenog segmenta	ε _b	0.83	0.83	0.72	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.59	0.57	IV
12	Maseni protok	G _b	0.27	0.22	0.28	0.21	0.14	0.09	0.06	0.04	0.02	0.02	IV
13	Volumni protok (na izlazu iz brtve)	V _b	0.06	0.06	0.10	0.11	0.12	0.12	0.11	0.12	0.13	0.13	IV
14	Brzina pare u zazoru ispod brtv.šiljaka	c _b	7.50	7.50	12.26	13.25	13.61	13.65	13.57	13.65	14.88	15.42	IV
15	Reynoldsov broj	Re	2.334E+03	2.075E+03	2.931E+03	2.553E+03	1.870E+03	1.279E+03	8.432E+02	5.450E+02	3.557E+02	2.606E+02	IV
16	Nusseltov broj	Nu	24.34	22.95	25.67	23.96	20.50	16.96	13.77	11.07	8.94	9.36	IV
17	Koef.prijelaza topline	α	780.98	694.23	718.33	606.11	683.77	728.15	711.40	662.28	609.82	530.26	IV
18	Reynoldsov broj	Re	3.500E+04	3.113E+04	4.885E+04	4.255E+04	2.131E+04	2.131E+04	1.405E+04	9.084E+03	5.929E+03	3.257E+03	IV
19	Nusseltov broj	Nu	398.48	369.21	483.23	441.80	360.83	281.86	215.01	161.92	122.70	91.94	IV
20	Koef.prijelaza topline	α	852.46	744.55	811.34	670.57	721.96	726.23	666.55	581.21	502.00	416.59	IV
21	Reynoldsov broj	Re	2.334E+03	2.075E+03	2.931E+03	2.553E+03	1.870E+03	1.279E+03	8.432E+02	5.450E+02	3.557E+02	2.606E+02	IV
22	Nusseltov broj	Nu	12.31	11.03	15.26	13.40	10.00	6.99	4.72	3.13	2.10	1.56	IV
23	Koef.prijelaza topline	α	395.17	333.53	427.05	339.04	333.34	300.14	243.97	187.32	142.86	88.52	IV

Tablica 37. Koeficijenti prijelaza topline u vanjskim brtvama

	A				B	C	D			E			F		G		H
	Mjesto brtvljenja						Prednja brtva			Vanjska brtva							
	Stupanj				i	Jed.	Prvi slog	Drugi slog	Četvrti slog	Prvi slog	Drugi slog	Prvi slog	Drugi slog	Prvi slog	Drugi slog	Prvi slog	Drugi slog
1					i	Jed.	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV
2					D_b	[mm]	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80	448.80
3					σ_b	[mm]	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
4					z	[-]	48	24	48	12	18	18	18	18	18	18	9
5					H	[mm]	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	9.00
6					b	[mm]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
7					Δ	[mm]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
8					s	[mm]	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	3.75
9					μ_b	[-]	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415	0.7415
10					F_b	[mm ²]	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97	845.97
11					ε_b	[-]	0.61	0.34	0.08	0.91	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.91
12					G_b	[kg/s]	0.85	0.90	0.23	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
13					V_b	[m ³ /s]	0.04	0.06	0.05	0.04	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.05
14					c_s	[m/s]	4.67	7.66	5.75	4.81	9.40	9.40	9.40	9.40	9.40	9.40	5.56
15					Re	[-]	4.629E+03	5.316E+03	1.391E+03	9.598E+01	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.108E+02
16					Nu	[-]	29.81	31.94	16.34	4.29	6.48	6.48	6.48	6.48	6.48	6.48	5.30
17					α	[W/m ² K]	1618.64	1529.34	712.09	178.68	269.70	269.70	269.70	269.70	269.70	269.70	220.81
18					Re	[-]	7.716E+04	8.861E+04	2.318E+04	1.600E+03	3.127E+03	3.127E+03	3.127E+03	3.127E+03	3.127E+03	3.127E+03	1.662E+03
19					Nu	[-]	600.93	657.47	275.01	48.38	80.75	80.75	80.75	80.75	80.75	80.75	54.98
20					α	[W/m ² K]	1957.99	1888.77	719.21	120.85	201.70	201.70	201.70	201.70	201.70	201.70	152.60
21					Re	[-]	4.629E+03	5.316E+03	1.391E+03	9.598E+01	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.876E+02	1.108E+02
22					Nu	[-]	23.47	26.74	7.56	0.61	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	0.70
23					α	[W/m ² K]	1274.61	1280.16	329.70	25.41	47.76	47.76	47.76	47.76	47.76	47.76	29.09
24																	

Tablica 38. Koeficijenti prijelaza topline, lijeva strana diskova

Reg.kolo	2		3		4		5		6		7		8		9		10	
	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]
239.90	1361.87	227.40	1441.85	1312.82	227.40	1192.16	1007.58	227.40	822.44	227.40	722.89	227.40	635.05	227.40	556.54	227.40	486.33	
246.90	1499.79	234.40	1528.17	1391.42	234.40	1263.50	1067.87	234.40	872.22	234.40	766.64	234.40	673.47	234.40	590.20	234.40	515.73	
253.90	1633.78	241.40	1610.54	1466.42	241.40	1331.55	1124.96	241.40	919.70	241.40	808.35	241.40	710.09	241.40	622.27	241.40	543.73	
260.90	1764.71	248.40	1689.28	1538.10	248.40	1396.56	1179.11	248.40	965.06	248.40	848.20	248.40	745.06	248.40	652.89	248.40	570.46	
267.90	1893.28	255.40	1764.64	1606.72	255.40	1458.76	1230.51	255.40	1008.47	255.40	886.32	255.40	778.51	255.40	682.16	255.40	596.01	
274.90	2020.11	262.40	1836.86	1672.48	262.40	1518.35	1279.36	262.40	1050.05	262.40	922.84	262.40	810.55	262.40	710.19	262.40	620.46	
281.90	2145.75	269.40	1906.13	1735.55	269.40	1575.47	1325.81	269.40	1089.94	269.40	957.86	269.40	841.25	269.40	737.05	269.40	643.88	
288.90	2270.66	276.40	1972.62	1796.09	276.40	1630.27	1370.00	276.40	1128.22	276.40	991.46	276.40	870.70	276.40	762.80	276.40	666.33	
295.90	2395.30	283.40	2036.47	1854.23	283.40	1682.88	1412.05	283.40	1164.99	283.40	1023.73	283.40	898.98	283.40	787.51	283.40	687.86	
302.90	2520.09	290.40	2097.82	1910.09	290.40	1733.39	1452.07	290.40	1200.33	290.40	1054.73	290.40	926.13	290.40	811.23	290.40	708.52	
309.90	2645.41	297.40	2158.79	1963.78	297.40	1781.91	1490.17	297.40	1234.29	297.40	1084.52	297.40	952.21	297.40	834.01	297.40	728.35	
316.90	2771.66	304.40	2213.46	2015.38	304.40	1828.53	1526.43	304.40	1266.95	304.40	1113.16	304.40	977.28	304.40	855.89	304.40	747.39	
323.90	2899.21	311.40	2267.96	2065.00	311.40	1873.32	1560.95	311.40	1298.36	311.40	1140.70	311.40	1001.37	311.40	876.91	311.40	765.68	
330.90	3028.43	318.40	2320.35	2112.70	318.40	1916.36	1593.81	318.40	1328.57	318.40	1167.18	318.40	1024.52	318.40	897.11	318.40	783.24	
337.90	3158.71	325.40	2370.72	2158.57	325.40	1957.72	1625.08	325.40	1357.62	325.40	1192.64	325.40	1046.78	325.40	916.51	325.40	800.10	
344.90	3293.42	332.40	2419.14	2202.66	332.40	1997.45	1654.83	332.40	1385.57	332.40	1217.12	332.40	1068.17	332.40	935.14	332.40	816.29	
351.90	3429.98	339.40	2465.70	2245.05	339.40	2035.63	1683.16	339.40	1412.45	339.40	1240.66	339.40	1088.72	339.40	953.05	339.40	831.83	
358.90	3569.78	346.40	2510.45	2285.79	346.40	2072.30	1710.11	346.40	1438.29	346.40	1263.29	346.40	1108.47	346.40	970.24	346.40	846.75	
365.90	3713.25	353.40	2553.46	2324.95	353.40	2107.52	1735.76	353.40	1463.15	353.40	1285.04	353.40	1127.45	353.40	986.76	353.40	861.08	
372.90	3860.84	360.40	2594.79	2362.59	360.40	2141.35	1760.18	360.40	1487.04	360.40	1305.95	360.40	1145.69	360.40	1002.62	360.40	874.83	
379.90	4013.02	367.40	2634.51	2398.75	367.40	2173.84	1783.43	367.40	1510.01	367.40	1326.04	367.40	1163.20	367.40	1017.84	367.40	888.02	
386.90	4170.30	374.40	2672.66	2433.49	374.40	2205.03	1805.58	374.40	1532.09	374.40	1345.35	374.40	1180.03	374.40	1032.46	374.40	900.68	
393.90	4333.20	381.40	2709.32	2466.87	381.40	2234.98	1826.69	381.40	1553.31	381.40	1363.90	381.40	1196.18	381.40	1046.50	381.40	912.83	
400.90	4502.30	388.40	2744.54	2498.93	388.40	2263.74	1846.83	388.40	1573.70	388.40	1381.72	388.40	1211.70	388.40	1059.97	388.40	924.49	
407.90	4678.20	395.40	2778.36	2529.73	395.40	2291.34	1866.04	395.40	1593.29	395.40	1398.85	395.40	1226.60	395.40	1072.90	395.40	935.67	
414.90	4861.56	398.00	2787.78	2538.30	398.00	2298.82	1884.41	402.40	1612.12	402.40	1415.30	402.40	1240.91	402.40	1085.31	402.40	946.40	
421.90	5053.08						1901.97	409.40	1630.21	409.40	1431.10	409.40	1254.65	409.40	1097.22	409.40	956.70	
428.00	5245.24						1918.80	416.40	1647.60	416.40	1446.28	416.40	1267.85	416.40	1108.66	416.40	966.59	
							1934.95	423.40	1664.31	423.40	1460.87	423.40	1280.52	423.40	1119.65	423.40	976.08	
							1950.48	430.40	1680.37	430.40	1474.90	430.40	1292.71	430.40	1130.21	430.40	985.20	
							1965.43	437.40	1695.83	437.40	1488.38	437.40	1304.42	437.40	1140.36	437.40	993.96	
							1979.86	443.00	1706.65	443.00	1497.81	443.00	1312.58	443.00	1147.40	443.00	1000.02	
							1993.82											
							2007.36											
							2020.52											
							2033.35											
							2045.90											
							2044.21											

Tablica 39. Koefijenti prijelaza topline, desna strana diskova

Reg.kolo	2		3		4		5		6		7		8		9		10	
	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]	r [mm]	α [W/m ² K]
239.90	2304.18	227.40	1240.27	1120.16	227.40	1479.03	227.40	1273.63	227.40	335.34	227.40	416.94	227.40	360.23	227.40	310.45	227.40	265.68
246.90	2344.29	234.40	1333.60	1205.21	234.40	1506.18	234.40	1297.02	234.40	391.05	234.40	469.18	234.40	406.23	234.40	350.83	234.40	301.02
253.90	2383.94	241.40	1424.82	1288.31	241.40	1533.01	241.40	1320.12	241.40	444.04	241.40	519.27	241.40	450.32	241.40	389.52	241.40	334.85
260.90	2423.16	248.40	1514.32	1369.86	248.40	1559.53	248.40	1342.96	248.40	494.97	248.40	567.63	248.40	492.88	248.40	426.85	248.40	367.48
267.90	2461.97	255.40	1602.44	1450.14	255.40	1586.75	255.40	1365.54	255.40	544.30	255.40	614.60	255.40	534.20	255.40	463.09	255.40	399.15
274.90	2500.36	262.40	1689.48	1529.44	262.40	1611.69	262.40	1387.87	262.40	592.42	262.40	660.44	262.40	574.51	262.40	498.44	262.40	430.03
281.90	2538.37	269.40	1775.71	1608.00	269.40	1637.35	269.40	1409.97	269.40	639.62	269.40	705.35	269.40	614.02	269.40	533.08	269.40	460.30
288.90	2576.01	276.40	1861.35	1686.04	276.40	1662.74	276.40	1431.84	276.40	686.15	276.40	749.53	276.40	652.87	276.40	567.15	276.40	490.06
295.90	2613.28	283.40	1946.62	1763.76	283.40	1687.88	283.40	1453.49	283.40	732.25	283.40	793.13	283.40	691.22	283.40	600.78	283.40	519.45
302.90	2650.20	290.40	2031.73	1841.34	290.40	1712.78	290.40	1474.92	290.40	778.12	290.40	836.29	290.40	729.19	290.40	634.08	290.40	548.55
309.90	2686.78	297.40	2116.88	1918.96	297.40	1737.43	297.40	1496.15	297.40	823.95	297.40	879.14	297.40	766.90	297.40	667.15	297.40	577.46
316.90	2723.03	304.40	2202.23	1996.79	304.40	1761.85	304.40	1517.18	304.40	869.91	304.40	921.80	304.40	804.44	304.40	700.08	304.40	606.25
323.90	2758.96	311.40	2287.96	2074.99	311.40	1786.05	311.40	1538.02	311.40	916.19	311.40	964.37	311.40	841.91	311.40	732.96	311.40	635.01
330.90	2794.58	318.40	2374.25	2153.71	318.40	1810.03	318.40	1558.67	318.40	962.95	318.40	1006.96	318.40	879.41	318.40	765.88	318.40	663.81
337.90	2829.90	325.40	2461.25	2233.10	325.40	1833.81	325.40	1579.14	325.40	1010.37	325.40	1049.65	325.40	917.02	325.40	798.90	325.40	692.71
344.90	2864.93	332.40	2549.14	2313.32	332.40	1857.37	332.40	1599.44	332.40	1058.62	332.40	1092.55	332.40	954.82	332.40	832.10	332.40	721.79
351.90	2899.68	339.40	2638.07	2394.53	339.40	1880.74	339.40	1619.56	339.40	1107.89	339.40	1135.74	339.40	992.89	339.40	865.56	339.40	751.11
358.90	2934.15	346.40	2728.21	2476.86	346.40	1903.92	346.40	1639.52	346.40	1158.37	346.40	1179.32	346.40	1031.32	346.40	899.35	346.40	780.73
365.90	2968.36	353.40	2819.73	2560.48	353.40	1926.92	353.40	1659.32	353.40	1210.25	353.40	1223.37	353.40	1070.19	353.40	933.54	353.40	810.72
372.90	3002.30	360.40	2912.79	2645.55	360.40	1949.73	360.40	1678.96	360.40	1263.75	360.40	1267.98	360.40	1109.57	360.40	968.20	360.40	841.14
379.90	3035.99	367.40	3007.58	2732.23	367.40	1972.36	367.40	1698.46	367.40	1319.09	367.40	1313.25	367.40	1149.55	367.40	1003.40	367.40	872.06
386.90	3069.43	374.40	3104.26	2820.68	374.40	1994.82	374.40	1717.80	374.40	1376.52	374.40	1359.25	374.40	1190.21	374.40	1039.23	374.40	903.56
393.90	3102.63	381.40	3203.02	2911.07	381.40	2017.12	381.40	1737.00	381.40	1436.29	381.40	1406.09	381.40	1231.63	381.40	1075.75	381.40	935.69
400.90	3135.60	388.40	3304.06	3003.59	388.40	2039.25	388.40	1756.06	388.40	1496.89	388.40	1453.96	388.40	1273.91	388.40	1113.05	388.40	968.53
407.90	3168.33	395.40	3407.57	3098.41	395.40	2061.22	395.40	1774.98	395.40	1564.04	395.40	1502.66	395.40	1317.13	395.40	1151.21	395.40	1002.16
414.90	3200.84	398.00	3484.91	3169.50	398.00	2069.34	398.00	1793.76	398.00	1632.65	398.00	1552.60	398.00	1361.39	398.00	1190.31	398.00	1036.65
421.90	3233.14							1812.42	409.40	1704.90	409.40	1603.77	409.40	1406.78	409.40	1230.44	409.40	1072.09
428.00	3261.10							1830.95	416.40	1781.19	416.40	1656.30	416.40	1453.40	416.40	1271.71	416.40	1108.56
								1849.36	423.40	1861.96	423.40	1710.30	423.40	1501.38	423.40	1314.20	423.40	1146.16
								1867.64	430.40	1947.68	430.40	1765.89	430.40	1550.81	430.40	1358.02	430.40	1184.98
								1885.81	437.40	2038.90	437.40	1823.21	437.40	1601.82	437.40	1403.28	437.40	1225.12
								1903.86	443.00	2131.15	443.00	1877.94	443.00	1650.63	443.00	1446.67	443.00	1263.69
								1921.80										
								1939.62										
								1957.34										
								1974.95										
								1992.46										
								1998.94										

9.6. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.1. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojekttni radni režim (Točka 1.)

Tablica 40. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9

Stupanj	i	Jed.	Reg.kolo		2	3	4	5	6	7	8	9
Profil lopatice			11-1430	11-1440	11-2420	11-2420	11-2420	11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420
Korijeni promjer	d_k	[mm]	879.00	872.00	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00
Visina lopatice	l_2	[mm]	21.00	28.00	26.80	29.60	32.20	21.00	15.80	18.10	20.06	23.80
Sirina profila	B	[mm]	29.84	39.52	19.80	19.80	19.80	29.84	19.80	19.80	19.80	19.80
Duljina tetive profila	b	[mm]	30.08	40.88	20.49	20.49	20.49	30.08	20.49	20.49	20.49	20.49
Korak profila	t	[mm]	19.91	23.18	13.25	13.29	13.33	17.27	12.48	12.51	12.55	12.59
Broj lopatica	z	[-]	142	122	198	198	198	182	230	230	230	230
Relativni korak profila	t_{rel}	[-]	0.6619	0.5670	0.6466	0.6488	0.6508	0.5741	0.6092	0.6107	0.6124	0.6145
Ulazni kut	β_1	[°]	17.29	38.49	24.48	24.49	24.52	23.75	24.94	24.46	24.38	24.16
Izlazni kut	β_2	[°]	15.68	29.51	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77
Ulazni brid												
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	[mm]	0.8400	1.9200	1.0600	1.0600	1.0600	0.8400	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600
Reynoldsov broj	Re	[-]	3.730E+04	7.697E+04	6.938E+04	6.478E+04	6.032E+04	3.822E+04	3.868E+04	3.460E+04	3.119E+04	2.812E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	122.64	175.05	167.25	161.62	155.96	124.14	124.88	118.11	112.15	106.49
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	9514.27	5983.05	9920.67	9206.26	8521.99	8033.84	6114.51	5496.41	4952.54	4456.40
Nusseltov broj	Nu	[-]	196.96	322.61	302.21	288.25	274.41	200.29	201.94	186.99	174.09	162.08
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	15279.46	11026.16	17925.69	16419.56	14994.55	12961.78	9887.45	8701.67	7687.79	6782.87
Nusseltov broj	Nu	[-]	117.11	175.78	166.84	160.44	154.04	118.75	119.56	112.19	105.76	99.69
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	9085.36	6007.90	9895.84	9139.07	8417.48	7684.81	5853.76	5220.94	4670.18	4171.85
Srednji dio												
Geometrijska karakteristika profila	S_n	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132
Reynoldsov broj	Re	[-]	2.320E+06	3.531E+06	1.425E+06	1.366E+06	1.238E+06	1.579E+06	7.631E+05	7.210E+05	6.699E+05	6.244E+05
Reynoldsov broj srednji	Re _s	[-]	1.836E+06	2.599E+06	1.384E+06	1.310E+06	1.204E+06	1.477E+06	7.556E+05	6.954E+05	6.370E+05	5.847E+05
Nusseltov broj	Nu	[-]	2002.63	2574.49	1344.19	1299.80	1217.40	1244.04	850.64	814.07	774.47	740.52
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	4368.95	4115.97	4119.81	3824.19	3413.66	2253.36	2155.18	1959.93	1769.07	1602.35
Nusseltov broj	Nu	[-]	2193.43	2789.70	1803.26	1736.00	1637.88	1886.26	1186.47	1120.17	1054.20	993.50
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	4768.43	4454.91	5530.06	5111.63	4611.34	3412.66	3005.60	2696.78	2408.17	2150.27
Nusseltov broj	Nu	[-]	1693.84	2114.40	1413.90	1365.20	1293.87	1473.82	961.06	911.42	861.80	815.93
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	3682.33	3376.51	4336.02	4019.79	3642.81	2666.46	2434.60	2194.23	1968.67	1765.97
Izlazni brid												
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	[mm]	0.36	0.48	0.42	0.42	0.42	0.36	0.42	0.42	0.42	0.42
Reynoldsov broj	Re	[-]	2.777E+04	4.145E+04	2.922E+04	2.800E+04	2.537E+04	1.890E+04	1.564E+04	1.478E+04	1.373E+04	1.280E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	42.06	61.05	44.09	42.38	38.67	29.41	24.66	23.40	21.85	20.47
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	7667.47	8313.01	6593.18	6083.45	5289.35	4450.74	3048.28	2747.92	2434.76	2160.45
Nusseltov broj	Nu	[-]	30.27	39.91	31.35	30.44	28.44	23.21	20.37	19.59	18.62	17.74
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	5518.26	5434.40	4687.69	4369.68	3890.38	3513.14	2517.93	2300.91	2075.01	1872.55
Nusseltov broj	Nu	[-]	46.42	68.68	48.78	46.79	42.49	31.86	26.48	25.05	23.32	21.77
Koef.prijelaza topline	α_{kv}	[W/m ² K]	8461.92	9351.35	7293.94	6716.39	5812.23	4822.54	3273.25	2942.75	2598.26	2297.81

Cilindrične površine															
Geometrijska karakteristika profila	S_g	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132			
Reynoldsov broj	Re	[-]	1.314E+06	1.614E+06	1.329E+06	1.240E+06	1.131E+06	1.340E+06	7.358E+05	6.593E+05	5.947E+05	5.363E+05			
Reynoldsov broj srednji	$Re_{s,r}$	[-]	1.836E+06	2.599E+06	1.384E+06	1.310E+06	1.204E+06	1.477E+06	7.556E+05	6.954E+05	6.370E+05	5.847E+05			
Nusseltov broj	Nu	[-]	2730.39	3298.45	2764.56	2614.56	2426.32	2841.89	1740.81	1593.78	1466.84	1349.70			
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	5935.74	5267.34	8478.07	7698.50	6831.14	5141.59	4409.88	3837.00	3350.79	2921.22			
Nusseltov broj	Nu	[-]	4219.55	5451.05	3131.72	2981.81	2786.96	2882.15	1850.72	1721.19	1602.58	1498.58			
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	9173.12	8704.85	9604.05	8779.89	7846.49	5214.44	4688.31	4143.71	3660.87	3243.44			
Nusseltov broj	Nu	[-]	4139.38	5370.70	3348.21	3213.19	3016.98	3515.42	2127.80	1939.34	1872.14	1755.68			
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	8998.83	8576.54	10267.96	9461.16	8494.08	6360.17	5390.21	4813.36	4276.65	3799.91			
Površine															
Poprečni presjek profila	F	[mm ²]	260.08	308.63	122.96	122.96	122.96	260.08	122.96	122.96	122.96	122.96			
Ulazni dio	F_u	[mm ²]	23.73	64.96	35.91	39.66	43.15	23.73	21.17	24.25	26.88	31.89			
Izlazni dio	$F_{i,l}$	[mm ²]	11.34	19.88	16.88	18.65	20.29	11.34	9.95	11.40	12.64	14.99			
Konkavni dio	F_{led}	[mm ²]	1124.34	1593.48	921.65	1017.94	1107.36	1124.34	543.36	622.46	689.86	818.48			
Konveksni dio	F_{ob}	[mm ²]	751.38	1198.12	590.40	652.09	709.37	751.38	348.07	398.74	441.92	524.31			
Cilindrične površine	F_{cil}	[mm ²]	45470.60	70610.95	26144.53	26144.53	26144.53	44816.90	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	4665.32	4368.08	4606.32	4236.57	3766.36	2658.23	2504.44	2232.45	1989.31	1773.36			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	5516.25	5295.99	6101.02	5605.64	5039.02	3723.93	3334.96	2964.68	2631.58	2332.54			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	4527.17	4331.40	4944.70	4542.18	4085.41	3154.68	2853.32	2531.79	2246.25	1984.28			
Koeficijent rotacije	S_u	[-]	0.0342	0.0384	0.0423	0.0453	0.0483	0.0321	0.0307	0.0336	0.0361	0.0413			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	5744.37	5413.78	5780.70	5355.68	4792.53	3241.54	3043.35	2738.04	2457.90	2220.85			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	6754.27	6513.16	7654.09	7082.44	6408.17	4561.74	4061.83	3642.18	3255.59	2923.24			
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	5526.55	5309.97	6198.12	5735.27	5193.75	3846.67	3465.99	3103.21	2773.36	2483.19			

Tablica 41. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21

Stupanj	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Profil lopatice	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2230	11-2230	11-3350-01	11-3355-02	11-2370-02
Korjereni promjer	900.00	900.00	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
Visina lopatice	28.00	32.30	37.80	45.60	49.20	55.90	64.50	84.80	115.00	172.50	248.00	390.00
Sirina profila	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	30.40	30.40	50.00	55.00	70.74
Duljina tetive profila	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	30.85	30.85	50.00	62.50	68.54
Korak profila	12.65	12.71	12.78	12.89	15.12	15.21	16.57	24.09	24.70	26.57	38.38	51.87
Broj lopatica	230	230	230	230	238	238	220	154	154	150	110	90
Relativni korak profila	0.6173	0.6202	0.6238	0.6290	0.7378	0.7421	0.8088	0.7808	0.8008	0.5313	0.6142	0.7568
Ulazni kut	24.13	24.36	24.35	24.83	35.27	45.04	45.65	46.99	47.51	51.67	61.23	67.97
Izlazni kut	18.66	18.64	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43
Ulazni brid												
Promjer ulaznog brida	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.6360	1.6360	2.9200	2.8800	2.7000
Reynoldsov broj	2.538E+04	2.287E+04	2.059E+04	1.858E+04	1.898E+04	1.525E+04	1.071E+04	1.156E+04	7.924E+03	9.789E+03	6.246E+03	3.501E+03
Nusseltov broj	101.16	96.03	91.12	86.56	87.49	78.42	65.73	68.28	56.53	62.83	50.18	37.57
Koef.prijelaza topline	4005.77	3593.02	3217.07	2879.80	2643.67	2539.79	2891.34	2410.19	2341.28	1660.63	1521.02	1331.75
Nusseltov broj	151.00	140.54	130.72	121.77	123.59	106.25	83.28	87.78	67.63	78.25	57.39	38.49
Koef.prijelaza topline	5979.20	5258.14	4615.01	4051.26	3734.29	3441.33	3663.44	3098.41	2801.29	2068.31	1739.41	1364.34
Nusseltov broj	94.02	88.60	83.46	78.70	79.67	70.32	57.49	60.05	48.41	54.61	42.26	30.38
Koef.prijelaza topline	3723.02	3315.08	2946.39	2618.50	2407.43	2277.50	2529.17	2119.62	2005.04	1443.43	1280.97	1076.85
Srednji dio												
Geom. karakteristika profila	2.7464	2.7626	2.7400	2.7705	3.1147	3.6248	2.9178	2.9386	2.8765	4.1366	3.7048	5.3374
Reynoldsov broj	5.847E+05	5.441E+05	5.073E+05	4.767E+05	4.748E+05	3.889E+05	2.793E+05	3.061E+05	2.187E+05	2.522E+05	2.025E+05	1.247E+05
Reynoldsov broj srednji	5.384E+05	4.939E+05	4.536E+05	4.189E+05	4.224E+05	3.433E+05	2.445E+05	2.640E+05	1.860E+05	2.134E+05	1.738E+05	1.117E+05
Nusseltov broj	733.79	697.39	669.07	638.04	594.55	477.28	435.01	460.24	373.23	332.15	306.40	180.02
Koef.prijelaza topline	1501.75	1347.81	1219.25	1094.58	925.04	759.27	944.34	826.38	792.58	499.57	413.00	245.24
Nusseltov broj	938.40	884.06	833.42	788.81	793.31	687.30	543.39	573.13	449.72	494.56	429.12	315.97
Koef.prijelaza topline	1921.40	1709.64	1520.44	1355.45	1237.16	1122.70	1208.34	1051.17	971.67	753.96	589.36	436.57
Nusseltov broj	774.11	732.67	693.88	659.56	663.03	580.87	467.71	491.26	392.82	428.80	376.19	283.67
Koef.prijelaza topline	1585.01	1417.05	1265.88	1133.34	1033.98	948.84	1040.04	901.02	848.73	653.72	516.67	391.94
Izlazni brid												
Promjer izlaznog brida	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.49	0.49	1.1800	1.1600	1.1000
Reynoldsov broj	1.199E+04	1.115E+04	1.040E+04	9.772E+03	9.733E+03	7.972E+03	5.724E+03	4.861E+03	3.473E+03	5.951E+03	3.759E+03	2.002E+03
Nusseltov broj	19.25	18.01	16.87	15.92	15.86	13.18	9.68	8.32	6.08	10.04	6.55	3.64
Koef.prijelaza topline	1922.38	1697.89	1500.03	1332.73	1204.16	1022.62	1025.56	940.36	813.48	639.87	475.65	309.35
Nusseltov broj	16.95	16.13	15.37	14.73	14.68	12.79	10.18	9.10	7.21	10.46	7.62	4.93
Koef.prijelaza topline	1692.67	1521.04	1366.56	1232.42	1114.60	993.01	1078.25	1028.21	964.24	666.50	553.19	418.54
Nusseltov broj	20.41	19.03	17.77	16.72	16.65	13.70	9.91	8.45	6.08	10.30	6.57	3.55
Koef.prijelaza topline	2038.21	1794.03	1579.68	1399.34	1264.10	1063.35	1049.69	955.01	813.02	656.14	477.17	301.15

9.7. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.2. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojektni radni režim (Točka 2.)

Tablica 42. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9

Stupanj	i	Jed.	Reg.kolo	2	3	4	5	6	7	8	9
Profil lopatice			11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420
Korijeni promjer	d_k	[mm]	879.00	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00
Visina lopatice	h	[mm]	21.00	28.00	29.60	32.20	21.00	15.80	18.10	20.06	23.80
Širina profila	B	[mm]	29.84	39.52	19.80	19.80	29.84	19.80	19.80	19.80	19.80
Dujlina teiive profila	b	[mm]	30.08	40.88	20.49	20.49	30.08	20.49	20.49	20.49	20.49
Korak profila	t	[mm]	19.91	23.18	13.25	13.33	17.27	12.48	12.51	12.55	12.59
Broj lopatica	z	[-]	142	122	198	198	182	230	230	230	230
Relativni korak profila	t_{rel}	[-]	0.6619	0.5670	0.6466	0.6488	0.5741	0.6092	0.6107	0.6124	0.6145
Ulazni kut	β_1	[°]	17.29	38.49	24.48	24.49	23.75	24.94	24.46	24.38	24.16
Izlazni kut	β_2	[°]	15.68	29.51	18.94	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77
Ulazni brid											
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	[mm]	0.8400	1.9200	1.0600	1.0600	0.8400	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600
Reynoldsov broj	Re	[-]	8.432E+04	7.604E+04	2.496E+04	2.180E+04	2.620E+04	2.635E+04	2.339E+04	2.107E+04	1.898E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	184.39	174.00	100.31	97.05	102.79	103.07	97.12	92.17	87.48
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	14304.92	5947.12	5950.09	5122.95	6652.16	5046.40	4519.31	4070.32	3661.03
Nusseltov broj	Nu	[-]	345.76	319.93	149.25	142.59	154.37	154.94	142.73	132.80	123.57
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	26823.78	10934.91	8853.03	8122.07	9989.85	7586.12	6641.91	5864.44	5171.16
Nusseltov broj	Nu	[-]	186.47	174.58	93.12	89.67	95.75	96.04	89.74	84.55	79.67
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	14466.19	5966.77	5523.57	4710.70	6196.54	4702.53	4176.28	3733.84	3333.83
Srednji dio											
Geometrijska karakteristika profila	S_g	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132
Reynoldsov broj	Re	[-]	3.323E+06	3.523E+06	8.921E+05	8.749E+05	1.339E+06	5.982E+05	5.717E+05	5.382E+05	5.088E+05
Reynoldsov broj srednji	Re_{sr}	[-]	3.174E+06	2.586E+06	6.892E+05	6.62E+05	1.143E+06	5.545E+05	5.129E+05	4.737E+05	4.389E+05
Nusseltov broj	Nu	[-]	2538.35	2570.96	986.63	968.69	1115.54	724.36	698.50	670.29	646.91
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	5537.69	4110.33	3023.92	2850.02	2020.61	1835.24	1681.68	1531.09	1399.79
Nusseltov broj	Nu	[-]	3203.29	2779.76	1113.22	1086.35	1580.08	957.77	907.39	858.86	814.65
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	6963.82	4439.03	3413.90	3198.75	2858.72	2426.26	2184.51	1961.94	1763.19
Nusseltov broj	Nu	[-]	2401.91	2107.44	906.21	886.02	1251.71	788.84	750.48	713.39	679.46
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	5221.66	3365.40	2779.06	2608.87	2264.61	1998.31	1806.77	1629.64	1470.58
Izlazni brid											
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	[mm]	0.36	0.48	0.42	0.42	0.36	0.42	0.42	0.42	0.42
Reynoldsov broj	Re	[-]	3.977E+04	4.137E+04	1.829E+04	1.793E+04	1.602E+04	1.226E+04	1.172E+04	1.103E+04	1.043E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	58.74	60.94	28.52	28.01	25.22	19.66	18.86	17.82	16.92
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	10708.29	8296.95	4264.27	4019.94	3816.92	2430.60	2214.64	1986.29	1785.82
Nusseltov broj	Nu	[-]	38.79	39.85	22.69	22.39	20.71	17.22	16.69	16.01	15.40
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	7070.23	5426.61	3392.71	3213.32	3134.69	2128.53	1960.56	1784.11	1625.82
Nusseltov broj	Nu	[-]	65.95	68.54	30.85	30.27	27.11	20.87	19.97	18.82	17.82
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	[W/m ² K]	12022.02	9332.36	4613.23	4344.87	4103.31	2579.84	2345.57	2097.65	1880.90

Cilindrične površine														
Geometrijska karakteristika profila	S_0	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132		
Reynoldsov broj	Re	[-]	2.970E+06	1.595E+06	4.781E+05	4.472E+05	4.086E+05	9.186E+05	5.012E+05	4.457E+05	4.017E+05	3.619E+05		
Reynoldsov broj srednji	Re_{sr}	[-]	3.174E+06	2.586E+06	6.892E+05	6.652E+05	6.213E+05	1.143E+06	5.545E+05	5.129E+05	4.737E+05	4.389E+05		
Nusseltov broj	Nu	[-]	5243.25	3266.82	1220.11	1156.03	1074.77	2101.21	1280.39	1165.25	1071.68	985.44		
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	11398.60	5216.83	3741.70	3403.90	3025.94	3801.55	3243.53	2805.31	2448.10	2132.83		
Nusseltov broj	Nu	[-]	6537.44	5428.59	1793.13	1734.32	1641.44	2348.49	1444.88	1349.14	1264.53	1191.33		
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	14212.11	8668.98	5498.99	5106.66	4621.35	4248.94	3660.24	3248.02	2888.64	2578.45		
Nusseltov broj	Nu	[-]	6238.07	5349.97	1985.90	1934.06	1837.41	2901.85	1687.42	1591.50	1499.53	1416.12		
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	13561.29	8543.43	6090.17	5694.80	5173.11	5250.09	4274.63	3831.49	3425.47	3064.98		
Površine														
Poprečni presjek profila	F	[mm ²]	260.08	308.63	122.96	122.96	122.96	260.08	122.96	122.96	122.96	122.96		
Ulazni dio	F_u	[mm ²]	23.73	64.96	35.91	39.66	43.15	23.73	21.17	24.25	26.88	31.89		
Izlazni dio	F_{iz}	[mm ²]	11.34	19.88	16.88	18.65	20.29	11.34	9.95	11.40	12.64	14.99		
Konkavni dio	F_{kd}	[mm ²]	1124.34	1593.48	921.65	1017.94	1107.36	1124.34	543.36	622.46	689.86	818.48		
Konveksni dio	F_{kb}	[mm ²]	751.38	1198.12	590.40	652.09	709.37	751.38	348.07	398.74	441.92	524.31		
Cilindrične površine	F_{cil}	[mm ²]	45470.60	70610.95	26144.53	26144.53	26144.53	44816.90	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	6498.44	4354.30	3154.05	2958.15	2670.08	2284.32	2068.73	1860.25	1673.88	1509.84		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	8215.95	5275.39	3691.05	3439.27	3125.54	3097.33	2670.66	2382.97	2127.82	1898.82		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	6551.54	4316.00	3113.05	2898.57	2635.08	2658.35	2321.62	2067.95	1845.46	1641.17		
Koeficijent rotacije	S_u	[-]	0.0239	0.0385	0.0676	0.0707	0.0739	0.0378	0.0392	0.0424	0.0449	0.0506		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	7740.87	5398.27	4168.75	3933.12	3569.75	2831.32	2569.20	2331.36	2112.15	1930.52		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	9779.08	6489.11	4860.04	4555.53	4163.58	3848.32	3319.94	2987.49	2684.87	2426.71		
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	7775.34	5292.11	4094.23	3835.51	3507.50	3287.58	2878.50	2586.61	2323.90	2094.28		

Tablica 43. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21

Stupanj	i	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Profil lopatice		11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2230	11-2230	11-3350-01	11-2370-02
Korijeni promjer	d_k	900.00	900.00	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
Visina lopatice	l_2	28.00	32.30	37.80	45.60	49.20	55.90	64.50	84.80	115.00	172.50	248.00	390.00
Širina profila	B	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	30.40	30.40	50.00	55.00	70.74
Duljina tetive profila	b	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	30.85	30.85	50.00	62.50	68.54
Korak profila	t	12.65	12.71	12.78	12.89	15.12	15.21	16.57	24.09	24.70	26.57	38.38	51.87
Broj lopatica	z	230	230	230	230	238	238	220	154	154	150	110	90
Relativni korak profila	t_{rel}	0.6173	0.6202	0.6238	0.6290	0.7378	0.7421	0.8088	0.7808	0.8008	0.5313	0.6142	0.7568
Ulazni kut	β_1	24.13	24.36	24.35	24.83	35.27	45.04	45.65	46.99	47.51	51.67	61.23	67.97
Izlazni kut	β_2	18.66	18.64	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43
Ujazni brid													
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.6360	1.6360	2.9200	2.8800	2.7000
Reynoldsov broj	Re	1.716E+04	1.552E+04	1.402E+04	1.276E+04	1.392E+04	1.226E+04	8.631E+03	9.363E+03	6.389E+03	8.046E+03	5.433E+03	3.087E+03
Nusseltov broj	Nu	83.17	79.11	75.20	71.73	74.92	70.30	58.99	61.44	50.76	56.96	46.81	35.28
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	3293.42	2959.67	2654.84	2386.38	2263.70	2276.87	2595.14	2168.83	2102.33	1505.56	1418.64	1250.47
Nusseltov broj	Nu	115.24	107.54	100.28	93.95	99.77	91.38	71.74	75.89	58.30	68.35	52.13	35.29
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	4563.41	4023.58	3540.39	3125.73	3014.49	2959.60	3155.82	2678.55	2414.57	1806.59	1579.93	1250.79
Nusseltov broj	Nu	75.20	71.02	67.04	63.52	66.75	62.08	50.82	53.24	42.81	48.83	39.04	28.28
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	2977.83	2657.27	2366.68	2113.26	2016.93	2010.60	2235.83	1879.28	1773.37	1290.72	1183.10	1002.21
Srednji dio													
Geom. karakteristika profila	S_a	2.7464	2.7626	2.7400	2.7705	3.1147	3.6248	2.9178	2.9386	2.8765	4.1366	3.7048	5.3374
Reynoldsov broj	Re	4.842E+05	4.569E+05	4.320E+05	4.126E+05	4.169E+05	3.553E+05	2.568E+05	2.845E+05	2.047E+05	2.391E+05	1.956E+05	1.210E+05
Reynoldsov broj srednji	Re_{st}	4.090E+05	3.796E+05	3.528E+05	3.309E+05	3.449E+05	2.979E+05	2.134E+05	2.328E+05	1.648E+05	1.923E+05	1.619E+05	1.049E+05
Nusseltov broj	Nu	647.85	621.44	601.72	579.98	545.61	449.67	411.61	438.56	357.33	320.65	299.38	176.48
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1325.88	1201.02	1096.53	994.97	848.89	715.35	893.54	787.45	758.81	482.28	403.55	240.42
Nusseltov broj	Nu	775.86	736.83	700.36	670.02	689.47	622.98	494.54	525.35	413.66	460.27	408.53	302.59
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1588.59	1425.09	1277.70	1151.33	1075.22	1017.63	1099.71	963.54	893.76	701.68	561.08	418.08
Nusseltov broj	Nu	649.56	619.36	591.04	567.39	582.56	530.54	428.79	453.37	363.68	401.31	359.51	272.57
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1329.99	1197.90	1078.26	974.96	908.49	866.64	953.50	831.52	785.77	611.80	493.76	376.61
Izlazni brid													
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.49	0.49	1.1800	1.1600	1.1000
Reynoldsov broj	Re	9.924E+03	9.366E+03	8.855E+03	8.457E+03	8.545E+03	7.283E+03	5.264E+03	4.519E+03	3.251E+03	5.642E+03	3.629E+03	1.942E+03
Nusseltov broj	Nu	16.15	15.31	14.53	13.92	14.06	12.12	8.96	7.77	5.72	9.55	6.34	3.54
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1612.93	1443.26	1291.75	1165.07	1066.87	940.26	948.69	878.56	765.08	608.89	460.38	300.82
Nusseltov broj	Nu	14.88	14.30	13.76	13.33	13.42	12.02	9.61	8.65	6.89	10.08	7.43	4.83
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1486.00	1348.29	1223.10	1115.41	1018.86	933.04	1017.69	977.64	921.34	642.40	539.96	409.94
Nusseltov broj	Nu	16.97	16.04	15.18	14.52	14.66	12.54	9.13	7.87	5.70	9.77	6.35	3.45
Koef. prijelaza topline	α_{skv}	1694.79	1512.32	1349.95	1214.90	1113.05	973.50	967.15	889.14	762.24	622.78	461.08	292.43

9.8. Rezultati uz poglavlje 6.5.5.3. Proračun toplinskih rubnih uvjeta za vanprojekttni radni režim (Točka 3.)

Tablica 44. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 1-9

Stupanj	i	Jed.	Reg.kolo	2	3	4	5	6	7	8	9
Profil lopatice			11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-1430	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420
Korjени promjer	d_k	[mm]	879.00	811.70	811.70	811.70	983.00	900.00	900.00	900.00	900.00
Visina lopatice	l_j	[mm]	21.00	26.80	29.60	32.20	21.00	15.80	18.10	20.06	23.80
Širina profila	B	[mm]	29.84	19.80	19.80	19.80	29.84	19.80	19.80	19.80	19.80
Duljina tetive profila	b	[mm]	30.08	20.49	20.49	20.49	30.08	20.49	20.49	20.49	20.49
Korak profila	t	[mm]	19.91	13.25	13.29	13.33	17.27	12.48	12.51	12.55	12.59
Broj lopatica	z	[-]	142	198	198	198	182	230	230	230	230
Relativni korak profila	t_{rel}	[-]	0.6619	0.6466	0.6488	0.6508	0.5741	0.6092	0.6107	0.6124	0.6145
Ulazni kut	β_i	[°]	17.29	24.48	24.49	24.52	23.75	24.94	24.46	24.38	24.16
Izlazni kut	β_e	[°]	15.68	18.94	18.76	18.74	15.92	18.37	17.95	17.86	17.77
Ulazni brid											
Promjer ulaznog brida	d_{ub}	[mm]	0.8400	1.0600	1.0600	1.0600	0.8400	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600
Reynoldsov broj	Re	[-]	2.332E+05	6.137E+04	5.686E+04	5.267E+04	3.470E+04	3.889E+04	3.565E+04	3.220E+04	2.885E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	306.64	239.51	157.31	145.74	118.29	125.22	119.90	113.95	107.86
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	23788.61	8186.13	9330.91	7963.61	7655.00	6131.13	5579.53	5032.06	4513.79
Nusseltov broj	Nu	[-]	697.59	497.24	277.70	249.91	187.38	202.70	190.90	177.96	164.97
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	54117.71	16994.94	16471.93	13655.84	12125.91	9924.56	8883.78	7858.66	6903.72
Nusseltov broj	Nu	[-]	333.08	251.34	155.57	142.59	112.38	119.93	114.13	107.69	101.16
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	25840.08	8590.57	9227.70	7791.35	7272.86	5871.91	5311.09	4755.81	4233.19
Srednji dio											
Geometrijska karakteristika profila	S_o	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132
Reynoldsov broj	Re	[-]	7.604E+06	4.232E+06	1.313E+06	1.255E+06	1.504E+06	7.660E+05	7.361E+05	6.841E+05	6.344E+05
Reynoldsov broj srednji	Re _{sr}	[-]	7.972E+06	3.659E+06	1.250E+06	1.178E+06	1.376E+06	7.592E+05	7.131E+05	6.538E+05	5.967E+05
Nusseltov broj	Nu	[-]	4383.34	2901.35	1273.06	1229.26	1204.49	852.84	825.28	785.28	748.36
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	9562.73	4638.54	3901.80	3616.65	3226.91	2160.74	1986.91	1793.76	1619.31
Nusseltov broj	Nu	[-]	6058.21	3534.38	1680.97	1613.25	1519.37	1190.29	1139.83	1073.40	1007.61
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	13170.29	5644.09	5155.03	4750.18	3250.62	3015.29	2744.10	2452.03	2180.82
Nusseltov broj	Nu	[-]	4323.04	2629.98	1325.23	1275.92	1409.16	963.92	926.16	876.27	826.62
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	9398.10	4199.85	4064.09	3756.91	2549.47	2441.83	2229.72	2001.72	1789.09
Izlazni brid											
Promjer izlaznog brida	d_{ib}	[mm]	0.36	0.48	0.42	0.42	0.36	0.42	0.42	0.42	0.42
Reynoldsov broj	Re	[-]	9.100E+04	4.969E+04	2.691E+04	2.573E+04	1.800E+04	1.570E+04	1.509E+04	1.402E+04	1.300E+04
Nusseltov broj	Nu	[-]	126.85	72.25	40.84	39.18	28.10	24.78	23.85	22.28	20.77
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	23122.36	9837.91	6106.94	5623.46	4252.62	3059.38	2801.38	2482.78	2192.73
Nusseltov broj	Nu	[-]	68.66	45.22	29.62	28.72	22.44	20.43	19.87	18.89	17.93
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	12516.17	6157.72	4428.67	4122.07	3396.44	2524.73	2334.04	2105.30	1893.28
Nusseltov broj	Nu	[-]	148.14	81.98	45.01	43.08	30.37	26.58	25.57	23.80	22.11
Koef.prijelaza topline	α_{skiv}	[W/m ² K]	27004.53	11162.73	6729.52	6183.55	4597.13	3285.78	3002.97	2652.16	2333.92

Cilindrične površine													
Geometrijska karakteristika profila	S_g	[-]	2.3344	2.4311	2.6659	2.6912	2.6928	3.4235	2.8818	2.9145	2.9211	2.9132	
Reynoldsov broj	Re	[-]	8.214E+06	3.022E+06	1.176E+06	1.089E+06	9.873E+05	1.217E+06	7.398E+05	6.794E+05	6.139E+05	5.502E+05	
Reynoldsov broj srednji	Re _{sr}	[-]	7.972E+06	3.659E+06	1.250E+06	1.178E+06	1.080E+06	1.376E+06	7.592E+05	7.131E+05	6.538E+05	5.967E+05	
Nussetlov broj	Nu	[-]	11830.81	5447.03	2506.33	2355.64	2177.00	2630.52	1748.38	1632.52	1504.70	1377.62	
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	25719.66	8698.43	7686.17	6936.13	6129.19	4759.18	4429.07	3930.26	3437.29	2981.65	
Nussetlov broj	Nu	[-]	13656.74	7165.93	2887.52	2739.44	2555.18	2724.54	1857.61	1756.15	1636.37	1523.22	
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	29689.16	11443.36	8855.16	8066.21	7193.93	4929.28	4705.78	4227.89	3738.07	3296.77	
Nussetlov broj	Nu	[-]	12438.08	6939.20	3103.02	2967.87	2781.30	3335.02	2135.22	2037.36	1909.10	1782.71	
Koef.prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	27039.85	11081.30	9516.03	8738.84	7830.55	6033.78	5409.03	4904.89	4361.07	3858.40	
Površine													
Poprečni presjek profila	F	[mm ²]	260.08	308.63	122.96	122.96	122.96	260.08	122.96	122.96	122.96	122.96	122.96
Ulazni dio	F _u	[mm ²]	23.73	64.96	35.91	39.66	43.15	23.73	21.17	24.25	26.88	31.89	31.89
Izlazni dio	F _{izl}	[mm ²]	11.34	19.88	16.88	18.65	20.29	11.34	9.95	11.40	12.64	14.99	14.99
Konkavni dio	F _{kd}	[mm ²]	1124.34	1593.48	921.65	1017.94	1107.36	1124.34	543.36	622.46	689.86	818.48	818.48
Konveksni dio	F _{kb}	[mm ²]	751.38	1198.12	590.40	652.09	709.37	751.38	348.07	398.74	441.92	524.31	524.31
Cilindrične površine	F _{cil}	[mm ²]	45470.60	70610.95	26144.53	26144.53	26144.53	44816.90	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38	27702.38
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	12101.97	5415.22	4333.12	3979.16	3535.66	2547.05	2511.86	2267.63	2021.14	1794.79	1794.79
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	15973.45	6831.88	5675.23	5197.93	4664.00	3540.66	3346.07	3018.41	2681.06	2366.71	2366.71
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline	α_{ekv}	[W/m ² K]	12194.59	5475.16	4624.13	4235.62	3803.65	3009.97	2862.16	2574.37	2285.39	2011.16	2011.16
Koeficijent rotacije	S _u	[-]	0.0104	0.0320	0.0459	0.0493	0.0525	0.0337	0.0306	0.0329	0.0354	0.0406	0.0406
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	13686.29	6575.61	5481.28	5072.75	4538.32	3120.16	3051.38	2776.23	2492.56	2244.31	2244.31
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	18099.25	8271.20	7174.41	6620.55	5981.11	4354.91	4074.11	3701.89	3310.90	2961.81	2961.81
Ekvivalentni koeficijent prijelaza topline uz uzimanje u obzir utjecaja vrtnje	α_{ekv}	[W/m ² K]	13776.40	6608.99	5840.83	5391.66	4876.27	3685.15	3475.66	3150.03	2816.64	2513.21	2513.21

Tablica 45. Koeficijenti prijelaza topline u profilima lopatica rotora, stupanj 10-21

	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Stupanj												
Profil lopatice	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2420	11-2230	11-2230	11-3350-01	11-3355-02	11-2370-02
Korjeni promjer	900.00	900.00	900.00	900.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00	1100.00
Visina lopatice	28.00	32.30	37.80	45.60	49.20	55.90	64.50	84.80	115.00	172.50	248.00	390.00
Širina profila	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	19.80	30.40	30.40	50.00	55.00	70.74
Duljina tetive profila	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	20.49	30.85	30.85	50.00	62.50	68.54
Korak profila	12.65	12.71	12.78	12.89	15.12	15.21	16.57	24.09	24.70	26.57	38.38	51.87
Broj lopatica	230	230	230	230	238	238	220	154	154	150	110	90
Relativni korak profila	0.6173	0.6202	0.6238	0.6290	0.7378	0.7421	0.8088	0.7808	0.8008	0.5313	0.6142	0.7568
Ulazni kut	24.13	24.36	24.35	24.83	35.27	45.04	45.65	46.99	47.51	51.67	61.23	67.97
Izlazni kut	18.66	18.64	18.72	18.70	19.57	19.83	23.53	24.46	24.84	22.77	24.96	18.43
Ulazni brid												
Promjer ulaznog brida	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.0600	1.6360	1.6360	2.9200	2.8800	2.7000
Reynoldsov broj	2.574E+04	2.289E+04	2.011E+04	1.757E+04	2.236E+04	2.094E+04	1.440E+04	1.482E+04	9.306E+03	1.051E+04	7.186E+03	3.590E+03
Nusseltov broj	101.87	96.07	90.04	84.17	94.95	91.90	76.21	77.31	61.26	65.11	53.83	38.05
Koef. prijelaza topline	4033.84	3594.58	3178.85	2800.30	2869.09	2976.39	3352.48	2728.92	2537.23	1721.01	1631.49	1348.54
Nusseltov broj	152.46	140.62	128.58	117.15	138.36	132.25	102.14	104.19	75.57	82.20	63.22	39.16
Koef. prijelaza topline	6037.11	5261.29	4539.52	3897.75	4180.72	4283.48	4493.41	3677.71	3129.90	2172.81	1916.12	1388.15
Nusseltov broj	94.77	88.65	82.33	76.23	87.47	84.27	68.06	69.19	53.06	56.88	45.78	30.82
Koef. prijelaza topline	3752.80	3316.72	2906.49	2536.22	2642.94	2729.20	2994.19	2442.22	2197.55	1503.44	1387.62	1092.35
Srednji dio												
Geom. karakteristika profila	2.7464	2.7626	2.7400	2.7705	3.1147	3.6248	2.9178	2.9386	2.8765	4.1366	3.7048	5.3374
Reynoldsov broj	5.895E+05	5.444E+05	5.012E+05	4.646E+05	5.184E+05	4.624E+05	3.251E+05	3.428E+05	2.328E+05	2.581E+05	2.115E+05	1.256E+05
Reynoldsov broj srednji	5.442E+05	4.942E+05	4.458E+05	4.031E+05	4.766E+05	4.346E+05	3.027E+05	3.127E+05	2.059E+05	2.224E+05	1.881E+05	1.132E+05
Nusseltov broj	737.74	697.61	663.74	627.26	630.02	535.01	480.87	495.95	389.04	337.32	315.25	180.82
Koef. prijelaza topline	1509.84	1348.23	1209.55	1076.09	980.22	851.11	1043.88	890.51	826.15	507.34	424.94	246.33
Nusseltov broj	945.41	884.45	823.56	768.10	862.42	809.20	629.98	644.36	482.49	508.95	453.20	318.86
Koef. prijelaza topline	1935.76	1710.61	1502.45	1319.86	1344.94	1321.82	1400.88	1181.82	1042.48	775.90	622.43	440.56
Nusseltov broj	779.44	732.97	686.31	643.57	716.12	675.26	536.04	547.31	419.14	440.30	395.62	286.06
Koef. prijelaza topline	1595.93	1417.64	1252.06	1105.87	1116.78	1103.03	1191.99	1003.83	905.62	671.24	543.35	395.25
Izlazni brid												
Promjer izlaznog brida	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	0.49	0.49	1.1800	1.1600	1.1000
Reynoldsov broj	1.208E+04	1.116E+04	1.027E+04	9.523E+03	1.063E+04	9.477E+03	6.663E+03	5.444E+03	3.698E+03	6.092E+03	3.925E+03	2.015E+03
Nusseltov broj	19.40	18.02	16.68	15.55	17.21	15.48	11.15	9.24	6.45	10.26	6.82	3.67
Koef. prijelaza topline	1936.97	1698.64	1483.22	1301.11	1306.59	1201.13	1181.11	1044.80	862.45	653.95	495.14	311.28
Nusseltov broj	17.05	16.14	15.24	14.47	15.60	14.42	11.31	9.84	7.53	10.63	7.85	4.95
Koef. prijelaza topline	1702.19	1521.54	1355.19	1270.66	1184.20	1118.92	1197.35	1111.78	1006.98	677.35	569.92	420.47
Nusseltov broj	20.58	19.04	17.56	16.30	18.15	16.23	11.50	9.44	6.47	10.53	6.85	3.57
Koef. prijelaza topline	2054.48	1794.86	1561.08	1364.46	1377.39	1259.32	1217.70	1066.83	864.54	671.33	497.75	303.13

ŽIVOTOPIS

Krešimir Kovačić rođen je u Zagrebu 30.06.1972., osnovnu školu završio je u Kutini. Srednju školu matematičko-informatičkog smjera završio je u Kutini 1990. Iste godine sudjelovao je na državnom takmičenju iz fizike.

Diplomirao je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, 1997. godine na procesno-energetskom smjeru. Tijekom studija nagrađen je sa dvije Rektorove nagrade.

Nakon završetka studija zapošljava se u Petrokemiji d.d., Kutina gdje radi u Odjelu za turbine i kompresore. Poslovi koje je obavljao bili su vezani za održavalačke aktivnosti na turbostrojevima u procesnoj industriji. Od 2004. godine radi u Siemensu, kao prodajni inženjer u odjelu Energetike. 2008.godine zapošljava se u svjetski poznatoj energetskej tvrtki kao voditelj prodaje za servise na energetskej opremi za centralnu i istočnu Europu.

Autor i koautor je nekoliko radova prezentiranih na konferencijama u Hrvatskoj.

Govori i piše engleski jezik.

SHORT BIOGRAPHY

Krešimir Kovačić was born in Zagrebu 30.06.1972., he finished Primary school in Kutina. Secondary school, Mathematics and Informatics as a main subject he graduated in Kutina 1990. During Secondary school education he participated on state competition in physics.

He graduated at University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb 1997., Process Industry and Power Generation course. During studies he won two Dean of University awards.

After his graduation he was employed in Petrokemija d.d., Kutina at Turbines and Compressors department, being responsible for turbomachinery maintenance. Starting with 2004. he worked for Siemens, as a Sales Engineer in Power Generation department. From 2008. he is employed in world known Power Generation company as Sales Manager in Central and Eastern Europe for power generation services.

He is author and co-author of several papers presented on various conferences in Croatia.

He is fluent in English language.

LITERATURA

- [1] Z.Elčić, „Parne turbine“, Sveučilišna naklada Liber, Zagreb 1983
- [2] American Petroleum Institute, „ANSI/API 611 General-Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services“ Edition: 4th, 1997
- [3] American Petroleum Institute, „ANSI/API 612 Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries - Steam Turbines - Special-purpose Applications“ Edition: 5th, 2003
- [4] A.Leyzerowich, „Large Power Steam Turbines“ Volume I, Volume II, PennWell Books, Tulsa 1997.
- [5] A.Leyzerowich, „Energohozjajstvo za rubežom“, br.1, 1985., pp. 5-12
- [6] Grupa autora, „Pogonski propisi turbine 35MW Kutina“, Jugoturbina, Karlovac 1981.
- [7] I.Novko, „Modeliranje prijelaznih toplinskih i mehaničkih pojava u rotoru toplinske turbine“, Magistarski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1995.
- [8] O. C. Zienkiewicz, “The Finite Element Method”, Third Edition, McGraw-Hill Book Company, 1977.
- [9] M. F. Yeo Cheung, “A practical Introduction to Finite Element Analysis”, Pitman Publishing, 1979.
- [10] E.R.G. Eckert, R.M.Drake Jr, „Analysis of Heat and Mass Transfer“, McGraw –Hill Book Company, 1972
- [11] V.P:Isachenko, V.A.Osipova, A.K.Sukomel, „Heat Transfer“, Mir Publisher, Moskva, 1980
- [12] I. Turk, “Nauka o toplini I”, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1989.
- [13] M. A. Biot, “Variational Principles in Irreversible Thermodynamics with Applications to Viscoelasticity”, Phys. Rev, 97:6, 1955.
- [14] M. A. Biot, “Thermoelasticity and Irreversible Thermodynamics”, J. Appl. Phys., 27:3, 1956.
- [15] A. F. Emery, W. W. Carson, “Evaluation of Use of the Finite Element Method in Corporation of Temperature”, Trans. ASME Publication, 1969.
- [16] B. Matijašević, “Analiza stacionarnog i nestacionarnog temperaturnog polja u aksijalno-simetričnom tijelu pomoću metode konačnih elemenata”, Magistarski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1977.

- [17] T. R. Goodman & oth., "The Heat Balance Integral and Its Application to Problems Involving a Change in Phase", Trans. ASME, 8:2, 1958.
- [18] A. V. Ščegljajev, "Parovje turbini", Energija, Moskva 1976.
- [19] V.I.Zajcev, L.L.Gricaj, A.A.Moiseev, „Sudovje parovje i gazovje turbini“,Transport, Moskva, 1981.
- [20] A. Kostjuk, V. Frolov, "Steam and Gas Turbines", Mir publisher, Moskva 1988.
- [21] A.D.Truhnij, V.A:Palej, Ju.D.Martinov, D.B. Bistrickij, „Ocjena životnog vijeka kućišta parnih turbina uz termički zamor“, Teploenergetika br10., Moskva, 1976, pp.25-28
- [22] S.L.Dixon, „ Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery“, Elsevier, Oxford, 1998.
- [23] Z. Guzović, „Ocjena upotrebljivosti postojećih korelacija za određivanje prijelaza topline kod toplinskih turbostrojeva“, Doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1998.
- [24] Z.Guzović, B.Matijašević, I.Novko, „Istraživanje analitičkih rješenja prijelaza topline kod otvorenih rotor-stator sustava“, Radovi FSB XXII, Zagreb, 1998.
- [25] J. I. Šnec, V. M. Kapinos, I. V. Kotljars, "Gazovje Turbini", Čast pervaja, Izdateljskoe obedinenie, Kiev 1976.
- [26] Z. Guzović, "Konstrukcija i proračun čvrstoće elemenata parnih i plinskih turbina", Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 1994.
- [27] E. R. Plotkin, A. Š. Lejzerević, "Puskovje režimi parovih turbin energoblokov", Energija, Moskva 1980.
- [28] L. M. Zisina-Moložen, L. V. Zisin, M. P. Poljak, "Teploobmen v turbomašinah", Mašinstroenie, Leningrad 1974.
- [29] A. V. Ščegljajev, "Parovje turbini", Energija, Moskva 1976.
- [30] J. R. Howell, R. O. Buckius, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", Second Edition, McGraw-Hill Book Company, 1992.
- [31] I. Alfirević, "Nauka o čvrstoći I", Tehnička knjiga, Zagreb 1989.
- [32] B. Kraut, "Strojarski priručnik", Tehnička knjiga, Zagreb 1988.
- [33] M. P. Vukalović, "Mollierov h-s dijagram za vodenu paru do 1000 °C i 950 bara", Školska knjiga, Zagreb 1990.