

Modeliranje zatvaranja zaklopke i predvišanje pojave hidrauličkog udara

Levak, Gabrijel

Master's thesis / Diplomski rad

2016

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:328363>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-22**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Gabrijel Levak

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Ivo Džijan, dipl. ing.

Student:

Gabrijel Levak

Zagreb, 2016.

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

Zahvaljujem se mentoru izv. prof. dr. sc. Ivi Džijanu, dipl. ing, na strpljenju i stručnoj pomoći koju mi je pružio tijekom izrade ovog rada.

Ujedno se zahvaljujem cijeloj svojoj obitelji, prijateljima i kolegama koji su mi bili podrška tijekom studiranja. Posebno se želim zahvaliti Teni Kovačić koja me nesebično poticala i ohrabivala u lošijim trenucima.

Također bi se zahvalio odjelu „Istraživanje i razvoj“ tvrtke Metalska industrija Varaždin d.d. na razumijevanju i podršci koju su mi pružili pred kraj studentskih dana.

Gabrijel Levak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Gabrijel Levak** Mat. br.: 0035178865

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Modeliranje zatvaranja zaklopke i predviđanje pojave hidrauličkog udara**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Modeling closing swing check valve and prediction of resulting water hammer**

Opis zadatka:

U slučaju nagle promjene brzine strujanja fluida u cjevovodnom sustavu, koja nastaje npr. ispadom pumpe iz rada, dolazi do znatne promjene tlaka u mreži. Ta se pojava naziva hidraulički udar, a njene posljedice mogu biti oštećenja cjevovoda i osjetljivih dijelova sustava.

U cjevovodni sustav se zbog toga ugrađuju nepovratni ventili najčešće u obliku zaklopki koji trebaju spriječiti povratno strujanje te tako zaštititi osjetljive dijelove sustava kao što su pumpe i turbine. Zaklopka je pasivna komponenta koja propušta protok samo u jednom smjeru i zatvara se u trenutku kada strujanje mijenja smjer. U realnim uvjetima se često događa povratno strujanje kroz zaklopku. Rizik od oštećenja osjetljivih dijelova sustava i amplituda nastalog hidrauličkog udara zavise od brzine povratnog strujanja kroz ventil prije njegova zatvaranja.

U radu je potrebno modelirati proces zatvaranja zaklopke pri hidrauličkom udaru. Rezultat modeliranja treba biti mogućnost određivanja vremena zatvaranja zaklopke i maksimalne brzine povratnog strujanja u zavisnosti od zadanog prosječnog usporenja strujanja fluida. Tako razvijeni model je potrebno ugraditi u numeričku metodu karakteristika i testirati pri simulaciji nestacionarnog strujanja u nekoliko karakterističnih cjevovodnih sustava.

Rad treba sadržavati:

1. Uvod s prikazom dosadašnjih eksperimentalnih i numeričkih istraživanja procesa zatvaranja zaklopke pri nestacionarnom strujanju fluida.
2. Prikaz metode karakteristika za proračun nestacionarnog strujanja u cjevovodnom sustavu.
3. Model zatvaranja zaklopke pri hidrauličkom udaru.
4. Rezultate numeričke simulacije za nekoliko karakterističnih cjevovodnih sustava.
5. Diskusiju rezultata, te zaključke.

Rezultate proračuna treba prikazati odgovarajućim tablicama, dijagramima i slikama.
Trebaju navesti literaturu i eventualno dobivenu pomoć tijekom izrade rada.

Zadatak zadan:

12. studenog 2015.

Rok predaje rada:

14. siječnja 2016.

Predviđeni datumi obrane:

20., 21. i 22. siječnja 2016.

Zadatak zadao:

Ivo Džijan
Izv. prof. dr. sc. Ivo Džijan

Predsjednica Povjerenstva:

Tanja Jurčević Lulić
Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA.....	III
POPIS OZNAKA.....	IV
SAŽETAK.....	V
SUMMARY.....	VI
1. UVOD.....	1
2. Nepovratni ventil.....	2
2.1. Svojstva nepovratnih ventila.....	2
2.2. Vrste nepovratnih ventila.....	3
2.2.1. Nepovratni ventil s polugom.....	3
2.2.2. Nepovratni ventil s ekscentrom.....	3
2.2.3. Nepovratni ventil s dvostrukom klapnom.....	4
2.2.4. Nepovratni ventil s podiznim pladnjem.....	4
3. Dosadašnja istraživanja i korišteni modeli nepovratnog ventila.....	5
3.1. Eksperimentalna istraživanja.....	5
3.2. RELAP5 model.....	7
3.3. DRAKO model.....	9
3.4. Kvazistacionarni model.....	10
4. Model nepovratnog ventila.....	11
4.1. Jednadžba gibanja.....	11
4.2. Masa i uzgon.....	12
4.3. Moment inercije.....	13
4.4. Dodana masa.....	14
4.5. Hidrodinamička sila.....	15
4.6. Relativna brzina.....	16
5. Metoda karakteristika.....	16
5.1. Osnovne jednadžbe.....	18
5.1.1. Jednadžba količine gibanja.....	18
5.1.2. Jednadžba kontinuiteta.....	20
5.2. Proračun cjevovoda.....	22
5.2.1. Jednadžbe konačnih razlika.....	23
5.2.2. Rubni uvjeti.....	25

5.2.2.1. Rubni uvjet spremnika.....	26
5.2.2.2. Rubni uvjet zatvorenog cjevovoda	26
5.2.2.3. Ventil ili otvor	26
6. Numerički model za proračun nepovratnog ventila.....	28
7. Rezultati	33
7.1. Rezultati kvazistacionarnog proračuna	33
7.1.1. Utjecaj metode numeričke integracije na vrijeme zatvaranja.....	36
7.1.2. Utjecaj relativne brzine i dodane mase	37
7.2. Rezultati metode karakteristika	39
7.2.1. Kraći cjevovod.....	40
7.2.2. Dulji cjevovod.....	42
8. Zaključak.....	44
LITERATURA.....	45

POPIS SLIKA

Slika 1. Skica nepovratnog ventila s polugom.....	3
Slika 2. Skica nepovratnog ventila s ekscentrom.....	4
Slika 3. Skica nepovratnog ventila s dvostrukom klapnom.....	4
Slika 4. Skica nepovratnog ventila s podiznim pladnjem.....	4
Slika 5. Shema eksperimentalnog ispitivanja nepovratnog ventila.....	5
Slika 6. Primjer karakteristične krivulje tlaka očitane senzorom.....	6
Slika 7. Primjer karakteristične krivulje nepovratnog ventila.....	6
Slika 8. Model za računanje pada tlaka u programu RELAP5.....	8
Slika 9. Usporedba vremena zatvaranja za različite metode proračuna [1].....	9
Slika 10. Prikaz koordinatnog sustava s označenim osima u pozitivnom smjeru.....	12
Slika 11. Geometrijske veličine za proračun momenta sile težine.....	12
Slika 12. Geometrijske veličine za proračun momenta uzgona.....	13
Slika 13. Fizikalne veličine rotirajućih masa.....	14
Slika 14. Fizikalne veličine sfere za aproksimaciju dodane mase.....	15
Slika 15. Četiri faze širenja tlačnog vala nakon naglog zatvaranja ventila [9].....	17
Slika 16. Diferencijalni element cjevovoda.....	18
Slika 17. Kontrolni volumen jednadžbe kontinuiteta.....	20
Slika 18. Karakteristične linije u xt ravnini.....	22
Slika 19. Mreža za rješavanje nestacionarnog strujanja u cjevovodu.....	23
Slika 20. Karakteristike na rubovima.....	25
Slika 21. Ventil koji povezuje dva cjevovoda.....	27
Slika 22. Pojednostavljenje geometrije za CFD analizu.....	28
Slika 23. Negativ ventila s prikazanom ravninom simetrije.....	29
Slika 24. Prikaz rubnog sloja mreže konačnih elemenata.....	29
Slika 25. Mreža konačnih elemenata u cijevima prije i poslije ventila.....	30
Slika 26. Razvijeni profil brzine.....	30
Slika 27. Graf reziduala.....	31
Slika 28. Koeficijenti $C(\theta)$ za pozitivan i negativan protok.....	32
Slika 29. Dijagram koeficijenta lokalnih gubitaka K	32
Slika 30. Postotak otvorenosti ventila ovisno o brzini strujanja.....	33
Slika 31. Dijagram brzine povratnog strujanja u ovisnosti o prosječnoj deceleraciji strujanja.....	34
Slika 32. Usporedba vremena zatvaranja za različite prosječne deceleracije protoka.....	35
Slika 33. Usporedba kutne brzine tijekom zatvaranja za različite prosječne deceleracije strujanja.....	35
Slika 34. Usporedba vremena zatvaranja za različite metode numeričke integracije.....	36
Slika 35. Kutna brzina klapne tijekom zatvaranja.....	37
Slika 36. Utjecaj dodane mase i relativne brzine na vrijeme zatvaranja.....	38
Slika 37. Kutna brzina tijekom zatvaranja.....	38
Slika 38. Skica referentnih cjevovoda.....	39
Slika 39. Piezometrička visina na izlazu iz ventila tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila.....	40
Slika 40. Protok kroz ventil tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila.....	41
Slika 41. Otvorenost ventila.....	41
Slika 42. Piezometrička visina na izlazu iz ventila tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila.....	42
Slika 43. Protok kroz ventil tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila.....	43
Slika 44. Otvorenost ventila.....	43

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	Površina
a	m/s^2	Ubrzanje
c	m/s	Brzina zvuka
C	-	Koeficijent otpora strujanju
D	m	Promjer
F	N	Sila
g	m/s^2	Ubrzanje sile teže
H	m	Piezometrička visina
h	m	Korak
I	$kg\ m^2$	Moment inercije
K	-, Pa	Koeficijent lokalnih gubitaka, prostorni modul elastičnosti
L	m	Udaljenost osi rotacije i težišta, duljina cjevovoda
m	kg	Masa
M_H	Nm	Moment hidrodinamičke sile
M_m	Nm	Moment sile teže
M_t	Nm	Moment sile trenja
M_u	Nm	Moment sile uzgona
p	Pa	Tlak
Q	m^3/s	Volumni protok
r	m	Radijus
t	s	Vrijeme
u, v	m/s	Brzina
x	m	Koordinata cjevovoda
β, γ, θ	rad	Kut
Δp	Pa	Promjena tlaka
Δv	m/s	Promjena brzine
ε	-, s^{-2}	Omjer površina, kutno ubrzanje
λ	-	Koeficijent trenja
ρ	kg/m^3	Gustoća fluida
τ	-	Koeficijent otvorenosti ventila
τ_0	Pa	Tangencijalno naprezanje
ω	s^{-1}	Kutna brzina

SAŽETAK

Nepovratni ventili primjenjuju se u raznim granama industrije kako bi spriječili povratno strujanje u cjevovodima i na taj način zaštitile osjetljive komponente kao što su pumpe ili kako bi spriječili nenamjerno pražnjenje spremnika. Idealan nepovratni ventil se zatvara u trenutku kada protok mijenja smjer. Kako se u stvarnim uvjetima često javlja povratno strujanje, pojavljuje se hidraulički udar u trenutku zatvaranja. Amplituda tlačnog vala u hidrauličkom udaru uvjetovana je brzinom povratnog strujanja u trenutku zatvaranja. Nestacionarne pojave često se simuliraju jednodimenzionalnim kodovima koji su brzi, ali imaju ograničenu točnost. CFD analiza u 3 dimenzije koje se danas uobičajeno rade vremenski su i računalno znatno zahtjevnije od klasičnih metoda, ali daju točnije rezultate.

U ovom radu modeliran je proces zatvaranja nepovratnog ventila pri hidrauličkom udaru. Kao referentni model uzet je nepovratni ventil DN 300 tvrtke MIV d.d. tip V2-08. Rezultat takvog numeričkog modela je karakteristika zatvaranja koja pokazuje promjenu kuta otvorenosti u ovisnosti o prosječnoj deceleraciji strujanja. Zatim je model nepovratnog ventila s poznatom karakteristikom zatvaranja ugrađen u dva karakteristična cjevovoda. Proračun nestacionarnog strujanja u cjevovodima napravljen je metodom karakteristika.

Ključne riječi: nepovratni ventil, hidraulički udar, nestacionarne pojave, cjevovod, metoda karakteristika

SUMMARY

Check valves are used in various industries to prevent reverse flow in pipelines and thus protect sensitive components such as pumps or to prevent accidental discharge of the container. An ideal non-return valve closes when the flow changes direction. Since reverse flow often occurs in real situations, water hammer occurs at the time of closing. This pressure wave influences the valve and the pipeline equally. The amplitude of such pressure wave speed is determined by the return flow at the time of closing. Unsteady fluid flow is often simulated using one-dimensional codes. These codes are very quick, but, because of simplification, contain inaccuracies that should be taken into account. With the current state of technology, CFD analysis in three dimensions is not a problem, but such simulations are significantly more time consuming and computationally demanding than traditional methods.

In this paper, the closing process of a swing check valve during transient flow is modeled. The reference model is the swing check valve type V2-08, DN 300, from valve manufacturer MIV d.d. The result of such a numerical model is the closing characteristics which shows the change in the angle of openness in relation to the average deceleration of flow. After that the model of the non-return valve, with a known closing characteristics, is placed into two characteristic pipelines. Method of characteristics is then used to calculate pressure transients in these pipelines.

Key words: non-return valve, water hammer, unsteady fluid flow, pipeline, method of characteristics

1. UVOD

Glavna zadaća nepovratnih ventila je sprječavanje povratnog strujanja kako bi se osigurali osjetljivi dijelovi cjevovoda kao što su pumpe ili da bi se onemogućilo neželjeno pražnjenje spremnika. Idealan nepovratni ventil zatvara se u trenutku kada strujanje mijenja smjer. Kako to u stvarnosti često nije slučaj, pojavljuje se određeno povratno strujanje koje može uzrokovati pojavu hidrauličkog udara. Ovim radom želi se odrediti karakteristika zatvaranja ventila i definirati model ventila. Takav model zatim će se ugraditi u numerički proračun cjevovoda metodom karakteristika.

Kako bi se saznalo ponašanje ventila u eksploatacijskim uvjetima potrebno je vršiti brojna ispitivanja koja zahtijevaju značajnija novčana sredstva. Uz određena ograničenja moguće je napraviti računalnu simulaciju u jednoj ili tri dimenzije, što predstavlja prihvatljiviju alternativu. Proračun se obično odvija u dvije faze. Prva faza je određivanje hidrauličkog opterećenja. Druga faza je određivanje opterećenja koja proizlaze iz prijelaznih pojava u sustavu. Takav pristup problemu korišten je u ovom radu.

Postoji nekoliko vrsta nepovratnih ventila koje imaju različite karakteristike, te se shodno tome upotrebljavaju u industriji. U ovom radu proračun je vršen na nepovratnom ventilu DN 300 tvrtke MIV d.d., model V2-08.

2. Nepovratni ventil

Postoji nekoliko vrsta nepovratnih ventila. Zadaća je svima ista. Spriječiti povratno strujanje i na taj način osigurati osjetljive komponente sustava i neželjeno pražnjenje spremnika.

Konstrukcija nepovratnih ventila sastoji se od kućišta, osovine na koju je vezana klapna, ili više njih, te mehanizma za zatvaranje, koji je najčešće gravitacijski (vlastita težina klapne i utega) ili opružni (opruga ili stlačeni zrak).

2.1. Svojstva nepovratnih ventila

Povratno strujanje koje nepovratni ventil nastoji spriječiti pojavljuje se nakon gašenja ili ispadanja pumpe, ili nakon zatvaranja kontrolnog ventila. Zbog fizikalnih svojstava ventila kao što su trenje i inercija, nepovratni ventil se ne može zatvoriti dovoljno brzo, te se stoga pojavi povratno strujanje.

Naglo zatvaranje nepovratnih ventila može prouzrokovati značajne tlačne valove nizvodno, ili pak stvaranje podtlaka uzvodno što može uzrokovati kavitaciju. Naravno veliki tlačni valovi mogu prouzročiti i mnogo veću štetu kao što je puknuće cjevovoda ili uništenje pumpe.

Tlačni val nepovratnog ventila je pojava uzrokovana povratnim strujanjem. Kada se klapna približava sjedištu povećava se razlika tlaka, te se dodatno ubrzava proces zatvaranja. Naglo zatvaranje uzrokuje hidraulički udar. Kako bi se spriječila takva pojava, zatvaranje nepovratnog ventila mora biti što bliže trenutku kada protok mijenja smjer. Samo vrijeme zatvaranja značajno ovisi o konstrukciji ventila. Ukoliko nije moguće postići dovoljno kratko vrijeme zatvaranja, često se ugrađuju amortizeri kako bi se usporilo zatvaranje ventila i smanjio gradijent brzine. U pravilu je vrijeme zatvaranja manje ukoliko je manja masa pokretnih dijelova i ako je manji put koji klapna mora prijeći da se zatvori. Također je vrijeme zatvaranja manje ako je zatvaranje potpomognuto oprugom.

Amplituda tlačnog vala koji se pojavljuje kao posljedica naglog zaustavljanja protoka definirana je jednadžbom Nikolaja Žukovskog.

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta v \quad (1)$$

Prema jednadžbi (1) porast tlaka kao posljedica naglog zaustavljanja strujanja ovisi o gustoći medija ρ , brzini zvuka u mediju c , te promjeni njegove brzine u trenutku zatvaranja Δv . Brzina zvuka u vodi je približno 1400 m/s, što znači da naglo zaustavljanje vode gustoće 1000 kg/m³ koja struji brzinom 1 m/s uzrokuje porast tlaka od 14 bara.

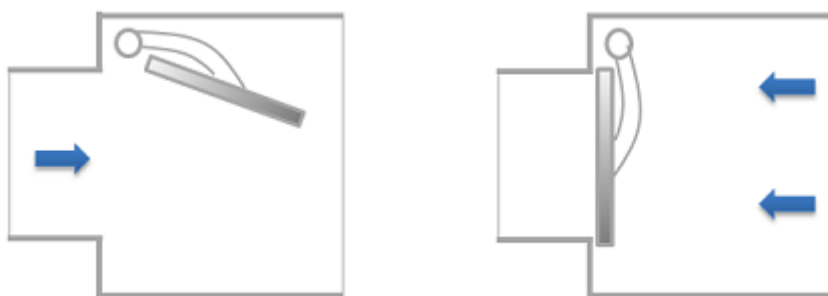
Kako nepovratni ventil ne utječe na nestacionarne pojave u sustavu sve do trenutka kada se treba zatvoriti, moguće je promatrati te dvije pojave odvojeno. Drugim riječima, nepovratni ventil je pasivna komponenta koja se prilagođava trenutnom stanju u sustavu do trenutka kada je gotovo zatvoren.

2.2. Vrste nepovratnih ventila

Svaki proizvođač ima svoje izvedbe koje se upotrebljavaju ovisno o potrebama. Četiri najzastupljenije kategorije su nepovratni ventili s polugom, s ekscentrom, s dvostrukom klapnom i s podiznim pladnjem.

2.2.1. Nepovratni ventil s polugom

Jednostavna i jeftina konstrukcija glavni su razlozi za veliku zastupljenost ovih nepovratnih ventila. Također su vrlo pouzdani, te imaju manje gubitke tlaka u usporedbi s ostalim konstrukcijama. Ovakvi ventili zatvaraju se uz pomoć gravitacije. Glavni nedostatak im je velika masa rotirajućih dijelova i dugi put klapne prilikom zatvaranja, što rezultira dugim vremenom zatvaranja.



Slika 1. Skica nepovratnog ventila s polugom

2.2.2. Nepovratni ventil s ekscentrom

Konstrukcijski je vrlo sličan nepovratnom ventilu s polugom. Glavna razlika je u poluzi i položaju osi rotacije. Kod ventila s polugom os rotacije nalazi izvan poprečnog presjeka cjevovoda, dok se kod nepovratnih ventila s ekscentrom os rotacije nalazi unutar struje

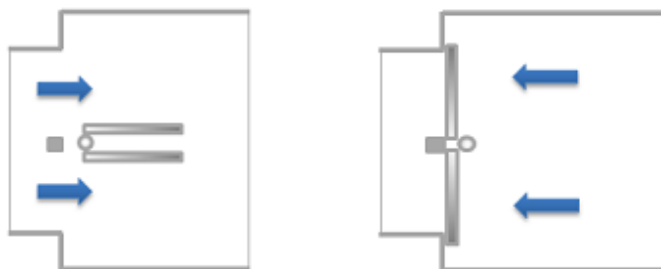
fluida. Ovakva konstrukcija omogućava kraće vrijeme zatvaranja zbog smanjenog puta. Glavni nedostaci su mogući problemi s brtvenom površinom i veća cijena.



Slika 2. Skica nepovratnog ventila s ekscentrom

2.2.3. *Nepovratni ventil s dvostrukom klapnom*

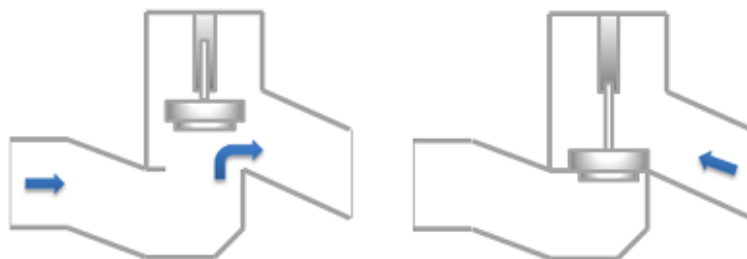
Ova konstrukcija sastoji se od dvije klapne koje rotiraju oko središnje osi. Na osovini je obično pričvršćena opruga koja služi za zatvaranje, a može služiti i kao stabilizator oscilacija u otvorenom položaju. Vrijeme zatvaranja manje je od prije navedenih modela zbog manje inercije i puta. Ovakva konstrukcija ima nešto veće gubitke tlaka, a problemi se mogu javiti s brtvenom površinom.



Slika 3. Skica nepovratnog ventila s dvostrukom klapnom

2.2.4. *Nepovratni ventil s podiznim pladnjem*

Konstrukcija se sastoji od pladnja koji se podiže i spušta, te na taj način otvara i zatvara protok. Pladanj je vođen klizačem zbog čega je osjetljiv na prljavštinu. Glavna prednost je vrlo mali put koji pladanj treba prevaliti zbog čega je vrijeme zatvaranja izrazito kratko. U vodilicu se može ugraditi opruga što dodatno skraćuje vrijeme zatvaranja.



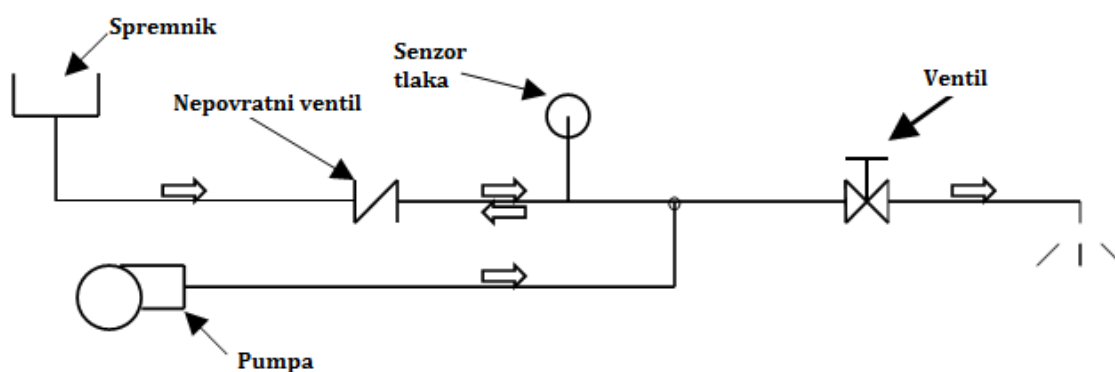
Slika 4. Skica nepovratnog ventila s podiznim pladnjem

3. Dosadašnja istraživanja i korišteni modeli nepovratnog ventila

U današnje vrijeme sve se više razvijaju metode numeričke analize, kako u mehanici fluida, tako i na drugim područjima, pa ne čudi što se i na ovom području većina istraživanja fokusira na numeričke metode. Glavni razlog tome je visoka cijena i neprilagodljivost eksperimentalnih istraživanja. Kada se jednom definira kvalitetan matematički model, on u manjoj mjeri odstupa od eksperimentalnih istraživanja i prilično je prilagodljiv u smislu promjene ulaznih parametara kao što su promjer, brzina i medij, dok je s druge strane eksperimentalno istraživanje mnogo teže, a i skuplje prilagoditi različitim ulaznim parametrima. Ipak eksperimentalna istraživanja još su uvijek neizostavan dio bilo kojeg istraživanja zbog veće točnosti i potrebe za validacijom numeričkih rezultata.

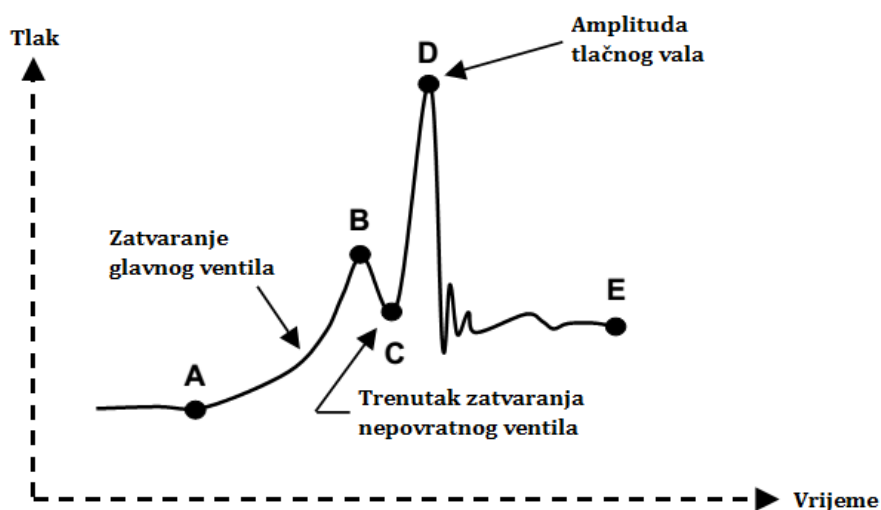
3.1. Eksperimentalna istraživanja

Najznačajnije rezultate na području numeričkih istraživanja postigao je tim inženjera tvrtke Val-Matic. Primjenom prethodnih istraživanja (Thorley, 1989, Provoost, 1983) definirana je metoda ispitivanja koju su proveli na vlastitom proizvodnom programu.



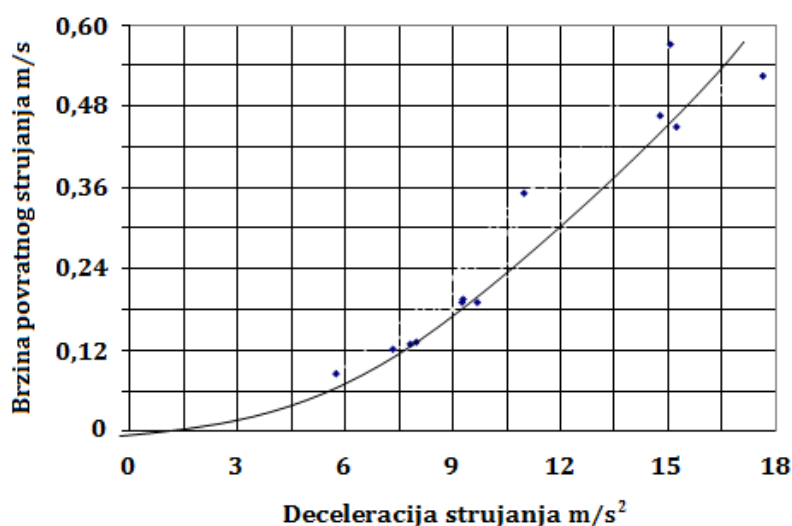
Slika 5. Shema eksperimentalnog ispitivanja nepovratnog ventila

Slika 5 prikazuje shemu za eksperimentalno ispitivanje nepovratnog ventila. U prvom koraku se otvori ventil, te se upali pumpa. Voda zatim istječe iz spremnika te otvara nepovratni ventil. Istodobno pumpa stvara protok koji zajedno s protokom iz spremnika izlazi kroz ventil. Zatvaranjem glavnog ventila smanjuje se protok kroz nepovratni ventil, te se u jednom trenutku pojavi povratno strujanje. U trenutku zatvaranja pojavljuje se hidraulički udar koji se može očitati pomoću senzora tlaka. Karakteristična krivulja tlaka koja se može očitati pomoću senzora prikazana je na slici 6.



Slika 6. Primjer karakteristične krivulje tlaka očitane senzorom

Promjenom stupnja zatvorenosti i brzine zatvaranja ventila mogu se postići različite deceleracije strujanja. Mjerenjem brzine povratnog strujanja u trenutku zatvaranja za više različitih deceleracija strujanja može se dobiti karakteristična krivulja nepovratnog ventila (Slika 7) koja prikazuje iznos brzine povratnog strujanja u trenutku zatvaranja nepovratnog ventila u ovisnosti o deceleraciji strujanja, što prema jednadžbi (1) definira amplitudu tlačnog vala nakon potpunog zatvaranja nepovratnog ventila.



Slika 7. Primjer karakteristične krivulje nepovratnog ventila

Ovakve krivulje omogućuju brzo i jednostavno uspoređivanje različitih vrsta nepovratnih ventila, te ujedno daju informaciju o njihovom ponašanju u određenom sustavu.

3.2. RELAP5 model

RELAP5 je jednodimenzionalni kod razvijen u *Idaho National Laboratory*. Cilj je bio osmisliti jedinstveni program za simulaciju ponašanja rashladnog sustava za reaktore u nuklearnim elektranama. Program se nastavio razvijati pod pokroviteljstvom Ministarstva energetike Sjedinjenih Američkih Država, te je do danas postao jedan od vodećih programa u tom području.

Uz brojne druge mogućnosti, u programu je moguće simulirati prijelazne (tranzijentne) pojave u cjevovodima. RELAP5 posjeduje modul *inrvlv* pomoću kojega se može aproksimirati ponašanje nepovratnog ventila. Modul koristi modificirani oblik drugog Newtonovog zakona gibanja.

$$M_H + M_t + M_m = I \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (2)$$

Moment sile trenja računa se prema jednadžbi

$$M_t = \Delta p_{cr} \cdot A_{disk} \cdot L. \quad (3)$$

Umjesto da se moment sile trenja definira direktno, ulazni podatak je tlak pokretanja, tj. minimalna razlika tlaka koja je potrebna da bi se klapna pokrenula iz stanja mirovanja.

Moment sile teže definiran je izrazom

$$M_m = -(m_{klapna} - m_{fluid}) \cdot g \cdot L \cdot \sin(\theta). \quad (4)$$

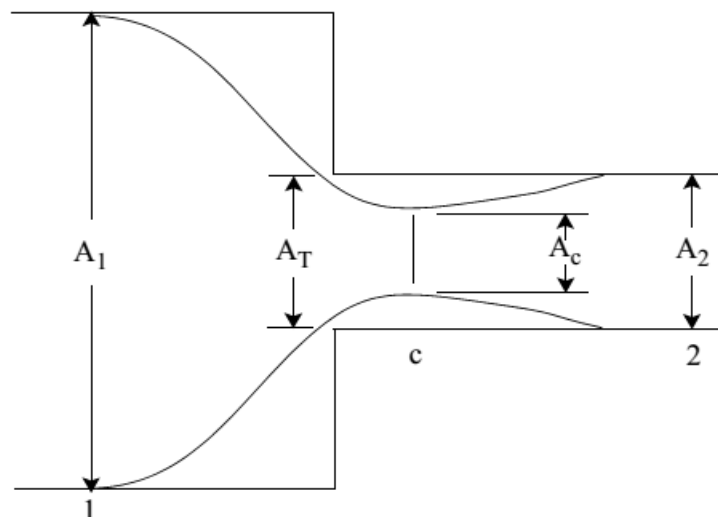
Masa u ovom slučaju predstavlja masu pokretnih dijelova uronjenih u fluid, a računa se na način da se od mase uronjenih dijelova m_{klapna} oduzme masa istisnutog fluida m_{fluid} . Ukupna masa pokretnih dijelova koristi se prilikom računanja momenta inercije. $L \cdot \sin(\theta)$ predstavlja krak sile težine u odnosu na os rotacije.

Moment hidrodinamičke sile fluida koji nastrojava na klapnu računa se prema jednadžbi

$$M_H = \Delta p \cdot A_p \cdot L, \quad (5)$$

gdje je Δp razlika tlaka na ulazu i izlazu ventila. A_p je površina diska projicirana u smjeru strujanja, dok je L udaljenost središta mase od osi rotacije.

Na razliku tlaka utječe gubitak tlaka. RELAP5 model računa pad tlaka pomoću otvorene površine u idealiziranom slučaju. Referentni model putem kojeg se računa pad tlaka slični mjernoj blendi kakva se koristi za mjerenje protoka.



Slika 8. Model za računanje pada tlaka u programu RELAP5

Površine A_1 i A_2 zadaju se kao ulazni podaci, a A_T i A_c se računaju i ovise o položaju klapne. Navedene površine definiraju omjere koji se računaju prema

$$\varepsilon_c = \frac{A_c}{A_T}, \quad \varepsilon_T = \frac{A_T}{A_1}, \quad \varepsilon = \frac{A_2}{A_1}. \quad (6)$$

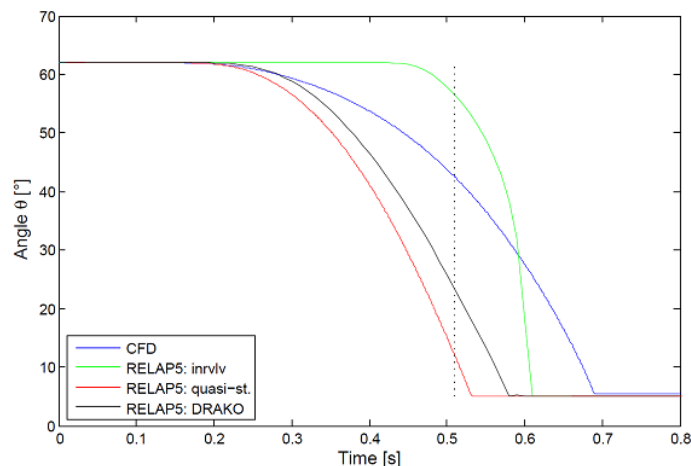
Pad tlaka zatim se računa jednadžbom

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c \cdot \varepsilon_T}\right)^2 \cdot v^2. \quad (7)$$

Odnos omjera ε_c i ε_T definiran je empirijskim izrazom

$$\varepsilon_c = 0,62 + 0,38 \cdot (\varepsilon_T)^3. \quad (8)$$

Ovakav model prilično loše opisuje ponašanje nepovratnog ventila zbog toga što je pad tlaka na naglom suženju, kao što ga aproksimira RELAP5, mnogo veći od stvarnog pada tlaka na ventilu. Takva aproksimacija daje mnogo veće hidrodinamičke momente od stvarnih što u simulaciji dovodi do kasnijeg početka zatvaranja ventila. Zbog vrlo velikog momenta, zatvaranje je vrlo brzo što djelomično ispravlja prvu pogrešku (Slika 9).



Slika 9. Usporedba vremena zatvaranja za različite metode proračuna [1]

3.3. DRAKO model

DRAKO model svojevrsna je nadogradnja modela *inrvlv* kakav se koristi u RELAP-u. Glavna razlika je u momentu hidrodinamičke sile, tj. načinu na koji se on određuje. RELAP5 model pretpostavlja da samo razlika tlaka uzrokuje moment, dok DRAKO model računa ukupni moment koji je posljedica nastrujavanja fluida na klapnu. Moment hidrodinamičke sile u tom slučaju poprima oblik

$$M_H = \Delta p \cdot A_{disk} \cdot L + v_{rel}^2 \cdot \rho \cdot A_{disk} \cdot \cos(\theta)^2 \cdot L, \quad (9)$$

gdje je

$$v_{rel} = \frac{v \cdot A_{DN}}{A_{disk}} - L \cdot \omega \cdot \cos(\theta). \quad (10)$$

Osim što se proračun razlikuje u načinu određivanja momenta hidrodinamičke sile, razlikuje se i po načinu određivanja pada tlaka Δp . Dok je u RELAP-u koeficijent pada tlaka ovisan o omjerima površina koje su vezane empirijskom formulom, kod programa DRAKO koeficijent pada tlaka računa se na sljedeći način

$$K_{DRAKO} = A_2^2 \cdot \left(\frac{1}{f(\theta)^2} - \frac{1}{A_1^2} \right), \quad (11)$$

gdje je $f(\theta)$ funkcija površine koja ovisi o kutu otvorenosti, površini diska i drugim parametrima.

Pad tlaka zatim iznosi

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot K_{DRAKO} \cdot v^2. \quad (12)$$

3.4. Kvizistacionarni model

U radu Ho-Gon Lim, et al. [5] predlaže se proračun momenta hidrodinamičke sile na temelju sile u stacionarnom stanju. Jednadžba gibanja u tom slučaju poprima oblik

$$M_H + M_m = I \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (13)$$

Moment sile težine jednak je momentu iz jednadžbe (4), dok je moment hidrodinamičke sile fluida koji nastrojava na klapnu opisan kao moment zbog otpora strujanju.

$$M_H = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A_p \cdot v^2. \quad (14)$$

Projicirana površina A_p i koeficijent otpora C_d mijenjaju se ovisno o kutu θ pa se uvodi novi koeficijent stacionarnog momenta $C(\theta)$ za koji se smatra da u dovoljnoj mjeri opisuje ovisnost promjene momenta hidrodinamičke sile o promjeni kuta.

$$M_H = C(\theta) \cdot A \cdot \rho \cdot v^2. \quad (15)$$

Da bi se odredio koeficijent $C(\theta)$ treba proračunati moment u nekoliko točaka za stacionarno stanje. Zatim se pomoću jednadžbe (15) odredi koeficijent u odabranim točkama.

U literaturi [5] se predlaže koeficijent $C(\theta)$ oblika

$$C(\theta) = (X \cdot \theta)^{-3}. \quad (16)$$

Kako kvazistacionarni model opisuje stacionarno stanje klapne u određenom trenutku, tada on vrlo dobro opisuje ponašanje ventila u početku nestacionarne pojave, tj. početak otvaranja i početak zatvaranja. Za vrijeme prijelaznih pojava nastaju sve veće pogreške jer ovakav model ne opisuje dinamičko ponašanje ventila. Tim nedostacima djelomično se može doskočiti primjenom teorije dodane mase i relativne brzine o čemu će biti riječi kasnije.

4. Model nepovratnog ventila

Kao referentni model za proračun u ovom radu odabran je kvazistacionarni model ventila. Razlog tome je jednostavnost proračuna u odnosu na DRAKO model, te točnije vrijednosti momenta u odnosu na RELAP5. Trenje u osloncima nije uključeno u proračun zbog zanemarivog utjecaja.

4.1. Jednadžba gibanja

Drugi Newtonov zakon (temeljni zakon gibanja) govori da tijelo na koje djeluje konstantna sila F ubrzava jednoliko pravocrtno u smjeru vektora sile.

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}. \quad (17)$$

Primjenom drugog Newtonovog zakona na tijelo koje rotira oko konstantne osi dobije se modificirana jednadžba gibanja koja glasi

$$M = I \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (18)$$

gdje je M ukupni moment svih sila oko osi rotacije, I moment inercije, ω kutna brzina, a t vrijeme.

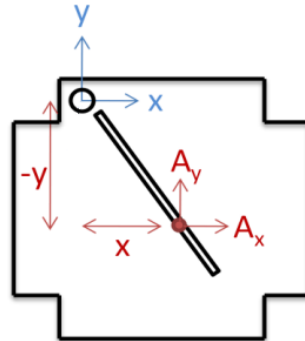
Kao što je već napomenuto, osnovna jednadžba gibanja ventila u kvazistacionarnom modelu glasi

$$M_H + M_m = I \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (19)$$

U proračunu ventila u ovom radu korištena je proširena jednadžba gibanja koja sadrži moment inercije dodane mase I_{dod} . Također je iz momenta sile teže izdvojen moment sile uzgona M_u pa konačna jednadžba gibanja poprima oblik

$$M_H + M_m + M_u = (I + I_{dod}) \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (20)$$

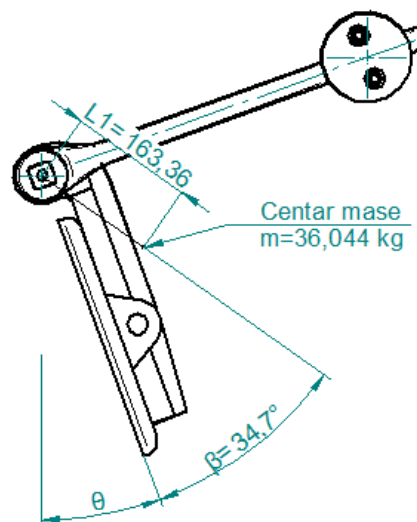
Pozitivne vrijednosti definirane su prema desnom koordinatnom sustavu. Pozitivan volumni protok ima pozitivnu brzinu i stvara pozitivan moment na klapnu koju nastoji otvoriti.



Slika 10. Prikaz koordinatnog sustava s označenim osima u pozitivnom smjeru

4.2. Masa i uzgon

Prilikom računanja momenta sile teže treba uzeti u obzir da mogu postojati vanjski utezi ili slični elementi koji nisu uronjeni u fluid. Kako ne bi bilo zabune najbolje je promatrati moment sile teže i moment sile uzgona odvojeno. Slika 11 prikazuje geometrijske veličine potrebne za proračun momenta sile teže.

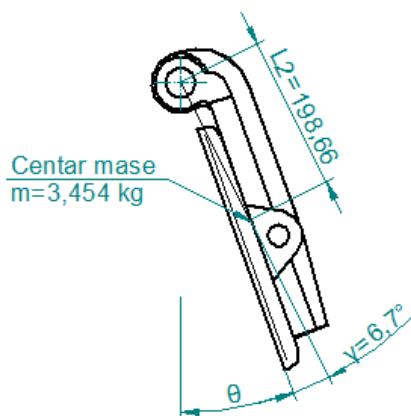


Slika 11. Geometrijske veličine za proračun momenta sile težine

Može se smatrati da je masa koncentrirana u materijalnoj točki pa formula za proračun momenta glasi

$$M_m = -m_{klapne} \cdot g \cdot L_1 \cdot \sin(\theta + \beta). \quad (21)$$

Kako moment sile teže uvijek nastoji zatvoriti ventil predznak je negativan. Na jednak način može se odrediti moment sile uzgona. Slika 12 prikazuje geometrijske veličine za proračun momenta sile uzgona, a navedena masa odnosi se na masu istisnutog fluida, u ovom slučaju vode gustoće $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$.



Slika 12. Geometrijske veličine za proračun momenta uzgona

Moment sile uzgona se računa kao

$$M_u = m_{fluida} \cdot g \cdot L_2 \cdot \sin(\theta + \gamma). \quad (22)$$

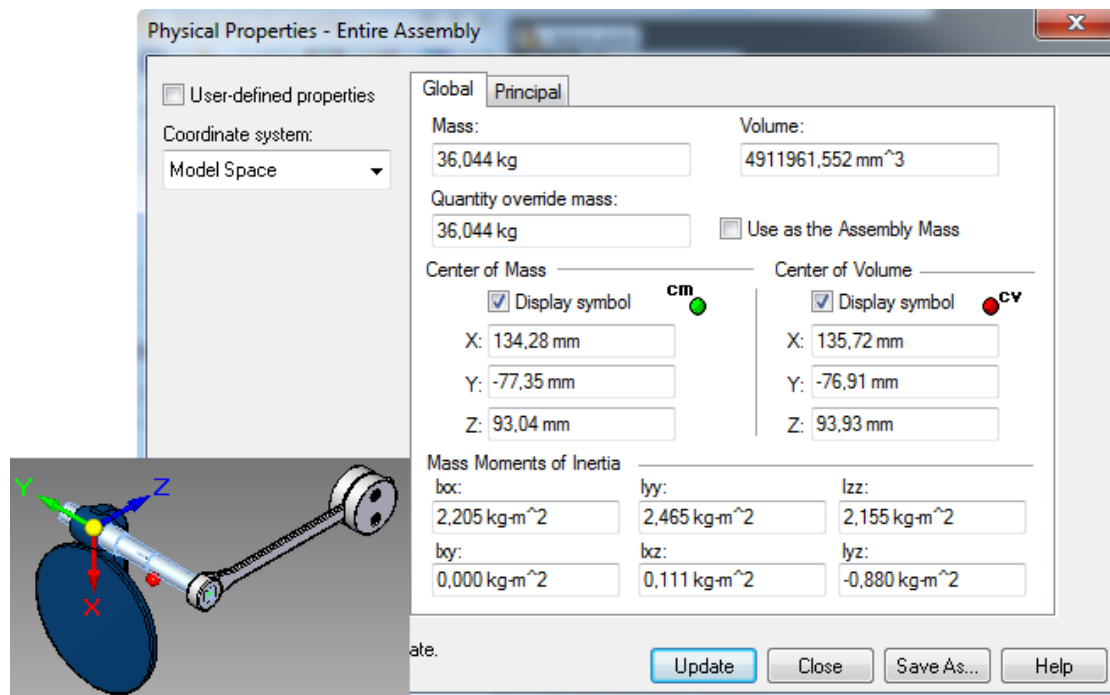
Moment sile uzgona nastoji otvoriti klapnu, te je stoga njegov predznak pozitivan.

4.3. Moment inercije

Moment inercije je fizikalna veličina koja opisuje tromost ili inerciju krutog tijela ili čestice pri promjeni brzine ili smjera rotacije. Može se smatrati da je moment inercije kod rotacije analogan masi kod promjene brzine.

$$I = \int_m r^2 \cdot dm. \quad (23)$$

Primjenom CAD programa moguće je brzo i točno odrediti moment inercije proizvoljno kompleksne geometrije. Slika 13 prikazuje očitane vrijednosti fizikalnih veličina iz programa SolidEdge. Za proračun je bitan moment inercije oko osi rotacije, što je u danom 3D modelu os y . Moment inercije oko osi rotacije iznosi $I=I_{yy}=2,465 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

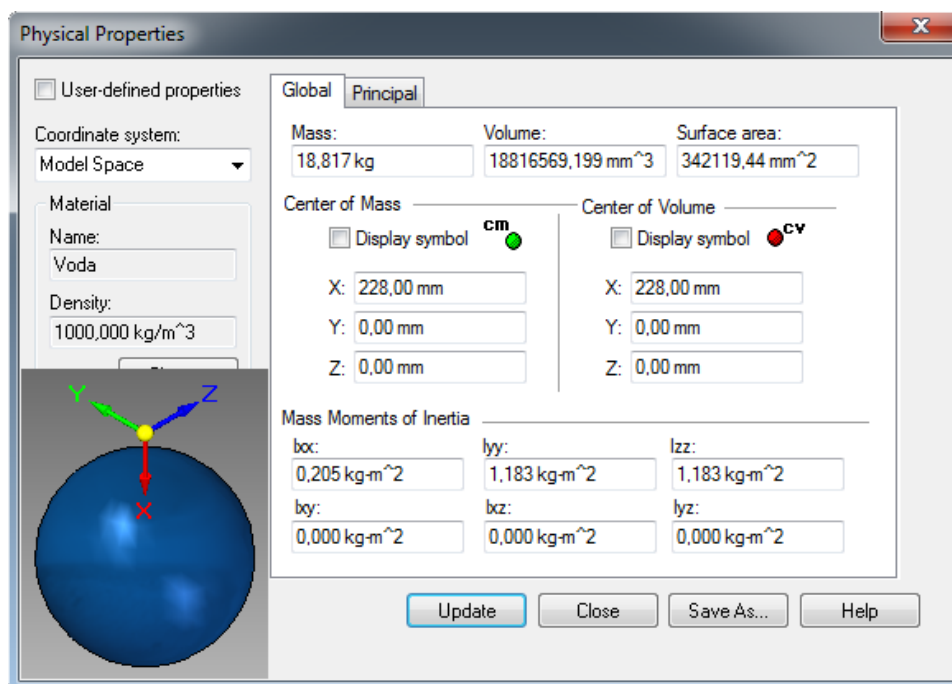


Slika 13. Fizikalne veličine rotirajućih masa

4.4. Dodana masa

Kada kruto tijelo uronjeno u fluid ubrzava pojavljuje se dodatna sila zbog ubrzanja okolnog fluida. Ta dodatna sila može se promatrati kao dodatna masa koja ubrzava. Iznos mase najviše ovisi o geometriji samog tijela, gustoći fluida i vrsti gibanja (rotacija ili translacija). Ukoliko se radi o čeličnom predmetu koji se giba kroz plin, takva pojava može se zanemariti. Radi li se o čeličnom predmetu koji se kreće kroz medij veće gustoće kao što je voda, tada iznos sile (ili dodane mase) postaje značajan. Općenito se može reći da je iznos dodane mase veći što je gustoća predmeta i fluida sličnija.

Vrlo je teško jednoznačno utvrditi iznos dodane mase kod nepovratnih ventila s polugom. Stoga je u radu Thorley A.R.D [6] predloženo da se dodana masa aproksimira sferom fluida koja ima jednak promjer i položaj kao klapna.



Slika 14. Fizikalne veličine sfere za aproksimaciju dodane mase

Kao i u prethodnom slučaju određivanja momenta inercije od značaja je moment inercije oko osi rotacije, a to je u danom 3D modelu os y . Moment inercije dodane mase iznosi $I_{\text{dod}} = I_{yy} = 1,183 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

4.5. Hidrodinamička sila

Moment hidrodinamičke sile definiran je jednačbom (15). Jedina nepoznanica koju treba odrediti je koeficijent $C(\theta)$. Kako bi se on mogao odrediti potrebno je provesti stacionarnu CFD analizu u nekoliko karakterističnih položaja klapne. Rezultat CFD analize je stacionarni moment M_{CFD} na klapnu uz pomoć kojeg se računa koeficijent $C(\theta)$ u odabranim točkama.

$$C(\theta) = \frac{M_{\text{CFD}}}{A \cdot \rho \cdot v^2}. \quad (24)$$

Iako je u literaturi [5] predložena krivulja oblika $(X \cdot \theta)^{-3}$ u proračunu je, zbog bolje aproksimacije, definirana krivulja oblika $X \cdot \theta^{-Y}$. Zbog značajne razlike u vrijednostima izračunatih koeficijenata za pozitivno i negativno strujanje uvedena su dva odvojena koeficijenta $C(\theta)^+$ i $C(\theta)^-$ koji se zatim koriste u odgovarajućim slučajevima pozitivnog odnosno negativnog protoka.

4.6. Relativna brzina

Relativna brzina je brzina kojom se dva tijela gibaju jedno u odnosu na drugo, mjereno u istom koordinatnom sustavu.

$$\vec{v}_{AB} = \vec{v}_A - \vec{v}_B. \quad (25)$$

Klapna i okolni fluid također su dva tijela u međusobnom gibanju. Kako bi se odredio stvarni moment hidrodinamičke sile kojim fluid djeluje na klapnu, treba uzeti u obzir relativnu brzinu.

$$v_{rel} = v - \omega \cdot L \cdot \cos(\theta). \quad (26)$$

Modificirana jednažba (15) glasi

$$M_H = C(\theta) \cdot A \cdot \rho \cdot v_{rel}^2. \quad (27)$$

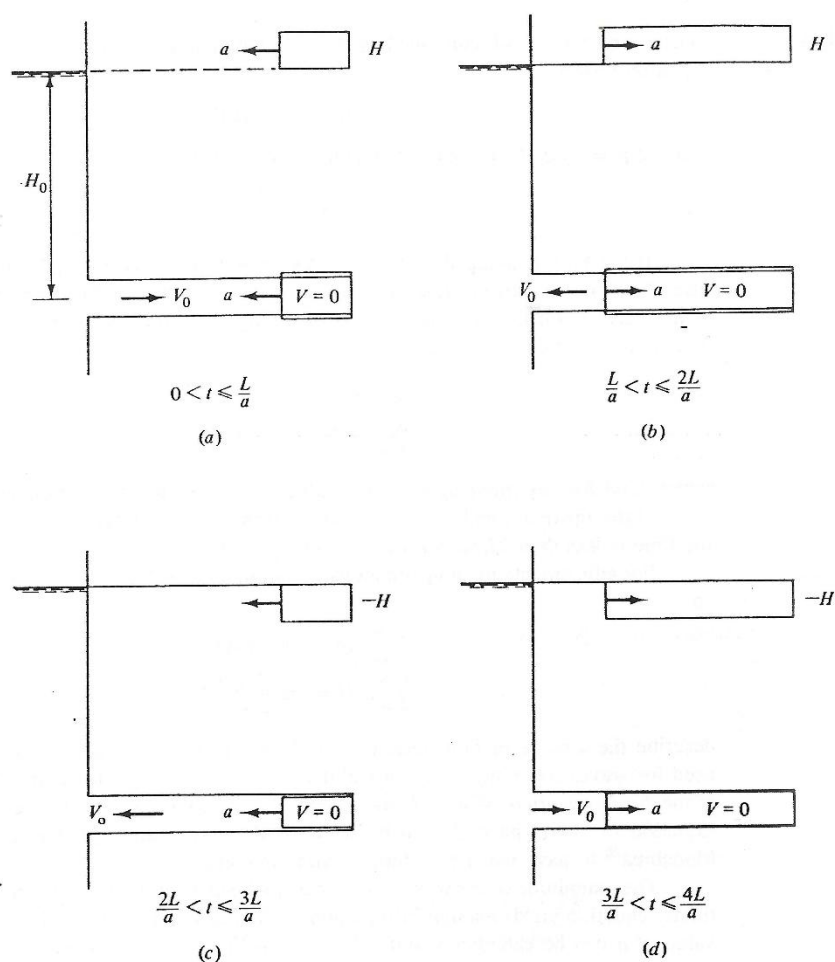
5. Metoda karakteristika

Kod stacionarnog strujanja nema promjena fizikalnih veličina s vremenom, dok se kod nestacionarnog strujanja fizikalne veličine mijenjaju s vremenom. Stacionarno strujanje može se promatrati kao specifičan slučaj nestacionarnog strujanja, stoga jednažbe koje definiraju nestacionarno strujanje moraju moći opisivati i stacionarno strujanje.

Uzroci nestacionarnih pojava mogu biti različiti. Najčešće ih uzrokuju otvaranje i zatvaranje ventila, te pokretanje i gašenje pumpi. Takve prijelazne pojave su kontrolirane i očekuje se njihovo pojavljivanje u sustavu pa se on može prema njima dimenzionirati. Mnogo neugodnije pojave su one neočekivane kao što su naglo ispadanje pumpe, u vidu kvara ili nestanka električne energije ili puknuće cjevovoda. Nestacionarne pojave mogu biti i harmonijskog karaktera, kao što je to česta pojava kod klipnih pumpi.

Slika 15 prikazuje četiri faze širenja tlačnog vala nakon naglog zatvaranja ventila. U trenutku zatvaranja ventila $t=0$, fluid uz ventil se naglo zaustavlja, stlačuje se i širi stjenku cjevovoda. Nakon što se prvi sloj zaustavi, proces se ponavlja sa svakim sljedećim slojem, a tlačni val putuje brzinom zvuka c u fluidu. Fluid nastavlja strujati u cjevovod sve dok tlačni val ne dođe do spremnika u trenutku $t=L/c$ (Slika 15a). Sav fluid u cijevi nalazi se pod pretlakom ρgH , a kinetička energija pretvorila se u elastičnu potencijalnu. Na ulazu

iz spremnika u cjevovod ostala je neuravnoteženost tlakova jer se tlak u spremniku nije mijenjao, dok je u cjevovodu nastao pretlak. Zbog toga fluid počinje strujati natrag u spremnik (Slika 15b). Tlak u cjevovodu vraća se u početno stanje, a brzina poprima vrijednost v_0 u smjeru spremnika. U trenutku $t=2L/c$ val stiže do ventila. Kako je ventil zatvoren, fluid brzine v_0 naglo se zaustavlja zbog čega nastaje potlak $-\rho gH$. Fluid se zaustavlja u slojevima, a val se ponovno širi prema spremniku (Slika 15c). u trenutku $t=3L/c$ val ponovno stiže do spremnika. Brzina je 0, no postoji razlika u tlakovima koja se nastoji izjednačiti, pa val ponovno putuje prema spremniku (Slika 15d). Zbog potlaka u ovom slučaju fluid struji u cjevovod. U trenutku $t=4L/c$ val stiže do ventila. Period oscilacija u sustavu je $4L/c$. Realni cjevovod sadrže gubitke, pa se sa svakim periodom amplituda tlačnog vala i brzina strujanja smanjuju sve dok se ponovno ne postigne stacionarno stanje.



Slika 15. Četiri faze širenja tlačnog vala nakon naglog zatvaranja ventila [9]

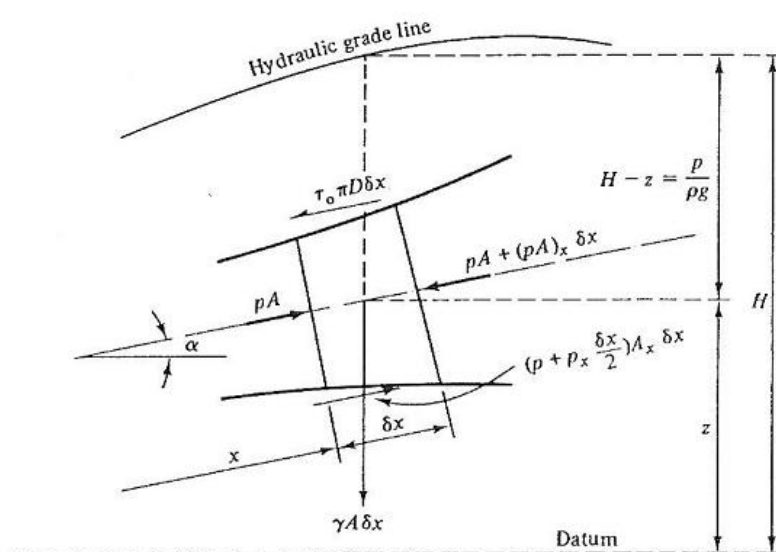
Svaka metoda rješavanja problema nestacionarnog strujanja kreće od jednadžbi količine gibanja, kontinuiteta, energije, stanja i drugih jednadžbi koje opisuju fizikalna svojstva te pojave. Metoda karakteristika transformira parcijalne diferencijalne jednadžbe količine gibanja i kontinuiteta u obične diferencijalne jednadžbe koje se mogu integrirati. Metoda je vrlo rasprostranjena i prihvaćena jer ima nekoliko ključnih prednosti pred ostalim metodama. Glavna prednost je jednostavnost i točnost proračuna u odnosu na ostale metode. Osnovni nedostatak ove metode su striktno definirani intervali vremena i položaja.

5.1. Osnovne jednadžbe

5.1.1. Jednadžba količine gibanja

Jednadžba količine gibanja koja se koristi u metodi karakteristika izvedena je za protok kroz koničnu, cilindričnu i prizmatičnu cijev. Osnovne su pretpostavke da je cijev potpuno ispunjena fluidom gustoće ρ , da je prosječan tlak po presjeku jednak tlaku u simetriji cjevovoda $p(x,t)$ i da je brzina kroz presjek jednaka prosječnoj brzini $v(x,t)$. Vrijeme t i položaj x smatraju se nezavisnim varijablama.

Slika 16 prikazuje osnovni diferencijalni element cjevovoda na mjestu x s površinom presjeka A i debljinom δx , pomoću kojeg se definira jednadžba količine gibanja. Cijev je nagnuta pod kutom α . Sile koje djeluju na diferencijalni element su sile tlaka, sile tangencijalnog naprezanja τ_0 na stjenkama i sila gravitacije.



Slika 16. Diferencijalni element cjevovoda

Prema drugom Newtonovom zakonu, suma svih sila koje djeluju na neko tijelo jednaka je umnošku mase tog tijela i njegove akceleracije.

$$pA - \left[pA + \frac{\partial(pA)}{\partial x} \delta x \right] + \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \frac{\partial A}{\partial x} \delta x - \tau_0 \pi D \delta x - \rho g A \delta x \sin \alpha = \rho A \delta x \frac{Dv}{Dt}. \quad (28)$$

Indeksi x i t označuju parcijalne derivacije. Zanimare li se članovi koji sadrže $(\delta x)^2$ jednačba (28), uz pojednostavljenja, poprima oblik

$$\frac{\partial p}{\partial x} A + \tau_0 \pi D + \rho g A \sin \alpha + \rho A \frac{Dv}{Dt} = 0. \quad (29)$$

Kod proračuna prijelaznih pojava smatra se da je tangencijalno naprezanje jednako kao i u stacionarnom stanju, pa se na temelju ravnoteže sila tlaka i trenja u ravnotežnom stanju te Darcy-Weisbach-ovog izraza, u kojem je λ koeficijent trenja, može pisati

$$\tau_0 = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot v \cdot |v|}{8}, \quad (30)$$

Izraz Dv/Dt u jednačbi (29) označava ubrzanje čestice fluida, u ovom slučaju diferencijalnog elementa cijevovoda koji se kreće brzinom v .

$$\frac{Dv}{Dt} = v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t}. \quad (31)$$

Supstitucijom jednačbi (30) i (31) u jednačbu(29) dobije se

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + g \sin \alpha + \frac{\lambda v \cdot |v|}{2D} = 0. \quad (32)$$

Za slučaj slabo stlačivog strujanja kroz cijev konstantnog poprečnog presjeka vrijedi $\partial v/\partial x \approx 0$.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + g \sin \alpha + \frac{\lambda v \cdot |v|}{2D} = 0. \quad (33)$$

Tlak i promjena tlaka u smjeru strujanja se mogu prikazati preko piezometričke visine H i geodetske visine osi cijevi z na mjestu x sljedećim jednačbama.

$$p = \rho \cdot g \cdot (H - z),$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot g \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) = \rho \cdot g \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \sin \alpha \right). \quad (34)$$

Uvrštavanjem u (33) slijedi

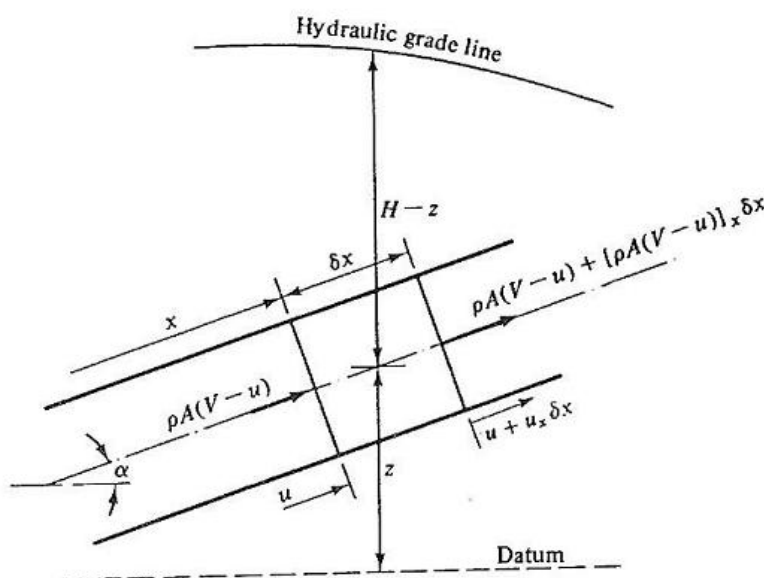
$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda v \cdot |v|}{2D} = 0. \quad (35)$$

Jednadžbe (29) i (32) vrijede za bilo koji fluid, dok jednadžba (35) vrijedi samo za slabo stlačive fluide.

5.1.2. Jednadžba kontinuiteta

Slika 17 prikazuje kontrolni volumen širine δx koji se giba duž x osi cjevovoda brzinom v . Brzina gibanja stjenke cjevovoda označena je s u . Zakon očuvanja mase nalaže da je masa koja ulazi u kontrolni volumen jednaka promjeni mase unutar kontrolnog volumena, odnosno

$$-[\rho A(v - u)]_x \delta x = \frac{D'}{Dt} (\rho A \delta x). \quad (36)$$



Slika 17. Kontrolni volumen jednadžbe kontinuiteta

Totalni diferencijal s obzirom na aksijalni pomak cijevi brzinom u definiran je izrazom

$$\frac{D'}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t}. \quad (37)$$

Vremenska promjena širine kontrolnog volumena glasi

$$\frac{D'}{Dt} \delta x = \frac{\partial u}{\partial x} \delta x. \quad (38)$$

Nakon što se jednadžbe (37) i (38) uvrste u jednadžbu (36) dobije se

$$\rho A \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho A)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = 0. \quad (39)$$

Zadnja dva člana jednadžbe (39) predstavljaju totalni diferencijal od ρA s obzirom na gibanje čestice fluida brzinom v . Uzme li se u obzir da je taj totalni diferencijal definiran izrazom

$$\frac{D}{Dt} = v \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t}, \quad (40)$$

Prethodni izraz se može zapisati kao

$$\frac{1}{\rho A} \left(\rho \frac{DA}{Dt} + \frac{D\rho}{Dt} A \right) + \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (41)$$

Ovakva općenita formulacija vrijedi za sve vrste fluida i sve vrste cijevi, bile one horizontalne ili pod kutom, s promjenjivim ili konstantnim presjekom. Ograniči li se proračun na slabo stlačive fluide može se zapisati

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{K} \frac{Dp}{Dt}, \quad (42)$$

gdje je K prostorni modul elastičnosti fluida. Površina presjeka cijevi funkcija je tlaka, pa se može napisati

$$\frac{DA}{Dt} = \frac{dA}{dp} \frac{Dp}{Dt}. \quad (43)$$

Što uvršteno u (41) daje

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{K} \frac{Dp}{Dt} \left(1 + \frac{K}{A} \frac{dA}{dp} \right) = 0. \quad (44)$$

Prema [9] brzina zvuka u cjevovodu iznosi

$$c^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{K}{A} \frac{dA}{dp}}. \quad (45)$$

Nakon što se (45) uvrsti u (44) može se napisati

$$\rho \cdot c^2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{Dp}{Dt} = 0. \quad (46)$$

Kombinacijom jednadžbi (32) i (46) dobije se

$$\frac{\partial p}{\partial x} \left(1 - \left(\frac{v}{c} \right)^2 \right) - \frac{v}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho g \sin \alpha + \rho \frac{\lambda v^2}{2D} = 0. \quad (47)$$

Ukoliko je Machov broj dovoljno malen ($Ma=v/c \ll 1$), član koji sadrži $(v/c)^2$ može se zanemariti bez da se ugrozi točnost proračuna. Jednadžbom (47) dokazuje se da je, uz

zadovoljavajuću točnost, moguće zanemariti član totalnog diferencijala $v \cdot \partial \rho / \partial x$ iz jednadžbe (46), pa tako ona poprima oblik

$$\rho \cdot c^2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \quad (48)$$

Uvođenjem supstitucije $\partial p / \partial t = \rho \cdot g \cdot \partial H / \partial t$ jednadžba glasi

$$\frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0. \quad (49)$$

Ovakva jednadžba vrijedi samo za slabo stlačive fluide pri niskim brzinama strujanja.

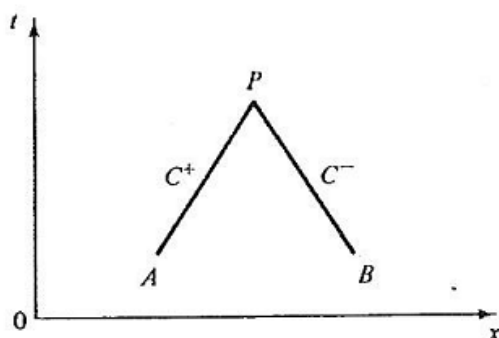
5.2. Proračun cjevovoda

Jednadžba količine gibanja (35) i jednadžba kontinuiteta (49) tvore par kvazilinearnih parcijalnih diferencijalnih jednadžbi s varijablama brzine i piezometričke visine. Transformacijom prema [9] se dobiju četiri obične diferencijalne jednadžbe koje se grupiraju u parove karakterističnih linija C^+ i C^- .

$$C^+: \begin{cases} \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dx} + \frac{\lambda v \cdot |v|}{2D} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = +c \end{cases}, \quad (50)$$

$$C^-: \begin{cases} -\frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dx} + \frac{\lambda v \cdot |v|}{2D} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = -c \end{cases}. \quad (51)$$

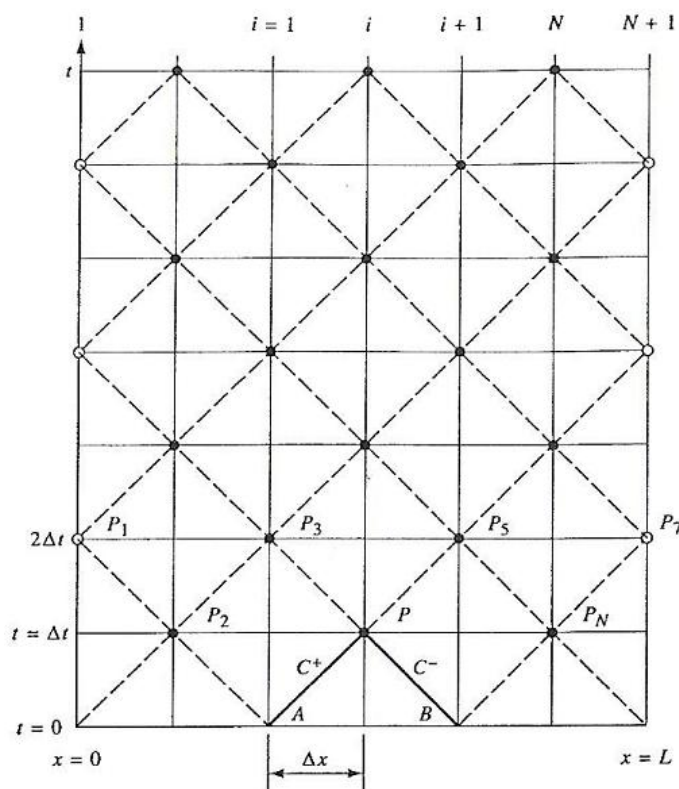
Metoda karakteristika može se vrlo dobro vizualizirati u xt ravnini. Kako je brzina zvuka u cijevima uglavnom konstantna, na dijagramu se C^+ i C^- prikazuju kao ravne linije (Slika 18).



Slika 18. Karakteristične linije u xt ravnini

5.2.1. Jednadžbe konačnih razlika

Prije početka proračuna potrebno je pravilno diskretizirati sustav. Cjevovod se podijeli na paran broj dijelova, svaki duljine Δx . Kako omjer koraka i vremena mora biti u skladu s jednadžbama (50) i (51), treba biti $\Delta t = \Delta x/c$. Ako su poznate zavisne varijable v i H u točki A moguće je integrirati jednadžbu (50) na intervalu od A do P. Isto tako, ako su poznate zavisne varijable u točki B, moguće je integrirati jednadžbu (51) na intervalu od P do B. Svaka integracija daje jednu jednadžbu s dvije nepoznanice, što predstavlja sustav od dvije jednadžbe s dvije nepoznanice koji se lako može riješiti. Da bi se problem mogao riješiti potrebno je poznavati početno stanje sustava u trenutku $t=0$. U pravilu je to stacionarno stanje sustava prije poremećaja. Svaki idući vremenski korak računa se iz prethodnih vrijednosti duž karakterističnih linija C^+ i C^- (Slika 19).



Slika 19. Mreža za rješavanje nestacionarnog strujanja u cjevovodu

Pomnoži li se jednadžba (50) sa $c dt/g$, te se uvede protok $Q = A \cdot v$ kao nepoznanica umjesto brzine v , ona poprima oblik koji se lako može integrirati između točaka A i P.

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{c}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{\lambda}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q \cdot |Q| dx = 0. \quad (52)$$

Integracijom se dobije sljedeća jednadžba duž C^+ karakteristike

$$H_P - H_A + \frac{c}{gA}(Q_P - Q_A) + \frac{\lambda}{2gDA^2} Q_P Q_A = 0. \quad (53)$$

Analogno se određuje jednadžba duž C^- karakteristike

$$H_P - H_B - \frac{c}{gA}(Q_P - Q_B) - \frac{\lambda}{2gDA^2} Q_P Q_B = 0. \quad (54)$$

Nakon što se izluči H_P za obje jednadžbe, one glase

$$H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_P Q_A, \quad (55)$$

$$H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) + RQ_P Q_B. \quad (56)$$

B predstavlja fizikalno svojstvo fluida i cjevovoda i često se naziva impedancija cjevovoda.

$$B = \frac{c}{gA}. \quad (57)$$

R predstavlja koeficijent otpora cjevovoda

$$R = \frac{\lambda}{2gDA^2}. \quad (58)$$

Faktor trenja λ može se tretirati kao konstanta ili se može računati u svakom koraku prema Reynoldsovom broju i Moodyjevom dijagramu.

Kako bi se jednadžbe lakše prepisale i interpretirale u računalni kod, uvode se indeksi. Indeks i označava položaj x , dok indeks j označava vrijeme t . Jednadžbe (55) i (56) u novom obliku glase

$$C^+: H_{i,j} = C_P - B_P \cdot Q_{i,j}, \quad (59)$$

$$C^-: H_{i,j} = C_M - B_M \cdot Q_{i,j}. \quad (60)$$

Koeficijenti C_P , B_P , C_M i B_M su poznate konstante koje se računaju s vrijednostima iz prethodnog vremenskog intervala.

$$\begin{aligned} C_P &= H_{i-1,j-1} + B \cdot Q_{i-1,j-1}, \\ B_P &= B + R \cdot |Q_{i-1,j-1}|, \\ C_M &= H_{i+1,j-1} - B \cdot Q_{i+1,j-1}, \\ B_M &= B + R \cdot |Q_{i+1,j-1}|. \end{aligned} \quad (61)$$

Eliminacijom $Q_{i,j}$ iz jednadžbi (59) i (60) dobije se

$$H_{i,j} = \frac{C_P \cdot B_M + C_M \cdot B_P}{B_P + B_M}. \quad (62)$$

Na jednak način može se odrediti $Q_{i,j}$

$$Q_{i,j} = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M}. \quad (63)$$

Ovakve jednadžbe s indeksnim zapisom mogu se lako pretvoriti u računalni kod. Za potpuni proračun još treba definirati rubne uvjete i ponašanje nestacionarnih pojava na mjestu ventila.

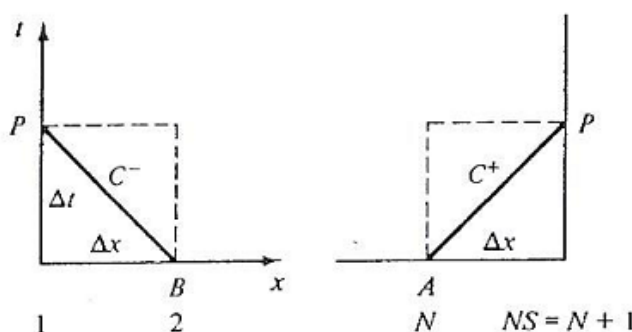
Nakon svakog vremenskog koraka Δt računa se novi položaj klapne prema jednadžbi

$$\theta_{t+\Delta t} = \theta_t + \omega \cdot \Delta t, \quad (64)$$

Gdje je ω kutna brzina koja se računa iz jednadžbe gibanja (20) Eulerovom metodom rješavanja običnih diferencijalnih jednadžbi.

5.2.2. Rubni uvjeti

Na svakom kraju cjevovoda zadovoljena je samo jedna jednadžba kompatibilnosti. Na nizvodnom kraju cjevovoda zadovoljena je C^+ karakteristika, dok je na uzvodnom kraju cjevovoda zadovoljena C^- karakteristika. Kako svaki kraj ima samo jednu važeću jednadžbu s dvije nepoznanice, potrebna je dodatna jednadžba kako bi sustav bio rješiv. Rubni uvjeti rješavaju se neovisno jedan o drugome i neovisno o unutarnjim točkama proračuna.



Slika 20. Karakteristike na rubovima

5.2.2.1. Rubni uvjet spremnika

Ukoliko se na kraju cjevovoda nalazi dovoljno veliki spremnik može se smatrati da je hidraulička gradijentna linija konstantna, što znači da je $H_i = H_R$, gdje je H_R visina površine fluida iznad geodetske linije. Ukoliko se razina fluida mijenja s vremenom može se definirati izraz

$$H_{i,j} = H_R + \Delta H(t). \quad (65)$$

Iz jednadžbi (59) i (60), ovisno o položaju spremnika, zatim se izravno mogu odrediti protoci Q_1 na početku i Q_{N+1} na kraju cjevovoda.

$$\begin{aligned} Q_{1,j} &= \frac{H_{1,j} - C_M}{B_M}, \\ Q_{N+1,j} &= \frac{C_P - H_{N+1,j}}{B_P}. \end{aligned} \quad (66)$$

5.2.2.2. Rubni uvjet zatvorenog cjevovoda

Nakon što se ventil zatvori, cjevovod se dijeli na dva odvojena kraća cjevovoda od kojih svaki ima rubni uvjet zatvorenog cjevovoda. Karakteristično svojstvo ovog rubnog uvjeta je činjenica da nema protoka kroz čvor, pa je stoga

$$Q_{i,j} = 0. \quad (67)$$

Piezometrička visina zatim se može odrediti direktno iz jednadžbi (59) i (60), ovisno o položaju rubnog uvjeta, tj. važećoj karakteristici.

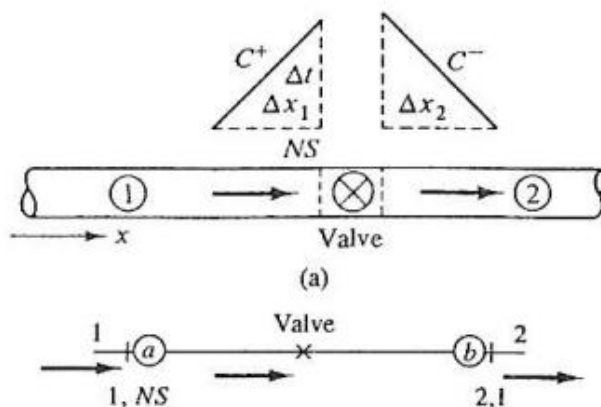
5.2.2.3. Ventil ili otvor

Ventil ili otvor ne mora nužno biti na kraju cjevovoda, već se može nalaziti na bilo kojem mjestu u cjevovodu. U tom slučaju cjevovod se tretira kao dva odvojena kraća cjevovoda koji su na krajnjim čvorovima povezani ventilom (Slika 21).

Problem se zasebno razmatra za pozitivno strujanje i za negativno strujanje. Prema slici 21, za piezometričku visinu na ulazu ventila H_a i na izlazu ventila H_b vrijedi

$$\begin{aligned} H_a &= H_{1,NS}, \\ H_b &= H_{2,1}, \end{aligned} \quad (68)$$

gdje je $H_{1,NS}$ piezometrička visina na kraju prvog cjevovoda, a $H_{2,1}$ piezometrička visina na početku drugog cjevovoda. Indeksi 1 i 2 u ovom slučaju označuju cjevovod.



Slika 21. Ventil koji povezuje dva cjevovoda

Protok u pozitivnom smjeru može se napisati kao

$$Q_{1,NS} = Q_{2,l} = Q_v = \frac{Q_0 \cdot \tau}{\sqrt{H_0}} \sqrt{H_a - H_b}, \quad (69)$$

gdje je Q_v volumni protok kroz ventil, a H_0 pad tlaka kroz ventil u stacionarnom stanju pri protoku Q_0 , kada je ventil potpuno otvoren ($\tau=1$).

Kada se jednačba (69) uvrsti u općenitu jednačbu za čvorišta cjevovoda prema [9] dobije se kvadratna jednačba čije rješenje je

$$Q_v = -C_v(B_{P1} + B_{M2}) + \sqrt{C_v^2 \cdot (B_{P1} + B_{M2})^2 + 2 \cdot C_v(C_{P1} - C_{M2})}, \quad (70)$$

gdje je $C_v = Q_0^2 \cdot \tau^2 / 2H_0$. Analogijom se može odrediti protok u negativnom smjeru.

$$Q_v = C_v(B_{P1} + B_{M2}) - \sqrt{C_v^2 \cdot (B_{P1} + B_{M2})^2 - 2 \cdot C_v(C_{P1} - C_{M2})}. \quad (71)$$

Iz jednačbi (70) i (71) može se primijetiti da je negativan protok moguć samo u slučaju $C_{P1} - C_{M2} < 0$, pa se prema tome jednačba (70) koristi kada je $C_{P1} - C_{M2} \geq 0$, a jednačba (71) kada je $C_{P1} - C_{M2} < 0$.

Piezometrička visina određuje se prema jednačbama (59) i (60), ovisno o položaju rubnog uvjeta, tj. važećoj karakteristici.

Rubni uvjet ventila sadrži varijablu τ koja je pokazatelj otvorenosti ventila. Ona se kreće od 0 do 1, gdje vrijednost 0 označava zatvoreni ventil, a 1 potpuno otvoreni ventil.

Vrijednost koeficijenta računa se prema

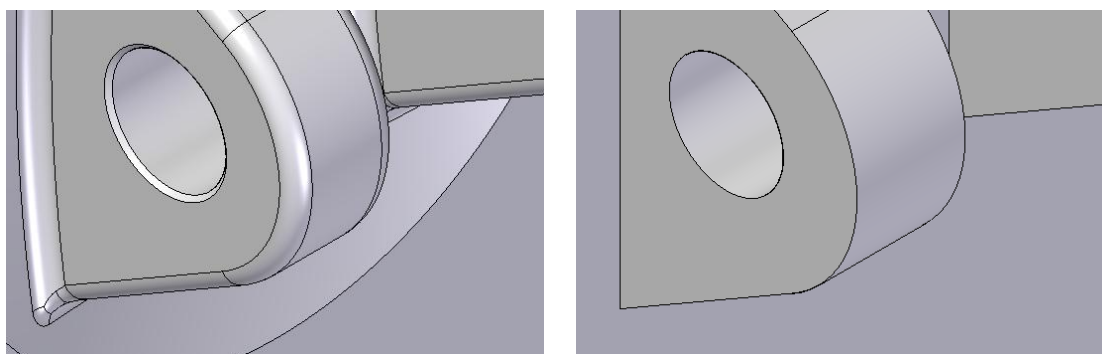
$$\tau = \sqrt{\frac{K_0}{K}}, \quad (72)$$

gdje je K_0 koeficijent lokalnog gubitka u otvorenom položaju, a K koeficijent gubitka u trenutku računanja. Jednadžba koja definira ponašanje koeficijenta K određuje se na jednak način kao i koeficijenti $C(\theta)$ iz jednadžbe (24). Iz rezultata CFD analize lako se može izlučiti iznos pada tlaka Δp za pojedine položaje. Koeficijent K za pojedine položaje zatim se određuje prema jednadžbi

$$K(\theta) = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot v^2}. \quad (73)$$

6. Numerički model za proračun nepovratnog ventila

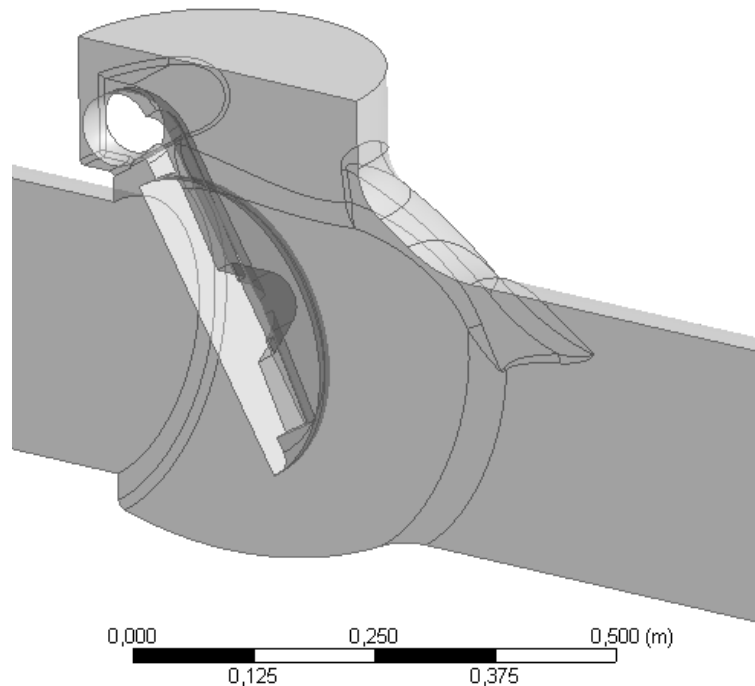
Proračun momenta ventila napravljen je u programskom paketu ANSYS. Prije početka proračuna definirani su položaji klapne za koje se proračunava stacionarni moment. Kako je prilikom CFD analize metodom konačnih volumena vrlo bitna kvaliteta mreže, često se pojednostavljuje i prilagođava model da bi se postigla željena kvaliteta. Vrlo je bitno da se kod prilagodbe zadrži osnovna geometrija, te da se ne mijenjanju bitne dimenzije. Osnovne prilagodbe modela odnose se na brisanje nepotrebnih zaobljenja i skošenja, te uklanjanje (nebitnih) uskih procjepa koji predstavljaju problem prilikom kreiranja mreže konačnih elemenata. Prilikom izrade i prilagodbe 3D modela valja imati na umu da se za proračun koristi negativ ventila koji predstavljati domenu kojom struji fluid.



Slika 22. Pojednostavljenje geometrije za CFD analizu

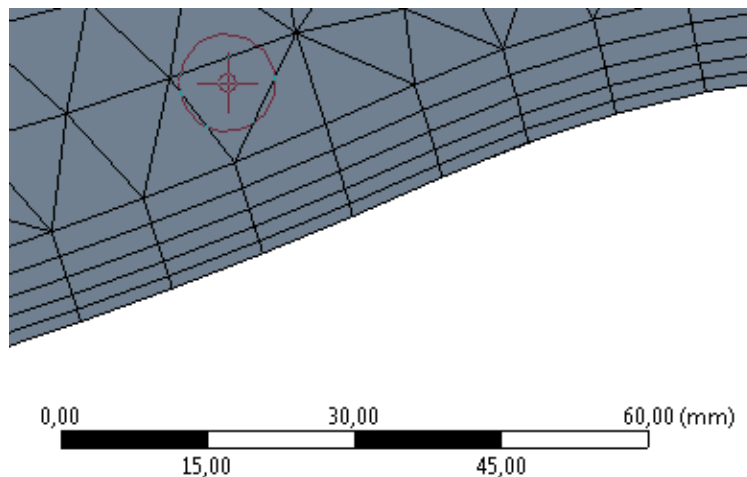
Kako bi se kako bi se izbjegao negativan utjecaj rubnih uvjeta na ulaznom i izlaznom dijelu, domena je produžena za iznos $10 \cdot DN$ na svaku stranu. Prilikom modeliranja

domene iskorišteno je svojstvo simetrije kako bi se smanjio broj konačnih volumena i potrebno računsko vrijeme.



Slika 23. Negativ ventila s prikazanom ravninom simetrije

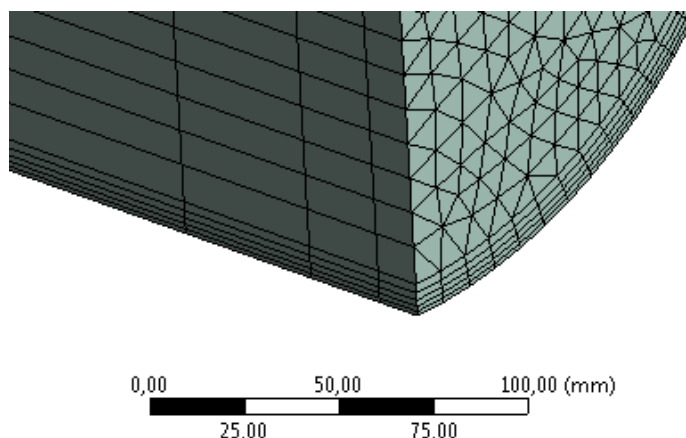
Prilikom izrade mreže konačnih volumena uz površinu stijenke treba izraditi mrežu oblika graničnog sloja kako bi se kvalitetno moglo opisati strujanje uz stijenku. U radu je definirano 5 slojeva konačnih volumena s faktorom rasta od 1,2.



Slika 24. Prikaz rubnog sloja mreže konačnih elemenata

Zbog smanjenja broja konačnih elemenata, mreža cijevi na ulazu i izlazu izrađena je ekstrudiranjem postojeće mreže na ulazu i izlazu ventila. Takvim postupkom nastaje

mreža trostranih i četverostranih prizmi kojom se može na jednostavan način izraditi mreža konačnih volumena u velikom volumenu.

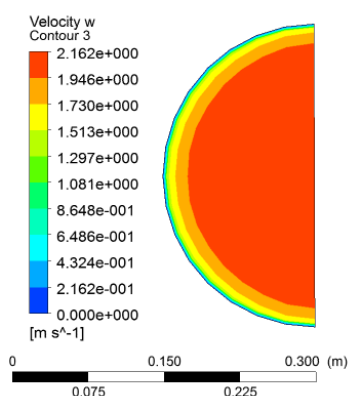


Slika 25. Mreža konačnih elemenata u cijevima prije i poslije ventila

Ukupan broj volumena kreće se od 1,5 do 2 milijuna ovisno o otvorenosti ventila. Od toga samo 30-ak tisuća volumena čini mrežu cjevovoda.

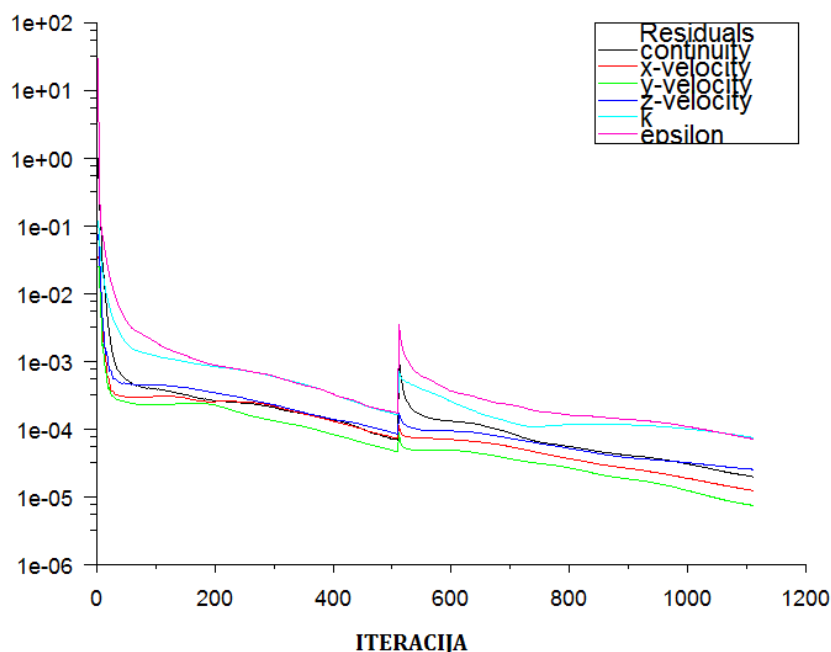
S obzirom da se radi o turbulentnom strujanju ($Re=10^6$), u proračunu je korišten ostvarivi $k-\varepsilon$ model s prilagodljivim zidnim funkcijama. Standardni $k-\varepsilon$ model dobro je istražen, te dovoljno dobro opisuje strujanje u graničnom sloju. Ostvarivi $k-\varepsilon$ model nadogradnja je standardnog modela, te je nešto novije povijesti. Dvije su osnovne razlike ova dva modela. Ostvarivi $k-\varepsilon$ model ima drugačiju formulaciju turbulentne viskoznosti k , te drugačije transportne jednadžbe za disipaciju turbulentne kinetičke energije ε . Pojam „ostvarivi“ znači da model zadovoljava određena matematička ograničenja Reynoldsovog naprezanja, u skladu s fizikom turbulentnih tokova.

Nakon matematičke formulacije problema treba definirati rubne uvjete. Da bi se dobili što točniji rezultati, na ulazu u cjevovod stavljen je razvijeni profil brzine.



Slika 26. Razvijeni profil brzine

Prvih 500 iteracija korišten je standardni $k-\varepsilon$ model sa standardnim zidnim funkcijama. Nakon toga je izračunato još 600 iteracija s ostvarivim $k-\varepsilon$ modelom i prilagodljivim zidnim funkcijama. Razlog je brža konvergencija standardnog modela. Nakon 500 iteracija mijenjanju se postavke, a Fluent nastavlja proračun s postojećim vrijednostima. Na slici 27 može se primijetiti nagli porast reziduala nakon 500 koraka. Razlog tome je promjena postavki, odnosno promjena numeričkog modela i zidnih funkcija.

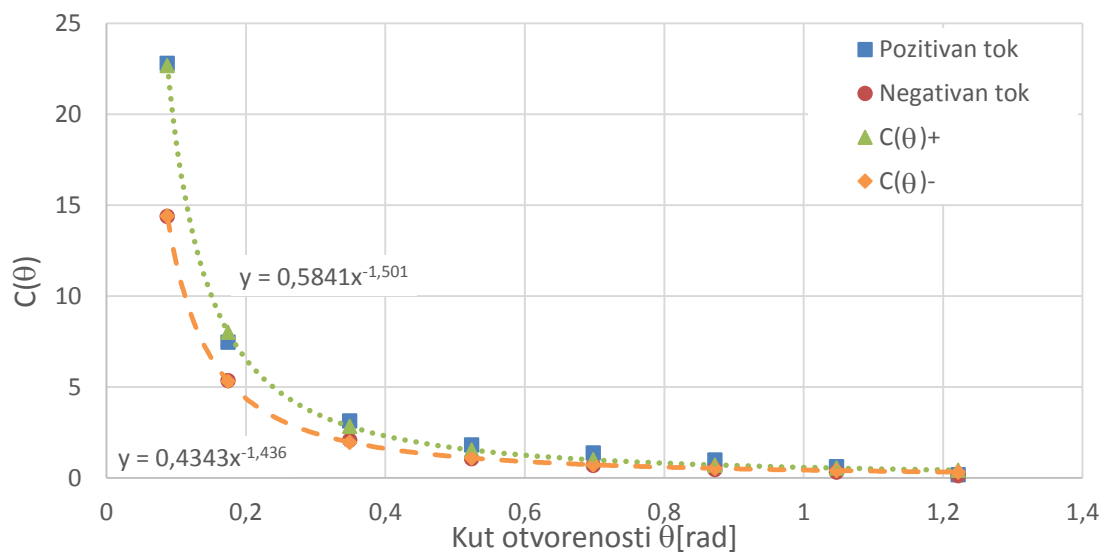


Slika 27. Graf reziduala

Ovakav način proračuna proveden je u 8 odabranih položaja za pozitivno i negativno strujanje. Rezultat su 16 vrijednosti momenta M_{CFD} koji se uvrštavaju u jednadžbu (24) kako bi se odredili koeficijenti.

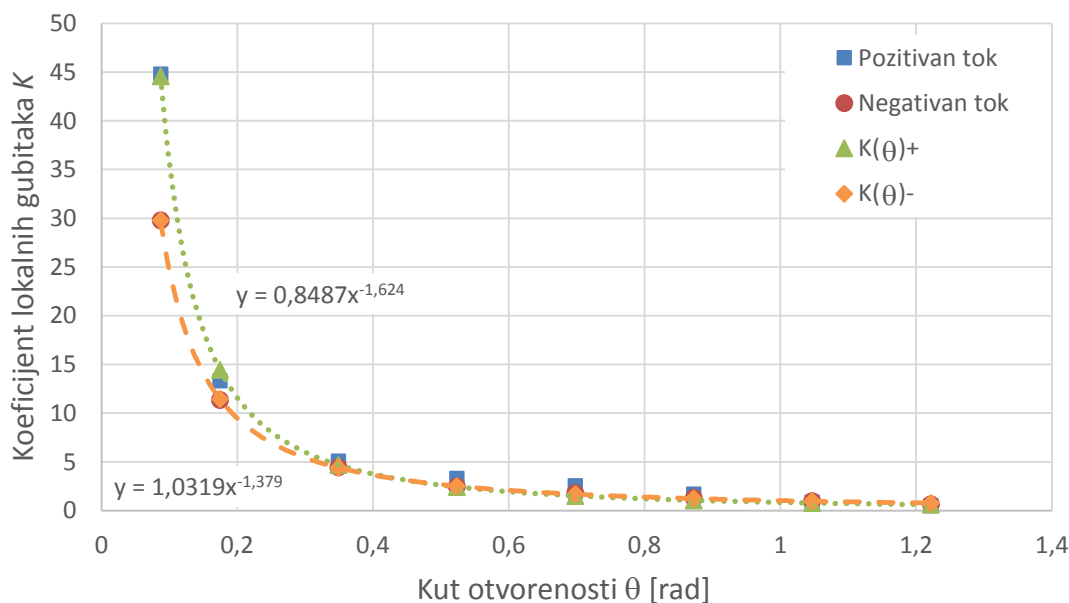
Iznos konstanti X i Y određen je metodom najmanjih kvadrata. Slika 28 prikazuje dijagram koeficijenata s pripadajućim konstantama. Jednadžbe koeficijenata glase

$$\begin{aligned} C(\theta)^+ &= 0,5841 \cdot \theta^{-1,501}, \\ C(\theta)^- &= 0,4343 \cdot \theta^{-1,436}. \end{aligned} \quad (74)$$



Slika 28. Koeficijenti $C(\theta)$ za pozitivan i negativan protok

Analogno momentu hidrodinamičke sile određuje se pad tlaka koji definira krivulju lokalnih gubitaka u ovisnosti o kutu otvorenosti ventila. Slika 29 prikazuje dijagram podataka koji su dobiveni proračunom.



Slika 29. Dijagram koeficijenta lokalnih gubitaka K

Jednadžba za aproksimaciju podataka oblika je $X \cdot \theta^{-Y}$ kao i u slučaju $C(\theta)$, a vrijednosti konstante određene su metodom najmanjih kvadrata, zasebno za svaki smjer protoka. Konačne jednadžbe glase

$$\begin{aligned} K(\theta)^+ &= 0,8487 \cdot \theta^{-1,624}, \\ K(\theta)^- &= 1,0319 \cdot \theta^{-1,379}. \end{aligned} \quad (75)$$

Oznake + i - označuju protok u pozitivnom i negativnom smjeru.

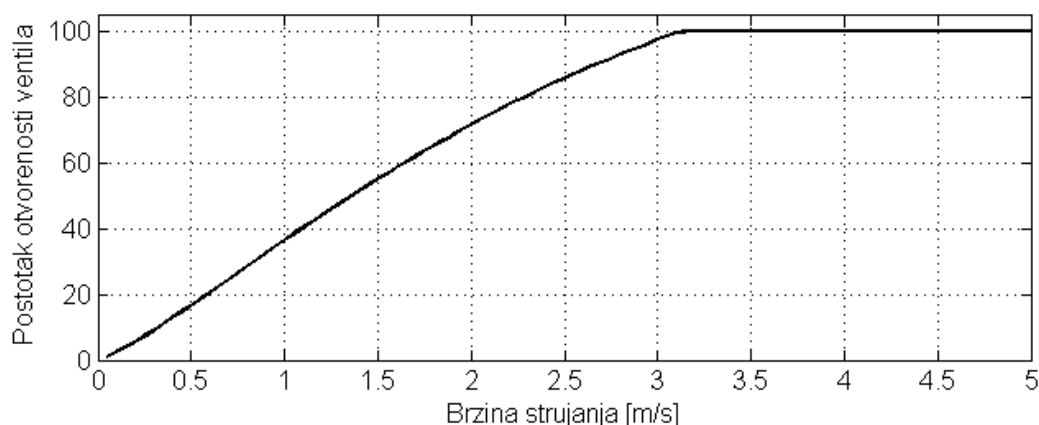
7. Rezultati

Prvi dio proračuna odnosi se na proračun ventila, njegovih karakteristika i utjecaj različitih pristupa rješavanju na konačan rezultat proračuna. U drugom dijelu proračuna težište je stavljeno na cjevovod i ponašanje ventila u cjevovodu. U oba slučaja analiziran je cjevovod DN 300 s početnom brzinom protoka $v=2$ m/s.

7.1. Rezultati kvazistacionarnog proračuna

Prikazani dijagrami u ovom poglavlju proračunati su za početnu brzinu strujanja $v=2$ m/s. Rješenje jednadžbe količine gibanja (20) dobiveno je numeričkom integracijom Runge-Kutta metodom 4. reda.

Kvazistacionarnim proračunom određeno je vrijeme zatvaranja u slučaju konstantne deceleracije strujanja od 1, 2, 4, 6 i 8 m/s². Prije proračuna zatvaranja potrebno je odrediti kut otvorenosti klapne.

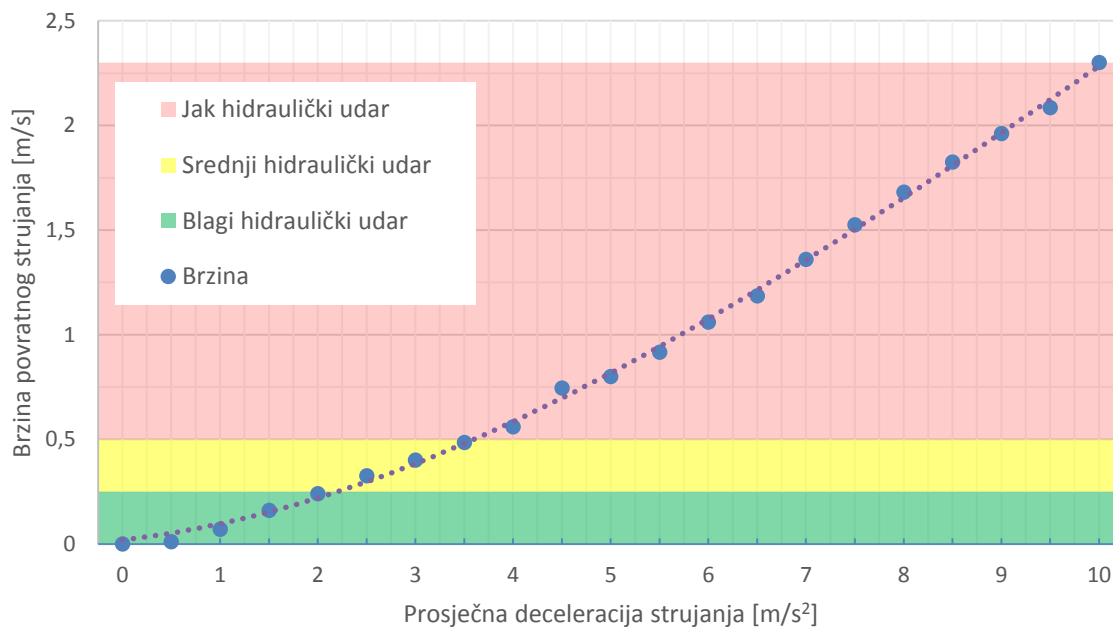


Slika 30. Postotak otvorenosti ventila ovisno o brzini strujanja

Maksimalan kut otvorenosti je 60° (konstrukcijska veličina), a ventil se smatra zatvorenim kada je kut otvorenosti manji od 2° zbog numeričkih problema koji se javljaju pri manjim kutovima (kada kut θ teži u 0, moment teži u beskonačnost). Kut otvorenosti u stacionarnom stanju dobije se izjednačavanjem momenta hidrodinamičke sile, momenta sile uzgona i momenta sile teže.

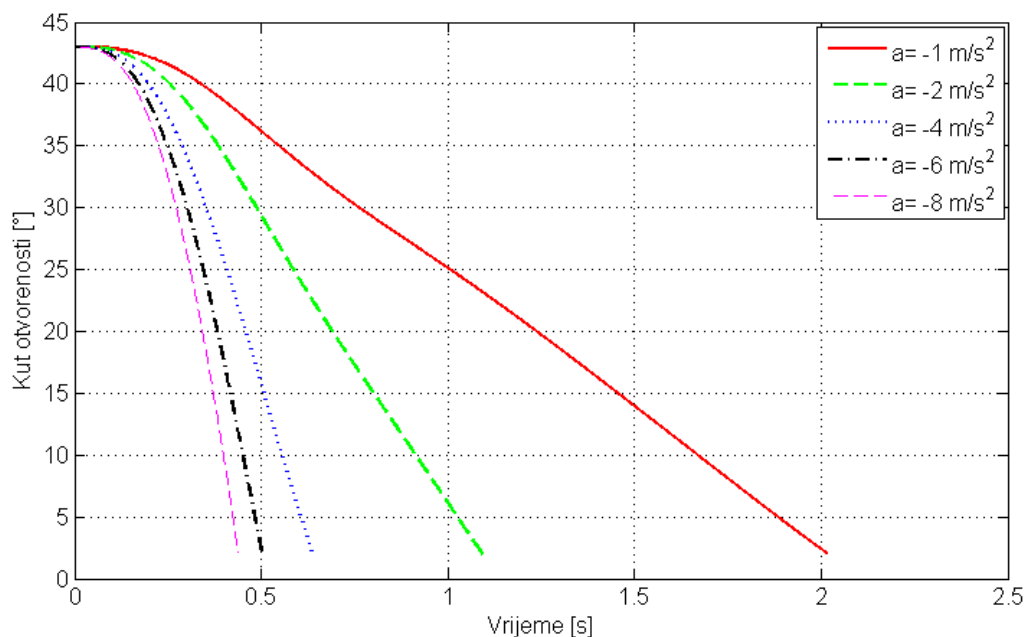
U praksi se često koristi dijagram brzine povratnog strujanja u ovisnosti o prosječnoj deceleraciji sustava kako bi se na brz i jednostavan način mogla odrediti karakteristika zatvaranja i iznos hidrauličkog udara koji se može očekivati. Slika 31 prikazuje takav dijagram za odabrani nepovratni ventil. On se dobije na način da se odredi interval željene

deceleracije sustava (u ovom slučaju od 0 do 10 m/s^2). Zatim se proračunava vrijeme zatvaranja ventila i brzina povratnog strujanja u trenutku zatvaranja. Kategorije jakog srednjeg i blagog hidrauličkog udara definirane su prema [4] i služe za vizualizaciju.



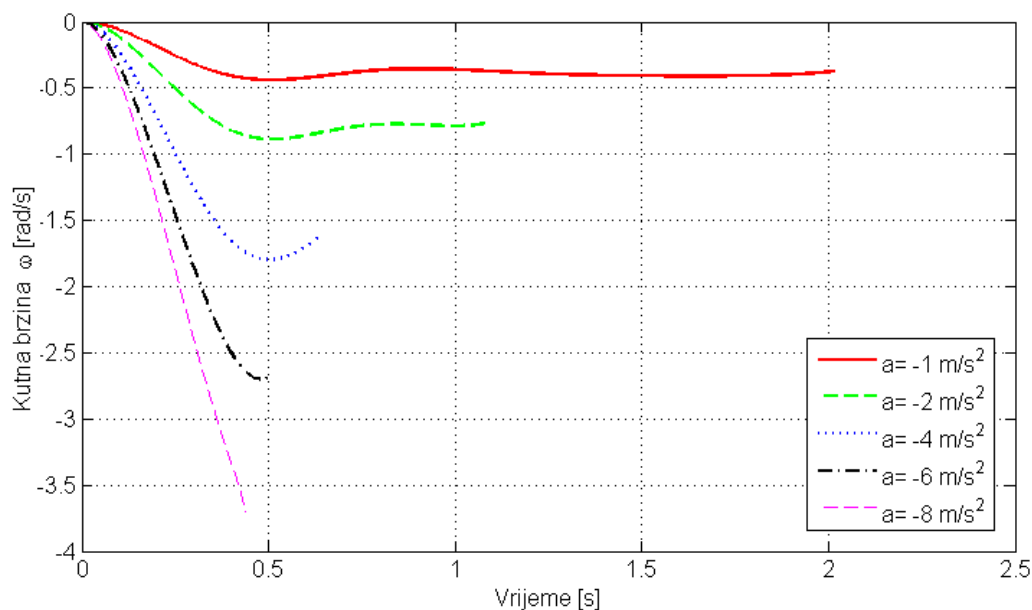
Slika 31. Dijagram brzine povratnog strujanja u ovisnosti o prosječnoj deceleraciji strujanja

Usporedbom vremena zatvaranja za različite deceleracije strujanja (Slika 32) može se primijetiti kako se vrijeme zatvaranja smanjuje povećanjem deceleracije. Također se može primijetiti kako vrijeme zatvaranja sve sporije pada s porastom deceleracije. Razlog tome je inercija rotirajućih dijelova i put koji klapna mora prevaliti kako bi se zatvorila.



Slika 32. Usporedba vremena zatvaranja za različite prosječne deceleracije protoka

Na slici 32 se može primijetiti blaga valovitost krivulje za deceleraciju od $a = -1 \text{ m/s}^2$. Razlog je tome što se numeričkim rješavanjem diferencijalne jednadžbe gibanja (20) dobije preveliko kutno ubrzanje i kutna brzina, što u sljedećem koraku uzrokuje veći moment hidrodinamičke sile koja nastoji otvoriti ventil. Takve se oscilacije izraženije kod manjih deceleracija strujanja, a mogu se smanjiti povećanjem reda Runge-Kutta metode, ili smanjenjem vremenskog koraka Δt .



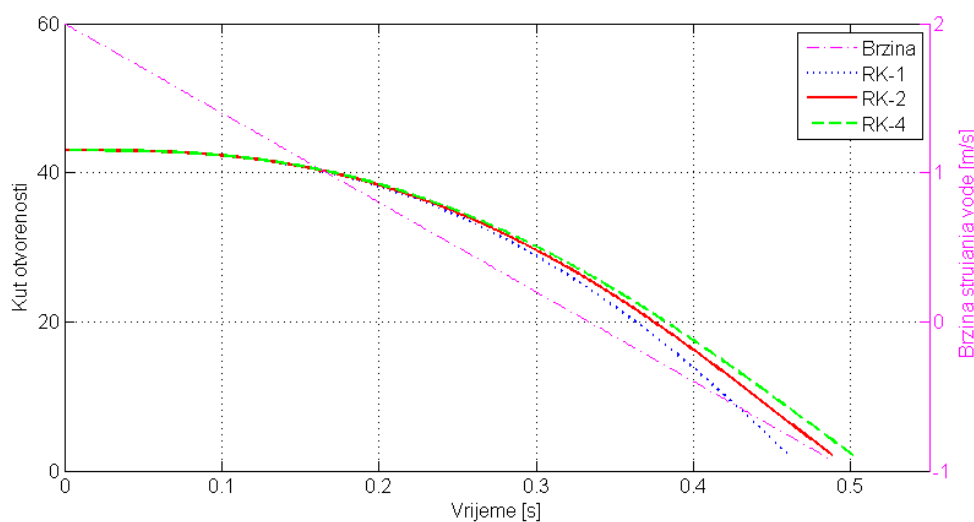
Slika 33. Usporedba kutne brzine tijekom zatvaranja za različite prosječne deceleracije strujanja

Na slici 33 vidi se značajan porast kutne brzine, pa tako i udarnog opterećenja konstrukcijskih dijelova, s porastom deceleracije sustava. To povećano udarno opterećenje može dovesti do oštećenja ventila, posebice pri niskim temperaturama gdje je udarni rad loma manji i čelici skloni pucanju.

Na slici 32 se jasno može zaključiti da se porastom deceleracije strujanja smanjuje vrijeme zatvaranja do određene minimalne vrijednosti. Ukoliko se želi dodatno smanjiti vrijeme zatvaranja potrebno je promijeniti konstrukciju na način da se smanji masa rotirajućih dijelova, odnosno da se smanji inercija. Druga mogućnost je smanjenje puta koji klapna mora prevaliti da bi se ventil zatvorio. To se može postići smanjenjem maksimalne otvorenosti ventila ili izvedbom brtvene površine pod nagibom, što nije najefikasnije rješenje jer se smanjenjem maksimalne otvorenosti povećavaju lokalni gubici, a izvedba brtvene površine pod nagibom ne utječe značajno na vrijeme jer je u tom području kutna brzina najveća. Primjerice izvedbom nagiba brtvene površine od 15° može se vrijeme zatvaranja smanjiti $\sim 0,1$ s (Slika 32 $a = -4$ m/s²), odnosno 16,6%.

7.1.1. Utjecaj metode numeričke integracije na vrijeme zatvaranja

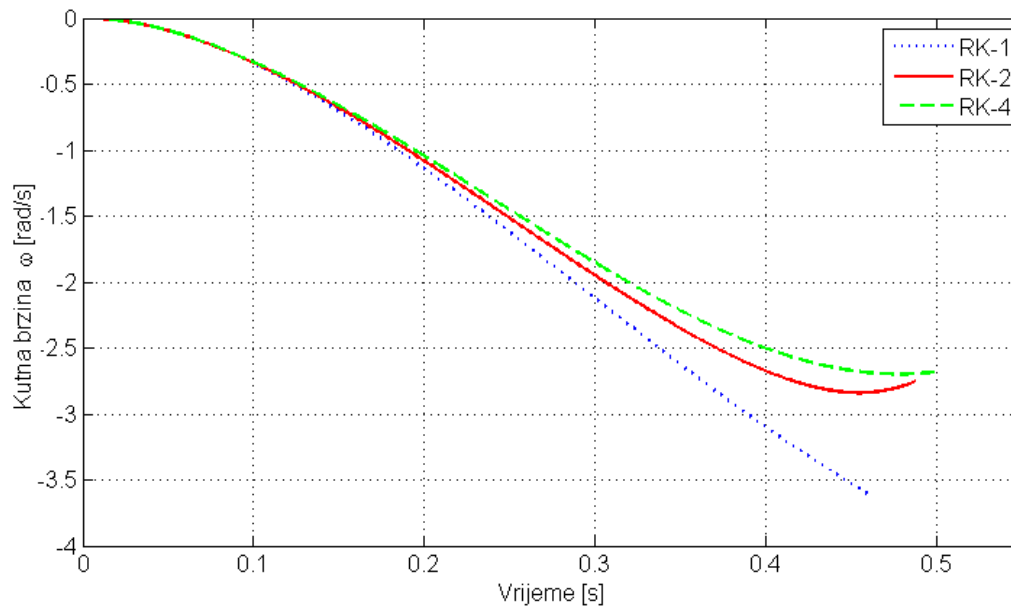
Numeričko rješenje bilo kojeg problema uvodi određenu pogrešku koju treba uzeti u obzir. Najčešće metode rješavanja problema numeričke integracije su Runge-Kutta metode 1., 2. i 4. reda, čija rješenja su uspoređena u ovom poglavlju. Metoda prvog reda još se naziva Eulerova metoda i najjednostavnija je jer zahtjeva samo jedno računanje po koraku. Prikazani su rezultati rješenja problema za slučaj strujanja brzinom $v=2$ m/s, te prosječnom deceleracijom strujanja $a=6$ m/s².



Slika 34. Usporedba vremena zatvaranja za različite metode numeričke integracije

Može se primijetiti da povećanjem reda numeričke metode raste vrijeme potrebno za zatvaranje ventila, a time i brzina povratnog strujanja u trenutku zatvaranja. Točnije se može smatrati rješenje Runge-Kutta metode višeg reda jer je greška za metodu 4. reda, reda veličine h^4 , dok je za metodu prvog 1. reda greška reda veličine h , gdje je h korak metode ($h < 1$).

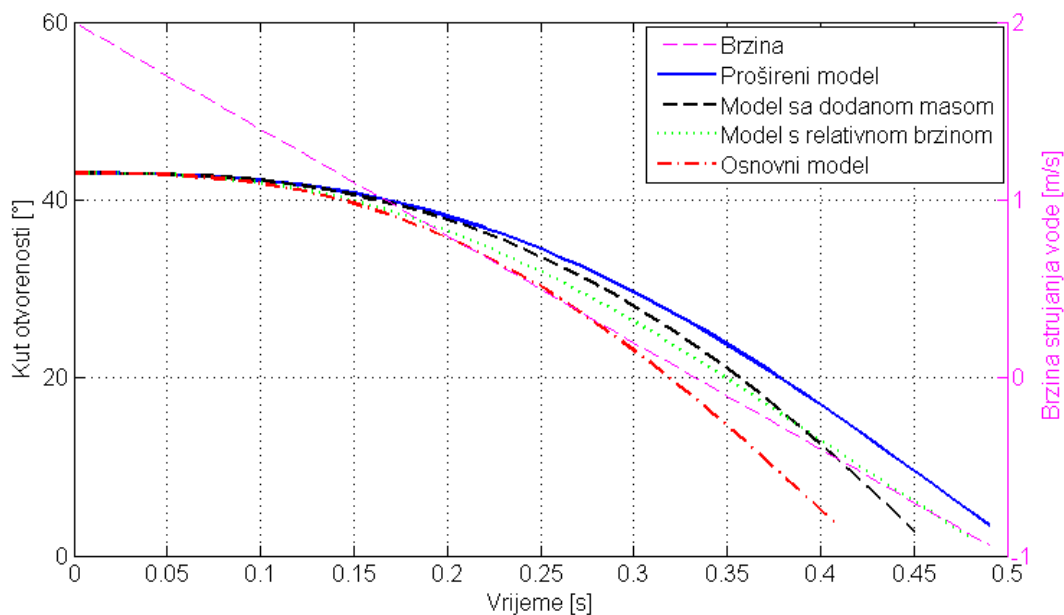
Razlika u rezultatima metode može se vidjeti i na slici 35. Može se primijetiti da numeričke metode višeg reda imaju manje kutne brzine pri zatvaranju.



Slika 35. Kutna brzina klapne tijekom zatvaranja.

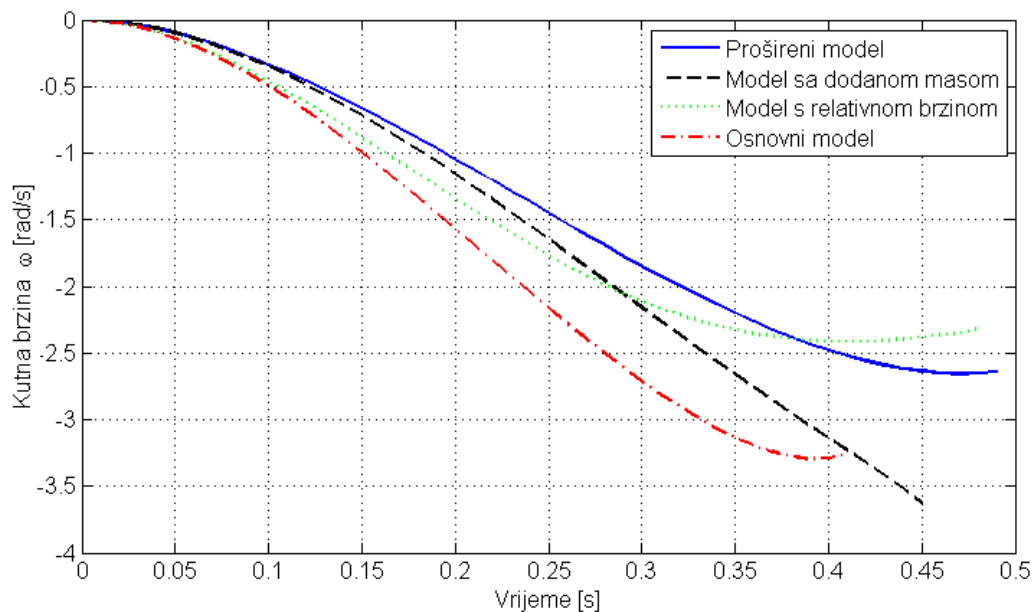
7.1.2. Utjecaj relativne brzine i dodane mase

Jednako kao i metoda numeričke integracije, model gibanja ima velik utjecaj na točnost rješenja. Naizgled zanemarive vrijednosti mogu imati značajan utjecaj. U ovom poglavlju uspoređeni su rezultati proračuna osnovne metode kvazistacionarnog proračuna, te metode proširene relativnom brzinom i dodanom masom.



Slika 36. Utjecaj dodane mase i relativne brzine na vrijeme zatvaranja

Dodana masa povećava inerciju sustava, a relativna brzina smanjuje moment hidrodinamičke sile, tako da oba faktora produljuju vrijeme zatvaranja.

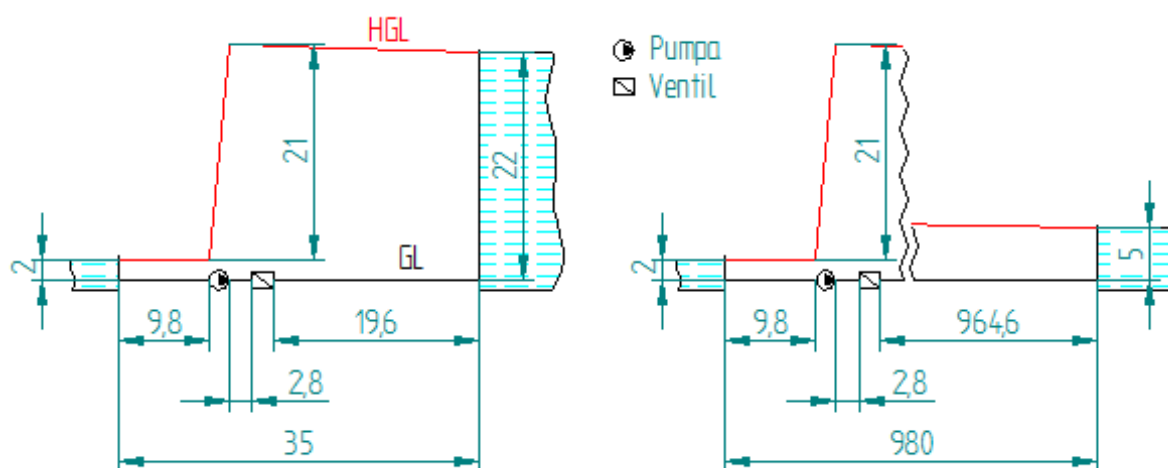


Slika 37. Kutna brzina tijekom zatvaranja

Usporedi li se kutna brzina (Slika 37) za svaki pojedini slučaj može se primijetiti da relativna brzina na početku nema veliki utjecaj na rezultat. Razlog je tome što je na početku zatvaranja relativna brzina vrlo slična brzini strujanja. Dodana masa ima utjecaj od samog početka, no pred kraj zatvaranja ima znatno manji utjecaj od relativne brzine.

7.2. Rezultati metode karakteristika

Metoda karakteristika je numerička metoda za proračun nestacionarnog strujanja u cjevovodu. Model ventila opisan u poglavlju 4 ugrađen je u dva karakteristična cjevovoda u kojima je proračunato nestacionarno strujanje nakon ispadanja pumpe. Prvi cjevovod je kraći, sa spremnikom visine 22 m na kraju cjevovoda, dok je drugi cjevovod dulji, sa spremnikom visine 5 m na kraju cjevovoda. Oba cjevovoda imaju jednaku visinu početnog spremnika od 2 m i visinu dobave pumpe od 21 m, te iste brzine stacionarnog strujanja $v = 2 \text{ m/s}$ (Slika 38). Jednadžba količine gibanja kod proračuna metodom karakteristika riješena je Eulerovom metodom (Runge-Kutta metoda 1. reda) zbog kompleksnog načina implementacije metoda viših redova.

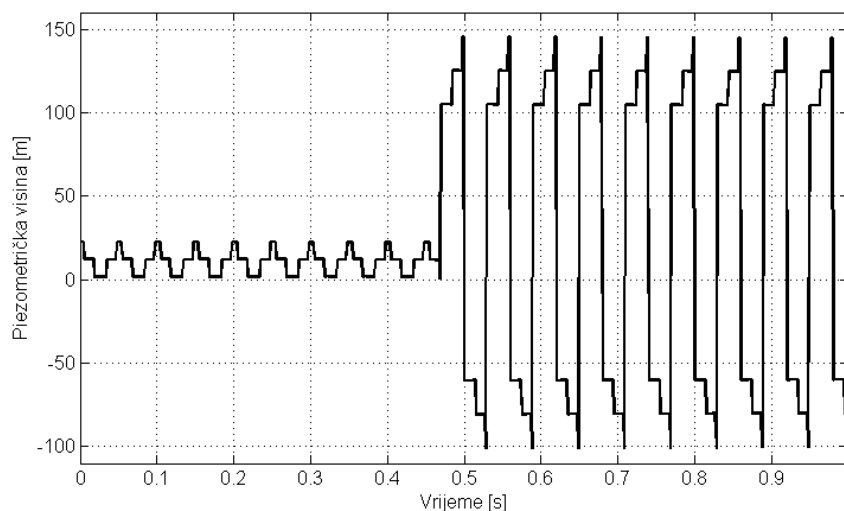


Slika 38. Skica referentnih cjevovoda

Početne vrijednosti definirane su hidrauličkom gradijentnom linijom $H_{i,0}$ i protokom $Q_{i,0}$. prijelazna pojava započinje ispadanjem pumpe što se u proračunu postiže izbacivanjem člana pumpe h_p . Ispadanje pumpe prvi je poremećaj u sustavu. Zbog neravnoteže koja je nastala ispadanjem pumpe protok postepeno usporava, a ventil se počinje zatvarati. U jednom trenutku protok okreće smjer i počinje strujati iz višeg spremnika u niži. Ventil ubrzava sve do trenutka kada se zatvori, nakon čega nastaje drugi poremećaj u sustavu.

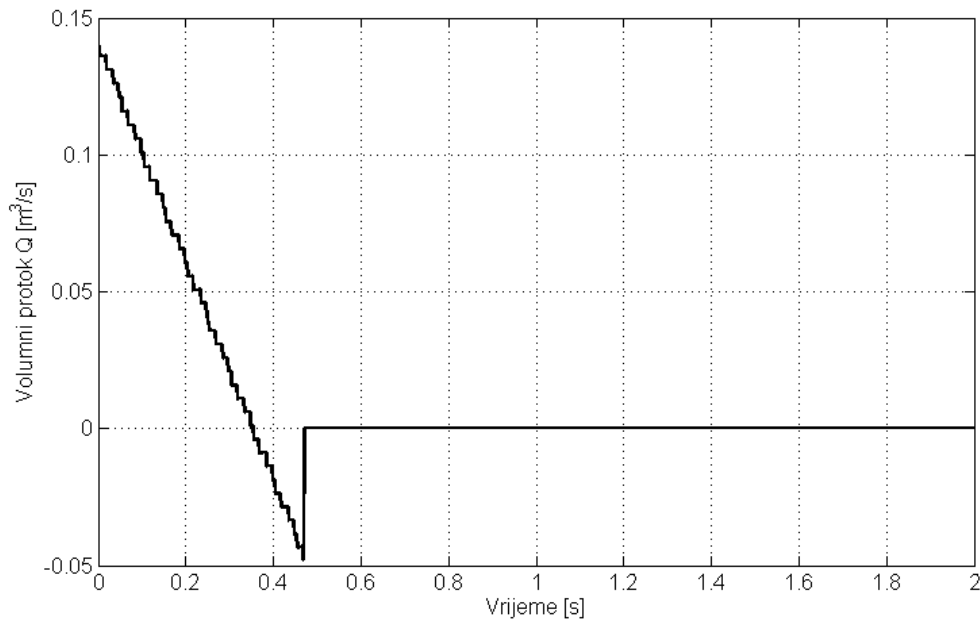
7.2.1. Kraći cjevovod

Osnovna karakteristika kraćeg cjevovoda je veća razlika visine između nižeg i višeg spremnika što uzrokuje veću deceleraciju strujanja, što u konačnici uzrokuje veću brzinu povratnog strujanja i veći hidraulički udar prilikom zatvaranja ventila.



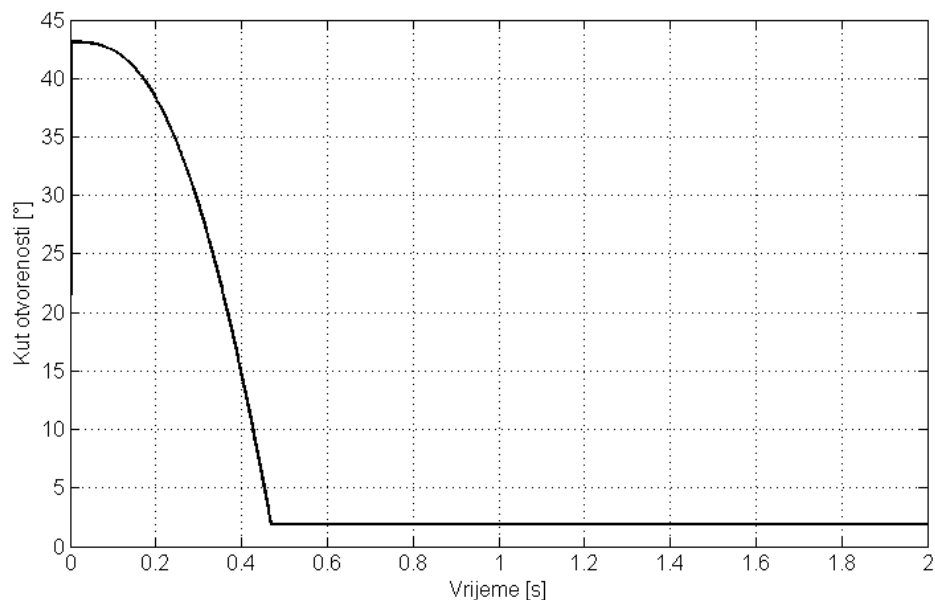
Slika 39. Piezometrička visina na izlazu iz ventila tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila

Na slici 39 prikazana je promjena piezometričke visine na izlazu iz ventila od ispadanja pumpe, tijekom i nakon zatvaranja ventila. Oscilacije tlaka tijekom zatvaranja posljedica su ispadanja pumpe. Nakon zatvaranja ventila amplituda tlaka naglo poraste zbog prekidanja povratnog strujanja koje se pojavilo u cjevovodu (Slika 40). Može se primijetiti kako sustav prilično sporo gubi energiju. Razlog tome je uvedena aproksimacija nestlačivog fluida i krute stjenke cjevovoda (konstantne brzine zvuka). Takva aproksimacija dovodi i do nerealno niske vrijednosti minimuma piezometričke visine ($< -10\text{m}$) što je ispod vrijednosti vakuuma i fizikalno nemoguće. U stvarnosti se pri nižim tlakovima formiraju mjehurići zraka u vodi što dovodi do drastičnog smanjenja brzine zvuka i time do smanjenja amplitude tlačnog vala.



Slika 40. Protok kroz ventil tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila

Na slici 40 vidi se kako protok pada gotovo linearno. Stepeničasto smanjenje protoka karakteristično je za metodu karakteristika. Prema dijagramu na slici, prosječna deceleracija iznosi $a \approx -6 \text{ m/s}^2$. Nakon približno 0,35 s protok mijenja smjer i pojavljuje se povratno strujanje. Malo prije 0,5 s ventil se zatvori zbog čega se brzina naglo mijenja. Takva nagla promjena brzine uzrok je tlačnog vala na slici 39.

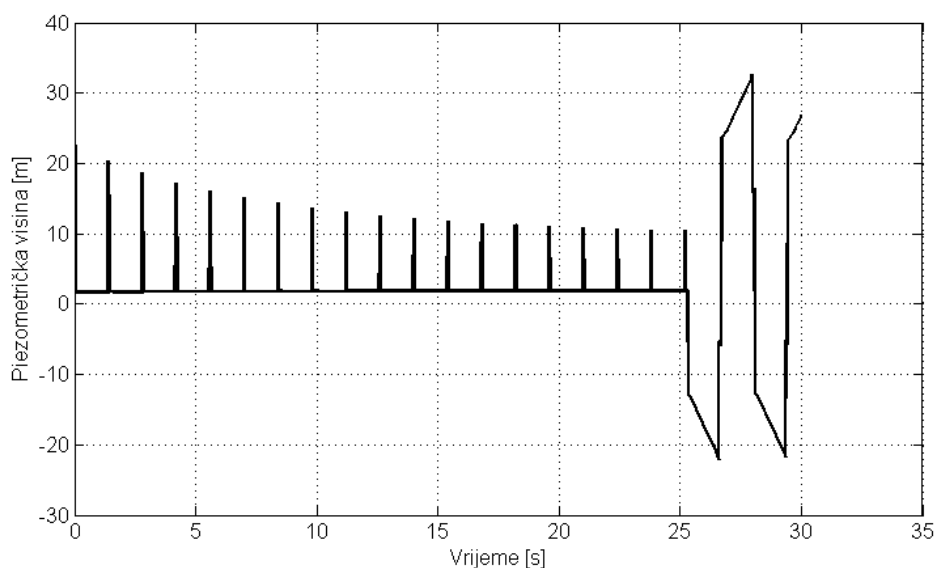


Slika 41. Otvorenost ventila

Usporedi li se vrijeme zatvaranja na slici 41 sa vremenom zatvaranja na slici 32 vidi se da su vremena približno jednaka. Razlog tome je taj što je deceleracija strujanja u cjevovodu približno konstantna.

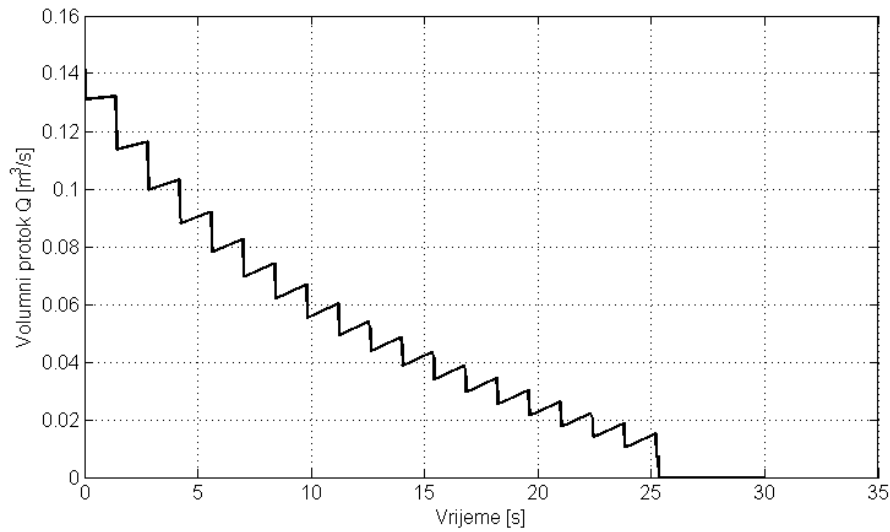
7.2.2. Dulji cjevovod

Dulji cjevovod ima manju razliku visine između nižeg i višeg spremnika što uzrokuje manju deceleraciju strujanja, sporije vrijeme zatvaranja i manji hidraulički udar prilikom zatvaranja ventila.



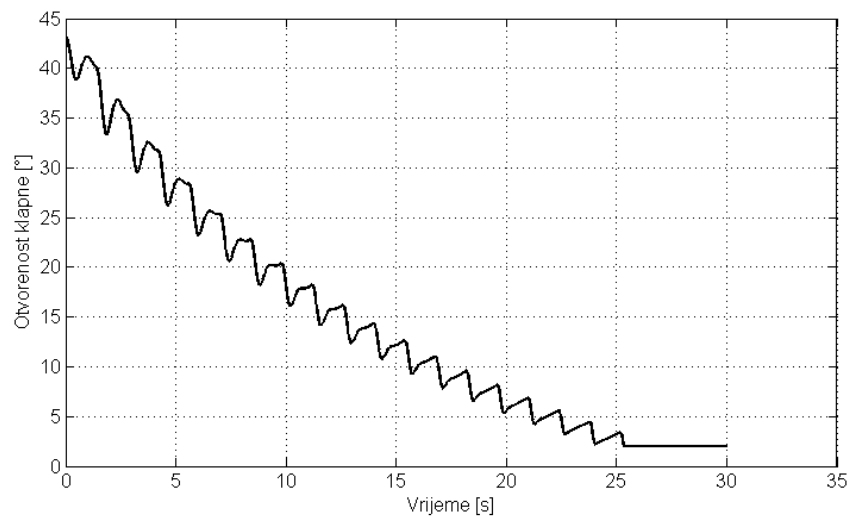
Slika 42. Piezometrička visina na izlazu iz ventila tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila

Slika 42 prikazuje promjenu piezometričke visine na izlaznoj strani ventila tijekom zatvaranja ventila. Prvi dio grafa, do ~25s, prikazuje tlačni val uzrokovan ispadanjem pumpe. U tom periodu ventil se postepeno zatvara. Drugi dio grafa prikazuje ponašanje tlačnog vala nakon zatvaranja. Može se primijetiti kako je amplituda neznatno veća od piezometričke visine u stacionarnom stanju.



Slika 43. Protok kroz ventil tijekom i neposredno nakon zatvaranja ventila

Na slici 43 prikazan je volumni protok kroz ventil nakon ispadanja pumpe i tijekom zatvaranja ventila. Može se primijetiti kako je prosječna deceleracija strujanja izrazito mala, pa se pojavljuje problem oscilacija kuta otvorenosti ventila što se može vidjeti i na slici 44. Deceleracija strujanja prema slici 43 iznosi $a \approx -0,1 \text{ m/s}^2$, što je izrazito mala deceleracija koja prema slici 31 spada u zonu blagog hidrauličkog udara.



Slika 44. Otvorenost ventila

8. Zaključak

U radu su prikazani različiti modeli nepovratnog ventila za 1D analizu cjevovoda. Glavni problem tih modela je određivanje momenta hidrodinamičke sile. Jedan od mogućih pristupa razrađen je u kvazistacionarnom modelu ventila gdje se moment hidrodinamičke sile određuje na temelju numeričkih simulacija stacionarnog strujanja. Ovakav pristup problemu vrlo dobro opisuje ponašanje ventila na početku otvaranja i na početku zatvaranja, no vrlo brzo gubi točnost jer loše opisuje dinamička svojstva momenta hidrodinamičke sile tijekom nestacionarnog strujanja. Rješenje tog problema djelomično se nalazi u dodanoj masi koja povećava inerciju klapne i time produljuje vrijeme zatvaranja, te uvođenjem relativne brzine koja u obzir uzima ne samo brzinu fluida, već i kutnu brzinu klapne, odnosno njezinu projekciju u smjeru strujanja.

Analiza modela pri konstantnoj deceleraciji strujanja pokazala je kako metoda rješavanja diferencijalne jednadžbe gibanja ima utjecaj na točnost proračuna. Općenito se može kazati da Runge-Kutta metoda višeg reda ima veću točnost. Analizom različitih vrijednosti konstantne deceleracije strujanja utvrđeno je da se s povećanjem deceleracije smanjuje vrijeme zatvaranja, no i da postoji granično, minimalno vrijeme zatvaranja na koje se može utjecati isključivo konstrukcijskim rješenjima.

Rješenja metode karakteristika pokazala su kako je, sa stanovišta hidrauličkog udara, povoljniji dulji cjevovod sa manjom visinskom razlikom među spremnicima, odnosno cjevovod sa manjom deceleracijom strujanja. Ipak, kako su ovo samo referentni cjevovodi, detaljno ponašanje svakako treba provjeriti proračunom sa stvarnim parametrima sustava.

Koliko god numeričke metode napredovale, rezultati dobiveni eksperimentalnim metodama ne gube na značaju, te su neophodni za validaciju numeričkih rješenja.

LITERATURA

- [1] Turesson, M.: Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5, Chalmers University of Technology, Göteborg, Švedska, 2011.
- [2] Boqvist, E.: Investigation of a swing check valve model using CFD, Linköping University, ISRN: LIU-IEI-TEK-A-14/02013
- [3] Björk, C.: 3D modelling of swing check valve with connection to dynamic behavior used in system studies, Lund University, Lund, Švedska, 2015. ISSN 0282-1990
- [4] Ballun, J., V.: A methodology for predicting check valve slam, AWWA, Ožujak 2007.
- [5] Ho-Gon, L., et al.: Stability enhancement of Swing Check Valve Model, Korea Atomic Energy Research Institute, Daejeon, J. Koreja 2005.
- [6] Thorley, A., R., D.: Fluid transients in pipeline systems, Professional Engineering Publishing, London, 2004.
- [7] Thorley, A., R., D.: Check Valve Behavior Under Transient Flow Conditions, Journal of Fluid Engineering, Lipanj 1989.
- [8] RELAP5 code manual Volume I, Revision 2.4, Idaho National Laboratory, 2005.
- [9] Wylie, E., B., et al.: Fluid transients in Systems, Prentice-Hall Inc. New Jersey, 1993.
- [10] Fox, J., A.: Transient flow in pipes, open channels and sewers, Ellis Horwood Limited, Chinchester, Engleska, 1989.