

Poboljšanje geometrije difuzora vodne turbine korištenjem J-utora

Petric, Leona

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:190:109923>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-05**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**POBOLJŠANJE GEOMETRIJE DIFUZORA VODNE TURBINE
KORIŠTENJEM J-UTORA**

Rijeka, studeni 2023.

Leona Petrc

0069083624

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**POBOLJŠANJE GEOMETRIJE DIFUZORA VODNE TURBINE
KORIŠTENJEM J-UTORA**

Mentor: prof. dr. sc. Zoran Čarija

Komentor: dr. sc. Ivana Lučin

Rijeka, studeni 2023.

Leona Petrc

0069083624

Rijeka, 14. ožujka 2023.

Zavod: **Zavod za mehaniku fluida i računalno inženjerstvo**
Predmet: **Računarska dinamika fluida**
Grana: **2.15.04 mehanika fluida**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Leona Petrc (0069083624)**
Studij: **Sveučilišni diplomski studij strojarstva**
Modul: **Računarska mehanika i inženjerstvo**

Zadatak: **Poboljšanje geometrije difuzora vodne turbine korištenjem J-utora /
Improvement of Water Turbine Diffuser Geometry Using J-Section**

Opis zadatka:

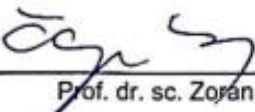
U sklopu diplomskog rada upotrebom dostupnih CAD alata potrebno je definirati geometriju difuzora vodne turbine s dodatkom utora. Za originalni model difuzora i za poboljšani model difuzora potrebno je generirati numeričku mrežu, pripremiti simulaciju i provesti numeričku analizu. Potrebno je izvršiti usporedbu strujanja fluida u obje izvedbe te kvantificirati utjecaj modifikacija na performanse difuzora.

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

Leona Petrc


Zadatak uručen pristupniku: 20. ožujka 2023.

Mentor:


Prof. dr. sc. Zoran Čarija

Lučin
Dr. sc. Ivana Lučin (komentor)

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:


Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

IZJAVA

Sukladno članku 8. Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku studija diplomskih sveučilišnih studija Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, izjavljujem da sam samostalno izradio diplomski rad prema zadanom zadatku.

Rad sam izradila prema zadatku Povjerenstva za završne ispite sveučilišnog studija strojarstva pod vodstvom mentora prof. dr. sc. Zorana Čarije i komentora dr. sc. Ivane Lučin.

Rijeka, 6. studeni 2023.

Leona Petrc

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Zoranu Čariji, te komentoru dr. sc. Ivani Lučin te Anti Sikirici na količini vremena, strpljenja i znanja koje su nesebično dijelili tijekom izrade ovog diplomskog rada.

Ipak najveća zahvala ide mojoj obitelji koji su me bodrili u teškim razdobljima tijekom studiranja i vjerovali u moj uspjeh. Veliko hvala i mojim kolegama sa smjera, a posebno Ivoru i Leonu na svoj pomoći tijekom studiranja, na zajedničkim učenjima, ali prije svega prijateljstvu za cijeli život.

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. HIDROELEKTRANA RIJEKA	3
3. DIFUZOR	6
3.1. Ravni ili stožasti konični difuzor	7
3.2. Koljenasti difuzor	8
3.3. Prošireni difuzor	8
3.4. Moody-ev difuzor	9
3.5. Princip rada difuzora	10
4. GUBICI U TURBINI.....	13
4.1. Gubici u difuzoru.....	14
5. KAVITACIJA.....	19
5.1. Tipovi kavitacije	20
5.2. Negativni efekti kavitacije.....	23
5.3. Djelovanje kavitacije na konstrukcijske veličine	24
5.4. Metode smanjivanja kavitacije	27
6. NUMERIČKA ANALIZA STUJANJA KROZ DIFUZOR TURBINE.....	31
6.1. Izrada geometrije	31
6.2. Izrada numeričke mreže.....	33
6.3. Postavke simulacije	36
7. REZULTATI.....	37
7.1. Usporedba statičkih tlakova.....	37
7.2. Usporedba brzina	40
7.3. Strujnice.....	42
7.4. Usporedba koeficijenta gubitaka C_d i koeficijenta oporavka tlaka C_p	45
8. ZAKLJUČAK	49
9. LITERATURA	50

10.	POPIS OZNAKA	52
11.	POPIS SLIKA	54
12.	POPIS TABLICA.....	56
13.	SAŽETAK.....	57
14.	ABSTRACT	58

1. UVOD

Izvore energije možemo podijeliti na obnovljive i neobnovljive. Pod neobnovljive izbore energije spadaju fosilna i nuklearna goriva. U obnovljive izvore energije ubrajamo sunčevu energiju, energiju vjetra, energiju vode, geotermalnu energiju i energiju iz biomase. Nalazišta i zalihe neobnovljivih izvora su ograničene te podložne konačnom iscrpljivanju, dok su obnovljivi izvori neiscrpn. Uz neiscrpnost, jedna od prednosti je što nema emitiranja otpadne topline i plinova što je uobičajeno za postrojenja na fosilna goriva. Fosilna goriva su glavni uzročnici onečišćenja zraka, globalnog zatopljenja i kiselih kiša stoga u svijetu postoje sve veći zahtjevi za iskorištavanjem vodne energije [1]. Prema podacima iz Eurostat-a u Hrvatskoj čak 53.5% proizvedene električne energije dolazi iz obnovljivih izvora energije. Tom postotku najviše pridonosi električna energija proizvedena u 17 velikih hidroelektrana (više od 10 MW), 20 malih hidroelektrana (od 0.5 do 10 MW) te nekoliko mini (od 0.1 do 0.5 MW) i mikro hidroelektrana (od 5 do 100 kW) [2].

Jedan od glavnih problema koji se pojavljuje kod turbina u hidroelektrana je pojava kavitacije. Kavitacija je pojava vodene pare koja nastaje ukoliko je tlak vode jednak ili manji od tlaka zasićenja vodene pare. Stvaraju se mjehurići te dolazi do implozije tih mjehurića. Implozije generiraju tlačne valove, visokih frekvencija koji uzrokuju oštećenja na hidrauličkim strojevima i pad snage vodne turbine. Kavitacije se često pojavljuje u blizini rotorskih lopatica i u difuzoru. U difuzoru se pojavljuje vrtloženje što uzrokuje fluktuacije u struji fluida, ali i druge negativne posljedice poput vibracija i šumova [3].

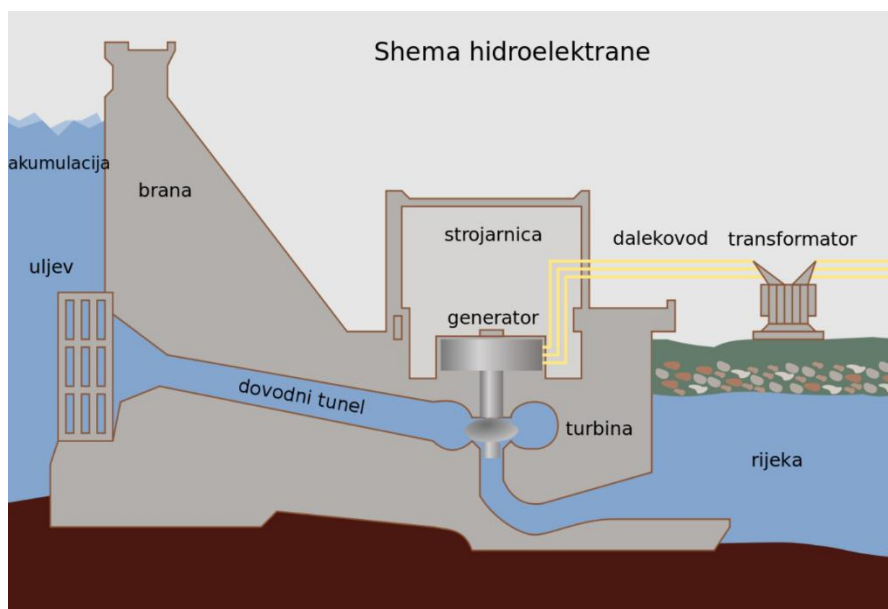
Kako bi se smanjila pojava kavitacije samim time i negativne posljedice koje uzrokuje, postoje različiti postupci poput upuhivanja zraka, ubrizgavanja vodenog mlaza, prilagodbe geometrije difuzora itd. Jedna od metoda prilagodbe geometrije difuzora je korištenje J-utora. J-utori su skupina utora koja se postavlja na ulaz difuzora. Navedenim proširenjima geometrije omogućava se smanjenje kavitacije te je stoga potrebno evaluirati utjecaj na ostale karakteristike rada difuzora. U ovom diplomskom radu analizirati ćemo utjecaj različitih geometrija J-utora na pad tlaka i gubitke u difuzoru.

U drugom poglavlju opisana je hidroelektrana Rijeka čija geometrija difuzora je korištena za ispitivanje različitih varijanti J-utora. U trećem poglavlju opisan je princip rada difuzora te je dan kratki opis pojedinih vrsta difuzora. Četvrto poglavlje posvećeno je opisima gubitaka koji se pojavljuju u samoj turbini te difuzoru. U petom poglavlju opisan je proces nastanka kavitacije, vrste kavitacije, djelovanje kavitacije na konstrukcijske veličine, negativni učinci kavitacije te

metode smanjenja kavitacije. U šestom poglavlju odabrane su različite geometrije J-utora, generirana je numerička mreža te je provedena numerička analiza pomoću računalnog programa Ansys Fluent. U sedmom poglavlju prikazani su dobiveni rezultati simulacija. Napravljene su usporedbe statičkih tlakova i brzina za sve geometrije, dok je strujanje fluida vizualizirano pomoću strujnica. Provedeni su izračuni koeficijenta gubitaka i koeficijenta oporavka tlaka te je kvantificiran utjecaj modifikacija na performanse difuzora.

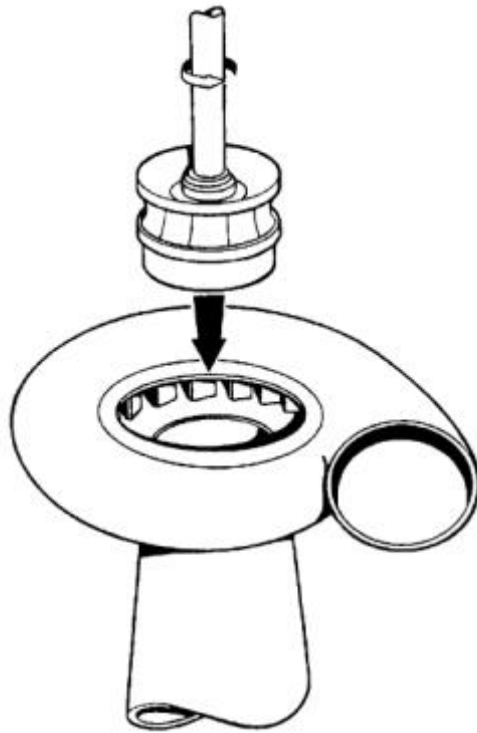
2. HIDROELEKTRANA RIJEKA

Hidroelektrana je građevina za proizvodnju električne energije koja u svom proizvodnom postrojenju sadrži barem jednu proizvodnu jedinicu pretvorbe potencijalne i/ili kinetičke energije vode u električnu energiju. Potencijalna i/ili kinetička energija vode se prvo pretvara u mehaničku rotacijsku energiju pomoću vodnih turbina. Mehanička rotacijska energija se zatim vratilom prenosi do generatora gdje se pretvara u električnu energiju. Glavne dijelove hidroelektrane sačinjavaju brana, dovod vode, zahvat, tlačni cjevovod, vodna komora, generator, vodne turbine, strojarnica, rasklopno postrojenje i odvod vode.



Slika 2.1. Shema hidroelektrane [4]

Vodna turbina je rotacijski hidraulički stroj u kojem se potencijalna energija vode pretvara u kinetičku energiju, a zatim se promjenom količine gibanja vode u radnom kolu kinetička energija pretvara u mehanički rad koji služi za pogon električnog generatora. Francis-ova turbina je reakcijska turbine te se pretvorba potencijalne energije vode u kinetičku energiju događa djelomično u statorskim, a djelomično u rotorskim lopaticama turbine [3]. Francis-ova turbina spada u red radijalnih, radijalno-aksijalnih vodnih turbina.



Slika 2.2. Francis-ova turbina [3]

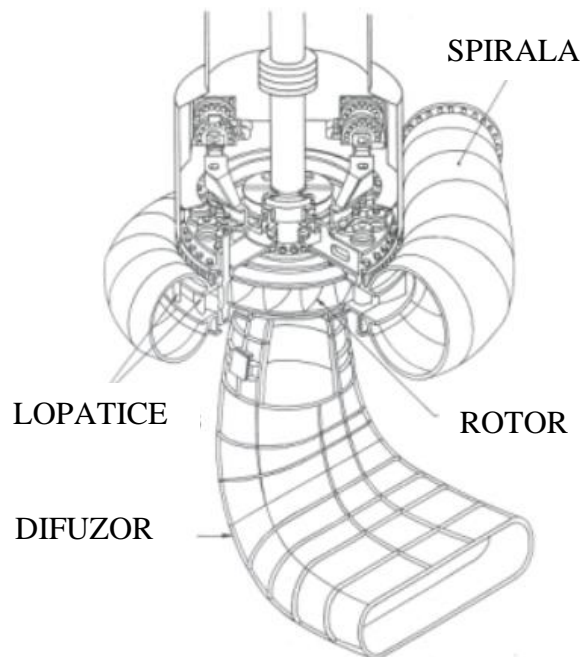
Hidroelektrana Rijeka je protočna hidroelektrana koja koristi hidroenergetski potencijal rijeke Rječine koja izvire na nadmorskoj visini od 326 m te nakon 18 km utječe u more u gradu Rijeci. S proizvodnjom električne energija započinje 1968. godine. Zahvat vode smješten je nekoliko kilometara uzvodnije na koritu Rječine na nadmorskoj visini 229,5 m. Izgradnjom brane visine 35 metara kod sela Grohova napravljeno je umjetno jezero korisnog obujma 470 000 m³. Čelični tlačni cjevovod promjera je 2,3 m pri vrhu i 2,2 m pri dnu, dugačak je 803 m i položen u kosi rov. Ispred same strojarnice koja se nalazi na 5 metara nadmorske visine tlačni cjevovod račva se na dvije proizvodne jedinice. Hidroelektrana Rijeka posjeduje dvije Francis-ove turbine snage 19,8 MW, instaliranog protoka 10,5 m³/s sa predturbinskim kuglastim zatvaračem, regulatorom i tlačnom napravom. Ukupna instalirana snaga hidroelektrane Rijeka iznosi 36,8 MW te se godišnje prosječno proizvede 85 GWh električne energije [18].



Slika 2.3. Brana hidroelektrane Rijeka

3. DIFUZOR

Difuzor ili odsisna cijev sastavni je dio svake hidroelektrane s reakcijskom vodnom turbinom. Ovisno o vrsti turbine koja je instalirana u hidroelektranu, koristi se jedna od različitih izvedbi difuzora koje će biti opisane kasnije kroz poglavlje. Prva zadaća difuzora je transport vode od izlaznog presjeka rotora do donje vode. Postavljanje turbine iznad razine donje vode bez gubitaka raspoloživog tlaka omogućava upravo difuzor. Pad tlaka na ulaznom presjeku difuzora posljedica je postavljanja vodne turbine iznad donje razine vode. Pad tlaka može biti veći ili manji, a to ovisi o razlici visine turbine i donje vode. Manja razlika između visine turbine i donje vode pridonosi manjem padu tlaka. Postavljanje turbine na različitim visinama između gornje i donje vode ne utječe na raspoloživi neto pad vode. Razliku između gornje i donje vode nazivamo bruto padom, dok bruto pad umanjen za gubitke dovoda i odvoda vodne turbine nazivamo neto padom [7]. Druga zadaća difuzora je smanjenje gubitaka izlazne energije, povećavajući ukupni stupanj iskoristivosti vodne turbine. Povećanjem površine poprečnog presjeka difuzora od ulaznog do izlaznog dijela smanjuje se brzina i povećava se tlak. Tako oblikovana geometrija difuzora smanjuje kinetičku energiju vode. Vertikalni dio difuzora izrađuje se od čelika, dok se koljeno i horizontalni dio difuzora izrađuje od betona. Dimenzije difuzora i vrsta difuzora najčešće su definirane od strane proizvođača vodne turbine.



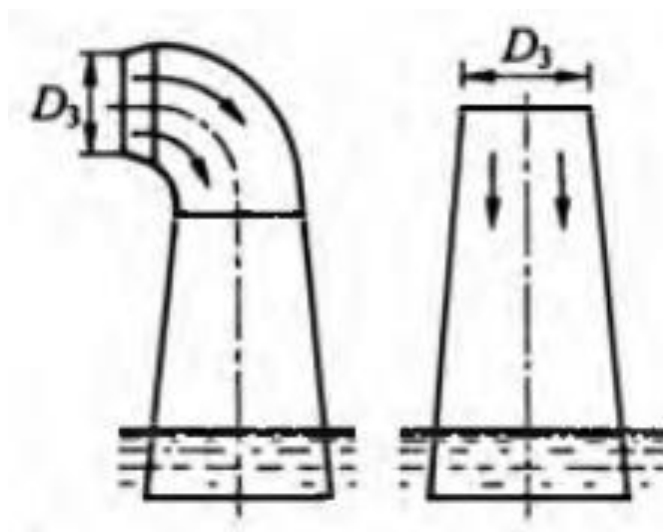
Slika 3.1. Francis-ova turbina s difuzorom [8]

Vrste difuzora možemo podijeliti u 4 glavne vrste [5]:

- Ravni ili savinuti konični difuzor
- Koljenasti difuzor
- Prošireni difuzor
- Moody-ev difuzor

3.1. Ravni ili stožasti konični difuzor

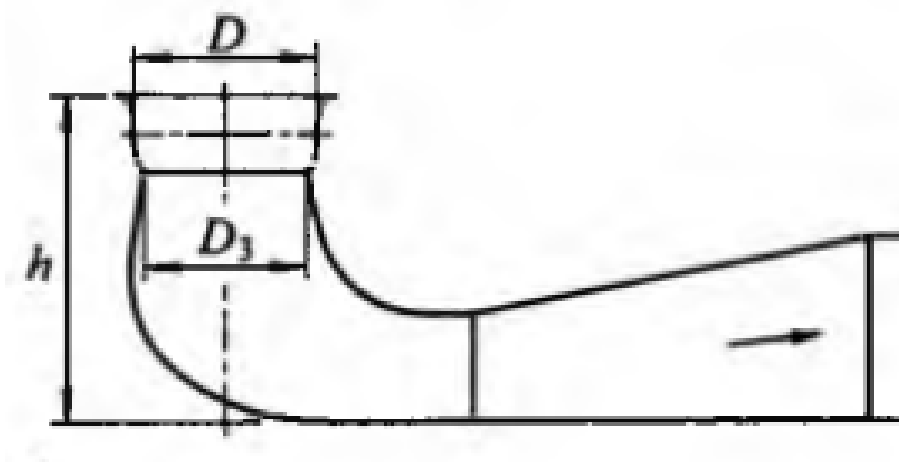
Najjednostavniji oblik difuzora je ravni konični difuzor. Voda se odvodi vertikalno prema dolje do donje vode. Površina poprečnog presjeka ravnog koničnog difuzora se povećava linearno od ulaznog prema izlaznom presjeku. U usporedbi s preostalim vrstama difuzora gubici nastali zbog trenja su najmanji, dok je brzina strujanja vode je uniformna. Zbog velikih hidrauličkih gubitaka koji nastaju ovakav tip difuzora najčešće se koristi kod manjih vodnih turbina te velikih vodnih turbina s horizontalno postavljenim vratilom. Stožasti ili savinuti difuzor razlikuje se od ravnog koničnog difuzora u ulaznom presjeku. Ulazni presjek stožastog difuzora je kružnog poprečnog presjeka, a kao i kod ravnog difuzora površina poprečnog presjeka se linearno povećava. Brzina strujanja vode kod stožastog difuzora je neuniformna, stoga dolazi do većih gubitaka trenja pa se takav tip difuzora često koristi kod manjih vodnih turbina s horizontalno postavljenim vratilom. Na slici 3.2. prikazan je ravni i stožasti konični difuzor.



Slika 3.2. Stožasti (lijevo) i ravni (desno) konični difuzor [5]

3.2. Koljenasti difuzor

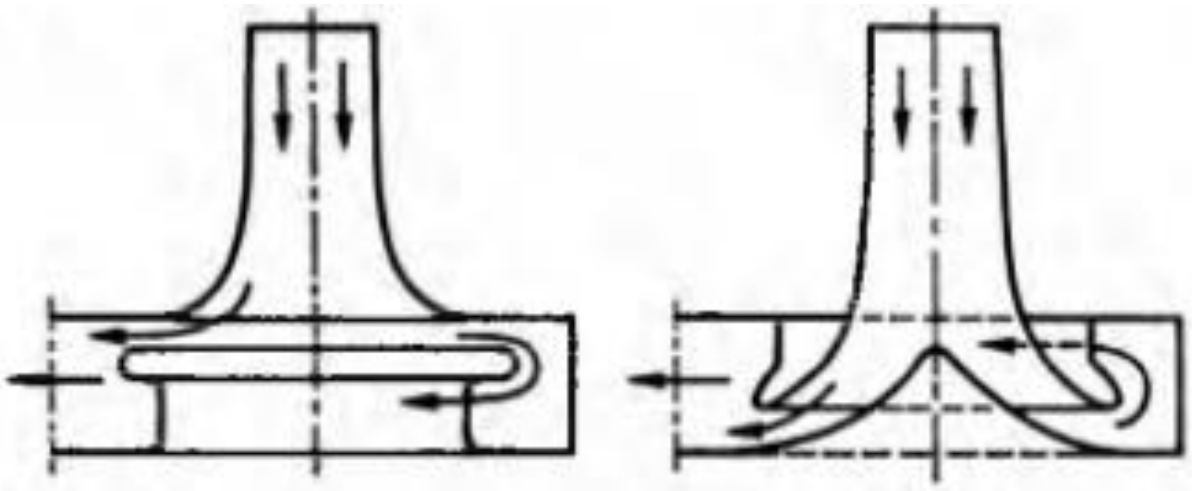
Koljenasti difuzor sadrži vertikalni dio koji čini ulazni presjek te horizontalni dio koji čini izlazni presjek. Površina poprečnog presjeka vertikalnog dijela difuzora povećava se od ulaznog do izlaznog presjeka te je po konstrukciji vrlo sličan ravnom koničnom difuzoru. U vertikalnom dijelu difuzora dolazi do djelomičnog pada brzine. Promjena smjera vode iz vertikalnog u horizontalni smjer sa zakretanjem pod kutom od 90° događa se u koljenastom dijelu difuzora. Horizontalni dio koljenastog difuzora je najčešće pravokutnog poprečnog presjeka te se kao i horizontalni širi od ulaznog prema izlaznom presjeku. Za razliku od ravnog koničnog difuzora, koljenasti difuzor se postavlja na manju dubinu što doprinosi smanjenju troškova i radova, a učinkovitost doseže do 75%. Na slici 3.3. nalazi se primjer koljenastog difuzora.



Slika 3.3. Koljenasti difuzor [5]

3.3. Prošireni difuzor

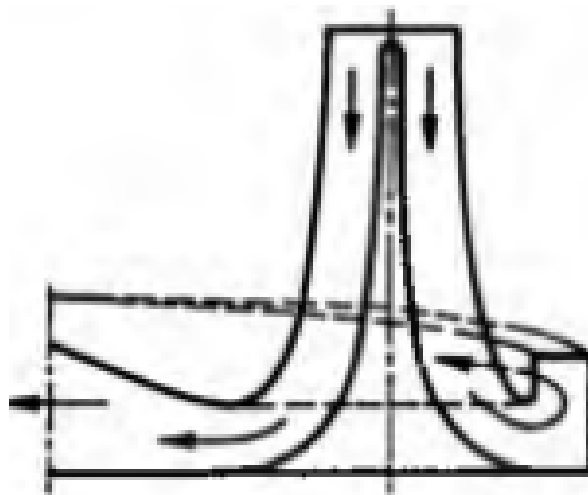
Kraća verzija ravnog koničnog difuzora naziva se prošireni difuzor. Glavna razlika između ravnog koničnog i proširenog difuzora je u povećavanju površine poprečnog presjeka koja se u slučaju proširenog difuzora događa eksponencijalno. Prošireni difuzor se koristi kada je kut difuzora α veći od 8° te ukoliko je potreban kratki difuzor s malim hidrauličkim gubicima. Kada želimo postići stabilniji rad s manje vibracija u središnji dio difuzora se ciljano pušta mala količina zraka. Na slici 3.4. nalaze se dvije vrste proširenog difuzora.



Slika 3.4. Prošireni difuzor [5]

3.4. Moody-ev difuzor

Moody-ev difuzor nazivamo i difuzor s razdvajanjem toka vode. Difuzor s razdvajanjem toka vode ima jedan ulazni presjek, dok mu je izlazni podijeljen u dva dijela i na taj način razdvaja tok vode. Konstrukcija Moody-evog difuzora s čvrstom jezgrom smanjuje nastajanje vrtloga vode na ulazu u difuzor. Čvrsta jezgra kroz cijeli difuzor dobiva se ukoliko se srednji stožac difuzora postavi odmah nakon rotora turbine. Srednji stožac u nekim izvedbama može biti i niže postavljen. Na slici 3.5. prikazan je Moody-ev difuzor.



Slika 3.5. Moody-ev difuzor [5]

3.5. Princip rada difuzora

Princip rada difuzora opisan je korištenjem Bernoulijeve jednadžbe kroz različite presjeke (3.1).

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \left[H_s - \left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - h_f \right) \right] \quad (3.1)$$

gdje je:

p_1 – tlak na ulaznom presjeku difuzora [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m³]

g – ubrzanje sile teže [m/s²]

p_{atm} – atmosferski tlak [Pa]

H_s – visina postavljanja turbine iznad donje vode [m]

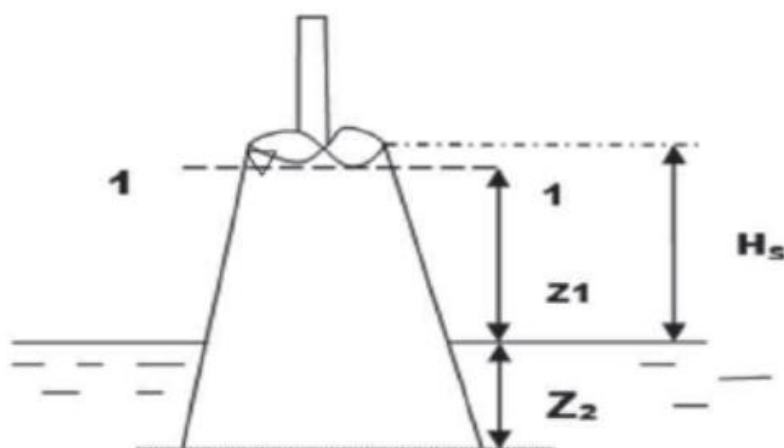
α_1 – faktor korekcije brzine na ulaznom presjeku difuzora

α_2 – faktor korekcije brzine na izlaznom presjeku difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

h_f – gubitak pada vode [m]



Slika 3.6. Shema difuzora [6]

Iz jednadžbe (3.1) vidljivo je da difuzor stvara zonu niskog tlaka ispod rotora turbine koji turbina može iskoristiti. Na slici 3.6. prikazan je presjek 1-1 gdje dolazi do stvaranja potlaka. Potlak se sastoji od pada statičkog tlaka (H_s) koji je neovisan o protoku i pada dinamičkog tlaka ($\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - h_f$) koji je ovisan o protoku.

Povećanjem kuta difuzora i/ili povećanjem duljine difuzora dolazi do povećanja pada dinamičkog tlaka. Povećanjem pada dinamičkog tlaka dolazi i do povećanja hidrauličkih gubitaka. Optimalnim kutom i duljinom difuzora maksimizirati ćemo pad tlaka nakon rotora i time stvoriti efikasni difuzor. Pomoću četiri jednadžbe opisana su svojstva difuzora [6] :

1. Stvarni oporavak tlaka

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho \frac{\alpha_1 v_1^2}{2}} \quad (3.2)$$

gdje je:

C_p – stvarni oporavak tlaka

p_1 – tlak na ulaznom presjeku difuzora [Pa]

p_2 – tlak na izlaznom presjeku difuzora [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

α_1 – faktor korekcije brzine na ulaznom presjeku difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

2. Idealan oporavak tlaka

$$C_{pi} = 1 - \frac{\alpha_2 v_2^2}{\alpha_1 v_1^2} = 1 - \frac{\alpha_2 A_1^2}{\alpha_1 A_2^2} \quad (3.3)$$

gdje je:

C_{pi} – idealni oporavak tlaka

α_1 – faktor korekcije brzine na ulaznom presjeku difuzora

α_2 – faktor korekcije brzine na izlaznom presjeku difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

A_1 – površina ulaznog poprečnog presjeka [m²]

A_2 – površina izlaznog poprečnog presjeka [m²]

3. Efikasnost difuzora

$$\eta_{cp} = \frac{C_p}{C_{pi}} \quad (3.4)$$

gdje je:

η_{cp} – efikasnost difuzora

C_p – stvarni oporavak tlaka

C_{pi} – idealni oporavak tlaka

4. Faktor gubitka

$$\zeta = C_{pi} - C_p = 1 - \frac{\alpha_2 A_1^2}{\alpha_1 A_2^2} - C_p = 1 - \frac{\alpha_2 v_2^2}{\alpha_1 v_1^2} - C_p \quad (3.5)$$

gdje je:

ζ – faktor gubitka

C_p – stvarni oporavak tlaka

C_{pi} – idealni oporavak tlaka

α_1 – faktor korekcije brzine na ulaznom presjeku difuzora

α_2 – faktor korekcije brzine na izlaznom presjeku difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

A_1 – površina ulaznog poprečnog presjeka [m²]

A_2 – površina izlaznog poprečnog presjeka [m²]

4. GUBICI U TURBINI

Gubitke kod vodnih turbina prema načinu nastajanja možemo podijeliti na hidrauličke, volumetričke i mehaničke gubitke. Hidraulički gubici nastaju kao posljedica strujanja fluida i nije ih moguće izbjeći, ali pravilnom konstrukcijom raznih hidrauličkih dijelova moguće ih je minimizirati. Hidrauličke gubitke možemo podijeliti na gubitke uslijed odvajanja struje (sudarni gubici) i na gubitke trenja. Gubitke u difuzoru smatramo hidrauličkim gubicima. Volumetrički gubitci nastaju kada se fluid giba iz područja višeg tlaka u područje nižeg tlaka, a da prilikom toga ne protekne kroz međulopatični kanal. Radi smanjene količine radno sposobnog fluida, posljedica ovakvog prestrujavanja je gubitak snage. Volumetričke gubitke možemo smanjiti pravilnim dosjedom nepomičnih i rotirajućih dijelova te korištenjem labirintnih brtvi koje prigušenjem bitno smanjuju količinu prestrujanog fluida. Mehanički gubici nastaju trenjem u ležajevima vratila, trenjem vode u prostoru između obočja i rotora te uslijed pogona pomoćnih mehanizama. Povećavanjem mehaničkih gubitaka povećava se i energija oduzeta vodi sa savladavanje istih. Zbroj hidrauličkih, volumetričkih i mehaničkih gubitaka nazivamo ukupnim gubicima. Omjer snage dobivene na vratilu (ispred generatora) i hidrauličke snage fluida nazivamo ukupnom korisnosti. Umnožak hidrauličke, volumetričke i mehaničke korisnosti jednak je ukupnoj korisnosti (4.1).

$$\eta = \frac{P}{P_{hid}} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (4.1)$$

gdje je:

η – ukupna korisnost [/]

P – snaga dobivena na vratila [W]

P_{hid} – hidraulička snaga fluida [W]

η_h – hidraulička korisnost [/]

η_v – volumetrička korisnost [/]

η_m – mehanička korisnost [/]

4.1. Gubici u difuzoru

Gubici u difuzoru su posljedica gubitaka trenja i gubitaka uslijed odvajanja struje fluida od čvrste stijenke. Gubitke odvajanja moguće je izbjeći pravilnom konstrukcijom difuzora. Kod difuzora koji su izvedeni u obliku zavoja koljeno predstavlja dodatni lokalni otpor kojeg treba dodati gubicima trenja. Izrazom (4.2) opisani su gubici u difuzoru [3]:

$$H_{gub,dif} = k_{dif} \frac{v_1^2}{2g} \quad (4.2)$$

gdje je:

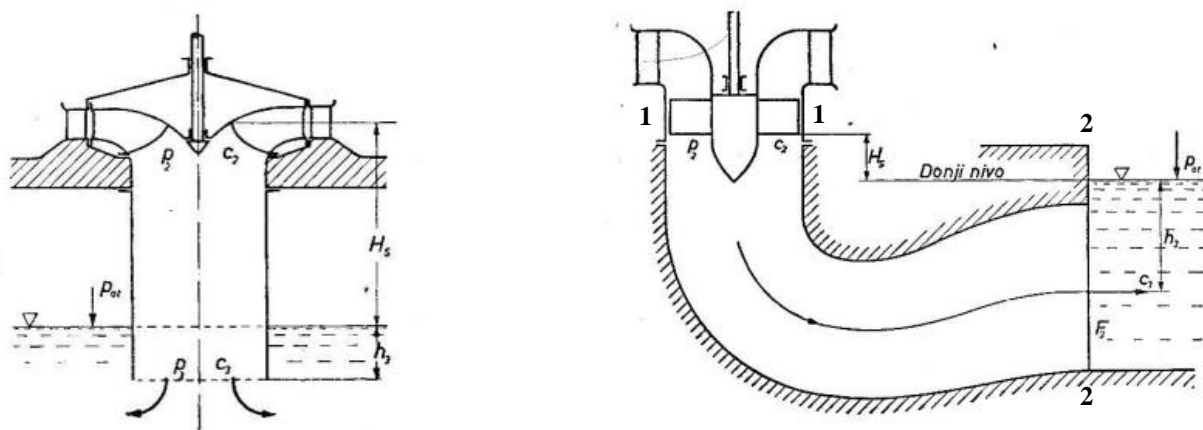
$H_{gub,dif}$ – gubici u difuzoru [m]

k_{dif} – koeficijent lokalnog otpora difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

g – ubrzanje sile teže [m/s²]

Iskorištavanjem ukupnog pada vode smanjujemo izlazne gubitke. Turbinu postavljamo iznad donje razine vode te ugradnjom difuzora iskoristavamo ukupni pad vode stvaranjem neprekinutog toka vode. Povećanjem poprečnog presjeka difuzora od ulaznog k izlaznom presjeku oduzima se kinetička energija vode u obliku brzine te na taj način utječe na smanjenje gubitaka. Zaključujemo kako je najmanja brzina vode na samom izlazu iz difuzora.



Slika 4.1. Shema difuzora bez i s proširenjem izlaznog presjeka [3]

Na slici 4.1. definiran je ulazni presjek difuzora presjekom 1-1, dok je presjekom 2-2 označen izlazni presjek difuzora. Specifičnu energiju vode na ulaznom presjeku 1-1 (4.3) dobiti ćemo raspisivanjem Bernoulijeve jednadžbe:

$$e_1 = \frac{v_1^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} + g \cdot H_s \quad (4.3)$$

gdje je:

e_1 – specifična energija na ulaznom presjeku [J/kg]

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

p_a – atmosferski tlak [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m³]

g – ubrzanje sile teže [m/s²]

H_s – visina postavljanja turbine iznad donje vode [m]

Specifičnu energiju vode na izlaznom presjeku 2-2 (4.4) također dobivamo raspisivanjem Bernoulijeve jednadžbe:

$$e_2 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} - g \cdot z_2 \quad (4.4)$$

gdje je:

e_2 – specifična energija na izlaznom presjeku [J/kg]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

p_2 – tlak na sredini presjeka 3-3 [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m³]

g – ubrzanje sile teže [m/s²]

z_2 – dubina sredine presjeka 3-3 ispod razine donje vode [m]

Tlak na sredini presjeka 2-2 (p_2) može se izračunati pomoću jednadžbe (4.5) na način da se atmosferskom tlaku pribroji hidrostatski tlak. Hidrostatski tlak je tlak mirnog fluida uzrokovan njegovom težinom koji ovisi o gustoći fluida, ubrzanju sile teže i dubini na kojoj mjerimo.

$$p_2 = p_a + \rho \cdot g \cdot z_2 \quad (4.5)$$

Uvrštavajući izraz (4.5) u jednadžbu (4.4), dobiva se nova jednadžba (4.6) za specifičnu energiju na izlaznom presjeku (e_2):

$$e_2 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} \quad (4.6)$$

Uštedu na izlaznoj energiji korištenjem difuzora možemo izračunati oduzimajući jednadžbu za specifičnu energiju na izlaznom presjeku (4.4) od jednadžbe za specifičnu energiju na ulaznom presjeku (4.3), pritom uzimajući u obzir i gubitak koji se javlja instalacijom difuzora. Izraz za uštedu na izlaznoj energiji korištenjem difuzora (4.7) glasi:

$$\Delta e = e_1 - e_2 - e_{gub,dif} \quad (4.7)$$

$$\Delta e = g \cdot H_s + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} - g \cdot h_{gub,dif} \quad (4.8)$$

$$\Delta e = g \cdot H_s + \frac{Q^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) - g \cdot h_{gub,dif} \quad (4.9)$$

gdje je:

Δe – razlika specifičnih energija [J/kg]

e_2 – specifična energija na izlaznom presjeku [J/kg]

e_1 – specifična energija na ulaznom presjeku [J/kg]

$e_{gub,dif}$ – specifična energija difuzora [J/kg]

g – ubrzanje sile teže [m/s²]

H_s – visina postavljanja turbine iznad donje vode [m]

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

$h_{gub,dif}$ – visina gubitaka difuzora [m]

Q – volumni protok vode [m^3/s]

A_1 – površina ulaznog poprečnog presjeka [m^2]

A_2 – površina izlaznog poprečnog presjeka [m^2]

Prvi član jednadžbe (4.8) i (4.9) uštede na izlaznoj energiji zbog korištenja difuzora predstavlja uštedu energije iskorištavanjem ukupnog raspoloživog pada ($g \cdot H_s$). Bez korištenja difuzora nije moguće iskoristiti ukupni raspoloživi pad jer je turbina postavljena iznad razine donje vode.

Drugi član jednadžbe (4.8) predstavlja uštedu energije koja se događa smanjivanjem izlazne brzine vode te je uvijek pozitivnog predznaka ($\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$). Drugi član jednadžbe (4.9) predstavlja uštedu energije pri povećanju površine poprečnog presjeka od ulaznog prema izlaznom presjeku te je pozitivnog predznaka $\left(\frac{Q^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2}\right)\right)$. Površina poprečnog presjeka i brzina fluida su međusobno ovisni. Povećanjem površine izlaznog poprečnog presjeka u odnosu na ulazni poprečni presjek, izlazna brzina će se smanjivati u odnosu na ulaznu brzinu. Možemo zaključiti kako oba navedena člana iako u različitom zapisu daju istu uštedu energije. Shodno tome, idealni slučaj bi predstavljao beskonačno veliku površinu izlaznog poprečnog presjeka ($A_2 = \infty$), kod kojeg bi izlazna brzina bila jednaka 0 ($v_2 = 0$).

Treći član jednadžbe (4.8) i (4.9) predstavlja dodatni gubitak koji nastaje zbog same instalacije difuzora ($g \cdot h_{gub,dif}$) [3].

Kako bi dokazali postojanje potlaka u presjeku 1-1 postavljamo Bernoulijevu jednadžbu (4.10) od ulaznog presjeka 1-1 do izlaznog presjeka 2-2:

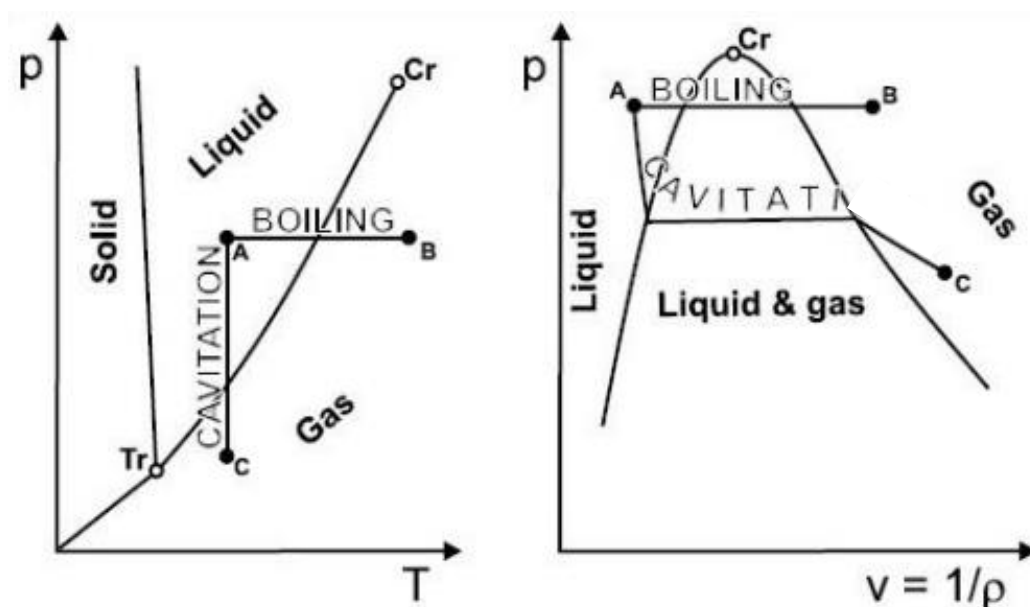
$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + H_s = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_a}{\rho \cdot g} + h_{gub,dif} \quad (4.10)$$

$$\frac{p_1 - p_a}{\rho \cdot g} = - \left(H_s + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} - h_{gub,dif} \right) \quad (4.11)$$

Iz jednadžbe (4.11) vidljivo je kako je član (H_s) pozitivan jer se turbina postavlja iznad donje vode. Član $\left(\frac{v_1^2}{2 \cdot g} - \frac{v_2^2}{2 \cdot g}\right)$ također je pozitivan jer je ulazna brzina veća od izlazne brzine s obzirom na konstrukciju difuzora. Rezultat razlike tlakova ($p_1 - p_a$) uvijek je manji od nule, pa možemo zaključiti da u presjeku 1-1 vlada potlak. Povećanjem iskoristivosti smanjuje se tlak na ulaznom presjeku 1-1 te se povećavamo mogućnost stvaranja kavitacije ukoliko tlak padne ispod kritičnog [3].

5. KAVITACIJA

Kavitacija je pojava vodene pare koja nastaje ukoliko je tlak vode jednak ili manji od tlaka zasićenja vodene pare. Opisuje prijelaz dijela tekućine (vode) u plinovitu fazu (vodena para) te naknadno prijelaz ponovno u tekuću fazu. Razlog pojave kavitacije leži u lokalnom smanjenju tlaka pri približno konstantnoj temperaturi. Proces „ključanje-isparavanje“ (eng. boiling) je sličan fenomen prelaska tekuće u plinovitu fazu, a posljedica je povećanja temperature pri konstantnom tlaku. Na slici 5.1. prikazana su oba fenomena kojima je zajedničko stvaranje pare u formi mjehurića.



Slika 5.1. Pojava kavitacije i isparavanja [3]

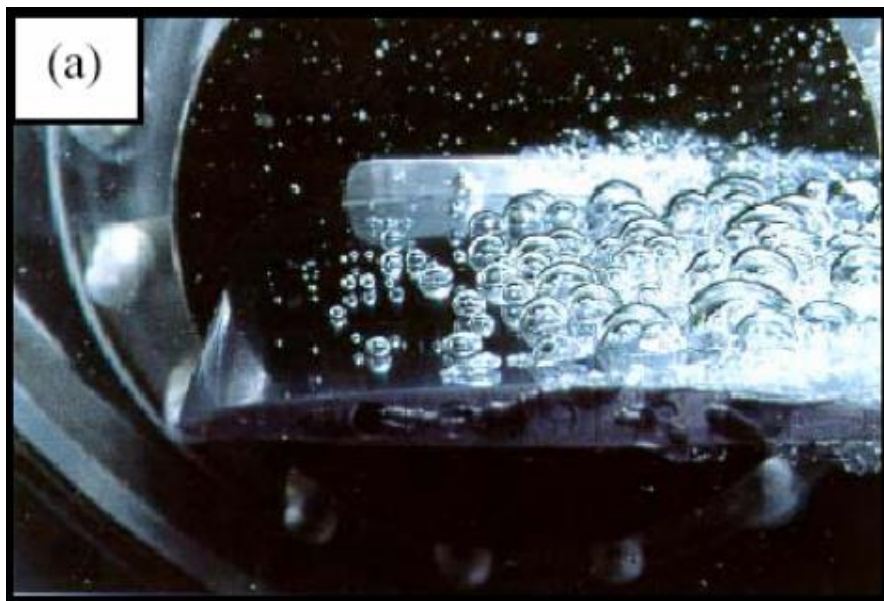
Na slici 5.1. točke T_r predstavlja trojnu točku dok C_r predstavlja kritičnu točku vode. Točkom A označeno je početno tekuće stanje vode. Za proces isparavanja potrebno je povećati temperaturu što predstavlja pomak prema točki B ili sniziti tlak što predstavlja pomak prema točki C i pojavu kavitacije. Naknadno povećanjem tlaka ponovno dolazimo u početno tekuće stanje u točki A. Samim time završavamo „ciklus“ kod pojave kavitacije jer smo opisali promjenu iz tekuće u plinovitu fazu i obrnuto. Posljednji stadij mjehurića je implozija samog mjehura. U području višeg tlaka mjehur pare kolabira te se praznina trenutno ispuni tekućinom sa svih strana prilikom čega nastaje jaki šok val koji može imati negativne posljedice. Implozija mjehura predstavlja jednu od najzanimljivijih pojava za promatranje i istraživanje. Kod hidrauličkih strojeva se pod pojmom

kavitacija podrazumijeva pojava diskontinuiteta ili mjehura pare u struji tekućine te nastaje pri okolišnoj temperaturi vode (5-20°C), ali pri znatno nižim tlakovima od atmosferskog tlaka.

5.1. Tipovi kavitacije

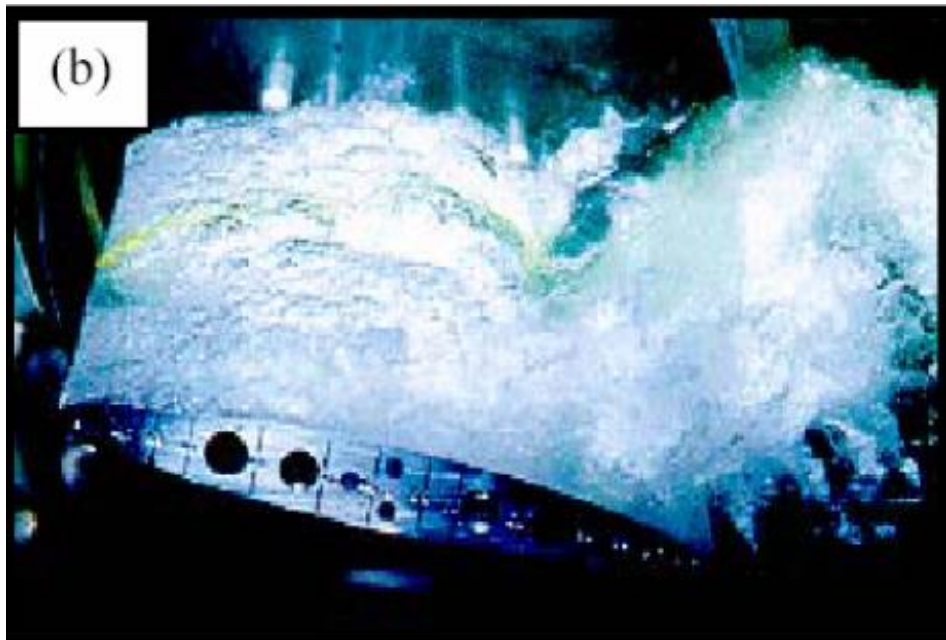
Ovisno o uvjetima strujanja i geometriji opstrujavanog tijela razlikujemo 5 tipova kavitacije [9]:

- a) Kavitacija putujućih mjehura je tip kavitacije u kojoj mjehuri nastaju u tekućini i gibaju se sa strujom fluida. Tako nastali mjehuri imaju tendenciju rasta s povećanjem opterećenja, stoga mogu imati promjer do nekoliko milimetara. Maksimalnu veličinu dosežu kada je stroj preopterećen te radi s maksimalnim protokom. Često se javlja kod nastrojavanja tekućine na hidro-profil sa malim upadnim kutem, a izazivaju eroziju oštrice i smanjuju učinkovitost stroja.



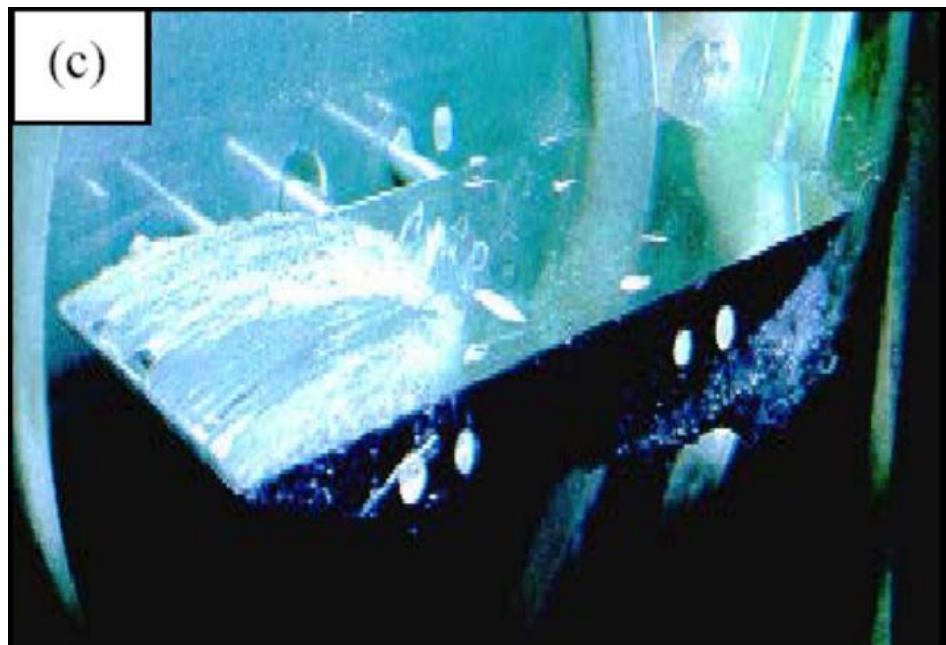
Slika 5.2. Kavitacija putujućih mjehura [9]

- b) Kavitacija u obliku oblaka je posljedica vrtložnosti koja se unosi u polje strujanja. Oblaci mjehura pare stvaraju se periodično što je posljedica nestacionarnosti. Stvara najviše problema poput buke, erozije materijala i vibracija.



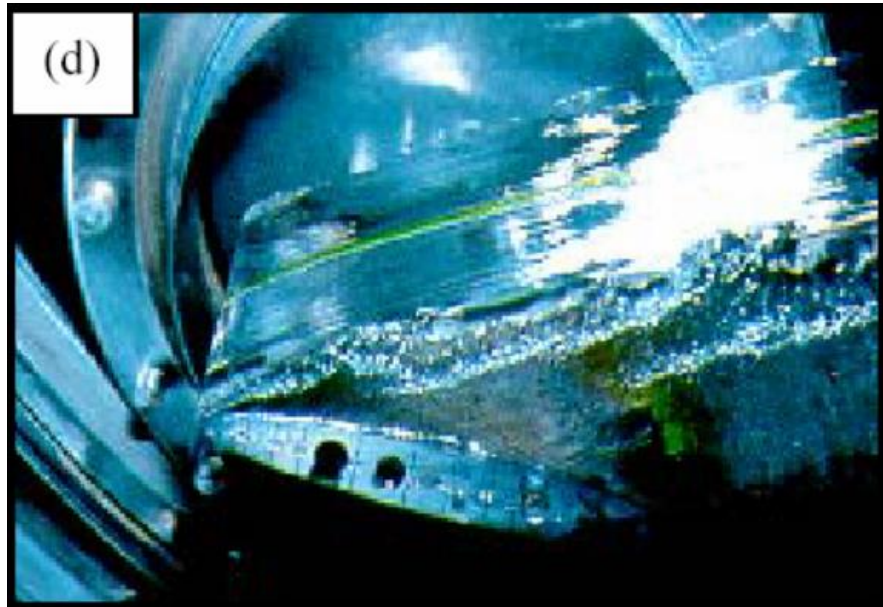
Slika 5.3. Kavitacija u obliku oblaka [9]

- c) Kavitacija u obliku zavjese je stacionarna u kvazi-stacionarnom smislu. Sučelje između tekuće i plinovite faze može biti glatko i transparentno ili može imati nepravilan oblik. Sučelje ima oblik ključajuće površine. Sučelje tekuće i plinovite faze postaje valovito te nestaje u području zatvaranja šupljina.



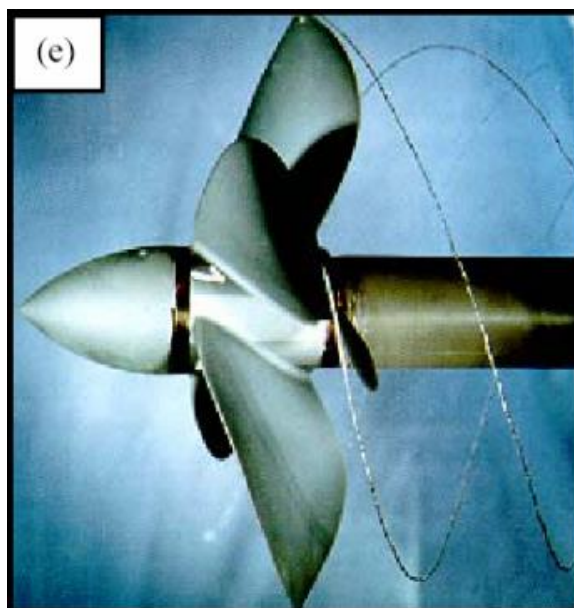
Slika 5.4. Kavitacija u obliku zavjese [9]

- d) Superkavitacija nastaje kada zavjesa mjehura pare u potpunosti okruži cijelo opstrujavano čvrsto tijelo. Postoji veoma oštra granica između tekuće i plinovite faze. Superkavitacijom možemo smanjiti viskozni otpor stoga se razmatrala kod nadzvučnih podvodnih projektila.



Slika 5.5. Superkavitacija [9]

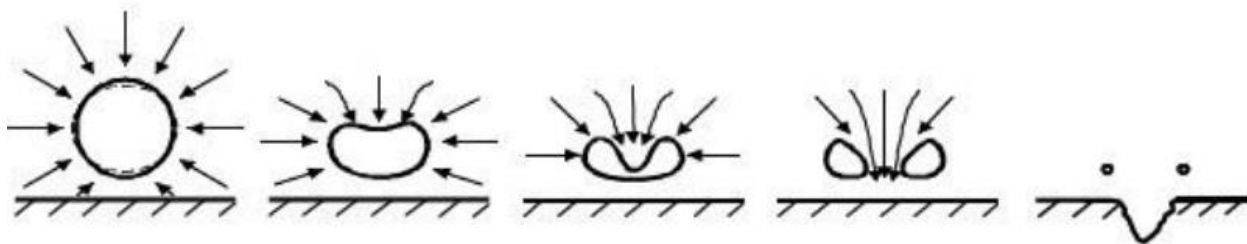
- e) Vrtložna kavitacija nastaje kao rezultat visokih smičnih naprezanja. Vrlo često se pojavljuje na krajevima rotirajućih lopatica i ispod glavčine vodne turbine.



Slika 5.6. Vrtložna kavitacija [9]

5.2. Negativni efekti kavitacije

Kavitacija se pojavljuje u svim situacijama kada tlak vode padne ispod tlaka zasićenja vodene pare za danu temperaturu u rotacionim strojevima, ventilima itd. Zbog intenzivnog prelaska plinovitog u tekuće stanje (implozija) i obrnuto pojavljuju se značajne pulzacije tlaka (2000 Pa – 10000 bar) vrlo visokih frekvencija (10-20 kHz).



Slika 5.7. Implozija mjehura pare [3]

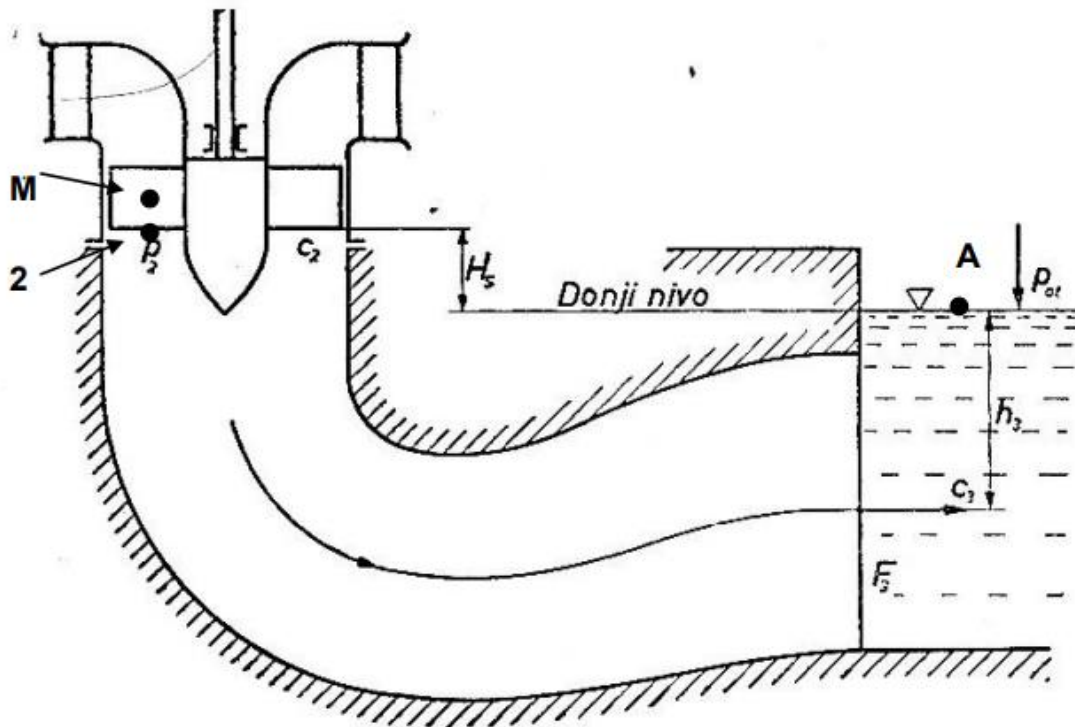
Ukoliko se kavitacija događa u blizini metalnih površina usred naglih promjena tlaka dolazi do otkidanja metala sa lopatica rotora. Zbog pojave dvofaznog fluida odnosno vode i vodene pare smanjuje se gustoća fluida što uzrokuje nagli pad snage, samim time opada i korisnost turbine. Mogu se pojaviti i vibracije, bljeskovi te šumovi [3].



Slika 5.8. Primjer kavitacijske erozije [10]

5.3. Djelovanje kavitacije na konstrukcijske veličine

Kako bi smanjili djelovanje kavitacije moramo ustanoviti na koje konstrukcijske veličine utječe. Postavljamo Bernoulijevu jednadžbu u relativnom koordinatnom sustavu (5.1) između mjesta najnižeg tlaka u rotoru označenog točkom M i točke 2 prikazane na slici 5.9.



Slika 5.9. Shema difuzora [3]

$$z_M + \frac{w_M^2}{2 \cdot g} - \frac{u_M^2}{2 \cdot g} + \frac{p_M}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{w_2^2}{2 \cdot g} - \frac{u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_{gub,M-2} \quad (5.1)$$

gdje je:

z_M – visina točke M iznad razine donje vode [m]

w_M – relativna brzina u točki M [m/s]

u_M – obodna brzina u točki M [m/s]

p_M – tlak u točki M [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

g – ubrzanje sile teže [m/s^2]

z_2 – visina točke 2 iznad razine donje vode [m]

w_2 – relativna brzina u točki 2 [m/s]

u_2 – obodna brzina u točki 2 [m/s]

p_2 – tlak u točki 2 [Pa]

$h_{gub,M-2}$ – visina gubitaka između točke M i točke 2 [m]

Zatim postavljamo Bernoulijevu jednadžbu (5.2) između točke 2 i točke A označene na slici 5.9.:

$$z_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} = z_A + \frac{p_a}{\rho \cdot g} + h_{gub,2-A} \quad (5.2)$$

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = z_A - z_2 + \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + h_{gub,2-A} \quad (5.3)$$

gdje je:

z_2 – visina točke 2 iznad razine donje vode [m]

v_2 – brzina u točki 2 [m/s]

p_2 – tlak u točki 2 [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

g – ubrzanje sile teže [m/s^2]

z_A – visina donje vode [m]

p_a – atmosferski tlak [Pa]

$h_{gub,2-A}$ – visina gubitaka između točke 2 i točke A [m]

Uvrštavanjem izraza (5.3) u izraz (5.1) dobivamo:

$$\frac{p_M}{\rho \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - (z_M - z_A) - \left(\frac{v_2^2 + w_M^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_M^2}{2 \cdot g} \right) - h_{gub,2-A} - h_{gub,M-2} \quad (5.4)$$

Udaljenost od točke minimalnog tlaka do slobodne površine donje vode naziva se sisnom visinom i označava se s H_s , a dobiva se:

$$H_s = z_M - z_A \quad (5.5)$$

gdje je:

H_s – sisna visina [m]

Za sve dinamički slične turbine visine brzina (apsolutnih, obodnih i relativnih) kao i hidraulički gubici proporcionalni su padu H . Koeficijent kavitacije σ jednak je za sve dinamički slične turbo strojeve i iznosi [3]:

$$\sigma = \left(\frac{v_2^2 + w_M^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_M^2}{2 \cdot g \cdot H} \right) - \frac{h_{gub,2-A} + h_{gub,M-2}}{H} \quad (5.6)$$

gdje je:

σ – koeficijent kavitacije

Uvrštavanjem izraza (5.6) u izraz (5.4) dobivamo:

$$\frac{p_M}{\rho \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - H_s - \sigma \cdot H \quad (5.7)$$

Iz izraza (5.7) možemo zaključiti da je minimalni tlak izravno ovisi od sisnoj visini H_s . Što je minimalni tlak manji veća je sisna visina za istu brzohodnost. Za slučaj kada je minimalni tlak jednak tlaku isparavanja dobivamo kritičnu sisnu visinu [3]:

$$H_s^{krit} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \frac{p_{isp}}{\rho \cdot g} - \sigma \cdot H \quad (5.8)$$

gdje je:

H_s^{krit} – kritična sisna visina [m]

Dozvoljena visina sisanja korigira se zbog sigurnosti na sljedeći način:

$$H_s^{doz} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - \frac{p_{isp}}{\rho \cdot g} - 1.1 \cdot \sigma \cdot H \quad (5.9)$$

gdje je:

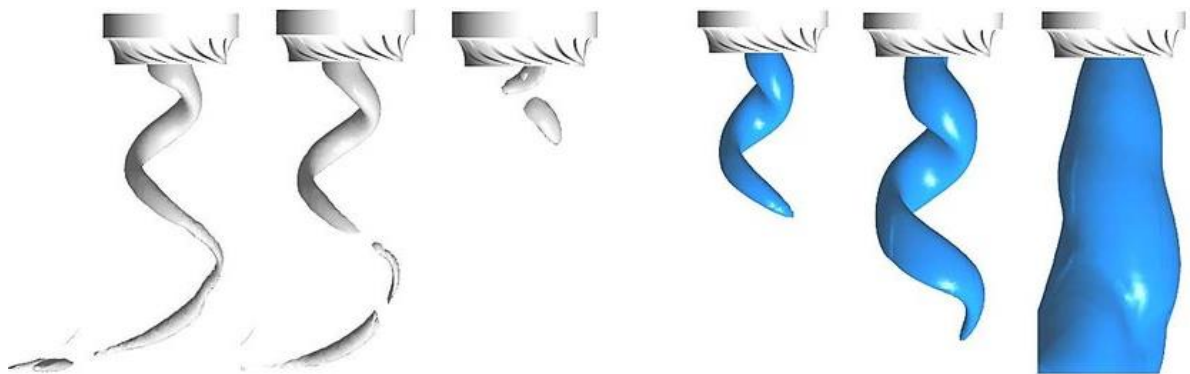
H_s^{doz} – dozvoljena sisna visina [m]

Zbog malene vrijednosti koju daje član $\frac{p_{isp}}{\rho \cdot g}$ on se zanemaruje. Član $\frac{p_a}{\rho \cdot g}$ približno iznosi 10 m kad se uvrste vrijednosti varijabli, stoga konačno pojednostavljenje glasi:

$$H_s^{doz} = 10 - 1.1 \cdot \sigma \cdot H \quad (5.10)$$

5.4. Metode smanjivanja kavitacije

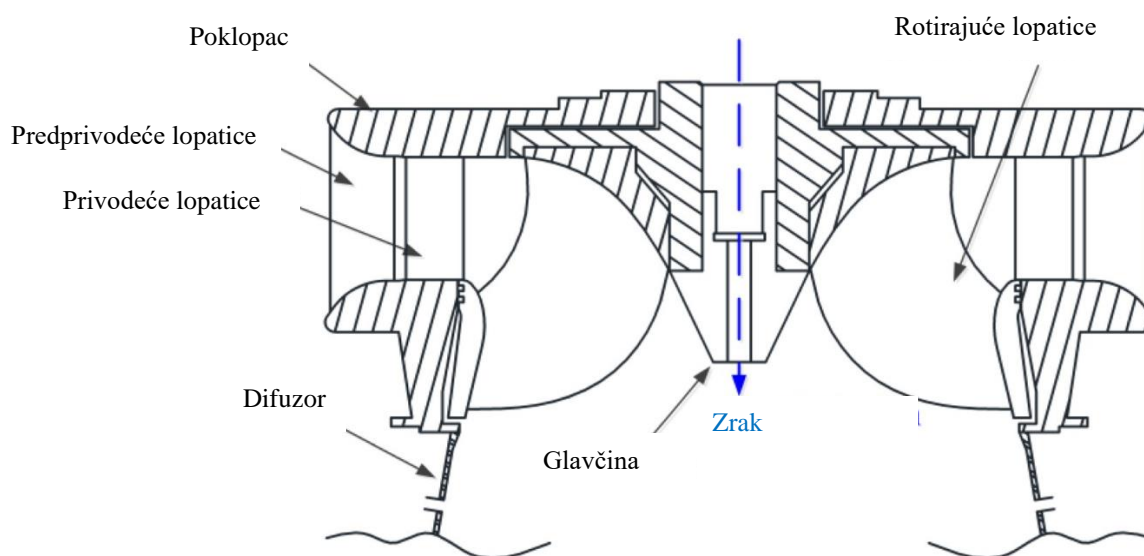
Rad turbine u području van radnih uvjeta za koje je turbina projektirana može povećati vjerojatnost pojave kavitacije. Na izlazu iz rotora može nastati vrtlog u sredini ulaznog presjeka difuzora čiji tlak može biti toliko nizak da uzrokuje pojavu kavitacije. Stoga moramo obratiti pozornost na stabilnost i sigurnost rada turbine. Ukoliko je rotor djelomično opterećen vrtlog će se rotirati u istom smjeru kao i rotor, međutim kod preopterećenja vrtlog se rotira u suprotnom smjeru od rotora. Istraživačima je od velikog interesa povećanje stabilnosti strujanja u difuzoru Francis-ove turbine te su provedena brojna istraživanja za povećanje stabilnosti strujanja i smanjenje nastanka vrtložnog užeta (eng. vortex rope) [11].



Slika 5.10. Vrtložno uže [12]

Jedna od često korištenih metoda za smanjivanje nastanka vrtložnog užeta i fluktuacija fluida je upuhivanje zraka. Ovisno o izvedbi zrak upuhujemo kroz glavčinu, rubove lopatica ili kroz prostor bez lopatica između privodećih lopatica i glavčine. Zrak se može upuhivati pomoću kompresora (prisilno) ili se usisava preko posebnog ventila kada tlak padne ispod određene vrijednosti

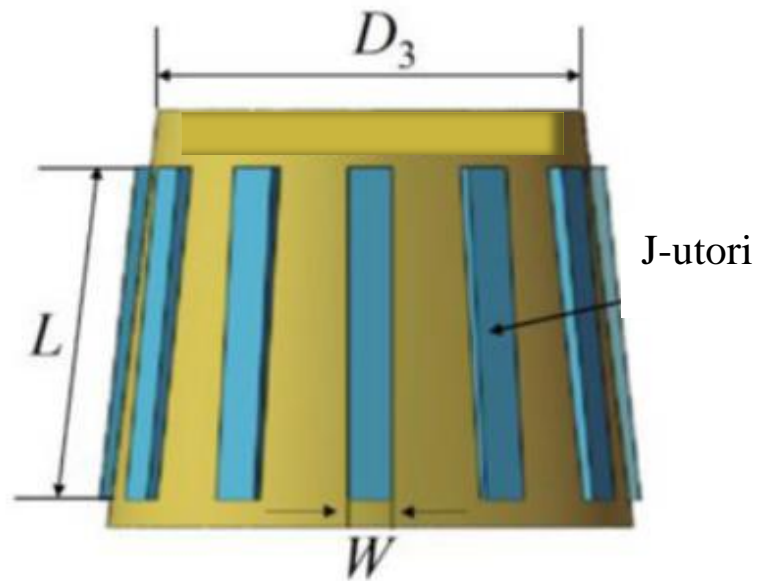
(prirodno). Istraživanjem je dokazano kako je najučinkovitija varijanta upuhivanja zraka kroz glavčinu [19]. Na slici 5.11. prikazana je metoda upuhivanja zraka kroz glavčinu.



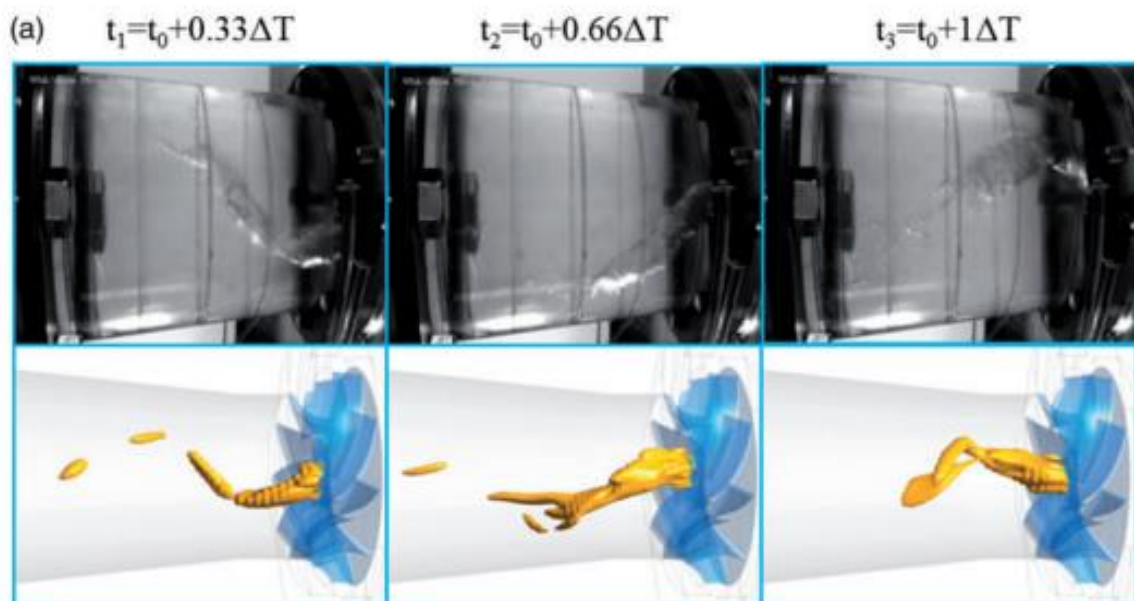
Slika 5.11. Metoda upuhivanja zraka kroz glavčinu [13]

Druga metoda za smanjivanje nastanka vrtloga i fluktuacija fluida je ubrizgavanje mlaza vode kroz vrh glavčine rotora. Vodeni mlaz dolazi iz spirale pod visokim tlakom te nije potrebna dodatna pumpa za ovu metodu što smanjuje troškove same izrade. Međutim obje navedene metode za smanjenje nastanka vrtloga povećati će složenost strukture, troškove instalacija ali i troškove održavanja.

Treća metoda je korištenje J-utora. J. Kurokawa [20] implementirao je J-utore na konični difuzor sa divergentnim kutem od 30° i proveo eksperimentalnu analizu. Implementacijom J-utora odgovarajućih dimenzija postigao je smanjenje intenziteta vrtloga u koničnom difuzoru. J. Kurokawa [21] također je istraživao utjecaj implementacije J-utora na pumpe mješovitog protoka, aksijalne pumpe i induktore pumpi. Implementiranjem J-utora značajno je smanjena mogućnost pojave kavitacije i fluktuacija fluida pritom zadržavajući visoku učinkovitost. Na slici 5.12. prikazan je primjer J-utora na koničnom dijelu difuzora.



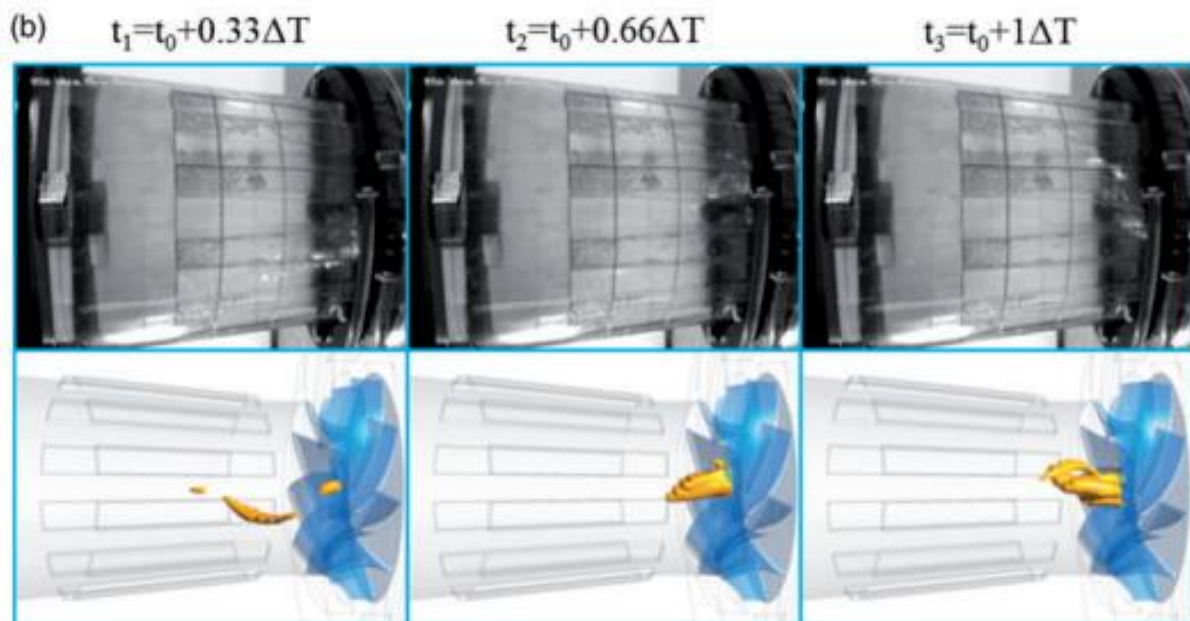
Slika 5.12. Primjer J-utora [14]



Slika 5.13. Usporedba eksperimenta i rezultata CFD analize vrtloga u difuzoru [11]

Numeričke analize omogućavaju detaljnu analizu pojave kavitacije u nekoj vodnoj turbini, a i često se koriste za evaluaciju poboljšanja dijelova vodnih turbina. U radu [11] provedeno je numeričko i eksperimentalno ispitivanje pojave kavitacije za jednostavni difuzor sa i bez J-utora. Na slici 5.13. možemo vidjeti usporedbu nastanka vrtložnog užeta tijekom eksperimenta i rezultate

dobivene CFD analizom pri koeficijentu kavitacije 0,1 za klasični difuzor. Na slici je vidljivo kako se rezultati CFD analize poklapaju s očekivanim rezultatima eksperimenta.



Slika 5.14. Usporedba eksperimenta i rezultata CFD analize vrtloga u difuzoru s J-utorima [11]

Na slici 5.14. možemo vidjeti usporedbu nastanka vrtložnog užeta tijekom eksperimenta i rezultate dobivene CFD analizom pri koeficijentu kavitacije 0,1 za difuzor s J-utorima. Rezultati eksperimenta i CFD analize se poklapaju te se u navedenom radu pokazalo da se implementacijom J-utora znatno smanjuju fluktuacije fluida te se smanjuje mogućnost za nastanak kavitacije.

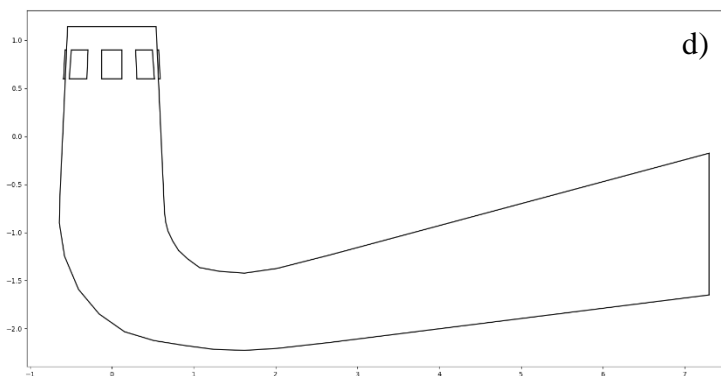
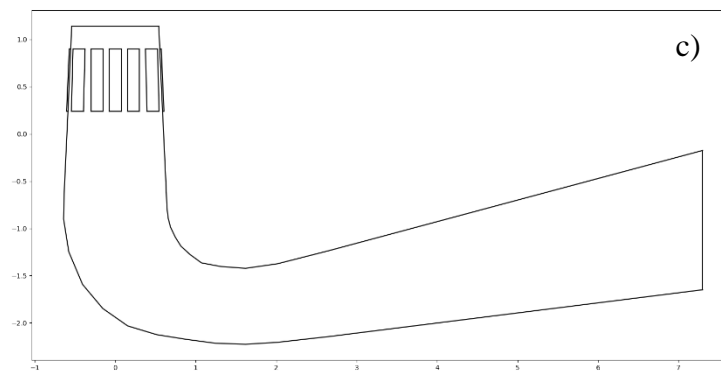
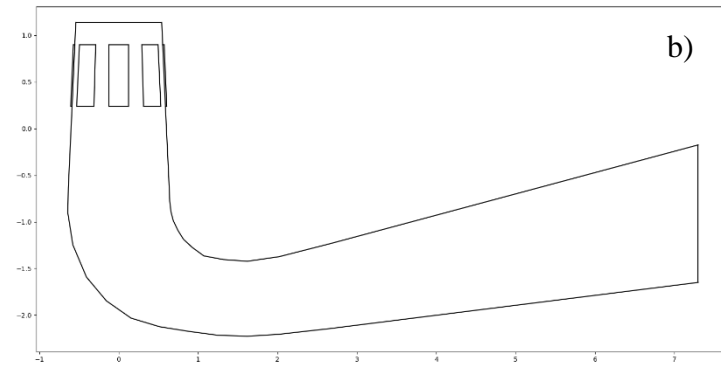
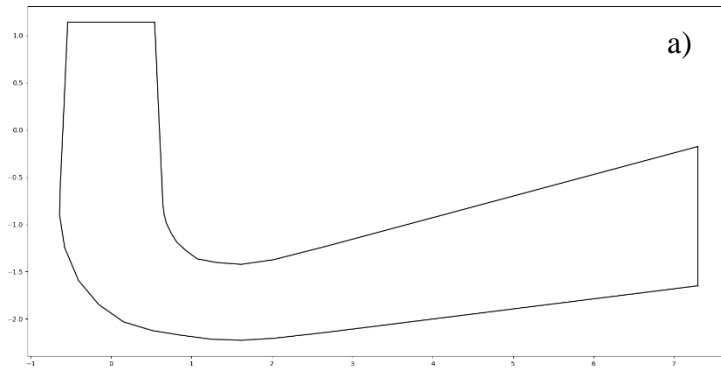
6. NUMERIČKA ANALIZA STUJANJA KROZ DIFUZOR TURBINE

6.1. Izrada geometrije

U ovom radu dimenzije difuzora odgovaraju stvarnom difuzoru postavljenom u hidroelektrani Rijeka. Cilj ovog rada je ispitati različite izvedbe difuzora za različite geometrije J-utora. U programskom jeziku Python korištena je knjižnica otvorenog koda FreeCAD kako bi se omogućilo automatizirano generiranje geometrije. Na ovaj način napravljena je skripta koja samostalno izrađuje .STEP datoteku s parametriziranom izradom J-utora gdje je moguće odabrati broj J-utora, maksimalnu visinu od ulaznog presjeka, te dužinu, širinu i debljinu J-utora.

J-utori postavljaju se na konični dio difuzora odnosno blizu ulaznog presjeka. U ovom radu uz originalnu geometriju difuzora promatrane su 3 različite geometrije J-utora. J-utori su postavljeni po obodu difuzora na 0.25 m od vrha difuzora te su u svakoj varijanti geometrije debljine 0.06 m. Ispitane geometrije prikazane su na slici 6.1. Prvi slučaj je početna geometrija difuzora napravljena prema stvarnim dimenzijama difuzora Francis-ove turbine u hidroelektrani Rijeka. U drugom slučaju (slika 6.1.b)) originalnom difuzoru nadodano je 8 J-utora ravnomjerno raspoređenih po obodu difuzora, dužine 0.48 m te širine 0.25 m. Na slici 6.1.c) kreirana je geometrija s 12 J-utora koji su ravnomjerno raspoređeni po obodu difuzora, dužine 0.48 m i širine 0.15 m. U odnosu na slučaj b) ovoj geometriji povećan je broj J-utora te su samim time i dimenzije samog J-utora manje kako bi se analizirao utjecaj promjene broja J-utora. Geometrija prikazana na slici 6.1.d) sadrži 8 J-utora kao i slučaj b) međutim u ovom slučaju visina je duplo manja kako bi se analizirao utjecaj promjene visine J-utora na performanse difuzora. Slučaj d) sadrži 8 J-utora dužine 0.24 m te širine 0.25 m.

Za slučaj a) provesti će se simulacija te će ona biti referentna za usporedbu performansi difuzora za promatrane geometrije. Geometrija difuzora ostaje ista za sve slučajeve samo se modificiraju i nadodaju J-utori.



Slika 6.1. Promatrane geometrije difuzora s J-utorima

6.2. Izrada numeričke mreže

Program ANSYS Fluent vodeći je software za simulacije i analize raznih geometrija i modela u realnim uvjetima za koji je potrebno posjedovati licencu. Potrebno je generirati numeričku mrežu za difuzor koja će imati dovoljan broj elemenata da provedena simulacija daje točne rezultate, ali da ne zahtjeva previše vremena za izračun. Veliki broj elemenata povećava trajanje same simulacije jer se u svakom polju generirane numeričke mreže izvršava iterativno rješavanje Navier Stokes-ovih jednadžbi

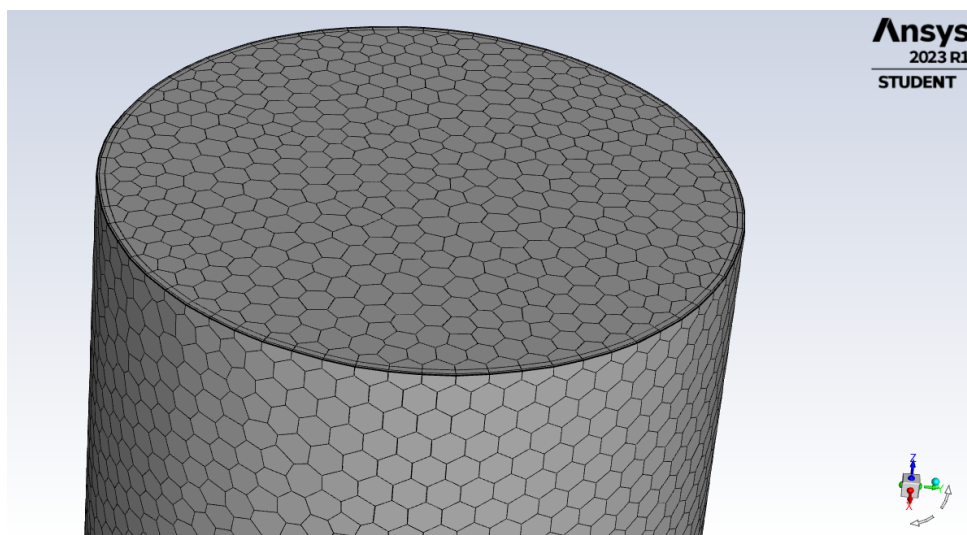
Za izradu numeričke mreže u ovom diplomskom radu napravljena je Journal datoteka koja sadrži listu naredbi za automatsko kreiranje numeričke mreže u Fluent Meshing-u, definiranje postavki simulacije i pokretanju simulacije. Napisana je pomoću tekstualnog korisničkog sučelja i naredbi [15]. Zbog korištenja istih postavki za izradu numeričke mreže i istih postavki simulacije pomoću Journal datoteke proveli smo simulaciju pritom samo mijenjajući geometriju. Automatizacija procesa generiranja geometrije i izrade numeričke mreže i simulacije može omogućiti ispitivanje većeg broja geometrija, a u konačnici i provedbu optimizacije geometrije.

U ovom diplomskom radu koristila se poliedralna numerička mreža. Poliedralna numerička mreža bazira se na primarnoj tetraedralnoj mreži. Korištenjem poliedralne numeričke mreže u simulacijama moguće je koristiti manji broj elemenata što smanjuje računalno vrijeme potrebno za dostizanje konvergencije [16]. Na slici 6.2 prikazana je generirana poliedralna numerička mreža na ulaznom presjeku za sve geometrije.

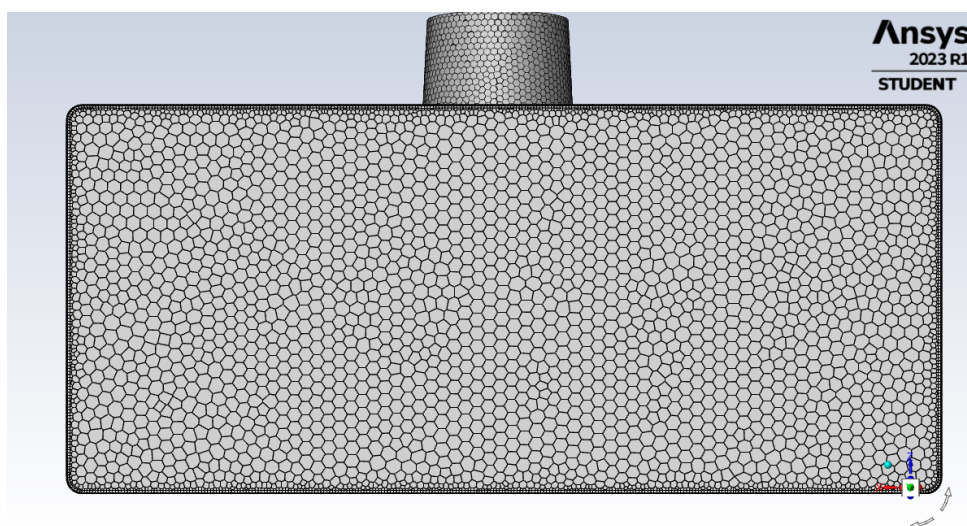
Poliedralna numerička mreža napravljena je s veličinom elementa 0.1 m. Pomoću naredbe Named Selection definirali smo ulazni presjek kao „Inlet“ te izlazni presjek kao „Outlet“. Uz samu stijenke brzina fluida je nula, a kako bi taj dio bio točnije opisan definirali smo granične slojeve na ulaznom i izlaznom presjeku difuzora. U tablici 6.1. možemo vidjeti kako su uz rub postavljena tri sloja s faktorom povećanja 300% što bi značilo da je svaki sloj veći 300% u odnosu na prethodni. Izgled graničnih slojeva na ulaznom presjeku prikazan je na slici 6.2., dok je na slici 6.3. prikazan izgled graničnih slojeva na izlaznom presjeku.

Tablica 6.1. Postavke graničnih slojeva

Granični slojevi			
	Visina prve ćelije	Broj slojeva	Faktor povećanja
Vrijednost	1	3	3



Slika 6.2. Granični slojevi na ulaznom presjeku

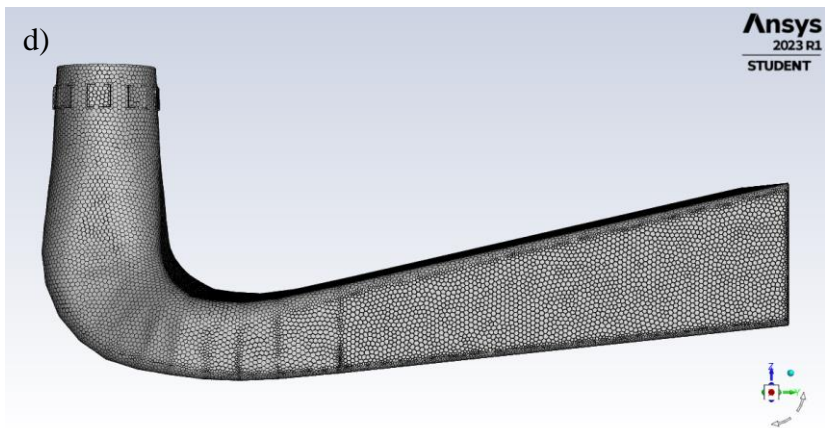
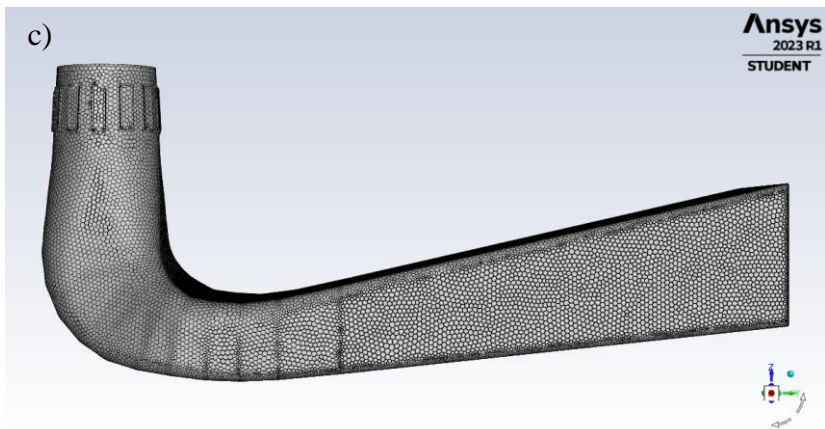
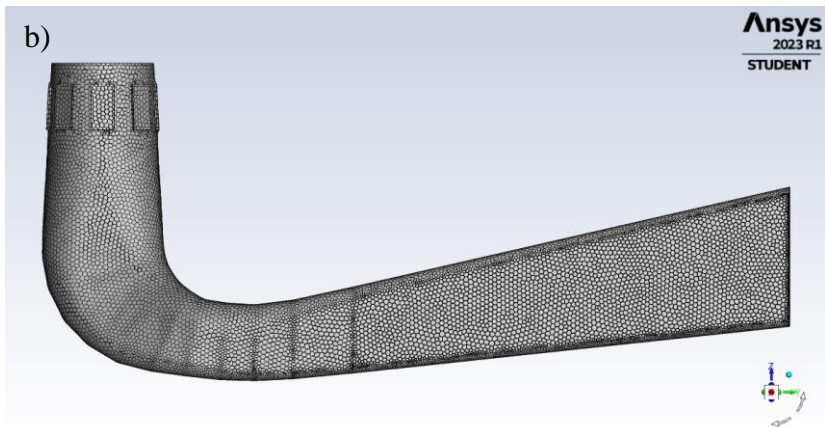
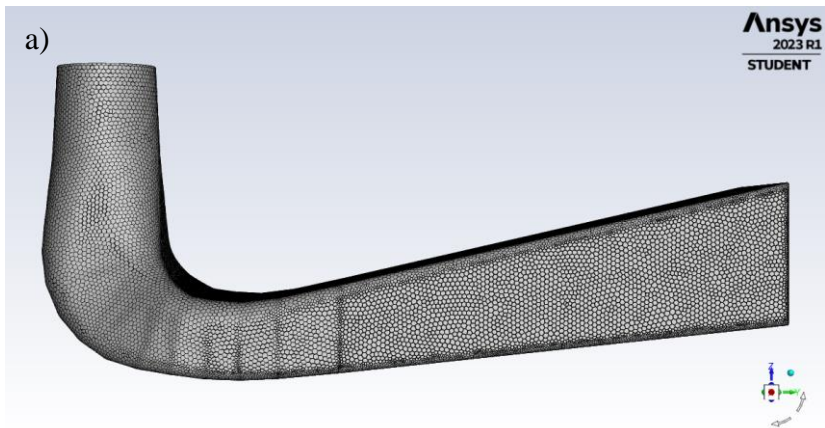


Slika 6.3. Granični slojevi na izlaznom presjeku

Na ranije definiranom Inlet-u kao rubni uvjet postavljen je profil brzina dobiven iz simulacije strujanja fluida kroz spiralu, predprivodeće lopatice, privodeće lopatice i rotor tj. strujanja kroz ostatak turbine. S obzirom na ograničenja studentske verzije na broj elemenata numeričke mreže u tablici 6.2. dan je konačni broj elemenata numeričke mreže sa dodanim graničnim slojevima i poboljšanjima numeričke mreže.

Tablica 6.2. Broj elemenata numeričke mreže za pojedine geometrije

	Slučaj a)	Slučaj b)	Slučaj c)	Slučaj d)
Broj elemenata	244228	237938	245556	239880



Slika 6.4. Numeričke mreže svih geometrija

6.3. Postavke simulacije

Sve simulacije provedene su u programskom softveru ANSYS gdje je korišten rješavač Fluent. Model turbulencije za numeričke simulacije protoka fluida koji je korišten je SST k- ω uz stacionarno strujanje te su svi kriteriji konvergencije postavljeni da rješenje konvergira kada svi reziduali padnu ispod 10^{-4} . SST k- ω je dvojednadžbeni model koji se sastoji u rješavanju turbulentne kinetičke energije (k) i specifičnoj brzini disipacije (ω). SST k- ω turbulentni model zasniva se na BSL k- ω turbulentnom modelu koji se u blizini zida bazira na k- ω turbulentnom rješavaču te u struji fluida na k- ϵ turbulentnom rješavaču. SST k- ω za razliku od BSL k- ω turbulentnog rješavača uzima u obzir i „Shear Stress“ transport u izrazu za turbulentnu viskoznost. Time SST k- ω postaje točniji u predikciji turbulentnog strujanja i primjenjiv za širu klasu strujanja u odnosu na ostale k- ω turbulentne modele. Sve simulacije provedene su s vodom pri 25°C te su svojstva fluida prikazana u tablici 6.3.

Tablica 6.3. Svojstva korištenog fluida za simulacije

Fluid	voda
Gustoća [kg/m ³]	996,6
Temperatura [°C]	25
Viskoznost [Pa·s]	0,001

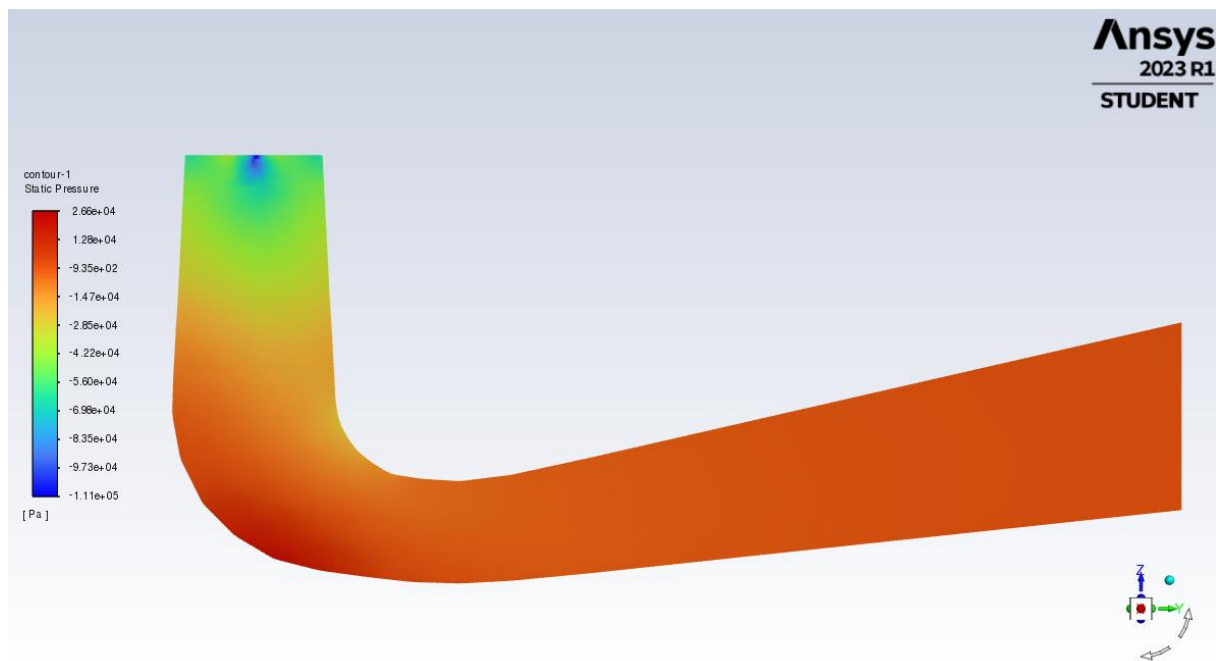
Za prvih 100 iteracija tlak je postavljen na „Second Order“, dok su moment, turbulentna kinetička energija i specifična brzina disipacije postavljeni na „First Order Upwind“. Zatim se pokreće 1000 iteracija u kojima je i moment postavljen na „Second Order“.

7. REZULTATI

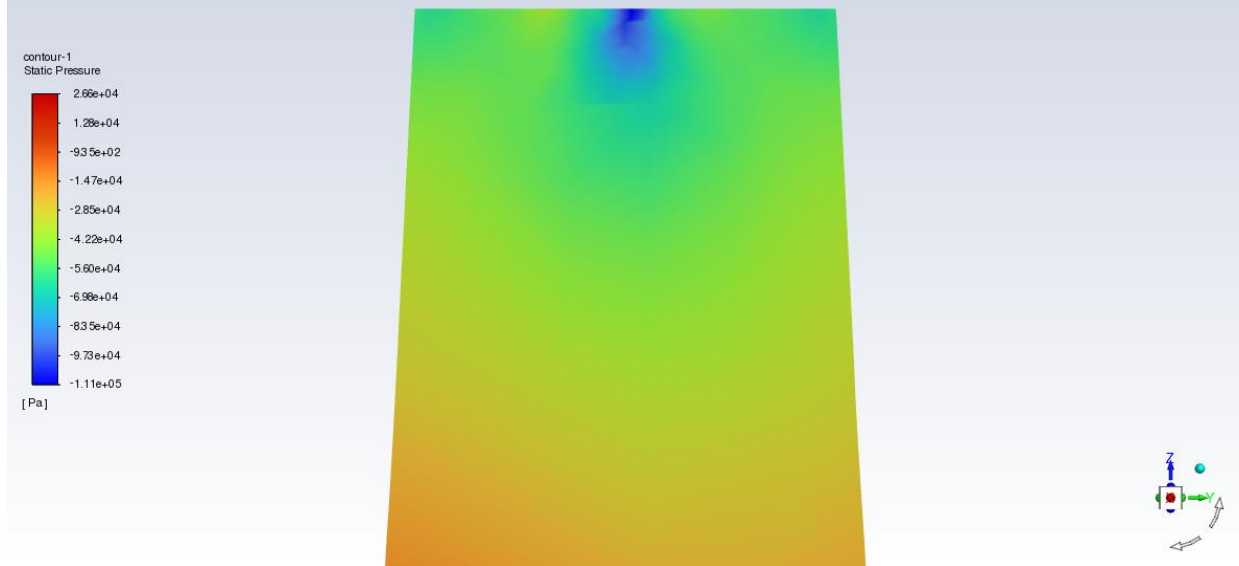
U ovom poglavlju prikazani su rezultati dobiveni pokretanjem simulacije za sve prethodno opisane geometrije.

7.1. Usporedba statičkih tlakova

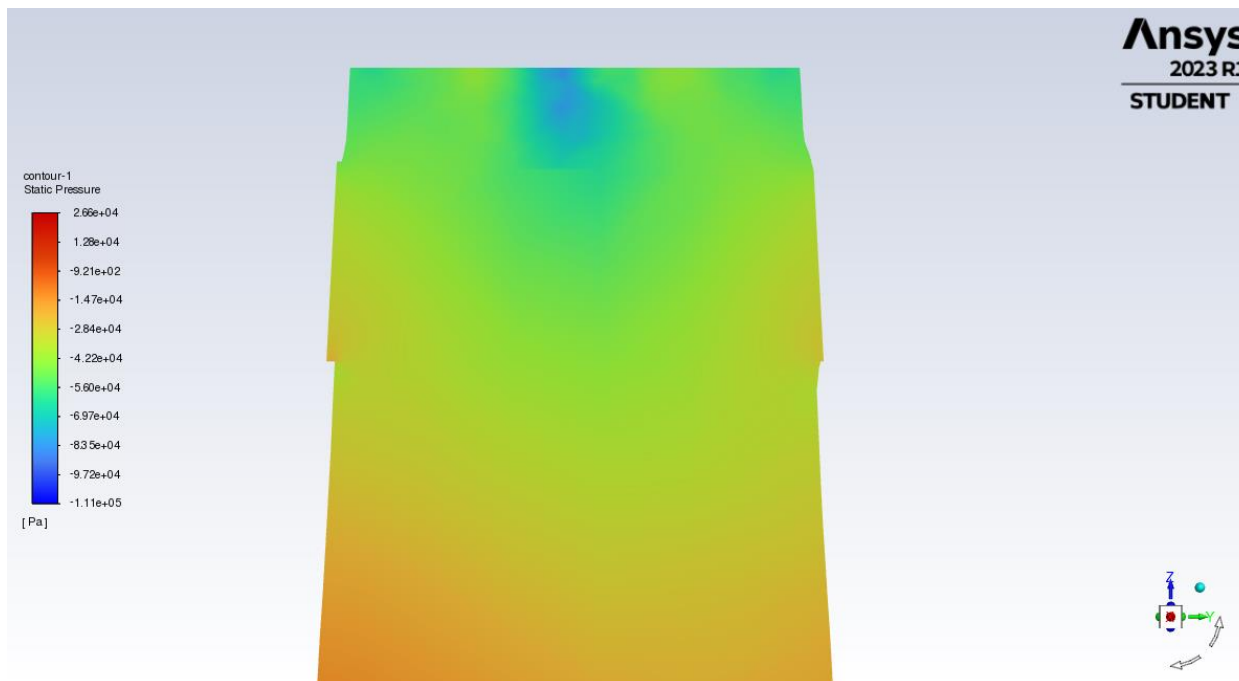
Na slici 7.1. prikazane su konture statičkog tlaka za originalnu geometriju difuzora, dok je na slikama 7.2. do 7.5. prikazan detalj konture statičkog tlaka za svaku odabranu geometriju u području J-utora.



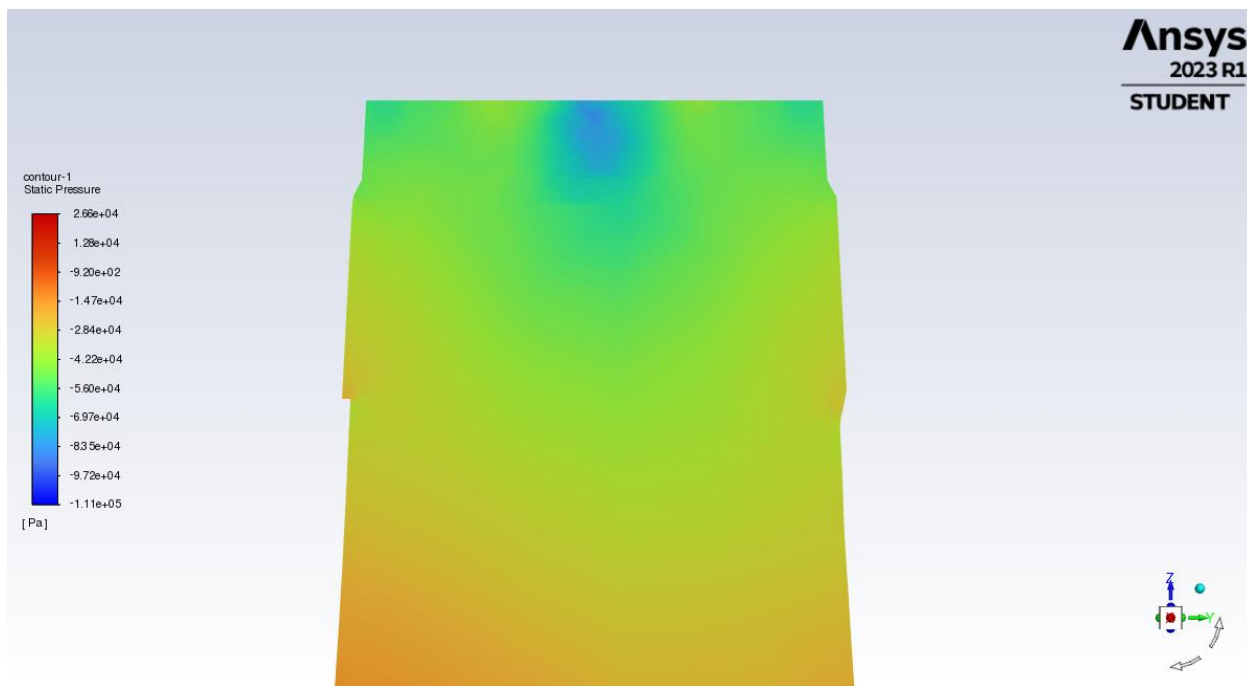
Slika 7.1. Konture statičkog tlaka za slučaj a)



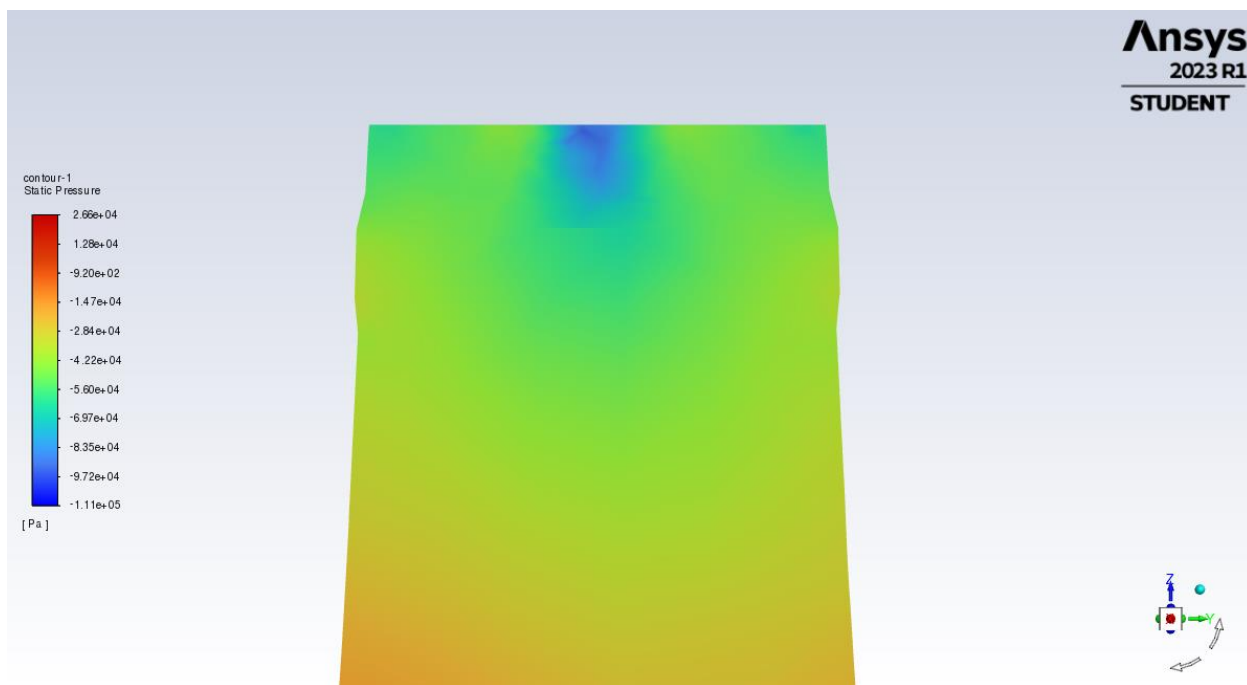
Slika 7.2. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj a)



Slika 7.3. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj b)



Slika 7.4. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj c)

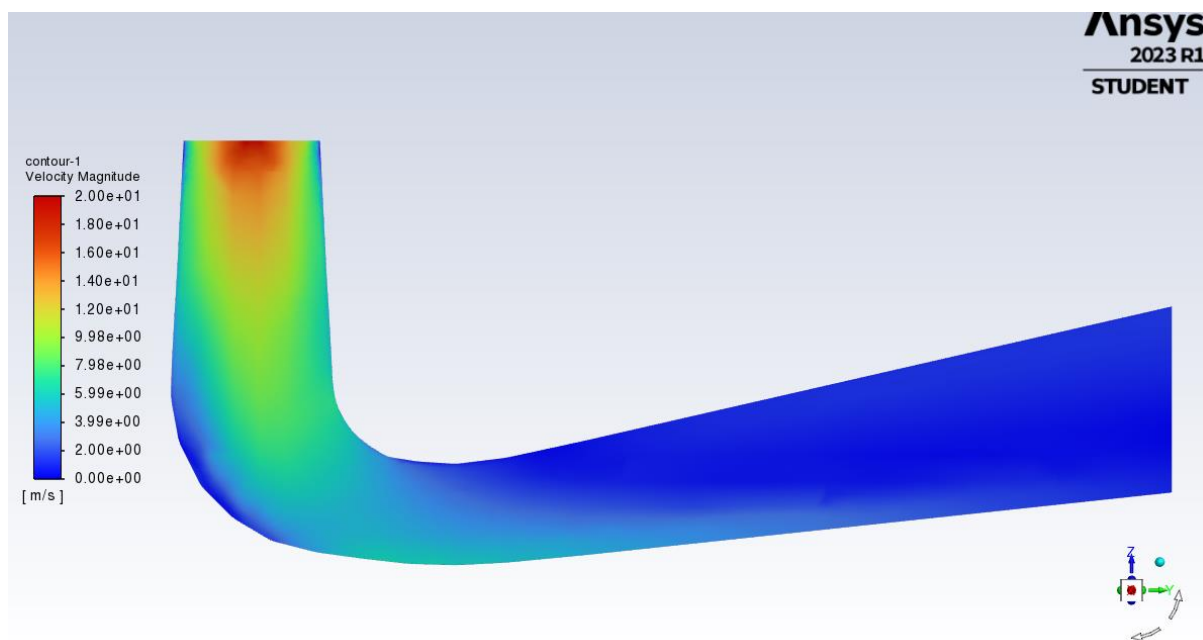


Slika 7.5. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj d)

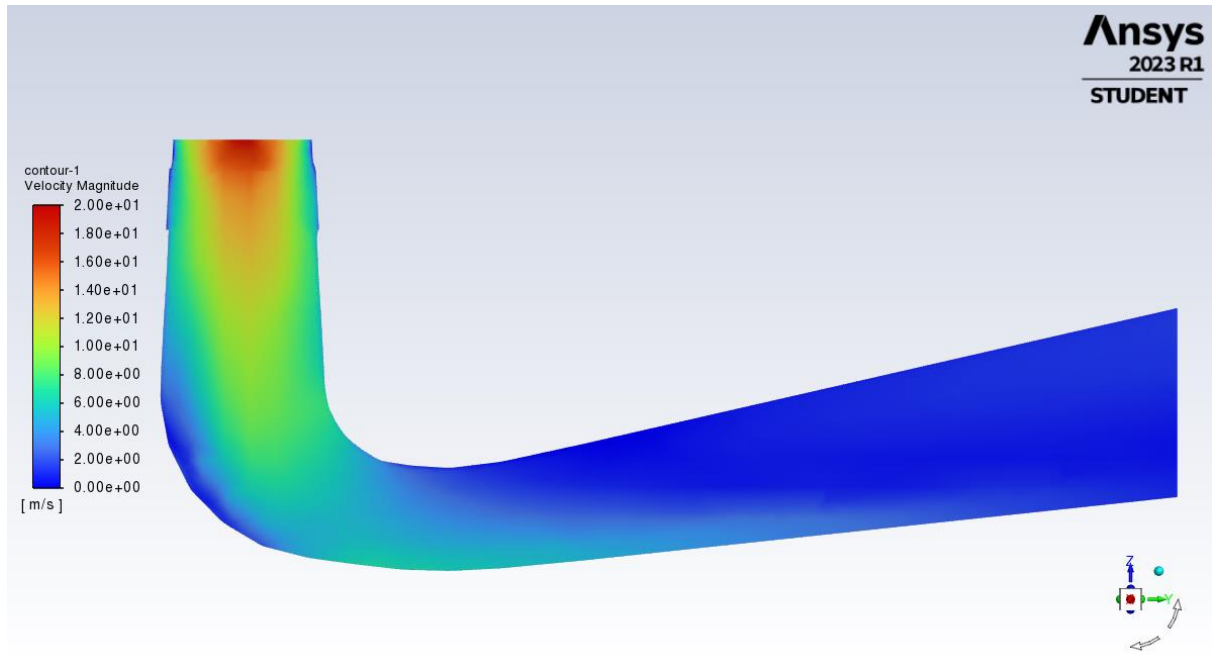
Možemo zaključiti kako statički tlak raste od ulaznog prema izlaznom presjeku što je bilo i očekivano zbog same geometrije difuzora. Zbog implementiranja J-utora potrebno je obratiti pozornost na konični dio difuzora. Najniži tlak se pojavljuje upravo kod slučaja a) te zatim u slučaju d). Implementacijom J-utora pokušali smo povećati najniži tlak u difuzoru kako bi smanjili mogućnost za nastanak kavitacije. Prema konturama statičkog tlaka možemo zaključiti kako slučaj b) i slučaj c) daju najbolje rezultate tj. najmanju mogućnost za pojavu kavitacije.

7.2. Usporedba brzina

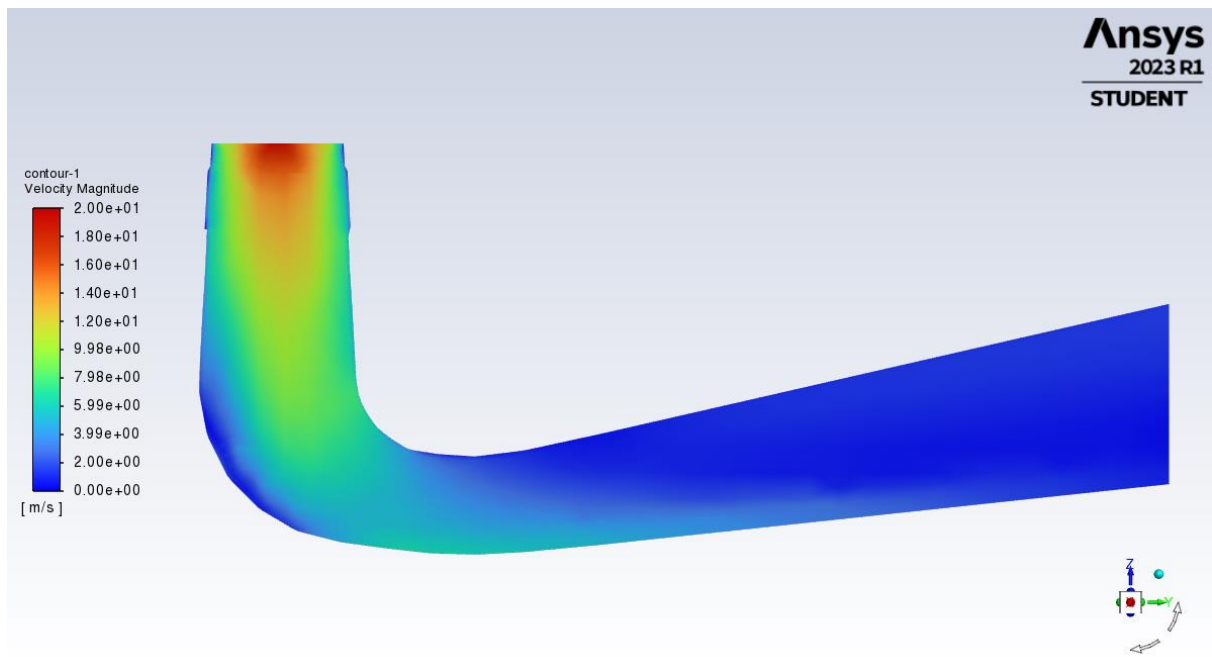
Na slikama 7.6. do 7.9. prikazane su konture brzina za svaku odabranu geometriju.



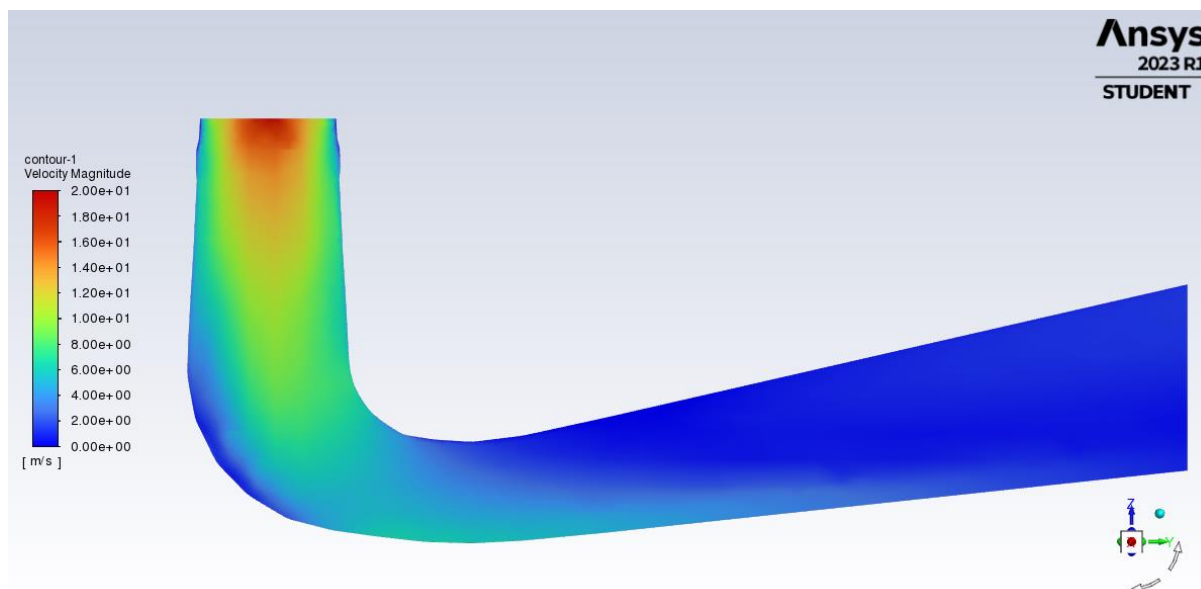
Slika 7.6. Konture brzina za slučaj a)



Slika 7.7. Konture brzina za slučaj b)



Slika 7.8. Konture brzina za slučaj c)

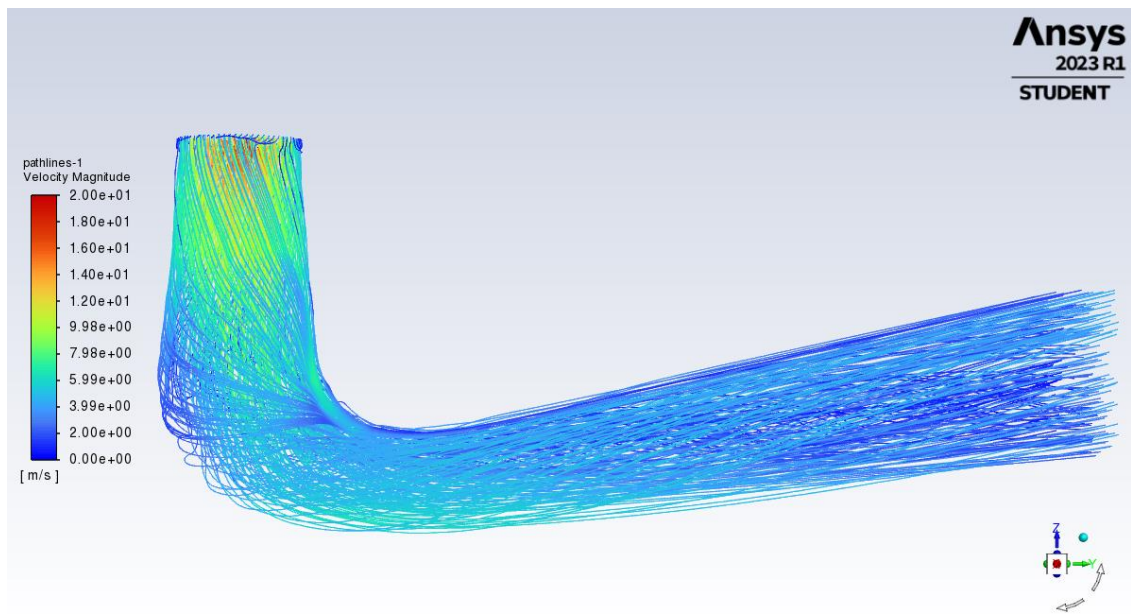


Slika 7.9. Konture brzina za slučaj d)

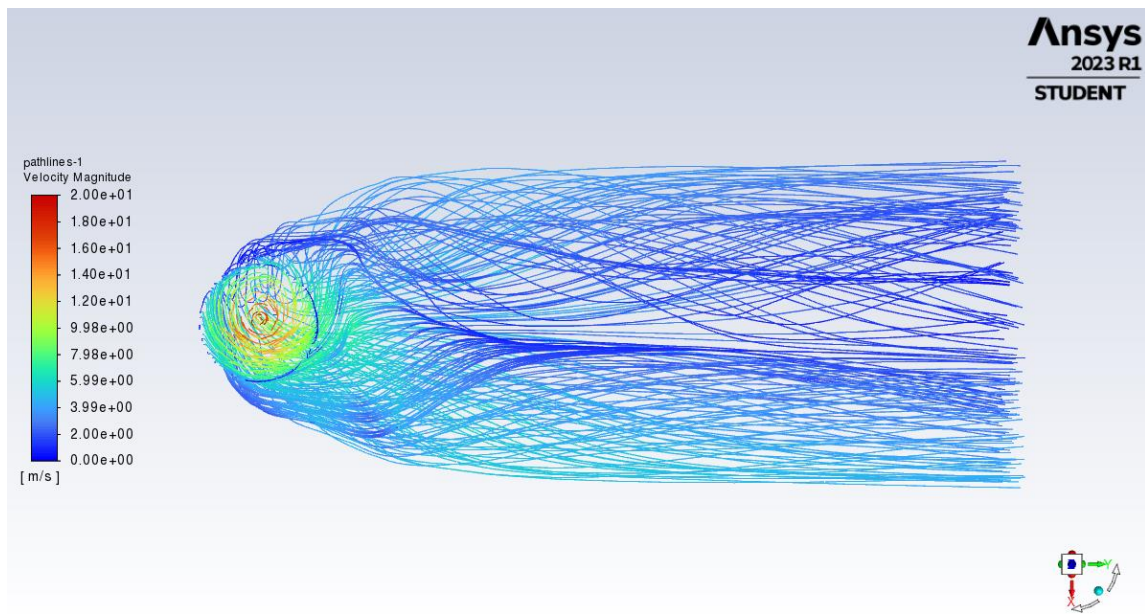
Promatrajući konture brzina svih geometrija možemo zaključiti kako se brzina od ulaznog prema izlaznom presjeku smanjuje. Zbog ovisnosti o tlaku i brzine, ukoliko se brzina smanjuje tlak se povećava i obrnuto. Možemo primijetiti kako se kontura brzina ne razlikuju značajno uvođenjem J-utora i mijenjanjem dimenzija i broja J-utora. Zaključujemo kako J-utori nemaju značajnog utjecaja na konture brzina.

7.3. Strujnice

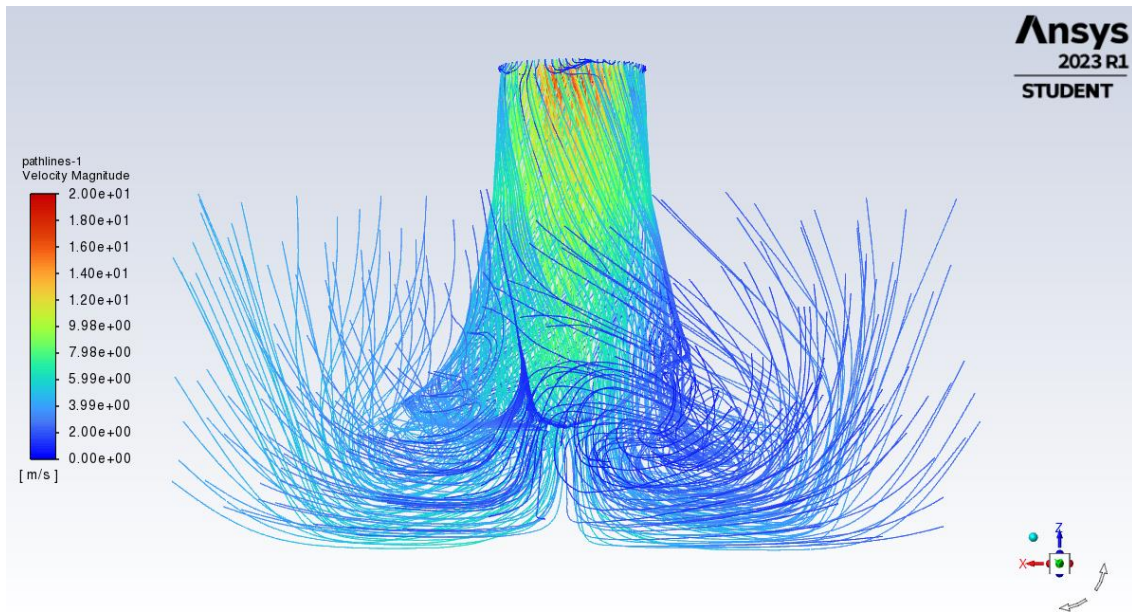
Za detaljniji prikaz strujanja fluida korišten je način vizualizacije pomoću strujnica. Možemo uočiti kako do vrtloženja dolazi u koljenu difuzora i u zoni prije izlaza iz difuzora te se fluid pri izlazu iz difuzora dijeli na dvije zone vrtloga. Na slikama 7.10., 7.11. i 7.12. prikazane su konture strujanja originalnog difuzora u nacrtu, tlocrtu i bokocrtu, dok su na slici 7.13. prikazani detalji strujnica u području J-utora.



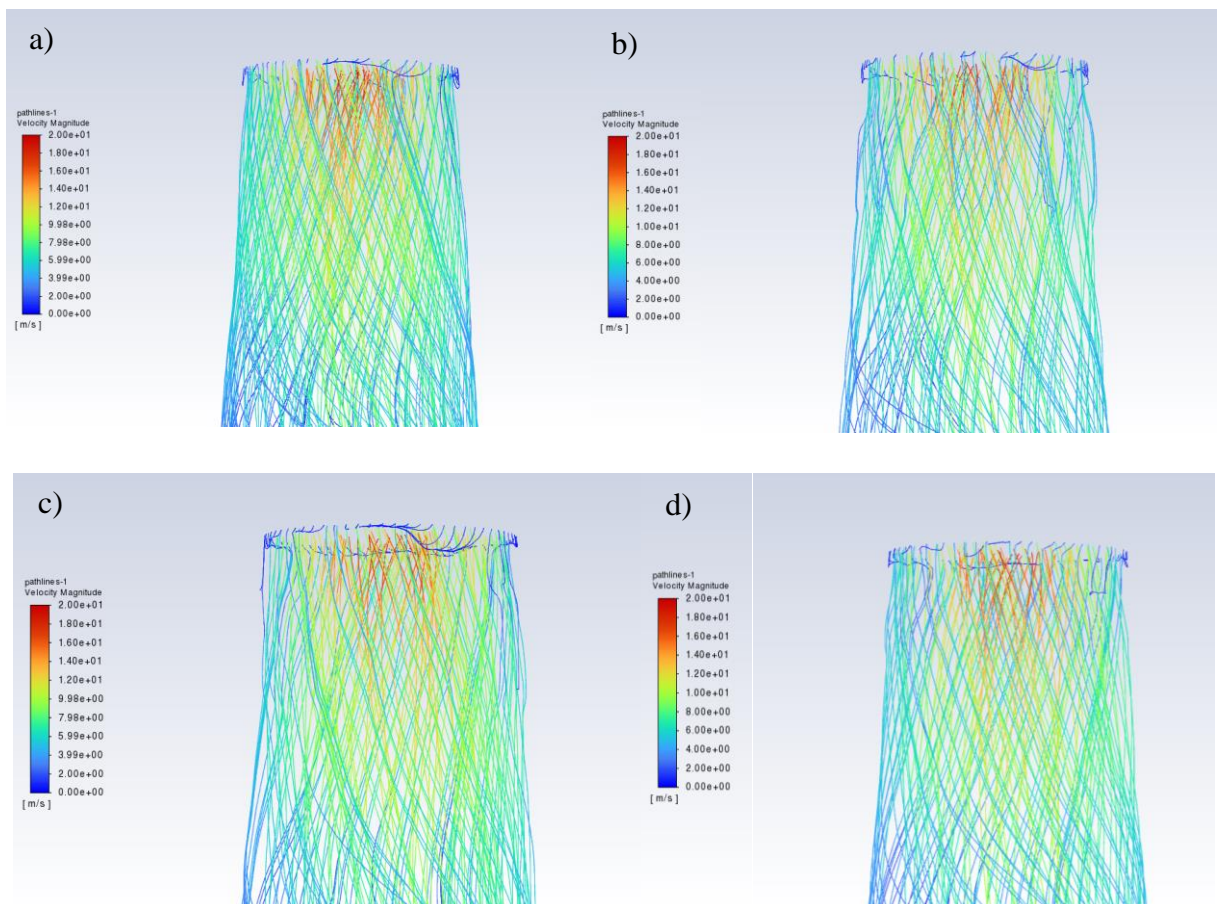
Slika 7.10. Nacrt kontura strujanja za originalni difuzor



Slika 7.11. Tlocrt kontura strujanja za originalni difuzor



Slika 7.12. Bokocrt kontura strujanja za originalni difuzor



Slika 7.13. Detalji strujnica na ulaznom presjeku za sve slučajeve

7.4. Usporedba koeficijenta gubitaka C_d i koeficijenta oporavka tlaka C_p

U ovom radu promatrane su dvije varijable za usporedbu C_d i C_p . Koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d izračunava se prema izrazu (7.1) [17]:

$$C_d = \frac{p_{tot,i} - p_{tot,o}}{0.5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A} \quad (7.1)$$

gdje je:

C_d – koeficijent hidrauličkih gubitaka

$p_{tot,i}$ – totalni tlak na ulaznom presjeku [Pa]

$p_{tot,o}$ – totalni tlak na izlaznom presjeku [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

v – brzina nastujavanja [m/s]

A – nastujana površina [m^2]

Koeficijent oporavka tlaka C_p opisuje koliko se kinetičke energije uspješno pretvara u statički tlak, a izračunava se prema izrazu (7.2) [17] :

$$C_p = \frac{p_{stat,o} - p_{stat,i}}{0.5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A} \quad (7.2)$$

gdje je:

C_p – koeficijent oporavka tlaka

$p_{stat,i}$ – totalni tlak na ulaznom presjeku [Pa]

$p_{stat,o}$ – totalni tlak na izlaznom presjeku [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

v – brzina nastujavanja [m/s]

A – nastujana površina [m^2]

Tablica 7.1. sadrži sve potrebne podatke za izračun koeficijenta hidrauličkih gubitaka C_d i koeficijent oporavka tlaka C_p preuzete iz softver-a ANSYS Fluent.

Tablica 7.1. Podaci za izračun koeficijenata C_p i C_d

	Slučaj a)	Slučaj b)	Slučaj c)	Slučaj d)
Statički tlak na ulazu [Pa]	-54948,167	-52758,958	-52668,802	-54420,538
Statički tlak na izlazu [Pa]	0	0	0	0
Totalni tlak na ulazu [Pa]	30577,293	33489,051	33694,932	31836,091
Totalni tlak na izlazu [Pa]	4139,1767	3620,7845	3932,8862	3601,1465
Protok na ulazu [m ³ /s]	10	10	10	10
Površina ulaznog presjeka [m ²]	0,9089	0,9089	0,9089	0,9089
Gustoća fluida [kg/m ³]	996,6	996,6	996,6	996,6

Za slučaj a) koeficijent hidrauličkih gubitaka C_{d1} i koeficijent oporavka tlaka C_{p1} iznose:

$$C_{d1} = \frac{p_{tot,i} - p_{tot,o}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{30577,293 - 4139,1767}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,4383 \quad (7.3)$$

$$C_{p1} = \frac{p_{stat,o} - p_{stat,i}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{0 - (-54948,167)}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,9109 \quad (7.4)$$

Za slučaj b) koeficijent hidrauličkih gubitaka C_{d2} i koeficijent oporavka tlaka C_{p2} iznose:

$$C_{d2} = \frac{p_{tot,i} - p_{tot,o}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{33489,051 - 3620,7845}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,4952 \quad (7.5)$$

$$C_{p2} = \frac{p_{stat,o} - p_{stat,i}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{0 - (-52758,958)}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,8747 \quad (7.6)$$

Za slučaj c) koeficijent hidrauličkih gubitaka C_{d3} i koeficijent oporavka tlaka C_{p3} iznose:

$$C_{d3} = \frac{p_{tot,i} - p_{tot,o}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{33694,932 - 3932,8862}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,4934 \quad (7.7)$$

$$C_{p3} = \frac{p_{stat,o} - p_{stat,i}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{0 - (-52668,802)}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,8731 \quad (7.8)$$

Za slučaj d) koeficijent hidrauličkih gubitaka C_{d4} i koeficijent oporavka tlaka C_{p4} iznose:

$$C_{d4} = \frac{p_{tot,i} - p_{tot,o}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{31836,091 - 3601,1465}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,4681 \quad (7.9)$$

$$C_{p4} = \frac{p_{stat,o} - p_{stat,i}}{0.5 \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q_{in}}{A_{in}}\right)^2} = \frac{0 - (-54420,538)}{0.5 \cdot 996,6 \cdot \left(\frac{10}{0,9089}\right)^2} = 0,9022 \quad (7.10)$$

Tablica 7.2. Koeficijenti C_d i C_p za sve slučajeve

	C_d	C_p
Slučaj a)	0,4383	0,9109
Slučaj b)	0,4952	0,8747
Slučaj c)	0,4934	0,8731
Slučaj d)	0,4681	0,9022

U tablici 7.2. dan je prikaz svih koeficijenata. Uvođenjem J-utora možemo vidjeti kako nam se koeficijent oporavka tlaka C_p i koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d mijenjaju u odnosu na difuzor bez J-utora. Cilj je bio uvođenjem J-utora usporediti te koeficijente te odabrati najbolji slučaj. Slučaj a) je početna geometrija difuzora iz koje dobivamo referentne vrijednosti koeficijenta oporavka tlaka C_p i koeficijenta hidrauličkih gubitaka C_d . Uvođenjem J-utora želimo maksimizirati koeficijent oporavka tlaka C_p i minimalizirati koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d . Zaključujemo kako od svih analiziranih slučajeva najbolje rezultate daje slučaj d) kod kojeg su J-utori dvostruko kraći nego u slučaju b) jer nam daje najmanju vrijednost koeficijenta hidrauličkih gubitaka C_d i najveću vrijednost koeficijenta oporavka tlaka C_p za geometrije sa J-utorima. Uspoređujući slučaj b) koji sadrži 8 J-utora i slučaj c) sa 12 J-utora možemo zaključiti kako povećanjem broja J-utora smanjujemo koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d , ali smanjujemo i koeficijent oporavka tlaka C_p koji želimo maksimizirati. Slučaj d) razlikuje se i u dužini i u broju J-utora od slučaja c) te daje bolje rezultate koeficijenata oporavka tlaka i hidrauličkih gubitaka. Za sve slučajeve potrebno je dodatno provesti nestacionarne simulacije strujanja kako bi se dobila potpunija slika pojave kavitacije. Tada bi se moglo pronaći optimalan dizajn koji eliminira mogućnost nastanka kavitacije, a ujedno ima najmanji koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d i najveći koeficijent oporavka tlaka C_p .

8. ZAKLJUČAK

U ovom diplomskom radu napravljen je teoretski pregled principa rada difuzora i različitih izvedbi difuzora. Opisan je način nastanka kavitacije, vrste kavitacije, negativni efekti te je dan pregled metoda za smanjenje kavitacije. Ističe se važnost problema pojave kavitacije u rotoru turbine u blizini lopatice i potreba za sprečavanjem neželjenih posljedica koje nastaju implozijom mjehura vodene pare. Potrebno je povećati minimalan tlak na ulazu u difuzor kako ne bi došlo do pojave kavitacije. Nadalje, ispitan je utjecaj dodavanja J-utora u difuzor vodne turbine koji se dodaju kako bi se smanjila mogućnost pojave kavitacije. Odabrane su tri različite geometrije J-utora. Provedene su numeričke simulacije za postojeću geometriju difuzora i numeričke simulacije za tri različite geometrije J-utora. Najveći minimalni tlak na ulazu u difuzor ostvaren je dodavanjem više J-utora. Minimalan koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d i maksimalan koeficijent oporavka tlaka C_p dobiven je implementacijom manjeg broja kraćih J-utora. Analizom broja utora za istu visinu J-utora najbolje rezultate promatranih koeficijenata ostvarili smo povećanjem broja J-utora. Iz dobivenih rezultata pokazano je kako J-utorima povećavamo minimalni tlak na ulaznom presjeku smanjujući time mogućnost nastanka kavitacije te se od prikazanih poboljšanja najviše ističe slučaj u kojemu imamo manji broj kraćih J-utora. Također, potrebno je uzeti u obzir kako nisu sve mogućnosti J-utora ispitane te postoji prostor za daljnje usavršavanje i poboljšavanje geometrije difuzora vodne turbine. Kako bi se dobila kompletnija slika pojave kavitacija potrebno je dodatno provesti nestacionarne simulacije strujanja za sve slučajeve. Tada bi se moglo pronaći optimalan dizajn koji eliminira mogućnost nastanka kavitacije, a ujedno ima najmanji koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d i najveći koeficijent oporavka tlaka C_p .

9. LITERATURA

- [1] <https://www.iwr.usace.army.mil/Missions/Value-to-the-Nation/Hydropower/Hydropower-Environmental-Benefits/>, 15.09.2023.
- [2] <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/w/ddn-20230127-1>, 19.09.2023.
- [3] Čarija, Z.: "Vodne turbine", radni materijali, Hidraulički strojevi, Tehnički fakultet Rijeka, 2020
- [4] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Hidroelektrana> , 23.09.2023.
- [5] https://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/turbina_vodna.pdf, 28.9.2023.
- [6] Abbas, A.; Kumar, A.: „Development od draft tube in hydro-turbine: A review“, Taylor & Francis, Indija, 2015
- [7] Krivchenko, G.: „Hydraulic machine, turbines and pumps“, MIR Publishers, Moskva, 1986.
- [8] https://archive.nptel.ac.in/content/storage2/courses/112104117/chapter_7/7_7.html, 2.10.2023.
- [9] https://www.researchgate.net/publication/268567564_Computational_Modeling_of_Thermodynamic_Effects_in_Cryogenic_Cavitation, 4.10.2023.
- [10] <https://metaline.com/en/applications/power-generation-wastewater/hydroelectric-power-impeller-repair.html>, 7.10.2023.
- [11] https://www.researchgate.net/publication/328126376_Suppression_of_cavitation_in_the_draft_tube_of_Francis_turbine_model_by_J-Groove, 8.10.2023.
- [12] https://www.researchgate.net/figure/Vortex-rope-structures-in-the-draft-tube_fig2_332030238, 10.10.2023.
- [13] <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/19942060.2022.2164619>, 10.10.2023.
- [14] <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/5/1707>, 12.10.2023.
- [15] <https://www.padtinc.com/2021/05/11/comparison-ansys-fluent-meshing-ansys-meshing-cfd/>, 13.10.2023.
- [16] Čarija, Z.: Vizualizacija i priprema računalnih simulacija, radni materijali, Tehnički fakultet Rijeka, 2022

- [17] <https://www.mdpi.com/2227-7390/10/21/4050>, 14.10.2023.
- [18] <https://www.hep.hr/proizvodnja/hidroelektrane-1528/pp-he-zapad/he-rijeka/1535>, 18.10.2023.
- [19] <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/240/2/022043/pdf>, 18.10.2023.
- [20] https://www.researchgate.net/publication/36425207_Suppression_of_Swirl_in_a_Conical_Diffuser_by_Use_of_J-Groove, 18.10.2023.
- [21] https://www.jstage.jst.go.jp/article/ijfms/4/1/4_1_1/_pdf, 18.10.2023.

10. POPIS OZNAKA

p_1 – tlak na ulaznom presjeku difuzora [Pa]

p_2 – tlak na izlaznom presjeku difuzora [Pa]

ρ – gustoća fluida [kg/m^3]

g – ubrzanje sile teže [m/s^2]

p_{atm} – atmosferski tlak [Pa]

H_s – visina postavljanja turbine iznad donje vode [m]

α_1 – faktor korekcije brzine na ulaznom presjeku difuzora

α_2 – faktor korekcije brzine na izlaznom presjeku difuzora

v_1 – brzina na ulaznom presjeku difuzora [m/s]

v_2 – brzina na izlaznom presjeku difuzora [m/s]

h_f – gubitak pada vode [m]

C_p – stvarni oporavak tlaka

C_{pi} – idealni oporavak tlaka

A_1 – površina ulaznog poprečnog presjeka [m^2]

A_2 – površina izlaznog poprečnog presjeka [m^2]

η_{cp} – efikasnost difuzora [/]

ζ – faktor gubitka

η – ukupna korisnost [/]

P – snaga dobivena na vratila [W]

P_{hid} – hidraulička snaga fluida [W]

η_h – hidraulička korisnost [/]

η_v – volumetrička korisnost [/]

η_m – mehanička korisnost [/]

$H_{gub,dif}$ – gubici u difuzoru

k_{dif} – koeficijent lokalnog otpora difuzora

e_1 – specifična energija na ulaznom presjeku [J/kg]

e_2 – specifična energija na izlaznom presjeku [J/kg]

p_2 – tlak na sredini presjeka 3-3 [Pa]

z_2 – dubina sredine presjeka 3-3 ispod razine donje vode [m]

z_M – visina točke M iznad razine donje vode [m]

w_M – relativna brzina u točki M [m/s]

u_M – obodna brzina u točki M [m/s]

p_M – tlak u točki M [Pa]

w_2 – relativna brzina u točki 2 [m/s]

u_2 – obodna brzina u točki 2 [m/s]

$h_{gub,M-2}$ – visina gubitaka između točke M i točke 2 [m]

H_s – sisna visina [m]

σ – koeficijent kavitacije

H_s^{krit} – kritična sisna visina [m]

H_s^{doz} – dozvoljena sisna visina [m]

C_d – koeficijent hidrauličkih gubitaka

$p_{tot,i}$ – totalni tlak na ulaznom presjeku [Pa]

$p_{tot,o}$ – totalni tlak na izlaznom presjeku [Pa]

C_p – koeficijent oporavka tlaka

$p_{stat,i}$ – totalni tlak na ulaznom presjeku [Pa]

$p_{stat,o}$ – totalni tlak na izlaznom presjeku [Pa]

11. POPIS SLIKA

Slika 2.1. Shema hidroelektrane [4]	3
Slika 2.2. Francis-ova turbina [3]	4
Slika 2.3. Brana hidroelektrane Rijeka	5
Slika 3.1. Francis-ova turbina s difuzorom [8]	6
Slika 3.2. Stožasti (lijevo) i ravni (desno) konični difuzor [5]	7
Slika 3.3. Koljenasti difuzor [5]	8
Slika 3.4. Prošireni difuzor [5]	9
Slika 3.5. Moody-ev difuzor [5]	9
Slika 3.6. Shema difuzora [6]	10
Slika 4.1. Shema difuzora bez i s proširenjem izlaznog presjeka [3]	14
Slika 5.1. Pojava kavitacije i isparavanja [3]	19
Slika 5.2. Kavitacija putujućih mjehura [9]	20
Slika 5.3. Kavitacija u obliku oblaka [9]	21
Slika 5.4. Kavitacija u obliku zavjese [9]	21
Slika 5.5. Superkavitacija [9]	22
Slika 5.6. Vrtložna kavitacija [9]	22
Slika 5.7. Implozija mjehura pare [3]	23
Slika 5.8. Primjer kavitacijske erozije [10]	23
Slika 5.9. Shema difuzora [3]	24
Slika 5.10. Vrtložno uže [12]	27
Slika 5.11. Metoda upuhivanja zraka kroz glavčinu [13]	28
Slika 5.12. Primjer J-utora [14]	29
Slika 5.13. Usporedba eksperimenta i rezultata CFD analize vrtloga u difuzoru [11]	29
Slika 5.14. Usporedba eksperimenta i rezultata CFD analize vrtloga u difuzoru s J-utorima [11]	30
Slika 6.1. Promatrane geometrije difuzora s J-utorima	32
Slika 6.2. Granični slojevi na ulaznom presjeku	34
Slika 6.3. Granični slojevi na izlaznom presjeku	34
Slika 6.4. Numeričke mreže svih geometrija	35
Slika 7.1. Konture statičkog tlaka za slučaj a)	37
Slika 7.2. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj a)	38
Slika 7.3. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj b)	38

Slika 7.4. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj c)	39
Slika 7.5. Detalj kontura statičkog tlaka za slučaj d)	39
Slika 7.6. Konture brzina za slučaj a).....	40
Slika 7.7. Konture brzina za slučaj b)	41
Slika 7.8. Konture brzina za slučaj c).....	41
Slika 7.9. Konture brzina za slučaj d)	42
Slika 7.10. Nacrt kontura strujanja za originalni difuzor	43
Slika 7.11. Tlocrt kontura strujanja za originalni difuzor	43
Slika 7.12. Bokocrt kontura strujanja za originalni difuzor	44
Slika 7.13. Detalji strujnica na ulaznom presjeku za sve slučajeve	44

12. POPIS TABLICA

Tablica 6.1. Postavke graničnih slojeva	33
Tablica 6.2. Broj elemenata numeričke mreže za pojedine geometrije	34
Tablica 6.3. Svojstva korištenog fluida za simulacije	36
Tablica 7.1. Podaci za izračun koeficijenata C_p i C_d	46
Tablica 7.2. Koeficijenti C_p i C_d za sve slučajeve	48

13. SAŽETAK

U ovom diplomskom radu ukratko je opisan princip rada i vrste difuzora. Detaljnije je objašnjen način nastanka i tipovi kavitacije kao i negativni efekti. Posebno su istaknute metode za smanjenje kavitacije te utjecaj na konstrukcijske veličine. U nastavku rada provedene su numeričke simulacije 3D strujanja kroz difuzor bez J-utora i za tri odabrane geometrije J-utora. Za navedene geometrije promatran je koeficijent hidrauličkih gubitaka C_d i koeficijent oporavka tlaka C_p . Rezultati simulacija prikazani su grafički i integralno te su prokomentirani dobiveni rezultati korištenjem različitih dimenzija J-utora. Na kraju rada dane su smjernice za daljnje poboljšanje provedenih simulacija kako bi se navedena metodologija mogla koristiti u praksi za dobivanje optimalne geometrije J-utora.

Ključne riječi: difuzor, kavitacija, Ansys Fluent, J-utor, koeficijent hidrauličkih gubitaka, koeficijent oporavka tlaka

14. ABSTRACT

This thesis briefly describes the working principle and types of diffusers. The method of formation and types of cavitation as well as the negative effects are detail explained. Methods for reducing cavitation and the impact on structural dimensions are particularly highlighted. In the continuation of the work, numerical simulations of the 3D flow through the diffuser without J-sections and for three selected geometries of J-sections were carried out. For the specified geometries, the coefficient of hydraulic losses C_d and the coefficient of pressure recovery C_p were observed. The results of the simulation are presented graphically and integrally, and the results obtained using different dimensions of the J-sections are commented on. At the end of the paper, guidelines are given for further improvement of the performed simulations so that the stated methodology can be used in practice to obtain the optimal J-section geometry.

Keywords: diffuser, cavitation, Ansys Fluent, J-sections, coefficient of hydraulic losses, coefficient of pressure recovery