

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Hrvoje Dorotić**

Zagreb, 2014

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**PARNA TURBINA ZA POGON  
CARGO PUMPE  
ZAVRŠNI RAD**

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Student:

Hrvoje Dorotić

Zagreb, 2014

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

*Zahvaljujem se mentoru, profesoru Zvonimiru Guzoviću na potpori, stručnoj pomoći i savjetima pruženima tijekom izrade ovoga rada.*

Hrvoje Dorotić

# SADRŽAJ

Popis slika.....	2
Popis tablica.....	3
Popis oznaka.....	4
Sažetak – summary.....	6
1. Parne turbine.....	8
1.1. Parne turbine općenito.....	8
1.2. Proces pretvorbe energije u stupnju turbine – općenito.....	10
1.2.1. Proces pretvorbe energije u stupnju akcijske turbine turbine.....	12
1.2.2. Proces pretvorbe energije u stupnju reakcijske turbine.....	14
1.3. Metoda postupnjivanja tlaka i metoda postupnjivanja brzine.....	15
1.4. Vrste i podjela parnih turbina.....	19
2. Parne turbine korištene za mehanički pogon.....	20
2.1 Uporaba.....	20
2.2 Jedinične snage, vrste turbina i parametri pare.....	21
2.3 Brzina vrtnje.....	23
2.4 Sustav za regulaciju, zaštitu i nadzor.....	23
3. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine.....	25
3.1. Odabir tipa turbine.....	25
3.2. Određivanje potrebne količine pare.....	26
3.3. Termodinamički proračun regulacijskog kola (Dvostepeno Curtis – ovo kolo)...28	
3.4. Termodinamički proračun ostalih stupnjeva turbine.....	46
4. Oblikovanje profila statorskih i rotorskih lopatica parbe turbine.....	65
4.1. Metode profiliranje.....	65
4.1.1 Konstrukcija pomoću polinoma višeg reda.....	66
4.2. Ulazni podaci za profiliranje lopatica.....	71
4.3. Rezultati profiliranja lopatica.....	73

## **SADRŽAJ**

5. Zaključak.....	78
6. Popis korištene literature.....	79

## POPIS SLIKA

Slika 1.1. Načelna shema parne turbine

Slika 1.2. Raspored opreme kondenzacijskog turboagregata srednje snage

Slika 1.3 Načelni prikaz procesa pretvorbe enerije u stupnju akcijske turbine

Slika 1.4 Načelni prikaz procesa pretvorbe enerije u stupnju reakcijske turbine

Slika 1.5. Shematski prikaz postupnjivanja tlaka kod višestupne akcijske turbine

Slika 1.6. Načelna shema postupnjivanja brzine kod Curtis - turbine

Slika 2.1. Načelna shema sustava za regulaciju brzine vrtnje

Slika 3.1. Uzdužni presjek turbine za mehanički pogon

Slika 3.2. Shema postrojenja

Slika 3.3. Dijagram unutarnje iskoristivosti

Slika 3.4. Trokuti brzina pojedinih stupnjeva

Slika 3.5. Krivulje za koeficijent profilnih i rubnih gubitaka

Slika 3.6. Korekcijski faktori za koeficijente gubitaka

Slika 3.7 Korekcijski factor za koeficijente gubitaka

Slika 3.8 Korekcijski factor za koeficijente gubitaka u rotorskoj rešetki

Slika 3.9. Geometrijske karakteristike profila Moskovskog energetskeg instituta

Slika 3.10. Neki od profila lopatica Moskovskog energetskeg instituta

Slika 3.11. Model rotora

Slika 4.1 Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke

## **POPIS TABLICA**

Tablica 4.1 Rezultati proračuna za pojedine stupnjeve

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$d_{1k}$	mm	promjer u korijenu lopatice
$d_{1s}$	mm	srednji promjer
$u_i$	m/s	obodna brzina na srednjem promjeru
$R$	-	reaktivnost na srednjem promjeru
$\Delta h_{is}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad stupnja
$C_f$	m/s	fiktivna brzina stupnja
$c_1$	m/s	apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
$\Delta h_{oS}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad u statorskoj rešetki
$\Delta h_{OR}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad u rotorskoj rešetki
$h_{ois}$	kJ/kg	izentropska entalpija na ulazu u stupanj
$p_0$	bar	tlak na ulazu u stupanj
$v_0$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen na ulazu u stupanj
$h_{1is}$	kJ/kg	izentropska entalpija na izlazu iz statorske rešetke
$p_1$	bar	tlak na izlazu iz statorske rešetke
$v_{1t}$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke
$h_{2is}$	kJ/kg	izentropska entalpija na izlazu iz rotorske rešetke
$p_2$	bar	tlak na izlazu iz rotorske rešetke
$v_{2t}$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke
$c_{it}$	m/s	teorijska apsolutna brzina
$a_i$	m/s	brzina zvuka na izlazu iz rešetke
$M_{it}$	-	teorijski Machov broj na izlazu iz rešetke
$\varepsilon_i$	-	odnos tlakova na ulazu i izlazu iz rešetke
$\varepsilon^*$	-	kritični odnos tlakova



Oznaka	Jedinica	Opis
$F_i$	cm <sup>2</sup>	površina
$t_i$	cm	korak lopatice
$\Delta l$	mm	prekrivanje statorskih lopatica
$\alpha_{1E}$	°	efektivni izlazni kut statorskih lopatica
$\beta_{1E}$	°	efektivni izlazni kut rotorskih lopatica
$b_i$	cm	duljina tetive profila lopatica
$\overline{t_{opt}}$	-	relativni optimalni korak rešetke
$\alpha_{ug}$	°	kut ugradnje statorskih lopatica
$\beta_{ug}$	°	kut ugradnje rotorskih lopatica
$t_{opt,i}$	cm	optimalni korak rešetke
$z_i$	-	broj lopatica
$t_{kor,i}$	cm	korigirani korak rešetke
$\zeta_S$	-	koeficijent gubitka statorske rešetke
$\zeta_R$	-	koeficijent gubitka rotorske rešetke
$\phi$	-	koeficijent brzine u statorskoj rešetki
$\psi$	-	koeficijent brzine u rotorskoj rešetki
$c_i$	m/s	apsolutna brzina
$\alpha_i$	°	kut apsolutne brzine $c_i$
$\Delta h_{gS}$	kJ/kg	gubici u statoru
$w_i$	m/s	relativna brzina
$\beta_i$	°	kut relativne brzine $w_i$
$w_{it}$	m/s	teorijska relativna brzina
$\Delta h_{gR}$	kJ/kg	gubici u rotoru
$\Delta h_{gIB}$	kJ/kg	gubici u statoru
$\eta_u$	-	stupanj djelovanja na obodu kola

<b>Oznaka</b>	<b>Jedinica</b>	<b>Opis</b>
$\zeta_u$	-	gubici uslijed propuštanja kroz međustepenu brtvu
$\zeta_{tr}$	-	gubici uslijed trenja
$\zeta_{vl}$	-	gubitak uslijed rada u vlažnom području
$\eta_i$	-	unutarnji stupanj djelovanja

## SAŽETAK

Ovim radom je pokazan način rada parnih turbina za mehanički pogon. Navedene su općenite karakteristike te njihova podjela. Također je napravljen termodinamički te aerodinamički proračun jedne akcijske turbine za mehanički pogon. Ulazni podaci su zadani samim zadatkom.

Osim toga, rad uključuje prikaz modeliranja profila statorskih i rotorskih lopatica. Profilirane su lopatice statora i rotora zadnjeg stupnja turbine, korištena je metoda polinomom 5. reda, a korišten je algoritam prof. dr. sc. Željka Tukovića koji je on napravio za potrebe svojega magistarskog rada „Strujne karakteristike aerodinamski optimalnih rešetki aksijalnih turbina“.

Termodinamički i aerodinamički proračun je napravljen pomoću programa Excel, a profiliranje lopatica je napravljeno pomoću matematičkog alata Mathcad – a.

Dodatak proračunu je i sklopni crtež uzdužnog presjeka turbine A0 formata, crtež je napravljen u Solid Works – u, dok je rotor akcijske turbine modeliran također u Solid Works – u.

Ključne riječi: parna turbina, profiliranje lopatica, mehanički pogon

## SUMMARY

This work shows the working principles of steam turbines used for mechanical drives. Their basic characteristics and classification are also mentioned. In addition, thermodynamic and aerodynamic calculation are made for one such turbine. Input parameters are given with this assignment.

Furthermore, this work includes a review of stator and rotor turbine blades profile modeling. The blades of the last turbine stage have been modeled, using the 5<sup>th</sup> polynom modeling method. For this, an algorithm from professor Željko Tuković was used, which he created for his master's thesis „Flow characteristics of aerodinamicaly optimal axial turbine cascade“.

The thermodynamic and aerodynamic calculations were carried out in Excel, and the blade profile modeling was carried out in Mathcad.

In addition to the calculation, a conceptual drawing of a calculated steam turbine has been made. The drawing was made in Solid Works, as was the rotor of an action turbine.

Key words: steam turbine, blade profile modeling, mechanical drive

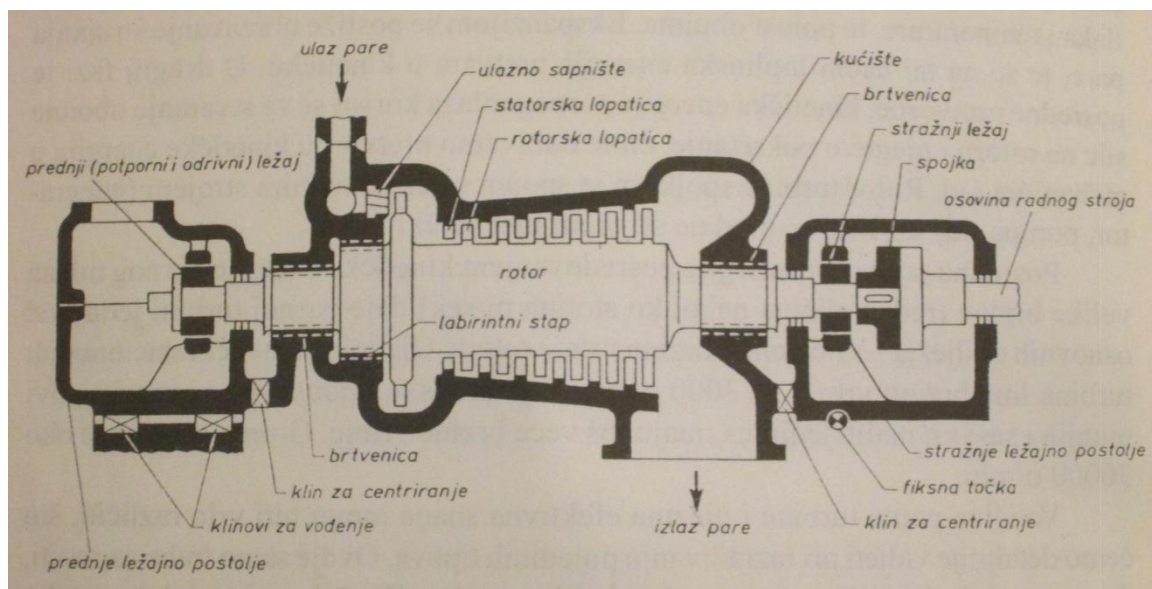
# 1. PARNE TURBINE

## 1.1 Parne turbine – općenito

Prema [1] i [5] i [3]

Parne turbine su pogonski strojevi koji toplinsku energiju pare pretvaraju u mehanički rad. Kao pogonski medij obično se koristi vodena para. Toplinska energija pare, koja je dobivena u parnom kotlu ili nuklearnom reaktoru, a očituje se kao povišenje – tlaka i temperature – iznad stanja okoline, pretvara se u mehanički rad posrednim putem. Prva faza procesa je ekspanzija pare, tj. pad tlaka i temperature, te porast obujma. Ekspanzijom se postiže ubrzavanje strujanja pare, te se na taj način toplinska energija pretvara u kinetičku. U drugoj fazi te posredne pretvorbe, kinetička energija parnog mlaza koristi se za stvaranje obodne sile na rotoru i njegovo pokretanje, čime dobivamo pretvorbu mehaničke energije u mehanički rad. Rotor turbine spojkom je spojen s nekim radnim strojem (generator, pumpa, itd.) kojemu se predaje stvoreni mehanički rad.

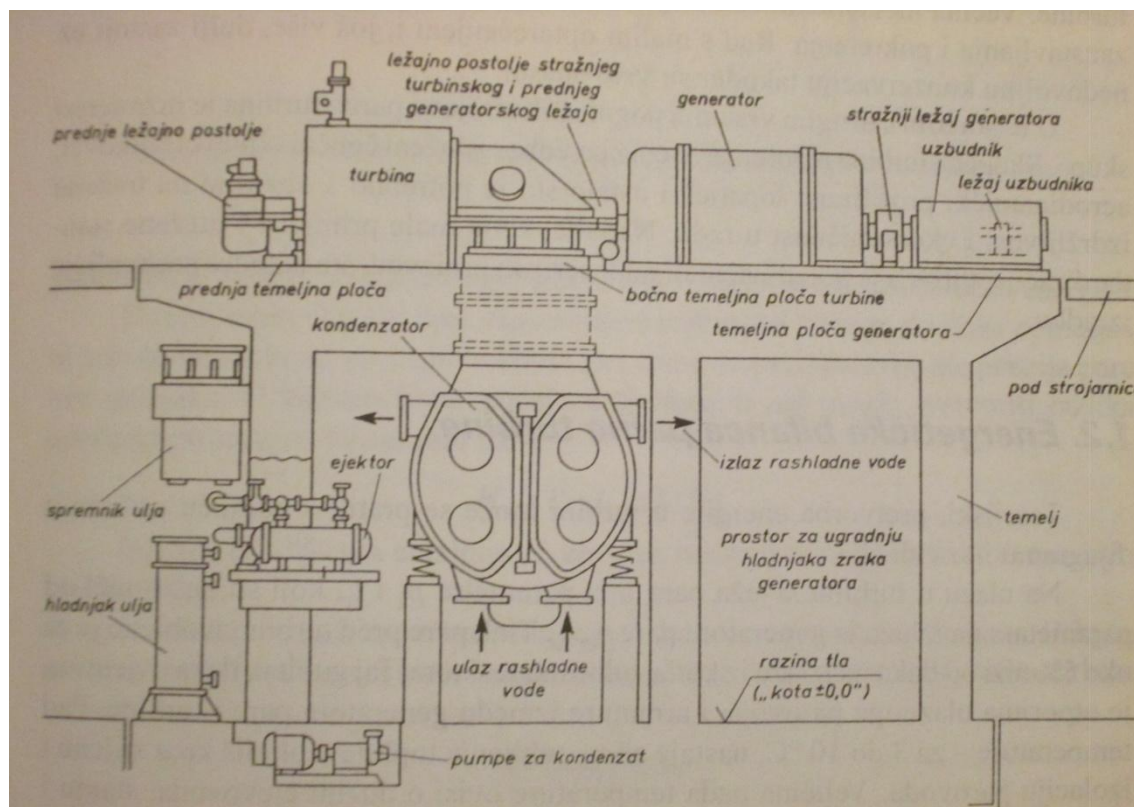
Posredna pretvorba energije posredovanjem kinetičke energije parnog mlaza velike brzine daje parnoj turbini jedno od osnovnih obilježja – vrlo veliku brzinu vrtnje rotora. Glavnina najvećih stacionarnih turbina ima brzinu vrtnje od 3000 o/min, dok brodske, industrijske i arazni tipovi manjih i sasvih malih jedinica imaju još veće brzine vrtnje. Gornja granica je oko 30 000 o/min. Načelna shema parne turbine prikazana je na slici 1.1.



Slika 1.1. Načelna shema parne turbine

Para dolazi u ulazni dio kućišta kroz parovodne ventile i brzozatvarajući ventil svježe pare, koji radi jednostavnosti nisu prikazani na slici. Proces ekspanzije postupno se odvija unutar turbine. Para prolazi izmjenično kroz redove nepokretnih statorskih i nepokretnih rotorskih lopatica, pri čemu statorske lopatice usmjeruju mlaz pare na rotorske. Profili obiju vrsta lopatica, njihova dužina i međusobni položaj određuju se u skladu sa zakonima strujanja pare. Red rotorskih i red statorskih ispred njega čine jedan stupanj turbine. Turbine mogu imati samo jedan stupanj, pa do nekoliko desetaka stupnjeva, što zavisi o snazi jedinice i parametrima pare. Statorske lopatice prvoga stupnja nazivamo sapnicama, jer kroz njih ulazi para u protočni dio turbine. Rotorske su lopatice učvršćene za rotor, a statorske lopatice na kućište. Na mjesto gdje rotor izlazi iz kućišta, s prednje i stražnje strane, ugrađene su brtvenice, koje sprječavaju prodiranje pare iz kućišta u atmosferu, ili zraka u kućište ako je tlak u kućištu niži od atmosferskoga tlaka. Obično se ugrađuju razni tipovi labirntnih brtava, Rotor turbine okreće se u dvama kliznim ležajevima, koji su podmazani posebnim mazivima za turbine. Ležajevi su smješteni u posebna kućišta – ležajna postolja, tako da ne dolazi do dodira između pare i ulja za mazanje.

Ispušna para ima zbog ekspanzije znatno veći obujam od svježe pare, zbog toga su presjeci za prolaz prema izlaznom kraju turbine sve veći – duže lopatice, veliki presjek ispušnog otvora. Ispušna se para može odvoditi u kondenzator s tlakom nižim od atmosferskog ili s većim tlakom u neki sustav za zagrijavanje.



Slika 1.2. Raspored opreme kondenzacijskog turboagregata srednje snage

Primjena velikih brzina kod parnih turbina nije povezana s poteškoćama oko svladavanja inercijskih sila masa u oscilatornom kretanju, pa se dimenzije agregata povećavaju mnogo sporije od porasta jedinične snage. Zbog toga parne turbine zauzimaju dominantan položaj među pogonskim strojevima velikih snaga. U području manjih snaga (pogon motornih vozila i sl.), naprotiv, prevladavaju motori s unutarnjim izgaranjem.

Parne turbine male snage ugrađuju se samo u slučajevima kada se parni uređaj izvodi radi grijanja ili u slične svrhe, te je turbokompleks samo energetski dodatak. Ispravno održavana parna turbina vrlo je izdržljiv stroj, načelno građen za danonoćni pogon od deset mjeseci bez prekida. Svake je godine potreban manji remont ležaja, uljnog sustava i kondenzacije, dok se kućište otvara jednom u tri ili više godina. Računski vijek trajanja najosjetljivijih dijelova iznosi deset godina. Međutim, poznati su slučajevi, da su pojedine turbine izdržale u stalnom pogonu i pedeset godina bez veće havarije, dok vijek trajanja od trideset godina nije rijetkost,

Često zaustavljanje i ponovno pokretanje najnepovoljnije utječu na trajnost turbine. Većina mehaničkih oštećenja i raznih kvarova nastaje upravo za vrijeme zaustavljanja i pokretanja. Rad s malim opterećenjima i , još više, dulji zastoj uz nedovoljnu konzervaciju također su vrlo opasni.

U usporedbi s drugim vrstama pogonskih strojeva parna turbina je razmjerno skupa. Skupoća turbine rezultat je načina izvedbe – složeni čelični odljevci i otkovci, aerodinamički profilirane lopatice i ostalo što je potrebno s obzirom na traženu izdržljivost i ekonomičnost u radu. Nadalje, zbog male primjene i otežane standardizacije, turbina je pojedinačni ili maloserijski proizvod, što također poskupljuje izvedbu.

## 1.2 Proces pretvorbe energije u stupnju turbine – općenito

Stupanj parne turbine obuhvaća red statorskih lopatica i sljedeći red rotorskih lopatica u smjeru strujanja pare. U njemu se odvija osnovna pretvorba energije, to jest ekspanzijom pare stvara se brzina parnog mlaza, zatim se ta brzina poništava i pretvara u mehanički rad rotora.

Prvi dio procesa, tj. ekspanzija, sastoji se u tome da se odgovarajućim oblikovanjem presjeka za prolaz pare omogući stalno istjecanje pare iz prostora s višim tlakom u prostor s nižim tlakom. Ako je turbina jednostupna, tada taj jedan stupanj prerađuje cijelu razliku tlakova pare, koji stoji na raspolaganju. Kod višestupne turbine svaki stupanj prerađuje dio te razlike, i to tako da započinje s tlakom na izlazu iz prethodnog stupnja, a stanje pare na izlazu iz promatranog ulazno je stanje sljedećeg.

Poznato je da će brzina strujanja biti što veća što je veća razlika tlakova na ulaznom i izlaznom otvoru. To vrijedi i za parnu turbinu, s tim da ovdje ne utječu samo tlakovi, nego i temperatura, tj. energetske razine ispred i iza stupnja, a te su energetske razine dane

specifičnim entalpijama pare. Odnosno brzina strujanja će ovisiti o raspoloživom toplinskom padu stupnja. Što je veći toplinski pad, to su i veće brzine strujanja, odnosno dobiva se više mehaničke energije na osovini rotora po kilogramu pare.

Proces ekspanzije može načelno teći na dva osnovna načina, pri čemu razlikujemo ekspanziju u akcijskoj i ekspanziju u reakcijskoj turbini. Proizvođači su se općenito podijelili u dva tabora – na one koji promiču akcijske turbine i one koji promiču reakcijske turbine. Osnovna razlika je u tome, što kod reakcijske turbine ekspanzija teče kroz čitav stupanj, a kod akcijske se proces ekspanzije završava u statorskom dijelu.

Drugi dio procesa, tj. poništavanje brzine i njezina pretvorba u rad rotora, zbiva se kod svih tipova turbina u rotorskom dijelu. Kanal za prolaz pare između dviju rotorskih lopatica tako je oblikovan da para ulazi u smjeru koji se približno poklapa sa smjerom okretanja rotora, a zatim zaokreće, gurajući pri tom rotor prema naprijed, u smjeru približno suprotnom smjeru okretanja, i s tim smjerom izlazi iz rotorskog kanala. Zbog suprotnosti smjera strujanja pare na izlazu iz rotora i smjera gibanja rotora dobivamo zapravo poništavanje brzine pare, njezina kinetička energija se na taj način predaje rotoru.

### 1.2.1. Proces pretvorbe energije u stupnju akcijske turbine

Ekspanzija se odvija samo u statorskom dijelu, dok se u rotorskom kanalu odvija samo skretanje parnog mlaza i primopredaja kinetičke energije između pare i rotora.

Način postupne pretvorbe brzine pare u mehanički rad rotora prikazan je s pomoću tzv. trokuta brzine. Prvi ulazni trokut prikazuje brzinu na izlazu iz statora  $c_s$ , te vektorsko odbijanje obodne brzine  $u$  od brzine  $c_s$  radi određivanja veličine i smjera relativne brzine  $w_s$  na ulazu u rotor. Kroz rotorski se kanal para kreće brzinom  $w$ , koja postupno mijenja smjer, dok na izlazu ne dobijemo brzinu  $w_i$ , koja je nešto manja od  $w_s$  zbog gubitka u rotoru. Apsolutna brzina pare  $c_i$  na izlazu iz stupnja dobiva se kao rezultanta brzine pare na kraju kanala  $w_i$  i brzine, kojom se kreće taj kanal, tj. obodne brzine rotora  $u$ . Te tri brzine tvore izlazni trokut.

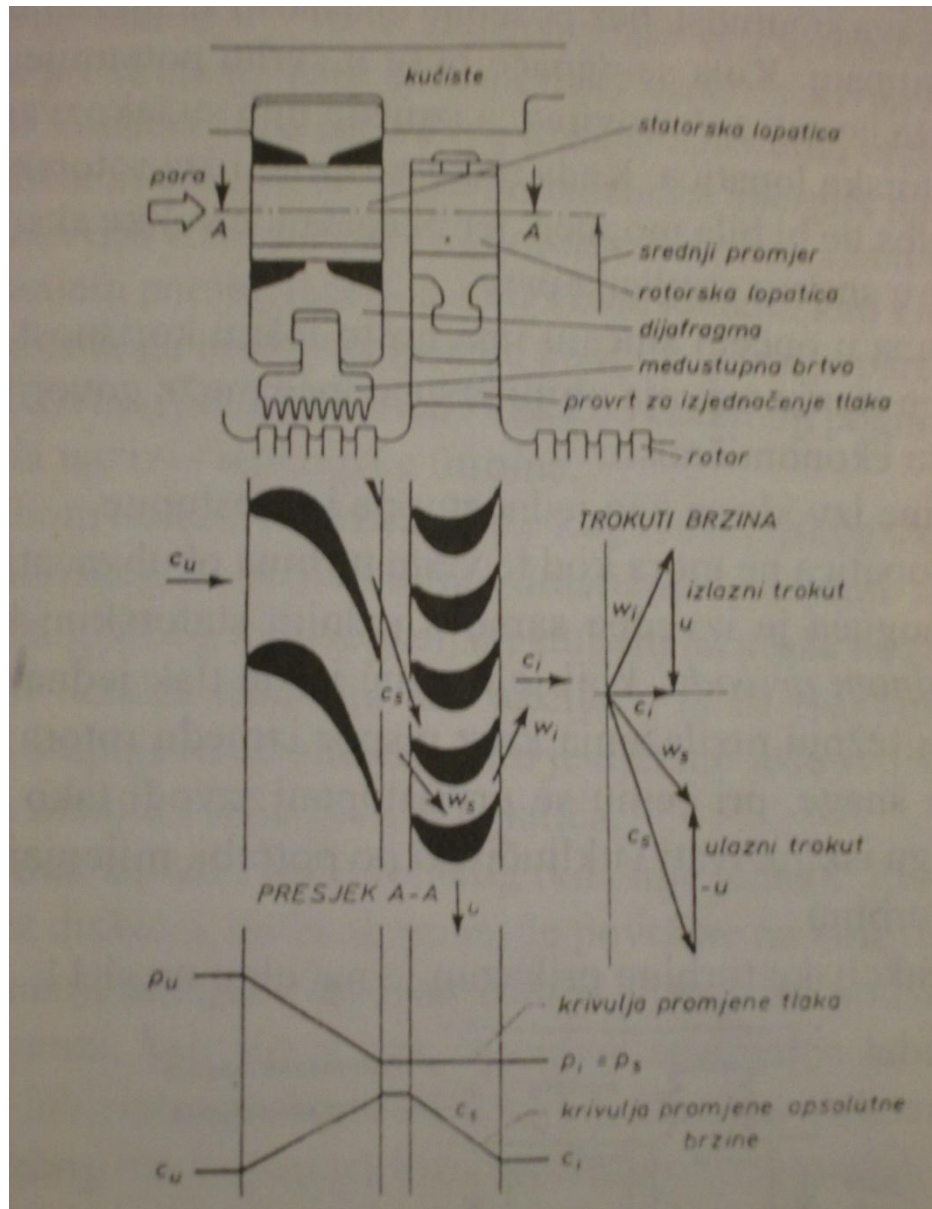
Rezultat procesa je taj, da je brzina  $c_i$  znatno manja od brzine  $c_s$ , tj. apsolutna brzina pare je većim dijelom potrošena. Pogonski moment za okretanje rotora dobiva se kod akcijske turbine samo zbog skretanja parnog mlaza.

Akcijske turbine odlikuju se robustnošću protočnoga dijela i većom sigurnošću u pogonu, jer se sastoje od manjeg broja stupnjeva s krupnim lopaticama. Ispred i iza rotora reda lopatica vlada isti tlak, te zračnosti oko lopatica mogu biti veće, što povećava sigurnost, bez posebne opasnosti za bježanje pare okolnim putem u sljedeći stupanj. Kola se dapače buše u svrhu potpunijeg izjednačenja tlaka. Rotor se može izvesti s diskovima, a između njih su takozvane dijafragme, u koje se ulažu statorske lopatice. Kada tlakovi ispred i iza rotorskog reda ne bi bili isti, takva izvedba ne bi bila moguća, jer bi nastajale velike aksijalne sile, koje bi potiskivale rotor u smjeru strujanja pare. Akcijska turbina u općem slučaju, ima nešto lošiju



iskoristivost od reakcijske, ako se pri današnjem stanju razvoja obiju vrsta uopće može govoriti o ozbiljnijem razlikama u pogledu ekonomičnosti.

Statorski red lopatica ne mora obuhvaćati cijeli opseg, u krajnjem slučaju moguća je izvedba samo s jednim statorskim kanalom. Tada govorimo o parcijalnom privodu, koji je moguć jer je tlak jednak s obiju strane rotora, te para nema težnju razilaženja kroz raspore između rotora i statora. To je važno pri regulaciji snage, pri čemu se prvi stupanj izvodi tako da se pojedine skupine sapnica mogu isključivati i uključivati po potrebi, mijenjajući protjecanju količinu pare kroz turbinu.



Slika 1.3 Načelni prikaz procesa pretvorbe energije u stupnju akcijske turbine

### 1.2.2. Proces pretvorbe energije u stupnju reakcijske turbine

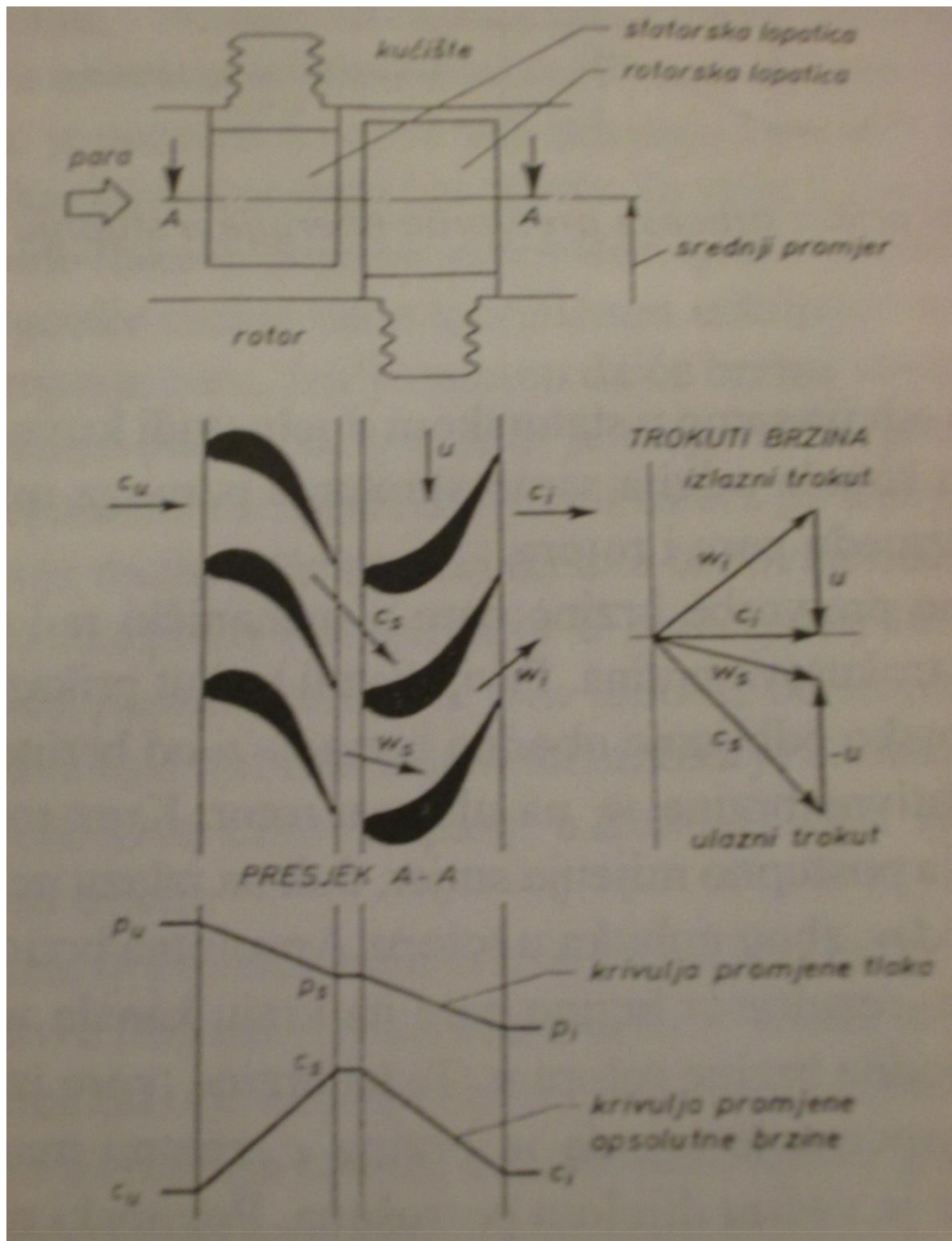
Ekspanzija se odvija u čitavom dijelu stupnju. Ulazni i izlazni trokut brzina nastaju na isti način, kao i kod akcijskog stupnja, s tom razlikom da je relativna brzina pare na izlazu iz rotorskog kanala  $w_i$  veća od ukupne relativne brzine  $w_s$ . To je zbog toga što se i u rotoru odvija dio procesa ekspanzije, te pri strujanju pare kroz rotorski kanal relativna brzina raste. I u tom slučaju se kako konačni rezultat dobiva izlazna apsolutna brzina  $c_i$ , koja je manja od ulazne brzine  $c_s$ , čime se postiže pretvaranje kinetičke energije parnog mlaza u mehanički radna osovini rotora. Pogonski moment se kod reakcijske turbine dobiva dijelom skretanjem parnog mlaza u rotorskom kanalu, kao i kod akcijske turbine. Drugi dio pogonskog momenta nastaje zbog ekspanzije pare u rotorskom kanalu i stvaranja reaktivnog potiska – slično kao kod raketnog pogona. Tako je ta skupina turbina i dobila naziv – reakcijske turbine.

Usporedbom trokuta brzina akcijskog i reakcijskog stupnja lako uočavamo da se kod reakcijskog stupnja ne dobiva toliko drastično smanjene apsolutne brzine pare kao kod akcijskog. Zbog tog reakcijski stupanj ne može na zadovoljavajući način preraditi toliku razliku entalpija kao akcijski, te će reakcijska turbina općenito imati veći broj stupnjeva od akcijske, što je njezino loše svojstvo, to jest dobiva se mnogo redova manjih i osjetljivijih lopatica.

Nadalje, tlak ispred i iza rotorskog dijela nije jednak. Zbog toga se rotor gradi kao bubanj, bez diskova, da bi se smanjile površine na koje djeluje ta razlika tlaka i tako dobio manji aksijalni potisak rotora. Aksijalni potisak smanjuje se još i posebnim mjerama, kao što je npr. ugradnja specijalne labirintne brtve velikog promjera, tzv. labirintnog stapa.. Razlika tlakova ispred i iza rotora stvara gubitke zbog bježanja pare kroz zračnost oko rotorskih lopatica, te zračnosti moraju biti što manje. Ta okolnost smanjuje sigurnost turbine, jer lakše dolazi do dodira rotirajućih i mirujućih dijelova.

Nasuprot svim tim lošim stranama, glavna je prednost reakcijske turbine njezina bolja korisnost, koja proizlazi iz ekspanzijskog strujanja u rotoru. Zbog ekspanzije para nastoji što bolje popuniti rotorski kanal, te ne dolazi do odcjepljenja mlaza od stijenki kanala i vrtloženja pare u njemu. Taj argument je u prvoj polovici stoljeća imao posebnu težinu, jer se i nisu gradile veće jedinice, te je usporedba glasila doslovce ovako: akcijska turbina je sigurnija u pogonu, a reakcijska troši manje pare. Danas ta usporedba vrijedi samo teorijski. Obje su vrste već toliko unaprijeđene da su nedvojbeno jednako sigurne u pogonu, a potrošnja pare je ista. Dapače, današnje akcijske turbine imaju profile lopatica donekle slične reakcijskim, te su po pretvorbi energije između klasične akcijske i klasične reakcijske turbine.

Reakcijski način gradnje neprihvatljiv je kod jednostupnih turbina zbog maloga toplinskog pada, koji može preraditi jedan stupanj. Ni izvedba s parcijalnim privodom ne dolazi u obzir kod reakcijskog stupnja, jer bi para strujala kroz raspor između statora i rotora. Zbog toga se kod reakcijskih turbina uvijek ugrađuje kao prvi jedan akcijski stupanj ili stupanj Curtis (o tome vidi dalje u tekstu), čime se omogućuje regulacija snage isključivanjem pojedinih skupina sapnica.



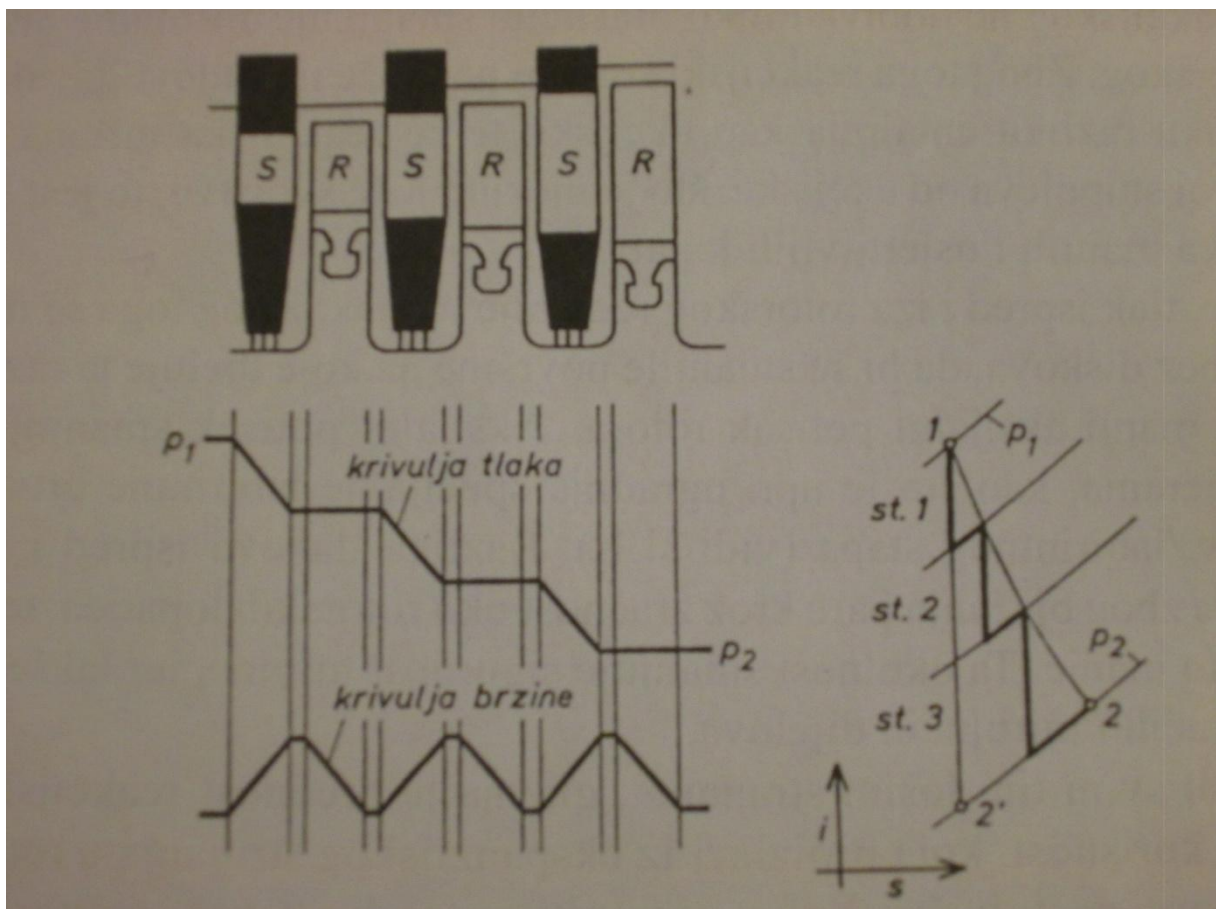
Slika 1.4 Načelni prikaz procesa pretvorbe enerije u stupnju reakcijske turbine

### 1.3 Metoda postupnjivanja tlaka i metoda postupnjivanja brzine

Višestupne turbine uvedene su radi ekonomičnijeg prerađivanja velikih toplinskih padova. Naime, ako želim jednim stupnjem prerađiti veliki toplinski pad, moramo radi poništavanja velike brzine na izlazu iz statora uvesti i veliku obodnu brzinu rotora, što daje manju korisnost i veća mehanička naprezanja dijelova. Zbog toga se jednostupne turbine izvode samo za posve male jedinične snage.

Ukupni toplinski pad, koje prerađuje parna turbina, može se prerađiti u više stupnjeva na dva načina, te razlikujemo višestupne turbine s postupnjivanjem tlaka i s postupnjivanjem brzine.

Postupnjivanje tlaka osnovna je metoda za svladavanje velikih toplinskih padova i uvedeno je kod svih većih turbina. Cijela razlika tlakova na ulazu i izlazu iz turbine dijeli se na manje razlike tlakova, koje prerađuju pojedini stupnjevi na već opisani način. Razlika između postupnjivanja tlaka kod višestupnih turbina akcijskih i reakcijskih turbina potječu iz razlika u pretvorbi energije unutar stupnja. Obje vrste turbina razlikuje se konstruktivno, kao je što je već prije opisano.



Slika 1.5. Shematski prikaz postupnjivanja tlaka kod višestupne akcijske turbine

Postupnjivanje brzine drugi je način za svladavanje velikih toplinskih padova. Višestupne turbine građene na taj način zovu se po pronalazaču postupka Curtis – turbine. Obično imaju dva stupnja, rjeđe tri, i vrlo su proširene u području manjih snaga, do oko 1 MW. Kod višestupnih akcijskih i reakcijskih turbina veće snage često se izvodi kombinacija postupnjivanja brzine s postupnjivanjem tlaka, i to tako da se umjesto prvog (akcijskog stupnja ugradi dvostupno Curtis – ovo kolo, a dalji stupnjevi se izvedu po načelu postupnjivanja tlaka. Uobičajeno je da se terminološki Curtis – turbina smatra jednim stupnjem, te govorimo o prvom stupnju izvedenom na načelu Curtisa, odnosno o jednostupnoj Curtis – turbini. Već prema tome je li Curtis – ovo kolo primijenjeno kao prvi stupanj neke veće, višestupne jedinice, ili samostalno, kao manja pomoćna turbina. Umjesto o broju stupnjeva govorimo o broju vijenaca rotorskih lopatica, te su tako nastali nazivi dvovjenčano ili trovjenčano Curtis – ovo kolo, a redovi statorskih rotorskih lopatica („vijenac“) označavaju se slovima abecede. Tako se npr. protočni dio Curtis – turbine s dvovjenčanim kolom sastoji od sljedećih dijelova:

- ulazne sapnice
- prvi rotorski red – Curtis A
- statorske lopatice – Curtis B (skretne lopatice)
- drugi rotorski red – Curtis C

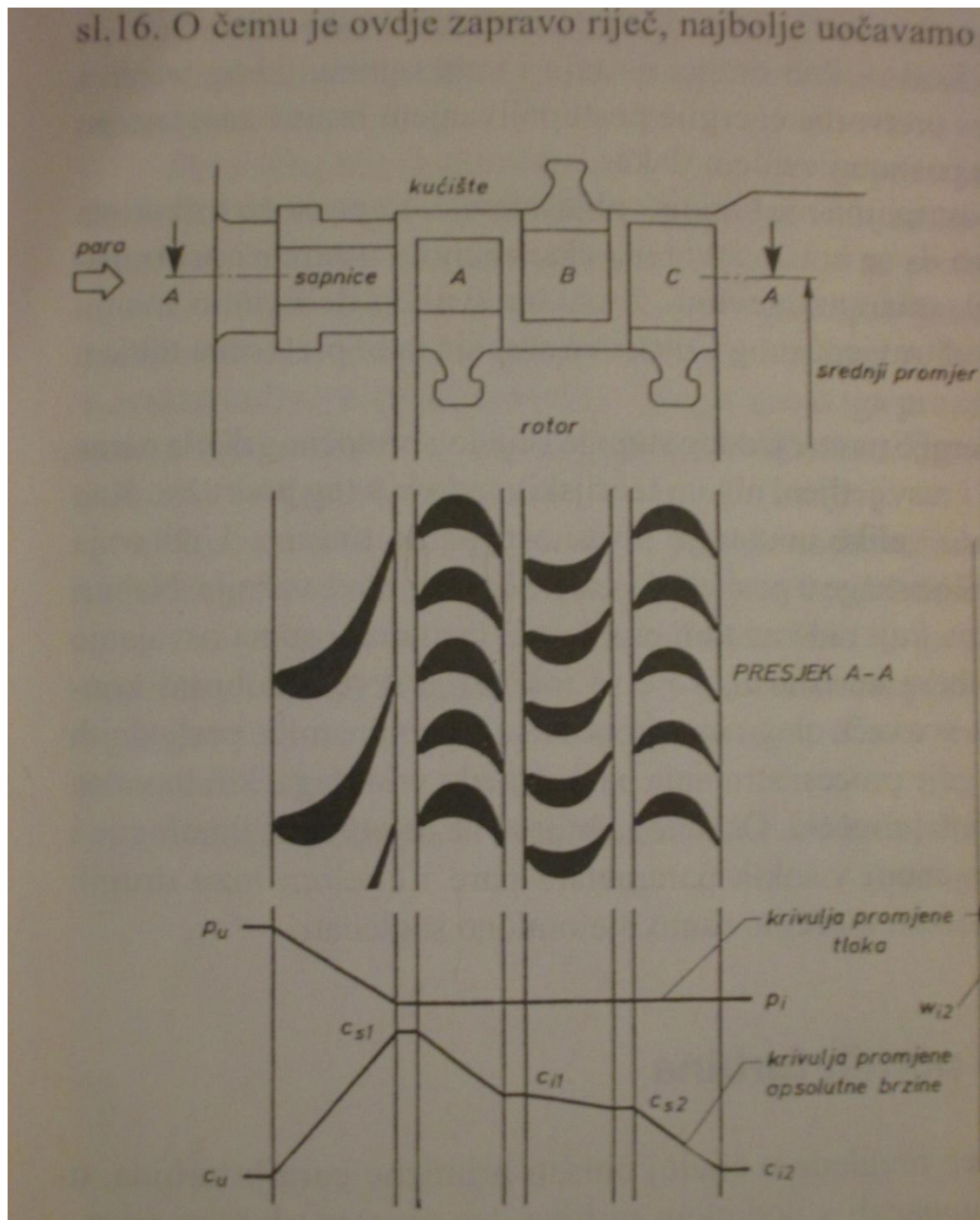
Pri postupnjivanju brzine prvi stupanj čine ulazne sapnice i red Curtis A, a drugi stupanj red Curtis B i red Curtis C.

Ekspanzija se odvija samo u ulaznim sapnicama, te u njima dobivamo vrlo veliku brzinu pare. U daljim redovima lopatica samo do skretanja struje pare, te poništavanja njezine apsolutne brzine i pretvaranja kinetičke energije mlaza u rad rotora. Prema tome, Curtis – turbina radi na akcijskom načelu, ali se u praksi gotovo uvijek uvodi i mali postotak reakcije. U idealnom bi slučaju brzina pare kroz skretne lopatice ostala konstantna, ali zbog trenja i drugih gubitaka vrijednost pada za nekoliko postotaka.

Iz trokuta brzina uočavamo da se s pomoću razmjerno male obodne brzine mogu svladavati vrlo velike apsolutne brzine  $c_{sl}$ , što znači da se u jednom Curtisovu „stupnju“ može preraditi znatan toplinski pad, s umjerenom obodnom brzinom rotora. Zbog te činjenice Curtis turbine su često korištene kod malih turbina. Ta prednost važna je i pro primjeni Curtisova stupnja kao prvog stupnja neke višestupne turbine, jer se već prije ulaza u kućište turbine parametri pare znatno smanjuju, te je naprezanje kućišta manje.

Međutim kod postupnjivanja brzine obično radimo s velikim brzinama pare na izlazu iz sapnica, te brzina  $c_{sl}$  ima vrijednost od nekoliko stotina m/s, pa do više do 1000 m/s. Kod velikih brzina nastaju i veliki gubici zbog trenja i vrtloženja pare, pa proces pretvorbe energije postupnjivanjem brzine zaostaje po korisnosti za procesom s postupnjivanjem tlaka. Naziv postupnjivanje brzine se može objasniti pomoću trokuta brzina, gdje je očito smanjivanje brzine kroz Curtis – ov stupanj.





Slika 1.6. Načelna shema postupnjivanja brzine kod Curtis - turbine

Procesi pretvorbe energije unutar jednog stupnja i cijelog protočnog dijela parne turbine dobro su proučeni i rasvijetljeni nizom teorijskih radova s tog područja. Kao rezultat dobivamo već vrlo velike unutarnje korisnosti parne turbine. Unutarnja korisnost s porastom jedinične snage u posljednje vrijeme postaje sve važnija. Efikasnost se može poboljšati boljom konstrukcijom, a sve veću ulogu ima i proučavanje strujanja u zadnjim stupnjevima turbine – gdje su lopatice uvijene i velike preko 1 m. Također je samu korisnost moguće poboljšati kvalitetnijim materijalima, otpornijima na veće temperature i naprezanja.

## 1.4. Vrste i podjela parnih turbina

Podjela prema izlaznom tlaku:

- kondenzacijske turbine – para ekspandira do vakuuma u kondenzatoru
- protutlačne turbine – ekspanzija se odvija do tlaka u nekom sustavu za zagrijavanje parom
- ispušne – iskorištena para se odvodi u atmosferu
- kondenzacijske oduzimanjem pare – dio pare se odvodi u kondenzator, a dio se odvaja na nekom srednjem tlaku za potrebe zagrijavanja
- protutlačne s oduzimanjem pare – u kojih se dio pare predaje ogrjevnoj mreži nakon prolaza kroz cijelu turbinu, a dio se oduzima na višem tlaku i predaje ogrjevnoj mreži

Postoje , nadalje i manje važne podjele prema broju kućišta na jednokućišne i višekućišne, te prema načinu pogonjenja radnog stroja na turbine bez reduktora i sa reduktorom.

Podjela na akcijske i reakcijske turbine prema toku ekspanzije je prije objašnjena.

Razlikujemo četiri osnovne skupine turbine, s obzirom prema njihovoj uporabi:

- prva skupina – turbine za pogon generatora u javnim termoelektranama, to su kondenzacijske jedinice velikih i najvećih snaga do preko 1000 MW prilagođene izravnom pogonu generatora, turbine su najčešće višekućišne
- druga skupina – turbine za pogon generatora u javnim i industrijskim termoelektranama – toplanama, to su pretežno manji strojevi, karakteristična je primjena kombinirane proizvodnje toplinske i električne energije – kogeneracija
- treća skupina – parne turbine za pogon brodova, kondenzacijski strojevi veće snage, prilagođeni posebnim uvjetima brodske propulzije
- četvrta skupina – turbine za mehanički pogon – za pogon kompresora, pumpi i ventilatora, u toj su skupini strojevi jedinične snage do 50 MW, brojčano su najviše zastupljene male jedinice, pretežni su to kondenzacijske ili protutlačne turbine

U nastavku će pobliže biti predstavljene i objašnjene turbine koje se koriste za mehanički pogon.

## 2. PARNE TURBINE KORIŠTENE ZA MEHANIČKI POGON

Prema [5]

### 2.1 Uporaba

Osim za pokretanje generatora električne struje i brodskog vijka, parna turbina načelno se može koristiti za pogon bilo kojeg radnog stroja, na primjer za pogon mješača u industriji lijekova, za pogon mlinova za šećernu trsku itd. Međutim, ako isključimo takve povremene ili čak neobične slučajeve uporabe, ostaje nam kao važno područje ugradnje parnih turbina-pogon turbokompresora, ventilatora i pumpi. Jedinice za tu namjenu pretežno su manjih snaga, ali je njihova ugradnja prilično česta, pa su se neki od proizvođača parnih turbina specijalizirali samo za proizvodnju takvih strojeva.

Već smo pri razmatranju turbina za pogon generatora, istaknuli da u području velikih jediničnih snaga parna turbina nema alternative. Naprotiv, pri pogonu turbokompresora, ventilatora i pumpi gotovo se uvijek kao jeftinija i pristupačnija inačica nudi uporaba pogona s elektromotorom (Postoje i druge mogućnosti-ekspanzijska turbina, plinska turbina itd.). Zbog toga u početku ovog poglavlja najprije valja navesti u kojim uvjetima zapravo dolazi u obzir uporaba parne turbine za pogon takvih radnih strojeva kao što su turbokompresori, ventilatori i pumpe.

Prvi je osnovni preduvjet da već zbog drugih potreba postoji parni uređaj iz kojeg se može dobivati para za pogon turbine. Ako taj uvjet nije ostvaren, te bi samo zbog pogona pumpe, ventilatora ili turbokompresora trebalo izgraditi kotlovnice za proizvodnju pare, treba dati prednost pogonu pomoću elektromotora, motora s unutarnjim izgaranjem ili plinske turbine.

Drugi je osnovni preduvjet da se traži jedinična snaga pogonskog stroja koja je veća barem od 25 kW. Ispod te donje granice uporaba parnih turbina u praksi vrlo je rijetka i svodi se na pogon uljnih pumpi u cirkulacijskim uljnim sustavima za mazanje većih jedinica i druge periferne svrhe.

Povoljne okolnosti, dakle takve koje opravdavaju uporabu parne turbine za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora su sljedeće:

- Postojeći je parni uređaj takva tipa da se može izabrati protutlačna turbina i koristiti gospodarske prednosti spojnoga procesa za kombiniranu proizvodnju mehaničke i toplinske energije,
- Traži se iz razloga sigurnosti ugradnja dvaju istovjetnih radnih strojeva-pumpe, kompresora itd., od kojih je jedan rezervni, s pogonom iz različitih energetske izvora; tada se obično jedan od tih radnih strojeva pokreće elektromotorom, a drugi parnom turbinom,
- Traži se pogon radnoga stroja uz promjenjivu brzinu vrtnje,



- Traži se pogon radnoga stroja uz iznimno veliku brzinu vrtnje,
- Zbog mogućnosti stvaranja eksplozivnih smjesa sa zrakom daje se prednost pogonskom stroju bez izgaranja i bez iskrenja.

Naposljetku, kada pogonski stroj treba imati vrlo veliku jediničnu snagu, od nekoliko megavata i veću, parna turbina je najpovoljnija.

Iz toga proizlaze i neki od karakterističnih slučajeva uporabe parnih turbina kao što su:

- Pogon pojnih pumpi u termoelektranama na fosilna goriva i brodskim kotlovnicama,
- Pogon cirkulatora u primarnom krugu nuklearnih uređaja i pojne pumpe u sekundarnom krugu,
- Pogon različitih brodskih pumpi,
- Pogon procesnih pumpi u uređajima za preradu nafte i petrokemiji
- Pogon turbokompresora u procesnoj industriji i metalurgiji.

Prema tome, možemo zaključiti da je ovo područje uporabe parnih turbina široko

## 2.2 Jedinične snage, vrste turbina i parametri pare

Jedinična snaga neke parne turbine za pogon pumpe, kompresora ili sličnog radnog stroja mora biti primjerena radnom stroju koji pokreće, i to s određenom rezervom. To jest, maksimalna efektivna snaga turbine uz normalne parametre pare mora biti nešto veća od potrebne snage za pogon radnog stroja u njegovu maksimalnom režimu. Time se osigurava dovođenje pogonske mehaničke energije radnom stroju u cijelom području njegova djelovanja.

Područje jediničnih snaga turbina za pogon pumpi, turbokompresora i sličnih radnih strojeva počinje sa oko 25 kW, kako smo to već istaknuli. Najširu uporabu imaju jedinice snage do 0,5 MW, koje pretežno pogone različite pumpe. Strojevi jediničnih snaga od 0,5 do 10 MW pokreću pojne pumpe, pumpe za krcanje tereta na tankerima i različite turbokompresore. Još veći strojevi pogone pojne pumpe u nuklearnim termoelektrana i velike turbokompresore u metalurgiji i petrokemiji. Gornju granicu možemo postaviti pri oko 50 MW.

Za pogon pumpi, turbokompresora i sličnih radnih strojeva pretežno se primjenjuju protutlačne i kondenzacijske turbine bez oduzimanja pare.

Protutlačne turbine imaju prednost pred drugim vrstama turbina i treba ih ugrađivati gdje god je to moguće. U prvom redu one su jednostavnije, imaju manje stupnjeva i kraće lopatice pa su manje i lakše, ne zahtijevaju ugradnju uređaja za kondenzaciju i velikog sustava za vodu za hlađenje, što sve pojeftinjuje uređaj. Pogon je jednostavniji, pouzdanost veća. Nadalje, korištenje izlazne pare u nekom sustavu za zagrijavanje donosi prednosti spojnoga procesa za istodobnu proizvodnju mehaničke i toplinske energije, bez gubljenja izlazne topline, što može znatno pridonijeti ekonomičnosti rada cijeloga uređaja.

Kondenzacijske turbine koriste se samo u slučaju da ne postoji potrošnja pare za zagrijavanje ili ako je ta potrošnja nestalna ili premalena. Takvi slučajevi primjene turbinskoga pogona pri pogonu pojnih pumpi u termoelektranama i turbokompresora koji za pokretanje traže veliku efektivnu snagu. Kondenzacijska turbina je, suprotno protutlačnoj, sama po sebi skuplja, veća i složenija, traži ugradnju uređaja za kondenzaciju i mnogo vode za hlađenje, njezina energetska bilanca opterećena je gubitkom izlazne topline. Međutim, autonomnost pogona je potpuna, rad stroja ne zavisi o potrošnji pare kao što je slučaj u protutlačnih turbina.

Kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare primjenjuju se rijetko, samo pri pogonu velikih turbokompresora u procesnoj industriji.

Još složenije vrste turbina-kondenzacijske s dvama reguliranim oduzimanjima i protutlačne s reguliranim oduzimanjem pare uopće se ne koriste.

Način gradnje turbine primijenjen je jediničnoj snazi, vrsti i namjeni. Jednostupna izvedba primjenjuje se za manje snage. Razvijene su jednostupne inačice tipa *Laval*, *Curtis* i *Terry*. To su sve inačice akcijskih turbina, Višestupna izvedba češća je u strojeva veće jedinične snage. Višestupne turbine izvode se bilo kao akcijske bilo kao reakcijske. Kondenzacijske turbine velike jedinične snage izvode se isključivo kao višestupne. Gotovo sve jedinice imaju jedno kućište s jednim tokom pare, višekućišne i višetočne izvedbe su rijetke i pojavljuju se isključivo u strojeva ekstremno velikih jediničnih snaga.

Parametri stanja ulazne pare su različiti i prilagođavaju se ponajprije općim koncepcijama parnoga postrojenja u koje se turbina ugrađuje a ne jediničnoj snazi turbine. Tako se na primjer turbine za pogon pojnih pumpi u velikim termoelektranama pokreću parom koja se oduzima iz glavne turbine za pogon generatora. Međutim, u mnogim slučajevima, kada je riječ o turbinama znatne snage, može se odlučivati i na temelju jedinične snage i vrste turbine, slično kao pri pogonu generatora električne struje. Općenito se može preporučiti da parametri svježeg pare ne budu viši od 100 bar i 535 °C. Međupregrijavanje pare se ne koristi. Protutlak kod protutlačnih jedinica određen je zahtjevima potrošača pare za zagrijavanje, a najčešće je od 3 do 8 bar.

Tlak na izlazu iz turbine kod kondenzacijskih jedinica zavisi o mnogo čimbenika-vrsti i smještaju kondenzacijskog uređaja, izboru sredstava za hlađenje (voda ili zrak), temperaturi sredstva za hlađenje-dakle uvjetima podneblja, raspoloživoj količini vode za hlađenje itd. Kada je kondenzacijski uređaj savršenije izvedbe, smješten neposredno ispod turbine kojoj pripada, uz hlađenje dovoljnom količinom vode razmjerno niske temperature, može se očekivati tlak pare na izlazu iz turbine od 0,05 bar ili još manji. Naprotiv, pri hlađenju zrakom u toplim krajevima, uz primjenu zajedničkog zračnog kondenzatora za više turbina, tlak izlazne pare može iznositi 0,3 bar ili još više.

Regenerativno zagrijavanje pojne vode parom iz turbine koristi se samo u kondenzacijskih turbina najvećih snaga.

## 2.3 Brzina vrtnje

Veličina brzine vrtnje turbina za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora ponajprije zavisi o traženoj brzini vrtnje pogonjena stroja.

Kada radni stroj zahtijeva iznimno veliku brzinu vrtnje -7500 do 30000 o/min (neki turbokompresori), vratila turbine i radnog stroja izravno se spajaju, pa se turbina okreće istom brzinom kao i radni stroj, bez obzira na jediničnu snagu i druga obilježja agregata.

Isto pravilo vrijedi i u području manjih brzina radnih strojeva-od 3000 do 7500 o/min, ako je pogonska turbina male snage, manje od 2 MW, preporučuje se izbor veće brzine vrtnje za turbinu-10000 do 30000 o/min i ugradnja zupčaničkog reduktora između turbine i radnog stroja.

I konačno, ako se radni stroj okreće brzinom vrtnje od 3000 o/min ili manjom, uvijek se izabire veća brzina vrtnje turbine, bez obzira na jediničnu snagu, i ugrađuje reduktor između turbine i radnog stroja.

Sve što je ovdje rečeno o izboru brzine vrtnje temelji se na statističkim podacima iz prakse i nema značenje krutih pravila, moguće su mnoge iznimke. Međutim, možemo zaključiti da se skupina turbina za pogon pumpi, kompresora i sličnih radnih strojeva okreće razmjerno velikim brzinama vrtnje, koje su pogone 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 u tijeku rada karakterističan je postupak za vođenje pogona pumpi, ventilatora i kompresora, jer se promjenom brzine vrtnje na najekonomičniji način može postići tražena promjena protjecanje količine medija koji protječe kroz tu pumpu ili kompresor. Zbog toga se pri vođenju pogona nekog turbokompresora ili sličnog rotacijskog stroja traži vrlo širok raspon brzina vrtnje, nerijetko od 50 do 110% nazivne brzine. Pri tomu se optimalna korisnost turbine postiže samo kad se turbina vrti nazivnom brzinom, ali je učinak dobiven iz radnoga stroja u usporedbi s drugim načinima vođenja pogona tako dobar da nadoknađuje loše posljedice za korisnost turbine zbog odstupanja od nazivne brzine vrtnje

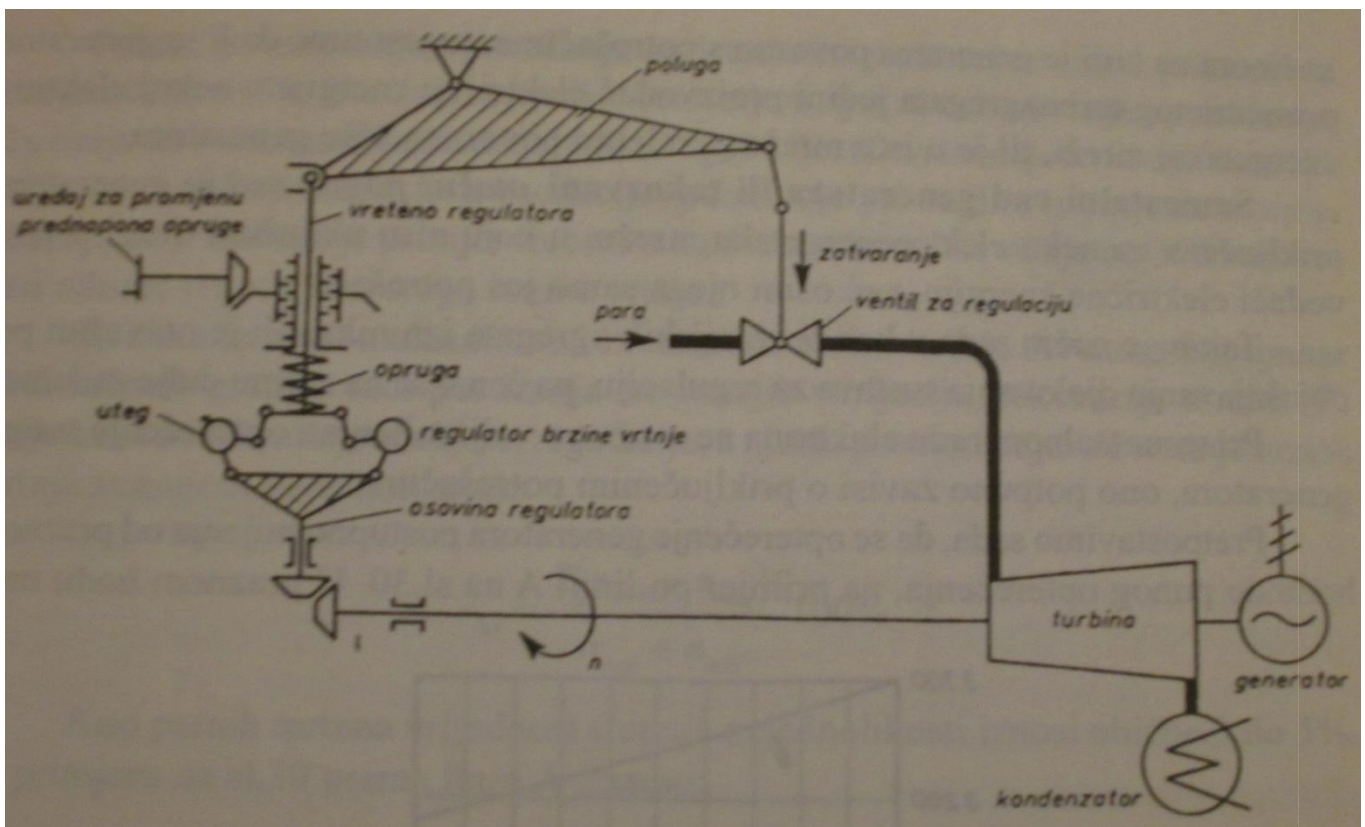
## 2.4 Sustav za regulaciju, zaštitu i nadzor

Sustav za regulaciju brzine vrtnje imaju sve turbine za pogon pumpi, ventilatora i turbokompresora, bez obzira na to da li su protutlačne ili kondenzacijske. U rijetkim slučajevima uporabe kondenzacijskih turbina s reguliranim oduzimanjem pare primjenjuju se sustavi za istodobnu regulaciju brzine vrtnje i tlaka oduzimate pare. Prostor nam ne dopušta da se tim sustavima pozabavimo. Općenito primjenjivani sustav za regulaciju brzine načelno djeluje na način kako je to opisano u poglavlju o kondenzacijskim turbinama za pogon generatora.

Ovdje ćemo navesti samo neke od specifičnosti:

- Ne možemo govoriti o *paralelnom radu* kao pri radu generatora,
- Dinamičke pojave, takozvani prijelazni procesi, slabo su izražene,
- Regulatori brzine trebaju omogućiti veće područje promjene brzine vrtnje.

Mijenjanje brzine vrtnje ostvaruje se kao i kod turbine za pogon generatora pomoću uređaja za promjenu prednapona opruge regulatora brzine. Prednapon opruge može se promijeniti na električni ili pneumatski signal iz sustava za regulaciju odnosno vođenje pogona gonjena stroja ili intervencijom osoblja. Pripomenimo još da se kod protutlačnih turbina za pogon pumpi, turbokompresora i ventilatora ne može primijeniti regulator tlaka izlazne pare pa ni sustav za regulaciju opisan kod protutlačnih turbina za pogon generatora. Za reguliranje protutlaka treba pretpostaviti paralelni rad generatora, pa to u slučaju pogona pumpi i sličnih strojeva ne dolazi u obzir. U turbina koje pogone rezervnu pumpu ili neki drugi rezervni stroj često se traži mogućnost automatskog starta u slučaju da se rad drugog agregata iz bilo kojeg razloga prekine. U tim slučajevima treba u sustav za regulaciju i zaštitu ugraditi i takve elemente koji omogućuju automatsko stavljanje u pogon. Sustav za zaštitu i nadzor istovjetan je onome u turbina za pogon generatora odgovarajuće snage.

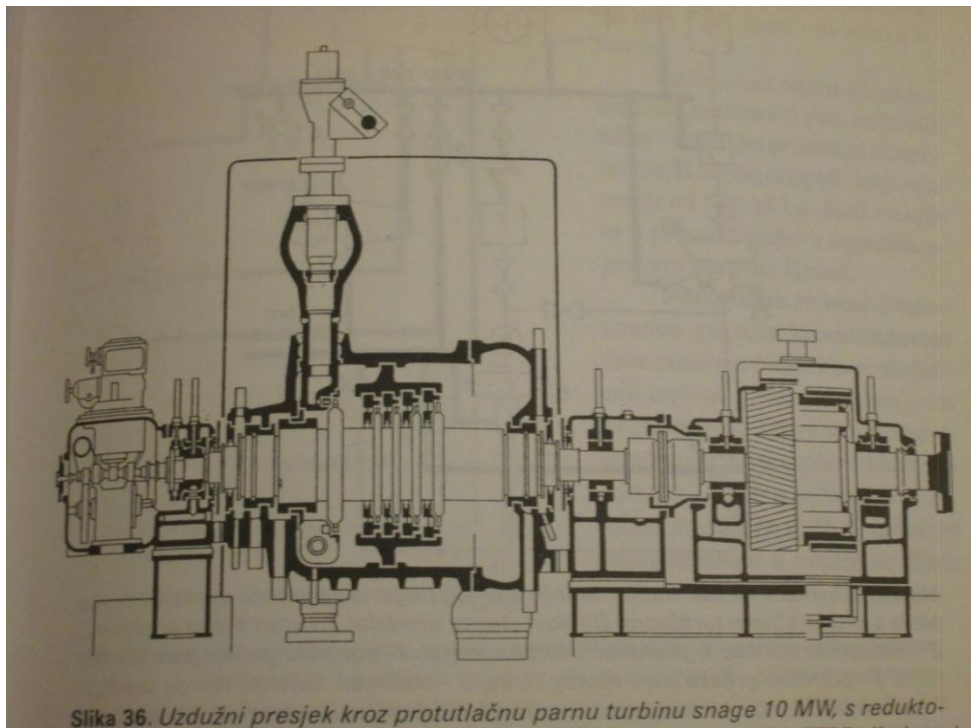


Slika 2.1. Načelna shema sustava za regulaciju brzine vrtnje

### 3. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE

#### 3.1. Odabir tipa turbine

Prije samoga proračuna potrebno je odrediti vrstu turbine. Važno je odrediti njenu namjenu, jer upravo o tome će ovisiti tip turbine. Samim zadatkom je zadana njena namjena – pogon cargo pumpe (cargo pumpa služi za pretovar tereta na tankeru). Odabrana je parna protutlačna turbina. Također je potrebno odrediti i osnovnu konstrukciju protočnog dijela. Budući da se radi o turbini male snage, za mehanički pogon, za prvi (regulacijski) stupanj je odabrano dvovjenčano Curtis – ovo kolo. Time je u prvom stupnju omogućen veliki toplinski pad uz umjerenu obodnu brzinu rotora, a time je i smanjen broj stupnjeva te je olakšana i regulacija (isključivanjem pojedinih sapnica). Za ostale stupnjeve je odabrana izvedba s diskovima zbog njene osnovne prednosti – smanjenje gubitka u rasporima međustepenih brtvi. Tip turbine je akcijski (premda zadnji stupnjevi poprimaju reaktivnost do 30 %). To je zato što akcijski tip turbine može preraditi veći toplinski pad po stupnju, kao što je već rečeno, time se smanjuje broj stupnjeva. Upravo je i to jedan od zahtjeva – turbina treba zauzimati što manje mjesta – prostor na brodu je ograničen. Da bi se parna turbina uopće i mogla koristiti potreban je izvor topline, to je najčešće parni kotao, a potrebna para koja se dovodi u parnu turbinu za pogon cargo pumpe samo je dio ukupnog protoka pare kroz taj generator pare. Odnosno ne isplati se raditi poseban generator pare samo da bi se pogonila parna turbina za pogon cargo pumpe. U ovom slučaju najvjerojatnije (nije zadano sami zadatkom) i postoji već prije izgrađeni generator pare za potrebe grijanja ili čak za pogon turbina za pogon samog tankera (cargo – broda).



Slika 3.1 Uzdužni presjek turbine za mehanički pogon

Proračun je vršen prema [6] i [2].

### 3.2. Određivanje potrebne količine pare

Podaci o turbini:

Snaga turbine na spojci:

$$P = 650 \text{ kW}$$

Brzina vrtnje:

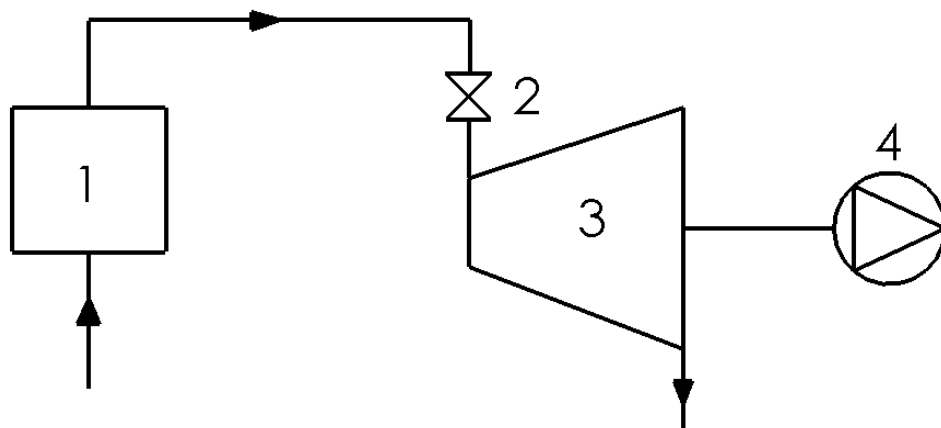
$$n = 166 \text{ s}^{-1}$$

Tlak svježe pare (suhozasićena):

$$p = 11 \text{ bar}$$

Tlak pare na izlazu:

$$p = 0.5 \text{ bar}$$



Slika 3.2. Shema postrojenja

1 – generator pare

2 – prigušni ventil

3 – parna turbina

4 – cargo pumpa

## Stanje pare na ulazu u turbinu

Pretpostavka da na regulacijskom ventilu dolazi do prigušenja tlaka pare, približno 5 %.

$$p_0' = 0.95 p_0 = 0.95 \cdot 11 = 10.45 \text{ bar}$$

$$t' = t_0 = 183 \text{ °C (očitano iz h - s dijagrama)}$$

$$h_0 = 2780 \text{ kJ/kg (očitano iz h - s dijagrama)}$$

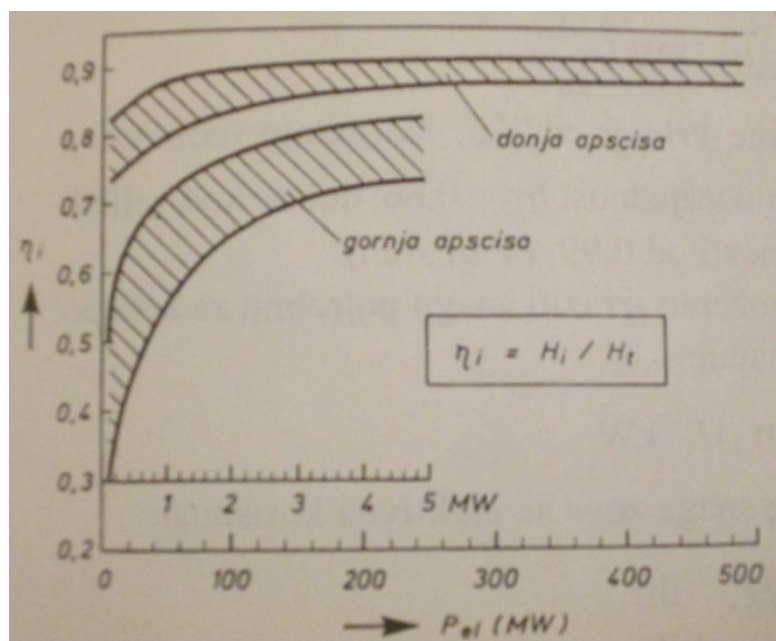
Stanje pare na izlazu iz turbine u idealnom slučaju

$$h_{is} = 2280 \text{ kJ/kg}$$

Izentropski toplinski pad

$$\Delta h_{is} = h_0 - h_{is} = 500 \text{ kJ/kg}$$

Stupanj djelovanja



Slika 3.3. Dijagram unutarnje iskoristivosti

$\eta_i = 0.64$  – unutarnji stupanj djelovanja (pretpostavka)

Stvarni raspoloživi toplinski pad (pretpostavka)

$$\Delta h_{is} = \eta_i \cdot \Delta h_{is} = 0.64 \cdot 500 = 320 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna entalpija na izlazu iz turbine (pretpostavka)

$$h_s = h_0 - \Delta h_{is} = 2780 - 320 = 2460 \text{ kJ/kg}$$

Potrebna količina pare

$$D = \frac{P_{ef}}{\Delta h_{is} \cdot \eta_{ef}} = \frac{650}{500 \cdot 0.592} = 2.19595 \text{ kg/s}$$

### 3.3. Termodinamički proračun regulacijskog kola (Dvostepeno Curtis – ovo kolo)

Srednji promjer regulacijskog kola (odabrano)

$$D_{sr} = 270 \text{ mm}$$

Obodna brzina na srednjem promjeru

$$u = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0.27 \cdot \pi \cdot 9960}{60} = 140.73 \text{ m/s}$$

Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog kola (odabrano)

$$\left( \frac{u}{C_f} \right)_{opt} = 0.236$$

Fiktivna brzina regulacijskog kola



$$C_f = \frac{u}{\left(\frac{u}{C_f}\right)_{opt}} = \frac{140.74}{0.236} = 596.33 \text{ m/s}$$

Izentropski toplinski pad u regulacijskom kolu

$$\Delta h_{0,IS} = \frac{C_f^2}{2} = \frac{596.33^2}{2} = 177.807 \text{ kJ/kg}$$

Reaktivnost na srednjem promjeru

a) reaktivnost prvog rotor

$$R_1 = 3\%$$

b) reaktivnost skretnih lopatica

$$R_{SL} = 5\%$$

c) reaktivnost drugog rotora

$$R_2 = 4\%$$

Izentropski toplinski padovi u pojedinim rešetkama regulacijskoga kola

a) sapnice

$$\Delta h_{S,IS} = (1 - R_1 - R_{SL} - R_2) = (1 - 0.03 - 0.05 - 0.04) = 156.47 \text{ kJ/kg}$$

b) prvi rotor

$$\Delta h_{R1,IS} = R_1 \cdot \Delta h_{0,IS} = 0.03 \cdot 177.807 = 5.334 \text{ kJ/kg}$$

c) skretne lopatice

$$\Delta h_{SL,IS} = R_{SL} \cdot \Delta h_{0,IS} = 0.005 \cdot 177.807 = 8.89 \text{ kJ/kg}$$

d) drugi rotor

$$\Delta h_{R2,IS} = R_2 \cdot \Delta h_{0,IS} = 0.004 \cdot 177.807 = 7.11 \text{ kJ/kg}$$

Veličine stanja nakon pojedinih rešetki Curtis – ovog stupnja (očitano iz h – s dijagrama)

- prije ulaska u sapnice (turbinu)

$$p'_0 = 10.45 \text{ bar}$$

$$v'_0 = 0.21 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- na ulazu u prvi rotor

$$p_1 = 4.5 \text{ bar}$$

$$v_{1t} = 0.38 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- na ulazu u skretne lopatice

$$p_2 = 4.45 \text{ bar}$$

$$v_{2t} = 0.4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- na ulazu u drugi rotor

$$p_3 = 4.25 \text{ bar}$$

$$v_{3t} = 0.405 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- na izlazu iz Curtis – ovog stupnja (ulaz u sljedeći stupanj turbine)

$$p_4 = 4.1 \text{ bar}$$

$$v_{4t} = 0.425 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Odnos tlaka na izlazu i tlaka na ulazu u sapnice

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p'_0} = \frac{4.5}{10.45} = 0.4306$$

Kritični odnos tlakova

$$\kappa = 1.135 \text{ (za suhozasićenu paru)}$$

$$\varepsilon^* = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left( \frac{2}{1.135 + 1} \right)^{\frac{1.135}{1.135 - 1}} = 0.577$$

Teorijska apsolutna brzina na izlazu iz sapnica

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,is}} = \sqrt{2 \cdot 156.47} = 559.41 \text{ m/s}$$

Brzina zvuka za stanje pare na izlazu iz sapnica

Promjena eksponenta  $\kappa$  se mijenja prema izrazu

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot x$$

$$x = 0.94 \text{ (očitano iz h – s dijagrama)}$$

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot 0.94 = 1.3$$

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1.3 \cdot 4.4 \cdot 10^5 \cdot 0.38} = 471.48 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz sapnica

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{559.41}{471.48} = 1.1864$$

Strujanje je nadzvučno

Faktor kritičnog strujanja

$$B = \sqrt{g \cdot x \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = \sqrt{9.80665 \cdot 0.94 \cdot \left(\frac{2}{1.3 + 1}\right)^{\frac{1.3+1}{1.3-1}}} = 2.089$$

$$g = 9.80665 \text{ m/s}$$

Potrebna površina izlaznog presjeka sapnica (nadzvučno strujanje)

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 \cdot B \cdot \left(\frac{p_0}{v_0}\right)} = \frac{2.19 \cdot 10^2}{0.97 \cdot 2.089 \cdot \left(\frac{10.45}{0.21}\right)} = 15.358 \text{ cm}^2$$

$$\mu_1 = 0.97 \text{ – faktor protoka kroz statorsku rešetku}$$

Fiktivna visina sapnica (visina koju bi imale sapnice da su raspoređene duž cijelog oboda)

$$e_1 l_1 = \frac{F_1 \cdot 10}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \sin \alpha_{1E}} = \frac{15.358 \cdot 10}{\pi \cdot 27 \cdot \sin 12} = 8.717 \text{ mm}$$

$$\alpha_{1E} = 12^\circ \text{ (odabrani efektivni kut profila sapnica)}$$

Parcijalnost sapnica

$$e_1 = \frac{e_1 l_1}{l_1} = \frac{8.717}{10} = 87.17\%$$

$l_1 = 10$  mm (pretpostavljena visina sapnica)

Odabir profila sapnice na temelju  $M_{1t}$  i  $\alpha_{1E}$  prema tablici profila (dodatak) odabran je profil

S – 90 – 12 B

Geometrijske karakteristike odabranog profila

$$\alpha_{1E} = 12^\circ$$

$$M_{1t} = 0.85 - 1.15$$

$$b_1 = 5.66 \text{ cm (duljina tetive profila)}$$

$$\overline{t_{opt,1}} = 0.72 - 0.87 \text{ (relativni optimalni korak)}$$

$$\alpha_{ug} = 33.2^\circ \text{ (kut ugradnje)}$$

Optimalni korak sapnica na srednjem promjeru

$$t_{opt,1} = b_1 \cdot \overline{t_{opt,1}} = 56.6 \cdot 0.8 = 45.28 \text{ mm}$$

Broj sapnica

$$z_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot e_1}{t_{opt,1}} = \frac{270 \cdot 0.871}{45.28} = 16.05$$

(broj sapnica zaokružen na 16)

Stvarni korak sapnica

$$t_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot e_1}{z_1} = \frac{270 \cdot 0.871}{16.05} = 46.191$$

Kut struje pare na izlazu iz sapnica ( $M_{1t} > 1$ )

$$\sin\alpha_1 = \sin\alpha_{1E} \cdot \frac{v_{1t} \cdot C^*}{v^* \cdot C_{1t}}$$

$$p^* = p'_0 \cdot \varepsilon^* = 10.45 \cdot 0.577 = 6.034 \text{ bar (tlak u grlu sapnice)}$$

$$v^* = 0,3 \text{ m}^3/\text{kg (očitano iz h - s dijagrama)}$$

$$C^* = \sqrt{\kappa \cdot p^* \cdot v^*} = \sqrt{1.3 \cdot 6.034 \cdot 10^5 \cdot 0.3} = 453.279 \text{ m/s}$$

$$\sin\alpha_1 = \sin 12 \cdot \frac{0.38 \cdot 453.279}{0.3 \cdot 559.41} = 0.2132$$

$$\alpha_1 = 12.32^\circ$$

Korigirana fiktivna visina sapnice

$$(e_1 \cdot l_1)_{kor} = \frac{F_1 \cdot 10}{d_{sr} \cdot \pi \cdot \sin\alpha_1} = \frac{15.35 \cdot 10}{27 \cdot \pi \cdot \sin 12.32} = 8.49 \text{ mm}$$

Korigirana visina sapnice

$$(l_1)_{kor} = \frac{(e_1 \cdot l_1)_{kor}}{e_1} = \frac{8.49}{0.87} = 9.743 \text{ mm}$$

(pretpostavljena visina je  $l_1=10$  mm, stoga se prihvaća ta visina)

Koeficijent gubitka sapnice  $\zeta_s$

$$\zeta_s = \zeta_{s,all} + (0.01 \div 0.03)$$

$$\zeta_s = \zeta_{s,all} + 0.02$$

$$\zeta_{s,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\alpha_1}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_{sk} + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_1}{l_1} \cdot k_{\alpha_1}^r \cdot k_{vh}^r \cdot k_{kr}^r$$

$$\zeta'_{pr} = 0.04$$

$$\left[ \zeta'_{sk} + \frac{1}{b} \right] = 0.01$$

$$k_{\alpha_1}^r = 1$$

$$k_{\alpha_1}^{pr} = 1.05$$

$$k_{vh}^r = 1$$

$$k_{vh}^{pr} = 1.05$$

$$k_{kr}^r = 1$$

$$k_{kr}^{pr} = 1$$

$p$  – koeficijent profilnih gubitaka

$r$  – koeficijent rubnih gubitaka

$$\zeta_{s,all} = 0.1021$$

$$\zeta_s = 0.1021 + 0.02$$

$$\zeta_s = 0.122191$$

Koeficijent gubitka brzine sapnica

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_s} = 0.936$$

( $\varphi = 0.93 - 0.99$ )

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz sapnica

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 559.41 \text{ m/s}$$

Gubitak u sapnicama

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{s,is} \cdot \zeta_s = 156.47 \cdot 0.122191 = 19.119 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u prvi rotor

Iz trokuta brzina se dobiva (kosinusov poučak)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{559.41^2 + 140.738^2 - 2 \cdot 140.738 \cdot 559.41 \cdot \cos 12.32}$$

$$w_1 = 387.786 \text{ m/s}$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u prvi rotor

$$\sin\beta_1 = \sin\alpha_1 \cdot \frac{c_1}{w_1} = \sin 12.32 \cdot \frac{559.41}{387.786}$$

$$\sin\beta_1 = 0.288$$

$$\beta_1 = 16.762^\circ$$

Teorijska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R1, is} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 5334.2 + 387.786^2} = 401.306 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz prvog rotora

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot x$$

$$x = 0.94 \text{ (očitano iz h - s dijagrama)}$$

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot 0.94 = 1.29$$

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot 2} = \sqrt{1.3 \cdot 4.4 \cdot 10^5 \cdot 0.38} = 471.48 \text{ m/s}$$

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}} = \frac{401.36}{\sqrt{1.3 \cdot 4.45 \cdot 10^5 \cdot 0.4}} = 0.895198$$

Potrebna površina izlaznog presjeka prvog rotora

$$F_2 = \frac{D_2 \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{2.195 \cdot 0.4}{0.93 \cdot 401.36} = 23.5354 \text{ cm}^2$$

$\mu_2 = 0.93$  – koeficijent protoka u kanalu rotorskih lopatica

Visina lopatica prvog rotora

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 9.74 + 2.81 = 12.553 \text{ mm}$$

$$\Delta l = 2.81 \text{ mm (odabrano)}$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz prvog rotora

$$\sin\beta_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_2} = \frac{23.535}{\pi \cdot 27 \cdot 0.8717 \cdot 1.253} = 0.2536$$

$$\beta_2 = 14.702^\circ$$

Odabir profila rešetke prvog rotora, za  $M_{2t}$  i  $\beta_2$  prema tablici

$$R - 23 - 14 - A$$

$$M_{2t} = 0.85 - 1.15$$

$$b_2 = 2.59 \text{ cm}$$

$$\overline{t_{opt,2}} = 0.6 - 0.75$$

Optimalni korak lopatica prvog rotora na srednjem promjeru

$$t_{opt,2} = \overline{t_{opt,2}} \cdot b_2 = 0.675 \cdot 2.59 = 17.5825 \text{ mm}$$

Broj lopatica prvog rotora

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{t_{opt,2}} = \frac{\pi \cdot 270}{17.5824} = 48.494$$

(broj zaokružen na 49 lopatica)

Stvarni korak lopatica prvog rotora

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{z_2} = \frac{\pi \cdot 270}{48} = 17.302 \text{ mm}$$

Koeficijent gubitka prvog rotora

$$\zeta_{R1} = \zeta_{R,all} + (0.01 \div 0.03)$$

$$\zeta_{R1} = \zeta_{R,all} + 0.02$$



$$\zeta_{R,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_r + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k_{\Delta\beta}^r \cdot k_{rh}^r \cdot k_{kr}^r$$

$$\zeta_{R,all} = 0.04 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 1 + 0.034 \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot 1.3 \cdot 1 \cdot 1 = 0.139$$

$$\zeta_{R1} = 0.139 + 0.03$$

$$\zeta_{R1} = 0.1691$$

Koeficijent brzine prvog rotora

$$\psi_{R1} = \sqrt{1 - \zeta_{R1}} = 0.9114$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora

$$w_2 = \psi_{R1} \cdot w_{2t} = 0.914 \cdot 401.305 = 365.78 \text{ m/s}$$

Gubitak u rešetki prvog rotora

$$\Delta h_{g,R1} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot \zeta_{R1} = \frac{401.306^2}{2} \cdot 0.1691 = 13.624 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2} \\ &= \sqrt{365.78^2 + 140.7348^2 - 2 \cdot 365.78 \cdot 140.7348 \cdot \cos 14.702} \\ &= 232.412 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz prvog rotora

$$\sin\alpha_2 = \frac{w_2 \cdot \sin\beta_2}{c_2} = \frac{365.78 \cdot \sin 14.702}{232.412} = 0.3992$$

$$\alpha_2 = 23.54^\circ$$

Teorijska apsolutna brzina na izlazu is skretnih lopatica

$$c_{3t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{SL, is} + c_2^2} = \sqrt{2 \cdot 8890 + 232.412^2} = 267.948 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz skretnih lopatica

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot x$$

$$x = 0.939 \text{ (očitano iz h – s dijagrama)}$$

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot 0.939 = 1.289$$

$$M_{3t} = \frac{c_{3t}}{a_3} = \frac{c_{3t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_3 \cdot v_{3t}}} = \frac{267.94836}{\sqrt{1.289 \cdot 4.25 \cdot 10^5 \cdot 0.405}} = 0.62$$

Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica

$$F_4 = \frac{D_3 \cdot v_{3t}}{\mu_3 \cdot c_{3t}} = \frac{2.1959 \cdot 0.505}{0.94 \cdot 267.948} = 35.31 \text{ cm}^2$$

$$\mu_3 = 0.94 \text{ – koeficijent protoka kroz skretne lopatice}$$

Visina skretnih lopatica

$$l_{SL} = l_2 + \Delta l_{SL} = 13 + 3 = 16 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{SL} = 3 \text{ mm – odabrano}$$

Kut apsolutne brzina na izlazu iz skretnih lopatica

$$\sin \alpha_3 = \frac{F_3}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e \cdot l_{SL}} = \frac{35.31}{\pi \cdot 27 \cdot 0.8717 \cdot 1.6} = 0.307$$

$$\alpha_3 = 17.89^\circ$$

Izbor profila skretnih lopatica (na temelju  $M_{3t}$  i  $\alpha_3$ )

$$R - 26 - 17 - A$$

$$M_{3t} = do 0.9$$

$$b_3 = 2.57 \text{ cm}$$

$$\overline{t_{opt,3}} = 0.6 - 0.7$$

Korak skretnih lopatica na srednjem promjeru

$$t_{opt,SL} = t_{opt,3} \cdot b_3 = 0.65 \cdot 25.7 = 16.705 \text{ mm}$$

Broj skretnih lopatica

$$z_{SL} = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{t_{opt,SL}} = \frac{\pi \cdot 270}{16.705} = 44.242$$

broj zaokružen na 45 lopatica

Stvarni korak skretnih lopatica

$$t_{SL} = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{z_{SL}} = \frac{\pi \cdot 270}{45} = 16.423 \text{ mm}$$

Koeficijent gubitka skretnih lopatica

$$\zeta_{SL} = \zeta_{R,all} + (0.03 \div 0.05)$$

$$\zeta_{SL} = \zeta_{SL,all} + 0.02$$

$$\zeta_{SL,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_k + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_3}{l_3} \cdot k_{\Delta\beta}^r \cdot k_{rh}^r \cdot k_{kr}^r$$

Na temelju vrijednosti očitanih iz dijagrama:

$$\zeta_{SL,all} = 0.041 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 1 + 0.037 \cdot \frac{b_3}{l_3} \cdot 1.3 \cdot 1 \cdot 1 = 0.1286$$

$$\zeta_{SL} = 0.1286 + 0.03$$

$$\zeta_{SL} = 0.15868$$

Koeficijent brzine skretnih lopatica

$$\psi_{SL} = \sqrt{1 - \zeta_{SL}} = \sqrt{1 - 0.15868} = 0.91723$$

Gubitak u skretnim lopaticama

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c_{3t}^2}{2} \cdot \zeta_{SL} = \frac{267.948^2}{2} \cdot 0.15868 = 5.696 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica

$$c_3 = \psi_{SL} \cdot c_{3t}^2 = 0.91723 \cdot 267.948 = 245.77 \text{ m/s}$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u drugi rotor

Iz trokuta brzina se dobiva (kosinusov poučak)

$$w_3 = \sqrt{c_3^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_3 \cdot \cos \alpha_3}$$

$$w_3 = \sqrt{245.77^2 + 140.738^2 - 2 \cdot 140.738 \cdot 245.77 \cdot \cos 17.89}$$

$$w_3 = 119.905 \text{ m/s}$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor

$$\sin \beta_3 = \sin \alpha_3 \cdot \frac{c_3}{w_3} = \sin 17.89 \cdot \frac{245.77}{119.905} = 0.6296$$

$$\beta_3 = 39.04^\circ$$

Teorijska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora

$$w_{4t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R2, is} + w_3^2} = \sqrt{2 \cdot 7111 + 119.905^2} = 169.121 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz drugo rotora

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot x$$

$$x = 0.93 \text{ (očitano iz h - s dijagrama)}$$

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot 0.94 = 1.129$$

$$M_{4t} = \frac{w_{4t}}{a_4} = \frac{w_{4t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_4 \cdot v_{4t}}} = \frac{169.121}{\sqrt{1.129 \cdot 4.1 \cdot 10^5 \cdot 0.425}} = 0.38129$$

Potrebna površina izlaznog presjeka drugog rotora

$$F_4 = \frac{D_4 \cdot v_{4t}}{\mu_4 \cdot w_{4t}} = \frac{2.195 \cdot 0.425}{0.95 \cdot 169.121} = 58.088 \text{ cm}^2$$

$\mu_4 = 0.95$  – koeficijent protoka u kanalu rotorskih lopatica

Visina lopatica drugog rotora

$$l_4 = l_{SL} + \Delta l = 15.553 + 3 = 18.553 \text{ mm}$$

$$\Delta l = 3 \text{ mm (odabrano)}$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz drugog rotora

$$\sin \beta_4 = \frac{F_4}{\pi \cdot d_{sr} \cdot e_1 \cdot l_4} = \frac{23.535}{\pi \cdot 27 \cdot 0.8717 \cdot 1.8553} = 0.4236^\circ$$

$$\beta_4 = 25.076^\circ$$

Odabir profila rešetke drugog rotora, za  $M_{4t}$  i  $\beta_4$  prema tablici

$$R - 35 - 25 - A$$

$$M_{4t} = do 0.85$$

$$b_4 = 2.54 \text{ cm}$$

$$\overline{t_{opt,2}} = 0.55 - 0.65$$

Optimalni korak lopatica drugog rotora na srednjem promjeru

$$t_{opt,4} = \overline{t_{opt,4}} \cdot b_4 = 0.6 \cdot 2.54 = 15.24 \text{ mm}$$

Broj lopatica drugog rotora

$$z_4 = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{t_{opt,4}} = \frac{\pi \cdot 270}{15.24} = 55 - 62$$

(broj zaokružen na 56 lopatica)

Stvarni korak lopatica drugog rotora

$$t_4 = \frac{\pi \cdot d_{sr}}{z_4} = \frac{\pi \cdot 270}{56} = 15.139 \text{ mm}$$

Koeficijent gubitka drugog rotora

$$\zeta_{R2} = \zeta_{R,all} + (0.03 \div 0.05)$$

$$\zeta_{R2} = \zeta_{R,all} + 0.03$$

$$\zeta_{R,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_r + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k_{\Delta\beta}^r \cdot k_{rh}^r \cdot k_{kr}^r$$

$$\zeta_{R,all} = 0.055 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 + 0.07 \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0.1508$$

$$\zeta_{R2} = 0.1508 + 0.03$$

$$\zeta_{R2} = 0.1808$$

Koeficijent brzine drugog rotora

$$\psi_{R2} = \sqrt{1 - \zeta_{R2}} = 0.905078$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora

$$w_4 = \psi_{R2} \cdot w_{4t} = 0.905078 \cdot 169.121 = 153.067 \text{ m/s}$$

Gubitak u rešetki drugog rotora

$$\Delta h_{g,R2} = \frac{w_{4t}^2}{2} \cdot \zeta_{R4} = \frac{169.121^2}{2} \cdot 0.1808 = 2.586 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz drugog rotora

$$\begin{aligned} c_4 &= \sqrt{w_4^2 + u^2 - 2 \cdot w_4 \cdot u \cdot \cos\beta_4} \\ &= \sqrt{153.067^2 + 140.7348^2 - 2 \cdot 153.067 \cdot 140.7348 \cdot \cos 25.076} \\ &= 64.877 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz prvog rotora

$$\sin\alpha_4 = \frac{w_4 \cdot \sin\beta_4}{c_4} = \frac{153.067 \cdot \sin 125.076}{232.412} = 0.9994$$

$$\alpha_2 = 88.206^\circ$$

Gubitak izlazne brzine iz regulacijskog kola

$$\Delta h_{g,IB} = \frac{c_4^2}{2} = \frac{64.877^2}{2} = 2.104 \text{ kJ/kg}$$

Stupanj djelovanja na obodu regulacijskog kola

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

$$\eta_u = 1 - \frac{19.119 + 13.624 + 5.696 + 2.586 + 2.104}{177.807} = 0.7574$$

Gubitak regulacijskog kola uslijed parcijalnosti

$$\zeta_{parc} = 0.32 \cdot \left( \frac{0.3 \cdot \left( \frac{u}{C_f} \right)}{d_{sr} \cdot \sin \alpha_1} + \frac{1 - e_1}{e_1} \right) \cdot \left( \frac{u}{C_f} \right)^2 \cdot \eta_u$$

$$\zeta_{parc} = 0.32 \cdot \left( \frac{0.3 \cdot 0.236}{0.270 \cdot \sin 12.32} + \frac{1 - 0.871}{0.871} \right) \cdot 0.236^2 \cdot 0.7574$$

$$\zeta_{parc} = 0.00219$$

Gubitak uslijed trenja diska

$$\zeta_{tr} = 0.637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{sr}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left( \frac{u}{C_f} \right)^3$$

$$\zeta_{tr} = 0.637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{270}{9.74} \cdot \frac{1}{\sin 12.32} \cdot 0.236^3$$

$$\zeta_{tr} = 0.001087$$

Gubitak na krajevima segmenata sapnica

$$\zeta_{seg} = 0.25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{C_f} \right) \cdot \eta_u \cdot (i - 1)$$

$$\zeta_{seg} = 0.25 \cdot \frac{25.9 \cdot 12.553}{1535.8} \cdot 0.236 \cdot 0.7574 \cdot (2 - 1)$$

$i = 2$  – broj privoda pare (2 x 8 sapnica)



Gubitak uslijed vlažnosti

(turbina cijelo vrijeme radi u vlažnom području)

$$\zeta_{vl} = \frac{y_0 + y_2}{2} \cdot a$$

$$a = 0.4 - 0.9 \quad \text{usvajamo } a = 0.6$$

$$y_0 = 1 - x_0 = 0$$

$$x_0 = 1$$

$$y_2 = 1 - x_2 = 0.065$$

$$x_2 = 0.935$$

$$\zeta_{vl} = \frac{0 + 0.065}{2} \cdot 0.6$$

$$\zeta_{vl} = 0.0195$$

Unutarnji stupanj djelovanja regulacijskog kola

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_{parc} - \zeta_{tr} - \zeta_{seg} - \zeta_{vl} = 0.7574 - 0.00219 - 0.00108 - 0.00946 - 0.0195$$

$$\eta_i = 0.72519$$

Stvarni iskorišteni toplinski pad u regulacijskom kolu

$$\Delta h_i = \Delta h_{0, is} \cdot \eta_i = 177.807 \cdot 0.72519 = 128.944 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna entalpija pare na izlazu iz regulacijskog kola

$$h_{2i} = h_0 - \Delta h_i = 2780 - 128.944 = 2651.055 \text{ kJ/kg}$$

### 3.4. Termodinamički proračun ostalih stupnjeva turbine

Prikazan je proračun samo drugog stupnja, iza regulacijskog stupnja, ostali stupnjevi su na sličan način proračunati te prikazani u tablici

Promjer u korijenu statorskih lopatica

$$d_{1k} = 250 \text{ mm}$$

Srednji promjer statorskih lopatica

$$d_{1s} = d_{1k} + l_1 = 250 + 25.2 = 275.2 \text{ mm}$$

$l_1 = 25.2$  – pretpostavljena visina statorskih lopatica

Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica

$$u_1 = \frac{d_{1s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0.2752 \cdot \pi \cdot 9960}{60} = 143.4452 \text{ m/s}$$

Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru

$$R = \frac{1.8}{1.8 + \frac{d_{1s}}{l_1}} = \frac{1.8}{1.8 + \frac{275.2}{25.2}} = 0.1415 = 14.15\%$$

Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja

$$\left(\frac{u_1}{C_f}\right)_{opt} = \frac{\phi \cdot \cos \alpha_{1E}}{2 \cdot \sqrt{1 - R}} = \frac{0.951 \cdot \cos 12^\circ}{2 \cdot \sqrt{1 - 0.1415}} = 0.5019901$$

$\phi = 0.951$  – pretpostavljamo koeficijent brzine statorskih lopatica

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

Fiktivna brzina stupnja

$$C_f = \frac{u_1}{\left(\frac{u_1}{C_f}\right)_{opt}} = \frac{143.4452}{0.5019901} = 285.753$$

Izentropski toplinski pad stupnja

$$\Delta h_{is} = \frac{C_f^2}{2} = \frac{285.753^2}{2} = 40.827 \text{ kJ/kg}$$

Izentropski toplinski pad u statorskoj i rotorskoj rešetki

a) statorska rešetka

$$\Delta h_{0S} = (1 - R) \cdot \Delta h_{is} = (1 - 0.1415) \cdot 40.827 = 35.05025 \text{ kJ/kg}$$

b) rotorska rešetka

$$\Delta h_{0R} = R \cdot \Delta h_{is} = 0.1415 \cdot 40.827 = 5.777 \text{ kJ/kg}$$

Teorijsko stanje pare na ulazu u stupanj

$$h_{0is} = 2602.192 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{0S} = 2651.105 \text{ kJ/kg}$$

$$p_0 = 4.1 \text{ bar}$$

$$v_0 = 0.425 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Teorijsko stanje pare na izlazu iz statora

$$h_{1is} = 2567.14 \text{ kJ/kg}$$

$$p_1 = 3.3 \text{ bar}$$

$$v_{1t} = 0.53 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Teorijsko stanje pare na izlazu iz rotora

$$h_{2is} = 2561.365 \text{ kJ/kg}$$

$$p_2 = 3.28 \text{ bar}$$

$$v_{2t} = 0.55 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Teorijska apsolutna brzina na izlazu is statorske rešetke

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,is}} = \sqrt{2 \cdot 35050} = 264.76 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz statorske rešetke

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot x$$

$$x = 0.925 \text{ (očitano iz h - s dijagrama)}$$

$$\kappa = 1.035 + 0.1 \cdot 0.925 = 1.1275$$

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}}} = \frac{264.76}{\sqrt{1.1275 \cdot 3.3 \cdot 10^5 \cdot 0.53}} = 0.596$$

Odnos tlaka na izlazu i tlaka na ulazu u statorsku rešetku

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{3.3}{4.1} = 0.80478$$

Kritični odnos tlakova

$$\varepsilon^* = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left( \frac{2}{1.1275 + 1} \right)^{\frac{1.1275}{1.1275 - 1}} = 0.57896$$

Potrebna površina izlaznog presjeka lopatica statorske rešetke

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{2.1959 \cdot 0.53}{0.97 \cdot 264.76} = 45.3174 \text{ cm}^2$$

$$\mu_1 = 0.97 - \text{koeficijent protoka kroz skretne lopatice}$$

Visina lopatica statorske rešetke

$$l_1 = \frac{F_1}{d_{1S} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_{1E}} = \frac{45.317}{0.2753 \cdot \pi \cdot \sin 12} = 25.236 \text{ mm}$$

-odgovara odabranoj vrijednosti od 25.2 mm

Izbor profila lopatica statorske rešetke (na temelju  $M_{1t}$  i  $\alpha_1$ )

$$S - 90 - 12 - A$$

$$b_1 = 5.25 \text{ cm}$$

$$\overline{t_{opt,1}} = 0.72 - 0.87$$

$$\alpha_{ug} = 30.5^\circ$$

Optimalni korak lopatica statorske rešetke na srednjem promjeru

$$t_{opt,1} = \overline{t_{opt,1}} \cdot b_1 = 0.795 \cdot 52.5 = 41.7375 \text{ mm}$$

Broj lopatica statorske rešetke

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_{1S}}{t_{opt,1}} = \frac{\pi \cdot 275.2}{41.7375} = 20.7038$$

broj zaokružen na 21 lopaticu

Stvarni korak lopatica statorske rešetke

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{1S}}{z_1} = \frac{\pi \cdot 275.2}{21} = 37.3809 \text{ mm}$$

Koeficijent gubitka lopatica statorske rešetke

$$\zeta_S = \zeta_{S,all} + (0.01 \div 0.03)$$

$$\zeta_S = \zeta_{S,all} + 0.02$$

$$\zeta_{S,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\alpha_1}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_k + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_1}{l_1} \cdot k_{\alpha_1}^r \cdot k_{rh}^r \cdot k_{kr}^r$$

Na temelju vrijednosti očitanih iz dijagrama:

$$\zeta_{S,all} = 0.02 \cdot 1.05 \cdot 1 \cdot 1 + 0.012 \cdot \frac{b_1}{l_1} \cdot 0.6 \cdot 1 \cdot 1 = 0.03597$$

$$\zeta_S = 0.03597 + 0.03$$

$$\zeta_S = 0.0559$$

Koeficijent brzine statorske rešetke

$$\phi = \sqrt{1 - \zeta_S} = \sqrt{1 - 0.0559} = 0.9716$$

Gubitak u lopaticama statorske rešetke

$$\Delta h_{g,S} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot \zeta_S = \frac{264.76^2}{2} \cdot 0.0559 = 1.962 \text{ kJ/kg}$$

Gubitak u statorskoj rešetci

$$\Delta h_{g,S} = \Delta h_{0S} \cdot \zeta_S = 35.05 \cdot 0.0559 = 1.962$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke

$$c_1 = \phi \cdot c_{1t} = 0.9716 \cdot 264.76 = 257.24 \text{ m/s}$$

Kut struje pare na izlazu iz statorske rešetke

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_{1E} \cdot \frac{\mu_1}{\phi} = \sin 12 \cdot \frac{0.97}{0.9716} = 0.207$$

$$\alpha_1 = 11.97^\circ$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u rotorsku rešetku

Iz trokuta brzina se dobiva (kosinusov poučak)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{257.24^2 + 143.4452^2 - 2 \cdot 143.4452 \cdot 257.24 \cdot \cos 11.97}$$

$$w_1 = 120.65 \text{ m/s}$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotor

$$\sin\beta_1 = \sin\alpha_1 \cdot \frac{c_1}{w_1} = \sin 11.97 \cdot \frac{257.24}{120.65}$$

$$\sin\beta_1 = 0.4582$$

$$\beta_1 = 26.26^\circ$$

Teorijska relativna brzina na izlazu iz rotora

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{0R} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 5777.178 + 120.65^2} = 142.59 \text{ m/s}$$

Machov broj na izlazu iz prvog rotora

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}} = \frac{142.59}{\sqrt{1.1275 \cdot 3.28 \cdot 10^5 \cdot 0.55}} = 0.3161$$

Odnos tlaka na izlazu i tlaka na ulazu u rotorsku rešetku

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{3.28}{3.33} = 0.99$$

Potrebna površina izlaznog presjeka rotora

$$F_2 = \frac{D_2 \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{2.195 \cdot 0.55}{0.93 \cdot 142.59} = 91.0732 \text{ cm}^2$$

$\mu_2 = 0.93$  – koeficijent protoka u kanalu rotorskih lopatica

Visina lopatica rotora

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 25.2 + 3.11 = 28.346 \text{ mm}$$

$\Delta l = 3.11 \text{ mm}$  – potrebno prekrivanje između lopatica statorske i rotorske rešetke

Promjer u korijenu rotorskih lopatica

$$d_{2k} = d_{1k} - 2 \cdot \Delta l_k = 250 - 2 \cdot 0.5 = 249 \text{ mm}$$

$\Delta l_k = 0.5$  – prekrivanje u korijenu između lopatica statorske rešetke

Srednji promjer rotorske rešetke

$$d_{2s} = d_{2k} + l_2 = 249 + 28.346 = 277.346 \text{ mm}$$

Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke

$$u_2 = \frac{d_{2s} \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{277.346 \cdot \pi \cdot 9960}{60} = 144.56 \text{ m/s}$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz rotora

$$\sin \beta_{2E} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{2s} \cdot l_2} = \frac{91.0732}{\pi \cdot 27.734 \cdot 2.8346} = 0.37785$$

$$\beta_2 = 21.660^\circ$$



Odabir profila rešetke rotora, za  $M_{2t}$  i  $\beta_{2E}$  prema tablici

$$R - 30 - 21 - A$$

$$b_2 = 2.56 \text{ cm}$$

$$\overline{t_{opt,2}} = 0.58 - 0.86$$

Optimalni korak lopatica prvog rotora na srednjem promjeru

$$t_{opt,2} = \overline{t_{opt,2}} \cdot b_2 = 0.63 \cdot 2.56 = 16.128 \text{ mm}$$

Broj lopatica rotora

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{2s}}{t_{opt,2}} = \frac{\pi \cdot 277.345}{16.128} = 53.997$$

(broj zaokružen na 54 lopatica)

Stvarni korak lopatica rotora

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{2s}}{z_2} = \frac{\pi \cdot 277.345}{54} = 16.127 \text{ mm}$$

Koeficijent gubitka rotora

$$\zeta_R = \zeta_{R,all} + (0.01 \div 0.03)$$

$$\zeta_R = \zeta_{R,all} + 0.02$$

$$\zeta_{R,all} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left[ \zeta'_r + \frac{1}{b} \right] \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k_{\Delta\beta}^r \cdot k_{rh}^r \cdot k_{kr}^r$$

$$\zeta_{R,all} = 0.043 \cdot 0.75 \cdot 1.05 \cdot 1 + 0.044 \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot 0.6 \cdot 1.05 \cdot 1 = 0.0584$$

$$\zeta_R = 0.0584 + 0.04$$

$$\zeta_R = 0.0949$$

Koeficijent gubitka brzine rotora

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_R} = 0.9494$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotora

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0.9494 \cdot 142.597 = 135.39 \text{ m/s}$$

Gubitak u rešetki rotora

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot \zeta_R = \frac{135.39^2}{2} \cdot 0.0949 = 1.0012 \text{ kJ/kg}$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz rotorske rešetke

$$\sin\beta_2 = \sin\beta_{2E} \cdot \frac{\mu_2}{\psi} = \sin 21.66 \cdot \frac{0.93}{0.9494} = 0.361357$$

$$\beta_2 = 21.194^\circ$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz rotora

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2}$$

$$= \sqrt{135.39^2 + 144.56^2 - 2 \cdot 135.39 \cdot 144.56 \cdot \cos 21.194} = 52.242 \text{ m/s}$$

Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz rotora

$$\sin\alpha_2 = \frac{w_2 \cdot \sin\beta_2}{c_2} = \frac{135.393 \cdot \sin 21.194}{52.242} = 0.9365$$

$$\alpha_2 = 69.508^\circ - \text{odnosno } 110.492^\circ$$

Gubitak izlazne brzine

$$\Delta h_{g,B} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{52.242^2}{2} = 1.3646 \text{ kJ/kg}$$

Stupanj djelovanja na obodu kola

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,B}}{\Delta h_{iS}}$$

$$\eta_u = 1 - \frac{1.962 + 1.001 + 1.364}{40.827} = 0.89399$$

Gubitak uslijed propuštanja kroz međustepenu brtvu

$$\zeta_y = \frac{d_b \cdot \pi \cdot \sigma_b \cdot \eta_u}{F_1 \cdot \sqrt{z}}$$

$$\zeta_y = \frac{24 \cdot \pi \cdot 0,025 \cdot 0.89399}{45.31 \cdot \sqrt{4}} = 0.0185832$$

$d_b = 240$  mm – srednji promjer brtve

$\sigma_b = 0.25$  mm – visina raspora između brtve i osovine

$z = 4$  – broj šiljaka brtve

Gubitak uslijed trenja diska

$$\zeta_{tr} = 0.637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{iS}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left( \frac{u_1}{C_f} \right)^3$$

$$\zeta_{tr} = 0.637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{275.2}{25.23} \cdot \frac{1}{\sin 11.979} \cdot 0.50199^3$$

$$\zeta_{tr} = 0.0042355$$

Gubitak uslijed vlažnosti

(turbina cijelo vrijeme radi u vlažnom području)

$$\zeta_{vl} = \frac{y_0 + y_2}{2} \cdot a$$

$$a = 0.4 - 0.9 \quad \text{usvajamo } a = 0.6$$

$$y_0 = 1 - x_0 = 0.075$$

$$x_0 = 0.925$$

$$y_2 = 1 - x_2 = 0.076$$

$$x_2 = 0.924$$

$$\zeta_{vl} = \frac{0.075 + 0.076}{2} \cdot 0.6$$

$$\zeta_{vl} = 0.00171$$

Unutarnji stupanj djelovanja kola

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{tr} - \zeta_{vl} = 0.89399 - 0.018583 - 0.0042355 - 0.00171 =$$

$$\eta_i = 0.869466$$

Stvarni iskorišteni toplinski pad stupnja

$$\Delta h_i = \Delta h_{0,is} \cdot \eta_i = 40.827 \cdot 0.869466 = 35.498 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna entalpija pare na izlazu iz iz stupnja

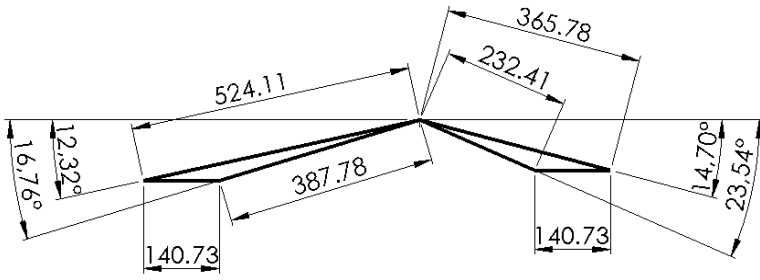
$$h_{2i} = h_0 - \Delta h_i = 2651.05 - 35.498 = 2615.5578 \text{ kJ/kg}$$

Rezultati ostalih stupnjeva turbine dani su u tablici (od drugog do osmog stupnja)

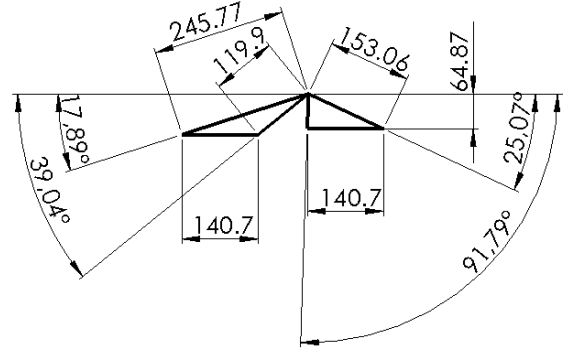
		BROJ STUPNJA						
Jedinica	Veličina	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
$d_{1k}$	mm	250	250	250	250	250	250	250
$d_{1s}$	mm	275.2	280.6	287	296.1	308.1	319.5	342.6
$u_1$	m/s	143.44	146.25	149.5	154.33	160.59	166.53	178.57
$R$	-	0.1415	0.1640	0.188	0.2188	0.2534	0.2813	0.3272
$\Delta h_{is}$	kJ/kg	40.827	41.328	41.98	43.003	44.501	55	55.55
$C_f$	m/s	285.75	287.502	289.76	293.268	298.334	331.662	314.902
$u_1/C_f$	-	0.501	0.508	0.516	0.526	0.538	0.502	0.567
$\Delta h_{oS}$	kJ/kg	35.05	34.54	34.07	33.58	33.22	39.52	37.36
$\Delta h_{oR}$	kJ/kg	5.77	6.78	7.9	9.4	11.27	15.47	18.18
$h_{ois}$	kJ/kg	2602.1	2561.3	2520	2478.0	2435.0	2390.5	2335.5
$p_0$	bar	4.1	3.28	2.4	1.9	1.4	1.05	0.7
$v_0$	m <sup>3</sup> /kg	0.425	0.55	0.68	0.85	1.1	1.2	2
$h_{1is}$	kJ/kg	2567.1	2526.8	2485.9	2444.4	2401.8	2351.0	2298.1
$p_1$	bar	3.3	2.5	2	1.55	1.1	0.8	0.55
$v_{1t}$	m <sup>3</sup> /kg	0.53	0.65	0.8	1.02	1.33	1.8	2.5
$h_{2is}$	kJ/kg	2561.3	2520.0	2478.0	2435.0	2390.5	2335.5	2280
$p_2$	bar	3.28	2.4	1.9	1.4	1.05	0.7	0.5
$v_{2t}$	m <sup>3</sup> /kg	0.55	0.68	0.85	1.1	1.2	2	2.75
$c_{1t}$	m/s	264.76	262.85	261.05	259.19	257.77	281.15	273.38
$a_1$	m/s	444.07	427.69	424.11	421.36	405.24	401.86	392.42
$\kappa$	-	1.127	1.125	1.124	1.123	1.122	1.121	1.120
$M_{1t}$	-	0.596	0.598	0.665	0.615	0.624	0.633	0.65
$\varepsilon_1$	-	0.804	0.762	0.833	0.815	0.785	0.761	0.785
$\varepsilon^*$	-	0.578	0.579	0.582	0.584	0.59	0.592	0.595
$F_1$	cm <sup>2</sup>	45.317	55.981	69.376	89.09	116.80	144.93	207.02
$l_1$	mm	25.23	30.57	37.04	46.11	58.09	69.52	92.6
$\alpha_{1E}$	°	12	12	12	12	12	12	12
<i>profil</i>		S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
$b_1$	cm	5.25	5.25	5.25	5.25	5.25	5.25	5.25
$\overline{t_{opt}}$	-	0.795	0.795	0.795	0.795	0.795	0.795	0.795
$\alpha_{ug}$	°	30.5	30.5	30.5	30.5	30.5	30.5	30.5
$t_{opt,1}$	mm	41.73	41.73	41.73	41.73	41.73	41.73	41.73
$z_1$	-	21	22	22	23	24	25	26
$t_1$	mm	37.38	35.68	35.68	34.13	32.708	31.4	30.192
$\zeta_s$	-	0.0559	0.0533	0.0512	0.0491	0.0475	0.0464	0.045
$\phi$	-	0.971	0.972	0.974	0.975	0.975	0.976	0.977
$c_1$	m/s	257.24	255.74	254.27	252.73	251.57	274.55	267.15
$\alpha_1$	°	11.97	11.96	11.94	11.93	11.92	11.91	11.91
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	1.962	1.843	1.744	1.652	1.578	1.835	1.684
$w_1$	m/s	120.65	116.66	112.27	106.61	100.102	116.775	99.48
$\beta_1$	°	26.26	27.02	27.96	29.35	31.28	29.04	33.65
$w_{2t}$	m/s	142.59	142.802	143.22	144.15	145.93	170.62	167.56

Jedinica	Veličina	BROJ STUPNJA						
		2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
$a_2$	°	451	428.61	426.09	415.86	380	396.24	392.42
$M_{2t}$	-	0.316	0.33	0.336	0.346	0.388	0.43	0.426
$\varepsilon_2$	-	0.99	0.96	0.95	0.9	0.954	0.875	0.909
$F_2$	cm <sup>2</sup>	91.07	112.43	140.13	180.18	194.15	276.77	387.51
$\Delta l$	mm	3.11	1.92	1.88	2.68	1.92	1.92	1.92
$l_2$	mm	28.34	32.49	38.92	48.79	60.01	71.44	94.52
$d_{2k}$	mm	249	249	249	249	249	249	249
$\Delta l_k$	mm	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
$d_{2s}$	mm	277.34	281.49	287.92	297.79	309.01	320.94	343.52
$u_2$	m/s	144.56	146.72	150.07	155.22	161.07	167.02	179.05
$\beta_{2E}$	°	21.66	23.05	23.47	23.27	19.48	22.65	22.34
<i>profil</i>	-	R-30- 21A	R-30- 21A	R-30- 21A	R-30- 21A	R-30- 21A	R-30- 21A	R-30- 21A
$b_2$	cm	2.56	2.56	2.56	2.56	2.56	2.56	2.56
$\overline{t_{opt}}$	-	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63
$\beta_{ug}$	°	81	81	81	81	81	81	81
$t_{opt,2}$	mm	16.128	16.128	16.128	16.128	16.128	16.128	16.128
$z_2$	-	54	55	56	58	61	63	67
$t_2$	mm	16.12	16.07	16.14	16.12	15.9	15.97	16.09
$\zeta_R$	-	0.098	0.095	0.091	0.087	0.084	0.082	0.08
$\psi$	-	0.94	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
$\beta_2$	°	21.19	22.51	22.87	22.62	18.91	21.96	21.63
$w_2$	m/s	135.39	135.84	136.52	137.7	139.62	163.41	160.71
$\Delta h_{g,R}$	kJ/kg	1.001	0.969	0.936	0.908	0.901	1.203	1.124
$c_2$	m/s	52.24	56.15	58.33	59.94	53.73	63.02	66.23
$\alpha_2$	°	110.49	112.17	114.56	117.92	122.61	104.16	116.56
$\Delta h_{g,B}$	kJ/kg	1.364	1.576	1.701	1.796	1.443	1.985	2.193
$\eta_u$	-	0.893	0.893	0.895	0.898	0.911	0.908	0.909
$\zeta_y$	-	0.018	0.015	0.012	0.009	0.007	0.005	0.004
$\zeta_{tr}$	-	0.004	0.003	0.003	0.002	0.0025	0.0017	0.002
$\zeta_{vl}$	-	0.0017	0.003	0.0038	0.0046	0.0048	0.0056	0.0069
$x_0$	-	0.925	0.907	0.892	0.88	0.875	0.865	0.85
$x_2$	-	0.924	0.892	0.88	0.875	0.865	0.85	0.845
$\eta_i$	-	0.869	0.872	0.876	0.881	0.897	0.895	0.896
$\Delta h_i$	kJ/kg	35.498	36.038	36.786	37.911	39.92	49.24	49.81
$h_{2i}$	kJ/kg	2615.55	2579.51	2542.73	2504.82	2464.9	2415.66	2365.84

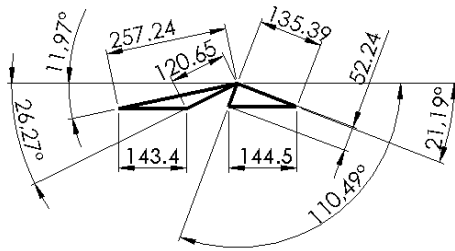
Tablica 4.1 Rezultati proračuna za pojedine stupnjeve



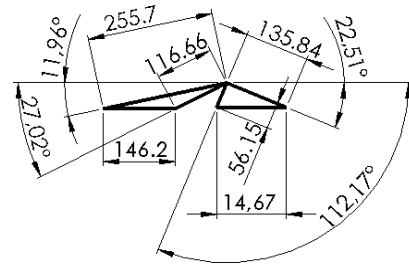
Trokut brzine prvog rotora Curtis – ovog stupnja



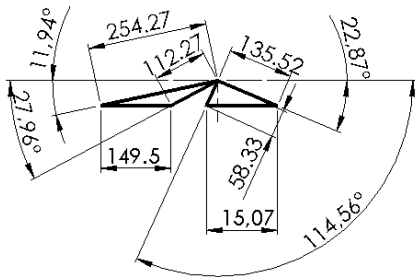
Trokut brzine drugog rotora Curtis – ovog stupnja



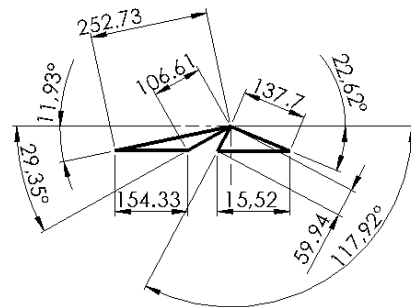
Trokut brzina drugog stupnja



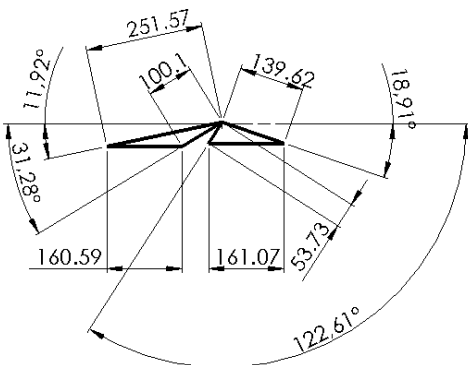
Trokut brzina trećeg stupnja



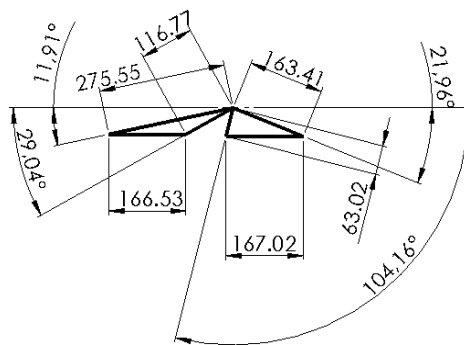
Trokut brzina četvrtog stupnja



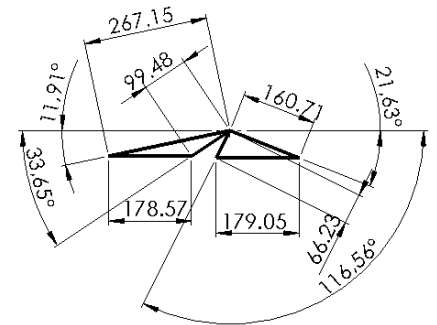
Trokut brzina petog stupnja



Trokut brzina šestog stupnja



Trokut brzina sedmog stupnja



Trokut brzina osmog stupnja

Slika 3.4. Trokuti brzina pojedinih stupnjeva

**Ukupna iskoristivost**

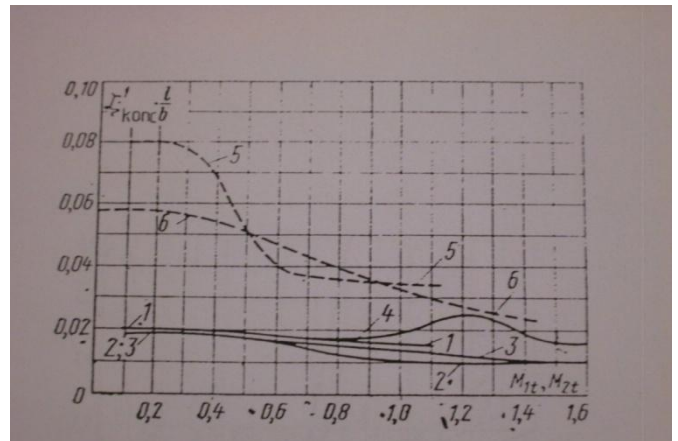
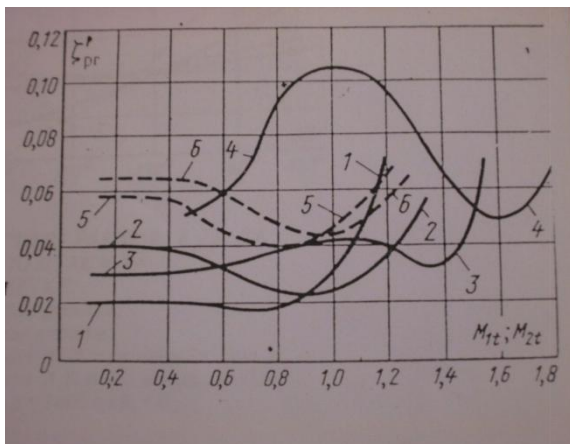
$$\eta_{uk} = \frac{h_0 - h_{2i}(\text{osmogstupnja})}{\Delta h_{is}} = \frac{2780 - 2365.84}{500} = 0.828 = 82.8\%$$

**Komentar na prikazane trokute brzina:**

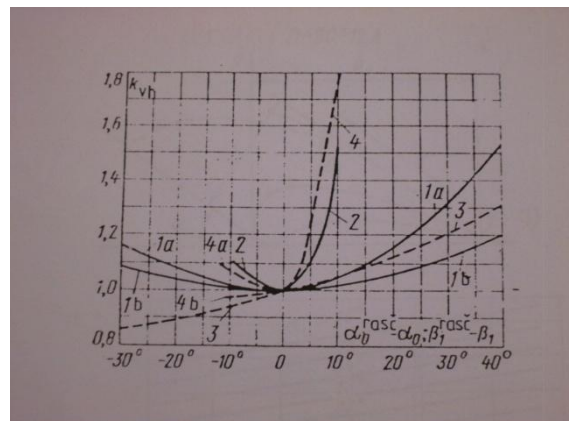
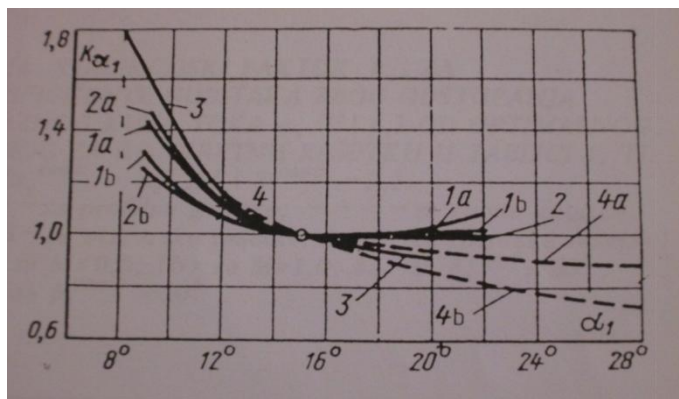
U regulacijskom (Curtis) stupnju je očigledno postupno smanjenje brzine, što je upravo i njegov cilj – postupno smanjenje brzine uz velike toplinske padove, također je očit i aksijalni izlaz apsolutne brzine iz drugog rotora Curtis – a, što je i poželjno. U posljednjem kolu Curtis – a očit je i veliki gubitak (velika razlika relativnih brzina na ulazu i izlazu, došlo je do tzv. difuzije brzine).

Ostali stupnjevi imaju iste rotorske i statorske profile lopatica, zato jer su im i kutovi tokova slični. Htio se postići aksijalni izlaz iz svakog stupnja, ali očito je da to nije ostvareno, izlazni kut toka apsolutne brzine je uvijek veći od 90°. Time se povećava gubitak apsolutne brzine. Problem je i taj što su lopatice statora napravljene tako da je maksimalni preporučeni kut ulaza u stupanj (odnosno izlazne apsolutne brzine posljednjeg stupnja maksimalno 120°). Optimalizacija izlaznog kuta ovim radom nije obrađena, ali je potrebna. Kutovi relativne brzine se „fino“ podudaraju s geometrijskim kutovima lopatica. U nastavku rada biti će profilirane lopatice posljednjeg stupnja turbine koje točno odgovara proračunatom toku.

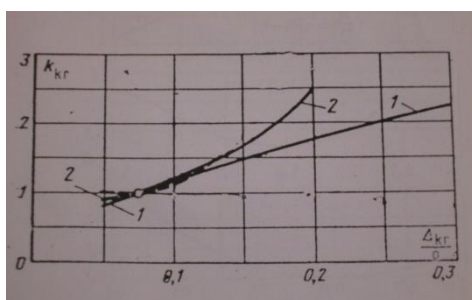




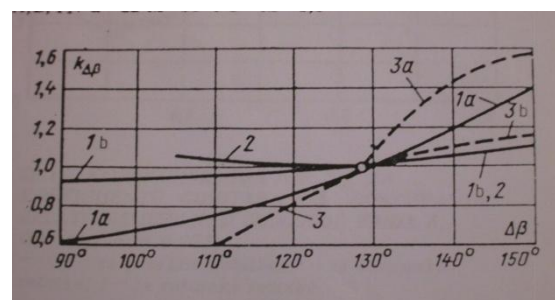
Slika 3.5. Krivulje za koeficijent profilnih i rubnih gubitaka



Slika 3.6. Korekcijski faktori za koeficijente gubitaka



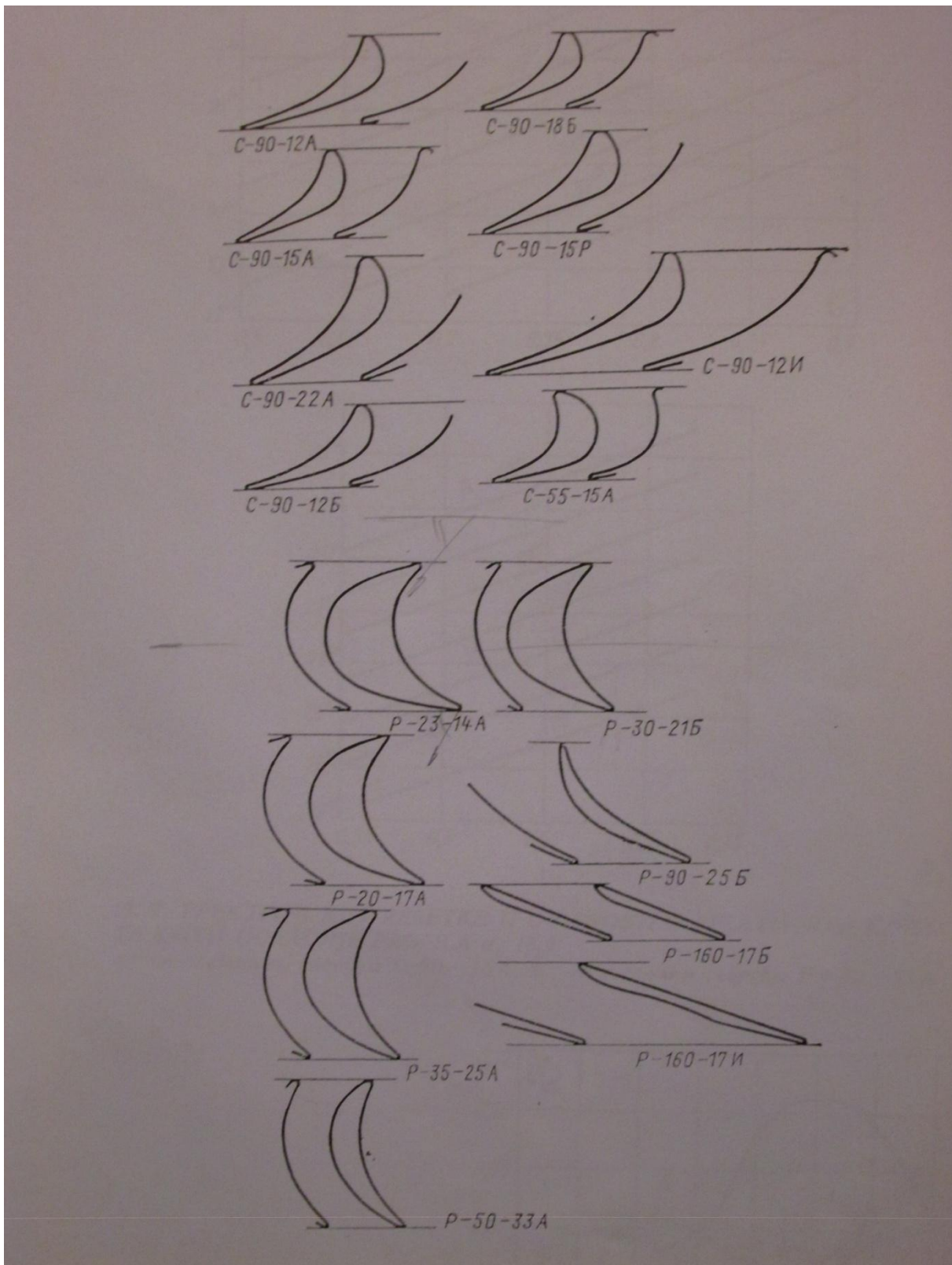
Slika 3.7. Korekcijski factor za koeficijente gubitaka



Slika 3.8. Korekcijski factor za koeficijente gubitaka u rotorskoj rešetki

Oznaka profila	$\alpha_{1E}$ $\beta_{2E}$	$\alpha_0$ $\beta_1$ $\beta_2$	$\bar{t}_{opt}$	$M_{1z}^{opt}; M_{2z}^{opt}$	$b_1, \text{ cm}$	$\bar{f}_1, \text{ cm}^2$	$f_{min}, \text{ cm}^2$	$\bar{w}_{min}, \text{ cm}^4$
C-90-09A	8—11	70—120	0,72—0,85	D o 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
C-90-12A	10—14	70—120	0,72—0,87	D o 0,85	5,25 <sub>40</sub>	4,09	0,591	0,575
C-90-15A	13—17	70—120	0,70—0,85	D o 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
C-90-18A	16—20	70—120	0,70—0,80	D o 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
C-90-22A	20—24	70—120	0,70—0,80	D o 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
C-90-27A	24—30	70—120	0,65—0,75	D o 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
C-90-33A	30—36	70—120	0,62—0,75	D o 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
C-90-38A	35—42	70—120	0,60—0,73	D o 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
C-55-15A	12—18	45—75	0,72—0,87	D o 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
C-55-20A	17—23	45—75	0,70—0,85	D o 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
C-45-25A	21—28	35—65	0,60—0,75	D o 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
C-60-30A	27—34	45—85	0,52—0,70	D o 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
C-65-20A	17—23	45—85	0,60—0,70	D o 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
C-70-25A	22—28	55—90	0,50—0,67	D o 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
C-90-12B	10—14	70—120	0,72—0,87	0,85—1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
C-90-15B	13—17	70—120	0,70—0,85	0,85—1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
C-90-12P	10—14	70—120	0,58—0,68	1,4—1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
C-90-15P	13—17	70—120	0,55—0,65	1,4—1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
P-23-14A	12—16	20—30	0,60—0,75	D o 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
P-26-17A	15—19	23—35	0,60—0,70	D o 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
P-30-21A	19—24	25—40	0,58—0,68	D o 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
P-35-25A	22—28	30—50	0,55—0,65	D o 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
P-46-29A	25—32	44—60	0,45—0,58	D o 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
P-60-33A	30—36	47—65	0,43—0,55	D o 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
P-60-38A	35—42	55—75	0,41—0,51	D o 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
P-23-14A <sub>K</sub>	12—16	20—30	0,60—0,75	D o 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
P-26-17A <sub>K</sub>	15—19	23—35	0,60—0,70	D o 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
P-27-17B	15—19	23—45	0,57—0,65	0,8—1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
P-27-17B <sub>K</sub>	15—19	23—45	0,57—0,68	0,85—1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
P-30-21B	19—24	23—40	0,55—0,65	0,85—1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
P-35-25B	22—28	30—50	0,55—0,65	0,85—1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
P-21-18P	16—20	19—24	0,60—0,70	1,3—1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
P-25-22P	20—24	23—27	0,54—0,67	1,35—1,6	2,0	0,99	0,084	0,100

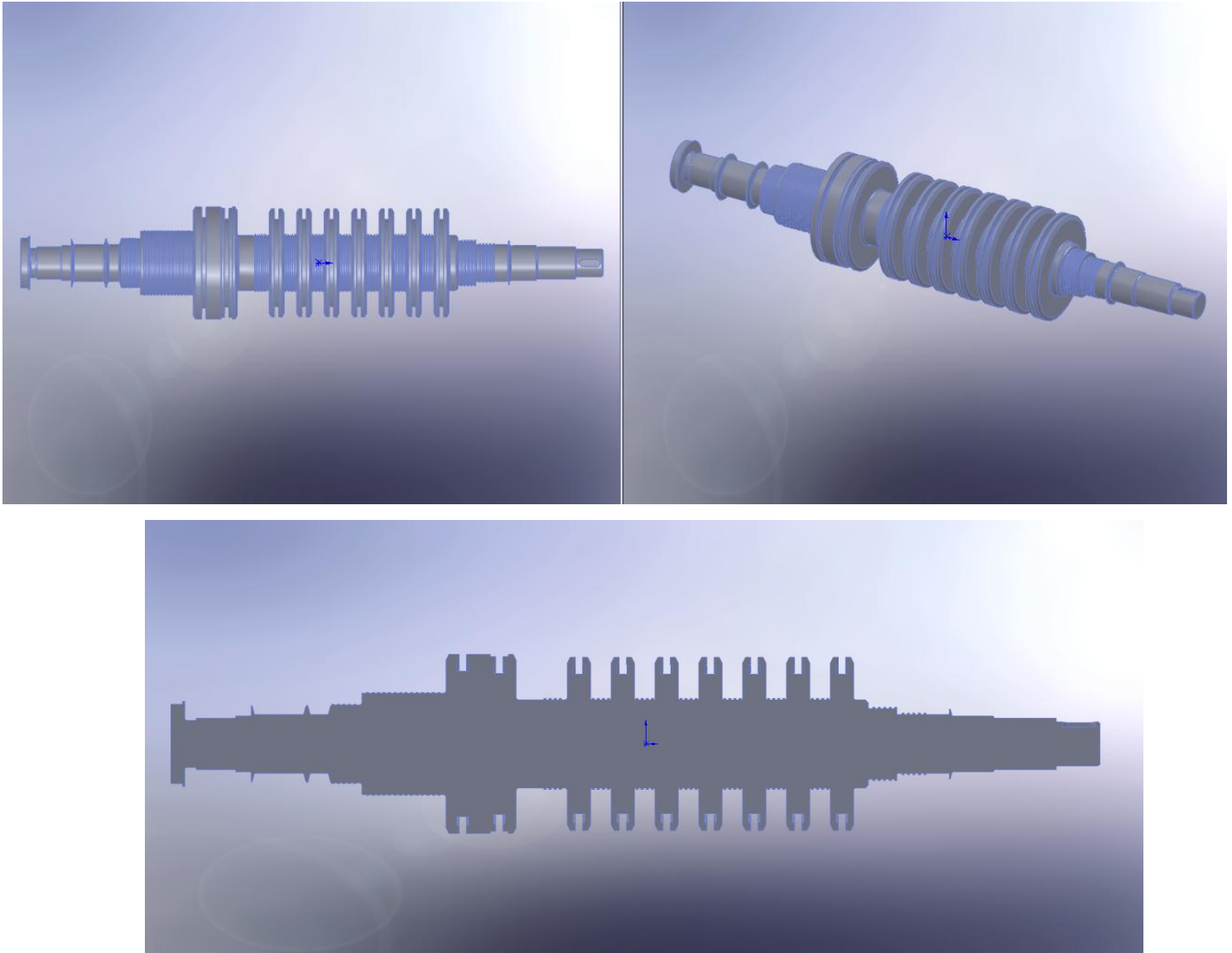
Slika 3.9.. Geometrijske karakteristike profila Moskovskog energetskeg instituta



Slika 3.10. Neki od profila lopatica Moskovskog energetskeg instituta



Nakon što je određen tip turbine, i proveden proračun (te tako određen i broj stupnjeva turbine) napravljen je rotor turbine. Rotor turbine je napravljen u Solid Works – u. Pošto se radi o akcijskom tipu turbine tada je dopuštena izvedba s diskovima, odnosno rotor nije napravljen u obliku bubnja, kako bi bio napravljen da se radilo o reakcijskom tipu. Razlog tome je mala razlika tlaka na ulazu i izlazu iz stupnja (odnosno mala razlika tlaka „lijevo i desno“ od diska). Mala razlika tlakova premda na velikoj površini (površini diska) znači i mala (prihvatljiva) aksijalna sila. Također, rotor ima i utore za međustepene brtve, radi smanjenja gubitaka pare.



Slika 3.11. Model rotora

Duljina rotora = 1271.5 mm

Max. promjer = 244 mm

## 4. OBLIKOVANJE PROFILA STATORSKIH I ROTORSKIH LOPATICA PARNE TURBINE

Prema [4]

### 4.1. Metode profiliranje

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

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

Konstrukcija profila pomoću metoda iz prve grupe sastoji se iz dvije etape:

- 1) konstrukcije skeletnice savijenog profila;
- 2) oblikovanje profila putom raspodjele debljine duž skeletnice.

Konstrukcija profila pomoću metoda iz druge grupe također se uvjetno može podijeliti u dvije etape:

- 1) prethodna ocjena geometrijskih parametara profila i rešetke, npr., ulazni kut profila  $\beta'_1$ , efektivni izlazni kut rešetke  $\beta_{2ef}$ , kut otklona izlaznog brida  $\delta$ , maksimalna debljina profila  $c_{max}$ , polumjer zaobljenja ulaznog i izlaznog brida  $r_1$  i  $r_2$ , itd);
- 2) konstrukcija konveksne i konkavne strane i bridova profila na takovi način, da bi se osigurala npr. proračunska vrijednost minimalnog strujnog presjeka ("grla") rešetke,  $a = t \sin \beta_{2ef}$ , i maksimalna debljina profila  $c_{max}$ . Pri tome se za oblikovanje profila mogu koristiti kružni lukovi, parabole, hiperbole, Bernoullijeve lemniskate i druge krivulje, pa i pravci.

Metode profiliranja općenito možemo podijeliti na grafičke i analitičke metode

Grafičke metode konstrukcije profila:

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

Analitičke metode konstrukcije profila:

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

U nastavku će biti predstavljena metoda konstruiranja pomoću polinoma višeg reda (pomoću polinoma 5. reda) zato jer su pomoću te metode modelirani profili statorskih i rotorskih lopatica posljednjeg stupnja proračunate turbine.

#### 4.1.1 Konstrukcija pomoću polinoma višeg reda

Polinom oblika

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n,$$

je pogodan za konstrukciju profila najrazličitijih oblika.

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

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

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

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

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

Prvo je dan prikaz procesa konstrukcije profila polinomom trećeg reda.

Konačni rezultat proračuna je profil koji ima u potpunosti određene geometrijske karakteristike, u koje obično ulaze tetiva  $l$ , korak  $t$ , geometrijski ulazni i izlazni kut  $\beta'_1$  odn.  $\beta'_2$ , površina presjeka profila  $f$  (ili maksimalna debljina profila  $c_{max}$ ), polumjeri zaobljenja ulaznog i izlaznog brida  $r_1$  i  $r_2$ , širina najužeg strujnog presjeka (“grla”) međulopatičnog kanala  $b_2$  ili kut  $\beta_{2ef}$ , kao i kut otklona izlaznog brida  $\delta$ . Te se veličine pojavljuju kao polazne pri konstrukciji profila.

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

Tok proračuna je sljedeći. Ocijenivši prema srednjestatističkim ovisnostima koordinatu ulaznog brida

$$y_{1c} - y_{0c} = 0.2 + 0.8(\beta'_1 - \beta'_2);$$

maksimalnu debljinu profila:

$$c_{\max} = 1.3 \frac{f}{l};$$

kutove zaoštrenja ulaznog odn. izlaznog brida:

$$\omega_1 = 2.5 \frac{c_{\max} - 2r_1}{l};$$

$$\omega_2 = k_\omega \frac{0.14\omega_1}{0.2 + \omega_1},$$

(kutevi su u radijanima;  $k_\omega = 1$  – o utjecaju vrijednosti toga faktora bit će riječi niže), određuje se širina rešetke:

$$B = l \cos \gamma = \frac{l}{\sqrt{1 + (y_{1c} - y_{0c})^2}},$$

gdje  $\gamma$  – ugradbeni kut profila u rešetki.

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

$$\bar{f} = \frac{f}{B^2}; \bar{t} = \frac{t}{B}; \bar{r}_1 = \frac{r_1}{B}; \bar{r}_2 = \frac{r_2}{B}; \bar{b}_2 = \bar{t} \sin \beta_{2ef}.$$

Nakon toga se računaju debljine ulaznog i izlaznog brida mjerene duž fronti rešetke

$$d_1 = 2\bar{r}_1 \frac{\cos \frac{\omega_1}{2}}{\sin \beta'_1 + \sin \frac{\omega_1}{2}};$$

$$d_2 = 2\bar{r}_2 \frac{\cos \frac{\omega_2}{2}}{\sin \beta'_2 + \sin \frac{\omega_2}{2}},$$

te ulazni i izlazni geometrijski kut konveksne strane profila:

$$\beta_{1c} = \beta'_1 - \frac{\omega_1}{2}; \beta_{2k} = \beta'_2 - \frac{\omega_2}{2}.$$

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

$$y_0 = d_2; y_1 = y_0 - (y'_0 - y'_1); y_0 = tg(90^\circ - \beta_{2c}); y'_1 = \tan(\beta_{2c} - 90^\circ);$$

$$a_0 = y_0; a_1 = y'_1; a_2 = 3(y_1 - y_0) - 2y'_0 - y'_1; a_3 = -2(y_1 - y_0) + y'_0 - y'_1.$$

Može se desiti da na takovi način određena jednadžba konveksne strane profila ne osigurava potrebnu vrijednost minimalnog strujnog presjeka međulopatičnog kanala ("grla")  $a$ . Da bi se postigla što točnija vrijednost grla kanala mijenja se ugradbeni kut profila u rešetki  $\gamma$  (t.j. razlika  $y_1 - y_0$ ) te geometrijski izlazni kut  $\beta'_2$ .

Kod konstrukcije korijenih presjeka lopatica s relativno malim kutevima  $\beta'_1$ , zajedno uz kut otklona izlaznog brida  $\delta$ , svrsishodno je provjeriti vrijednost ulaznog presjeka međulopatičnog kanala  $b_1$ .

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

$$y_{0k} = 0; \quad y_{1k} = (y_{1c} - y_{0c}) + (d_2 - d_1);$$

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

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

Odredivši koeficijente polinoma konkavne strane, potrebno je provjeriti površinu dobivenog profila ili maksimalnu debljinu profila **Error! Reference source not found.** Ako je postignuta zadana površina  $f$  ili maksimalna debljina profila  $c_{max}$ , jednadžbe konveksne i konkavne strane smatraju se konačnima i može se pristupiti proračunu ostalih geometrijskih karakteristika.

Kod rešetki, koje se sastoje od profila, jako bliskih akcijskim, poželjno je provjeriti karakter promjene širine međulopatičnog kanala, dok ta provjera za reakcijske rešetke nije obavezatna.

Jako se povoljna promjena zakrivljenja duž profilu dobiva ako se kod izbora druge derivacije  $y''_0$  polazi od uvjeta **Error! Reference source not found.**:

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

gdje:  $k = \frac{y''}{(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}$ ;  $\rho = \frac{1}{k}$ ;  $s$ - duljina krivulje.



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

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

Kod prijelaza na polinome visokog reda rubni uvjeti za određivanje koeficijenata  $y_1''$ ,  $y_0'''$  i  $y_1'''$  mogu se odabirati uzastopno uz istovremeno povećanje reda i korištenje uvjeta danih s jedn. No isto tako odabir rubnih uvjeta uz korištenje jedn. nije jednoznačni put dobivanja profila željenog oblika. Moguće se osloniti na familije krivulja, kod kojih svakom skupu od četiri osnovna rubna uvjeta ( $y_0$ ,  $y_1$ ,  $y_0'$  i  $y_1'$ ) odgovara u potpunosti definirana promjena zakrivljenja duž krivulje, t.j. za te se familije trebaju sastaviti izrazi funkcionalne veze oblika:

$$y_0'' = f_0(y_0, y_1, y_0', y_1')$$

$$y_1'' = f_1(y_0, y_1, y_0', y_1')$$

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

Bez obzira na način određivanja rubnih uvjeta  $y_0''$ ,  $y_1''$ ,  $y_0'''$  i  $y_1'''$ , prethodno izloženi postupak dobivanja jednadžbi, koje opisuju profil, očuvava se i kod polinoma višeg reda. Promjene se sastoje samo u tome, da je nakon zadavanja četiri osnovna rubna uvjeta potrebno odrediti navedene dodatne rubne uvjete, koji određuju karakter promjene zakrivljenja po profilu, a za proračun koeficijenata polinoma primjenjuju se općenitije jednadžbe:

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

$$a_4 = 35(y_1 - y_0) - 20y_0' - 15y_1' - 5y_0'' + \frac{5}{2}y_1'' - \frac{2}{3}y_0''' - \frac{1}{6}y_1''';$$

$$a_5 = -84(y_1 - y_0) + 45y_0' + 39y_1' + 10y_0'' - 7y_1'' + y_0''' + \frac{1}{2}y_1''';$$

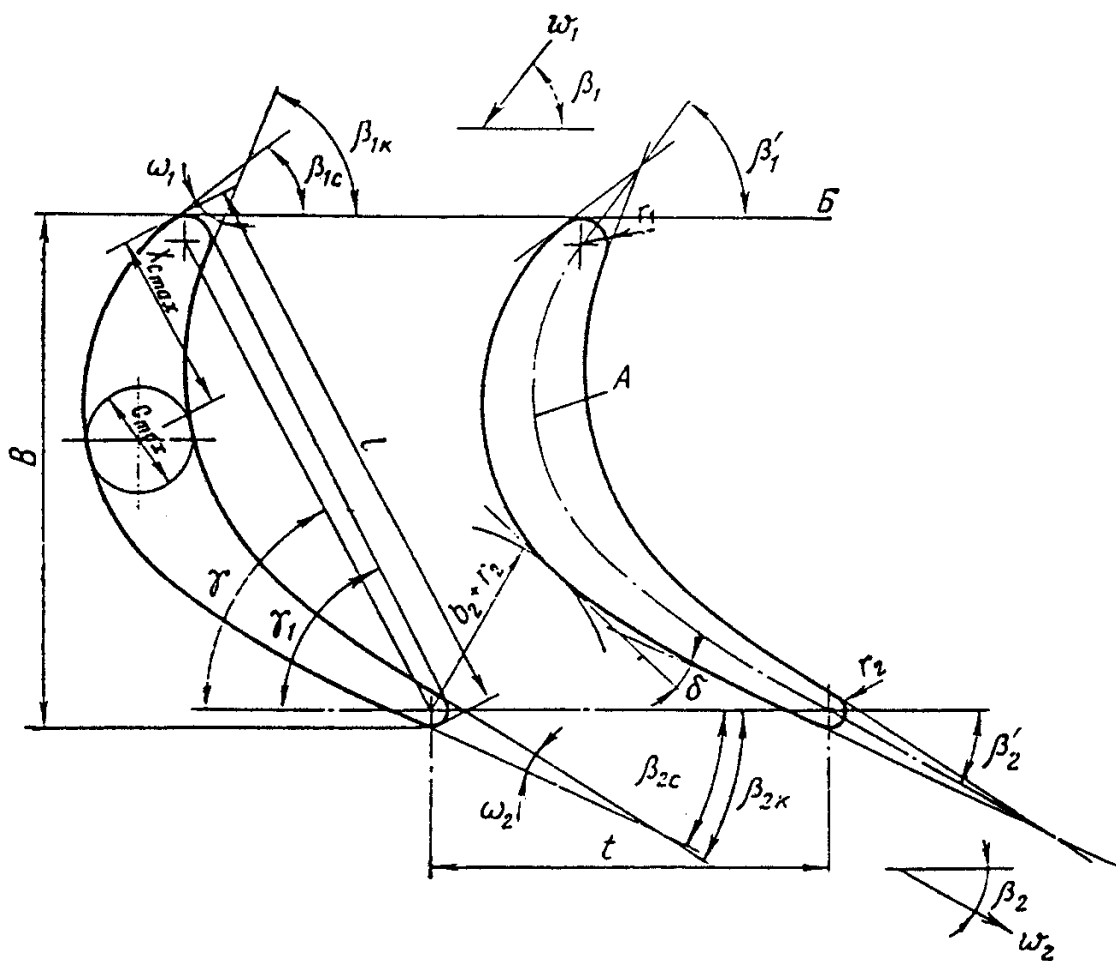
$$a_6 = 70(y_1 - y_0) - 36y_0' - 34y_1' - \frac{15}{2}y_0'' + \frac{13}{2}y_1'' - \frac{2}{3}y_0''' - \frac{1}{2}y_1''';$$

$$a_7 = -20(y_1 - y_0) + 10y_0' + 10y_1' + 2y_0'' - 2y_1'' + \frac{1}{6}y_0''' + \frac{1}{6}y_1'''$$

Jednadžbe mogu se koristiti za polinome reda  $n$  od 3 do 7. Kod toga se rubni uvjeti, koji su za izabrani red polinoma suvišni (npr.,  $y_0'''$  i  $y_1'''$  kod polinoma petog reda), trebaju proračunati po jednadžbama:

- kod  $n = 3$ :  $y_0'' = 6(y_1 - y_0) - 4y_0' - 2y_1'$ ;
- kod  $n \leq 4$ :  $y_1'' = -12(y_1 - y_0) + 6y_0' + 6y_1' + y_0''$ ;
- kod  $n \leq 5$ :  $y_0''' = 60(y_1 - y_0) - 36y_0' - 24y_1' - 9y_0'' + 3y_1''$ ;
- kod  $n \leq 6$ :  $y_1''' = 120(y_1 - y_0) - 60y_0' - 60y_1' - 12y_0'' + 12y_1'' - y_0'''$

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



Slika 4.1 Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke

## 4.2. Ulazni podaci za profiliranje lopatica

Modelirani su profili lopatica statora i rotora zadnjeg stupnja. Proračun ulaznih podataka je proveden pomoću skripte „Profiliranje protočnog dijela uz proračun čvrstoće impelera kompresora i rotora turbine turbomlaznog motora TM – 140“. Tako dobiveni ulazni podaci su uneseni u programski kod u Mathcad – u. Programski kod je napisao prof. dr. sc. Željko Tuković za potrebe svojega magistarskoga rada „Strujne karakteristike aerodinamski optimalnih rešetki aksijalnih turbina“.

Ulazni podaci se dobivaju pomoću proračunatih kutova tokova, za statorsku te za rotorsku rešetku. Dobiveni profili se odnose na srednji promjer (pretpostavka je da lopatice nisu uvijene, odnosno da je profil isti po čitavoj visini lopatice).

### Podaci za stator dobiveni napravljenim proračunom:

Ulazni kut toka

$$\alpha_0 = 90^\circ$$

Izlazni kut toka

$$\alpha_1 = 11.9^\circ$$

Korak rešetke

$$t = 30.19 \text{ mm}$$

Duljina tetive profila

$$b = 52.5 \text{ mm}$$

### Ulazni podaci za programski kod dobiveni pomoću proračunskih podataka:

Geometrijski ulazni kut profila

$$\alpha'_0 = \alpha_0 + i = 90 + 0 = 90^\circ$$

$i = 0^\circ$  (pretpostavka) – napadni kut, pretpostavlja se aksijalni ulaz u stupanj

Geometrijski izlazni kut profila

$$\alpha'_1 = \alpha_1 - 1 = 11.9 - 1 = 10.9^\circ$$

(pretpostavlja se otklon mlaza za  $1^\circ$ )

Korak rešetke se uzima

$$t = 3 \text{ cm}$$

Debljina profila se uzima

$$b = 5 \text{ cm}$$

Debljina profila se uzima

$$c_{max} = 0.4 \text{ cm}$$

Širina grla međulopatičnog kanala uzima se:

$$a = 0.5 \text{ cm}$$

Udaljenost od ulaznog brida središ ta u profil upisane kružnice s maksimalnim promjerom:

$$x = 0.6 \text{ cm}$$

Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila

$$r_1 = 0.5 \text{ cm}$$

Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila

$$r_2 = 0.03 \text{ cm}$$

Kut zaoštrenja ulaznog brida profila

$$\omega_1 = 28^\circ$$

Kut zaoštrenja izlaznog brida profila

$$\omega_2 = 4^\circ$$

Kut otklona izlaznog brida

$$\delta = 9^\circ$$

Ugradbeni kut

$$\gamma_1 = 32^\circ$$

**Podaci za rotor dobiveni napravljenim proračunom:**

Ulazni kut toka

$$\beta_1 = 33.65^\circ$$

Izlazni kut toka

$$\beta_2 = 21.63^\circ$$

Korak rešetke

$$t = 16.09 \text{ mm}$$

Duljina tetive profila

$$b = 25.6 \text{ mm}$$

**Ulazni podaci za programski kod dobiveni pomoću proračunskih podataka:**

Geometrijski ulazni kut profila

$$\beta'_1 = \alpha_0 + i = 33.65 - 6 = 27.65^\circ$$

 $i = -6^\circ$  (pretpostavka) – napadni kut, pretpostavlja se aksijalni ulaz u stupanj

Geometrijski izlazni kut profila

$$\beta'_2 = \alpha_1 - 1 = 21.63 - 1 = 20.63^\circ$$

(pretpostavlja se otklon mlaza za  $1^\circ$ )

Korak rešetke se uzima

$$t = 1.609 \text{ cm}$$

Debljina profila se uzima

$$b = 2.56 \text{ cm}$$

Debljina profila se uzima

$$c_{max} = 0.576 \text{ cm}$$

Širina grla međulopatičnog kanala uzima se:

$$a = 0.5939 \text{ cm}$$

Udaljenost od ulaznog brida središ ta u profil upisane kružnice s maksimalnim promjerom:

$$x = 0.4 \text{ cm}$$

Polumjer zaobljenja ulaznog brida profila

$$r_1 = 0.102 \text{ cm}$$

Polumjer zaobljenja izlaznog brida profila

$$r_2 = 0.07 \text{ cm}$$

Kut zaoštrenja ulaznog brida profila

$$\omega_1 = 25^\circ$$

Kut zaoštrenja izlaznog brida profila

$$\omega_2 = 4^\circ$$

Kut odklona izlaznog brida

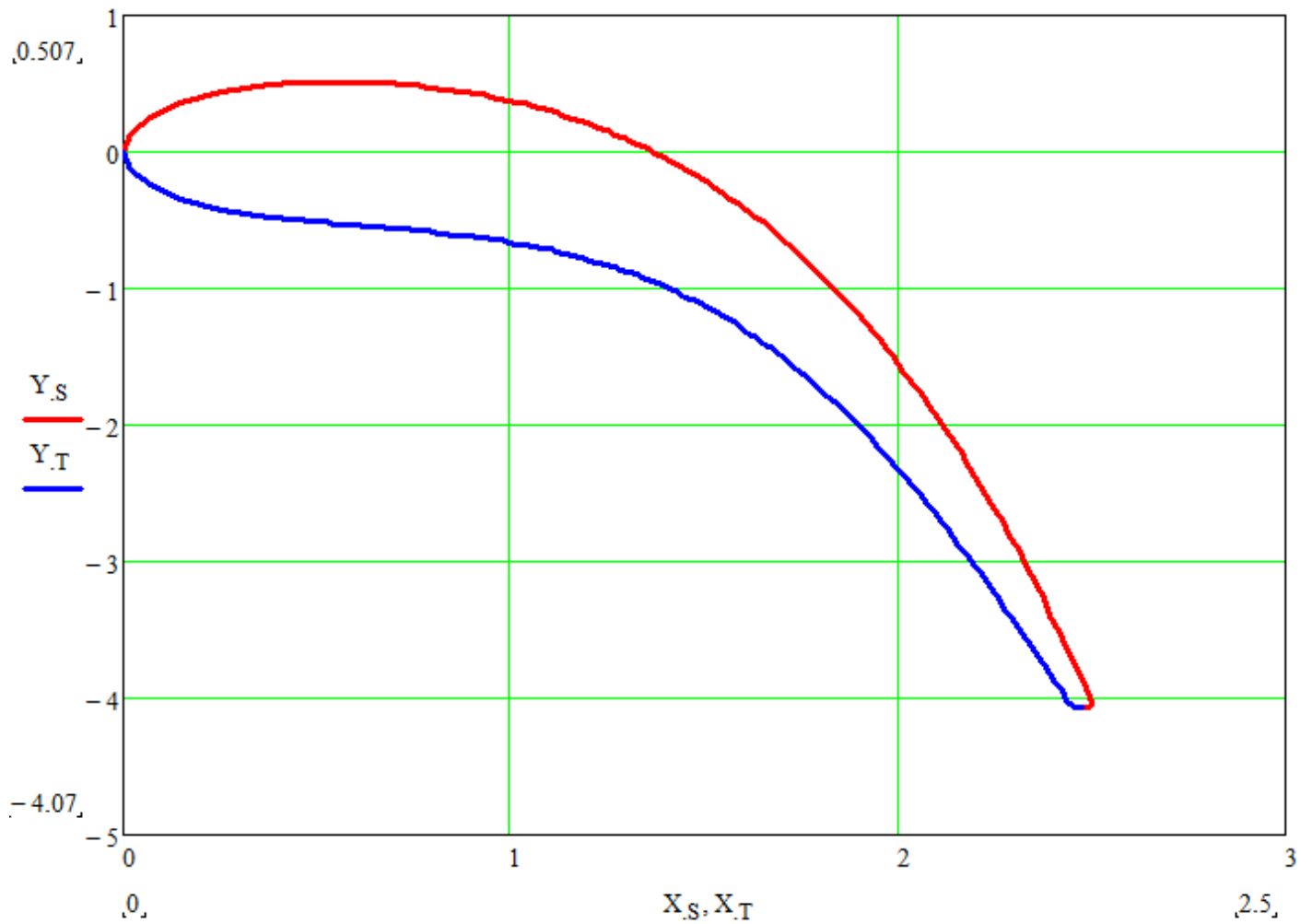
$$\delta = 9^\circ$$

Ugradbeni kut

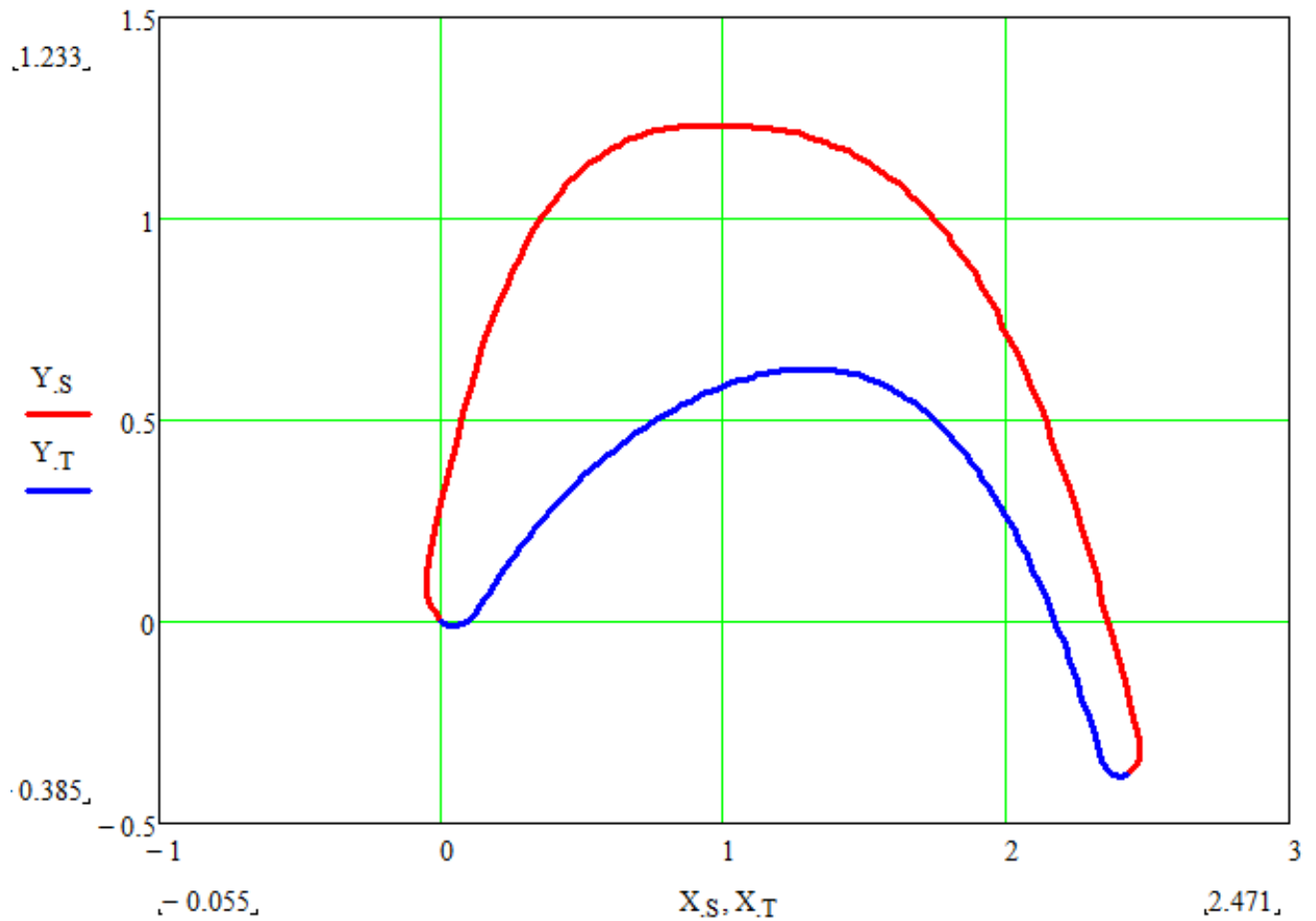
$$\gamma_1 = 81^\circ$$

### 4.3. Rezultati profiliranja lopatica

Profilirana lopatica statora posljednjeg stupnja turbine



## Profilirana lopatica rotora posljednjeg stupnja turbine





## 5. ZAKLJUČAK

Ovim radom napravljen je pregled parnih turbina općenito te su prikazane općenite karakteristike turbina korištene za mehanički pogon.

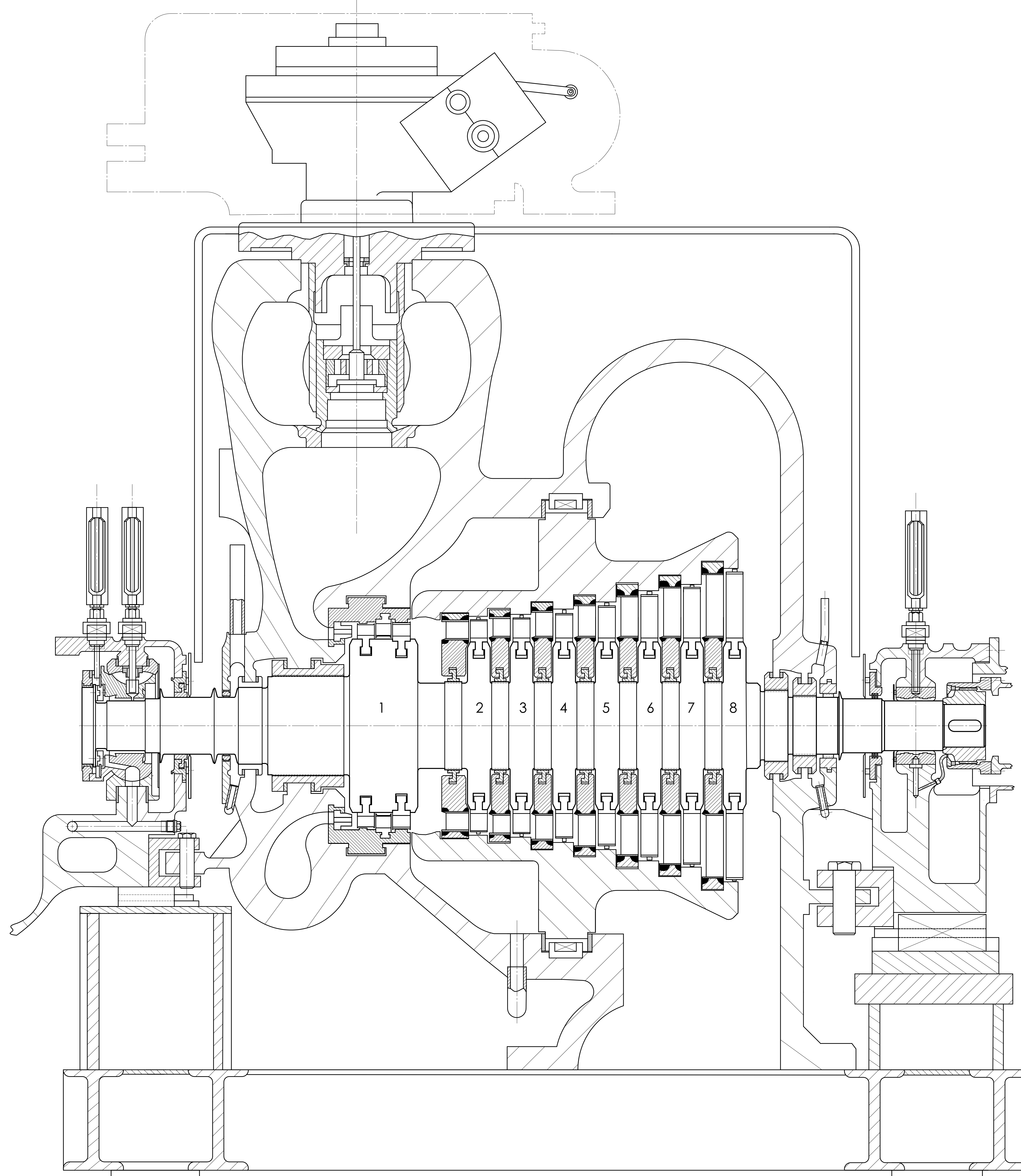
Proveden je termodinamički i aerodinamički proračun jedne takve turbine za mehanički pogon – za pogon cargo pumpe. Također su prikazane metode profiliranja lopatica statora i rotora, dok je detaljnije prikazana metoda polinomom višeg reda. Pomoću metode polinomom 5. reda su profilirane lopatice statora i rotora posljednjeg stupnja.


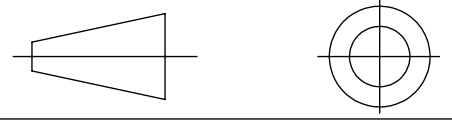
Nakon što je određen konačan broj stupnjeva turbine, izmodeliran je rotor turbine, te je napravljen sklopni crtež turbine u presjeku (sklopni crtež ne sadrži sustav za podmazivanje te reduktor koji spaja pumpu i pogonski stroj – turbinu zato jer oni nisu bili dio ovog razmatranja).

Da bi se u potpunosti završio proračun turbine potrebno je provesti i računalnu simulaciju, odnosno provjeriti dobivene podatke, nažalost to nije obavljeno u sklopu ovog završnoga rada.

## **6. POPIS KORIŠTENE LITERATURE**

- [1] Guzović, Z : Podloge iz predmeta Energetski strojevi, FSB, Zagreb 1994.
- [2] Guzović, Z : Podloge za vježbe iz predmeta Turbostrojevi 2, FSB, Zagreb 1994
- [3] Dixon, S.L : Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery
- [4] Tuković, Ž. : Strujne karakteristike aerodinamski optimalnih rešetki aksijalnih turbina
- [5] Elčić, Z: Parne turbine, Karlovac, 1995.
- [6] Ščegaljev, A.V.: Parovje turbini, Energija, Moskva, 1976.



Projektor	Datum	Ime i prezime	Potpis	 Služba strojarstva Procesno energetska smjer
Razradio	28.2.2014	Hrvoje Dorotić		
Crtao	28.2.2014	Hrvoje Dorotić		
Pregledao	28.2.2014	prof.dr.sc. Z. Guzović		
Voditelj rada	28.2.2014	prof.dr.sc. Z. Guzović		
Objekt:			Objekt broj:	
Napomena:			R. N. broj:	
Materijal:		Masa:	Kopija	
 Mjerilo originala:		Naziv: <b>PARNA TURBINA ZA POGON          CARGO PUMPE</b>	Pozicija: Format: <b>A0</b>	Listova: <b>1</b>
<b>1:2</b>		Crtež broj: <b>01-01-2014</b>	List: <b>1</b>	