

Projektiranje rotorske lopatice plinske turbine korištenjem aerotunelnog ispitivanja

Sušanj, Leopold

Master's thesis / Diplomski rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:915061>

Rights / Prava: [Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International/Imenovanje-Nekomercijalno-Bez prerada 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-25**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**PROJEKTIRANJE ROTORSKE LOPATICE PLINSKE TURBINE
KORIŠTENJEM AEROTUNELNOG ISPITIVANJA**

Rijeka, srpanj 2023.

Leopold Sušanj

0069080178

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

PROJEKTIRANJE ROTORSKE LOPATICE PLINSKE TURBINE
KORIŠTENJEM AEROTUNELNOG ISPITIVANJA

Mentor: izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Rijeka, srpanj 2023.

Leopold Sušanj

0069080178

Rijeka, 3. ožujka 2023.

Zavod: **Zavod za termodinamiku i energetiku**
Predmet: **Toplinske turbine**
Grana: **2.11.02 procesno energetska strojarstvo**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Leopold Sušanj (0069080178)**
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva
Modul: Procesno i energetska strojarstvo

Zadatak: **Projektiranje rotorske lopatice plinske turbine korištenjem aerotunelnog ispitivanja / Design of a gas turbine rotor blade using wind tunnel testing**

Opis zadatka:

Izraditi više rotorskih lopatica plinske turbine različitih profila tehnikom 3D printanja. Izvršiti eksperimentalno ispitivanje svih izrađenih lopatica korištenjem aerotunela. Analizirati strujanja oko svakog pojedinog izrađenog profila. Od svih ispitivanih profila odrediti onaj s najboljim režimom strujanja.

Polje znanstvenog područja: Strojarstvo

Grana znanstvenog područja: Procesno i energetska strojarstvo

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Leopold Sušanj

Zadatak uručen pristupniku: 20. ožujka 2023.

Mentor:

Vedran Mrzljak

Izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:

BP

Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Izjava o samostalnoj izradi rada

Izjavljujem kako je ovaj rad nastao samostalnim radom autora pod vodstvom mentora uz korištenje prethodno stečenih stručnih znanja i proučavanjem literature čiji se popis nalazi na kraju ovoga rada.

Potpis

Zahvale

Zahvaljujem se roditeljima za svu pruženu podršku tijekom mojeg obrazovanja.

Zahvaljujem se profesoru Vedranu Mrzljaku na njegovom jedinstvenom i praktičnom pristupu podučavanja predmeta iz meni omiljenog djela strojarstva te na entuzijazmu pri predlošku ove teme. Velika je prednost imati predavača koji potiče divergentno razmišljanje kod svojih studenata. Hvala za otvaranje svake slijepe ulice u koju je ovaj rad zapao.

Zahvaljujem se profesoru Igor Ružiću i laborantu Duji Kalajžiću za velikodušnost koju su mi iskazali već prvoga dana kada sam se obratio za korištenje opreme u Laboratoriju za hidrotehniku na Građevinskom fakultetu kako bih vršio eksperimentalna mjerenja koja se nalaze u ovome radu. Hvala za svo ukazano povjerenje koje mi je pruženo za samostalno upravljanje aerotunelom.

I za kraj, posebne zahvale mojoj kviz ekipi Gucci Polizia koji su ujedno i moje kolegice i kolege. Bez osvajanih kvizaških turnira po gradu doživljaj mojeg visokog obrazovanja ne bi bio isti.

1. Sadržaj

2. Uvod.....	8
3. Turbostrojevi.....	9
4. Zakoni i parametri strujanja.....	11
4.1. Zakoni očuvanja.....	11
4.1.1. Zakon očuvanja mase.....	11
4.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja.....	12
4.1.3. Zakon očuvanja energije.....	14
4.2. Parametri i režimi strujanja stlačivih fluida kroz strujnu cijev.....	15
4.2.1. Brzina zvuka.....	15
4.2.2. Strujanje u strujnoj cijevi promjenjivog presjeka.....	18
5. Turbinski stupnjevi i pretvorba energije.....	23
5.1. Eulerova jednadžba.....	24
5.2. Akcijski stupanj.....	27
5.3. Reakcijski stupanj.....	31
5.4. Curtisov stupanj.....	36
6. Turbinske lopatice.....	40
6.1. Struktura lopatice.....	40
6.2. Glavne dimenzije profila.....	43
6.3. Broj lopatica.....	44
7. Aerotunelno ispitivanje i oprema.....	46
7.1. 3D printer.....	46
7.2. Aerotunel.....	47
8. Projektiranje lopatica.....	52
8.1. Izrada ulaznog trokuta.....	52

8.2. Izrada izlaznog trokuta.....	61
8.2.1. Izvedba profila A	62
8.2.2. Izvedba profila B	68
8.2.3. Izvedba profila C	72
8.2.4. Izvedba profila D	76
8.3. Usporedba rezultata	80
9. Zaključak.....	86
10. Literatura.....	88
11. Popis oznaka	89
12. Popis slika	90
13. Popis tablica.....	92
Sažetak s ključnim riječima.....	93
Abstract and key words	93

2. Uvod

Plinske turbine važan su dio svakodnevnog života čovjeka te igraju bitnu ulogu u proizvodnji energije te modernom zračnom i pomorskom prometu za vojne i civilne svrhe.

Performanse plinskih turbina određene su brojnim faktorima pri čemu najveći udio igra geometrija lopatice. Lopatica je dio rotora na kojem se odvija pretvorba energije iz energije nastrujavajućeg fluida u mehaničku energiju vrtnje rotora kojom se preko spojke pokreće gonjeni stroj (električni generator ili vratilo brodskog vijka) ili rekuperira energija za pokretanje turbine pripadajućeg kompresora kojim se stvara mlaz potreban za stvaranje potiska u mlaznim avionima.

Cilj ovog diplomskog rada je proučavanje utjecaja geometrije profila turbinskih lopatica na njene performanse. Lopatice će se izraditi tehnologijom 3D printanja te zatim testirati u aerotunelu što će omogućiti izradu njihovih trokuta brzine. Na temelju ispitanih aerodinamičkih sposobnosti raznih izvedbi profila odabrati će se najbolja izvedba.

Tehnologija 3D printanja se koristi jer za razliku od konvencionalne izrade modela prototipa (glodanje metalnog obratka ili injektiranje vruće plastike) uključuje jednu proizvodnu operaciju koja se automatski odrađuje putem CNC sustava bez potrebe za ljudskom intervencijom. Ovim putem će se omogućiti jeftina i brza proizvodnja testiranih prototipa.

Aerotunelno ispitivanje provodit će se u svrhu prikupljanja podataka koje nije moguće analitički dobiti. Isprintani modeli će se podvrgnuti radnim uvjetima u projektiranoj turbini te će se na temelju toga mjeriti radni parametri nastrujavanog zraka koji služi kao radni medij (smjesa goriva i zraka u plinskoj turbini će se aproksimirati zrakom). Eksperimentalnim prikupljanjem podataka omogućit će se izrada trokuta brzina koji će definirati performanse turbine.

Optimizacija turbina u energetici i prijevozu važna je djelatnost za podizanje efikasnosti turbinskih sustava u vremenu koje je obilježeno težnji ka postizanju smanjenih emisija fosilnih goriva u svrhu otvaranja vrata zelenoj energetici.

3. Turbostrojevi

Turbostrojevi su strojevi u kojima se vrši izmjena energije sa kontinuirane struje protoka fluida na sustav kontinuirano okrećućih lopatica. Naziv im dolazi od grčkog *turbe*, odnosno latinskog *turbo*, što znači vjetar ili vrtlog. Izmijenjena energija temelji se na protočnim silama fluida. Protok energije može ići iz smjera fluida na lopatice i obrnuto.

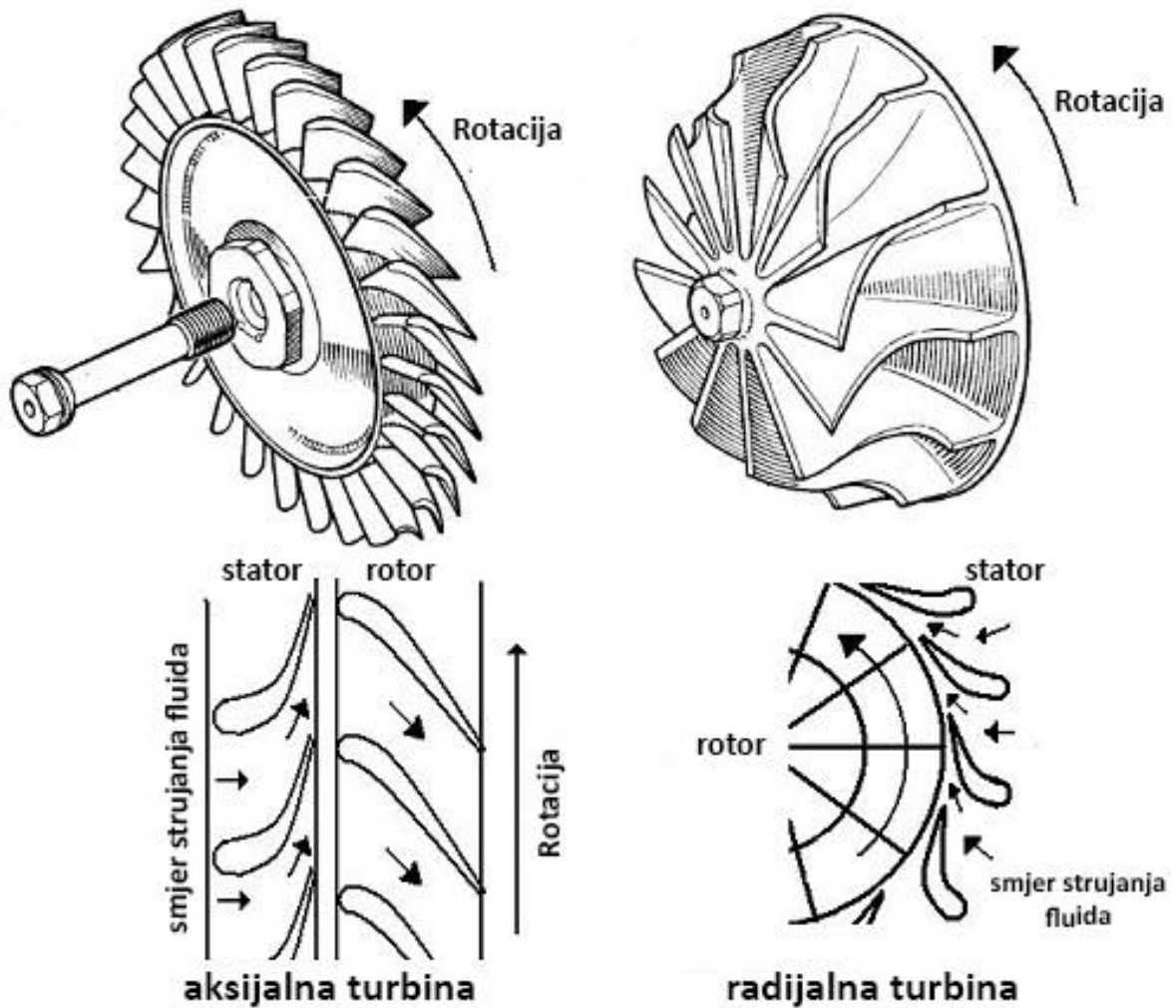
U prvom slučaju radi se o pogonskim strojevima koji stvaraju energiju, odnosno pretvaraju je iz energije fluida u drugi oblik energije (npr. električnu energiju) na način da struja fluida okreće jedan ili više diskova na čijem su obodu lopatice (rotor). Takvi strojevi nazivaju se pogonski jer se sva energija koju stvaraju koristi za pogone drugih strojeva i uređaja. Svaka turbina je pogonski stroj.

Fluidi i pogonski turbostrojevi kojima predaju energiju su:

- Voda: hidroturbine
- Para (najčešće vodena): parne turbine
- Zrak u prirodnom vjetru: vjetroturbine (vjetroatregati)
- Ispušni plinovi nastali izgaranjem goriva: plinske turbine
- Ostali fluidi (npr. freoni u binarnim geotermalnim sustavima): ekspanzijske turbine

U drugom slučaju riječ je o radnim strojevima koji sa svojih okretajućih rotora predaju kinetičku energiju na fluid. Rotoru je potrebna energija kako bi izvršio rotirajuće gibanje te je stoga on spojen na pogonski stroj (turbina, elektromotor, motor na unutarnje izgaranje). Mehanička energija koju radnji turbostrojevi predaju fluidu se pretvara u kinetičku ili potencijalnu energiju (energiju tlaka). Radni strojevi koji rade sa nestlačivim fluidima su pumpe za tekućine dok kompresori i ventilatori rade sa stlačivim fluidima (plinovima i parama).

Turbostrojevi se dijele s obzirom na smjer strujanja fluida u odnosu na os rotacije njihovog rotora. Po tom kriteriju razlikuju se aksijalni i radijalni turbostrojevi. U aksijalnim turbostrojevima smjer strujanja fluida paralelan je osi rotacije a u radijalnima je smjer strujanja okomit na os rotacije (slika 1).



Slika 1: Prikaz različitosti aksijalne i radijalne turbine

Od ostalih podjela moguće je klasificirati turbostrojeve po izvedbi kućišta pri čemu postoje otvorene izvedbe (brodski i avionski propeleri, vjetroagregati, otvoreni ventilatori) i zatvorene izvedbe s kućištem (toplinske i hidroturbine, kompresori).

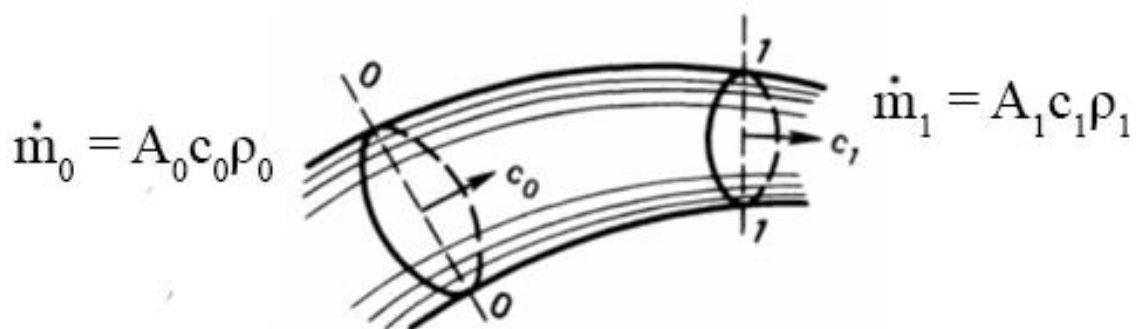
Podjela na akcijske i reakcijske turbine biti će detaljno analizirana u nastavku rada.

4. Zakoni i parametri strujanja

4.1. Zakoni očuvanja

U ovome potpoglavlju iznose se temeljni zakoni i principi termodinamike i mehanike fluida na kojima počivaju mehanizmi izmjene energije sa stlačivog fluida na rotor turbine.

4.1.1. Zakon očuvanja mase



Slika 2: Shema strujne cijevi kroz koju struji fluid

Pri konzistentnom strujanju kroz promatranu strujnu cijev koja sadrži presjeka 0 i 1, maseni protoci su jednaki za oba presjeka:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1$$

$$A_0 c_0 \rho_0 = A_1 c_1 \rho_1$$

$$\dot{m} = A c \rho = \text{const.} \quad (4.1)$$

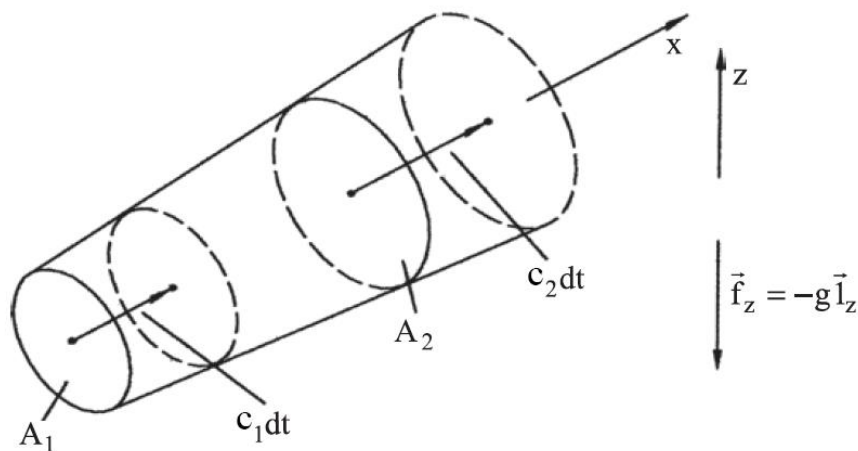
Protoci medija kroz turbinu su stalni samo u pogledu prosječnih protoka u jedinici vremena. Unatoč tome, u elementarnim analizama uzima se da je protok cijelo vrijeme konstantan.

4.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja

Količina gibanja je vektorska veličina koja predstavlja umnožak mase tijela i brzine njegovog gibanja.

$$k = mc \quad (4.2)$$

Prema drugom Newtonovom zakonu, promjena količine gibanja po jedinici vremena za sustav sa nepromjenjivom masom jednak je zbroju sila koje djeluju na taj sustav. Sustavom sa nepromijenjenom masom smatra se fluid u strujnoj cijevi iz poglavlja 4.1.1. U vremenskom koraku $t+dt$ sustav se pomaknuo kako je prikazano na slici 3.



Slika 3: elementarni dio strujne cijevi za bilancu mase i količine gibanja

Veza između promjene količine gibanja i drugog Newtonovog zakona:

$$\Delta k = m\Delta c = ma\Delta t = F\Delta t \quad (4.3)$$

Promjena količine gibanja u elementarnom dijelu strujne cijevi iznosi:

$$\rho_2 c_2 A_2 \vec{c}_2 dt - \rho_1 c_1 A_1 \vec{c}_1 dt \quad (4.4)$$

i jednaka je sumi svih sila podijeljenih sa dt

$$\rho_2 c_2 A_2 \vec{c}_2 - \rho_1 c_1 A_1 \vec{c}_1 = \Sigma \vec{F} \quad (4.5)$$

Uvrštavanjem izraza (4.1) se dobije:

$$\dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) = \Sigma \vec{F} \quad (4.2)$$

Izrazi (4.1) i (4.2) vrijede za svaki dio strujne cijevi.

Slučaj sa slike 3 se može dodatno razmotriti tako da se u njemu postave unutarnje sile fluida, za ovaj slučaj u obzir će se uzeti sila tlaka fluida i gravitacijska sila istog. Vektor gravitacijske sile po jedinici mase fluida [N/kg] označen je sa $\vec{f}_z = -g\vec{1}_z$ i po orijentaciji je suprotan vektoru z osi, dok je g ubrzanje slobodnog pada.

Za elementarni dio strujne cijevi duljine dx projiciranje zakona očuvanja količine gibanja (4.2) na smjer x osi se može izraziti kao:

$$\dot{m}(c + dc - c) = pA - (p + dp)(A + dA) + (p + dp)dA - \rho A dx g \vec{1}_x \vec{1}_z \quad (4.3)$$

Kada se uvedu izrazi za pojednostavljenje $dx \vec{1}_x \vec{1}_z = dz$ i $gdz = dH$ (gravitacijska potencijalna energija) te izraz (4.1) izraz glasi

$$\rho c A dc = -A dp - \rho A dH \quad (4.4)$$

Kada se izraz (4.3) sredi dijeljenjem sa $A\rho$:

$$c dc + \frac{dp}{\rho} + dH = 0$$

Gdje se završnom integracijom dobiva:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + H = const. \quad (4.5)$$

Izraz (4.5) naziva se Bernoullijeva jednažba koja predstavlja temeljnu zakonitost dinamike fluida. U njoj je vidljivo kako se energija fluida dijeli na kinetičku, energiju tlaka i potencijalnu energiju. U slučaju adijabatskog strujanja u kojem nema dovoda i odvoda energije, već ona ostaje zadržana u sustavu (fluidu), bilo koja promjena jedne komponente energije neposredno će utjecati na promjenu druge komponente energije. Tako će primjerice za slučaj horizontalnog strujanja ($H=0$) povećanje brzine rezultirati smanjenjem tlaka pošto ukupna energija ostaje konstantna. Na ovom principu funkcioniraju Venturijeva i Pitotova cijev.

Kada bi se fluid koji struji gledao kao sustav koji obavlja rad (jer nije u stanju mirovanja), Bernoullijeva jednažba bi se implementirala u izraz:

$$\frac{dc^2}{2} + \frac{dp}{\rho} + dH = dW \quad (4.6)$$

4.1.3. Zakon očuvanja energije

Prvi zakon termodinamike nalaže da se, u sustavu sa konstantnom masom, povećanjem dovedene topline povećava unutarnja energija i rad koji sustav obavlja. Iz toga se postepeno dolazi do zaključka da svaki dio tog sustava sadrži energiju jednaku sumi specifične entalpije h i specifične kinetičke energije $c^2/2$. U općem slučaju, svaki kilogram fluida koji struji od presjeka 0 do presjeka 1 (slika 2) prikuplja toplinu q i predaje određenu količinu energije kao mehanički rad w . Tada je, prema zakonu očuvanja energije, količina energije koja se dovede u sustav jednaka količini energije koja se iz sustava dobije.

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + w \quad (4.7)$$

Jednadžba očuvanja energije vrijedi za idealna izentropska strujanja i politropska strujanja s gubicima (trenje, prolaz topline kroz stijenku itd.)

Za energetski izoliran oblik strujanja, odnosno onaj gdje nema dovođenja topline i predaje mehaničkog rada ($q=0$, $w=0$) vrijedi:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (4.8)$$

Iz čega se može izvući zakonitost:

$$h + \frac{c^2}{2} = \text{const.} \quad (4.9)$$

Zbroj specifične entalpije i specifične kinetičke energije po jedinici količine fluida jednak je u svakom djelu strujne cijevi kroz koju taj fluid struji.

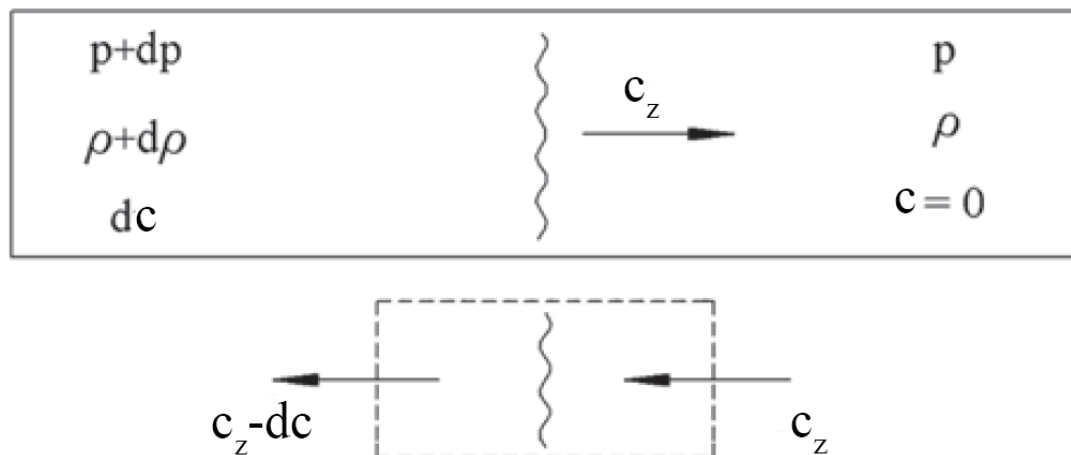
4.2. Parametri i režimi strujanja stlačivih fluida kroz strujnu cijev

U prijašnjem poglavlju razmatrale su se zakonitosti i jednačbe strujanja kroz jednostavne strujne cijevi koje vrijede neovisno o stlačivosti samog fluida. U ovom poglavlju cilj je promotriti jednodimenzionalna strujanja kroz složenije oblike strujnih cijevi kojima se aproksimiraju oblici međulopatičnih kanala na obodu rotora. U samoj turbini promjene stanja su višedimenzionalne tako da idealizirani slučajevi o kojima se ovdje piše služe kako bi se stekla idealna slika poželjnih režima strujanja.

4.2.1. Brzina zvuka

Strujanje stlačivog fluida (plin) uzrokuje perturbaciju tlaka. Perturbacija je naziv za svaku promjenu fizikalne veličine. Perturbacije, odnosno periodični poremećaji tlaka stvaraju tlačne valove koji su posljedica periodičnih poremećaja tlaka. Zakonima o idealnim plinovima stoga se mjenja i gustoća, a po Bernoulijevoj jednačbi i brzina strujanja.

Kada su perturbacije tlaka velike, tlačni valovi koji tada nastaju nazivaju se šok valovi i posljedično tome brzina fluida nadvisi brzinu zvuka. Zvuk nastaje zbog oscilacija i vibracija molekula fluida koje su rezultat perturbacija tlaka.



Slika 4: širenje zvučnih valova pri strujanju

Slika 4 predstavlja malu tlačnu perturbaciju koja se širi u strujnoj cijevi nepromjenjivog poprečnog presjeka. Na desnoj strani nalazi se mirujući fluid ($c=0$). Vektor c_z predstavlja smjer širenja tlačnog, odnosno zvučnog vala (zvuka). Moguće je primijetiti kako nakon prolaska zvučnog vala, tlak, gustoća i brzina fluida postaju $p + dp$, $\rho + d\rho$ i dc .

Na donjen dijelu slike ovaj fenomen se promatra iz druge perspektive. Naime, potrebno se prebaciti u relativnu točku gledišta koja se miče sa frontom vala koja je na slici prikazana valovitom linijom. Iz te točke gledišta, fronta vala je stacionarna i fluid nalijeće na nju brzinom c_z (ista brzina kojoj se valna fronta širi). Fluid nakon prolaska kroz relativan poprečni presjek ima brzinu $c_z - dv$

Pošto je prema zakonu očuvanja mase (4.1) maseni protok \dot{m} konstantna veličina u svim presjecima strujne cijevi, logaritmiranjem i zatim deriviranjem izraza (4.1) dobiva se:

$$\frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} = 0 \quad (4.10)$$

Kada se u obzir uzme strujna cijev sa slike 4, kojoj je presjek nepromjenjiv ($dA=0$), maseni protok iznosi:

$$\frac{d\rho}{\rho} - \frac{dc}{c_z} = 0 \quad (4.11)$$

Pošto je strujanje adijabatsko i strujna cijev je horizontalna, obavljen rad prema izrazu (4.6) iznosi:

$$-c_z dc + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (4.12)$$

Eliminacijom izraza dc iz gornjih dviju jednažbi dobije se:

$$c_z^2 \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{p} \quad \text{ili} \quad c_z^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (4.13)$$

Za adijabatske promjene stanja idealnog plina vrijedi:

$$\frac{dp}{p} = \kappa \frac{d\rho}{\rho} \quad (4.14)$$

Gdje je κ eksponent adijabate (omjer specifičnih toplinskih kapaciteta).

Uvrštavanjem (4.14) u (4.13) moguće je dobiti brzinu zvuka c_z u fluidu.

$$c_z = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} \quad (4.15)$$

Analogno se može zaključiti da se brzina zvuka u idealnim plinovima može izraziti preko njihove jednažbe stanja i zapisati u obliku:

$$c_z = \sqrt{\kappa RT} \quad (4.16)$$

Iz čega je vidljivo kako u idealnim plinovima brzina zvuka ovisi samo o njihovoj temperaturi.

Kako bi se opisalo strujanje u odnosu na brzinu zvuka u fluidu, predstavljena je bezdimenzijska veličina Machov broj, što je omjer brzine strujanja fluida i brzine zvuka u istome:

$$M = \frac{c}{c_z} \quad (4.17)$$

U promatranim slučajevima do sada koristio se idealan plin kao promatrani fluid. Međutim, plinovi za razliku od tekućina imaju velik međumolekularni prostor u svojoj strukturi i to ih čini stlačivima. Stlačivost ili kompresibilnost fluida je opisana kao relativna promjena volumena koja je posljedica promjene tlaka. Upravo je stlačivost veličina koja predstavlja devijaciju idealnih od realnih plinova. Omjer promjene volumena i promjene tlaka naziva se Youngov modul elastičnosti (E). Koeficijent stlačivosti (Z) se izražava kao recipročna vrijednost Youngovog modula elastičnosti:

$$Z = \frac{1}{E} = -\frac{dV/V}{dp} = \frac{d\rho/\rho}{dp} \quad (4.18)$$

Za adijabatsko strujanje stoga vrijedi:

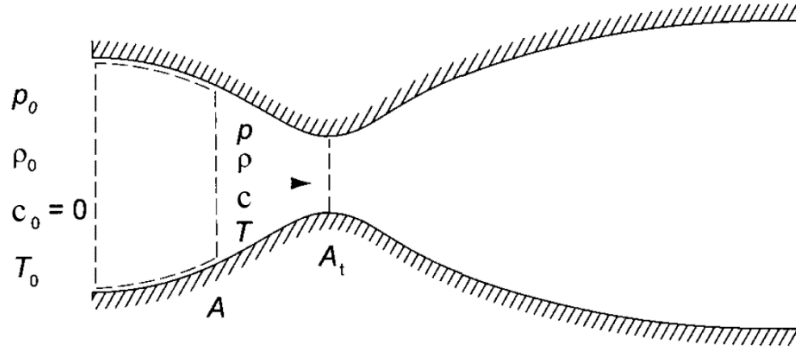
$$E = \rho \frac{dp}{d\rho} = \rho c_z^2 \quad (4.19)$$

Iz gornjeg izraza moguće je zaključiti kako se brzina zvuka u fluidu može koristiti kao mjerilo stlačivosti. Mala brzina zvuka odgovara velikoj stlačivosti. Pri malim brzinama strujanja plinova ($M < 0.3$) koeficijent stlačivosti je zanemariv i oni se mogu aproksimirati kao idealni plinovi, ali pri visokim vrijednostima Machovog broja potrebno je koristiti jednadžbu realnog plina.

4.2.2. Strujanje u strujnoj cijevi promjenjivog presjeka

Za slučaj jednodimenzionalnog adijabatskog strujanja na slici 5 maseni protok iznosi:

$$\dot{m} = Ac\rho \quad (4.20)$$



Slika 5: strujanje kroz strujnu cijev promjenjive površine poprečnog presjeka

Pošto je prema zakonu očuvanja mase (4.1) maseni protok \dot{m} konstantna veličina u svim presjecima strujne cijevi, logaritmiranjem i zatim deriviranjem izraza (4.20) dobiva se:

$$\frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} = 0 \quad (4.21)$$

Jednadžba fluida koji obavlja rad (4.6) je:

$$cdc + \frac{dp}{\rho} + dU = dW$$

Kada bi se gledalo da fluid vrši minimalan obavljen rad ($dW=0$), da struji bez ikakvih gubitaka i da je strujna cijev postavljena horizontalno ($dU=0$), jednadžba se može pojednostaviti na:

$$cdc + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (4.22)$$

Pošto je na početku postavljen uvjet da je strujanje adijabatsko, za slučaj idealnog plina se može postaviti odnos gustoće i tlaka fluida koji struji:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{\kappa} \frac{dp}{p} \quad (4.23)$$

Pri čemu je κ koeficijent adijabate koji ovisi o vrsti i temperaturi plina. Poveznica promjene brzine i promjene tlaka može se izvući iz Bernoulijeve jednadžbe (4.5)

$$-cdc = \frac{dp}{\rho}$$

Što se može podijeliti sa c^2 kako bi se dobio oblik [1] koji se može ubaciti u izraz:

$$-\frac{dc}{c} = \frac{dp}{\rho c^2} = \frac{p}{\rho c^2} \frac{dp}{p} = \frac{1}{\kappa M^2} \frac{dp}{p} \quad (4.17 \text{ fundamenti}) \quad (4.24)$$

Kada se izraz uvrsti u oblik jednadžbe (4.21) dobiva se promjena površine presjeka:

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\kappa} \frac{dp}{p} \left(-1 + \frac{1}{M^2} \right) = \frac{1 - M^2}{\kappa M^2} \frac{dp}{p} \quad (4.25)$$

Sređivanjem se dobije:

$$2 \frac{dc_z}{c_z} = \frac{dp}{p} - \frac{d\rho}{\rho} = \left(1 - \frac{1}{\kappa} \right) \frac{dp}{p}$$

$$\frac{dM}{M} = \frac{dc}{c} - \frac{dc_z}{c_z} = - \left(\frac{1}{\kappa M^2} + \frac{\kappa - 1}{2\kappa} \right) \frac{dp}{p} \quad (4.26)$$

Iz jednadžbe (4.24) slijedi da svaka ekspanzija ($dp < 0$) povećava brzinu strujanja ($dv > 0$) i svaka kompresija ($dp > 0$) smanjuje brzinu strujanja ($dv < 0$). Jednadžba (4.26) nalaže da se Machov broj smanjuje kompresijom i povećava ekspanzijom. Iz izraza (4.25) slijedi da ekspanzija ($dp < 0$) pri podzvučnom strujanju ($M < 1$) zahtjeva sužavajuću strujnu cijev ($dA < 0$) dok kompresija ($dp > 0$) zahtjeva proširujuću strujnu cijev ($dA > 0$). Za nadzvučno strujanje vrijedi obrnuto: ekspanzija ($dp < 0$) zahtjeva proširujuću strujnu cijev ($dA > 0$) a kompresija ($dp > 0$) sužavajuću ($dA < 0$). Relacija ovih veličina u prikazana je u tablici 1.

	$\Delta p < 0$ $\Delta c > 0$ $\Delta M > 0$	$\Delta p > 0$ $\Delta c < 0$ $\Delta M < 0$
M < 1		
M > 1		

Tablica 1: Parametri strujanja u podzvučnom i nadzvučnom režimu

Kada bi se promatrao slučaj za konvergirajuću strujnu cijev na slici 6 (strujanje s lijeva na desno), za strujanje je potrebna razlika tlakova na ulazu i izlazu. Protok se ostvaruje kada se tlak fluida smanjuje dok se brzina, a s njom i Machov broj, povećava. Kada bi se izlazni tlak smanjio, Machov broj bi još više narastao. Međutim, Machov broj na niti jednom mjestu ne može prijeći vrijednost 1. Kada bi se to igdje dogodilo, donji desni crtež u tablici 1 pokazuje da bi se Machov broj odmah počeo smanjivati. Dakle, maksimalna vrijednost Machovog broja

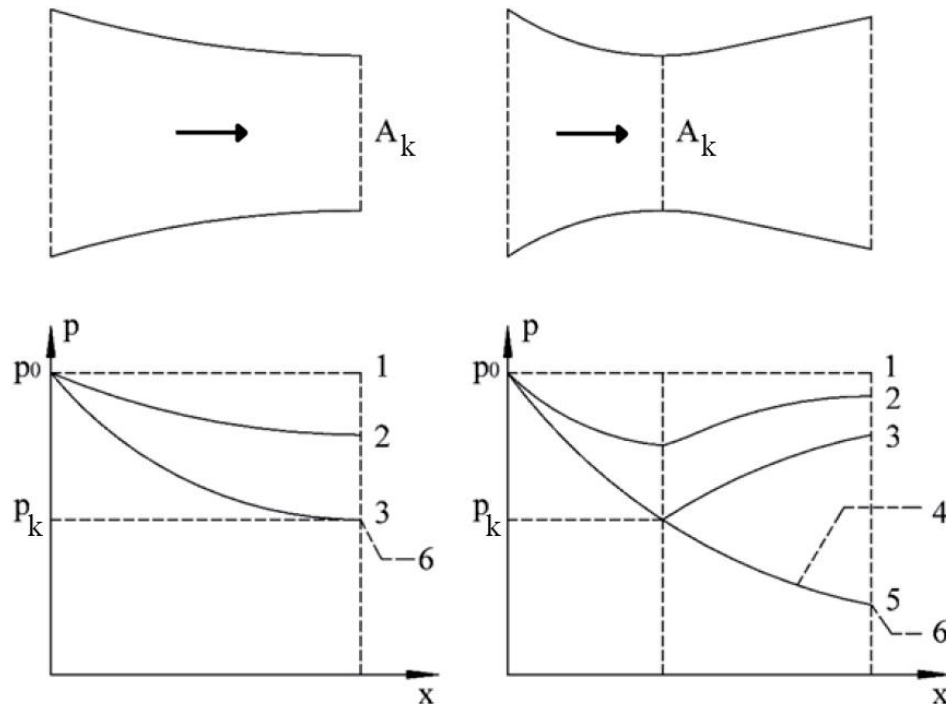
u konvergirajućoj strujnoj cijevi u bilo kojem njenom dijelu iznosi 1. Tlak na izlazu iz strujne cijevi za kojeg vrijedi $M=1$ naziva se kritični tlak. Presjek u kojem se taj tlak pojavljuje naziva se kritični presjek te svi parametri u tom presjeku dobivaju atribut kritični. Ovisnost ulaznih i kritičnih parametara može se definirati jednačbama[1]:

$$\frac{T_k}{T_0} = \frac{2}{\kappa + 1}, \quad \frac{\rho_k}{\rho_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}, \quad \frac{p_k}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.27)$$

Gdje se indeks k odnosi na kritični presjek, a indeks 0 na ulazno stanje.

U slučaju zraka, kojemu koeficijent adijabate iznosi $\kappa=1.4$:

$$\frac{T_k}{T_0} = 0.833 \quad \frac{\rho_k}{\rho_0} = 0.634 \quad \frac{p_k}{p_0} = 0.528$$



Slika 6: Promjene tlaka za strujanje niz konvergirajuću i konvergirajuće-divergirajuću mlaznicu

Na lijevom dijelu slike 6 je vidljivo kako izlazni tlak postiže vrijednost kritičnog tlaka ($p_3 = p_k$), brzina se povećava do vrijednosti kritične brzine kako tlak pada. Sa tlakom p_3 postignuta je brzina zvuka na izlazu iz konvergirajuće strujne cijevi. Dodatan pad tlaka u izlaznom otvoru (p_6) ne može promijeniti stanje u mlaznici. To znači da fluid može pasti na tlak p_6 samo kada izađe iz strujne cijevi jer Machov broj u mlaznici ne može prijeći vrijednost $M=1$. Ova pojava naziva se gušenje protoka (eng. *choked flow*).

Kada se promatra konvergirajuće-divergirajuća mlaznica na desnom dijelu slike 6, iz tablice 1 može se zaključiti da se brzina povećava u konvergirajućem dijelu i smanjuje u divergirajućem dijelu ukoliko se u kritičnom presjeku ne postigne brzina zvuka. U podvučnom režimu ovakva strujna cijev će raditi kao Venturijeva cijev i fluid postiže najveću brzinu (i vrijednost Machovog broja) u kritičnom presjeku nakon kojeg će ponovno usporiti (izlazni tlak p_2 na desnom dijagramu na slici 6). Zanimljivo je da će se u ovakvoj mlaznici, prema tablici 1, fluid koji ulazi nadzvučnom brzinom usporiti i postići najmanju brzinu i vrijednost Machovog broja upravo u kritičnom presjeku te zatim ponovno ubrzavati u divergirajućem dijelu. Takva izvedba se onda naziva nadzvučna Venturijeva cijev.

Za konvergirajuće-divergirajuću mlaznicu na slici 6, izlazni tlak p_3 odgovara podzvučnom režimu strujanja u mlaznici gdje je najveća postignuta vrijednost machovog broja $M=1$ i to u kritičnom presjeku. Tlak p_5 odgovara podzvučno-nadzvučnom strujanju prije i poslije kritičnog presjeka i strujna cijev koja radi u ovom režimu konstantnog ubrzavanja toka fluida naziva se de Lavalova mlaznica. Za izlazne tlakove između tlakova p_3 i p_5 , promjena tlaka nije više kontinuirana u svim dijelovima mlaznice. Nadzvučni će dio u jednom trenutku razviti šok val, odnosno veliku perturbaciju tlaka, zbog velike razlike tlaka u mlaznici i onog na izlazu. Ovaj način rada stvara unikatan izlazni uzorak mlaza fluida iz mlaznice koji se naziva Machovi dijamaniti i na mjestima „dijamanata“ se točno mogu prepoznati šok valovi (slika 7). Za izlazni tlak p_6 , koji je niži od tlaka za postizanje nadzvučnog strujanja p_5 , doći će do gušenja protoka. U tom će slučaju fluid u mlaznici ekspandirati jednako kao da je izlazni tlak p_5 , ali će pri izlasku iz nje izlaziti pod višim tlakom u odnosu na okolni fluid (npr. zrak) i rapidno će se širiti i ubrzavati u svim smjerovima umjesto da se nastavi gibati u po istom pravcu kao što je to činio u mlaznici. Ovakav se efekt događa pri letu raketa kada dosegnu više i rjeđe slojeve atmosfere gdje je tlak manji od onog na površini sa koje polijeću (slika 8).



Slika 7: Machovi dijamanti koji nastaju izlazom mlaza pod tlakom koji je manji od atmosferskog



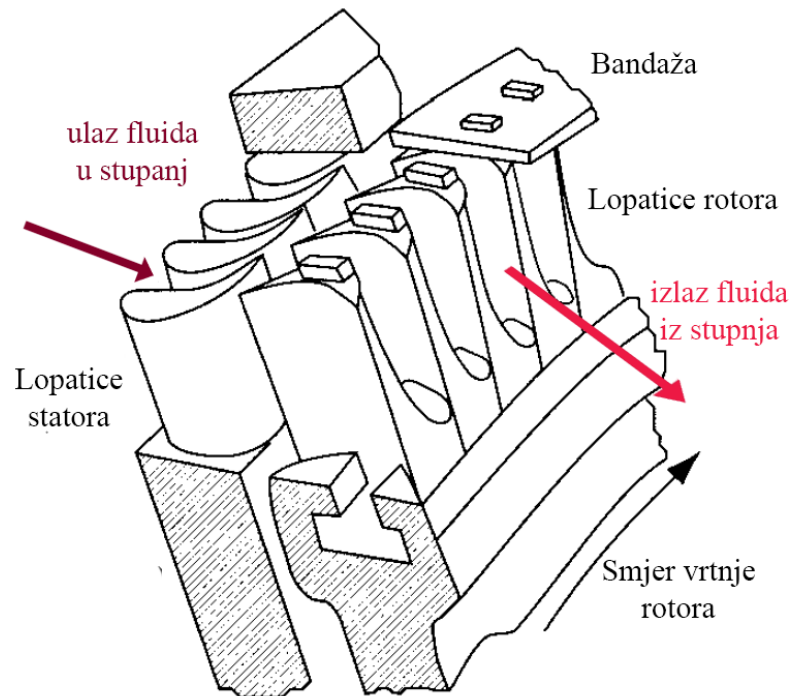
Slika 8: Testni let Apolla 6 (1968) kojem se mlaz širi jer je izlazni tlak fluida veći od atmosferskog

5. Turbinski stupnjevi i pretvorba energije

Lopatice su dijelovi turbine u kojima se odvija transformacija energije fluida iz jednog u drugi oblik kao i predaja same energije. One svojim oblikom oponašaju stijenke mlaznica opisanih u prethodnom poglavlju. Sila koju fluid stvara na rotorskoj lopatici (zakon očuvanja količine gibanja (4.2)) pomnožena s udaljenosti rotorske lopatice od osi rotacije dati će moment kojim se rotor vrti. Lopatice su postavljene duž cijelog oboda rotora. Kada se priča o unutarnjem stupnju korisnosti same turbine, upravo su lopatice ključne komponente.

Statorske lopatice su nepomične, smještene su na samom kućištu turbine te je između njih i vratila rotora vrlo mala zračnost kako bi se minimizirali maseni gubici (fluid koji bi se provukao kroz prostor između kućišta i vratila rotora umjesto da prođe kroz statorske lopatice). One svojim oblikom ispunjavaju dvije funkcije: ubrzavaju fluid i usmjeravaju ga kako bi pod optimalnim kutom dostrujao do rotorske lopatice.

Rotorske lopatice nalaze se na samom vratilu turbine i okreću ga svojim gibanjem. Svrha rotorskih lopatica je pretvorba kinetičke energije pare u mehanički rad vrtnje rotora. Upravo se u rotorskim lopaticama generira sila koja je komponenta okretnog momenta. Ovisno o vrsti turbine, sila može nastati promjenom smjera (akcijska turbina) ili promjenom brzine fluida (reakcijska turbina).

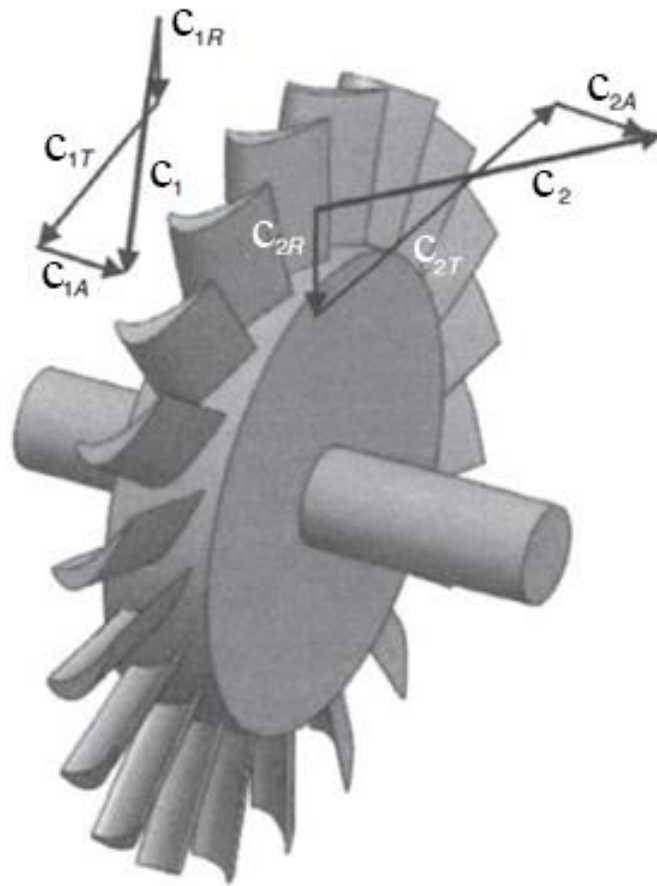


Slika 9: Stupanj turbine sa smjerom strujanja fluida

Jedan red statorskih i red rotorskih lopatica naziva se stupanj turbine (slika 9). Velike plinske i parne turbine koje se danas koriste za energetske i pogonske svrhe imaju više stupnjeva zbog toga što jedan stupanj nije dovoljan kako bi pretvorio zahtijevanu količinu energije iz fluida koji je na visokoj energetskej razini (vrući plin ili para pod visokim tlakom).

5.1. Eulerova jednadžba

Računanje energije koju fluid predaje rotoru turbine na temelju pada njegove specifične entalpije je najosnovnija metoda kojom se na temelju ulaznog i izlaznog stanja fluida (tlak i temperatura) može odrediti rad koji je predao turbini, odnosno vratilo njenog rotora. Takvi izračuni ne daju direktan uvid protoka fluida u turbini i potrebno je koristiti dijagrame brzina.



Slika 10: Aksijalni turbinski rotor sa prikazom komponenata brzina

Na slici 10 prikazana je promjena brzine na stupnju turbine. Statorske lopatice nisu prikazane već samo vektori brzina koje nadjenu fluidu. Brzinom c_1 fluid napušta statorske kanale i takav ulazi u rotorski dio kojeg zatim napušta brzinom c_2 . Navedene brzine su apsolutne brzine u odnosu na stacionarne komponente turbine (kućište). Apsolutne brzine sastoje se od tri komponente: tangencijalne, radijalne i aksijalne (označene indeksima T, R, A).

Rotor se okreće kutnom brzinom ω koja se izražava u radijanima po sekundi [rad/s] i dobiva izrazom:

$$\omega = 2\pi N/60 \quad (5.1)$$

pri čemu je N brzina vrtnje rotora izražena u okretajima po minuti [min^{-1}]. Ovim izrazom opisana je brzina lopatice (kada se gleda iz fiksnog koordinatnog sustava). Stoga se ona može izraziti kao:

$$U_1 = \omega_1 r_1, U_2 = \omega_2 r_2 \quad (5.2)$$

Za aksijalnu turbinu vrijede isti polumjeri na ulazu i izlazu ($r_1 = r_2$) te je stoga $U_1=U_2$ odnosno

$$U = \omega r \quad (5.3)$$

Ukoliko fluid ulazi u stupanj sa masenim protokom \dot{m} i tangencijalnom brzinom c_{U1} , te izlazi sa jednakim masenim protokom (4.1) i tangencijalnom brzinom c_{T2} . Uzeta je samo tangencijalna brzina pošto njen vektor jedini djeluje na os vratila. Prema zakonu očuvanja količine gibanja (4.2) moment kojim fluid djeluje na vratilo rotora iznosi:

$$M = \dot{m}(c_{1T}r - c_{2T}r) [Nm] \quad (5.4)$$

Pri čemu vrijedi $c_{T1} > c_{T2}$.

Snaga turbine [W] može se onda izraziti kao umnožak okretnog momenta i brzine vrtnje:

$$P = M\omega [W] \quad (5.5)$$

Kada se u izraz (5.5) moment M izrazi oblikom iz izraza (5.4), a kutna brzina ω preko izraza (5.3), dobiva se:

$$P = \dot{m}(c_{1T}U_1 - c_{2T}U_2) \quad (5.6)$$

Formula je znana kao Eulerova jednadžba.

Koristeći se izrazima za kinetičku energiju fluida iz Bernoullijeve jednadžbe (4.6), energija koja se u stupnju predaje rotoru je:

$$E_k = \dot{m} \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2} [W] \quad (5.7)$$

Definicijom stupnja korisnosti kao omjera korisne snage turbine i uložene energije, moguće je izvući odnos:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{P}{E_k} = \frac{\dot{m}(c_{1T}U_1 - c_{2T}U_2)}{\dot{m} \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2}} \\ \eta &= \frac{2(c_{1T}U_1 - c_{2T}U_2)}{(c_1^2 - c_2^2)} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Važno je imati na umu da su c_1 i c_2 trodimenzionalni vektori brzina sa radijalnom, aksijalnom i tangencijalnom komponentom, ali pošto radijalna i aksijalna komponenta ne pridonose okretnom momentu, samo je tangencijalna uzeta u obzir pri kalkulaciji dobivene snage. To ipak ne znači da su radijalna i aksijalna komponenta nepotrebni čimbenici strujanja. U slučaju nepostojanja aksijalne komponente, fluid ne bi mogao proći kroz stupnjeve turbine. Isto treba uzeti u obzir da se te dvije komponente treba držati na minimalnim vrijednostima potrebnima za nesmetan rad turbine i dati prednost tangencijalnoj komponenti ulazne i izlazne brzine. Aksijalna i radijalna

komponenta su bitni čimbenici u analizi stabilnosti i opterećenja rotora te analizi sila kojima turbina djeluje na temelj i nosače na kojima se nalazi.

U polju projektiranja lopatica, osobito po pitanju parnih turbina, postoje dva glavna različita pristupa usmjeravanja fluida: akcijski i reakcijski stupnjevi. Razlike ova dva pristupa utječu na sam oblik profila lopatica, broj stupnjeva, broj lopatica po stupnju kao i promjenu radnih parametara fluida pri prolasku kroz stupanj. Kao dodatan pomoćni stupanj koristi se Curtisov stupanj koji se stavlja samo na početku akcijskog dijela turbine u svrhu iskorištavanja energije pri velikim brzinama.

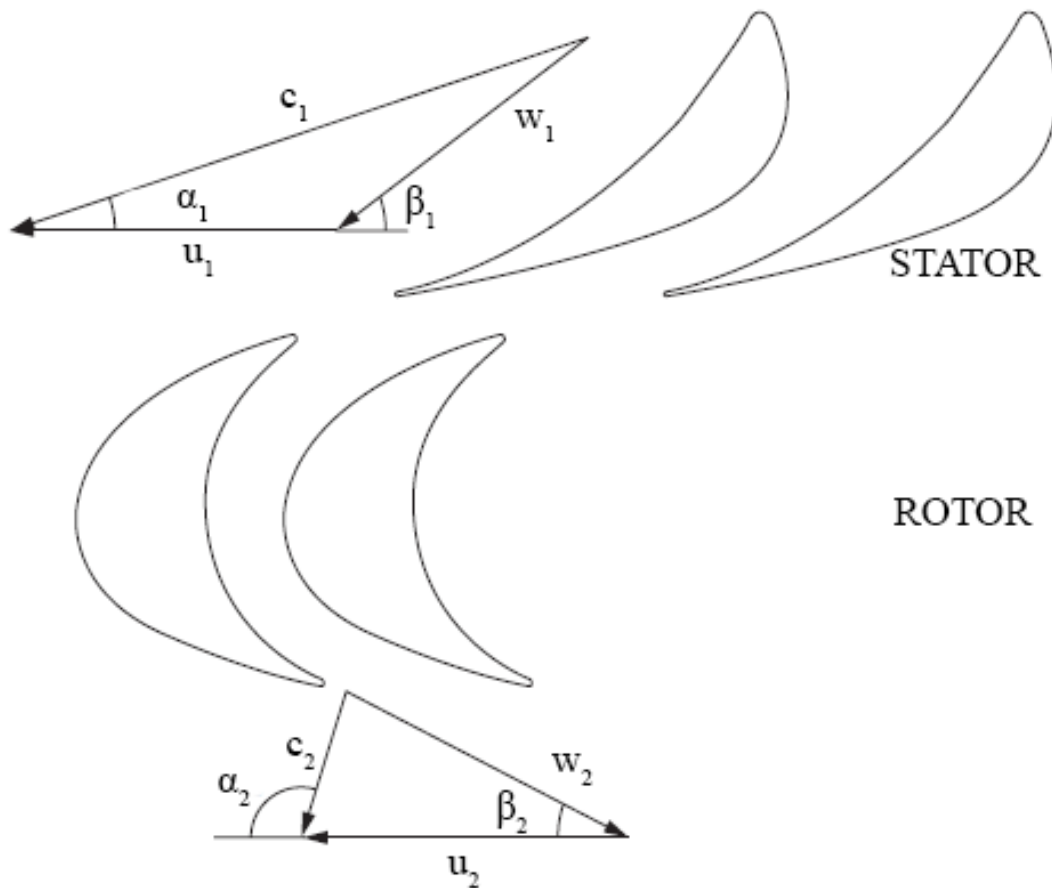
5.2. Akcijski stupanj

Akcijski stupanj je najstariji od tri promatrane izvedbe aksijalnih turbina. Prvu izvedbu projektirao je 1883. švedski inženjer Gustav de Laval, isti koji je projektirao spomenuti tip mlaznice kako bi stvorio centrifugu za odvajanje masnoće iz mlijeka.

Upravo je de Lavalova mlaznica poslužila u oblikovanju statorskih lopatica prve izvedbe ovog stupnja. Naime, u akcijskom stupnju cilj je povećati brzinu fluida u statorskim lopicama kako bi se visoka toplinska energija fluida u vidu specifične entalpije pretvorila u kinetičku energiju (4.8) i ta poveznica se može iskazati izrazom:

$$c_1 = \sqrt{2\Delta h} \quad (5.9)$$

Naravno, ovo povećanje brzine prati pad tlaka sukladno Bernouillijevoj jednadžbi. Brzina c_1 je apsolutna brzina gledano u odnosu na stacionarne komponente stupnja ili iz fiksnog koordinatnog sustava. Međutim, kako se rotorske lopaticice okreću u odnosu na te komponente i sustav, fluid u rotorski dio stupnja ulazi relativnom brzinom w_1 pod kutom β_1 u odnosu na smjer gibanja lopatica, koji je ujedno i kutna razlika vektora relativne brzine w_1 i obodne brzine u_1 .

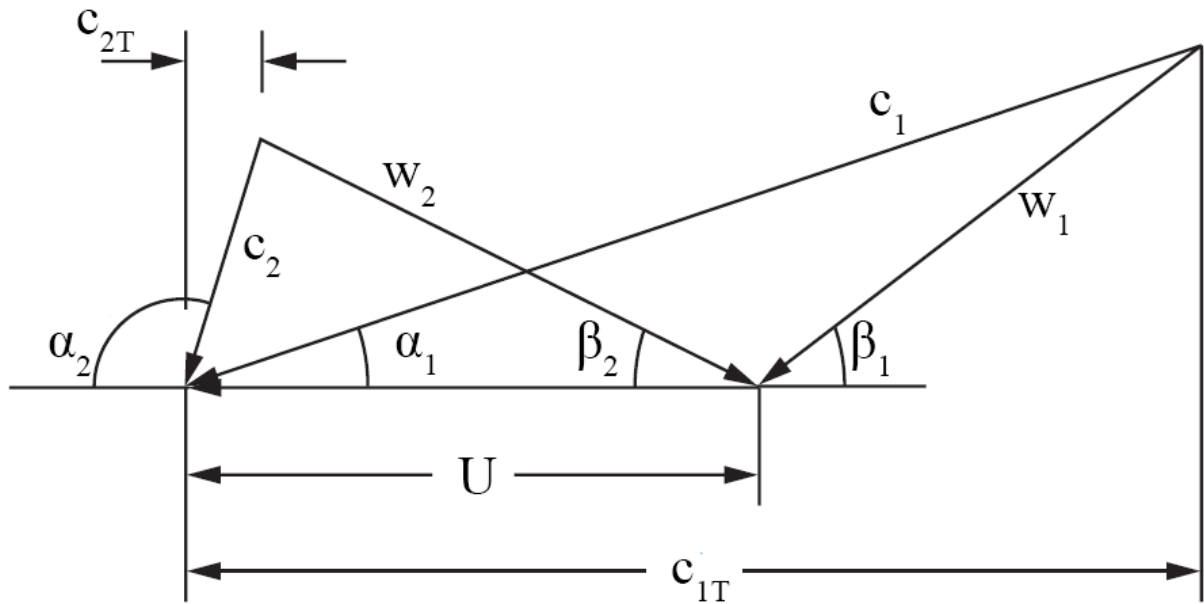


Slika 11: Trokuti brzina na akcijskom stupnju (ulaz i izlaz iz rotora)

Fluid izlazi iz rotorskih lopatica relativnom brzinom w_2 pod kutom β_2 . Skalarni dio vektora izlazne relativne brzine jednak je onom ulazne, odnosno $|\vec{w}_1| = |\vec{w}_2|$. Vektorski zbroj relativne izlazne brzine w_2 i tangencijalne izlazne brzine u_2 je c_2 , odnosno apsolutna brzina kojom fluid napušta stupanj u odnosu na fiksni koordinatni sustav.

Sila koju fluid stvara na samu rotorsku lopaticu je posljedica promjene smjera fluida. Pošto je profil rotorske lopatice simetričan, vektori ulazne i izlazne relativne brzine \vec{w}_1 i \vec{w}_2 su također simetrični po istoj osi. Na taj je način promijenjen predznak izlazne relativne brzine i povećava se njihova razlika $(\vec{w}_1 - \vec{w}_2)$, čime se stvara veća sila sukladno zakonu očuvanja količine gibanja (4.2). Upravo zato se stupanj i naziva akcijski jer akcijsko djelovanje fluida pomiče rotorske lopatice.

Moguće je napraviti shematski prikaz trokuta brzina na rotoru u kojemu se ulazni i izlazni trokuti preklapaju u komponenti tangencijalnih brzina koje su, pošto se radi o stupnju aksijalne turbine, jednake $\vec{u}_1 = \vec{u}_2 = \vec{U}$. Ovim načinom prikaza mogu se usporediti vrijednosti tangencijalnih komponenti apsolutnih ulaznih i izlaznih brzina.



Slika 12: Usporedba ulaznih i izlaznih trokuta brzina na rotoru akcijskog stupnja

Dok god je srednja udaljenost lopatice od osi rotacije na ulazu i izlazu jednaka, što vrijedi za sve aksijalne turbine, ($r_1 = r_2$), za stupanj korisnosti primjenjuje se modificirani izraz (5.8):

$$\eta = \frac{2U(c_{1T} - c_{2T})}{(c_1^2 - c_2^2)} \quad (5.10)$$

Ako se na kinetičku energiju c_2 gleda kao na gubitak tog stupnja, stupanj korisnosti se može svesti na:

$$\eta = \frac{2U(c_{1T} - c_{2T})}{c_1^2} \quad (5.11)$$

Osnovnom trigonometrijom parametri se mogu zapisati

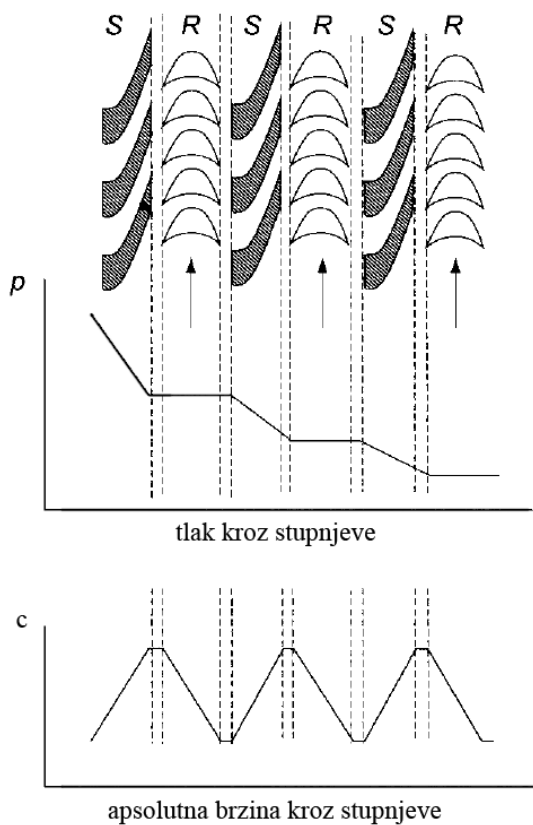
$$c_{1T} = c_1 \cos \alpha_1, w_1 = \frac{c_1 \cos \alpha - U}{\cos \beta_1}, c_{2T} = -(w_2 \cos \beta_2 - U)$$

pa se uvrštavanjem i sređivanjem izraz (5.11) može zapisati kao:

$$\eta = 2 \left[\frac{U \cos \alpha_1}{c_1} - \left(\frac{U}{c_1} \right)^2 \right] \left(1 + \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (5.12)$$

Iz ovakvog se izraza sada može pokazati da optimalni trokut brzina akcijskog stupnja ima omjer $\frac{U}{c_1} = \cos \frac{\alpha_1}{2}$ i da za slučaj kada je lopatica simetrična ($\beta_1 = \beta_2$) maksimalni stupanj korisnosti je $\eta = \cos^2 \alpha_1$.

U praksi je korisnost stupnja veličina na koju utječe puno kompleksnih i nasumičnih parametara koji se ne mogu izraziti analitičkim putem već proizvođači vrše detaljne simulacije i iscrpna testiranja kako bi dobili empirijske podatke za projektirani stupanj.



Slika 13: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz više akcijskih stupnjeva turbine

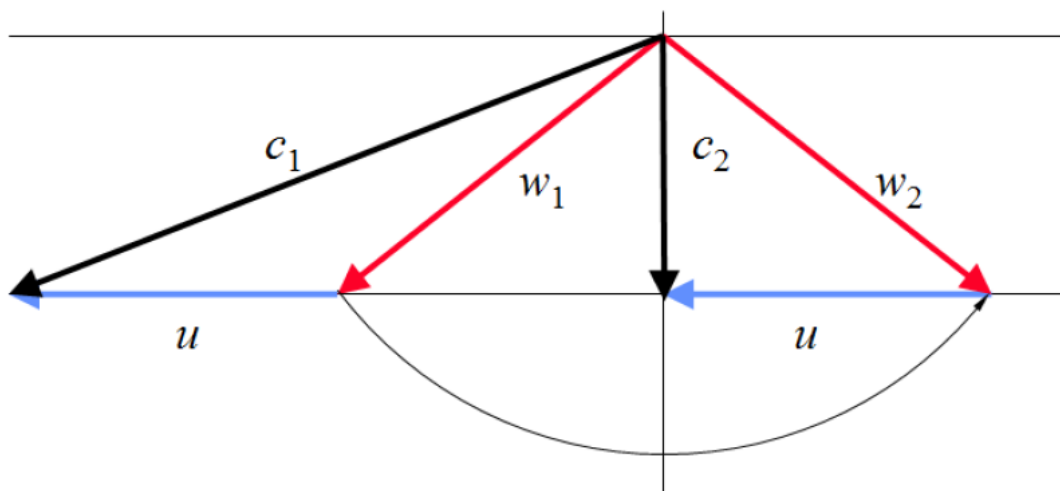
Istovremeno je moguće primijetiti kako je izlazna apsolutna brzina c_2 upravo zbog navedene simetričnosti relativnih brzina u potpunosti izgubila svoju tangencijalnu komponentu i smjer njenog vektora postoji samo u aksijalnom smjeru stupnja turbine. Time se, sukladno izrazu (5.11), osigurao minimalni mogući intenzitet brzina c_{2T} kako bi se osigurao maksimalan mogući stupanj iskoristivosti.

Fluid koji struji kroz akcijsku turbinu bilježi pad tlaka na statorskim lopaticama, ali zanemarujuće mali pad kroz rotorske lopatice. Tlak se smanjuje zbog povećanja brzine u statorskim lopaticama. Dizajn rotorskih lopatica nastoji minimizirati padove tlaka na njima pošto jedino što se koristi za okretanje rotora je kinetička energija, odnosno pad brzine na njegovim lopaticama.

Apsolutna brzina periodički raste i pada prolazeći kroz statorske i rotorske lopatice.

Akcijski stupnjevi su pogodni za visokotlačne uvjete fluida gdje se razvijaju velike brzine čiju kinetičku energiju fluid predaje rotoru.

Na slici 14 prikazan je idealni trokut brzina za akcijski stupanj turbine. Vidljivo je kako je cilj postignuti simetrične smjerove vektora relativnih brzina što je rezultat simetričnih profila lopatica.



Slika 14: Idealni trokut brzina za akcijski stupanj

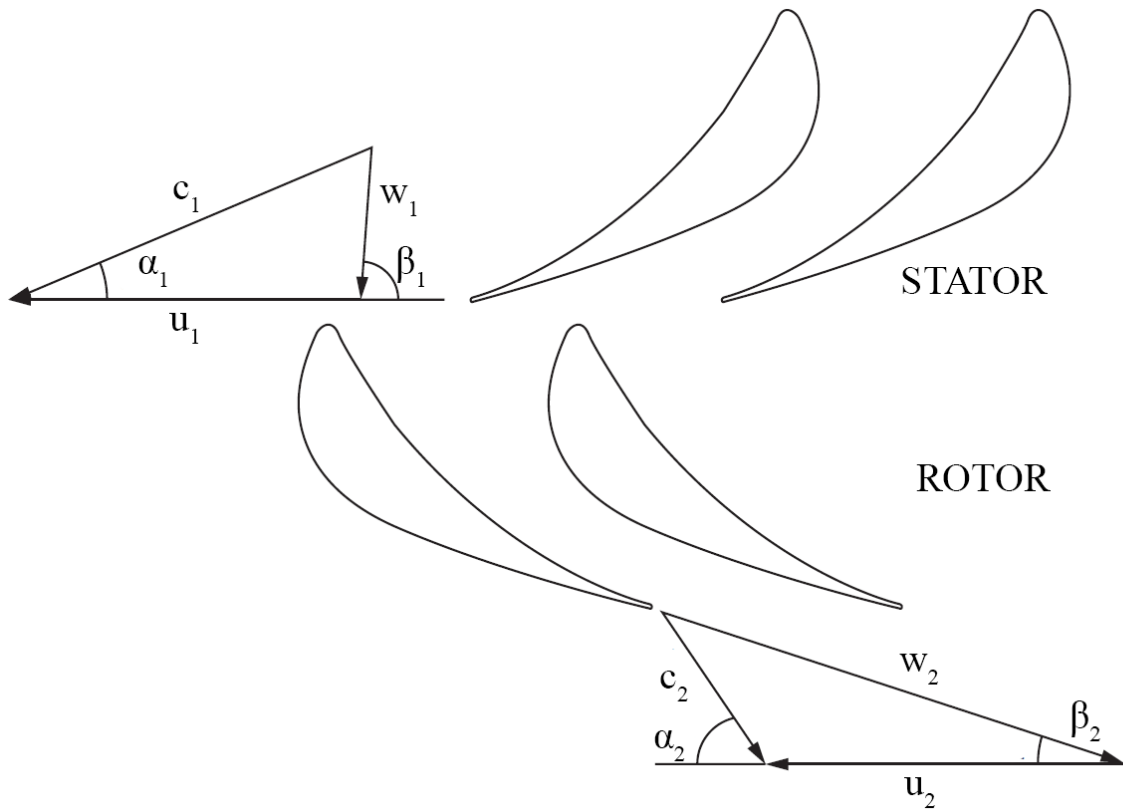
5.3. Reakcijski stupanj

Za razliku od akcijskih stupnjeva, kod reakcijskih stupnjeva pretvorba energije iz toplinske u kinetičku se ne odvija samo u statorskim lopaticama, nego i u rotorskim. Zbog toga su i rotorske lopatice oblikovane kao mlaznice te se na njima isto bilježi pad tlaka. Za okretanje rotora, rotorske lopatice reakcijskog stupnja eksploatiraju statičku energiju tlaka i kinetičku energiju fluida. To ujedno znači da zbog pada tlaka na rotoru pad brzine nije toliko velik kao u akcijskom stupnju, te fluid izlazi iz stupnja većom brzinom.

Iako zvuči kontraintuitivno, poželjno je da fluid u reakcijskom stupnju većom brzinom napusti rotorsku lopaticu. Ovime se prema zakonu količine gibanja (4.2) žrtvuje dio akcijske sile koja će okrenuti rotor, ali se povećava sila izlaznog fluida koja će, po trećem Newtonovom zakonu, svojom reakcijom okrenuti rotor ukoliko ima dovoljno veliku tangencijalnu komponentu izlazne brzine (zbog čega rotorske lopatice oponašaju statorske, kako bi usmjerile mlaz tangencijalno i pri većoj brzini).

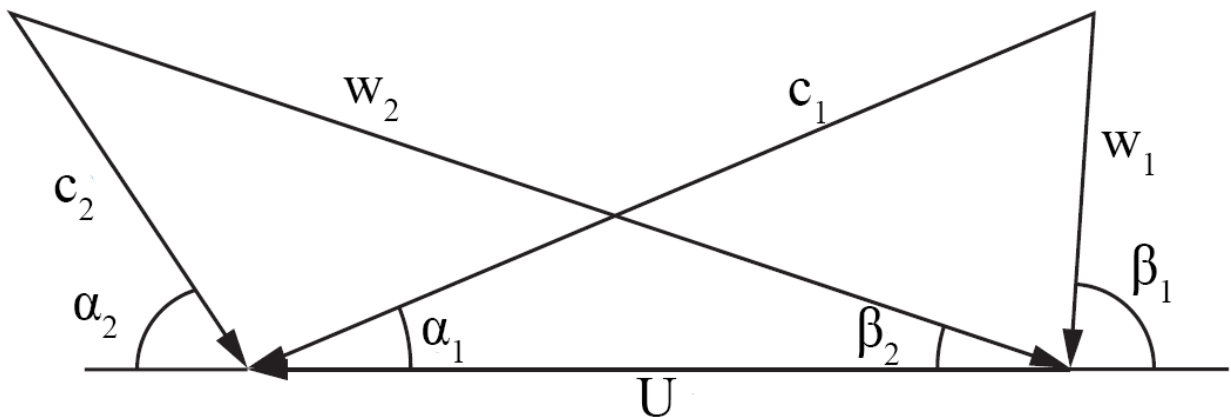
Pošto se ukupan pad specifične entalpije na reakcijskom stupnju dijeli na statorske i rotorske lopaticama, uveden je stupanj reakcije R , koji je omjer pada specifične entalpije u rotorskom dijelu i pada entalpije u cijelom stupnju. Za usporedbu, izvorni de Lavalov akcijski stupanj sa slike 11 ima stupanj reakcije $R=0$ pošto se čitav pad tlaka odvija samo u statoru (teoretski gledano, u praksi je prisutan zanemariv pad tlaka i u rotoru). Reakcijski stupnjevi se mogu napraviti sa raznim stupnjevima reakcije, tako je izvorna reakcijska turbina koju je projektirao Charles Parsons 1884.

imala stupanj reakcije $R=0.5$, što je značilo da su rotorske lopatice bile oblikom identične statorskima.



Slika 15: Trokuti brzina na na reakcijskom stupnju (ulaz i izlaz iz rotora)

Na slici 15 nalazi se jedan reakcijski stupanj sa pripadajućim trokutima brzina, a slika 16 prikazuje preklopljeni ulazni i izlazni trokut brzina sa zajedničkom komponentom obodne brzine.



Slika 16: Usporedba ulaznih i izlaznih trokuta brzina na rotoru reakcijskog stupnja

Na prvi pogled trokuti brzina reakcijskog stupnja izgledaju vrlo slično onima za akcijski stupanj na slici 12. Razlika leži u izračunavanju brzina. Brzine c_1 , w_1 i u_1 se računaju na isti način pošto se oblik statora i lopatica na njemu nije promijenio. Fundamentalna razlika je činjenica da entalpijski pad u statoru sada iznosi $0.5\Delta H$ umjesto ΔH kakav je bio slučaj u akcijskom stupnju. Razlog je stupanj reakcije koji zbog simetričnosti statorskih i rotorskih lopatica u ovom slučaju iznosi $R = 0.5$. Simetričnost lopatica također znači da su neki kutovi jednaki: $\alpha_1 = \beta_2$ i $\alpha_2 = \beta_1$. Također vrijedi karakteristika stupnjeva aksijalne turbine jednakih obodnih brzina $\vec{u}_1 = \vec{u}_2 = \vec{U}$.

Pošto je entalpijski pad u statoru upola manji, sukladno izrazu (5.9) smanjit će se i brzina c_1 . Entalpijski pad u rotoru može se izračunati kao promjena kinetičke energije za slučaj adijabatskog strujanja bez trenja:

$$0.5\Delta H = c_1^2 - c_2^2 \quad (5.13)$$

Snaga koja se razvije na rotoru može se prikazati putem tangencijalnih komponenti apsolutnih brzina:

$$P = \dot{m}(Uc_{1T} - Uc_{2T}) = \dot{m}U(2c_1 \cos\alpha_1 - U) = \dot{m}c_1^2 \left(\frac{U}{c_1}\right) \left(2\cos\alpha_1 - \frac{U}{c_1}\right) \quad (5.14)$$

Uzevši u obzir da je stupanj korisnosti omjer dobivenog rada i raspoložive energije fluida:

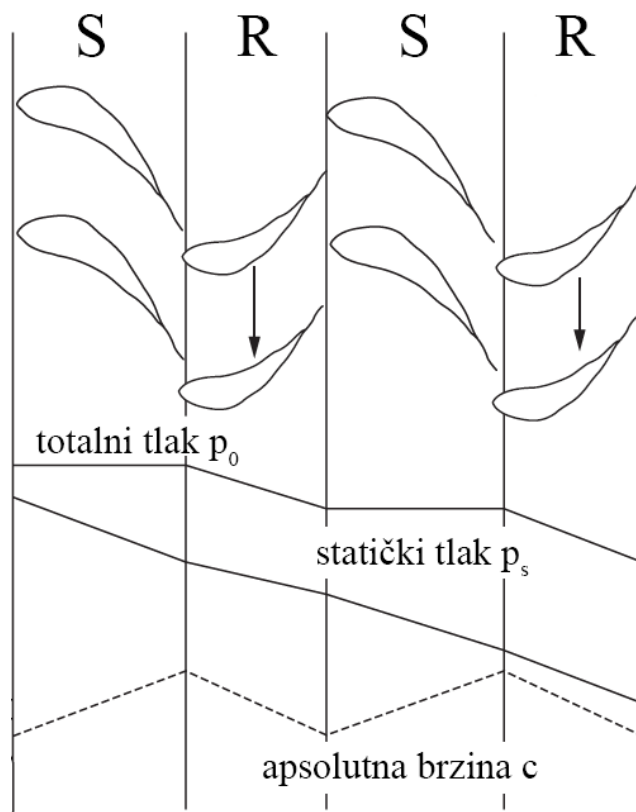
$$\eta = \frac{c_1^2 \left(\frac{U}{c_1}\right) \left(2\cos\alpha_1 - \frac{U}{c_1}\right)}{c_1^2 - c_2^2}$$

I ako se na c_2 gleda kao na nepovratno izgubljenu energiju tog stupnja:

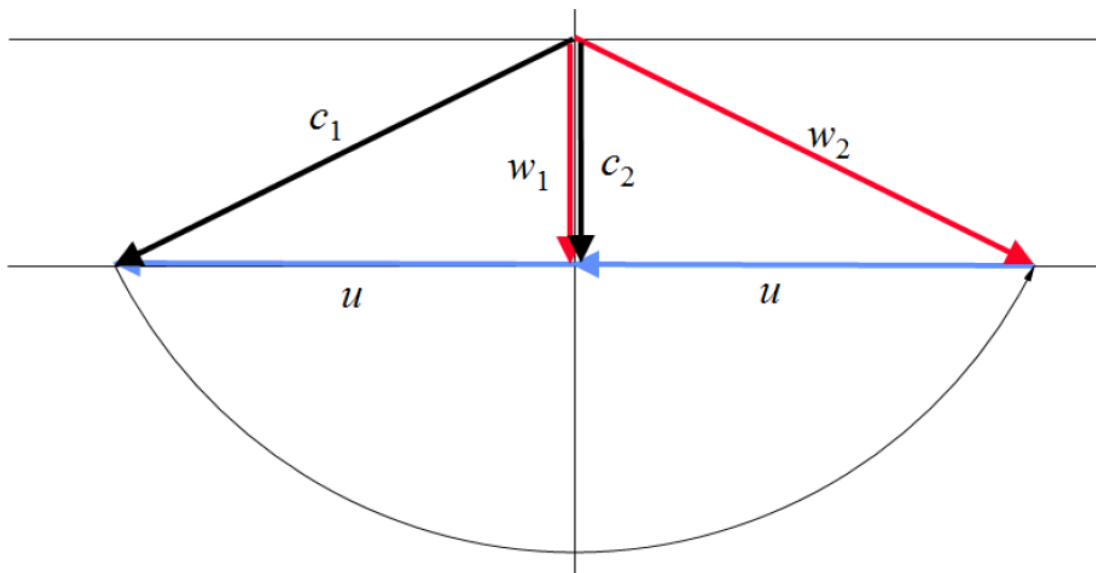
$$\eta = 2\frac{U}{c_1} \cos\alpha_1 - \left(\frac{U}{c_1}\right)^2 \quad (5.15)$$

Ovo znači da je za simetrično postavljen stupanj optimalni omjer obodne i apsolutne brzine $\frac{U}{c_1} = \cos\alpha_1$ ili da je maksimalni stupanj korisnosti $\eta = \cos^2\alpha_1$.

Slika 17 prikazuje dijagram promjene parametara fluida tijekom strujanja kroz stupnjeve reakcijske turbine. Vidljivo je kako se, za razliku od akcijskih stupnjeva, tlak smanjuje pri prolasku kroz rotorske lopatice. To je zato jer rotorske lopatice fluidu povećavaju brzinu. Statički tlak pada u statorskim i rotorskim lopaticama jer obje oponašaju mlaznice koje ubrzavaju fluid. Padovi apsolutnih brzina nisu veliki kao kod akcijskog stupnja zbog dizajna koji kani postići veću izlaznu brzinu u svrhu stvaranja veće reakcije.



Slika 17: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz dva reakcijska stupnja turbine

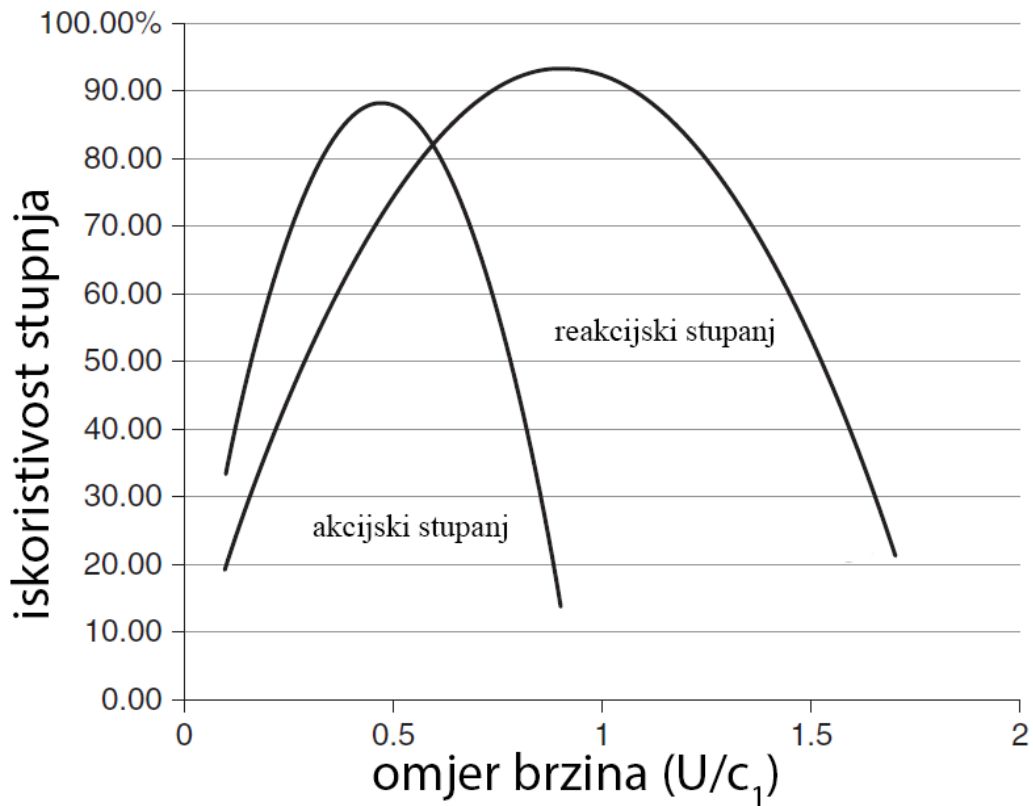


Slika 18: Idealni trokut brzina za reakcijski stupanj s $R=0.5$

Promatrajući idealni trokut brzina reakcijskog stupnja na slici 18, vidljivo je kako treba težiti međusobno simetričnom obliku statorskih i rotorskih lopatica. Za razliku od trokuta akcijskog stupnja, vidljivo je da je vektor izlazne relativne brzine w_2 povećao intenzitet u u odnosu na ulaznu relativnu brzinu w_1 zbog ubrzanja u u rotoru. Isto je moguće primijetiti kako upravo zbog

spomenute simetričnosti oblika lopatica zrcali vektor ulazne apsolutne brzine c_1 . Unatoč povećanju intenziteta relativne brzine ($w_2 > w_1$), vidljivo je kako je i dalje postignut identičan cilj kao u idealnom trokutu akcijskog stupnja na slici 14: tangencijalna komponenta c_{2T} izlazne apsolutne brzine c_2 je nepostojeća čime se osiguralo postizanje maksimalnog mogućeg stupnja korisnosti sukladno izrazu (5.11).

Na slici 19 prikazana je razlika u teoretskim stupnjevima korisnosti akcijskog i simetričnog reakcijskog stupnja ($R=0.5$) s obzirom na omjere ključnih brzina $\left(\frac{U}{c_1}\right)$ i za isti ulazni kut apsolutne brzine $\alpha_1 = 25^\circ$. Vidljivo je da je maksimalni stupanj korisnosti na akcijskom stupnju postignuta na vrijednosti $\frac{U}{c_1} = 0.5 \cos \alpha_1$ dok je za reakcijski postignuta na $\frac{U}{c_1} = \cos \alpha_1$. Ovime se implicira da je za jednake tangencijalne brzine lopatica, energija pretvorena u akcijskom stupnju dvostruko veća od energije pretvorene u reakcijskom stupnju. U praktičnom smislu to znači da reakcijska turbina zahtjeva dvostruko više stupnjeva kako bi pretvorila jednaku specifičnu entalpiju fluida u mehanički rad. Reakcijska turbina ima veći stupanj korisnosti za niže ulazne apsolutne brzine čime se potvrđuje tvrdnja da se reakcijski stupnjevi koriste za manje brzine strujanja u niskotlačnoj sekciji turbine.



Slika 19: Usporedba stupnjeva korisnosti akcijskog i reakcijskog stupnja s obzirom na omjer obodne i ulazne apsolutne brzine

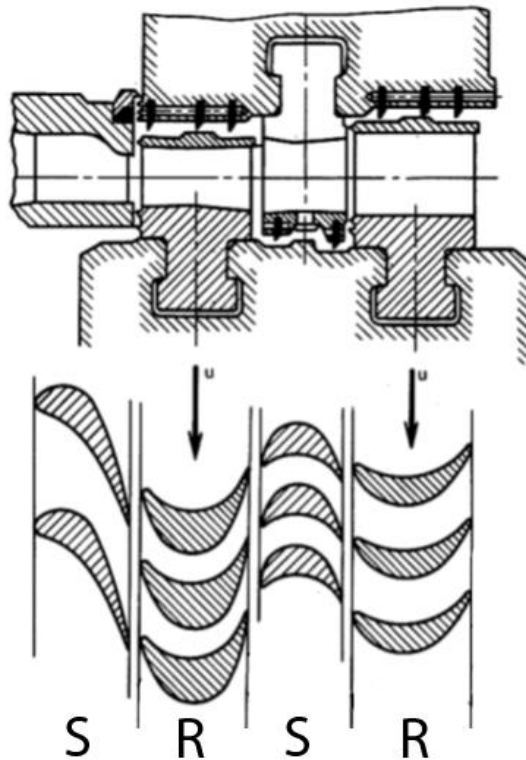
5.4. Curtisov stupanj

Uz dvije glavne vrste stupnjeva koje zauzimaju većinu stupnjeva današnjih turbina, visoko tlačne turbine također imaju ugrađen Curtisov stupanj kao prvi stupanj. Naime, prvi stupanj radi sa najvećim tlakom radnog fluida te je njegovim statorskim lopaticama raspoloživa najveća količina energije koja se može pretvoriti u kinetičku. Time se postižu velike brzine strujanja koje donose dva problema: velike obodne brzine rotora koje će posljedično stvarati veliku centrifugalnu silu u odnosu na čvrstoću rotorskih lopatica i velike gubitke kao posljedicu velikih brzina strujanja.

Na slici 17 je vidljivo da akcijski stupnjevi rade u optimalnom režimu kada su im obodne brzine (brzine vrtnje rotora, U) upola manje od ulazne brzine strujanja fluida u stupanj c_1 . Za svaku veću brzinu strujanja (smanjenje omjera $\frac{U}{c_1}$) iskoristivost opada te je zadaća Curtisovog stupnja povećati omjer $\frac{U}{c_1}$ na prihvatljivu razinu (~ 0.5) smanjivanjem brzina strujanja c_1 .

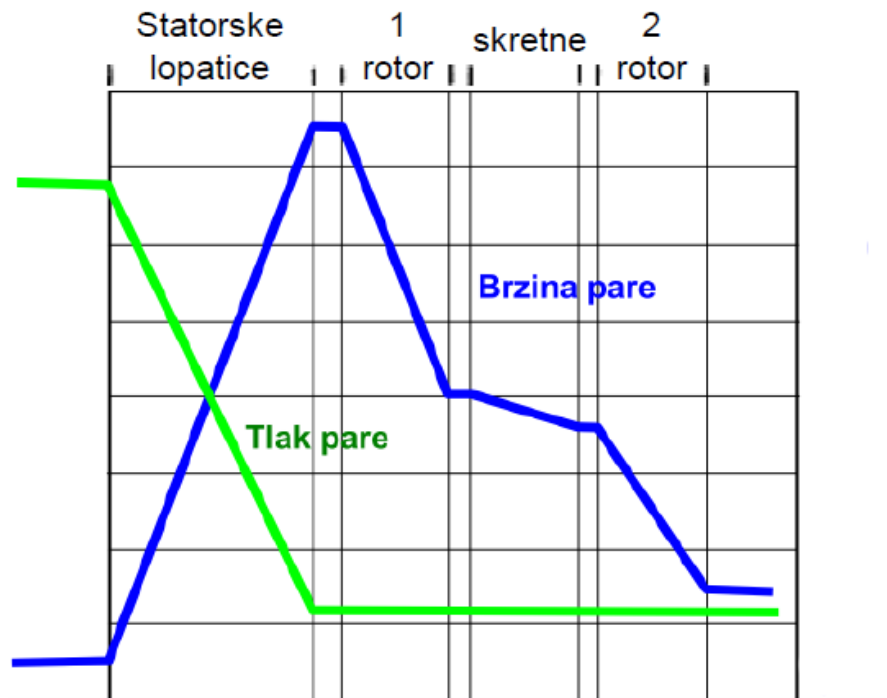
Curtisov stupanj je dizajniran kako bi eksploatirao najvišu energiju koju fluid ima u čitavoj turbini te istovremeno smanjio brzinu strujanja kako bi stupnjevi koji slijede radili u povoljnijim uvjetima

iz gledišta postizanja dugotrajnosti i optimalnog stupnja korisnosti. Za razliku od ostalih stupnjeva, koji maju jedan red statorskih i jedan red rotorskih, Curtisov je dvostruki stupanj, odnosno ima dva reda statorskih i dva reda rotorskih lopatica (slika 20).



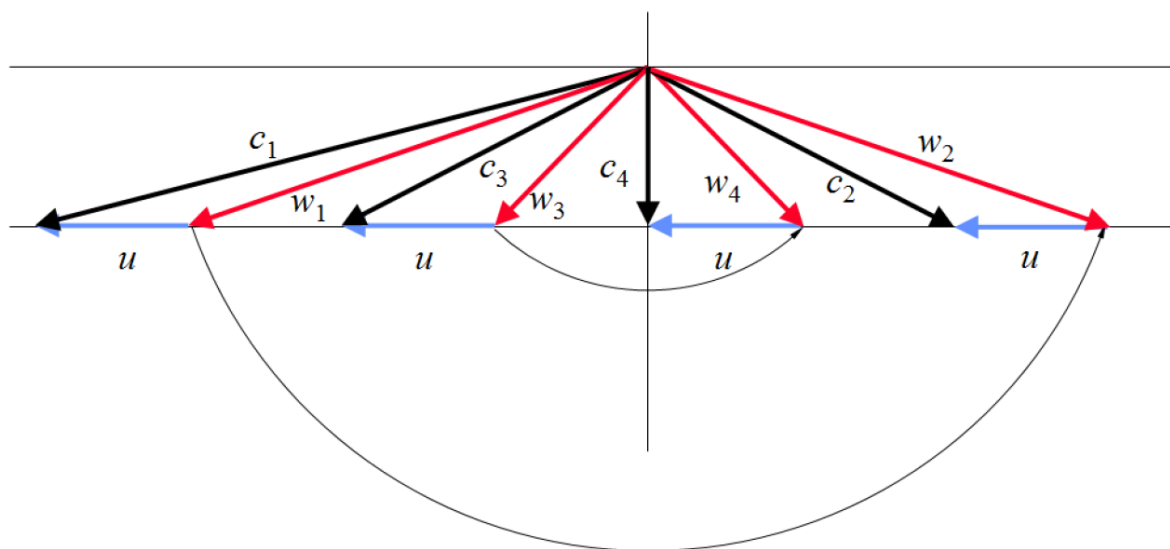
Slika 20: Shema Curtisovog stupnja

Prva polovica Curtisovog stupnja ne razlikuje se od akcijskog stupnja. Statorske lopatice prvog reda vrše pretvorbu toplinskog pada u kinetičku energiju i dio te energije se u rotorskim lopaticama prvog reda pretvara u mehanički rad. Pošto je izlazna kinetička energija iz prvog reda rotora još uvijek velika za predati sljedećem stupnju, drugi red statorskih lopatica dizajniran je kao simetrične rotorske lopatice kako bi se u njemu samo odvalo skretanje smjera struje radnog fluida bez da mu se povećava kinetička energija, odnosno brzina, koja odlazi u drugi red rotorskih lopatica.



Slika 21: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz Curtisov stupanj

Curtisov stupanj može obraditi veliki toplinski pad za dopušten intenzitet obodne brzine pri visokim stupnjevima djelovanja. Na slici 21 je vidljivo kako je prisutan konstantan pad brzine koja se na taj način priprema za nadolazeće akcijske stupnjeve.



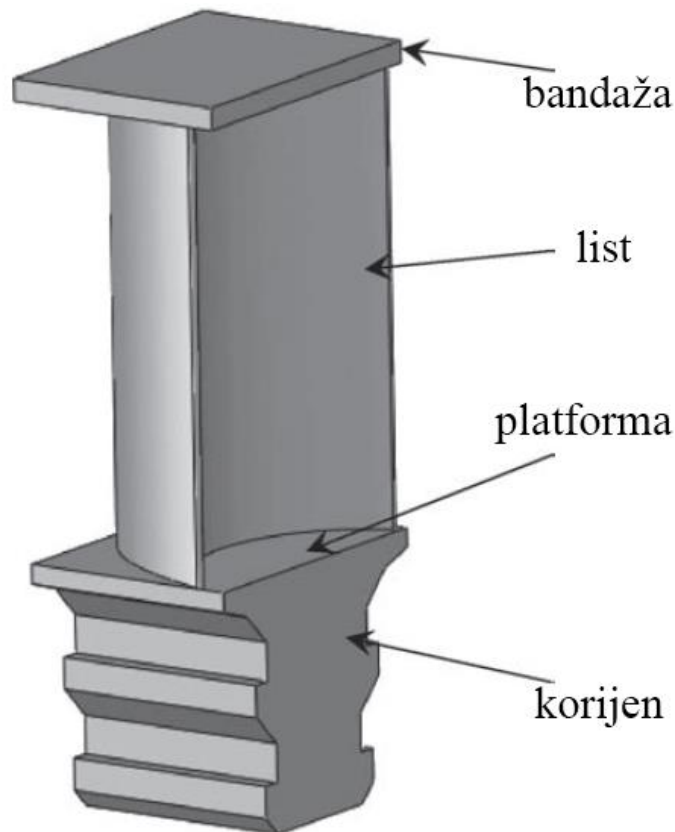
Slika 22: Idealni trokut brzina za Curtisov stupanj

Iz idealnog trokuta brzina za Curtisov stupanj na slici 22 vidljivo je kako se kroz čitav stupanj manipulira intenzitetom relativnih brzina w kako bi se smanjila vrijednost apsolutne brzine do željene vrijednosti c_4 . Moguće je primijetiti kako su relativne brzine svake lopatice međusobno simetrične, odnosno kako imaju isti kut zahvaljujući simetričnom profilu svih lopatica osim onih u prvome redu statora.

6. Turbinske lopatice

6.1. Struktura lopatice

Lopatica se kao kompaktni proizvodni dio sastoji od četiri glavna segmenta (slika 23):



Slika 23: Lopatica aksijalne turbine sa svojim glavnim segmentima

Bandaža: služi kako bi se povećala krutost i smanjile vibracije kojima je rotor izložen kako bi se povećala čvrstoća i optimizirao utjecaj vibracija na rotor, ležajeve i nosače. U završnom sklopu turbine bandaže svih lopatica se međusobno spajaju i time tvore vijenac oko rotora. Vijenac ostvaruje drugu svrhu bandaže koja je sprječavanje propuštanje fluida iz rotora u radijalnom smjeru (u smjeru od platforme do bandaže na slici 23) čime se minimaliziraju gubici. Bandaže dolaze u velikom broju oblika pa tako mogu biti i odvojene od ostatka lopatice te naknadno pričvršćene (npr. zakovicama ili zavarivanjem) ili integrirane u lopaticu pri njenoj strojnoj obradi.

Bandaža smanjuje aerodinamičnost stupnja zbog čega se izostavlja sa početnih stupnjeva nekih turbina. Stvaranje graničnog sloja uz stijenku bandaže bi rezultiralo velikim nepotrebnim padom brzine koji ne bi doprinio stvaranju sile, odnosno momenta rotora. Stvaranje Coandino efekta

bi uz granični sloj također kumulativno kroz slojeve dovelo do razvijanja turbulentnog režima strujanja čime bi smjer strujanja divergirao od aksijalnog smjera.

List: jedini dio turbine koji vrši pretvorbu energije fluida u mehanički rad rotora, odnosno stvara okretni moment pri određenoj brzini vrtnje. Performanse turbine za zadane parametre fluida ovise o izvedbi listova njenih lopatica te se stoga pri projektiranju značajna pažnja posvećuje prostornim krivuljama koje tvore plohe lopatice.

Listovi mogu biti izvedeni kao prizme sa konstantnim profilom po cijeloj visini (slika 23) ili se mogu uvijati (slika 24). Uvijanje se primjenjuje na visokim lopaticama izlaznih niskotlačnih reakcijskih stupnjeva kako bi se kompenziralo povećanje obodne brzine (obodna brzina raste sa povećanjem udaljenosti od osi rotacije za konstantnu brzinu vrtnje) i zadržao isti kut izlazne apsolutne brzine duž cijele visine lopatice. Ovakve lopatice nemaju konstantan profil. Primjer korištenja ovih lopatica je na aksijalnim vjetroagregatima kojima lopatice dosežu dužine od 50

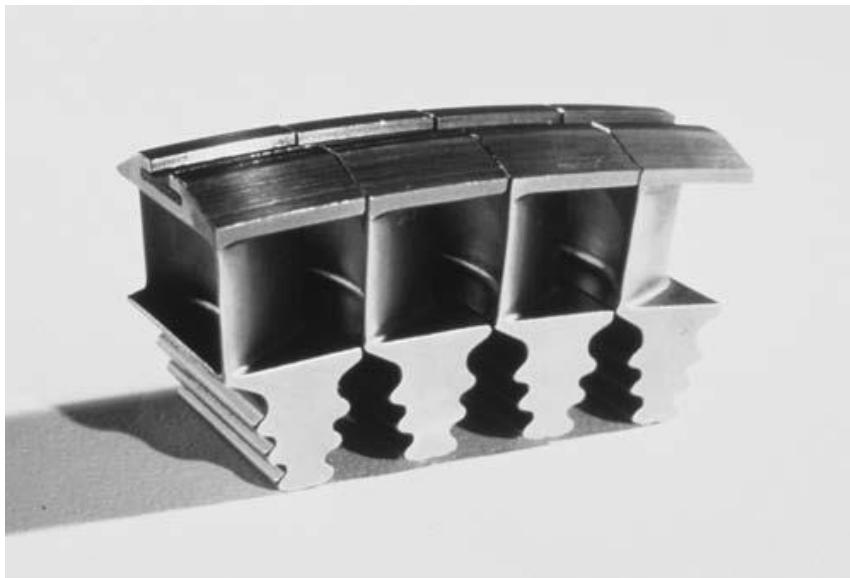


Slika 24: Duge turbinske lopatice uvijenih listova

metara te je razlika obodne brzine između korijena i vrha toliko velika da su uvijuća neophodna za postizanje efektivnih stupnjeva korisnosti.

Lopatice ulaznih stupnjeva na početku turbine mogu se izvesti u prizmatičnoj varijanti s konstantim profilom duž cijele visine zbog zanemarivo male promjene obodne brzine koja je rezultat njihove male visine (visina je mala zbog manjeg specifičnog volumena a time i manjeg volumnog protoka nego na izlazu).

Korijen: služi za postizanje krute veze između lopatice i rotora. Rotor i lopatice se u složenim izvedbama sa velikim brojem lopatica na obodu rotora ne mogu izvesti u kompaktnoj izvedbi (za razliku od primjerice brodskog vijka čiji se rotor i lopatice lijevaju kao jedan komad zbog malog broja istih). Lopatice su također manjeg životnog vijeka u odnosu na rotor zbog visokih temperatura radnog medija (plinske turbine) i erozijskog djelovanja kapljica kondenzata (parne turbine) te se moraju mijenjati ukoliko se pri remontu pokaže potreba za time. Zbog toga se mora računati sa zasebnom izradom lopatica i rotora te treba omogućiti postizanje krutosti takvog sklopa. Oblik korijena (izvedba „obrnuta jelka“ na slici 25) sa oblikom utora mora mora tvoriti labavi dosjed sa vrlo malom zračnosti koje će dozvoliti lateralne pomake pri umetanju korijena lopatice u utor. Lateralni pomaci se nakon umetanja u rotorski disk eliminiraju korištenjem zatika i posebno pozicioniranog utora koji prolazi kroz lopaticu i disk.



Slika 25: Aksijalni korijeni lopatica

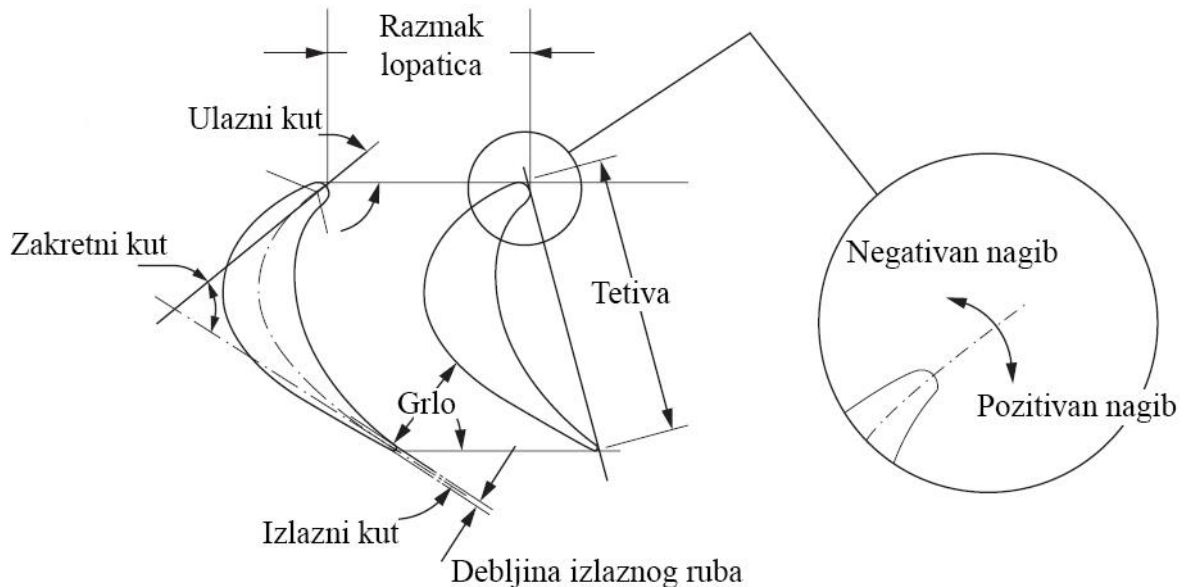
Korijeni su dijelovi lopatice koji su podvrgnuti najvećim naprezanjima koje nastaju kao posljedica djelovanja centrifugalne sile vrtnje rotora velikim obodnim brzinama te se mora obratiti pozornost na njihova strukturalna svojstva pri projektiranju.

Platforma: dio lopatice sa najvećim poprečnim presjekom koji služi za povećavanje čvrstoće i krutosti. Kao baza lista lopatice, potrebno je dizajnirati ju na način da sa identičnim platformama ostalih lopatica tvori kružni vijenac pri montaži na rotor.

6.2. Glavne dimenzije profila

Profil lista lopatice (u daljnjem tekstu: profil) utječe na strujanje fluida koji prolazi kroz stupanj sa ciljem smanjenja njegove brzine strujanja radi stvaranja što veće sile na lopatici (izraz 4.2). Kao što je prikazano u poglavlju 5, njegov oblik i geometrija utječu na trokut brzina koji će biti razvijen na stupnju. Suprotno intuitivnom mišljenju, turbinski inženjeri pri projektiranju ne dizajniraju profile na temelju kojih promatraju trokute, već na temelju željenih trokuta dizajniraju profile kojima će ih postići.

Osim već objašnjenih razlika s obzirom na glavnu podjelu profila po stupnjevima iz poglavlja 5, oni se svojom geometrijom mogu razlikovati i unutar te podjele s obzirom na pogonske parametre radnog medija koji ovise o utjecajima koji se zbivaju prije dostrujavanja u turbinu i turbina na njih nema utjecaj (kapacitet, radni tlak i temperatura generatora pare kod parnih turbina, kompresijski omjer i broj stupnjeva turbokompresora, učinkovitost komore izgaranja kod plinskih turbina, brzina vjetra za vjetroagregate su neki od primjera). Zbog toga postoji širok asortiman turbinskih lopatica u industriji turbostrojeva koji bi trebao zadovoljiti pogonske kapacitete koji su klijentu potrebni ili ih već ima na raspolaganju.



Slika 26: Glavne dimenzije profila

Na slici 26 prikazane su glavne dimenzije kaskade (skup lopatica na istoj ravnini ili kružnom luku) kojima se definira geometrija jednog profila lopatice (napomena: slobodni prijevod autora). Inženjeri odabiru ili dizajniraju profil čiji ulazni i izlazni kutovi odgovaraju kutovima ulazne i

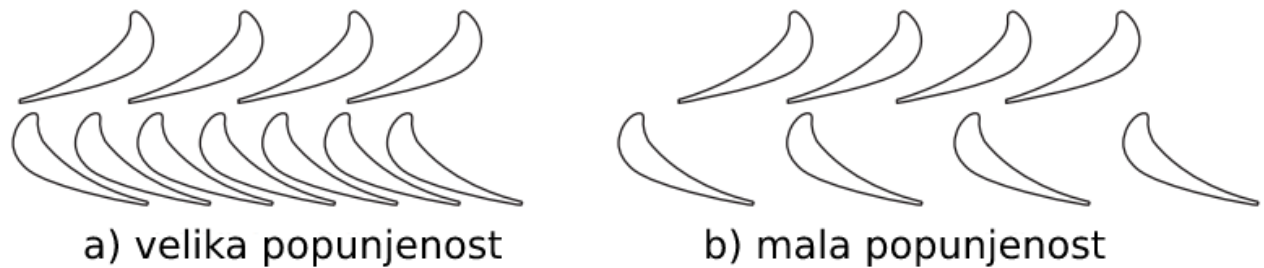
izlazne apsolutne brzine (α_1 i α_2) sa što manjim nagibom odstupanja. Pošto je to vrlo teško postići, odabire se ulazni kut blago pozitivnog nagiba kojeg prate zanemarivo mali gubici. Negativan nagib rezultira većim volumnim (protočnim) gubicima i negativno utječe na korisnost stupnja. Kutovi su izraženi u odnosu na smjer vektora tangencijalne komponente gibanja rotora te predstavljaju nagibe tangenti u rubnim točkama simetrale profila (iscrtana linija na lijevom profilu na slici 26)

Kutna razlika između vektora ulazne i izlazne apsolutne brzine stupnja \vec{c}_1 i \vec{c}_2 naziva se zakretni kut te je ujedno zbroj ulaznog i izlaznog kuta. Pogledom na profile akcijskih lopatica očigledno je da imaju veći zakretni kut u odnosu na reakcijske.

6.3. Broj lopatica

Broj lopatica na obodu svakog stupnja rotora određen je oblikom profila lopatice. Broj se najčešće određuje iz kataloga lopatica koje je proizvođač ispitao te odredio najbolji razmak lopatica na temelju kojeg se za definirani promjer oboda rotora može odrediti broj lopatica.

Optimalni razmak se definira popunjenošću stupnja. Popunjenost je omjer dužina tetive i razmaka lopatica (dimenzije definirane na slici 26) te je kao takva bezdimenzijska veličina. Optimalna popunjenost stupnja ovisi o geometriji profila lopatice, odnosno o ulaznim i izlaznim kutovima.



Slika 27: Prikaz male i velike popunjenosti rotorskog dijela stupnja za isti oblik profila lopatice

Utjecaj male popunjenosti se može intuitivno shvatiti pogledom na sliku 27 (b). Stupnjevi sa malom popunjenošću imaju slabu sposobnost vođenja protoka fluida, osobito u definiranju njegovog izlaznog kuta te fluid, zbog velikih razmaka lopatica, značajno odstupa od željenih kutova pri izlazu iz rotora.

Nasuprot tome, stupnjevi velike popunjenosti (slika 27 a) rade izvrstan posao vođenja fluida, ali se zbog povećanja kontaktne površine fluida i lopatica povećavaju mehanički gubici koji su posljedica nastalog kontaktnog trenja.

Kada se odredi optimalna popunjenost, broj lopatica po stupnju se može izračunati tako da se opseg stupnja (za srednji promjer lopatice) podijeli sa optimalnim razmakom lopatica.

Ovisno o namjeni turbine, često je poželjno odabrati najkraću tetivu lopatice koja će zadovoljiti kriterij čvrstoće. Time će se smanjiti aksijalna duljina turbine i razmak između ležajeva na krajevima rotora. Na taj je način turbina opterećena manjim momentom savijanja. Također je poželjno odabrati najmanji mogući promjer rotora zbog smanjenja gabarita i cijene turbine.

Pri projektiranju lopatica moraju se napraviti kompromisi za nekoliko parametara. Profili lopatica moraju imati postojanu površinu koja će pridonijeti većoj inerciji kako bi momente savijanja održali u granicama definiranim kriterijem čvrstoće. Olakotna okolnost je činjenica da je čvrstoća na savijanje (moment inercije) proporcionalna sa kubom površine, dok je opterećenje po lopatici obrnuto proporcionalno broju lopatica (više lopatica, manje opterećenje pojedinačne lopatice).

Sa definiranom optimalnom popunjenosti i minimalnom površinom profila, broj lopatica N_L se izračunava prema izrazu:

$$N_L = \frac{D_m \pi}{s} \quad (6.1)$$

Gdje je D_m srednji promjer lopatice a s razmak između lopatica.

7. Aerotunelno ispitivanje i oprema

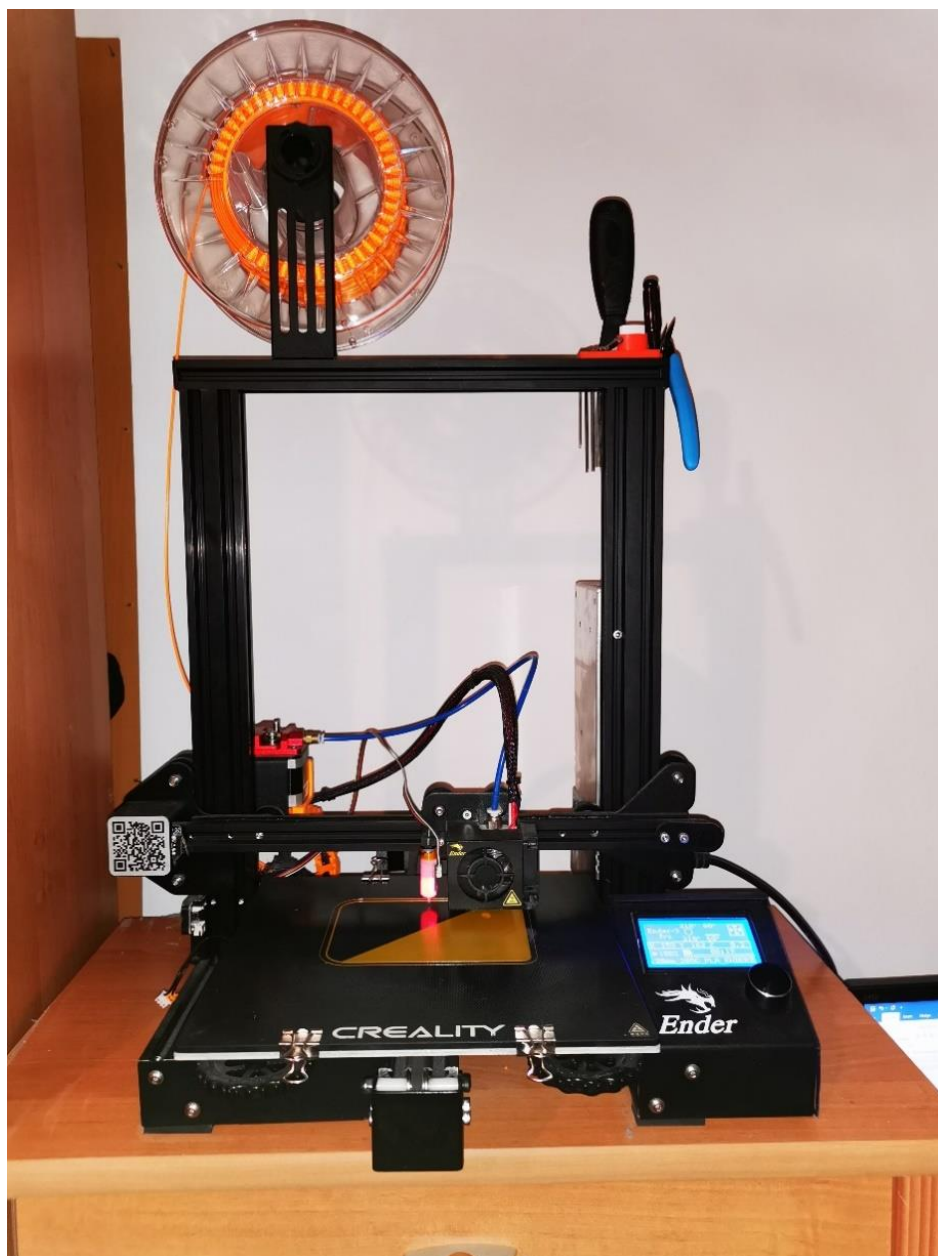
Svrha laboratorijskog ispitivanja je analiza aerodinamičkih svojstava odabranih profila rotorskih lopatica na temelju kojih se nastrujavanom fluidu u aerotunelu smanjuje brzina. Na temelju smanjenja brzine moguće je zaključiti koliku silu će fluid razviti na lopatici te samim time i okretni moment turbinskog vratila za definirani srednji promjer lopatice.

Oprema je korištena za izradu odabranih profila lopatica te za testiranje njihovih aerodinamičnih svojstava.

7.1. 3D printer

Tehnologija 3D printanja ili aditivne manufakture korištena je za izradu profila lopatica te njihovog postolja i nosača. Printer koji je korišten za potrebe ovog diplomskog rada je od proizvođača Creality, model Ender 3 Pro (slika 28) sa dodatnim modifikacijama staklene podloge, metalnog ekstrudera i levelirajućeg senzora (Creality BLTouch).

Tehnologija koju ovaj printer koristi za izradu modela je FDM (od eng. Fused deposition modeling). Na vrhu se nalazi namotana nit materijala od kojeg se izrađuju modeli. Korišteni materijali su plastični polimeri različitih materijalnih svojstava, a za potrebe ovog rada korištena je PLA plastika (eng Polyactic acid). Nit plastike se servomotorom kontrolirano dobavlja do vruće mlaznice (200°C na više, ovisno o vrsti plastike) koja ima tri stupnja slobode gibanja (translacija po tri osi). Gibanje je omogućeno servomotorima koji vrše pomak glave printera (dio na kojem se nalazi mlaznica) pomoću CNC koda. Vrući rastaljeni filament se u pravilno definiranim slojevima naslaguje najprije na ravnu površinu, a zatim se svaki sljedeći sloj nadograđuje na onaj prethodni. Izlaskom iz vruće mlaznice filament se hladi i vrlo brzo skrućuje čime se spaja sa prethodnim slojem sa kojim zatim tvori kompaktnu cjelinu. Tako se po z osi (normala na podlogu printera) vrši gradnja modela.



Slika 28: Modificirani Creality Ender 3 Pro na kojemu su izrađivani testni modeli

7.2. Aerotunel

Aerotuneli su velike mlazne cijevi namijenjene ubrzavanju zraka. Svrha im je oponašati zrak koji struji oko promatranog objekta te na taj način u kontroliranom okolišu bilježiti promjene nastale međudjelovanjem zraka i objekta. Najveća primjena aerotunela je u industriji svemirskih i zračnih vozila gdje predstavljaju neizbježnu opremu pri projektiranju novih tehnologija. Ovu tvrdnju dokazuje činjenica da se tehnologija aerotunelnog ispitivanja koristi od patenta prvog aviona kojeg su dizajnirala braća Wright (slika 29).



Slika 29: Replika jednostavnog aerotunela braće Wright

Od sredine 20. stoljeća tehnologija se počinje primjenjivati na zgrade koje postaju dovoljno visoke da predstavljaju velike površine na koje nastrojava vjetar, a time se na njima javljaju i velike sile.

Kasnije se ispitivanja primjenjuju u automobilskoj industriji kako bi se smanjio otpor zraka koji automobil svojim oblikom stvara. Primarni cilj je bio stvoriti dizajn koji će za iste brzine trošiti manje goriva zahvaljujući smanjenom otporu.

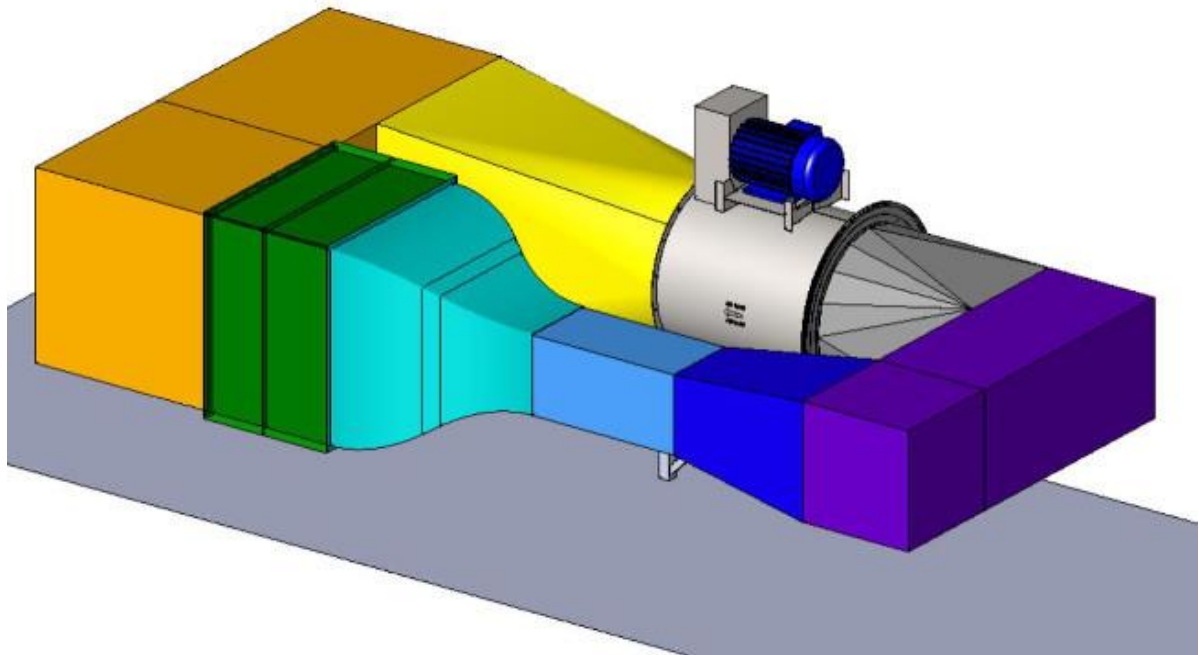
Danas se aerotunelna ispitivanja koriste za široku paletu proizvoda i usluga koja uključuje golf loptice i palice, olimpijske bob saonice, bicikle, motorističke kacige, izmjenjivače topline, trening padobranaca pri slobodnom padu itd.

Strujanje u aerotunelu se postiže korištenjem usisne ventilacije pri čemu zrak koji ulazi prolazi kroz metalnu mrežu nalik saćama koja se nalazi između sužavajućeg dijela mlaznice i testne sekcije. Kombinacijom usisne ventilacije i mreže postiže se laminarno strujanje u testnoj

sekciji. Testna sekcija je djelomično ili potpuno izrađena od stakla, akrilnih ploča ili ostalih prozirnih materijala kako bi se mogle vidjeti promjene strujanja.

Aerotuneli se dijele na dvije glavne vrste: zatvorene i otvorene.

Zatvoreni aerotunel (slika 30) sastavljen je u obliku kružno povezanih mlaznih cijevi. Sav zrak koji prođe kroz testnu sekciju vraća se natrag u ventilator te opet recirkulira do testne sekcije. Može se reći da se na ovaj način u aerotunelu stvara zasebna mikroklima koja je neovisna o uvjetima atmosfere u prostoru u kojemu se tunel nalazi. Na taj način može se upravljati vlagom, temperaturom te stvoriti predtlak ili podtlak u tunelu. Zatvoreni tuneli su tiši i imaju manje operativne troškove pošto ventilator mora samo nadvladati gubitke strujanja uz zidove mlaznih cijevi kada se postigne željena brzina. Nedostatak ovakve izvedbe tunela su veći investicijski troškovi, glomaznost i poteškoće pri vršenju kvalitativne analize (dim koji bi vizualizirao strujanje se taloži na stijenkama tunela).



Slika 30: Zatvoreni zračni tunel

Otvoreni aerotuneli (slika 31) su dizajnirani kao mlazna cijev sa jednom konstantnom osi i otvorenim krajevima. Zrak koji se usisava dolazi iz prostorije u kojoj se tunel nalazi te se nakon prolaska kroz testnu sekciju i ventilator kroz otvor na suprotnoj strani vraća natrag u prostoriju. Otvoreni aerotuneli su jeftiniji od zatvorenih te je olakšana implementacija vizualizacije protoka u vidu generatora dima. Nedostaci su velika buka i operativni troškovi te

manja kvaliteta profila brzina u testnoj sekciji koja je uvjetovana atmosferskim uvjetima i činjenici da ventilator može usisati zrak u prostoriji brže nego što se on nakon izlaska u njoj distribuira što rezultira nasumičnim i nepredvidivim skokovima tlaka u testnoj sekciji što loše utječe na rezultate mjerenja.



Slika 31: Otvoreni aerotunel

Obje vrste aerotunela mogu imati podzvučnu i nadzvučnu varijantu. Nadzvučna varijanta podrazumjeva posebno oblikovane konvergirajuće-divergirajuće mlazne cijevi prije testne sekcije (poglavlje 4.2) i visokotlačne spremnike zraka umjesto usisne ventilacije.

Testne sekcije aerotunela opremljene su mjernim instrumentima poput anemometara, Pitot-Prandltovih cijevi za mjerenje brzine strujanja i termometara. Postoje varijante gdje se testna sekcija nalazi na sustavu trodimenzionalne vage te se na taj način mogu mjeriti razne sile poput uzgona profila avionskih krila ili otpora zraka.

Dodatne mogućnosti instrumentacije u tunelima uključuju sustave vizualizacije protoka zraka korištenjem dimilica kao dodatnu kvantitativnu metodu (promatranje nastajanja turbulencija, Coandinog efekta i rubnih slojeva). Također je moguće ugraditi kamere, lasere i mlazne

ejektore za npr. ulje kojima se može vršiti kvalitativna i kvantitativna analiza PIV metodom (eng Particle Image Velocimetry) čime se može dobiti vektor brzina zraka.



Slika 32: Aerotunel AF1300S korišten za testiranje modela lopatica

Aerotunel korišten za laboratorijska ispitivanja u ovom diplomskom radu je od proizvođača Tecquipment, model AF1300S. Tunel je otvorenog tipa i ima testnu sekciju dimenzija $305 \times 305 \times 600$ mm. Ukupna dužina tunela iznosi 3,7 metara. Testna sekcija je opremljena sa Pitot-Prandltovom cijevi na ulazu i Pitotovom cijevi sa zasebnim mjerenjem statičkog tlaka na izlazu. Kontrolom napona ventilatora moguće je mijenjati brzinu strujanja zraka do ~ 36 m/s. Osim analognog očitavanja brzine na Pitotovoj cijevi mjerenjem visine stupca tekućine, isto se mjerenje može vršiti digitalno povezivanjem na računalo.

8. Projektiranje lopatica

Ovo poglavlje bavi se definiranjem režima rada turbine čija će se lopatica analizirati u ovom diplomskom radu.

8.1. Izrada ulaznog trokuta

Kao što je navedeno u prethodnom poglavlju, lopatice se dizajniraju prema trokutima brzina koji ovise o pogonskim parametrima radnog fluida u turbini.

Kako bi se započela konstrukcija trokuta potrebno je prvo odrediti vektor obodne brzine koji direktno ovisi o srednjem promjeru lopatice i brzini vrtnje rotora. Dimenzije rotora za ovu turbinu definirane su proizvoljno pa je za srednji promjer lopatice uzet $D_m=80$ cm te brzina vrtnje $N=2000$ okretaja po minuti.

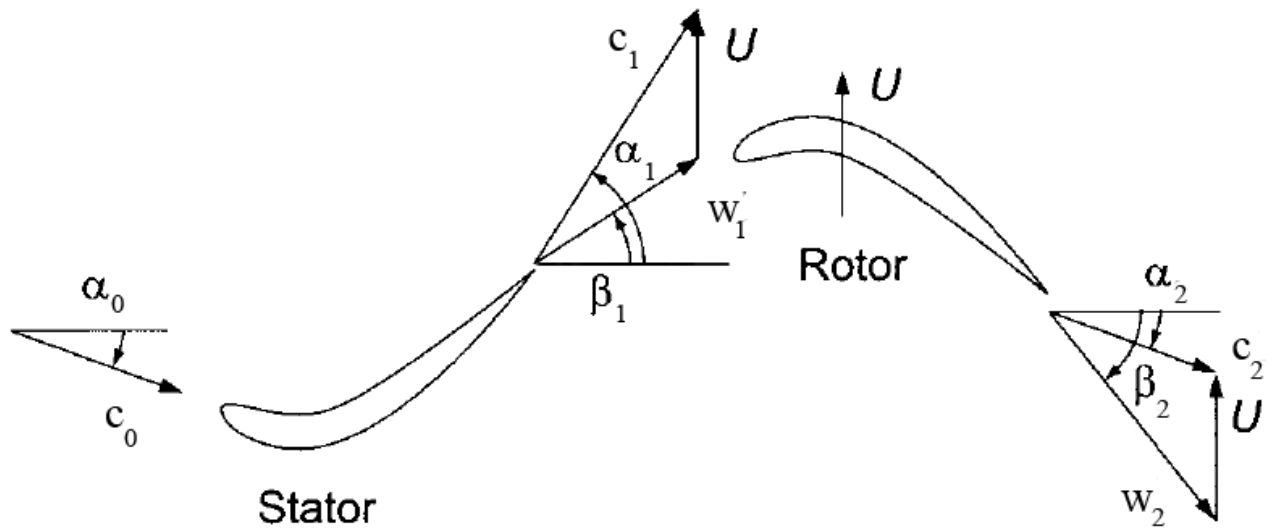
Kutna brzina ω se može odrediti prema izrazu (5.1):

$$\begin{aligned}\omega &= 2\pi N/60 \\ \omega &= 2\pi \cdot 2000/60 \\ \omega &= 209,4 \text{ rad/s}\end{aligned}\tag{8.1}$$

Sa poznatom kutnom brzinom ω i srednjim promjerom lopatice D_m moguće je odrediti obodnu brzinu lopatice prema izrazu (5.2):

$$\begin{aligned}U &= \omega \frac{D_m}{2} \\ U &= 209,4 \cdot \frac{0,8}{2} \\ U &= 83,76 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{8.2}$$

Rotorska lopatica koja će se projektirati biti će iz reakcijskog stupnja sa stupnjem reakcije $R=0,5$ i statorske su lopatice time zrcalo simetrične. Trokuti brzina definirati će se po uzoru onima na slici 18 koja prikazuje idealne trokute brzina takvog turbinskog stupnja. Drugi poznati podatak je brzina zraka koji će dostrujavati do statorskih lopatica u aerotunelu. Maksimalna brzina strujanja zraka koju je aerotunel Tecquipment AF1300S (na kojemu će se vršiti testiranje) sposoban proizvesti je 36 m/s.



Slika 33: Trokuti brzina statorske i rotorske lopatice. Ne predstavljaju testirane lopatice već služe kao ogledni primjer.

Na slici 33 prikazan je međusoban odnos trokuta brzina u jednom turbinskom stupnju. Za slučaj na slici sa simetričnim statorskim i rotorskim lopaticama reakcijskog stupnja vidljivo je kako ulaz u stator nema obodnu komponentu brzine jer stator miruje te se apsolutna i relativna brzina poklapaju u vektoru c_1 . Svaka izlazna brzina iz statora je apsolutna jer je stator nepomična komponenta turbine vezana za njen fiksni koordinatni sustav. Relativne brzine su definirane nagibom ulaznih i izlaznih kutova rotorske lopatice.

Zakretanje rotora može se iskazati razlikom kutova $\beta_1 - \beta_2$ a zakretanje statora razlikom kutova $\alpha_1 - \alpha_0$. Pozitivnim kutovima smatraju se oni koji idu u smjeru vektora obodne brzine (U), pa su tako jedini pozitivni kutovi na slici 33 oni s indeksom 1 (izlaz iz statora i ulaz u rotor). Bitna stavka je osigurati neprekinutost nagiba simetrale profila između rotorskih i statorskih lopatica kako bi fluid sa što manje aerodinamičkih gubitaka izašao iz statora i ušao u rotor. Primjer na slici 33 može dati relativno veliku snagu za definirane brzine zbog velikih zakretnih kutova. Veliko zakretanje također znači i veliku razliku tlakova između ulaza i izlaza međulopatičnog kanala koje će stvoriti veliku silu na lopatici.

Trokut brzina koji će se koristiti pri konstrukciji lopatica za potrebe ovoga rada će biti definiran s hipotetski izračunatom obodnom brzinom u izrazu (7.2). Aerotunelno ispitivanje je ograničeno

time što rotorske lopatice miruju, odnosno obodna brzina je nepostojeća i dodaje se u trokut tek naknadno kada se u aerotunelu odrede stvarne apsolutne i relativne brzine.

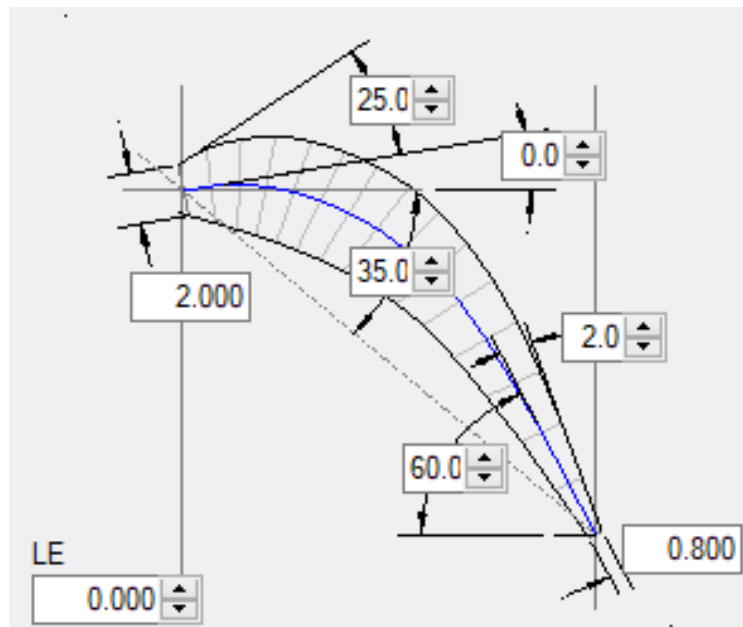
Mjerenjem brzina Pitotovom cijevi u aerotunelu moći će se mjeriti samo aksijalna komponenta brzina te će se obodne komponente računati trigonometrijom uz poznate ulazne i izlazne kutove samog profila.

Jedine veličine koje su poznate za izradu trokuta brzina su ulazna brzina u stator i obodna brzina. Što se tiče vektora brzina, to je dovoljno za izradu trokuta. Potrebno je poznavati kutove vektora tih i ostalih brzina ($\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$) koji se dobivaju samim dizajnom profila te će se po potrebi mijenjati u daljnjim iteracijama. Lopatice su prizmatične i time su profil i njegovi kutovi nepromjenjivi po visini lopatice.

Za početak, ulazni kut statora definirati će se sa $\alpha_0=0^\circ$ kako bi zrak u aerotunelu nesmetano ušao u statorski dio stupnja.

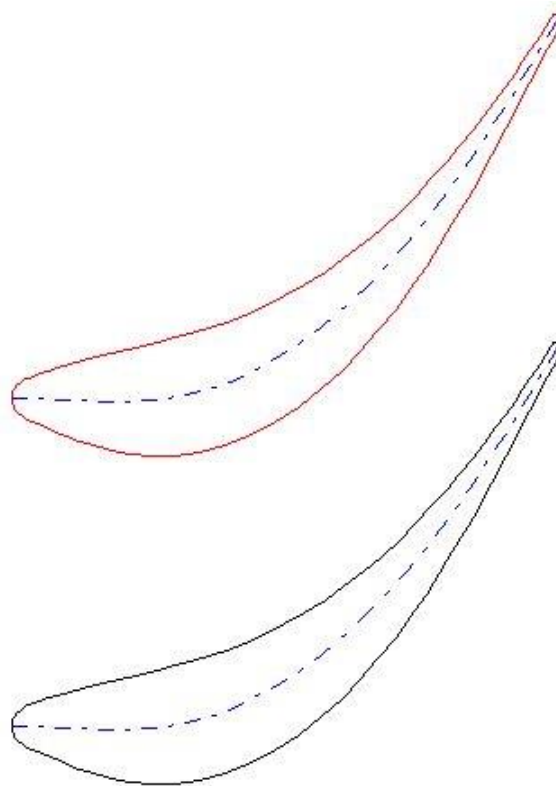
Izlazni kut iz statora definirat će se sa kutom od $\alpha_1=60^\circ$.

Ovime je već moguće dizajnirati profil lopatice statora. Za te potrebe korišten je Ansys BladeGen, dio paketa Ansys Workbench koji nudi predložak lopatice (slika 34) koji se može modelirati prema željama korisnika. Za potrebe ove statorske lopatice jedine promijenjene dimenzije u odnosu na predložak su ulazni i izlazni kut, odnosno nagibi tangente u rubnim točkama izvodnice profila (plava linija na slici 34).



Slika 34: Modeliranje statorske lopatice u Ansys BladeGen-u

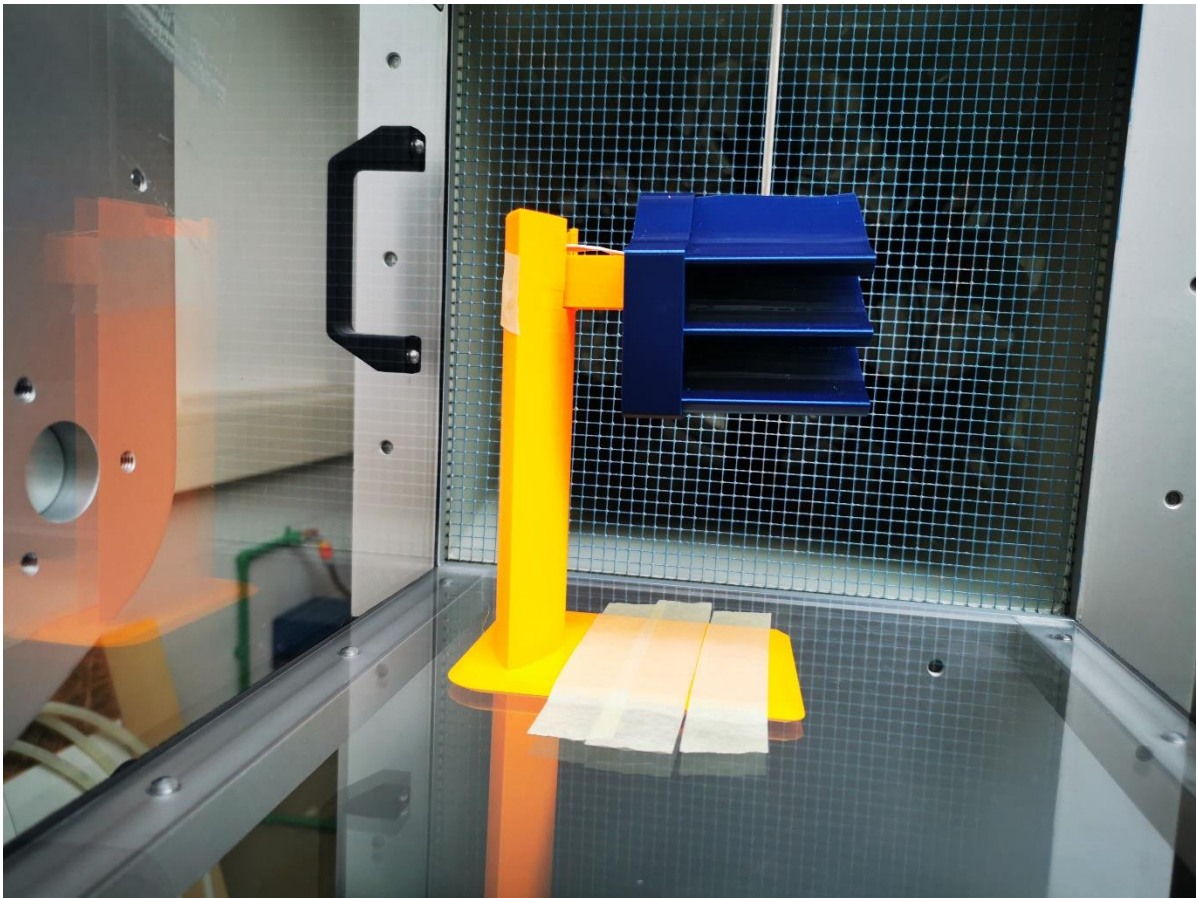
Statorska kaskada na slici 35 predstavlja konačan oblik profila statora. Profili su preslikani po aksijalnoj osi turbine. Razmak između dva profila u kaskadi odgovara promjeru rotora od 80 cm sa 110 lopatica na obodu. Popunjenost se po potrebi može mijenjati povećanjem broja lopatica.



Slika 35: Statorska kaskada

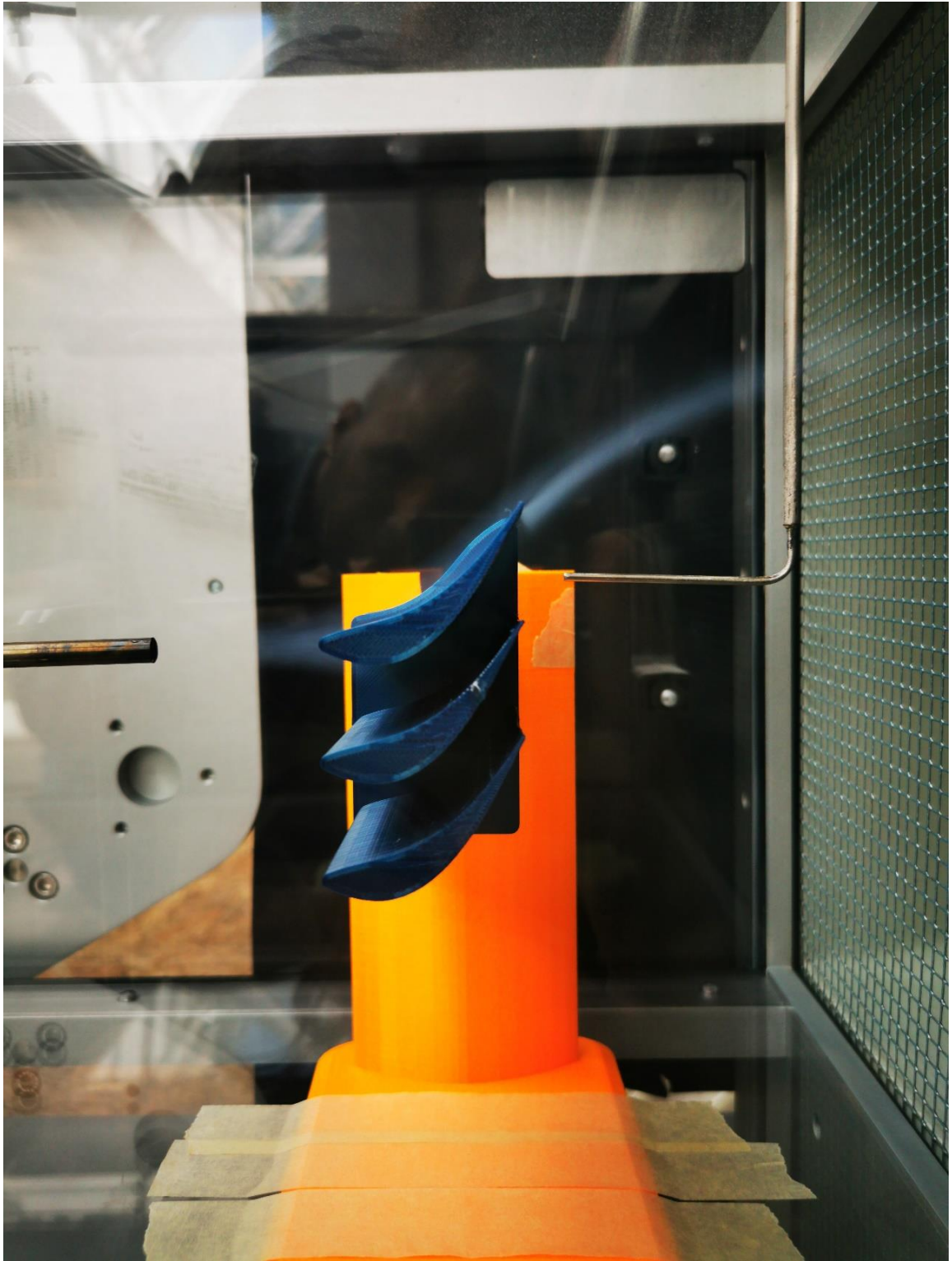
U ovoj fazi poznati parametri za izradu trokuta su: c_0 , U , α_0 , α_1 . Za izlazni trokut iz statora potrebna je brzina c_1 (w_1 će se izračunati kao vektorska razlika c_1 i U) koju je u ovom slučaju nemoguće dobiti analitičkim putem pomoću trigonometrije. Potrebno je koristiti se računalnom dinamikom fluida (CFD) ili aerotunelnim ispitivanjem (na realnom modelu ili sa postavljanjem kriterija sličnosti). Za potrebe ovog rada koristi se ispitivanje fizičkog modela u aerotunelu.

Mjerenje se izvršilo printanjem zasebnog aerodinamičnog stalka koji je kaskadu statorskih lopatica stavio na sredinu testne sekcije aerotunela gdje je profil brzina najkonzistentniji. Isprintana je ravninska kaskada od tri lopatice sa profilom prikazanim na slici 35 i postavljena na stalak (slika 36). Ravninska kaskada se koristi zbog relativno velike srednje visine lopatica D_m zbog kojeg se za tako mali dio kaskade može aproksimirati da su rotor i stator ravni kako bi se olakšala izrada modela. Pričvršćivanje za podlogu testne sekcije ostvareno je ljepljivom trakom koja ima veliku prednost da, osim što učvršćuje materijal za podlogu, ne stvara gotovo nikakve turbulencije svojim oblikom, što ne bi bio slučaj kada bi se na podlogu stavio uteg.



Slika 36: Testni model statorske kaskade na nosaču u testnoj sekciji

Ventilator se pali te se na potenciometru njegova motora povećava napon dok se na pokazivaču razlike tlakova Pitot-Prandltove cijevi na početku testne sekcije ne pokaže razlika tlakova od 500 Pa koja odgovara brzini strujanja od $28,5 \text{ m/s}$. Pitotova cijev koja je postavljena iza modela kaskade statorskih lopatica zabilježila je podtlak u svom mjernom području, što znači da se brzina iza kaskade povećala (Bernoulijeva jednačina). Proračunom razlike tlakova zabilježena je aksijalna komponenta brzine od $19,55 \text{ m/s}$. Korištenjem dimilice omogućena je vizualizacija protoka te se kvantitativno može zaključiti da je strujanje u području iza statorske kaskade laminarno (slika 37).



Slika 37: Testiranje aerodinamičkih karakteristika statorske kaskade uz vizualizaciju protoka dimom

Kao što je prikazano na slici 33, brzina izmjerena prije nastrujavanja na statorsku lopaticu predstavlja brzinu c_0 , a brzina koju je izmjerila Pitotva cijev iza statorske lopatice predstavlja aksijalnu komponentu brzine c_1 , odnosno c_{A1} . To se objašnjava činjenicom da Pitotova cijev

mjeri brzinu strujanja samo u smjeru osi svoje cijevi. Zahvaljujući poznavanju geometrije profila, odnosno kuta α_1 , trigonometrijom je moguće na temelju ta dva podatka odrediti vektor brzine c_1 :

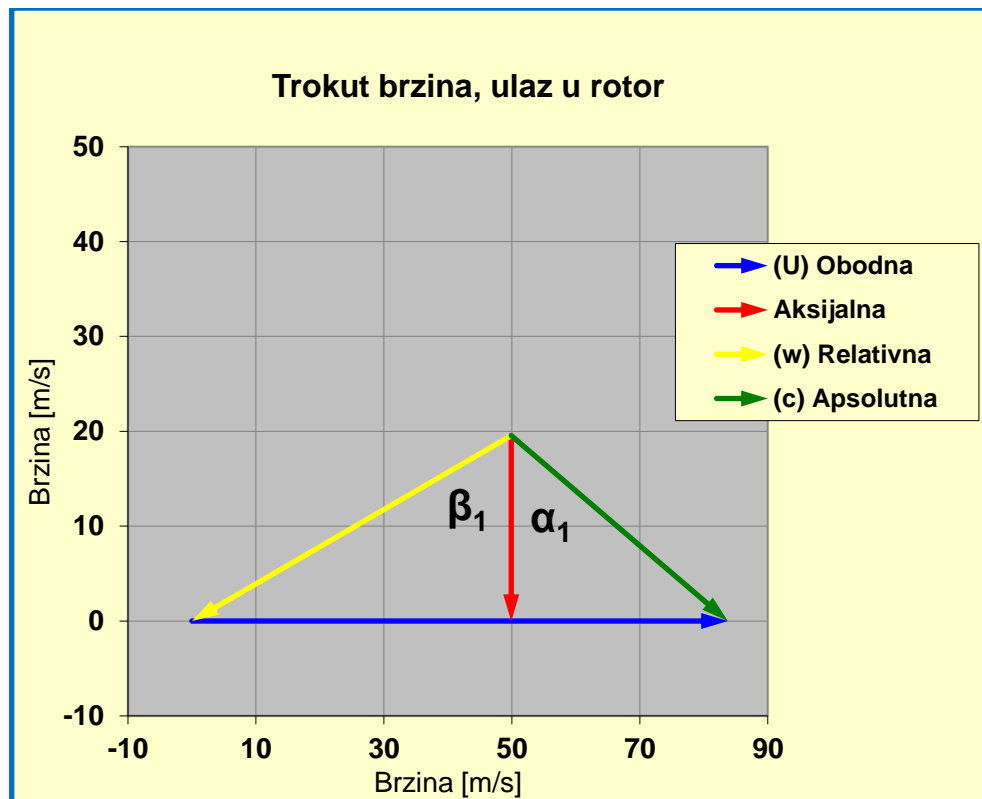
$$c_1 = \frac{c_{A1}}{\cos\alpha_1}$$

$$c_1 = \frac{19,55}{\cos 60^\circ}$$

$$c_1 = 39,1 \text{ m/s}$$

Načela projektiranja turbinskih stupnjeva nalažu da statorski dio stupnja mora povećati brzinu strujanja, odnosno da mora vrijediti $c_1 > c_0$. Ovime je dokazano da je dizajnirana statorska kaskada ispravno napravljena.

Na temelju ovih spoznaja moguće je konstruirati ulazni trokut brzine. Za te potrebe korišten je Microsoft Excel [7].



Slika 38: Trokut brzina na ulasku u rotor

Na temelju slike 38 moguće je vidjeti da ulazni trokut ne sliči onom idealnom kakav je prikazan na slici 18. Obodna komponenta apsolutne brzine mora biti jednaka obodnoj brzini. To se može

postići povećanjem apsolutne brzine c_1 , povećanjem kuta α_1 ili smanjenjem obodne brzine U . Za ovaj slučaj kada je brzina na c_0 u aerotunelu dosegla gotovo maksimalnu moguću vrijednost koju njegov ventilator može dati, smanjit će se intenzitet obodne brzine.

Intenzitet obodne brzine U mora biti jednak intenzitetu obodne komponente brzine c_1 (c_{1T}). Rezultat se može dobiti trigonometrijom:

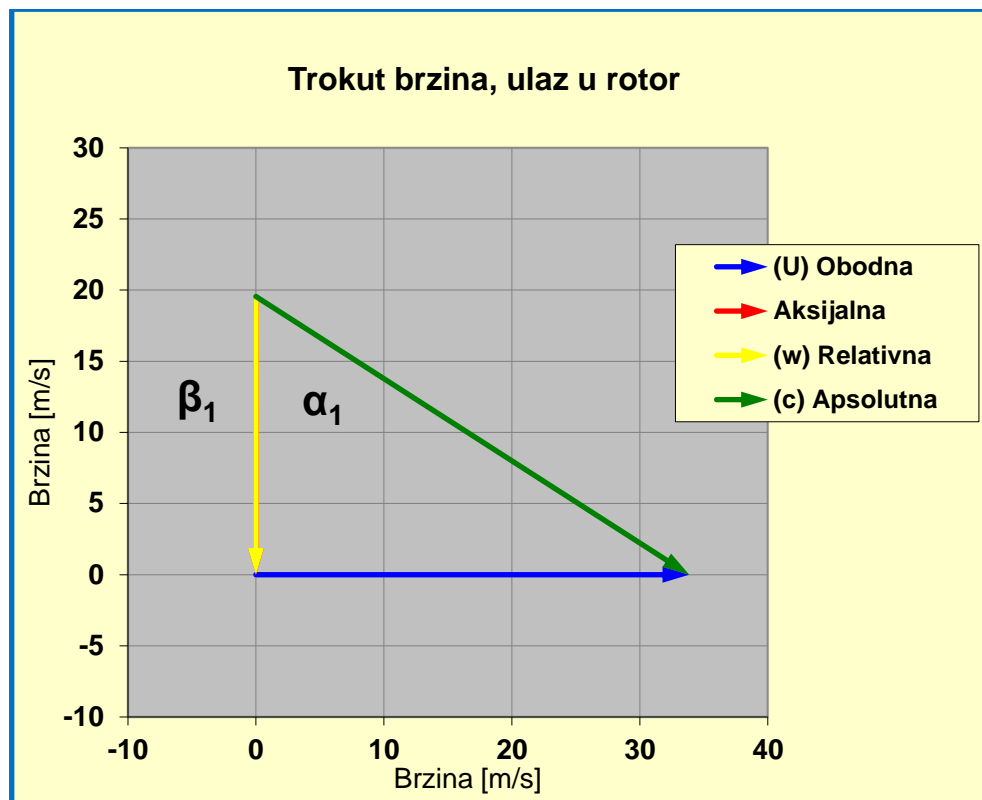
$$U = c_1 \cdot \sin\alpha_1$$

$$U = 39,1 \cdot \sin 60^\circ$$

$$U = 33,86 \text{ m/s}$$

Ova obodna brzina može se postići promjenom promjera rotora ili njegove brzine vrtnje. Prva intervencija je invazivnija za projekt dok se druga može kompenzirati primjenom mjenjačke kutije ili remenskog prijenosa sa remenicama različitih promjera kako bi gonjeni stroj (električni generator, kompresor, pumpa itd.) zadržao svoju brzinu vrtnje unatoč promjeni brzine vrtnje rotora turbine. Pošto je srednji promjer lopatica bitna veličina za dizajn kaskade i određivanje popunjenosti stupnja (izraz 6.1), ova će turbina zadržati promjer rotora kako se testirani modeli na bi morali mijenjati. Sa obodnom brzinom $U=33,86$ m/s i za isti srednji promjer lopatica $D_m=80$ cm brzina vrtnje rotora iznosi 808,35 okretaja po minuti (stara izvedba imala je 2000 okretaja po minuti).

Sa novim intenzitetom obodne brzine, druga iteracija trokuta brzina je prikazana na slici 39:



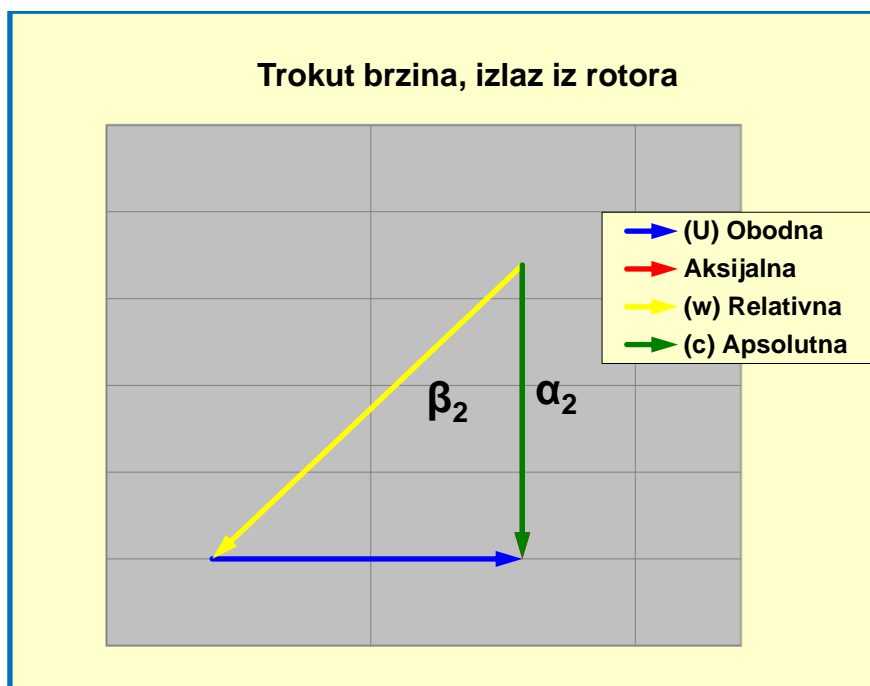
Slika 39: Ulazni trokut brzina u rotor sa modificiranim intenzitetom obodne brzine (druga iteracija ulaznog trokuta)

Ulazni trokut je sada poprimio oblik idealnog trokuta brzina. Vidljivo je kako su se aksijalna komponenta apsolutne i relativne brzina preklapile ($c_{A1} = w_1$). To znači da kut $\beta_1 = 0^\circ$ čime je moguće napraviti prve korake u dizajnu profila rotorske lopatice.

Modifikacijom obodne brzine ulaznog trokuta nije se promijenila apsolutna brzina na ulazu u rotor $c_1 = 39,1$ m/s dok relativna brzina ulaznog trokuta u rotor iznosi $w_1 = 19,55$ m/s.

8.2. Izrada izlaznog trokuta

Prema slici 18, preliminarni trokut brzina za izlaz iz rotora bi za projektirani turbinski stupanj trebao izgledati slično kao na slici 40.



Slika 40: Shematski prikaz idealnog izlaznog trokuta brzina

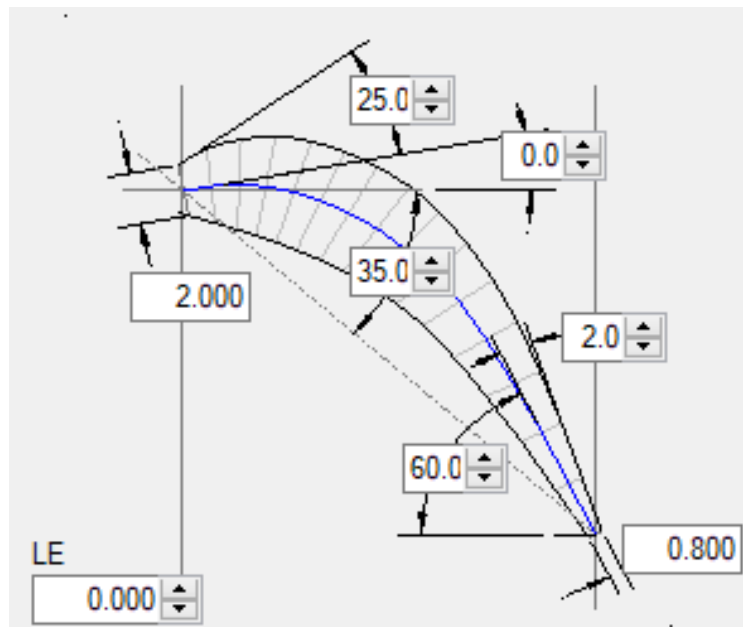
Vidljivo je da su se apsolutna izlazna brzina i njezina aksijalna komponenta preklapile, odnosno $\alpha_2 = 0$. Ovime je postignuto najveće moguće smanjenje izlazne apsolutne brzine u odnosu na ulaznu apsolutnu brzinu c_1 . Maksimalno smanjenje intenziteta apsolutne brzine znači da je rotor uspio izvući maksimalan potencijal iz struje zraka prema zakonu očuvanja količine gibanja (izraz 4.2).

Može se vidjeti kako na slici 40 nedostaju koordinatne osi, odnosno njihova mjerila. Razlog tomu je trenutno nepoznavanje intenziteta brzina u ovom trokutu te je trokut napravljen u demonstracijske svrhe. Jedina poznata brzina je obodna brzina U koja je ostala ista na ulazu i izlazu iz rotora.

Sukladno slici 33, poznate veličine za projektiranje rotorskog djela stupnja su: c_1 , w_1 , U , α_1 i β_1 . Oblik profila rotorske lopatice određuje kutove relativne brzine (β_1 na ulazu i β_2 na izlazu).

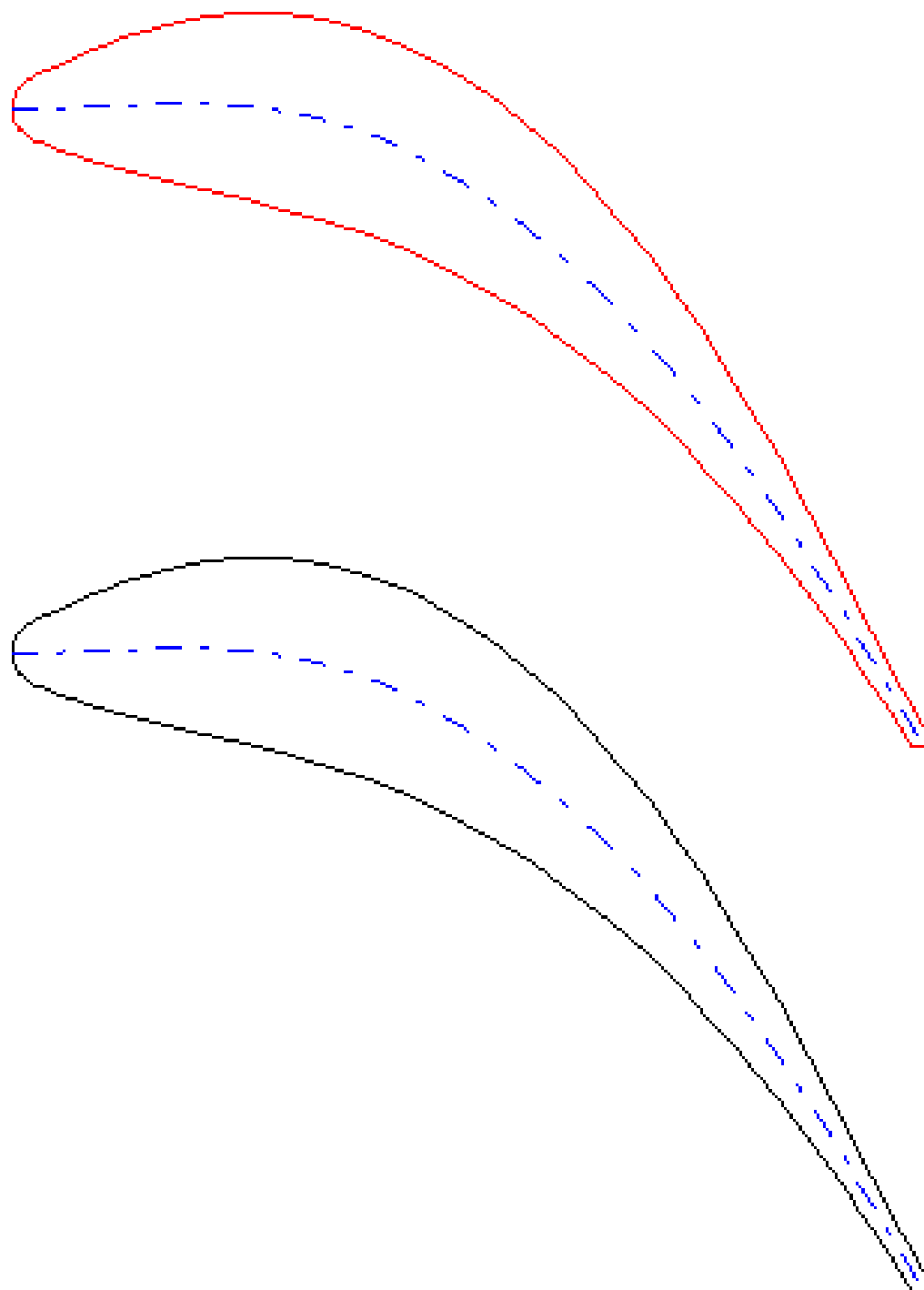
8.2.1. Izvedba profila A

Prvi promatrani slučaj će biti za simetrični oblik profila rotorske lopatice u odnosu na statorsku. To znači da se izlazni kut iz rotora definira kao $\beta_2 = -60^\circ$. Radi lakšeg raspoznavanja u odnosu na ostale dizajne rotorskih profila koji se pojavljuju u ovom radu, ovome profilu se dodjeljuje naziv profil A. Profil je prikazan na slici 41:



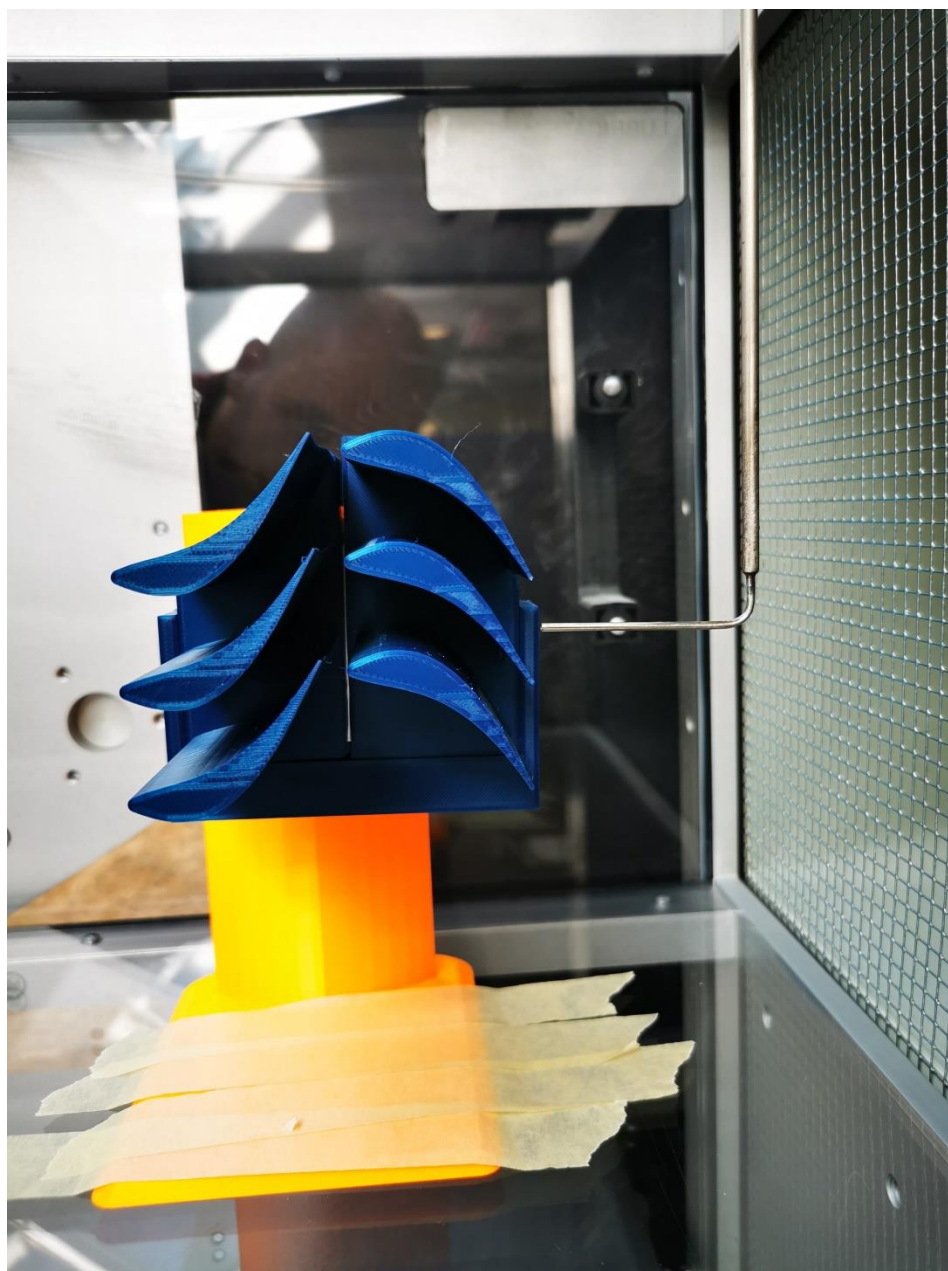
Slika 41: Profil A modeliran u Ansys BladeGen-u

Kaskada rotora sa lopaticama profila A prikazana je na slici 42. Popunjenost kaskade odgovara promjeru rotora od 80 cm sa 110 lopatica na obodu (isto kao za statorsku kaskadu i sve sljedeće iteracije rotora).



Slika 42: Kaskada rotora s lopaticama profila A

Kaskada rotora profila A se printa te se zajedno sa postojećom statorskom kaskadom steznim elementom spaja u stupanj i montira u aerotunel., slika 43



Slika 43: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa A u aerotunelu

Pitotova cijev koja se nalazi na izlazu iz stupnja ovaj puta mjeri aksijalnu komponentu izlazne relativne brzine w_{A2} pošto je rotorska lopatica pomična komponenta za razliku od statorske te stoga njezine konture i kutovi određuju relativnu komponentu brzine.

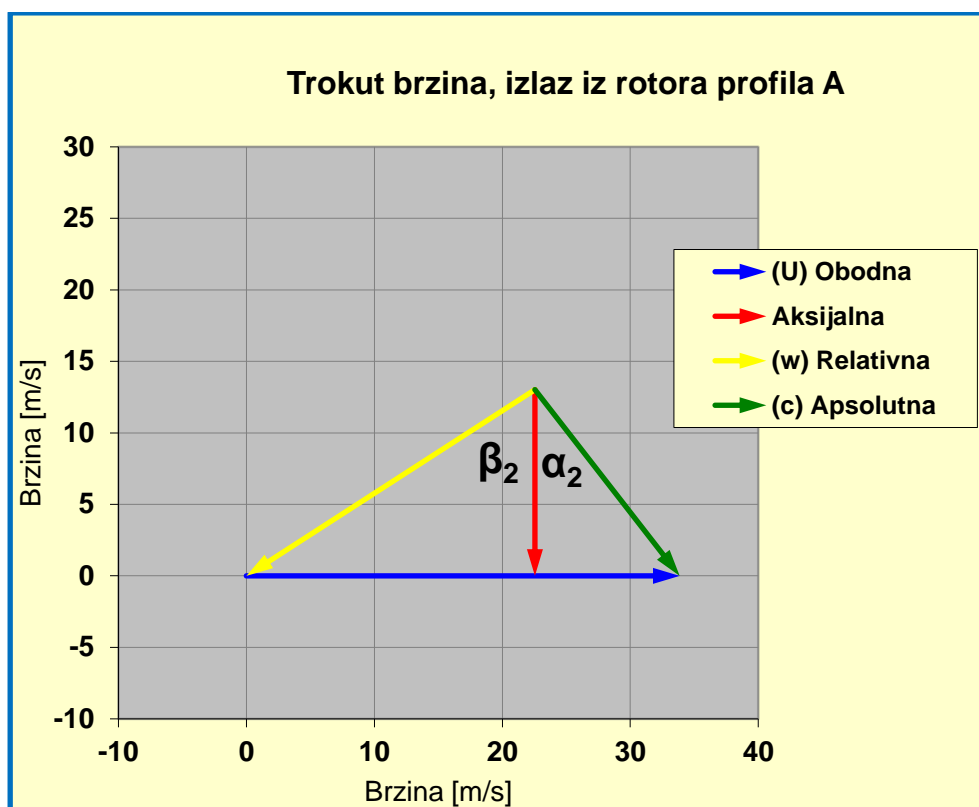
Očitavanjem dinamičkog tlaka pomoću Pitotove cijevi aksijalna komponenta izlazne brzine iz rotorske kaskade A iznosi $w_{A2} = 13,02$ m/s. Zbog poznavanja geometrije profila, odnosno kuta β_2 moguće je odrediti intenzitet relativne izlazne brzine w_2 :

$$w_2 = \frac{w_{2A}}{\cos\beta_2}$$

$$w_2 = \frac{13,02}{\cos(-60^\circ)}$$

$$w_2 = 26,04 \text{ m/s}$$

Uz uvjet da su aksijalne komponente apsolutne i relativne brzine jednake ($c_{A2} = w_{A2}$) te definiranja apsolutne brzine kao vektorskog zbroja relativne i obodne ($\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{U}$) moguće je konstruirati pravi izlazni trokut brzina za profil A (slika 44):



Slika 44: Izlazni trokut brzina za rotorski profil A

Trigonometrijom se mogu izračunati sve ostale komponente izlaznog trokuta rotorskog profila A:

$$c_{T2} = U - w_{T2} = U - w_2 \sin\beta_2$$

$$c_{T2} = 33,86 - 26,04 \sin 60^\circ$$

$$c_{T2} = 11,31 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{T2}^2 + c_{A2}^2}$$

$$c_2 = \sqrt{11,31^2 + 13,02^2}$$

$$c_2 = 17,25 \text{ m/s}$$

$$w_{T2} = U - c_{T2}$$

$$w_{T2} = 33,86 - 11,31$$

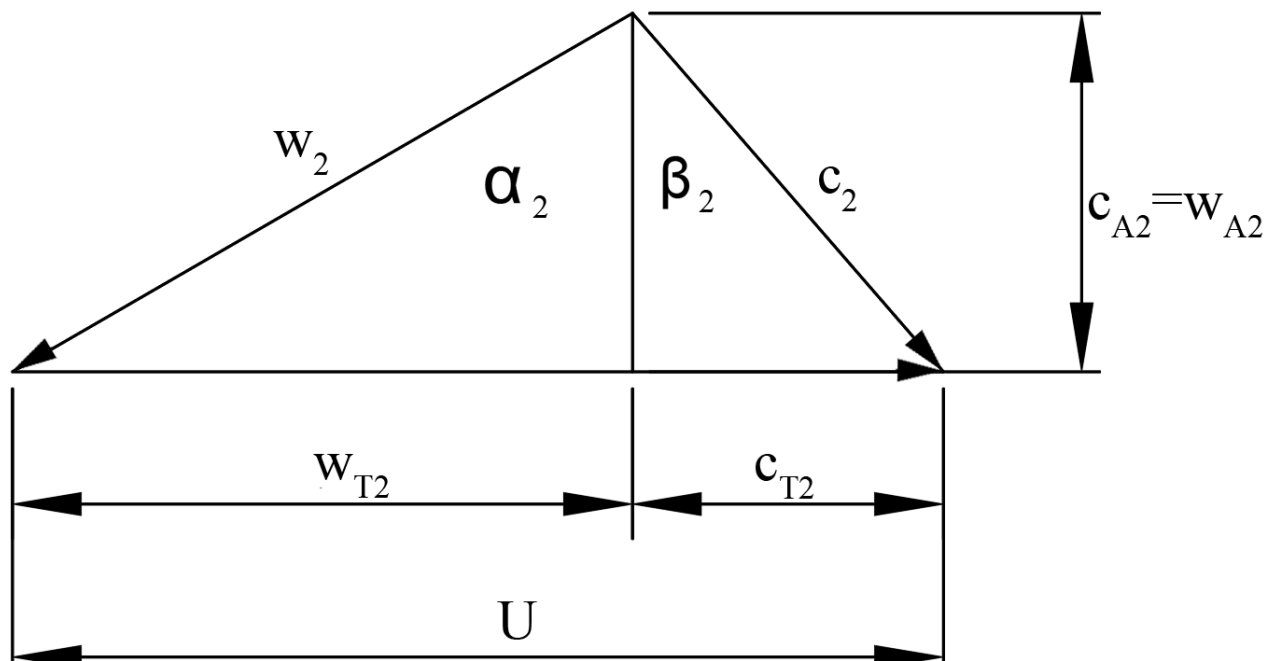
$$w_{T2} = 22,55 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{T2}}{c_2}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{11,31}{17,25}$$

$$\alpha_2 = 40,97^\circ$$

Izračunate veličine i njihova međuovisnost prikazani su na slici 45.

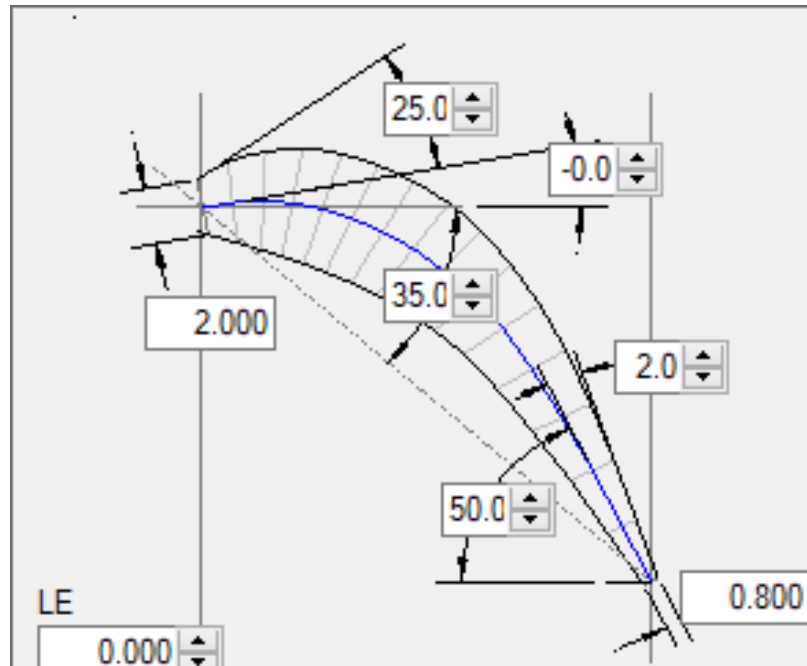


Slika 45: Komponente izlaznog trokuta brzina

Vidljivo je kako apsolutna brzina ima obodnu komponentu $c_{T2} > 0$ za koju je potrebno da prema izrazu 5.8 bude jednaka nuli (što podrazumijeva $\alpha_2 = 0$) kako bi se postigao najveći mogući okretni moment koji stupanj može proizvesti.

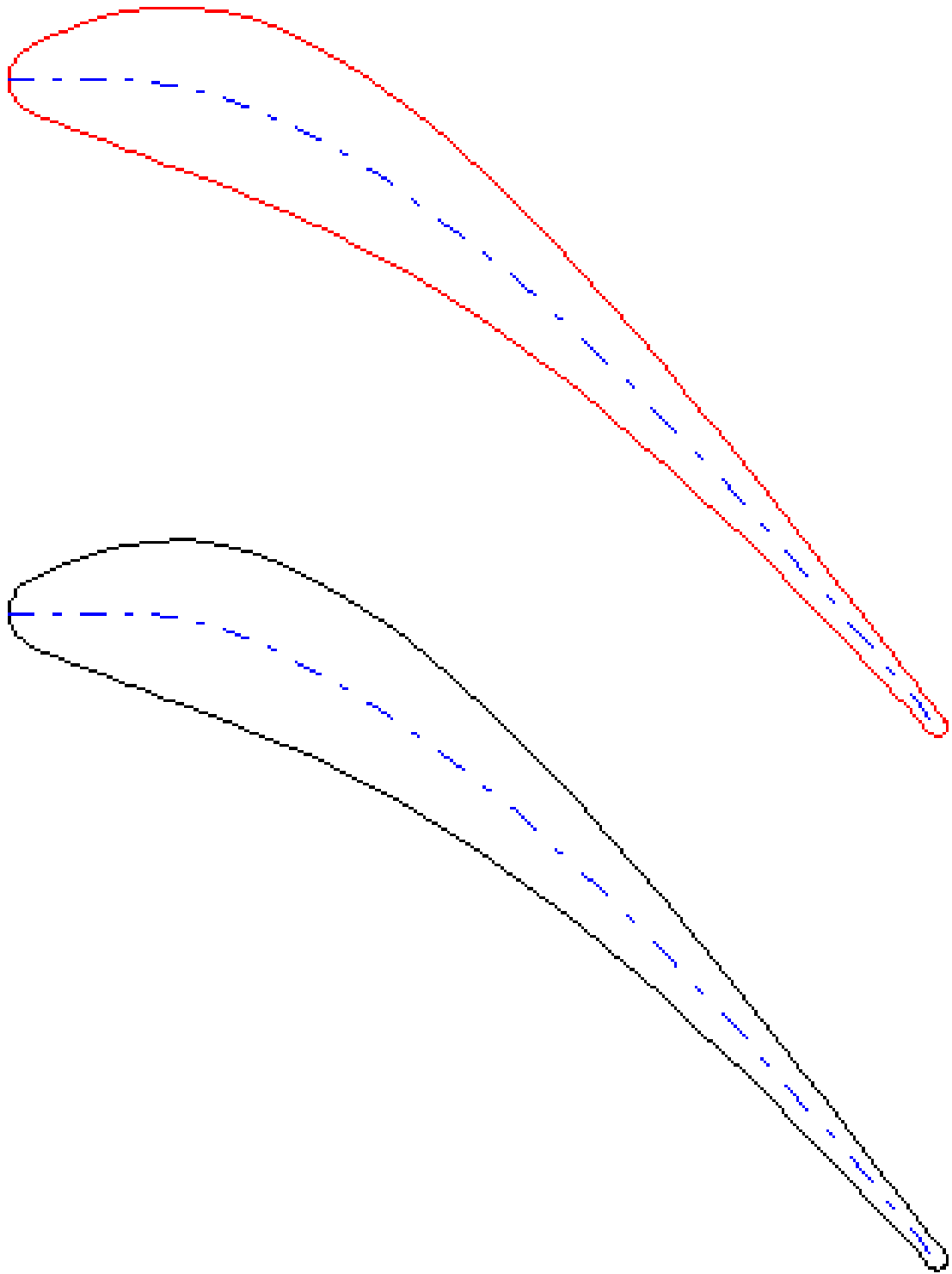
8.2.2. Izvedba profila B

Profil B (slika 46) je identičan kao profil A osim njegovog izlaznog kuta koji je je postavljen na $\beta_2 = -50^\circ$. Ovako blaži zakretni kut će povećati aksijalnu komponentu apsolutne brzine zraka c_{A2} na izlazu iz stupnja.



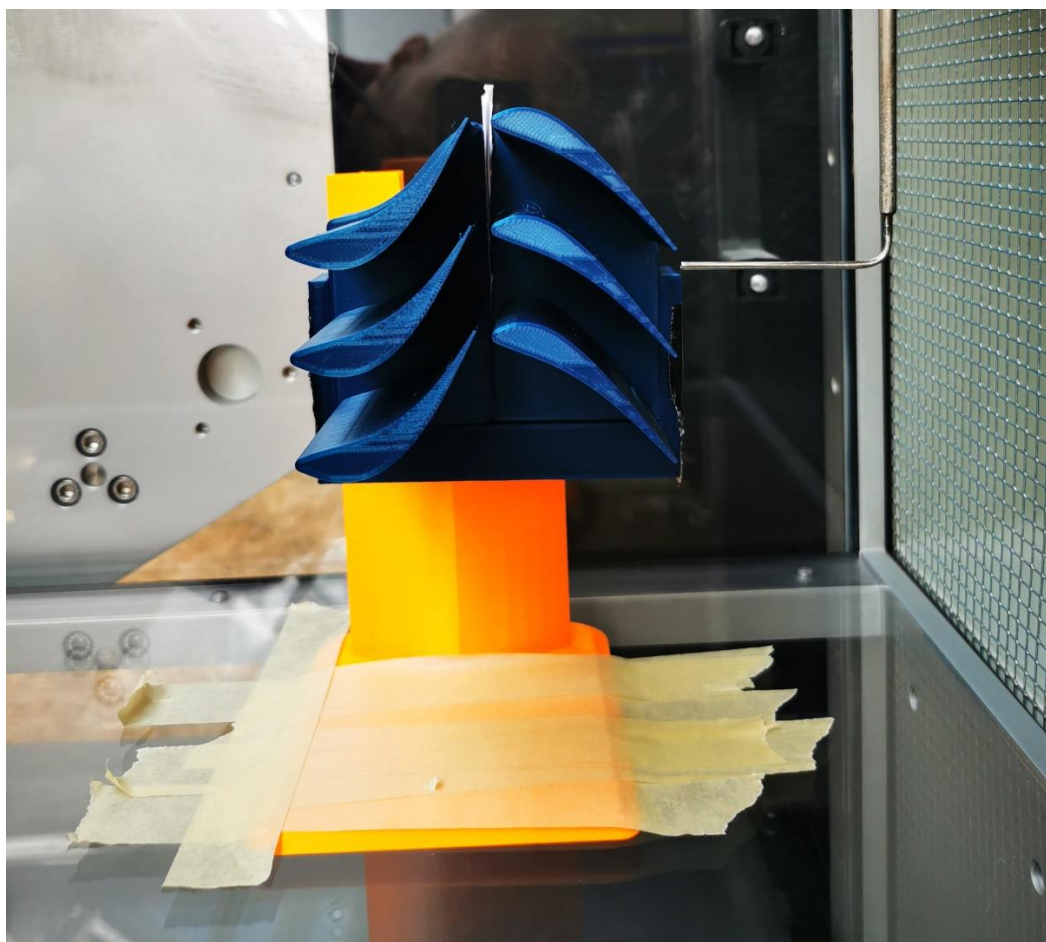
Slika 46: Profil B modeliran u Ansys BladeGen-u

Kaskada profila B (slika 47) je projektirana za isti promjer rotora i broj lopatica kao i statorska kaskada za rotorske profile tipa A.



Slika 47: Kaskada rotora s lopaticama profila B

Isprintana kaskada se printa i stavlja u aerotunel na njenu nosivu konstrukciju (slika 48)



Slika 48: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa B u aerotunelu

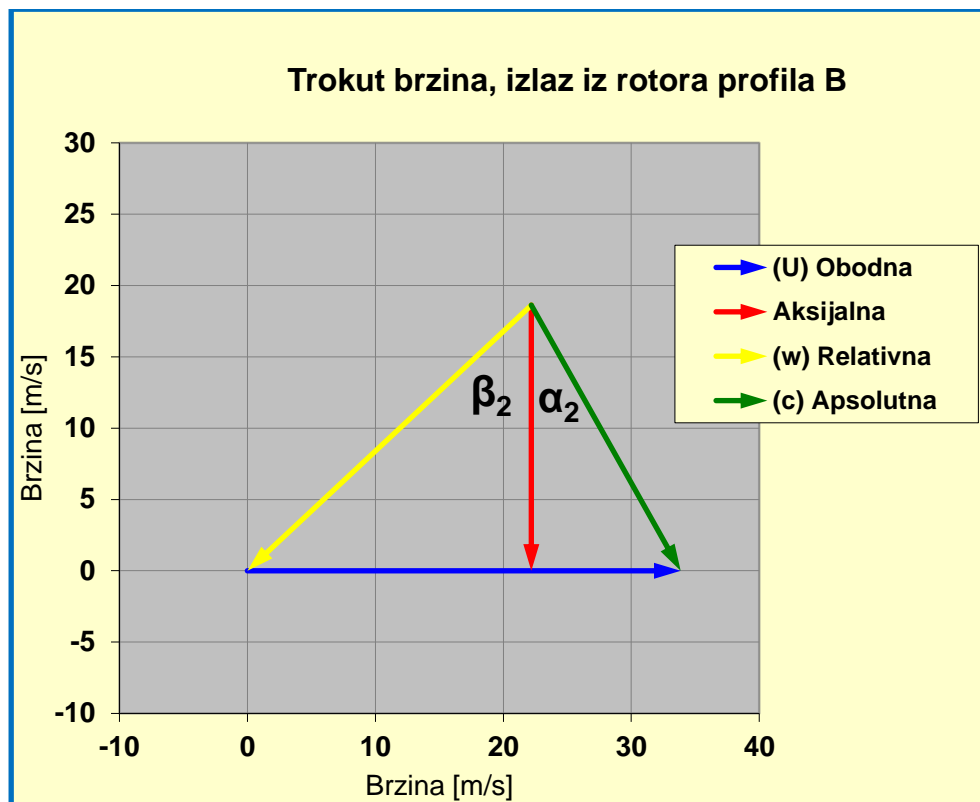
Prosječna vrijednost izmjerena na Pitotovoj cijevi na izlazu iz međulopatičnog kanala rotorske kaskade tipa B iznosi $w_{A2} = 18,62$ m/s. Istom analogijom kao i za kaskadu tipa A u prethodnom poglavlju, moguće je pomoću trigonometrije konvertirati očitane brzine u relativnu brzinu lopatice.

$$w_2 = \frac{w_{A2}}{\cos \beta_2}$$

$$w_2 = \frac{18,62}{\cos (-50^\circ)}$$

$$w_2 = 28,97 \text{ m/s}$$

Poznati su svi podaci potrebni za izradu izlaznog trokuta brzina za rotorsku kaskadu s profilom tipa B (slika 49):



Slika 49: Izlazni trokut brzina za rotorski profil B

Korištenjem identičnog postupka kao za slučaj sa profilom A (poglavlje 8.2.1), moguće je saznati sve preostale komponente trokuta brzina:

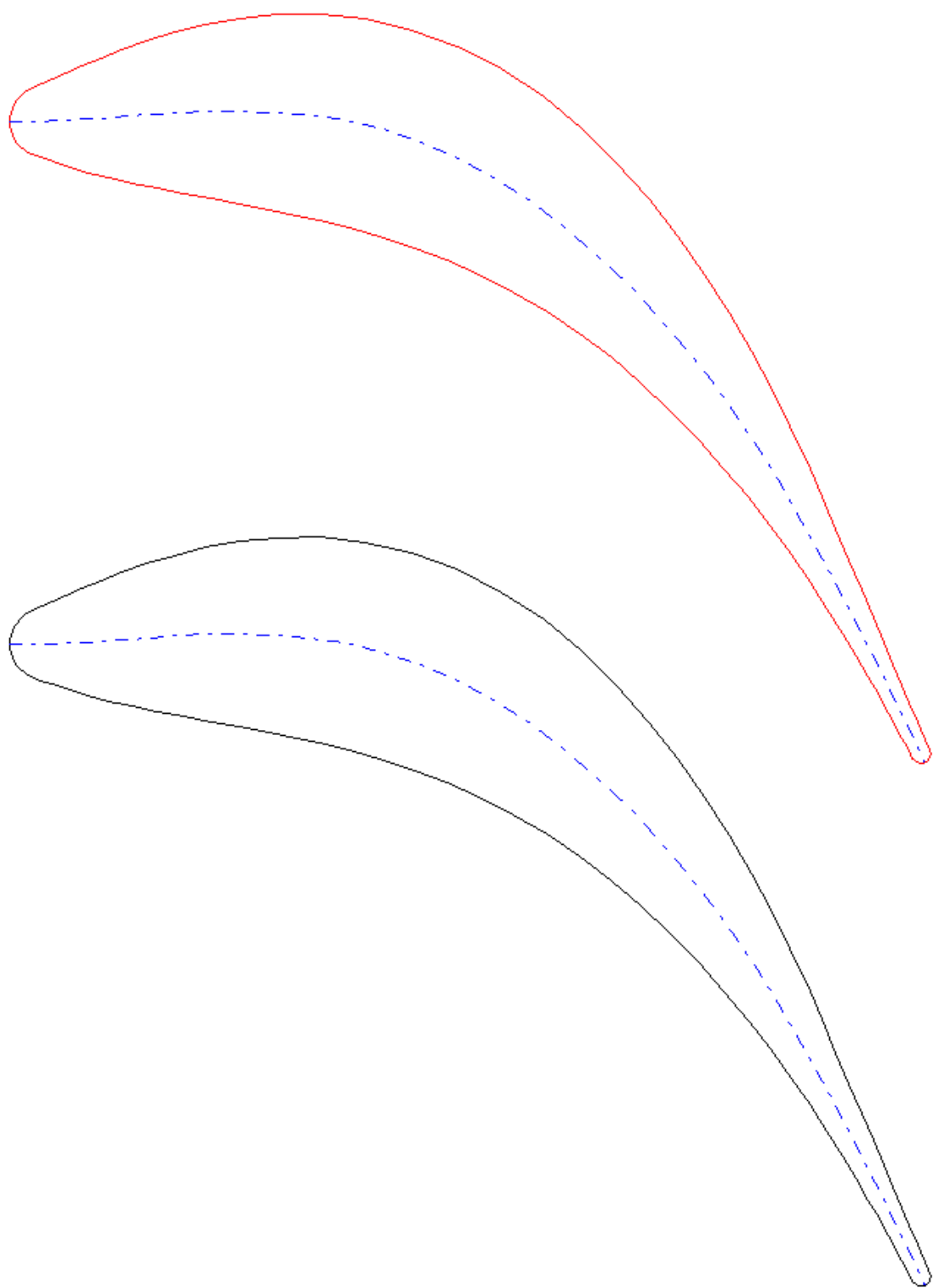
$$c_{T2} = 11,67 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 21,97 \text{ m/s}$$

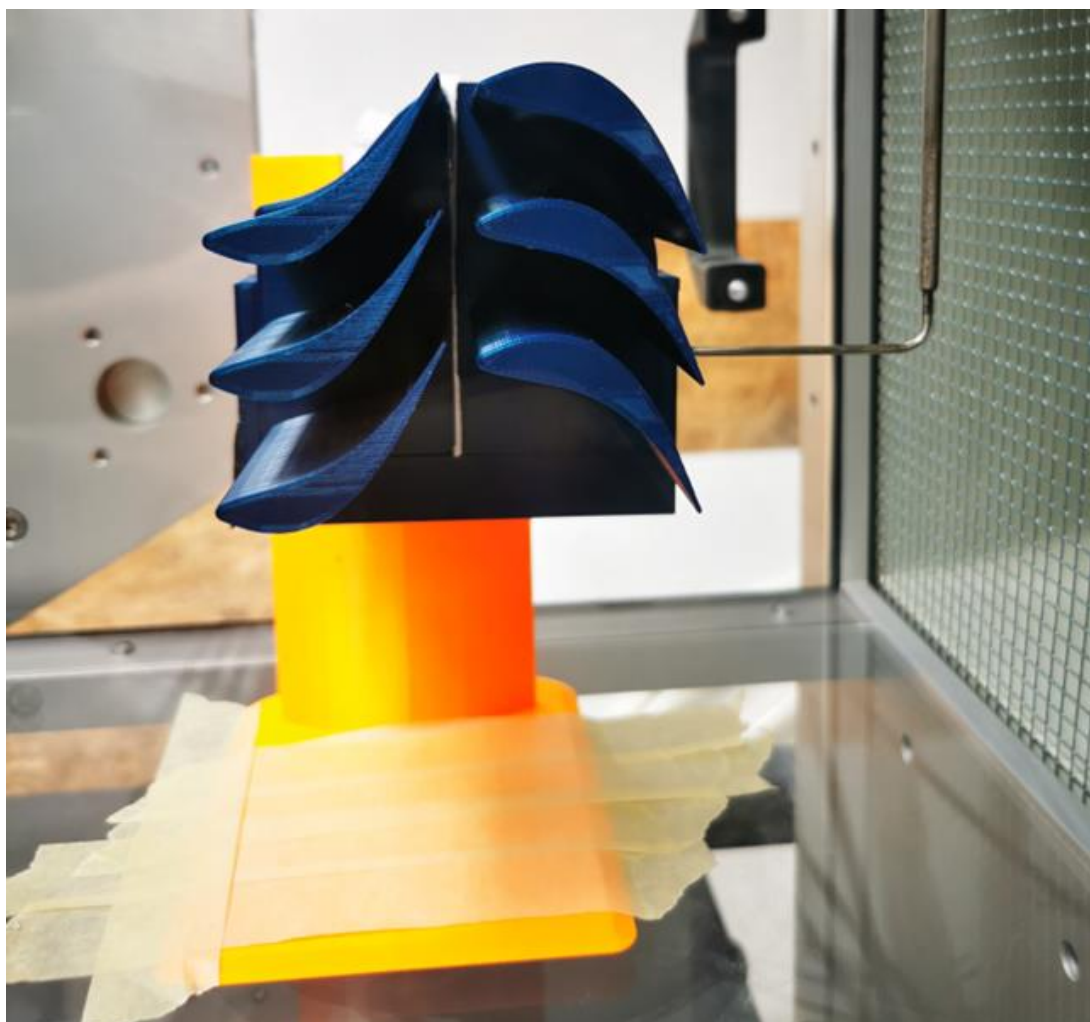
$$w_{T2} = 22,19 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 32,08^\circ$$

Na slici 49 je vidljivo kako su obodna i aksijalna komponenta apsolutne brzine c_{A2} znatno veće nego kod trokuta izvedbe A.



Slika 51: Kaskada rotora s lopaticama profila C

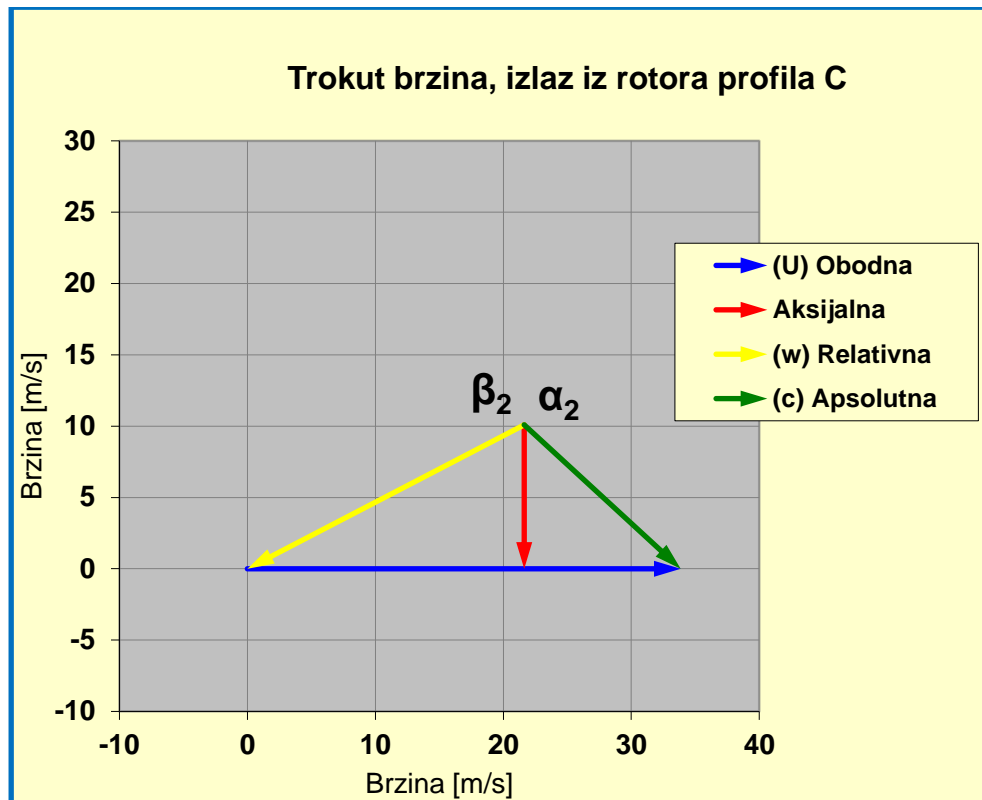


Slika 52: Ispitani model stupnja sa rotorskim profilima tipa C u aerotunelu

Ispitivanjem stupnja sa rotorskim profilima tipa C (slika 52) u aerotunelu izmjerena je aksijalna komponenta izlazne relativne brzine $w_{A2} = 10,09 \text{ m/s}$. Istim trigonometrijskim principom kao u poglavlju 8.2.1 se izračunava vektor brzine w_2 .

$$w_2 = \frac{w_{A2}}{\cos \beta_2}$$
$$w_2 = \frac{10,09}{\cos(-65^\circ)}$$
$$w_2 = 23,87 \text{ m/s}$$

Poznati su svi podaci potrebni za izradu izlaznog trokuta brzina za rotorsku kaskadu s profilom tipa C (slika 53):



Slika 53: Izlazni trokut brzina za rotorski profil C

Korištenjem identičnog postupka kao za slučaj sa profilom A (poglavlje 8.2.1), moguće je saznati sve preostale komponente trokuta brzina:

$$c_{T2} = 12,23 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 15,85 \text{ m/s}$$

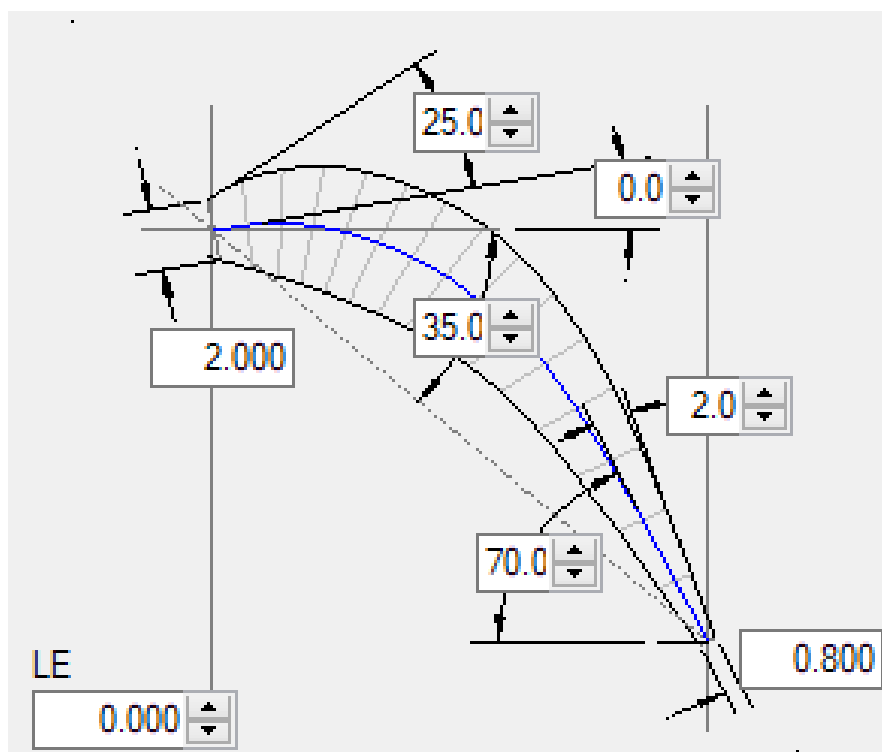
$$w_{T2} = 21,63 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 50,5^\circ$$

Profil sa većim izlaznim kutom β_2 poput profila C je znatno smanjio aksijalnu komponentu relativne i apsolutne brzine.

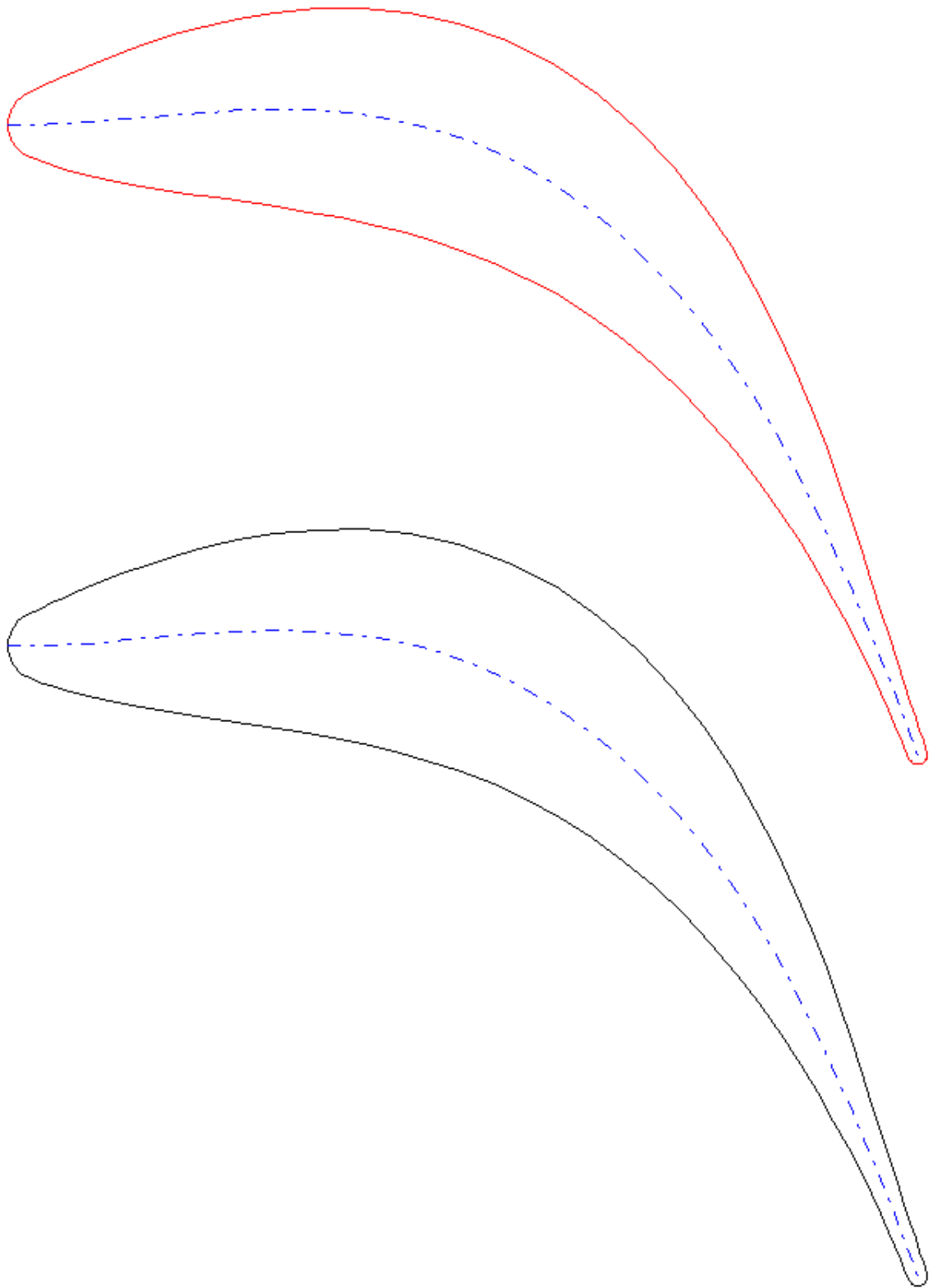
8.2.4. Izvedba profila D

Izvedba D je dizajnirana i printana kao druga iteracija pokušaja usavršavanja profila A sa još većim izlaznim kutem od $\beta_2 = -70^\circ$ (slika 54).

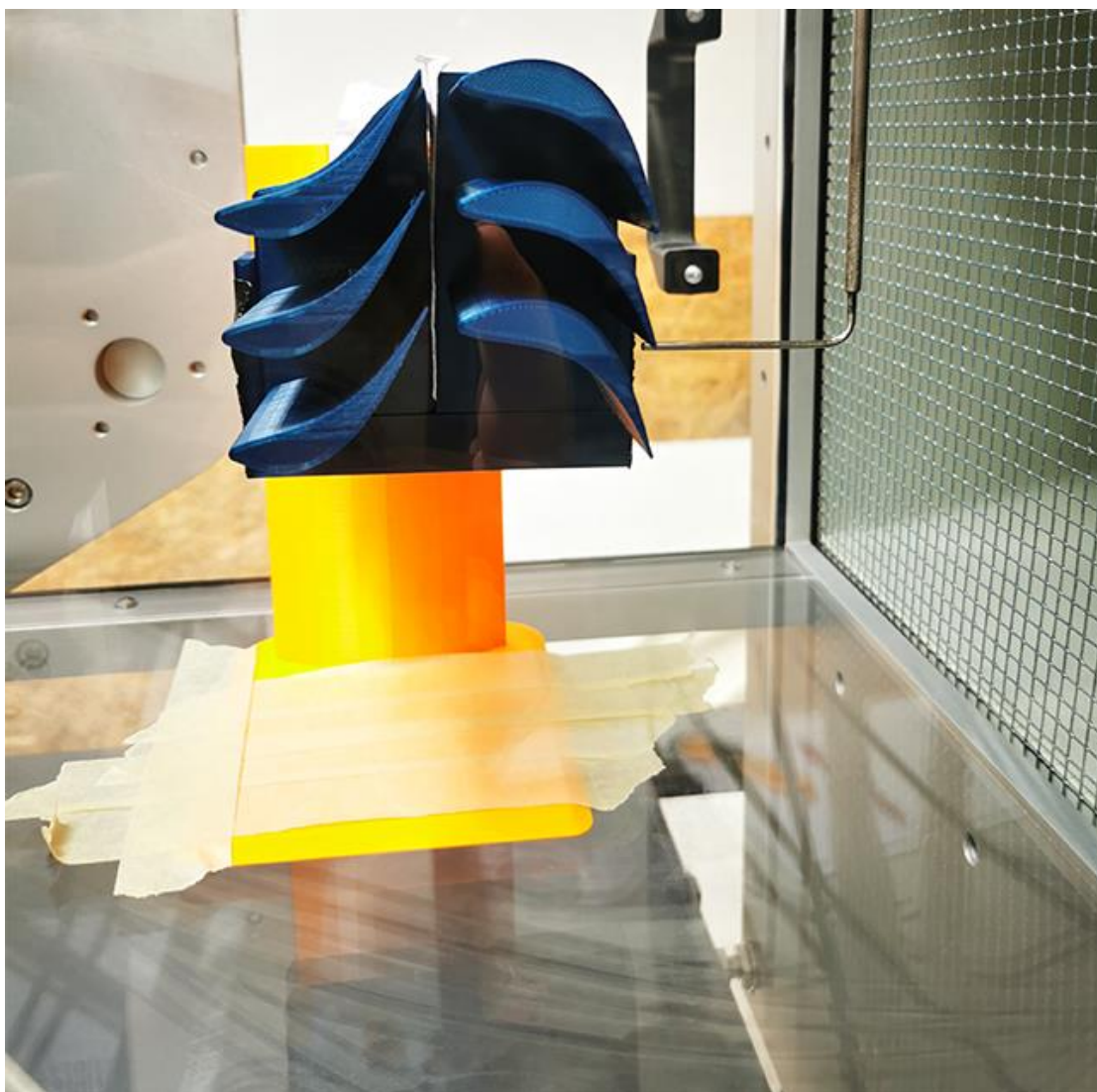


Slika 54: Profil D modeliran u Ansys BladeGen-u

Kaskada profila D (slika 55) je projektirana za isti promjer rotora i broj lopatica kao i statorska kaskada za rotorske profile tipa A.



Slika 55: Kaskada rotora s lopaticama profila D

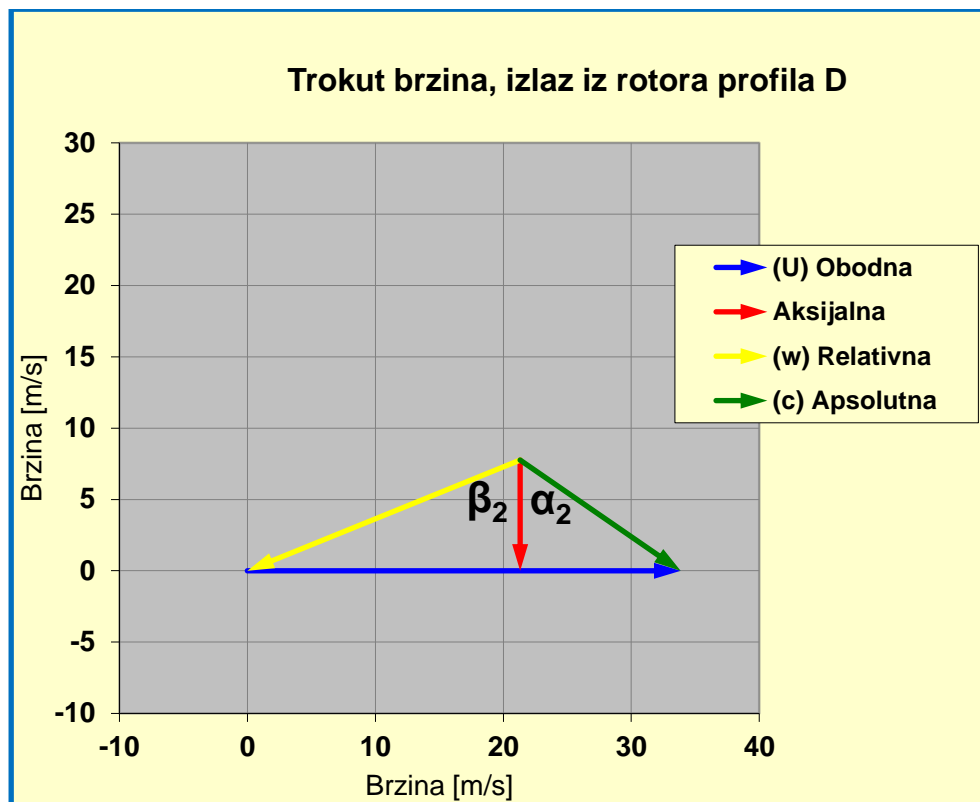


Slika 56: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa D u aerotunelu

Ispitivanjem stupnja sa rotorskim profilima tipa D u aerotunelu (slika 56) izmjerena je aksijalna komponenta izlazne relativne brzine $w_{A2} = 7,76 \text{ m/s}$. Istim trigonometrijskim principom kao u poglavlju 8.2.1 se izračunava vektor brzine w_2 .

$$w_2 = \frac{w_{2T}}{\cos\beta_2}$$
$$w_2 = \frac{7,76}{\cos(-70^\circ)}$$
$$w_2 = 22,68 \text{ m/s}$$

Poznati su svi podaci potrebni za izradu izlaznog trokuta brzina za rotorsku kaskadu s profilom tipa D (dijagram 7):



Slika 57: Izlazni trokut brzina za rotorski profil C

Korištenjem identičnog postupka kao za slučaj sa profilom A (poglavlje 8.2.1), moguće je saznati sve preostale komponente trokuta brzina:

$$c_{T2} = 12,55 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 14,75 \text{ m/s}$$

$$w_{T2} = 21,32 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 58,23^\circ$$

Ovakva izvedba je dodatno smanjila aksijalnu komponentu trokuta zbog još većeg zakretnog kuta.

8.3. Usporedba rezultata

Na temelju mjerenja raznih rotorskih profila koji su testirani sa istom popunjenošću, istom statorskom kaskadom te pri istim uvjetima u tunelu, potrebno je obaviti komparativnu analizu dobivenih rezultata kako bi se utvrdilo koja je izvedba profila najbolja za projektiranu turbinu.

Tablica 2 prikazuje sve parametra na ulazu i na izlazu iz statorske kaskade (izlazni trokut brzina statora):

Stator		
$w_{A1} = c_{A1}$	19,55	[m/s]
w_1	19,55	[m/s]
w_{T1}	0	[m/s]
c_{T1}	33,86	[m/s]
β_1	0	°
U	33,86	[m/s]
c_1	39,1	[m/s]
α_1	60	°
α_0	0	°
c_0	28,51	[m/s]

Tablica 2: Parametri trokuta brzina na ulazu u rotor

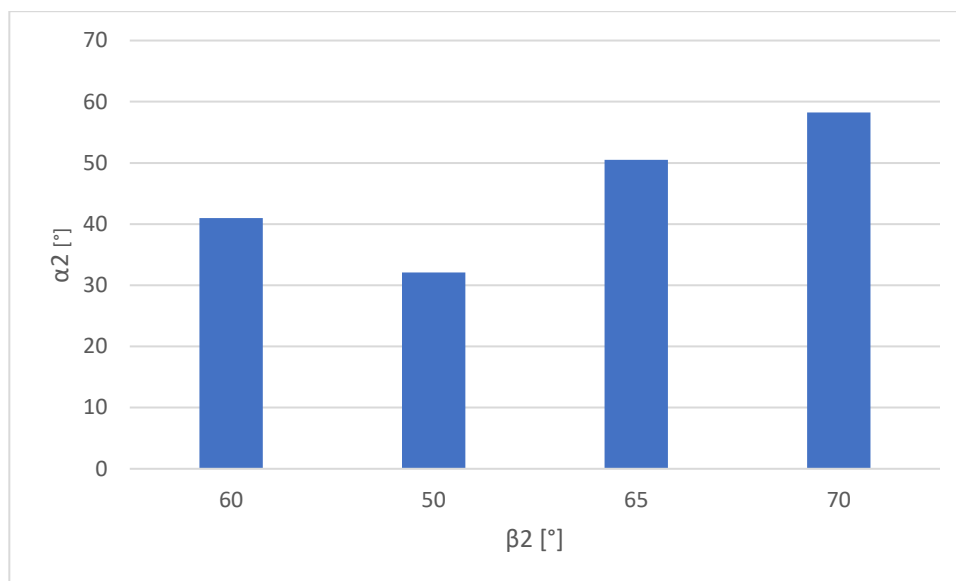
Tablica 3 objedinjuje prikupljene rezultate aerotunelnog ispitivanja svih ispitanih rotorskih profila u stupnju sa statorskom kaskadom iz tablice 2:

Profil A			Profil B		
$w_{A2} = c_{A2}$	13,02	[m/s]	$w_{A2} = c_{A2}$	18,62	[m/s]
w_2	26,04	[m/s]	w_2	28,97	[m/s]
w_{T2}	22,55	[m/s]	w_{T2}	22,19	[m/s]
c_{T2}	11,31	[m/s]	c_{T2}	11,67	[m/s]
β_2	60	°	β_2	50	°
U	33,86	[m/s]	U	33,86	[m/s]
c_2	17,25	[m/s]	c_2	21,97	[m/s]
α_2	40,97	°	α_2	32,08	°
Profil C			Profil D		
$w_{A2} = c_{A2}$	10,09	[m/s]	$w_{A2} = c_{A2}$	7,76	[m/s]
w_2	23,87	[m/s]	w_2	22,69	[m/s]
w_{T2}	21,63	[m/s]	w_{T2}	21,32	[m/s]
c_{T2}	12,23	[m/s]	c_{T2}	12,54	[m/s]
β_2	65	°	β_2	70	°
U	33,86	[m/s]	U	33,86	[m/s]
c_2	15,85	[m/s]	c_2	14,75	[m/s]
α_2	50,5	°	α_2	58,23	°

Tablica 3: Parametri trokuta brzina na izlazu iz rotora

Prije usporedne analize treba napomenuti kako su sva mjerenja obavljena korektno, odnosno kako su statorske i rotorske kaskade izvršile svoje osnovne funkcije: statorska kaskada je povećala apsolutnu brzinu strujanja zraka ($c_1 > c_0$) dok je svaka ispitana rotorska kaskada povećala relativnu i smanjila apsolutnu brzinu zraka ($w_2 > w_1$, $c_2 < c_1$). Ovime je potvrđeno da rotorske kaskade nameću uvjete strujanja po uzoru na one iz reakcijskih stupnjeva, što je potvrda valjanosti inicijalnog odabira dizajna.

Uspoređujući definirane trokute s onim idealnim na slici 18, poželjno je da kut izlazne apsolutne brzine iz rotora c_2 iznosi $\alpha_2 = 0^\circ$. U prethodnim ispitivanjima niti jedan dizajn profila nije zadovoljio ovaj idealni uvjet ali se unatoč tome može napraviti analiza utjecaja izlaznog kuta rotorske lopatice β_2 na kut izlazne apsolutne brzine iz rotora α_2 kako bi napravila usporedba utjecaja geometrije profila na optimizaciju trokuta brzina.



Slika 58: Kutovi izlazne relativne brzine iz testiranih rotorskih kaskada

Prema slici 58, moguće je zaključiti da je rotorski profil izvedbe B ($\beta_2 = 50^\circ$) najviše doprinio optimizaciji izlaznog kuta apsolutne brzine iz rotora α_2 pošto je vrijednost tog kuta za njegovu izvedbu najbliža optimalnoj vrijednosti od 0° .

Idući kriterij usporedbe je intenzitet povećanja relativne brzine na svim ispitivanim rotorskim kaskadama. Razlika izlazne i ulazne relativne brzine na rotorskoj kaskadi ($w_2 - w_1$) proporcionalna je padu tlaka koji je pak proporcionalan potencijalu rotora za proizvodnju mehaničke energije.



Slika 59: Intenzitet povećanja relativne brzine na testiranim rotorskim kaskadama

Prema slici 60, vidljivo je da se izvedba rotorskog profila B ponovno pokazala kao najbolja prema kriteriju povećanja relativne brzina strujanja.

Kako bi se izračunao stupanj iskoristivosti svake izvedbe analiziranih rotorskih profila, potrebno je provesti nekoliko izračuna vezanih za apsolutne brzine strujanja na ulazu i izlazu iz svakog rotorskog profila koji su objedinjeni u tablici 4.

	A	B	C	D
$c_1 - c_2$	21,85	17,13	23,25	24,35
$c_1 - c_{A2}$	26,08	20,48	29,01	31,34
$(c_1 - c_{A2}) - (c_1 - c_2)$	4,23	3,35	5,76	6,99
$(c_1 - c_2) - (c_1 - c_{A2})$ [%]	83,78	83,64	80,14	77,70

Tablica 4: Odnosi apsolutnih brzina

Pri čemu su operatori definirani kao:

- $c_1 - c_2$ – razlika apsolutne brzine na ulazu i izlazu iz rotorske kaskade koja je proporcionalna predanoj kinetičkoj energiji sa fluida na rotor
- $c_1 - c_{A2}$ – razlika apsolutne ulazne brzine u rotorsku kaskadu i aksijalne komponente apsolutne izlazne brzine iz rotorske kaskade. Razlika je proporcionalna maksimalnoj kinetičkoj energiji koju fluid može predati rotoru.
- $(c_1 - c_{A2}) - (c_1 - c_2)$ – razlika proporcionalna gubicima koji se javljaju pri predaji kinetičke energije sa fluida na rotor
- $(c_1 - c_2) - (c_1 - c_{A2})$ – omjer proporcionalan stupnju iskoristivosti pri predaji kinetičke energije sa fluida na rotor

Prema podacima iz tablice 4, najmanji gubitci su prisutni na rotorskom profilu B, ali najveći stupanj iskoristivosti ima rotorski profil A. Kako bi se utvrdilo koja je izvedba rotorskog profila najbolja, kao posljednji kriterij usporedbe uvodi se specifični rad stupnja.

Za izračun specifičnog rada stupnja, potrebno je početi od izraza (5.6):

$$P = \dot{m}(c_{T1}U_1 - c_{T2}U_2) = \dot{m}U(c_{T1} - c_{T2})$$

Modifikacija $U_1 = U_2 = U$ je uvrštena zbog konstantne obodne brzine duž čitave visine rotora koja je karakteristična za aksijalne turbine. Izraz služi za izračun snage, te su poznate sve veličine osim masenog protoka. Maseni protok je opravdano izbaciti jer je svaka kaskada testirana sa istom brzinom strujanja i jednakim razmakom između lopatica na ulazu u rotorsku kaskadu

(izlazni razmak nije jednak kod svih profila) čime je ulazni poprečni presjek ostao isti. Prema zakonu očuvanja mase (4.1) to znači da je maseni protok ostao isti za svaku testiranu kaskadu.

Eliminacijom masenog protoka iz izraza dobiva se:

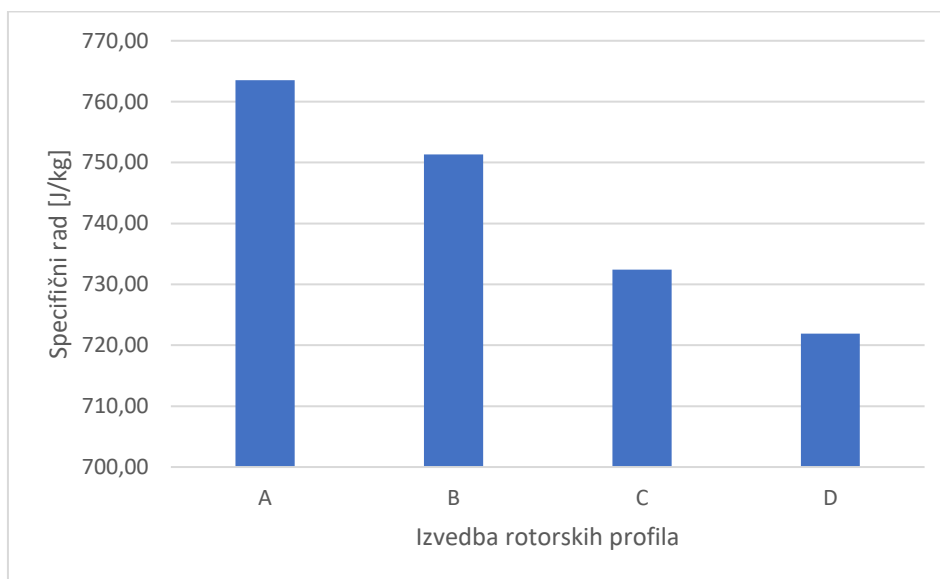
$$w = U(c_{T1} - c_{T2}) \quad (8.3)$$

Pri čemu je w specifični rad [J/kg].

Uvrštavanjem podataka iz tablica 2 i 3 dobivaju se specifični radovi za svaku ispitivanu izvedbu rotorske kaskade objedinjeni u tablici 5:

Rotorski profil	w [J/kg]
A	763,54
B	751,35
C	732,39
D	721,90

Tablica 5: Specifični radovi testiranih rotorskih kaskada



Slika 60: Specifičan rad ostvaren na testiranim rotorskim kaskadama

Prema slici 61 ispada kako se najveći specifični rad razvija na rotorskom profilu A.

Kako bi specifični rad bio što veći, promatranjem izraza (8.3) je moguće zaključiti da je potrebna što veća razlika između obodnih komponenti apsolutne brzine na ulazu i izlazu iz rotora c_{T1} i c_{T2} . Drugim riječima, cilj je imati što je manje mogući intenzitet brzine c_{T2} kojim se upravo i manipuliralo promjenom izlaznog kuta lopatice u testiranim izvedbama rotorskih kaskada.

Rotorska kaskada izvedbe A ima najmanju brzinu c_{T2} što joj za testirane uvjete sa navedenom izvedbom statorske kaskade omogućava najveći specifični rad stupnja. Rotorska kaskada izvedbe A također ima najveći stupanj iskoristivosti te se upravo ona odabire kao najbolji dizajn koji se ugrađuje u turbinu.

9. Zaključak

Projektiranje i proučavanje aerodinamičkih svojstava turbinskih lopatica bitna je djelatnost za njihovo preliminarno testiranje prije masovne proizvodnje i ugradnje u turbine. Tehnologija 3D printanja omogućuje jeftinu i relativno brzu izradu modela koji su dovoljno pouzdani i otporni na sve uvjete testiranja pri sobnim temperaturama.

Rezultati prikupljeni aerotunelnim testiranjem poslužili su za izradu pripadajućih trokuta brzina uz koje se izračunala dobivena specifična snaga ispitivanog stupnja. Osim toga, vizualizacijom protoka može se promatrati ponašanje fluida te na temelju toga izmjeniti dizajn. Ovakvim preliminarnim izračunom moguće je napraviti analizu troškova i dobitaka koju projektanti turbine mogu ponuditi klijentu koji će zahvaljujući tome saznati koliki period je potreban kako bi se investicija kupovine turbine isplatila. Tehnologija jednostavne izrade prototipa kompleksne geometrije pri čemu se koristi samo jedna operacija omogućuje ubranu optimizaciju i iteriranje dizajna.

Uzevši u obzir da se trokuti ne mogu odrediti isključivo analitičkim putem, ovakvo ispitivanje je neophodno uz eventualan međukorak primjene CFD analize radi eliminacije modela sa nedvojbeno lošim aerodinamičkim svojstvima koji se u tom slučaju ne bi morali printati (što pridonosi uštedi vremena i kapitala). Odabirom nekoliko najboljih modela prosljedilo bi se na aerotunelno ispitivanje radi provjere pouzdanosti rezultata.

Komparativna analiza koja je izvršena u ovome radu kako bi se uporedile testirane izvedbe pokazuje kako je najbolja izvedba ona koja ima zrcalno simetričan oblik u odnosu na statorske lopatice. Osim intuitivno odabranog specifičnog rada, potrebno je uzeti i druge kriterije kojima će se izvedbe upoređivati kako bi se utemeljila vjerodostojnost izbora one najbolje. Višestuki usporedni kriteriji mogu pokazati da su ostale izvedbe u određenom pogledu (npr. manipulacija kuta izlazne apsolutne brzine kojom se trokut približava idealnom obliku, veličina gubitaka itd.) bolje rješenje od one koja se uzme kao najbolja na temelju specifičnog rada i stupnja iskoristivosti.

Unatoč prednostima ovakvog ispitivanja, potrebno je razumjeti da ono ima svoja ograničenja te da je uz aerodinamička svojstva profila lopatice potrebno uzeti u obzir i ostale čimbenike poput odabira materijala, čvrstoće uslijed centrifugalnih sila vrtnje, krutosti i postojanosti oblika, toplinske otpornosti lopatice te eventualnih proizvodnih ograničenja za odabrani dizajn.

Ovaj diplomski rad doprinosi važnosti korištenja tehnologije 3D printanja pri testiranju aerodinamičkih svojstava profila lopatica te uz to otvara mogućnosti za brojna dodatna poglavlja koja

bi nadopunila istraživanje: usporedba sa CFD modelom, korištenje teorije sličnosti (geometrijska, kinematička i dinamička sličnost) pri čemu bi se model povećao te bi time prikupljeni podaci vrijedili za veće pogonske brzine koje nadmašuju one koje aerotunel može postići, ponavljanje mjerenja uz anemometar s vrućom kuglicom za preciznije rezultate, usporedno testiranje sa modelom od fotofilamenta (eng. *resin printing*) koji ima bolja svojstva po pitanju površinske hrapavosti (veća površinska sličnost sa konačnim proizvodom od fino glodanog metala), testiranje lopatica odgovarajućeg turbokompresora plinske turbine, printanje i testiranje modela svih turbinskih stupnjeva, testiranje u nadzvučnom tunelu, ispitivanje profila dugih uvijenih lopatica i kvalitativna analiza PIV metodom.

10. Literatura

- [1] Dick, E.: "Fundamentals of Turbomachinery", Springer, Nizozemska, 2015.
- [2] Korpela, S. A.: "Principles of Turbomachinery", Wiley, Sjedinjene Američke Države, 2011.
- [3] Singh, M.; Lucas, G.: "Blade Design and Analysis for Steam Turbines", McGraw Hill, Sjedinjene Američke Države, 2011.
- [4] Boyce, M.P.: "Gas Turbine Engineering Handbook", Butterworth-Heinemann, Sjedinjene Američke Države, 2012.
- [5] Barlow, J.B.; Rae Jr, W. H; Pope, A: "Low-speed Wind Tunnel Testing", John Wiley & Sons, Sjedinjene Američke Države, 1999.
- [6] Mrzljak, V.: predavanja iz kolegija Toplinske turbine, 2021/2022.
- [7] Ribando, R. J.; "Velocity Triangles for Turbomachinery", s interneta, <https://www.robertribando.com/xls/fluid-mechanics/velocity-triangles-for-turbomachinery/>, 16. 5. 2023.
- [8] NASA; "Wind Tunnel Index", s interneta, <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/shortt.html>, 12. 5. 2023.

11. Popis oznaka

Oznaka	Fizikalna veličina	Mjerna jedinica
A	Površina	m^2
c	Brzina, apsolutna brzina	m/s
ρ	Gustoća	kg/m^3
m	masa	kg
\dot{m}	Maseni protok	kg/s
k	Količina gibanja	Ns
F	Sila	N
t	vrijeme	s
p	tlak	Pa
a	ubrzanje	m/s^2
g	Ubrzanje slobodnog pada	m/s^2
H	gravitacijska potencijalna energija	J
h	Specifična entalpija	J/kg
q	Specifična toplina	J/kg
w	Specifični rad	J/kg
c_z	Brzina zvuka	m/s
κ	EkspONENT adijabate	
R	Plisnka konstanta	J/kgK
M	Machov broj	
E	Youngov modul elastičnosti	Pa
Z	Koeficijent stlačivosti	
T	Termodinamička temperatura	K
ω	Kutna brzina	rad/s
N	Brzina vrtnje	min^{-1}
U	Obodna brzina	m/s
r	Polumjer	m
P	Snaga	W

η	Stupanj iskoristivosti	
w	Relativna brzina	m/s
α	Kut apsolutne brzine	°
β	Kut relativne brzine	°
R	Stupanj reakcije	
N_L	Broj lopatica	
D_m	Srednji promjer lopatice	m
s	Razmak između lopatica	m

Indeksi trokuta brzina	
1	Ulaz
2	Izlaz
T	Obodna komponenta vektora brzine
A	Aksijalna komponenta vektora brzine

12. Popis slika

Slika 1: Prikaz različitosti aksijalne i radijalne turbine.....	10
Slika 2: Shema strujne cijevi kroz koju struji fluid.....	11
Slika 3: elementarni dio strujne cijevi za bilancu mase i količine gibanja	12
Slika 4: širenje zvučnih valova pri strujanju	15
Slika 5: strujanje kroz strujnu cijev promjenjive površine poprečnog presjeka.....	18
Slika 6: Promjene tlaka za strujanje niz konvergirajuću i konvergirajuće-divergirajuću mlazicu.....	20
Slika 7: Machovi dijamanti koji nastaju izlazom mlaza pod tlakom koji je manji od atmosferskog.	22
Slika 8: Testni let Apolla 6 (1968) kojem se mlaz širi jer je izlazni tlak fluida veći od atmosferskog	22
Slika 9: Stupanj turbine sa smjerom strujanja fluida.....	24
Slika 10: Aksijalni turbinski rotor sa prikazom komponenata brzina.....	25
Slika 11: Trokuti brzina na akcijskom stupnju (ulaz i izlaz iz rotora)	28
Slika 12: Usporedba ulaznih i izlaznih trokuta brzina na rotoru akcijskog stupnja.....	29
Slika 13: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz više akcijskih stupnjeva turbine	30
Slika 14: Idealni trokut brzina za akcijski stupanj	31

Slika 15: Trokuti brzina na na reakcijskom stupnju (ulaz i izlaz iz rotora)	32
Slika 16: Usporedba ulaznih i izlaznih trokuta brzina na rotoru reakcijskog stupnja.....	32
Slika 17: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz dva reakcijska stupnja turbine	34
Slika 18: Idealni trokut brzina za reakcijski stupanj s $R=0.5$	34
Slika 19: Usporedba stupnjeva korisnosti akcijskog i reakcijskog stupnja s obzirom na omjer obodne i ulazne apsolutne brzine	36
Slika 20: Shema Curtisovog stupnja	37
Slika 21: Promjena tlaka i apsolutne brzine kroz Curtisov stupanj.....	38
Slika 22: Idealni trokut brzina za Curtisov stupanj	38
Slika 23: Lopatica aksijalne turbine sa svojim glavnim segmentima	40
Slika 24: Duge turbinske lopatice uvijenih listova.....	41
Slika 25: Aksijalni korijeni lopatica.....	42
Slika 26: Glavne dimenzije profila.....	43
Slika 27: Prikaz male i velike popunjenosti rotorskog dijela stupnja za isti oblik profila lopatice ...	44
Slika 28: Modificirani Creality Ender 3 Pro na kojemu su izrađivani testni modeli	47
Slika 29: Replika jednostavnog aerotunela braće Wright	48
Slika 30: Zatvoreni zračni tunel	49
Slika 31: Otvoreni aerotunel	50
Slika 32: Aerotunel AF1300S korišten za testiranje modela lopatica.....	51
Slika 33: Trokuti brzina statorske i rotorske lopatice. Ne predstavljaju testirane lopatice već služe kao ogledni primjer.	53
Slika 34: Modeliranje statorske lopatice u Ansys BladeGen-u.....	55
Slika 35: Statorska kaskada.....	55
Slika 36: Testni model statorske kaskade na nosaču u testnoj sekciji	56
Slika 37: Testiranje aerodinamičkih karakteristika statorske kaskade uz vizualizaciju protoka dimom	58
Slika 38: Trokut brzina na ulasku u rotor.....	59
Slika 39: Ulazni trokut brzina u rotor sa modificiranim intenzitetom obodne brzine (druga iteracija ulaznog trokuta).....	61
Slika 40: Shematski prikaz idealnog izlaznog trokuta brzina	62
Slika 41: Profil A modeliran u Ansys BladeGen-u	63
Slika 42: Kaskada rotora s lopicama profila A.....	64

Slika 43: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa A u aerotunelu	65
Slika 44: Izlazni trokut brzina za rotorski profil A	66
Slika 45: Komponente izlaznog trokuta brzina	67
Slika 46: Profil B modeliran u Ansys BladeGen-u	68
Slika 47: Kaskada rotora s lopaticama profila B	69
Slika 48: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa B u aerotunelu	70
Slika 49: Izlazni trokut brzina za rotorski profil B.....	71
Slika 50: Profil C modeliran u Ansys BladeGen-u	72
Slika 51: Kaskada rotora s lopaticama profila C.....	73
Slika 52: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa C u aerotunelu	74
Slika 53: Izlazni trokut brzina za rotorski profil C.....	75
Slika 54: Profil D modeliran u Ansys BladeGen-u	76
Slika 55: Kaskada rotora s lopaticama profila D.....	77
Slika 56: Isprintani model stupnja sa rotorskim profilima tipa D u aerotunelu	78
Slika 57: Izlazni trokut brzina za rotorski profil C.....	79
Slika 58: Kutovi izlazne relativne brzine iz testiranih rotorskih kaskada	82
Slika 59: Intenzitet povećanja relativne brzine na testiranim rotorskim kaskadama	82
Slika 60: Specifičan rad ostvaren na testiranim rotorskim kaskadama	84

13. Popis tablica

Tablica 1: Parametri strujanja u podzvučnom i nadzvučnom režimu	19
Tablica 2: Parametri trokuta brzina na ulazu u rotor.....	80
Tablica 3: Parametri trokuta brzina na izlazu iz rotora	81
Tablica 4: Odnosi apsolutnih brzina.....	83
Tablica 5: Specifični radovi testiranih rotorskih kaskada	84

Sažetak s ključnim riječima

Ovaj diplomski rad za cilj ima analizirati utjecaj geometrije profila lopatica na performanse turbinskog stupnja. U svrhu dobivanja svih parametara potrebnih za izradu ulaznih i izlaznih trokuta brzina, kaskade sa različitim profilima su 3D printane te postavljene u aerotunel gdje su podvrgnute struji zraka koja simulira uvjete strujanja radnog fluida u plinskoj turbini. Na temelju izmjerenih brzina strujanja na ulasku i izlasku iz stupnja moguće je napraviti trokut brzina na temelju čijih se komponenata analiziraju specifičan rad, stupanj iskoristivosti i ostali parametri turbinskog stupnja. Odnosi između brzina su isti kao oni u pravoj turbini odnosno statorska kaskada ubrzava a rotorska usporava brzinu strujanja zraka što dokazuje valjanost dizajna. Izrađena je jedna statorska kaskada koja se pojedinačno kombinirala sa ukupno četiri različito izrađene rotorske kaskade sa kojima je tvorila turbinski stupanj.

Ključne riječi: lopatica, profil, aerotunel, 3D print, trokut brzina, plinska turbina

Abstract and key words

The aim of this thesis is to analyze the influence of blade profile geometry on turbine stage performance. In order to obtain all the parameters needed to create input and output velocity triangles, cascades with different blade profiles were 3D printed and placed in the wind tunnel in which they were subjected to an air stream that simulates the conditions of the flow of the working fluid in a gas turbine. Based on measured flow velocities at the entrance and exit of the stage, it is possible to create a velocity triangle and then use its components to calculate specific work, efficiency and other parameters of a turbine stage. The relations between velocities are the same as the ones in real turbine, i.e., stator cascade increases and rotor cascade decreases the flow velocity, which proves the validity of the design. One stator cascade was created and was individually combined with total of four different made rotor cascades with which it formed a turbine stage.

Key words: blade, profile, wind tunnel, 3D print, velocity triangle, gas turbine