

Matematički model sustava za ubrizgavanje goriva

Jelović, Mario

Scientific master's theses / Magistarski rad

1999

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:385234>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-09-22**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MATEMATIČKI MODEL
SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

MAGISTARSKI RAD

MARIO JELOVIĆ

ZAGREB, 1999.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MATEMATIČKI MODEL
SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

MAGISTARSKI RAD

Dr. sc. Dušan Jeras, red. prof.

Mario Jelović

ZAGREB, 1999.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU:

UDK: 621.43.038

Ključne riječi: simulacija, ubrizgavanje goriva, motori s unutrašnjim izgaranjem

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarstvo

Institucija u kojoj je rad izrađen: AVL-AST d.o.o. Zagreb
(Razvoj napredne simulacijske tehnologije)

Mentor rada: Dr. sc. Dušan Jeras, red. prof.

Broj stranica: 94

Broj slika: 81

Broj tablica: 4

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 33

Datum obrane:

Povjerenstvo: Dr. sc. Branko Novaković, red. prof. - predsjednik povjerenstva
Dr. sc. Dušan Jeras, red. prof. - voditelj magistarskog rada
Dr. sc. Ivan Mavrin, red. prof. - član povjerenstva
Dr. sc. Zdravko Virag, izv. prof. - član povjerenstva
Dr. sc. Ivan Mahalec, doc. - član povjerenstva

Institucija u kojoj je rad pohranjen:

Zagreb, 15.02.1999.

Pristupnik: **Mario Jelović, dipl. ing. stroj.**

Zadatak: **FORMULIRANJE MATEMATIČKOG MODELA
SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA**

Izložiti najvažnije značajke sustava za ubrizgavanje goriva te smjerove u razvoju s posebnim naglaskom na sustav za ubrizgavanje goriva sa zajedničkim volumenom.

Na osnovi stečenih saznanja i iskustava potrebno je razviti pouzdane matematičke modele prikladne za simulaciju, što je moguće točnije, osnovnih pojava koji se javljaju unutar sustava za ubrizgavanje goriva. Razvijene metode objediniti u programu za dinamičku analizu hidrauličkih i hidro-mehaničkih sustava.

Rezultate proračuna, prema razvijenim metodama, usporediti s rezultatima mjerenja na stvarnim modelima.

Zadatak zadan:

Zadatak predan:

Voditelj odbora za poslijediplomske
studije i doktorate

Dr. sc. Božo Vranješ, red. prof.

Voditelj magistarskog rada:

Dr. sc. Dušan Jeras, red. prof.

Koristim ovu priliku da se zahvalim svom mentoru, Prof. dr. sc. Dušku Jerasu na korisnim savjetima i pomoći koju mi je pružio pri izradi rada. Također ovaj rad nebi bilo moguće ostvariti bez nesebične suradnje kolega unutar firme AVL-AST d.o.o. Razvoj napredne simulacijske tehnologije.

SADRŽAJ

PREDGOVOR
SAŽETAK RADA
SUMMARY
POPIS VAŽNIJIH OZNAKA
UVOD

1. SUSTAV UBRIZGAVANJA GORIVA	1
1.1. RADNA SVOJSTVA	1
1.1.1. Ograničenje udjela štetnih sastojaka u ispušnim plinovima	1
1.1.2. Ograničenje tlaka unutar komore izgaranja	2
1.1.3. Ograničenje temperature ispušnih plinova	2
1.1.4. Ograničenje broja okretaja motora	3
1.2. RADNA STANJA	3
1.2.1. Pokretanje	3
1.2.2. Prazan hod	4
1.2.3. Puno opterećenje	5
1.3. NAJVAŽNIJE ZNAČAJKE SUSTAVA UBRIZGAVANJA GORIVA	6
1.3.1. Početak dobave	6
1.3.2. Trajanje ubrizgavanja i protok goriva	8
1.3.3. Tlak ubrizgavanja	8
1.3.4. Pravac ubrizgavanja	10
1.3.5. Višak zraka	10
2. OPIS SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	
POD STALNIM TLAKOM	11
2.1. OPIS SUSTAVA	14
2.1.1. Visokotlačna pumpa	14
2.1.2. Zajednički volumen	16
2.1.3. Brizgaljka	17
2.1.4. Elektronička kontrolna jedinica	20
3. VOLUMEN	21
3.1. MATEMATIČKI MODEL	21
3.2. ELASTIČNE STIJENKE VOLUMENA	24
4. NESTACIONARNO STRUJANJE KROZ CJEVOVODE	25
4.1. OSNOVNE DIFERENCIJALNE JEDNADŽBE	25
4.2. RJEŠENJE ALLIEVIJEVIH JEDNADŽBI	28
4.2.1. Klasa sustava parcijalnih diferencijalnih jednadžbi	28
4.2.2. Rješenje metodom karakteristika	29
4.2.3. Allievijeve jednadžbe bez gubitaka trenja; rješenje prema metodi D'Alembert	32

4.3. MODEL GUBITAKA TRENJEM	35
4.3.1. Empirijska metoda koja koristi rješenje Allievi-jevih jednadžbi bez trenja.....	35
4.3.2. Model koji uzima u obzir nestacionarno povećanje trenja	35
4.4. GODUNOV METODA	38
4.5. EKSPERIMENTALNA PROVJERA.....	43
4.6. ELASTIČNOST CJEVOVODA	46
4.6.1. Promjena promjera cjevovoda	46
4.6.2. Promjena brzine zvuka.....	47
5. PRIGUŠNICA	48
5.1. TURBULENTNO STRUJANJE U PODRUČJU PRIGUŠNICE	48
5.2. LAMINARNO STRUJANJE U PODRUČJU PRIGUŠNICE	51
5.3. ALGORITAM RAČUNANJA PROTOKA KROZ PRIGUŠNICU	53
6. BRIZGALJKA	55
6.1. PRORAČUN SILA NA IGLU U BRIZGALJKI TIJEKOM PROCESA UBRIZGAVANJA GORIVA.....	55
6.1.1. Sile na iglu.....	55
6.1.2. Tlak u džepnom volumenu	57
6.1.3. Protok.....	59
6.1.4. Proračun sile.....	59
6.1.5. Pregled postojećih rješenja	65
6.2. POJAVA KAVITACIJE U PODRUČJU SAPNICE	67
<hr/>	
7. PROVJERA MATEMATIČKIH MODELA.....	70
7.1. PROVJERA NA MODELU KLASIČNOG SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	70
7.1.1. Opis modela sustava za ubrizgavanje goriva (pumpa - cjevovod - brizgaljka)	70
7.1.2. Izrada simulacijskog modela pomoću programa HYDSIM	72
7.1.3. Opis metode mjerenja tlaka na ulazu i na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda.....	79
7.1.4. Usporedba rezultata mjerenja i rezultata proračuna na modelu	82
7.2. PROVJERA NA MODELU SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA SA ZAJEDNIČKIM VOLUMENOM	87
7.2.1. Opis modela sustava za ubrizgavanje goriva sa zajedničkim volumenom	87
7.2.2. Opis metode mjerenja protoka kroz brizgaljku.....	88
7.2.3. Usporedba rezultata mjerenja i rezultata proračuna na modelu	90
8. ZAKLJUČAK	94
<hr/>	
LITERATURA.....	95
KRATKI ŽIVOTOPIS	
SHORT BIOGRAPHY	
<hr/>	

PRILOG 1.
OPIS PROGRAMA HYDSIM

PRILOG 2.
RJEŠAVANJE DIFERENCIJALNIH JEDNADŽBI U PROGRAMU HYDSIM

PRILOG 3.
TABLICE SA NORMAMA OGRANIČENJA NA SASTAV ISPUŠNIH PLINOVA

PRILOG 4.
ULAŽNE DATOTEKE PROGRAMA HYDSIM

PRILOG 5.
**PRIMJER SIMULACIJSKOG MODELA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA ZA
ZAJEDNIČKIM VOLUMENOM SA 4 BRIZGALJKE**







PREDGOVOR





Budući da sam značajan dio radnog vijeka proveo na području razvoja i proračuna motora, a u posljednjih nekoliko godina intenzivno radio na razvoju softwera namijenjenog simuliranju rada sustava za ubrizgavanje goriva, logično se pojavila potreba da se sva ta moja iskustva pretoče u pisani oblik. Vjerujem da će ta iskustva biti od pomoći i ostalim kolegama koji vode borbu s istim i sličnim problemima.

1995. godine zaposlio sam se u firmu AVL Graz ("Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen; Prof. Dr. Hans List") koja je jedna od najvećih privatnih i nezavisnih kompanija za razvoj motora s unutarnjim izgaranjem kao i mjerne tehnike u svijetu. Osnovao ju je Prof. Hans List 1948. i doživjela je veliki rast u novije vrijeme pod vodstvom njegova sina Prof. Helmuta Lista. Danas je to multinacionalna kompanija visokoga tehnološkog nivoa s oko 1300 zaposlenika u Grazu i s oko 900 zaposlenika širom svijeta te s udjelom izvoza u visini 96%. Aktivnosti unutar AVL se odvijaju u tri odjela koji se bave razvojem motora, mjernim sustavima te medicinskom tehnikom. Detaljnije informacije o samoj firmi dostupne su na web siteu : <http://www.avl.com> .

Tijekom višegodišnjeg rada na razvoju motora akumulirale su se velike količine informacija i znanja na području rada motora s unutarnjim izgaranjem. S ciljem olakšavanja rada krajem 70-tih godina počeli su se izrađivati prvi programi na računalima za proračun pojedinih dijelova motora da bi tijekom 80-tih godina taj proces dobio znatnije razmjere. Izdvojena grupa inženjera počela je posvećivati posebnu pozornost razvoju softwera naslanjajući se na osobno iskustvo i znanje kao i na pomoć svojih kolega u drugim odjelima. To je bio začetak osnovne ideje pri razvoju simulacijskih programa unutar AVL-a, a to su programi koje rade inženjeri stručnjaci na tom području za inženjere korisnike. Znači u samoj svojoj osnovi programi su zasnovani na inženjerskom načinu razmišljanja.

Danas je ta paleta programa koje su iznjedrili inženjeri AVL-a velika. Evo popisa nekih od njih:

	Program koji omogućuje 3D proračun dinamike fluida te kompletnu analizu problema izgaranja kao i svih problema povezanih sa strujanjem.
	Program predviđen za termodinamički praćenje sustava koji obuhvaća usis, komoru za izgaranje i ispuh.
	Program za proračun nelinearne dinamike i akustike motora.
	Visoko modularni program koji proračunava hidromehaničke sustave (posebna namjena za sustave za ubrizgavanje goriva).
	Program koji pokriva sve proračune vezane uz dinamiku rada ventila.
	Prvi program u svijetu za proračun potrošnje ulja na stijenkama cilindra, dinamiku gibanja klipa te dinamiku brtvi.

	Program za analizu parametara koljenastog vratila kao što su npr. torzijske vibracije, sile na ležajeve,...
	Program za proračun svih potrebnih karakteristika prirodnih plinova.
	Program koji omogućuje simulaciju ponašanja vozila sa svim svojim sastavnicama u vrlo ranim fazama razvoja.
	Višenamjenski program za proračun stacionarnog i nestacionarnog termičkog strujanja fluida s razvijenim posebnim numeričkim rješenjima.

Mojim dolaskom u tvrtku AVL kao dio tima preuzimam posao razvoja programa AVL-HYDSIM-a (simulacijskog programa za dinamičku analizu hidrauličkih i hidromehaničkih sustava s osnovnom primjenom u području projektiranja sustava za ubrizgavanje goriva) od Dr. Herwiga Ofnera koji je napisao prve linije koda te stvorio osnovnu današnjeg programa.

Svi matematički modeli prikazani u ovom radu nastali su kao plod tog razvoja. Program je postigao značajne rezultate u primjeni jer ga koristi nekoliko tvrtki koje se bave razvojem i proizvodnjom dijelova motora (SIEMENS, DEUTZ, TOYOTA, YANMAR,..) Usto je dragocijen pomoćni alat matične firme AVL-a pri razvoju, projektiranju i provjeri novih sustava za ubrizgavanje goriva.

SAŽETAK RADA

Matematički model sustava za ubrizgavanje goriva

U ovom su radu na osnovi autorovog iskustva pri projektiranju i analizi sustava za ubrizgavanje goriva formirani novi matematički modeli čija uporaba ima za posljedicu veću točnost u analizi ponašanja sustava od do sada primjenjivanih modela.

Time se omogućuje bolje provođenje parametarskih studija sustava nekorištenjem skupog procesa provjere modela na ispitnim stolovima.

Faktori kao što su fenomen širenja udarnog vala, promjena modula elastičnosti i brzine zvuka s promjenom tlaka, trenje u cjevovodu, elastične stijenke cijevovoda, kavitacija i mnogi drugi su uključeni u model.

Na kraju su prikazani rezultati proračuna te je izvršena njihova usporedba s rezultatima mjerenja na stvarnim modelima koja pokazuju da je razvijen precizan i jednostavan program za simuliranje sustava za ubrizgavanje goriva.

SUMMARY

Mathematical model of fuel injection system

In this work based on the authors experience in designing and analysing of fuel injection systems behavior, new mathematical models are formed which in comparison with earlier applied models have proved more accurate.

This enables better parametric studies of system without using expensive experiment tehnologie.

The influence of such factors as wave propagation phenomena, effect of pressure on fuel bulk modulus and the wave speed, pipe friction, compliant walls, cavitation, and many others are included.

At the end, the computer results are shown and compared with meassurments on a fuel injection system operating on an engine. The comparison show the accuracy and validity of the simulation model.

UVOD

Projektiranje sustava za ubrizgavanje goriva je jedno od područja u inženjerskoj praksi koje koristi prednosti razvoja računalne tehnologije i numeričkih metoda. Time se smanjuju troškovi i podiže učinkovitost sustava.

Dobro razvijen računalni program, tj. matematički model simuliranja sustava za ubrizgavanje goriva, predstavlja neophodan alat za brzo izvođenje parametarskih studija u ranoj fazi projektiranja, pogotovo kod razvoja novih tipova sustava. Ujedno omogućuje izvršenje promjena na bazi zahtjeva sustava, projektnih kriterija, geometrijskih ograničenja i okolnih uvjeta.

Kao prvi korak pri tome je potrebno dobro poznavanje problematike sustava za ubrizgavanje goriva te budućih smjerova njegova razvoja jer samo tako je moguće napraviti matematički model koji će dovoljno pouzdano opisivati stvarne pojave. Zato je u prvom dijelu ovog rada dan pregled najvažnijih značajki sustava za ubrizgavanje goriva te smjerovi njihova razvoja s posebnim naglaskom na sustav za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom koji je danas jedan od najraširenijih sustava jer omogućuje ispunjenje većine zahtjeva koji se postavljaju pred motore s unutarnjim izgaranjem kod kojih imamo ubrizgavanje goriva.

Daljnji korak je razlaganje sustava na njegove osnovne elemente i pojave unutar njih, što nam omogućuje da ih opišemo jednostavnim i provjerenim matematičkim modelima, a to je prikazano u drugom dijelu na primjerima volumena, cjevovoda, prigušnice i brizgaljke kao osnovnih hidrauličkih elemenata. Ostali elementi nisu uzeti u razmatranje u ovom radu ili zbog sličnosti pojava unutar njih samih s već opisanim ili zbog toga što se radi o čisto mehaničkim elementima, a opis pojava kod takvih sustava nije primarni cilj ovog rada. Za svakoga onoga tko želi nešto više saznati o tom području tzv. "multy-body" sustava, literatura je brojna i raznolika.

Na kraju je potrebno sve to verificirati na stvarnim modelima. Nužan uvjet valjanosti matematičkog modela je dobro slaganje mjernih i računskih rezultata na identičnim sustavima ubrizgavanja goriva od kojih jedan stoji na ispitnom stolu, a drugi je definiran i proračunat pomoću simulacijskog programa. Samo takav program, pri čijem su razvoju matematičkih modela korištena iskustva i rezultati mjerenja na stvarnim modelima, može odoljeti svim izazovima koje donosi njegovo kasnije korištenje u praksi na najrazličitijim problemima.

POPIS VAŽNIJIH OZNAKA

A	[m ²]	- površina poprečnog presjeka protoka fluida
a	[m/s]	- brzina zvuka u fluidu
c	[J/kgK]	- specifični toplinski kapacitet
D	[m]	- promjer cijevi
d	[Ns/m]	- konstanta prigušenja opruge
e	[J]	- ukupna energija
E	[N/m ²]	- modul elastičnosti fluida
F	[N]	- sila
h	[J/kg]	- specifična entalpija
h_i	[m]	- pomak igle
k	[N/m]	- konstanta krutosti opruge
L	[m]	- duljina cijevi
m	[kg]	- masa
n	[okr/min]	- broj okretaja
p	[Pa]	- tlak
q_v	[m ³ /s]	- protok
s	[m]	- debljina stijenke cijevi
T	[°C]	- temperatura
t	[s]	- vrijeme
V	[m ³]	- volumen
v, u	[m/s]	- brzina u smjeru x i r-koordinate
x, r, φ	[m, m, rad]	- cilindarske koordinate
x, y, z	[m, m, m]	- kartezijske koordinate

α	[rad]	- kut zakreta koljenastog vratila
β	[--]	- konstanta prigušenja
γ	[rad]	- kut nagiba sjedišta igle
ε	[--]	- kompresijski omjer
ν	[m ² /s]	- koeficijent kinematičke viskoznosti
η	[Pas]	- koeficijent dinamičke viskoznosti
ρ	[kg/m ³]	- gustoća fluida
μ	[--]	- Poissonov koeficijent
ω_n	[--]	- korijeni Besselove funkcije
ξ	[--]	- koeficijent otpora strujanju

INDEKSI :

c	- u cilindru
cav	- kavitacija
$ch1, ch2$	- duž karakteristične linije 1,2
dv	- džepni volumen ispod igle (brizgaljka)
h	- hidraulički
i, j, k	- i-ti, j-ti, k-ti element
igl	- igla
in	- ulaz
l, r	- lijeva i desna granica ćelije
max	- maksimalan
min	- minimalan
n	- sapnica "nozzle"
orf	- prigušnica

<i>out</i>	- izlaz
<i>p</i>	- pri konstantnom tlaku
<i>po</i>	- poslije GMT-a
<i>pr</i>	- prije GMT-a
<i>s</i>	- sjedište igle "seat"
<i>sa</i>	- aktivnost magneta ("solenoid activ")
<i>st</i>	- stijenka
<i>stop_in</i>	- krajnji položaj na ulaznoj strani
<i>stop_out</i>	- krajnji položaj na izlaznoj strani
<i>sz</i>	- samozapaljenje smjese goriva i zraka
<i>T</i>	- pri konstantnoj temperaturi
<i>t</i>	- turbulentno
<i>tr</i>	- trenje
<i>v</i>	- pri konstantnom volumenu
<i>vap</i>	- vaporizacije
<i>zv</i>	- zajednički volumen

1. SUSTAV UBRIZGAVANJA GORIVA

Glavni zadatak sustava za ubrizgavanje goriva je upravljati protokom i raspršivanjem goriva u komoru za izgaranje na osnovi poznavanja svih parametara i varijabli rada motora i obrade dobivenih signala. Da bi se to dogodilo, visokotlačna pumpa generira tlak potreban za ubrizgavanje, gorivo se pod tlakom potiskuje kroz visokotlačne cjevovode prema sapnicama na brizgaljkama gdje se raspršuje u komore za izgaranje.

Sustav ubrizgavanja goriva u osnovi sadrži sljedeće komponente: spremnik goriva, pročištač goriva, dobavnu pumpu, visokotlačnu pumpu, cjevovode, sapnice, kontrolnu jedinicu,...

1.1. RADNA SVOJSTVA

Sustav ubrizgavanja goriva jedan od sustava koji ima presudnu važnost za ispravan rad motora. Kod svih brzina i opterećenja on je odgovoran za nadgledanje protoka goriva i njegove ujednačene raspodjele po cilindrima.

Za svaku operativnu točku rada motora od sustava za ubrizgavanje se zahtijeva da osigura:

- ispravnu količinu ubrizganog goriva,
- ubrizgavanje u pravom trenutku,
- kontrolirani tlak ubrizgavanja,
- ubrizgavanje u točno određenom vremenskom intervalu,
- ubrizgavanje u točno određenu točku.

Međutim, stvaranje optimalne gorive smjese uvijek je otežano specifičnim ograničenjima motora, specifičnim ograničenjima vozila i zahtjevima koje postavlja tržište:

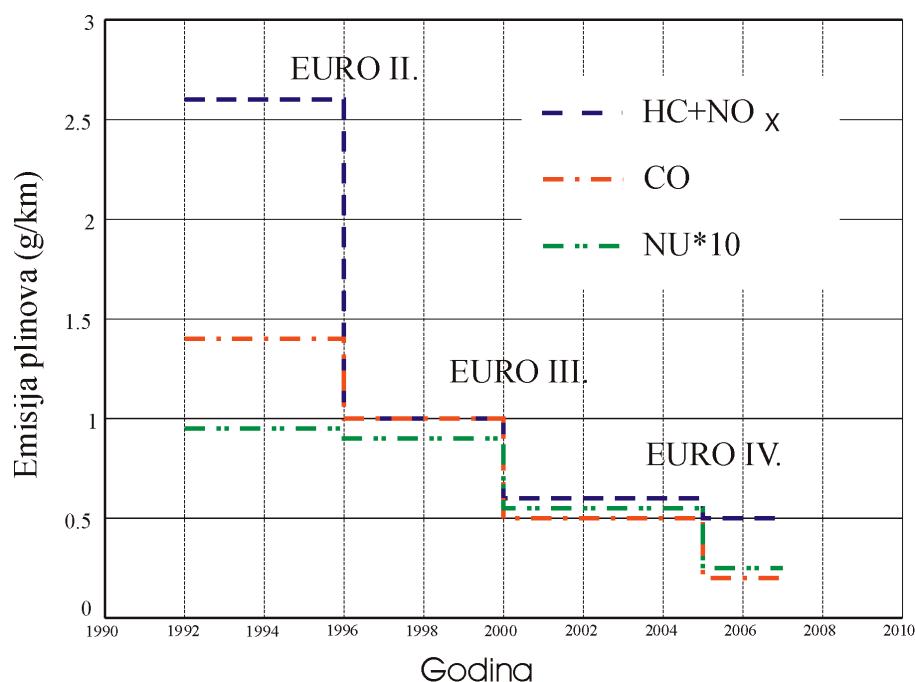
- ograničenje udjela štetnih sastojaka u ispušnim plinovima,
- ograničenje tlaka unutar komore izgaranja,
- ograničenje temperature ispušnih plinova,
- ograničenje broja okretaja motora i ograničenje momenta,
- dopuštena naprezanja pojedinih komponenata vozila i motora.

1.1.1. Ograničenje udjela štetnih sastojaka u ispušnim plinovima

Na svim tržištima zakonski okviri koji propisuju granice unutar kojih se moraju kretati štetni sastojci unutar ispušnih plinova postaju sve zahtjevniji (EURO III., US98) (Slika 1.1.).

Tablice s normama ograničenja na sastav ispušnih plinova mogu se pronaći u Prilogu 3.

Inženjeri koji rade na razvoju dizel motora nalaze se pred velikim izazovom, a vremenski rokovi su kratki. Na primjeru prikazanom u tablici 1.1. može se vidjeti koje sve mogućnosti stoje na raspolaganju pri smanjenju udjela NO_x u ispušnim plinovima i o kolikim se poboljšanjima radi.



Slika 1.1. ^[1] Dopušteni udjeli štetnih sastojaka u ispušnim plinovima (NU - neizgoreni ugljik u obliku čađi)

poboljšano miješanje smjese goriva i zraka	~ 10 %
poboljšanje kontrolnih funkcija	~ 10-15 %
poboljšanje hladnog pokretanja	~10 %
poboljšanje svojstava goriva	~ 5 %
UKUPNO POBOLJŠANJE	~ 25 %

Tablica 1.1. ^[6] Moguća smanjenja udjela NO_x u ispušnim plinovima

1.1.2. Ograničenje tlaka unutar komore izgaranja

Kod dizel-motora ispareno gorivo izmiješano sa zrakom koji je pod visokim stupnjem kompresije izgara naglo i dovodi do naglog skoka tlaka unutar komore za izgaranje što zahtijeva čvrstu konstrukciju motora. Sile koje se stvaraju za vrijeme izgaranja uzrokuju periodičke promjene opterećenja na dijelove motora koji zbog toga trpe. Potrebno je uspostaviti kompromis između tlaka izgaranja i dimenzija te trajnosti dijelova motora izloženih naprezanjima.

1.1.3. Ograničenje temperature ispušnih plinova

Temperatura ispušnih plinova kod dizel-motora je ograničena, tj. određena termičkim naprezanjima dijelova motora koji okružuju vruću komoru za izgaranje, otpornosti na visoke temperature sustava za odvod ispušnih plinova te ovisnosti o temperaturi udjela štetnih sastojaka u ispušnim plinovima.

1.1.4. Ograničenje broja okretaja motora

Ako se povećava količina ubrizganog goriva u komoru za izgaranje bez zavisnosti o opterećenju motora, broj okretaja motora raste. Ako ne dođe do smanjivanja količine ubrizganog goriva po ciklusu prije kritičnog maksimalnog broja okretaja motora, može doći do razaranja motora

Ako se dizel-motor upotrebljava kao pogon stroja, obično se broj okretaja drži konstantan ili unutar određenih granica zavisno o opterećenju stroja.

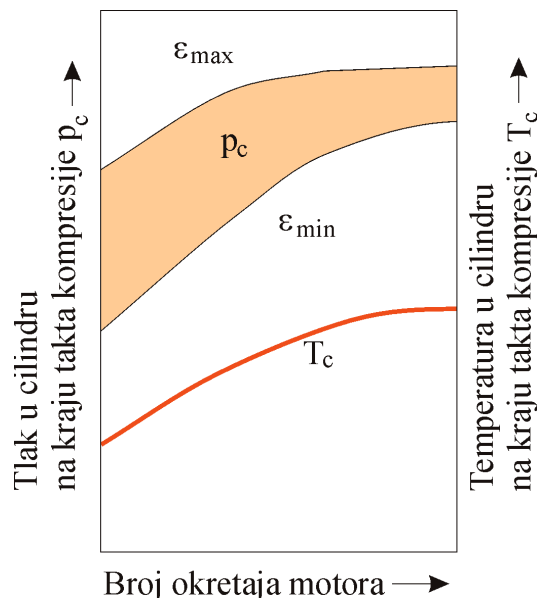
Kada se dizel-motori koriste kod vozila, vozač mora biti u mogućnosti odabrati brzinu koju god želi uz poštivanje granica brojeva okretaja motora.

1.2. RADNA STANJA

1.2.1. Pokretanje

Pokretanje motora podrazumijeva proces paljenja i ubrzavanja do održavanog broja okretaja. Zrak zagrijan tijekom takta kompresije mora zapaliti ubrizgano gorivo. Potrebna temperatura paljenja za dizel goriva iznosi otprilike 220°C . Ta temperatura mora biti postignuta sa sigurnošću i kod minimalnih brojeva okretaja motora pri niskim vanjskim temperaturama i hladnom motoru.

Nekoliko fizikalnih zakona se protivi toj mogućnosti. Što je niži broj okretaja motora, niži je konačni tlak kompresije i niža je temperatura komprimiranog zraka (slika 1.2.). Uzrok tom procesu su gubici brtvljenja klipa koji se pojavljuju zbog toga što se nije uspio formirati fini uljni film između klipa i stijenki cilindra, a i kada je motor hladan, toplinski gubici su značajniji tijekom takta kompresije. Također gubici trenja kod niskih temperatura su značajniji zbog smanjenja dosjeda među elementima motora i zbog većeg viskoznosti ulja pri nižim temperaturama.



Slika 1.2. ^[3] Tlak u cilindru na kraju takta kompresije u zavisnosti o broju okretaja motora (ϵ_{\max} - maksimalni kompresijski omjer; ϵ_{\min} - minimalni kompresijski omjer)

Postoji nekoliko načina da se spriječe takvi uzroci (koriste se za nove automobilske motore):

Priprema goriva

Problemi s gorivom koji se u normalnim okolnostima javljaju kod niskih temperatura kao posljedica postojanja parafinskih kristala mogu biti izbjegnuti zagrijavanjem pročištača ili direktnim zagrijavanjem goriva. Dodatno, svojstva goriva mogu biti poboljšana dodavanjem različitih vrsta aditiva.

Sustavi za pomoć pri pokretanju

Kod motora s direktnim ubrizgavanjem predzagrijavanje usisanog zraka se koristi kao pomoć pri pokretanju motora. U slučaju motora s pretkomorom grijač u komori obavlja istu funkciju u početnom trenutku. Obadvije metode služe da bi se poboljšalo isparavanje i miješanje goriva te postiglo pouzdano paljenje mješavine goriva i zraka.

Prilagođivanje karakteristika ubrizgavanja

Moguća mjera je omogućavanje viška goriva u komori za izgaranje kod pokretanja da bi se kompenzirali gubici kao posljedica kondenzacije i gubitaka na brtvama klipa, a s ciljem da se poveća moment motora u fazi ubrzavanja. Sljedeća mjera je ranije ubrizgavanje goriva da se kompenzira povećano kašnjenje paljenja i da se osigura paljenje u području GMT-a (gornje mrtve točke), tj. pri maksimalnoj temperaturi.

Optimalan početak ubrizgavanja goriva mora biti postignut unutar vrlo uskih vremenskih tolerancija. Ako je gorivo ubrizgano malo ranije, ono se taloži na hladne stjenke cilindra i samo mali dio goriva isparava jer je temperatura miješanja preniska u tom trenutku. Ako je gorivo ubrizgano prekasno, paljenje se događa nakon GMT-a i klip se ubrzava samo djelomično.

1.2.2. Prazan hod

Kritična stanja pri radu dizel-motora su prazan hod i stanje malog opterećenja motora. Iako su vrijednosti potrošnje goriva značajno manje nego kod benzinskih motora, problem je u vibriranju i buci motora, osobito kad je motor hladan, što je najčešće uzrokovano kašnjenjem paljenja te nenormalnim izgaranjem.

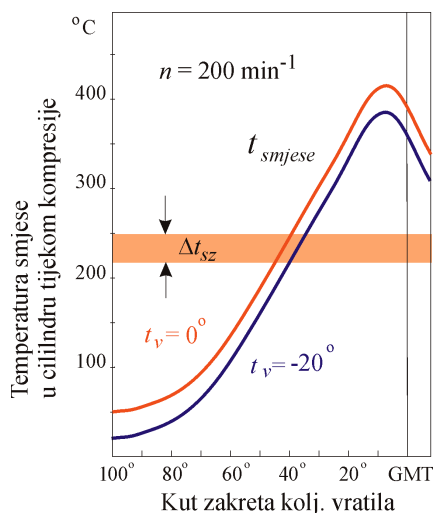
Kao što je opisano kod pokretanja motora, temperatura u cilindru na kraju takta kompresije je niža za niže brzine i niže opterećenje motora. To je naročito izraženo tijekom prazna hoda.

U usporedbi sa stanjem punog opterećenja motora, komora izgaranja je relativno hladna (čak i kad motor dostigne operativnu temperaturu) jer je dovod goriva mali, a toplinski gubici su veliki. Zagrijavanje komore izgaranja se odvija sporo i necjelovito. Dizel-motori s pretkomorom ili dizel-motori s vrtložnim prostorom su posebno problematični jer su gubici topline veliki što je uzrokovano velikim površinama na kojima se gubi toplina.

1.2.3. Puno opterećenje

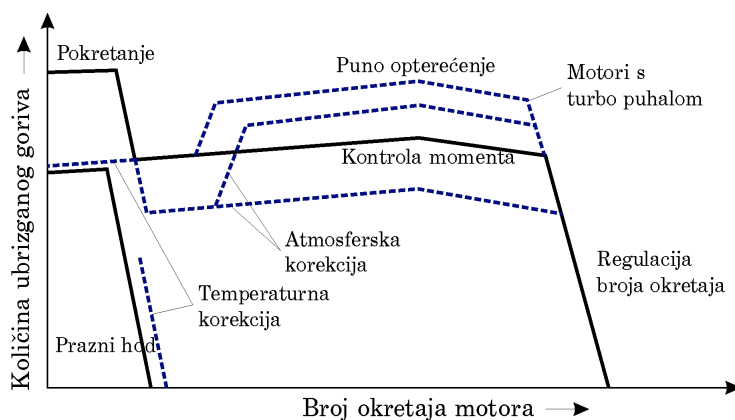
Puno opterećenje podrazumijeva maksimalni moment. Karakteristična krivulja momenta u zavisnosti o broju okretaja obično pokazuje maksimalan moment na otprilike pola intervala unutar kojega se kreće broj okretaja motora. Sustav ubrizgavanja goriva mora odgovoriti na taj zahtjev. Osiguravanje preciznog početka ubrizgavanja i točne količine ubrizganog goriva uz postizanje ravnomjernog raspršivanja uvjeti su za taj odgovor. Kao što se može vidjeti prema krivulji na slici 1.3. optimalna temperatura samozapaljenja se događa u vrlo uskom području prije GMT-a, što znači da početak ubrizgavanja mora biti precizno izvršen.

(GMT - gornja mrtva točka)



Slika 1.3. ^[3] Temperatura tijekom takta kompresije u zavisnosti o kutu koljenastog vratila (Δt_{sz} - temperaturni interval unutar kojeg dolazi do samozapaljenja smjese zraka i dizel-goriva; t_{smjese} - temperatura smjese zraka i dizel-goriva unutar cilindra tijekom takta kompresije; t_v - vanjska temperatura)

Točna količina ubrizganog goriva određuje se u zavisnosti o broju okretaja motora, njegovom opterećenju, kao i o vanjskoj temperaturi te o atmosferskom tlaku. Te zavisnosti se obično prikazuju pomoću tzv. karakterističnih mapa za kompletno područje rada motora (slika 1.4.).



Slika 1.4. ^[3] Količina ubrizganog goriva u zavisnosti o broju okretaja s dodatnom korekcijom prema temperaturi i atmosferskom tlaku

Kakvoća formiranja mješavine zraka i goriva bitno utječe na potrošnju goriva, sastav ispušnih plinova i buku motora. Nekoliko parametara sustava ima poseban utjecaj na formiranje mješavine i proces izgaranja u cilindru:

- početak dobave i početak ubrizgavanja,
- trajanje procesa ubrizgavanja i protok goriva,
- tlak ubrizgavanja,
- kut ubrizgavanja i broj otvora na brizgaljki,
- višak zraka.

Sljedeći odlomci opisuju učinke pojedinih od tih parametara.

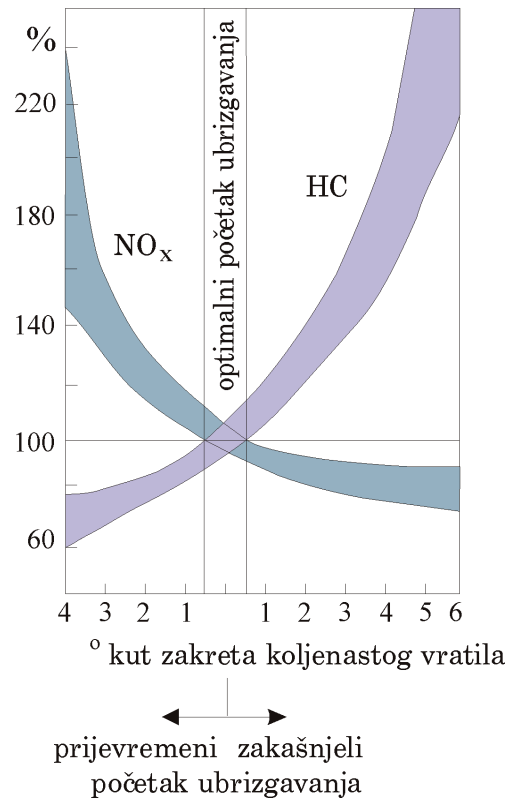
1.3.1. Početak dobave

Pojam početka dobave kod klasičnih sustava ubrizgavanja odgovara trenutku prekrivanja otvora odvodnog kanala na tlačnoj komori pumpe od strane klipa i početku komprimiranja goriva u njezinoj komori. Zajedno s početkom procesa dobave za optimalan rad motora važan je i trenutak početka ubrizgavanja goriva u cilindar. Budući da je puno lakše odrediti početak dobave, zato se sve pojave prikazuju u odnosu na taj trenutak. To je moguće jer postoji međuzavisnost početka dobave i početka ubrizgavanja u cilindar. Trenutak početka ubrizgavanja je određen preko kuta koljenastog vratila u području gornje mrtve točke klipa kod kojeg se podiže igla u brizgaljki i gorivo biva ubrizgano u prostor cilindra.

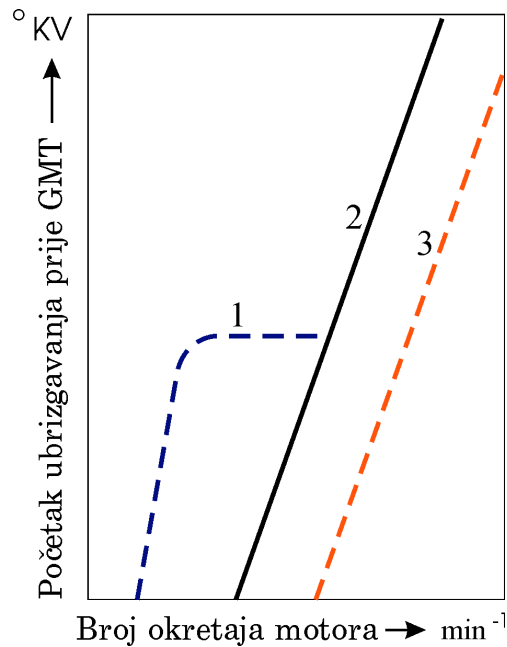
Trenutak početka ubrizgavanja goriva ima značajan utjecaj na početak izgaranja mješavine zraka i goriva. Maksimalan tlak kompresije unutar cilindra se događa u području gornje mrtve točke klipa. Ako je izgaranje inicirano puno prije GMT-a, tlak izgaranja nastupa naglo i sprječava dalje podizanje klipa i time smanjuje iskoristivost. Nagli porast tlaka izgaranja također rezultira bučnošću motora. Najmanja potrošnja goriva se postiže ako izgaranje počinje u području GMT-a. Ako početak izgaranja porani, temperatura u cilindru će dodatno porasti što dovodi do povećanja udjela NO_x u ispušnim plinovima. Ako kasni, to može dovesti do nedovršena izgaranja i ispuha nedovoljno izgorenih ugljikovodika (slika 1.5.).

Trenutačna pozicija klipa u cilindru ima utjecaj na vrtloženje zraka u cilindru, njegovu gustoću i temperaturu. Također brzina vrtloženja i kvaliteta miješanja zraka i goriva zavise i o početku ubrizgavanja. Početak ubrizgavanja utječe dodatno i na udio čađi u ispušnim plinovima koja je posljedica nedovršena izgaranja. Sukob zahtijeva što manju potrošnju i što manji udio štetnih sastojaka u ispušnim plinovima, određuje idealan vremenski interval unutar kojeg se treba dogoditi ubrizgavanje goriva. Pri tome treba uzeti u obzir i zavisnost intervala o temperaturi.

Tijekom procesa kod klasičnih sustava za ubrizgavanje goriva udarni val putuje određeno vrijeme od pumpe prema sapnici. Kod velikih brzina motora to rezultira zaostajanjem ubrizgavanja (vrijeme kašnjenja od početka dobave do početka ubrizgavanja). Dodatno, kod većih brzina veće kašnjenje paljenja smjese u cilindru (vrijeme kašnjenja od početka ubrizgavanja do početka samozapaljenja smjese u cilindru). Obadva ova problema moraju biti riješena, a to je razlog zašto sustavi za ubrizgavanje moraju imati kontrolni uređaj koji će regulirati vremena početka ubrizgavanja u zavisnosti od karakteristika ovih pojava. Zbog smanjenja buke i ispuha štetnih plinova postoje različite tablice za puno i za djelomično opterećenje motora. Tablice početka ubrizgavanja shematski prikazuju zavisnost početka ubrizgavanja o temperaturi, opterećenju i brzini motora (kao primjer slika 1.6.).



Slika 1.5. ^[3] Udio NO_x i HC u ispušnim plinovima u zavisnosti o vrijednosti za idealan početak ubrizgavanja



Slika 1.6. ^[3] Pojednostavljeni dijagram početka ubrizgavanja u zavisnosti o broju okretaja motora: 1. hladno pokretanje
2. puno opterećenje
3. djelomično opterećenje
(°KV - kut zakreta koljenastog vratila).

1.3.2. Trajanje ubrizgavanja i protok goriva

Jedan od najvažnijih parametara sustava za ubrizgavanje goriva je vrijeme trajanja ubrizgavanja. Ono se najčešće mjeri u stupnjevima bregastog vratila i drži se da je to period tijekom kojeg su sapnice brizgaljke otvorene i gorivo se ubrizgava u komoru za izgaranje.

Kod različitih dizel-motora zahtijevaju se različita vremena trajanja ubrizgavanja. Ona obično za dizel motore s direktnim ubrizgavanjem iznose prosječno 25-30° kuta radilice dok npr. za dizel-motore s pretkomorom iznose 35-40°.

Za primjer trajanje ubrizgavanja od 30° bregastog vratila odgovara 15° radilice ili 1,25 ms pri brzini okretaja bregastog vratila pumpe od 2000 min⁻¹

S ciljem da se očuva niska potrošnja goriva i niski udio štetnih plinova u ispuhu, trajanje ubrizgavanja se obično određuje prema položaju točke početka ubrizgavanja (slika 1.7.).

U motora s direktnim ubrizgavanjem buka pri izgaranju se smanjuje, ako ubrizgamo malu količinu goriva kao fino raspršen mlaz prije glavnog ubrizgavanja. Takva metoda pilot-ubrizgavanja je još prilično skupa.

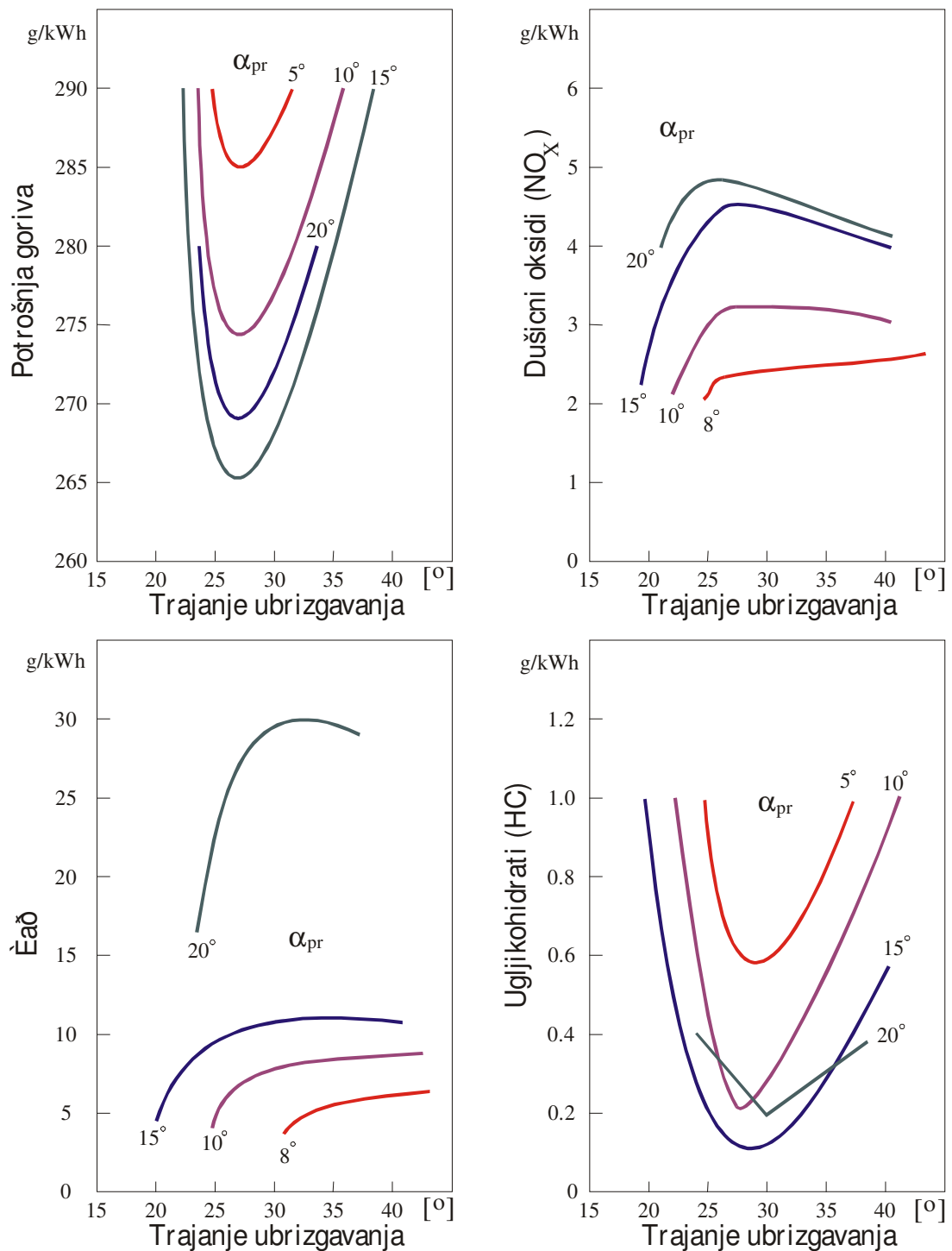
Sekundarno ubrizgavanje (tzv. curenje) je osobito neugodna pojava i posljedica je naglog otvaranja sapnice nakon završetka glavnog ubrizgavanja. Ono dovodi do nekompletnog izgaranja ili čak i do neizgaranja dijela goriva što pogoršava sliku ispušnih plinova. Posljedica je to povratnog udarnoga vala unutar sustava. Brzo zatvaranje sapnice sprječava tu pojavu.

Kod tipa brizgaljki s džepnim volumenom u području ispod igle dolazi do slične pojave tzv. "curenja" goriva u prostor cilindra i nakon spuštanja igle u zatvoreni položaj jer u džepnom volumenu preostane još određena količina goriva pod tlakom.

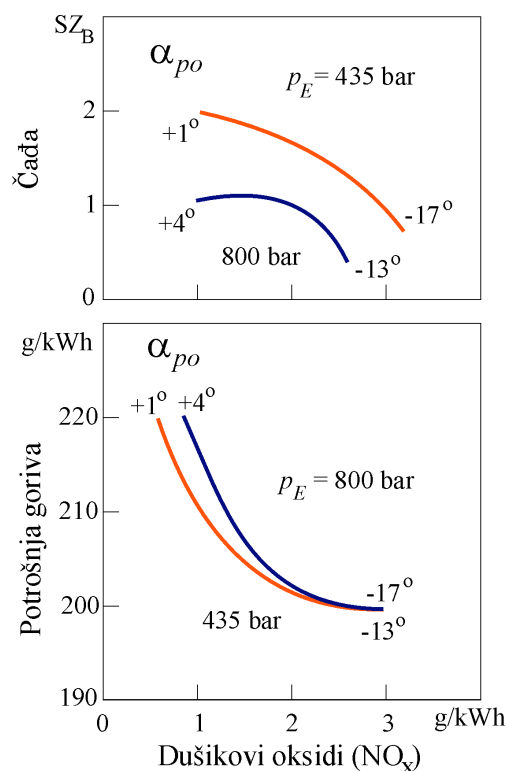
1.3.3. Tlak ubrizgavanja

Što je veća relativna brzina goriva u odnosu na zrak i veća gustoća zraka u komori za izgaranje, finije je raspršivanje dizel goriva. Veći tlak goriva dovodi do veće brzine mlaza goriva. Dizel- motori s podijeljenim prostorom za izgaranje rade pri velikim brzinama zraka u vrtložnoj komori i prostoru cilindra. Za ovakve tipove dizel-motora nije potrebno postizati tlakove ubrizgavanja veće od ≈350 bara. Za motore s direktnim ubrizgavanjem brzina zraka je relativno mala i miješanje je normalno. U takvim slučajevima miješanje se bitno poboljšava ako se gorivo ubrizgava pri visokom tlaku (slika 1.8.).

Udio čađi u ispušnim plinovima može se značajno smanjiti, osobito kod malih brzina motora, podizanjem tlaka ubrizgavanja na više vrijednosti. Nedostatak je jer viši tlak ubrizgavanja značajno povećava potrošnju goriva, među ostalima i zbog toga što je potrebna pumpa veće snage.



Slika 1.7. ^[3] Potrošnja goriva i udio štetnih sastojaka u ispušnim plinovima u zavisnosti o trajanju ubrizgavanja (α_{pr} - kut početka ubrizgavanja prije GMT) (motor s prednabijanjem i pretkomorom, broj okretaja motora je 1600 min^{-1} , osnovni tlak je 4.11 bar)



Slika 1.8. ^[3] Čađa i potrošnja goriva u zavisnosti o NO_x udjelu u ispušnim plinovima i o pritisku ubrizgavanja (α_{po} - kut početka ubrizgavanja nakon GMT)

1.3.4. Pravac ubrizgavanja

Dizel-motori s pretkomorom ili vrtložnom komorom rade sa samo jednim mlazom goriva čiji smjer se slaže sa smjerom pretkomore. Odstupanje od toga dovodi do lošije iskoristivosti zraka i radi toga do povećanja čađi i udjela ugljikovodika u ispušnim plinovima.

Dizel-motori s direktnim ubrizgavanjem obično rade sa 4 do 6 mlazova čiji smjerovi su prilagođeni vrlo precizno prostoru izgaranja. Odstupanje od optimalnog smjera u iznosu od npr. $\approx 2^\circ$ dovodi do značajnog porasta crnog dima i porasta potrošnje.

1.3.5. Višak zraka

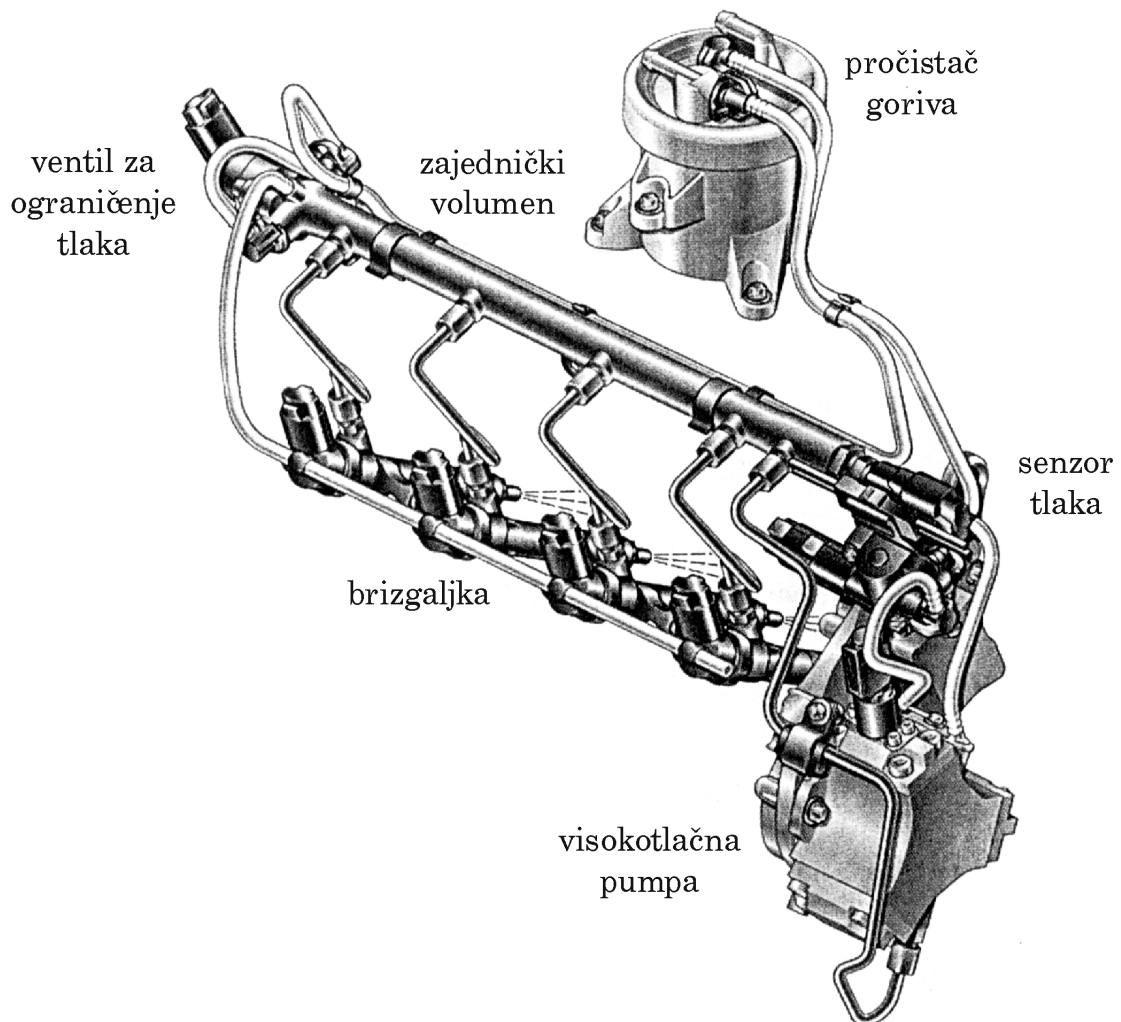
Dizel-motori obično rade bez prigušivanja usisanog zraka. Ako postoji značajan višak zraka, gorivo izgara "čisto" u prostoru komore za izgaranje.

Unutar takvih ispušnih plinova udio ugljičnog monoksida i čađi je vrlo nizak. Višak zraka u prostoru izgaranja opada s povećanjem količine ubrizganog goriva. Budući da se zbog željene male težine motora i niskih troškova višak prostora unutar komore za izgaranje optimira pri maksimalnoj snazi, motor mora raditi s malim viškom zraka kod visokih opterećenja. Ako je višak zraka mali, teško je postići nisku razinu štetnih plinova u ispuhu, što znači da količina ubrizganog goriva mora biti točno kontrolirana za raspoloživu količinu zraka i biti funkcija broja okretaja.

2. OPIS SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA POD STALNIM TLAKOM

Dok se kod običnih dizel-motora tlak u sustavu ubrizgavanja goriva stvara iznova zasebno za svaki ciklus ubrizgavanja, kod sustava za ubrizgavanja goriva pod stalnim tlakom konstantan tlak se čuva unutar zajedničkog volumena nezavisno o sekvenci ubrizgavanja. Na taj način tlak ostaje stalno na raspolaganju preko visokotlačnih cjevovoda brizgaljkama. Elektronički sustav dizel-motora regulira visinu tlaka ubrizgavanja zavisno o broju okretaja i opterećenju motora te ga dodatno precizno korigira i na osnovi podataka dobivenih od senzora na bregastom i koljenastom vratilu. Drugim riječima, stvaranje tlaka i ubrizgavanje je razdvojeno kod sustava ubrizgavanja goriva pod stalnim tlakom. Tlak ubrizgavanja može biti odabran neovisno o broju okretaja i količini ubrizganog goriva unutar određenih granica.

To osigurava dodatnu prilagodljivost i omogućuje da gorivo bude ubrizgano u pravi trenutak i u pravoj količini smanjujući potrošnju goriva i smanjujući udio štetnih sastojaka u ispušnim plinovima.



Slika 2.1.^[4] Sustav ubrizgavanja goriva pod stalnim tlakom

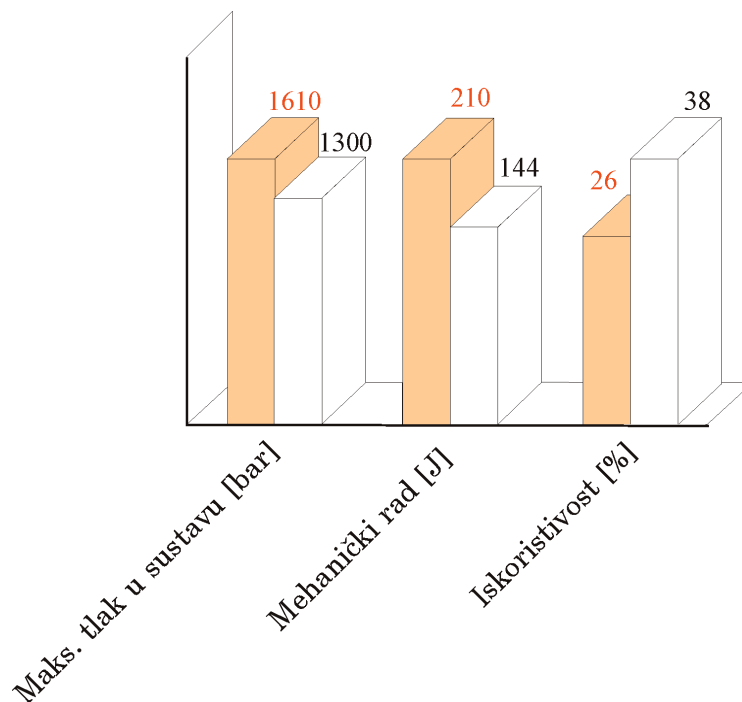
Jedino je pomoću sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom moguće ostvariti promjenjive željene karakteristike sustava unutar cijeloga radnog područja, a s **takvim sustavom je moguće ispuniti zahtjeve koji su postavljeni pred nove dizel-motore.**

Osnovne prednosti koje pruža sustav za ubrizgavanje pod stalnim tlakom su:

- visoki tlak ubrizgavanja koji može biti izabran neovisno o količini ubrizganog goriva i broju okretaja motora,
- visoka točnost u količini ubrizganog goriva,
- fleksibilnost određivanja vremena ubrizgavanja,
- mogućnost fleksibilnog pilot ubrizgavanja,
- mogućnost ubrizgavanja malih količina goriva,
- potpuna elektronička kontrola,
- visoka preciznost za životnog vijeka.

U tablici 2.1. možemo vidjeti shematizirani prikaz razvoja sustava za ubrizgavanje goriva na primjeru motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. Razvoj je posljedica zadovoljavanja sve većih zahtjeva u području reguliranja sastava ispušnih plinova, sve većih zahtjeva na području buke, potrošnje goriva i upravljivosti motorom te također i posljedica mogućnosti uklapanja novorazvijenih komponenata (osobito na području elektronike).

Na kraju, za primjer, ako se pogleda odnos između prosječnoga klasičnog sustava za ubrizgavanje goriva i prosječnog sustava ubrizgavanja goriva pod stalnim tlakom (slika 2.2.), uočljivo je da sustav pod stalnim tlakom ima niži maksimalni tlak u sustavu, niži uloženi rad i bolju iskoristivost.



Slika 2.2. ^[5] Odnos između klasičnog sustava za ubrizgavanje goriva i sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom

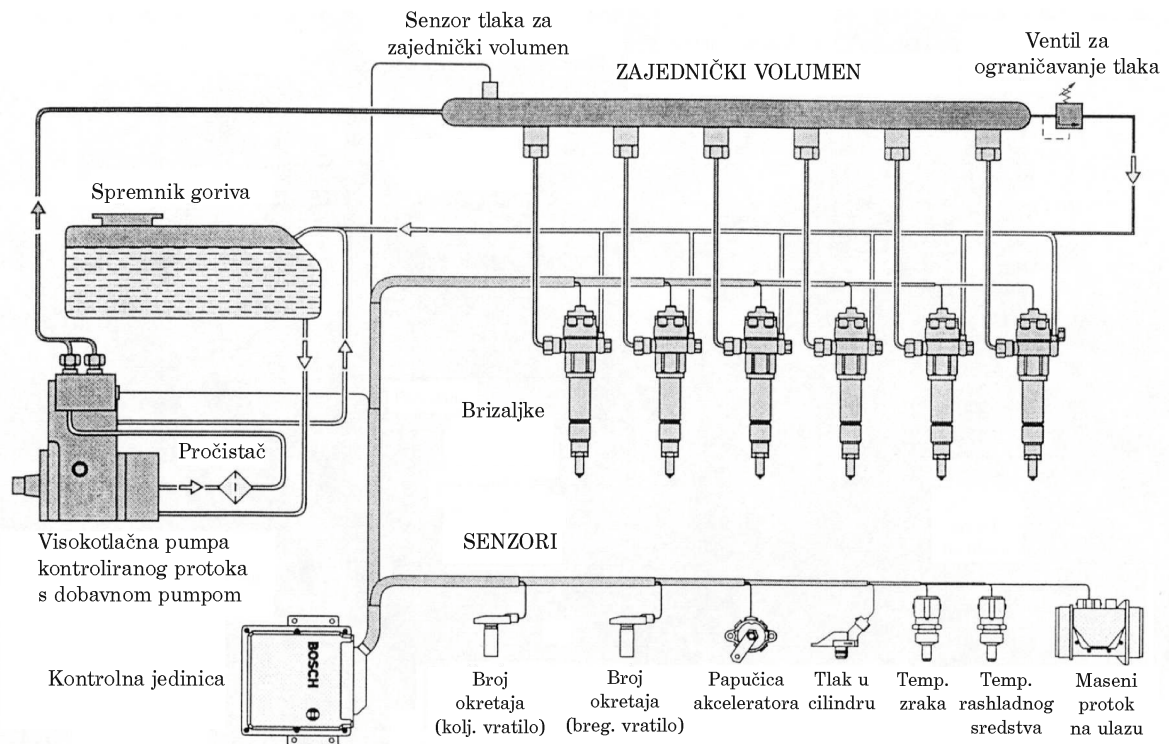
Razvoj motora s direktnim ubrizgavanjem kod putničkih vozila	1. generacija 1987.	2. generacija 1989.	3. generacija 1998. 2001.		
	Mehanička distribucijska pumpa	Mehanička distribucijska pumpa	Sustav za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom "Common rail"		
Sustav ubrizgavanja goriva					
kontrola tlaka ubrizgavanja	ovisna o opterećenju i broju okretaja	ovisna o opterećenju i broju okretaja	potpuno prilagodljiva	⇒	potpuno prilagodljiva
max. tlak ubrizgavanja [bar]	700	900	1350	⇒	1600
kontrola protoka goriva	-	brizgaljka s dvije opruge	-	⇒	-
min. pilot ubrizgavanje	-	-	1.5	⇒	0.7
promjer sapnica	4x0.28	5x0.22	6x0.16	⇒	6x0.14
Konstrukcija motora					
min. kapacitet cilindra [l]	0.5	0.5	0.5	⇒	0.3
broj ventila po cilindru	2	2	2	⇒	4
koeficijent vrtloženja smjese zraka i goriva u cilindru	3.5	3.0	2.5	⇒	1.5
kompresijski omjer	18:1	20:1	18.5:1	⇒	17.5:1
Performance					
max. BMEP (bar)	12	13	18	⇒	20
zadovoljava standard	94/12/CE	EURO II	EURO III	⇒	EURO IV
NO _x /NU (g/km)	0.8/0.14	0.6/0.008	0.5/0.005	⇒	0.25/0.025

Tablica 2.1. ^[6] Razvoj motora s direktnim ubrizgavanjem kod putničkih vozila (NU - neizgoreni ugljik u obliku čađi)

2.1. OPIS SUSTAVA

Sustav sa zajedničkim volumenom je konstruiran modularno (slika 2.3.) i u osnovi se sastoji od sljedećih dijelova:

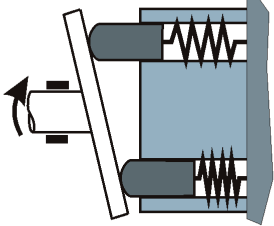
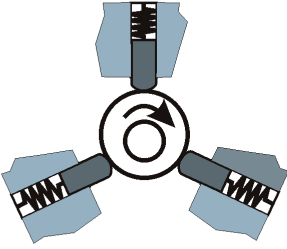
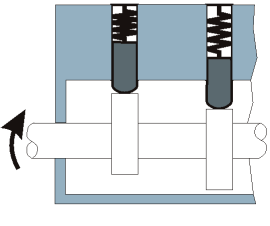
- visokotlačne pumpe kontroliranog protoka,
- zajedničkog volumena i visokotlačnih cjevovoda,
- brizgaljki,
- elektronske kontrolne jedinice,
- različitih senzora i aktuatora.



Slika 2.3. ^[7] Pregled sustava sa zajedničkim volumenom za komercijalna vozila ^[6]

2.1.1. Visokotlačna pumpa

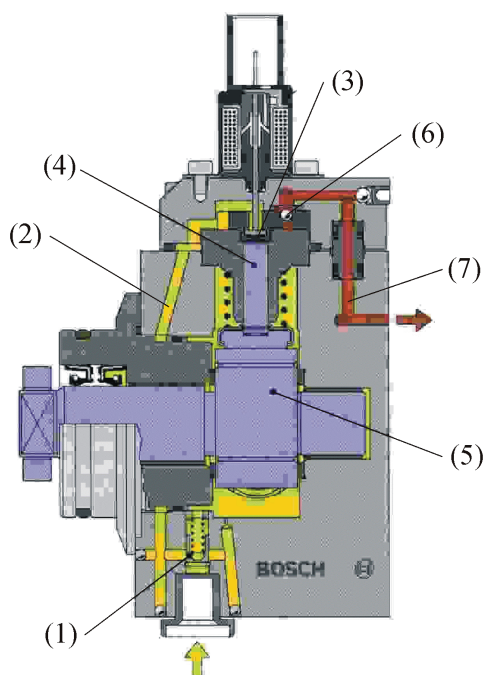
Visokotlačna pumpa ima zadatak da tlak goriva, s vrijednosti koju osigurava dobavna pumpa, povisi na vrijednosti određene od strane elektroničke kontrolne jedinice, a mjerene senzorom tlaka smještenom na kućištu zajedničkog volumena (obično između 1000 bar do 1300 bar). Daljnji zahtjevi naspram visokotlačne pumpe su korisne male oscilacije protoka s ciljem smanjivanja oscilacija tlaka u zajedničkom volumenu kao i spriječavanje miješanja goriva i ulja za podmazivanje pumpe. Ove zahtjeve može ispuniti samo klipna pumpa, a na slici 2.4 je prikazano na koji je način izvršen izbor visokotlačne klipne pumpe.

Princip	Aksijalna pumpa	Radijalna pumpa	Redna pumpa
Vrednovanje			
kriterij:			
trajnost	●	+	●
stupanj iskoristivosti	●	+	●
kompaktnost	●	+	
troškovi	+	+	●
	+ dobra	● zadovoljava	- loša

Slika 2.4. ^[31] Izbor visokotlačne pumpe

U tablici se vide dobre karakteristike radijalno klipne pumpe i to u području trajnosti i stupnja iskoristivosti. Također, sile na ležajeve bregastog vratila su manje te su ukupne dimenzije pumpe smanjene i lako je direktno spojiva na bregasto vratilo.

Da bi se postigle manje oscilacije protoka pumpe potrebno je povećati broj klipova pumpe na najmanje 3. Praktično istraživanje sa jednim, tri ili pet klipova pokazuje da pumpa sa 3 klipa predstavlja optimalni kompromis funkcionalnosti i troškova proizvodnje. U daljnjoj procjeni uočeno je da je pogon preko bregastog vratila daleko prikladniji nego rješenja sa elektromotorom zbog troškova, stupnja korisnosti i veličine pumpe.

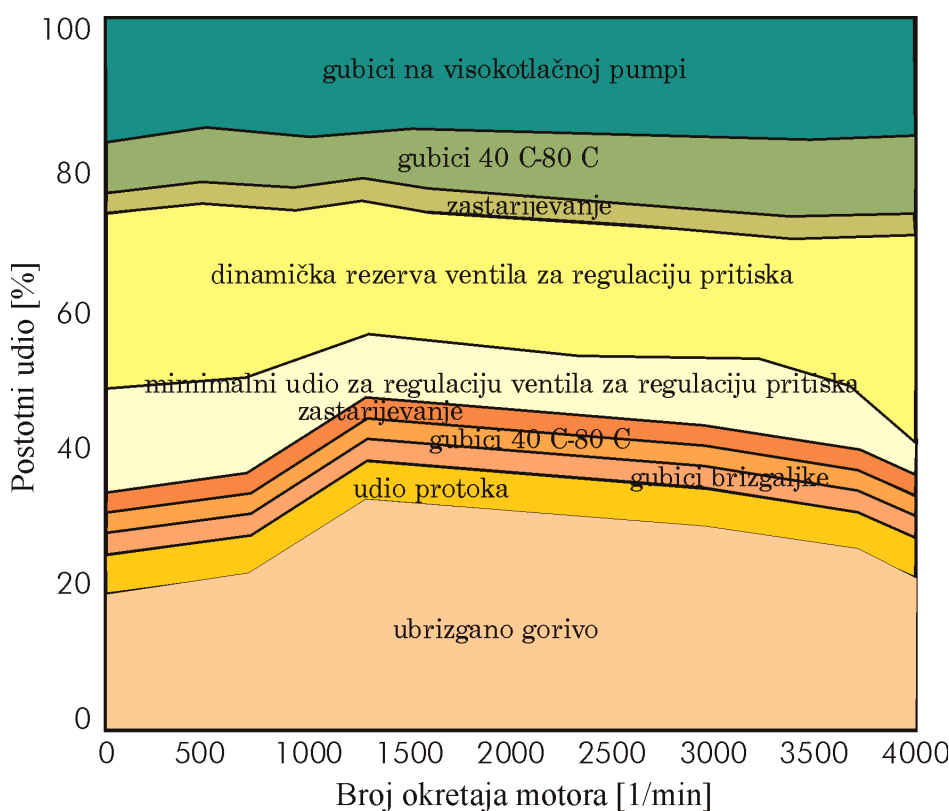
Slika 2.5 ^[4] Presjek visokotlačne pumpe

Na ulazu goriva u visokotlačnu pumpu nalazi se ventil konstantnog tlaka (1) unutar kojeg opruga pritišće klip koji zatvara ulaz i na taj način omogućuje ulaz samo gorivu pod tlakom koji se postiže dobavnom (obično zupčastom) pumpom koja pokreće gorivo iz spremnika goriva prema visokotlačnoj pumpi.

Gorivo od ulaza preko prolaza kroz tijelo pumpe (2) i usisnog ventila stiže u tlačnu komoru (3) i tu se gibanjem klipa (4) pokretanog preko bregastog vratila (5) povisuje tlak gorivu. U trenutku kada se postigne željeni tlak, gorivo preko tlačnog ventila (6) kreće prema izlazu (7) i zajedničkom volumenu.

Slika 2.5. prikazuje presjek jedne takve visokotlačne pumpe.

Za potrebe kontrole protoka pumpe moguće je jedan od usisnih ventila kontrolirati preko magnetne sile. Teoretski se količina goriva, koju visokotlačna pumpa isporučuje, određuje iz hoda i promjera klipa. Količina koja je potrebna za ispravan rad sustava za ubrizgavanje goriva, određuje se ne samo na osnovi goriva koje je potrebno za ubrizgavanje, nego i na osnovi drugih parametara. Na slici 2.6. može se vidjeti raspodjela potrošnje goriva u sustavu.



Slika 2.6. ^[4] Potrošnja dobavljenog goriva visokotlačne pumpe

2.1.2. Zajednički volumen

Klasični sustavi za ubrizgavanje goriva stvaraju visoki tlak ubrizgavanja zasebno za svaku brizgaljku. U sustavima za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom zajednički volumen između visokotlačne pumpe i brizgaljke ponaša se kao akumulator. On je povezan s visokotlačnom pumpom i brizgaljkama preko klasičnih visokotlačnih cjevovoda čiji je unutarnji promjer povećan s ciljem smirivanja udarnih valova.

Zbog ta dva i drugih svojstava tlak u volumenu je gotovo konstantan za vrijeme ubrizgavanja. Dolazi samo do zanemarivih oscilacija (<50 bar), te su oscilacije posljedica oscilacija u dotoku goriva iz visokotlačne pumpe i procesa ubrizgavanja svake brizgaljke. S ciljem da se dobije optimalno ponašanje zajedničkog volumena njegova veličina mora biti dovoljno velika da oscilacije protoka iz visokotlačne pumpe i udarni valovi iz brizgaljki ne uzrokuju velike oscilacije zajedničkog tlaka. S druge strane volumen mora biti dovoljno malen da omogući dobru dinamiku porasta tlaka kod punjenja od strane visokotlačne pumpe.

Funkciju reguliranja tlaka obavlja senzor tlaka i ventil za reguliranje tlaka. Ventil, preko kuglice, zatvara prolaz gorivu van. Kuglicu pritišće sila u opruzi koja se može mijenjati pomoću magnetne sile. Na taj način se za različite volumenske protoke ostvaruje konstantan tlak. Zajednički volumen je napravljen od materijala visoke čvrstoće tehnikom kovanja. Cijevnog je oblika, obično od aluminiija i na sebi ima cijevne priključke za brizgaljke, ventil stalnog tlaka, visokotlačnu pumpu i senzor tlaka.



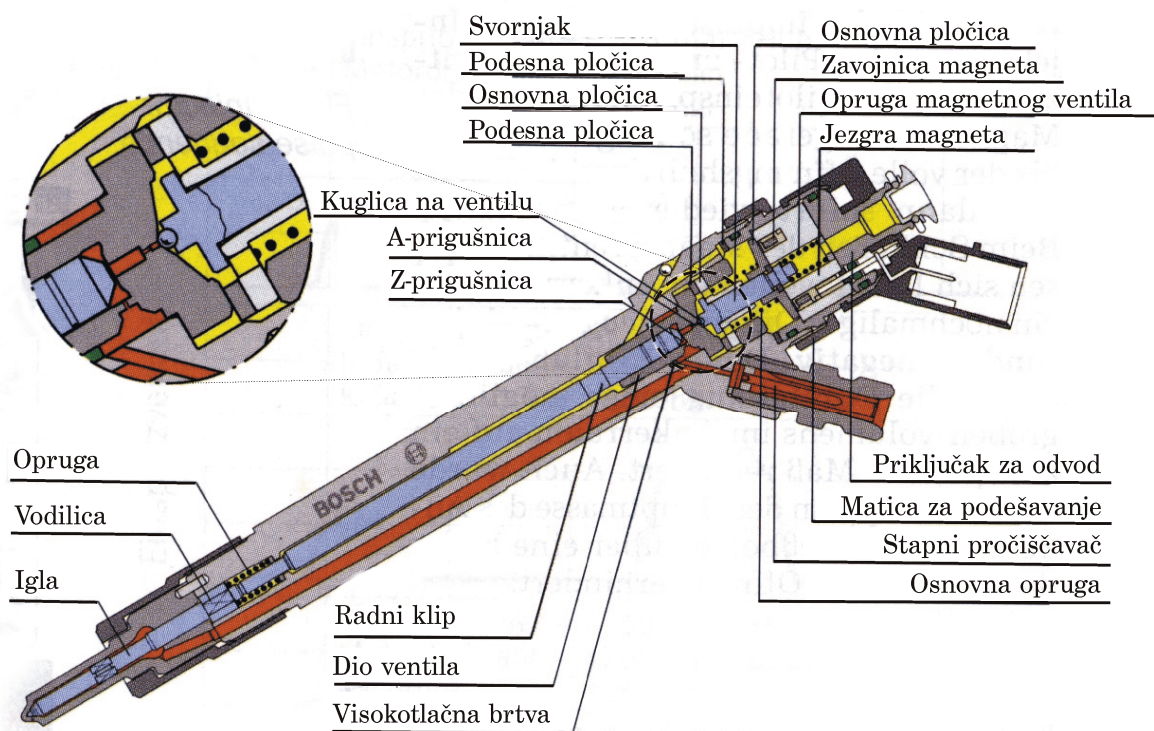
Slika 2.7. ^[30] Zajednički volumen

2.1.3. Brizgaljka

Presjek kroz brizgaljku prikazan je na slici 2.8.

Princip rada brizgaljke

Na slici 2.9. se može vidjeti princip rada korak po korak. Brizgaljka je preko visokotlačnog cjevovoda (crvena strelica) izravno povezana sa zajedničkim volumenom unutar kojeg se regulira visoki tlak. Budući da je ulaz u brizgaljku direktno cjevovodom spojen s volumenom u području sjedišta igle i preko tzv Z-prigušnice s volumenom iznad radnog klipa koji je kruto povezan s iglom brizgaljke. Zato u stacionarnom stanju kada nema protoka kroz brizgaljku, visoki tlak djeluje u oba područja. Budući da je površina radnog klipa veća od površine na koju djeluje tlak u podnožju igle, sila na iglu je drži u donjem zatvorenom položaju. To stanje je stabilno.



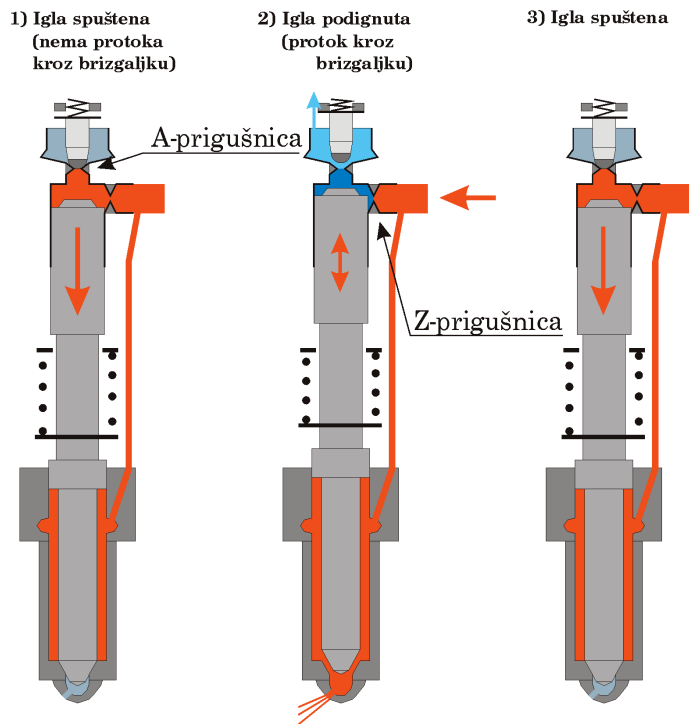
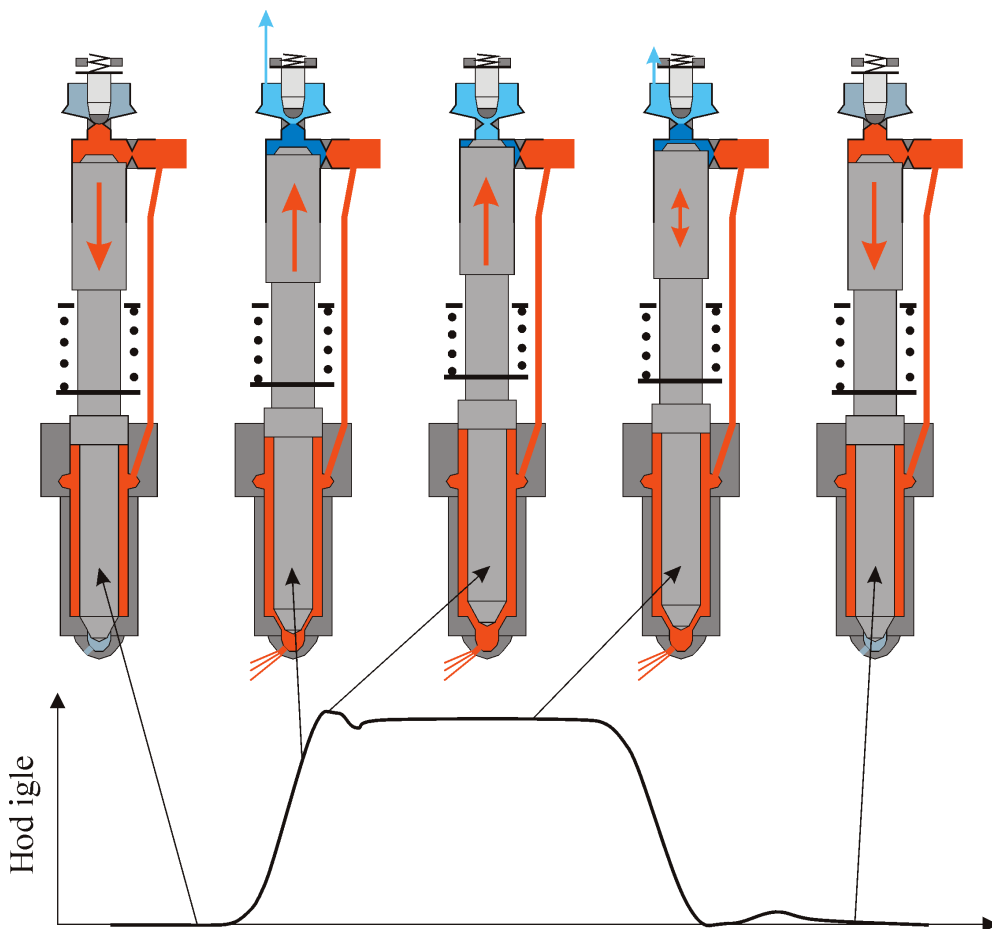
Slika 2.8. ^[4] Brizgaljka u presjeku

U trenutku kada kroz zavojnicu magneta poteče struja, magnetna sila pokreće ventil s kuglicom u gornji položaj i otvara tzv. A-prigušnicu. Otvaranjem ventila dolazi do protjecanja fluida iz područja ulaza u brizgaljku preko prigušnica i ventila van. Statički tlak u području iznad radnog klipa pada i sila koja je posljedica statičkog tlaka u području sjedišta igle nadvladava silu pritiska na radni klip i podiže iglu. Podizanjem igle otvara se prolaz za gorivo koje se pod visokim tlakom prodire u cilindar.

Prestankom protjecanja struje kroz zavojnice, sila opruge u ventilu zatvara ventil, time sprječava protok fluida te se stabilizira opet stacionarno stanje visokog tlaka u području iznad radnog klipa. Sila pritišće iglu u donji, zatvoreni položaj.

Opruga koja pritišće iglu brizgaljke u donji položaj nije neophodna za funkcioniranje sustava, ali bitno pospješuje proces zatvaranja, ubrzavajući ga i onemogućujući ulazak plinova iz cilindra u sustav ubrizgavanja u trenutku izgaranja u cilindru pri zatvaranju, spuštanju igle kada tlak u području sjedišta igle na trenutak pada.

Sustav ima jednu osobitost. Pogledajmo uvećani dio slike 2.8. te sliku 2.10. Kada igla dođe u gornji krajnji položaj, "A-prigušnica" će biti zatvorena gornjim dijelom radnog klipa. Zbog toga dolazi do prestanka protjecanja fluida i do porasta pritiska na preostali dio radnog klipa, što će rezultirati spuštanjem igle i ponovnim otvaranjem "A-prigušnice" na sjedištu magnetnog ventila. Na taj način se vrši kontinuirana regulacija držanja igle u otvorenom položaju.

Slika 2.9. ^[4] Princip rada brizgaljkeSlika 2.10. ^[4] Redukcija ubrizganog goriva. Igla je maksimalno podignuta

2.1.4. Elektronička kontrolna jedinica

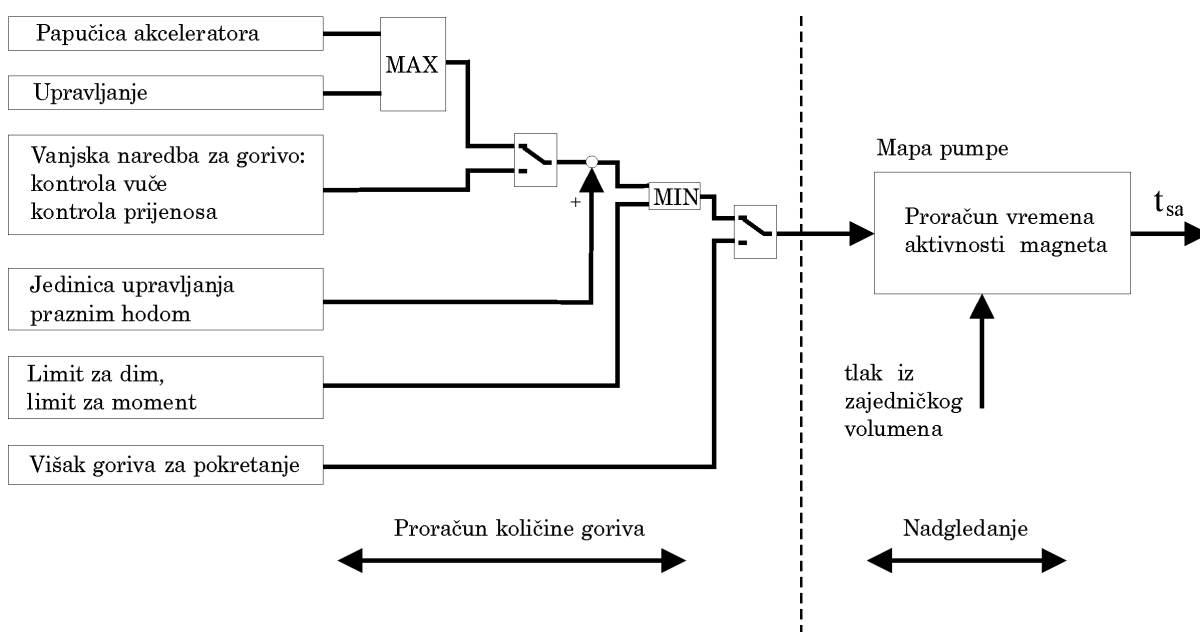
Elektronička kontrolna jedinica sadržava sljedeće funkcije:

- kontrola ubrizgavanja goriva,
- kontrola funkcija motora,
- kontrola vozila.

Pojednostavljeni primjer-dijagram na slici 2.11. pokazuje na koji način software unutar elektroničke kontrolne jedinice vrši izračunavanje količine ubrizganog goriva.

U normalnim okolnostima, referentnu količinu ubrizganog goriva određuje vozač pritiskom na papučicu akceleratora. Na osnovi te referentne količine i informacije o tlaku unutar zajedničkog volumena, elektronička kontrolna jedinica izračunava odgovarajuće vrijeme ubrizgavanja za brizgaljke. Usto elektronička kontrolna jedinica također kontrolira tlak u zajedničkom volumenu preko magnetnog ventila unutar visokotlačne pumpe. Taj podatak o referentnom tlaku ubrizgavanja goriva nalazi se spremljen unutar tablice u elektroničkoj kontrolnoj jedinici u zavisnosti o broju okretaja radilice i opterećenju motora. On može biti slobodno izabran od inženjera ili kao rezultat poboljšanja rada motora ili smanjenja štetnih sastojaka unutar ispušnih plinova.

Posebnost sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom je zatvoreni krug nadziranja tlaka. Ako tlak u zajedničkom volumenu odstupa od predviđenih vrijednosti, elektronička kontrolna jedinica šalje korekturni signal prema magnetnom ventilu unutar visokotlačne pumpe.



Slika 2.11. ^[7] Proračun količine goriva za ubrizgavanje

(t_{sa} - vrijeme aktivnosti magneta)

3. VOLUMEN

3.1. MATEMATIČKI MODEL

Pripadajuće jednačbe koje opisuju stanje fluida unutar volumena su obične diferencijalne jednačbe i dobivene su primjenom osnovnih zakona očuvanja i to:

- zakona o očuvanju mase (3.1.),

- zakona o očuvanju energije (3.2.).

Opća forma jednačbi je:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}, \quad (3.1.)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = \Phi - p \frac{dV}{dt} + (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} \quad (3.2.)$$

gdje su:

- m - masa unutar kontrolnog volumena,
- m_{in} - masa koja ulazi u kontrolni volumen,
- m_{out} - masa koja izlazi iz kontrolnog volumena,
- e - ukupna energija,
- Φ - protok topline kroz stijenke,
- p - tlak unutar kontrolnog volumena,
- V - volumen,
- h - specifična entalpija,
- t - vrijeme.

Ako se u jednačbu zakona o očuvanju mase uvrsti masa kao produkt volumena i gustoće te u energetske jednačbi energija kao funkcija temperature, moguće je dobiti:

$$\rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}, \quad (3.3.)$$

$$\rho c_v T \frac{dV}{dt} + \rho c_v V \frac{dT}{dt} + V c_v T \frac{d\rho}{dt} = \Phi - p \frac{dV}{dt} + (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} \quad (3.4.)$$

gdje su:

- c_v - specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu,
- ρ - gustoća,
- T - temperatura kontrolnog volumena.

Termodinamičke nepoznanice u prethodnom sustavu jednačbi su gustoća, tlak i temperatura, dok se promjena volumena može izračunavati uz poznavanje geometrije sustava.

Gustoća u zavisnosti o tlaku i temperaturi ima oblik:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \delta_p dp - \delta_T dT \quad (3.5.)$$

gdje su:

$$\frac{1}{\delta_p} = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T, \quad \delta_T = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p.$$

Jednadžba (3.5.) se može derivirati po vremenu s ciljem zamjene člana $\frac{d\rho}{dt}$. Njegovom zamjenom u sustavu jednadžbi i jednostavnim matematičkim transformacijama dobiva se sljedeći sustav diferencijalnih jednadžbi koji opisuje termodinamička svojstva volumena.

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{p}{\rho V c_v} \frac{dV}{dt} + \frac{T}{\rho V} (\dot{m}_{out} - \dot{m}_{in}) + \frac{1}{\rho V c_v} [(\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out}] + \frac{1}{\rho V c_v} \Phi, \quad (3.6.)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\delta_T}{\delta_p} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V \delta_p} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho V \delta_p} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}), \quad (3.7.)$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \rho \left(\delta_p \frac{dp}{dt} - \delta_T \frac{dT}{dt} \right). \quad (3.8.)$$

Ako se stlačivost fluida uzme prema lineariziranoj akustičkoj teoriji:

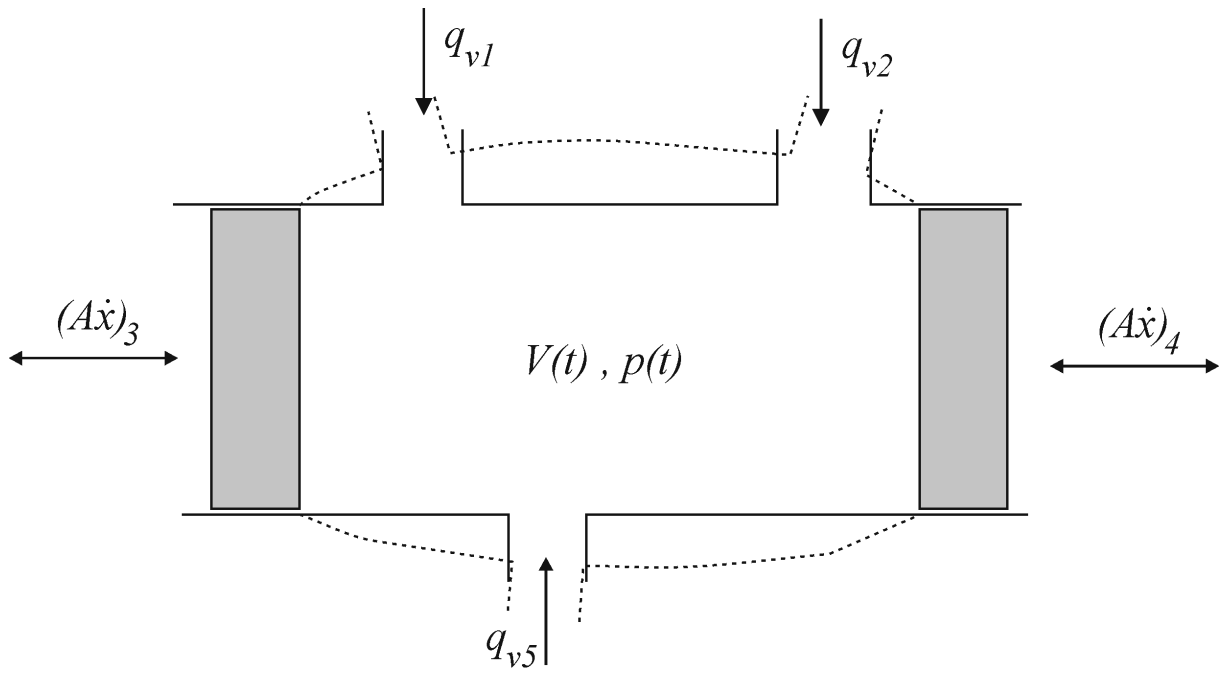
$$\frac{dp}{d\rho} = a^2 = const. \quad (3.9.)$$

gdje je a brzina zvuka te se pretpostavi da je temperatura tijekom procesa konstantna $T=const.$, može se napisati zakon o očuvanju mase (3.7.) u prikladnijoj formi (pogledati sliku 3.1. i sliku 3.2.):

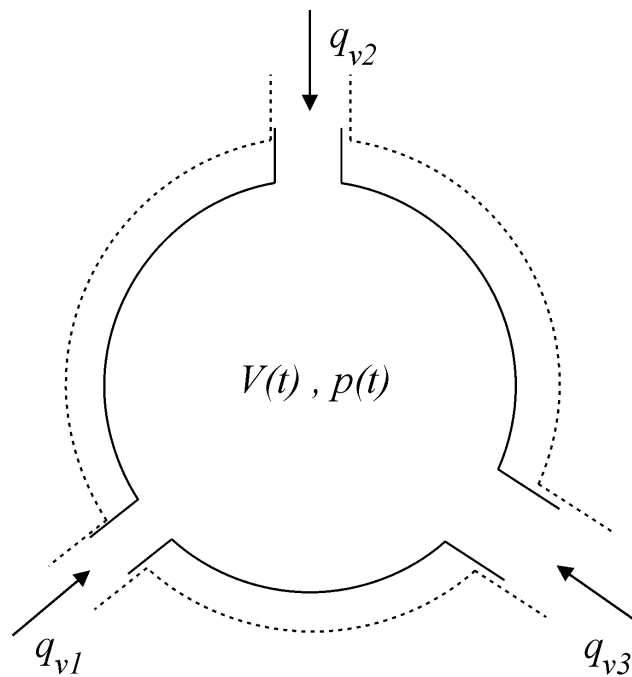
$$\dot{p} = \frac{E}{V(t)} \left[\sum^{con} (q_v + A\dot{x})_{in} - \sum^{con} (q_v + A\dot{x})_{out} \right] \quad (3.10.)$$

gdje su:

- $p(t)$ - tlak,
- E - modul elastičnosti fluida,
- $V(t)$ - volumen,
- q_v - protok fluida kroz i-ti priključak,
- A_j - površina poprečnog presjeka j-tog klipa,
- \dot{x}_j - brzina j-tog klipa.



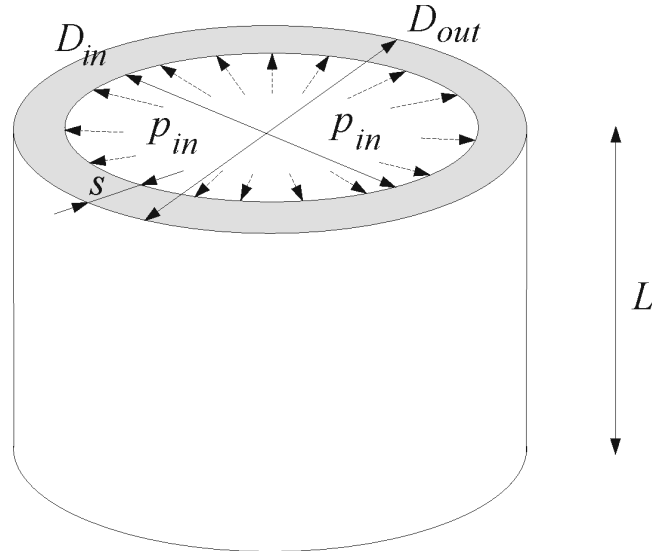
Slika 3.1. Cilindrični volumen



Slika 3.2. Sferni volumen

3.2. ELASTIČNE STIJENKE VOLUMENA

Za volumen s elastičnim stijenka pojavu deformacije stijenki je implementirana u postojeći matematički model kroz korekciju volumena u zavisnosti od tlaka. Volumen s elastičnim stijenka može biti cilindričan ili sferan. Za zadani volumen promjena u njegovu unutarnjem promjeru se izračunava u zavisnosti o unutarnjem tlaku i karakteristikama stijenke.



Slika 3.3. Ravnomjerno raspoređeni pritisak unutar cilindričnog volumena s elastičnim stijenka

Unutarnji promjer deformiranog volumena može biti izračunat preko sljedećih izraza ^[19]:

Debele stijenke ($D/t < 10$) :

$$\text{cilindrični} \quad \Delta D_{in} = \frac{p_{in} D_{in}}{E_{st}} \left(\frac{D_{out}^2 + D_{in}^2}{D_{out}^2 - D_{in}^2} + \mu \right), \quad (3.11.)$$

$$\text{sferni} \quad \Delta D_{in} = \frac{p_{in} D_{in}}{E_{st}} \left(\frac{(1-\mu)(D_{out}^3 + 2D_{in}^3)}{2(D_{out}^3 - D_{in}^3)} + \mu \right). \quad (3.12.)$$

Tanke stijenke ($D/t > 10$) :

$$\text{cilindrični} \quad \Delta D = \frac{p_{in} D^2}{4E_{st}t}, \quad (3.13.)$$

$$\text{sferni} \quad \Delta D = \frac{p_{in} D^2}{8E_{st}t} (1-\mu) \quad (3.14.)$$

gdje su:

- D_{in}, D_{out} - unutarnji i vanjski promjer stijenki volumena,
- ΔD_{in} - promjena unutarnjeg promjera stijenki volumena pod djelovanjem tlaka,
- p_{in} - tlak unutar volumena,
- E_{st} - modul elastičnosti stijenki volumena,
- μ - Poissonov koeficijent,
- s - debljina stijenke volumena.

4. NESTACIONARNO STRUJANJE KROZ CJEVOVODE

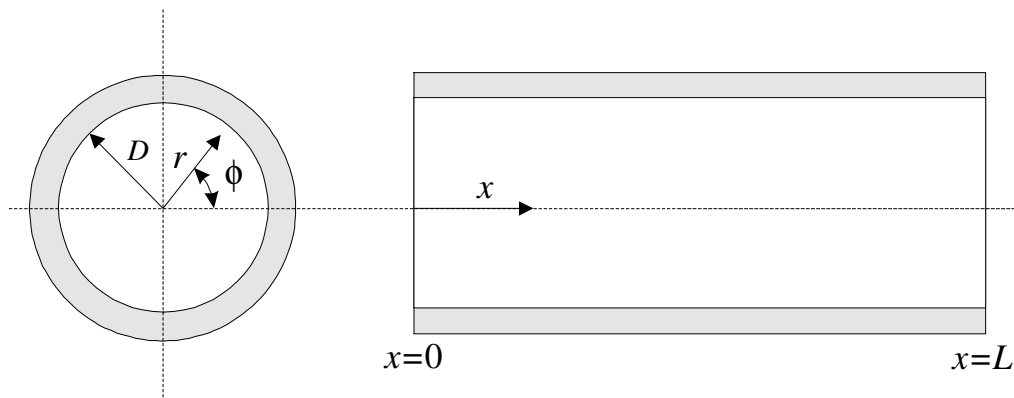
Visokotlačni cjevovodi obično služe kao veza između visokotlačne pumpe i brizgaljki ili kod sustava sa zajedničkim volumenom kao veza između visokotlačne pumpe i zajedničkog volumena te zajedničkog volumena i brizgaljki. Impuls koji se generira u visokotlačnoj pumpi ili u brizgaljki širi se kroz cjevovod brzinom zvuka u formi tlačnog vala.

4.1. OSNOVNE DIFERENCIJALNE JEDNADŽBE

Učinjene su sljedeće pretpostavke:

- elastičnost stijenki cjevovoda može biti zanemarena u odnosu na stlačivost fluida (u poglavlju 4.6. elastičnost cjevovoda se uzima u obzir u proračunu strujanja kroz cjevovod preko promjene unutarnjeg promjera cjevovoda pod utjecajem unutarnjeg tlaka i korekcije brzine zvuka u fluidu kao posljedice elastičnosti stijenki cjevovoda),
- promjene temperature su dovoljno male tako da se viskoznost može smatrati konstantnom,
- brzina fluida i promjene svih zavisnih varijabli u ϕ smjeru su zanemarive zbog rotacione simetrije,
- strujanje je laminarno; ta pretpostavka zahtijeva da je Reynolds-ov broj manji ili oko 2000.

Obično se rabe cilindrične koordinate gdje se x -koordinata poklapa sa simetralom cijevi kao što je prikazano na slici 4.1. Neka r bude koordinata u radijalnom smjeru, a t vrijeme.



Slika 4.1. Koordinate cjevovoda

Promjena brzine u x i r smjeru u odnosu na stacionarno stanje je prikazana s $v(x,r,t)$ i $u(x,r,t)$, a promjena tlaka sa $p(x,r,t)$. ρ predstavlja gustoću fluida i η dinamičku viskoznost. Potpune Navier-Stokesove jednadžbe u cilindričnim koordinatama dane su u Pai ^[10]. Te jednadžbe su rezultat zakona o očuvanju količine gibanja. S prethodno spomenutim pretpostavkama jednadžbe se pojednostavljaju u sljedeću formu:

Jednadžba gibanja: x-smjer

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + u \frac{\partial v}{\partial r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left[\frac{4}{3} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \right) \right] \quad (4.1.)$$

Jednadžba gibanja: r-smjer

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + v \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r} + \eta \left[\frac{4}{3} \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{4}{3} \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{4}{3} \frac{u}{r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{3} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] \quad (4.2.)$$

gdje su:

- x, r - cilindrične koordinate,
- v, u - brzina fluida u x i r smjeru,
- p - tlak,
- ρ - gustoća,
- η - dinamička viskoznost,
- t - vrijeme.

Sljedeća jednadžba proizlazi iz **zakona o očuvanju mase**. Razmatran je kontrolni volumen u koji dotiče i otiče masa. Predpostavlja se da je prirast mase unutar kontrolnog jednak razlici masenog dotoka i odtoka fluida.

Jednadžba kontinuiteta

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial r} + \rho \frac{u}{r} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial r} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0. \quad (4.3.)$$

Sljedeće dodatne pretpostavke su učinjene:

- Budući je $v \gg u$, zanemarujemo (4.2). Zanemarivanje jednadžbe implicira da je tlak konstantan cijelom površinom poprečnog presjeka cjevovoda i ostaje u zavisnosti samo o x i t .
- U jednadžbi (4.1.) nelinearni konvektivni članovi na lijevoj strani mogu biti zanemareni jer je $\frac{\partial v}{\partial t} \gg v \frac{\partial v}{\partial x}$ i $\frac{\partial u}{\partial t} \gg u \frac{\partial v}{\partial x}$.
- Članovi unutar uglate zagrade na desnoj strani jednadžbe (4.1.) se obično nazivaju viskoznim članovima jer su posljedica viskoznog trenja. Može biti prikazano da su jedino važni viskozni članovi na desnoj strani jednadžbe $\frac{\partial^2 v}{\partial r^2}$ i $\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r}$ dok se ostali mogu zanemariti.
- U jednadžbi (4.3.), članovi $u \frac{\partial \rho}{\partial r}$ i $v \frac{\partial \rho}{\partial x}$ mogu biti zanemareni ako ih usporedimo s ostalim članovima.

S prethodnim dodatnim pretpostavkama jednadžbe (4.1.) do (4.3.) se reduciraju na sljedeće dvije diferencijalne jednadžbe:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left[\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} \right], \quad (4.4.)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0. \quad (4.5.)$$

Sustav je definiran s četiri parametra. To su x-koordinata infinitezimalno malog volumena, tlak, gustoća i vrijeme. Zbog toga su potrebne tri nezavisne jednadžbe da bi bilo koji parametar mogao biti prikazan u zavisnosti o ostalima ili što je puno uobičajenije da se svi parametri prikažu u zavisnosti o vremenu.

Treća jednadžba je jednadžba stanja i može biti izvedena iz teorije zvuka.

Izraz za brzinu zvuka

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = a^2 = \text{const.} \quad (4.6.)$$

gdje je a brzina zvuka.

Sa (4.6.) prvi član jednadžbe kontinuiteta (4.5.) postaje:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (4.7.)$$

Nakon svih transformacija, jednadžbe se reduciraju na:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad (4.8.)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} = R \quad (4.9.)$$

gdje je: $R = v \left[\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} \right]$.

Jednadžbe (4.8.) i (4.9.) su poznate kao "ALLIEVIJEVE JEDNADŽBE"

4.2. RJEŠENJE ALLIEVIJEVIH JEDNADŽBI

4.2.1. Klasa sustava parcijalnih diferencijalnih jednačbi

Allievijeve jednačbe su sustav linearnih parcijalnih jednačbi 1. reda. Za određivanje njihove klase transformiraju se izrazi (4.8.) i (4.9.) u opću formu:

$$A_1 \begin{pmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial x}{\partial v} \\ \frac{\partial v}{\partial x} \end{pmatrix} + A_2 \begin{pmatrix} \frac{\partial p}{\partial t} \\ \frac{\partial t}{\partial v} \\ \frac{\partial t}{\partial t} \end{pmatrix} = b \quad (4.10.)$$

gdje su:

$$A_1 = \begin{pmatrix} 0 & a^2 \rho \\ \frac{1}{\rho} & 0 \end{pmatrix} ; \quad A_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} ; \quad b = \begin{pmatrix} 0 \\ R \end{pmatrix} .$$

Određivanje vlastitih vrijednosti se vrši računanjem čvorova $P(\lambda)$ koji su:

$$P(\lambda) = \det(\lambda A_2 - A_1) \quad (4.11.)$$

Čvorovi $P(\lambda)$ su vlastite vrijednosti λ .

Ako su:

- svi realni \Rightarrow sustav (4.10.) je hiperbolne klase,
- svi imaginarni \Rightarrow sustav (4.10.) je eliptičke klase,
- ako je k vlastitih vrijednosti realno ($1 < k < n$; $n =$ broj jednačbi sustava (4.10.))
 \Rightarrow sustav je paraboličke klase.

Određivanje vlastitih vrijednosti za (4.10.):

$$P(\lambda) = |\lambda A_2 - A_1| = \begin{vmatrix} \lambda & -a^2 \rho \\ \frac{1}{\rho} & \lambda \end{vmatrix} = \lambda^2 - a^2 . \quad (4.12.)$$

Čvorovi su:

$$\lambda^2 - a^2 = 0 \quad ; \quad \lambda_1 = +a \quad ; \quad \lambda_2 = -a . \quad (4.13.)$$

Vlastite vrijednosti su realne \Rightarrow (4.10.) je **hiperbolni sustav!**

4.2.2. Rješenje metodom karakteristika

Izraz (4.10.) može biti transformiran u "normalnu formu"

$$A \begin{pmatrix} \frac{\partial p}{\partial t} \\ \frac{\partial v}{\partial t} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{pmatrix} \cdot A \begin{pmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} \end{pmatrix} = d \quad (4.14.)$$

gdje su:

$$A = \begin{pmatrix} \frac{1}{2\rho a} & \frac{1}{2} \\ -\frac{1}{2\rho a} & \frac{1}{2} \end{pmatrix} ; \quad \lambda_1 = +a \quad ; \quad d = \begin{pmatrix} \frac{1}{2} R \\ \frac{1}{2} R \end{pmatrix} .$$

"Normalna forma" može biti napisana kao sustav jednadžbi:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\rho a} \left[\frac{\partial p}{\partial t} + a \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial v}{\partial t} + a \frac{\partial v}{\partial x} \right] &= \frac{1}{2} R , \\ \frac{1}{-2\rho a} \left[\frac{\partial p}{\partial t} - a \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial v}{\partial t} - a \frac{\partial v}{\partial x} \right] &= \frac{1}{2} R . \end{aligned} \quad (4.15.)$$

Ovdje su sve derivacije napisane u formi:

$$\frac{\partial p}{\partial t} \pm a \frac{\partial p}{\partial x} \quad ; \quad \frac{\partial v}{\partial t} \pm a \frac{\partial v}{\partial x} \quad (4.16)$$

gdje $\pm a$ su vlastite vrijednosti sustava:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \lambda_i \frac{\partial p}{\partial x} \quad ; \quad \frac{\partial v}{\partial t} + \lambda_i \frac{\partial v}{\partial x} \quad ; \quad i=1,2 . \quad (4.17.)$$

Vlastite vrijednosti sustava se zovu karakteristični smjerovi.

Rješenja diferencijalnih jednadžbi

$$\frac{dx}{dt} = \lambda_i \quad (4.18.)$$

zovemo **KARAKTERISTIKE**.

Za sustav (4.15.) vrijedi:

$$\frac{dx}{dt} = \lambda_1 = +a \Rightarrow x = a \cdot t + const. \quad (= \text{karakteristika "ch1"}), \quad (4.19.)$$

$$\frac{dx}{dt} = \lambda_2 = -a \Rightarrow x = -a \cdot t + const. \quad (= \text{karakteristika "ch2"}). \quad (4.20.)$$

Ako se (4.18.) implementira u (4.15.), sustav sadrži samo derivacije duž karakteristika:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \lambda_1 \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dt} \quad \text{duž "ch1"},$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \lambda_2 \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dt} \quad \text{duž "ch2"},$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \lambda_1 \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{dv}{dt} \quad \text{duž "ch1"}, \quad (4.21.)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \lambda_2 \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{dv}{dt} \quad \text{duž "ch2"}.$$

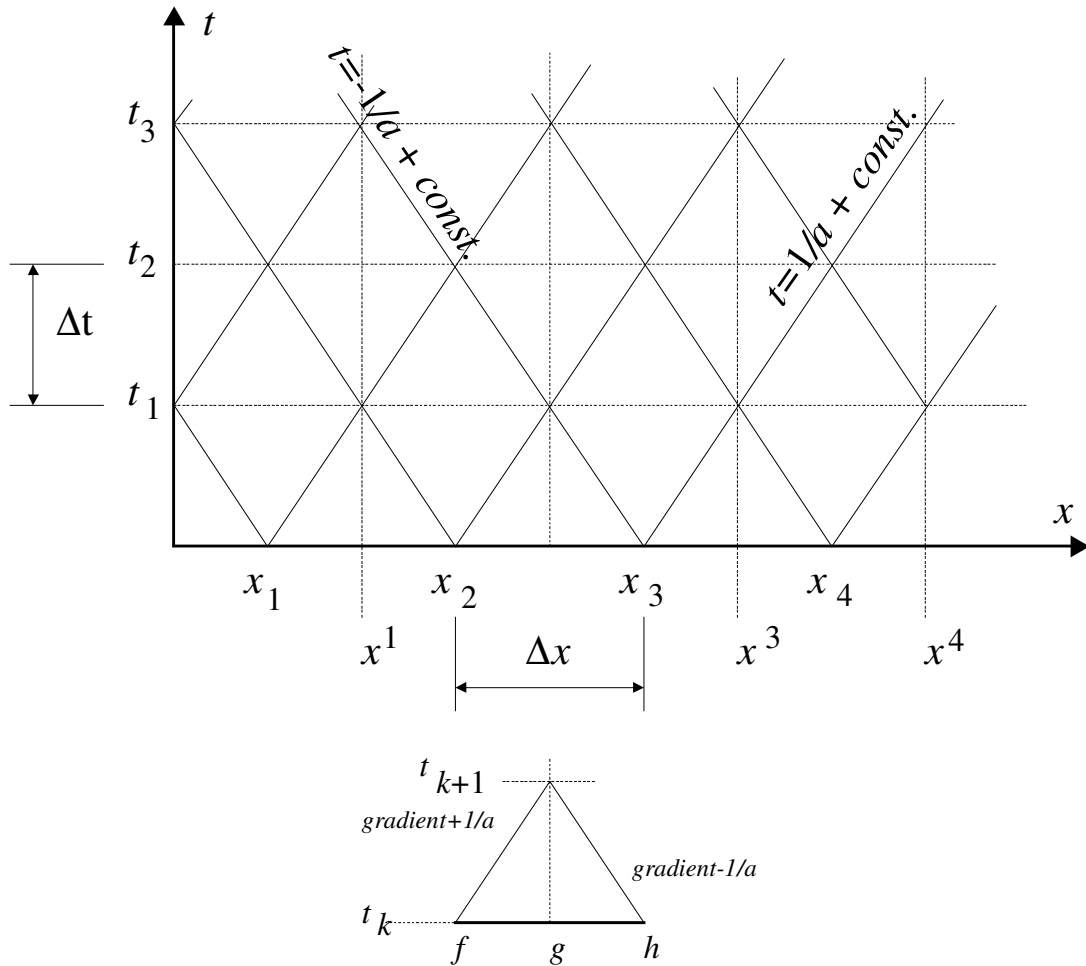
Sada (4.15.) ima oblik:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\rho a} \left[\frac{dp}{dt} \right]_{ch1} + \frac{1}{2} \left[\frac{dv}{dt} \right]_{ch1} &= \frac{1}{2} R, \\ -\frac{1}{2\rho a} \left[\frac{dp}{dt} \right]_{ch2} + \frac{1}{2} \left[\frac{dv}{dt} \right]_{ch2} &= \frac{1}{2} R. \end{aligned} \quad (4.22.)$$

Numeričko rješenje

Na slici (slika 4.2.) je prikazana numerička aproksimacija derivacija u (4.22.):

$$\begin{aligned} \left. \frac{dp}{dt} \right|_{ch1} &= \frac{p(g, t_{k+1}) - p(f, t_k)}{t_{k+1} - t_k}, \\ \left. \frac{dp}{dt} \right|_{ch2} &= \frac{p(g, t_{k+1}) - p(h, t_k)}{t_{k+1} - t_k}, \\ \left. \frac{dv}{dt} \right|_{ch1} &= \frac{v(g, t_{k+1}) - v(f, t_k)}{t_{k+1} - t_k}, \\ \left. \frac{dv}{dt} \right|_{ch2} &= \frac{v(g, t_{k+1}) - v(h, t_k)}{t_{k+1} - t_k}. \end{aligned} \quad (4.23.)$$



Slika 4.2. Numerička aproksimacija derivacije

Uzimajući u obzir karakteristike, točke mreže x_i , x^i , t_k su nezavisne. To se može vidjeti iz grafa:

$$\Delta t = \frac{1}{a} \frac{\Delta x}{2} . \quad (4.24.)$$

Koristeći numeričku aproksimaciju sustav (4.22) može biti pisan:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\rho a} \frac{p(g, t_{k+1}) - p(f, t_k)}{\Delta t} + \frac{1}{2} \frac{v(g, t_{k+1}) - v(f, t_k)}{\Delta t} - \frac{1}{2} R = 0 , \\ -\frac{1}{2\rho a} \frac{p(g, t_{k+1}) - p(h, t_k)}{\Delta t} + \frac{1}{2} \frac{v(g, t_{k+1}) - v(h, t_k)}{\Delta t} - \frac{1}{2} R = 0 . \end{aligned} \quad (4.25.)$$

Promjenjive $p(g, t_{k+1})$, $v(g, t_{k+1})$ su prikazane eksplicitno kao promjenjive za vremenske korake t_k . Prije nego se to izvrši, moraju biti određeni gubici trenja R . Njih možemo tretirati kao konstantne ali najčešće se uzimaju u zavisnosti od brzine $v(x, t)$.

4.2.3. Allievijeve jednadžbe bez gubitaka trenja; rješenje prema metodi D'Alembert

Ako se uzme u obzir sustav (4.22) sa $R = 0$, dobiva se:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(p + \rho av) &= 0 \text{ duž ch1,} \\ \frac{d}{dt}(p - \rho av) &= 0 \text{ duž ch2.} \end{aligned} \quad (4.26.)$$

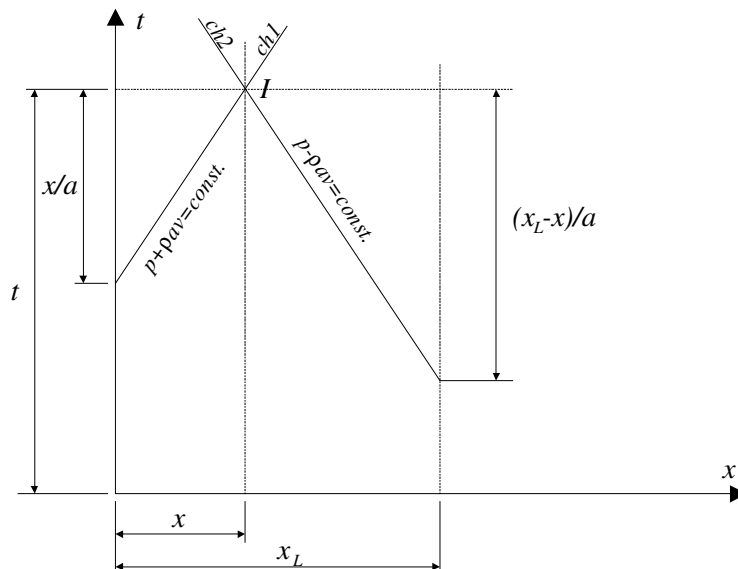
Što znači da je izraz unutar zagrada konstantan.

Promjenjive točke $I(x,t)$ mogu biti izračunate iz koordinata krajeva cjevovoda (slika 4.3.).

$$\begin{aligned} \text{ch1: } p(x,t) + \rho av(x,t) &= \text{const.} = p(0, t - \frac{x}{a}) + \rho av(0, t - \frac{x}{a}), \\ \text{ch2: } p(x,t) - \rho av(x,t) &= \text{const.} = p(x_L, t - \frac{x_L - x}{a}) - \rho av(x_L, t - \frac{x_L - x}{a}). \end{aligned} \quad (4.27.)$$

Iz tih jednadžbi obje promjenjive mogu biti prikazane:

$$\begin{aligned} p(x,t) &= \frac{1}{2} \left[[p + \rho av]_{0, t - \frac{x}{a}} + [p - \rho av]_{x_L - \frac{x_L - x}{a}} \right], \\ v(x,t) &= \frac{1}{2\rho a} \left[[p + \rho av]_{0, t - \frac{x}{a}} - [p - \rho av]_{x_L - \frac{x_L - x}{a}} \right]. \end{aligned} \quad (4.28.)$$



Slika 4.3. Rasprostranje tlačnog vala u cjevovodu

Ako se uzme u obzir $x = 0$ i $v(0,t)$ se izluči iz (4.28.) ispred znaka jednakosti te uzme $x=x_L$ i $v(x_L,t)$ se na isti način izluči, dobiva se:

$$\begin{aligned} v(0,t) &= \frac{1}{\rho a} p(0,t) - \frac{1}{\rho a} [p - \rho a v] \left(x_L, t - \frac{x_L}{a} \right), \\ v(x_L,t) &= -\frac{1}{\rho a} p(x_L,t) + \frac{1}{\rho a} [p + \rho a v] \left(0, t - \frac{x_L}{a} \right). \end{aligned} \quad (4.29.)$$

Na isti način se može izraziti $p(0,t)$ i $p(x_L,t)$:

$$\begin{aligned} p(0,t) &= \rho a v(0,t) - [p - \rho a v] \left(x_L, t - \frac{x_L}{a} \right), \\ p(x_L,t) &= -\rho a v(x_L,t) + [p + \rho a v] \left(0, t - \frac{x_L}{a} \right). \end{aligned} \quad (4.30.)$$

Koristeći jednačbe (4.29.) i (4.30.) cjevovod može biti jednostavno proračunat unutar sustava. Ako se npr. $p(0,t)$ i $p(x_L,t)$ uzmu kao rubni uvjeti hidrauličkog sustava, iz (4.29.) vrijednosti na rubovima cjevovoda mogu biti izračunate. Potrebno je jedino uzeti u obzir povijest funkcije unutar zagrada do $(t - \frac{x_L}{a})$.

Jednačbe (4.29.) i (4.30.) također mogu biti dobivene i iz D'Alembertovog rješenja jednačbe vala što se najčešće može naći u literaturi.

Allievijeva jednačba (4.9.) u formi jednačbe vala za p i v ($R=0$):

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}, \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \end{aligned} \quad (4.31.)$$

s D'Alembert rješenjem

$$\begin{aligned} p(x,t) &= \frac{1}{2} \left[f\left(t - \frac{x}{a}\right) + F\left(t + \frac{x}{a}\right) \right], \\ v(x,t) &= \frac{1}{2} \left[g\left(t - \frac{x}{a}\right) + G\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]. \end{aligned} \quad (4.32.)$$

Ovdje su f, F, g, G su zavisnosti koje moraju biti određene prema rubnim uvjetima. Ako p i v uzmu iz (4.32.) i (4.9.) može biti pokazano:

$$\begin{aligned} f\left(t - \frac{x}{a}\right) &= \rho a g\left(t - \frac{x}{a}\right), \\ F\left(t + \frac{x}{a}\right) &= -\rho a G\left(t - \frac{x}{a}\right). \end{aligned} \quad (4.33.)$$

i dobiva se:

$$\begin{aligned} p(x,t) &= \frac{1}{2} \left[f\left(t - \frac{x}{a}\right) + F\left(t + \frac{x}{a}\right) \right], \\ v(x,t) &= \frac{1}{2\rho a} \left[f\left(t - \frac{x}{a}\right) - F\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]. \end{aligned} \quad (4.34.)$$

Najčešće uvjeti na krajevima cjevovoda su od velike važnosti. Zbog toga uvodimo $p(0,t)$, $p(x_L,t)$, $v(0,t)$, $v(x_L,t)$ u (4.34.):

$$p(0,t) = \frac{1}{2} [f(t) + F(t)], \quad (4.35.)$$

$$v(0,t) = \frac{1}{2\rho a} [f(t) - F(t)], \quad (4.36.)$$

$$p(x_L,t) = \frac{1}{2} \left[f\left(t - \frac{x_L}{a}\right) + F\left(t + \frac{x_L}{a}\right) \right], \quad (4.37.)$$

$$v(x_L,t) = \frac{1}{2\rho a} \left[f\left(t - \frac{x_L}{a}\right) - F\left(t + \frac{x_L}{a}\right) \right]. \quad (4.38.)$$

Za te četiri jednadžbe funkcije f i F moraju biti eliminirane tako da dobivamo dvije jednadžbe (zavisnosti o p i v):

$$(4.35.)+(4.36.) \text{ vodi do } f(t) = p(0,t) + \rho a v(0,t) . \quad (4.39.)$$

$$(4.37.)+(4.38.) \text{ vodi do } f\left(t - \frac{x_L}{a}\right) = p(x_L,t) + \rho a v(x_L,t) . \quad (4.40.)$$

Kad se argument u (4.39) promjeni $f(t) \rightarrow f\left(t - \frac{x_L}{a}\right)$ i izjednače (4.39.) = (4.40.), tada dobivamo:

$$p(x_L,t) = -\rho a v(x_L,t) + [p + \rho a v]\left(0,t - \frac{x_L}{a}\right) . \quad (4.41.)$$

$$(4.35.)-(4.36.) \text{ vodi do } F(t) = p(0,t) - \rho a v(0,t) . \quad (4.42.)$$

$$(4.37.)-(4.38.) \text{ vodi do } F\left(t + \frac{x_L}{a}\right) = p(x_L,t) - \rho a v(x_L,t) . \quad (4.43.)$$

Kad se argument u (4.43.) promjeni $F\left(t + \frac{x_L}{a}\right) \rightarrow F(t)$ i izjednače (4.42.) = (4.43.) tada dobivamo:

$$p(0,t) = -\rho a v(0,t) + [p - \rho a v]\left(x_L,t - \frac{x_L}{a}\right) . \quad (4.44.)$$

Rezultirajuće jednadžbe (4.41.) & (4.44.) su jednake sustavu (4.30.) !

4.3. MODEL GUBITAKA TRENJEM

4.3.1. Empirijska metoda koja koristi rješenje Allievi-jevih jednadžbi bez trenja

Mnogi autori funkcije prigušenja uvrštavaju u jednadžbe (4.30.) na sljedeći način:

$$\begin{aligned} p(0,t) &= \rho av(0,t) + e^{\beta x_L} [p - \rho av](x_L, t - \frac{x_L}{a}) , \\ p(x_L,t) &= -\rho av(x_L,t) + e^{\beta x_L} [p + \rho av](0, t - \frac{x_L}{a}) . \end{aligned} \quad (4.45.)$$

Ovdje je β ($<0!$) konstanta koja se odabire približno da bi se postiglo što bolje poklapanje krivulje tlakova s izmjerenim vrijednostima. Takav model prigušenja trenjem može biti implementiran vrlo učinkovito. Međutim postoji nekoliko nedostataka:

- β nema fizikalno značenje i mora biti određen eksperimentalno,
- rješenje sustava očuvanja energije je narušeno.

Izraz za semiempiričku funkciju β je publiciran u ^[11]

$$\beta = -\frac{6.6}{D_{line}} \sqrt{\frac{\eta \rho}{ax_L}} \quad (4.46.)$$

gdje su:

- | | |
|------------|---------------------------------|
| D_{line} | - unutrašnji promjer cjevovoda, |
| η | - dinamička viskoznost. |

S takvim jednostavnim modelom postižu se dobri rezultati u mnogim slučajevima primjene.

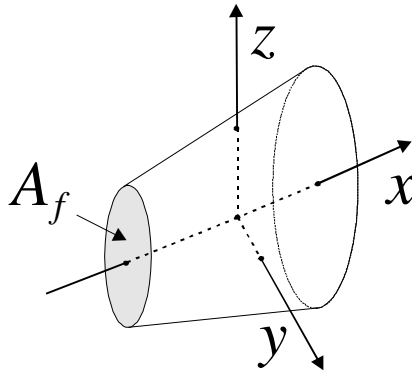
4.3.2 Model koji uzima u obzir nestacionarno povećanje trenja

Učinjene su sljedeće pretpostavke:

- nestlačivo strujanje ($\rho = const.$),
- fluid protječe unutar slojeva (vektori brzine su tangente na linije strujanja),
- beskonačno dugi ravni cilindar (slika 4.4.),
- A_f je poprečni presjek omeđen sa $I(y,z)$ (slika 4.4.),
- model trenja je nezavisan o x-koordinati; to znači da je matematički model deriviran pod pretpostavkom Hagen Poisevilleovog strujanja.

Uz pretpostavku Navier-Stokesovih jednadžbi dobivamo:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) . \quad (4.47.)$$



Slika. 4.4. Skica beskonačno dugog ravnog cilindra

U toj jednadžbi izraz na desnoj strani predstavlja silu trenja po jedinici mase. Ako je A_f (slika 4.4) poprečni presjek cijevi, prosječna sila trenja za A_f je:

$$R = \frac{1}{A_f} \iint v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) dy dz . \quad (4.48.)$$

U literaturi ^[8] je diferencijalna jednadžba (4.47.) riješena. Činjenica je da prosječno trenje strujanja ovisi samo o smičnim naprezanjima na stijenka (Greenova formula je uzeta u obzir). Prema tome je dano sljedeće rješenje za (4.48.):

$$R = \int_0^t \frac{v}{A_f} \frac{\partial v}{\partial t} D(t - \tau) d\tau \quad (4.49.)$$

gdje je $D(t)$ prigušna funkcija za cijev kružnog presjeka:

$$D(t) = -4\pi \sum_1^{\infty} e^{-\frac{\omega_n^2 t}{r^2}} . \quad (4.50.)$$

Ovdje su ω_n korijeni Besselove funkcije prvog reda, a r je polumjer poprečnog presjeka cijevi. Zajedno sa (4.49.) Allievi-jeva jednadžba (4.9.) postaje (A_f i v su konstantni !):

$$\text{(masa)} \quad \frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 , \quad (4.51.)$$

$$\text{(količina gibanja)} \quad \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \int_0^t \frac{\mu}{A_f} \frac{\partial v}{\partial t} D(t - \tau) d\tau . \quad (4.52.)$$

Numerička aproksimacija za korištenje izraza za trenje (4.49.) unutar jednadžbe (4.52.) vodi do sljedećeg:

$$R = \frac{v}{A_f} \int_0^{t_{k+1}} \frac{\partial v}{\partial t} D(t_{k+1} - \tau) d\tau \approx \frac{v}{A_f} \sum_{j=0}^k \frac{v(g, t_{j+1}) - v(g, t_j)}{\Delta t} \int_{t_j}^{t_{j+1}} D(t_{k+1} - \tau) d\tau . \quad (4.53.)$$

Sada promjenjive $p(g, t_{k+1})$, $v(g, t_{k+1})$ mogu biti prikazane eksplicitno iz sustava (4.25.):

$$\begin{aligned}
 p(g, t_{k+1}) &= \frac{1}{2} [p(f, t_k) + p(h, t_k) + \rho a v(f, t_k) - \rho a v(h, t_k)] , \\
 v(g, t_{k+1}) &= \frac{1}{2\rho a \left(1 - \frac{v}{A_f} \int_{t_k}^{t_{k+1}} D(t_{k+1} - \tau) d\tau \right)} [p(f, t_k) - p(h, t_k) + \rho a v(f, t_k) + \rho a v(h, t_k) + \\
 &+ 2\rho a \frac{v}{A_f} \left(\sum_{j=0}^k [v(g, t_{j+1}) - v(g, t_j)] \int_{t_j}^{t_{j+1}} D(t_{k+1} - \tau) d\tau \right) - 2\rho a \frac{v}{A_f} v(g, t_k) \int_{t_k}^{t_{k+1}} D(t_{k+1} - \tau) d\tau . \quad (4.54.)
 \end{aligned}$$

Ako se funkcija prigušenja (4.50.) ubaci u jednadžbu, integral može biti izračunat prema sljedećim aproksimacijama (dano u literaturi [9]):

$$\int_{t_k}^{t_{k+1}} D(t_{k+1} - t') dt' \approx -\frac{4\pi r^2}{v} \sum_{k=1}^M \frac{1}{\omega_n^2} (1 - \mu_n) \quad (4.55.)$$

gdje je: $\mu_n = e^{-\frac{\omega_n^2 v \Delta t}{r^2}}$.

$$\sum_{j=0}^{k-1} [v(g, t_{j+1}) - v(g, t_j)] \int_{t_j}^{t_{j+1}} D(t_{k+1} - \tau) d\tau \approx -\frac{4\pi r^2}{v} \sum_{k=1}^M \varphi_{n,k}(g) \quad (4.56.)$$

gdje je: $\varphi_{n,k}(g) = \varphi_{n,k-1}(g) \mu_n + [v(g, t_k) - v(g, t_{k-1})] \frac{1}{\omega_n^2} \mu_n (1 - \mu_n)$.

4.4. GODUNOV METODA^[18]

Sustav ALLEIVIJEVIH jednadžbi (4.8. i 4.9.) može biti napisan u vektorskoj formi:

$$\bar{u}_t + \bar{f}(\bar{u})_x = \bar{S} \quad (4.57.)$$

gdje je:

$$\bar{u} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho v \end{pmatrix} \quad ; \quad \bar{f}(\bar{u}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v^2 + p \end{pmatrix} \quad ; \quad \bar{S} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \end{pmatrix}. \quad (4.58.)$$

Sustav je zatvoren jednadžbom stanja $p = f(\rho)$ te se (4.58) može napisati u obliku:

$$\bar{u} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho v \end{pmatrix} \quad ; \quad \bar{f}(\bar{u}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v^2 + f(\rho) \end{pmatrix} \quad ; \quad \bar{S} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \end{pmatrix}. \quad (4.59.)$$

Ako sustav (4.59.) lineariziramo on će imati oblik:

$$\bar{u}_t + \hat{A}(\bar{u})\bar{u}_x = \bar{S} \quad (4.60.)$$

gdje je $\hat{A}(u)$ matrica sustava koju treba konstruirati.

3D problem za simetrične slučajeve ćemo aproksimirati 1D modelom sa nezavisnim varijablama.

$$\begin{aligned} & \int_{x_j-\frac{1}{2}}^{x_j+\frac{1}{2}} \int_{\varphi}^{\varphi} \int_{t_k}^{t_{k+1}} \bar{u}_t r dt d\varphi dr dx + \int_{x_j-\frac{1}{2}}^{x_j+\frac{1}{2}} \int_{\varphi}^{\varphi} \int_{t_k}^{t_{k+1}} \bar{f}(\bar{u})_x r dt d\varphi dr dx = \int_{v} \int_{t_k}^{t_{k+1}} \bar{S} dt dv = \\ & R_j^2 \pi \int_{x_j-\frac{1}{2}}^{x_j+\frac{1}{2}} \bar{u}(x, t_{n+1}) dx - R_j^2 \pi \int_{x_j-\frac{1}{2}}^{x_j+\frac{1}{2}} \bar{u}(x, t_n) dx = R_j^2 \pi \int_{t_n}^{t_{n+1}} \bar{f}\left(\bar{u}\left(x_{j+\frac{1}{2}}, t\right)\right) dt - R_j^2 \pi \int_{t_n}^{t_{n+1}} \bar{f}\left(\bar{u}\left(x_{j-\frac{1}{2}}, t\right)\right) dt \\ \Rightarrow & u_j^{n+1} = u_j^n - \frac{k}{h} \left\{ f\left(u^n\left(u_j^n, u_{j+1}^n\right)\right) - f\left(u^n\left(u_{j+1}^n, u_j^n\right)\right) \right\} - R \quad . \quad (4.61.) \end{aligned}$$

Jednadžba (4.61.) je rješenje problema Godunov metodom. Još treba detektirati fluks preko granice ćelija. To će se napraviti aproksimativnom Riemannovom metodom.

Nelinearni flux $f(u)$ aproksimiramo linearnim:

$$\bar{f}(u) = \hat{A}(u_l, u_r)\bar{u} \quad . \quad (4.62.)$$

Tada sustav (4.61.) prelazi u oblik:

$$\hat{u}_r + \hat{A}(u_l, u_r)u_x = \hat{S} . \quad (4.63.)$$

Takav linearni Riemannov problem je relativno lako riješiti jedino što treba odrediti \hat{A} koji opisuje flux preko granice ćelija. Roe^[32] sugerira da sljedeći uvjeti budu nametnuti na \hat{A} :

- i) $\hat{A}(u_l, u_r) = f(u_l) - f(u_r)$ Rankine-Hugoniotov uvjet,
- ii) $\hat{A}(u_l, u_r)$ dijagonalna s realnim vlastitim vrijednostima,
- iii) $\hat{A}(u_l, u_r) \rightarrow f'(\bar{u})$ glatka za $\bar{u}_l, \bar{u}_r \rightarrow \bar{u}$.

Ako prikažemo izraz (4.59.) u modificiranom obliku (izotermičke jednadžbe):

$$\bar{u} = \begin{pmatrix} \rho \\ m \end{pmatrix} ; \quad f(\bar{u}) = \begin{pmatrix} m \\ \frac{m^2}{\rho} - f(\rho) \end{pmatrix} \quad (4.64.)$$

gdje je $m = \rho v$.

Tako dobivamo:

$$\bar{f}'(u) = \frac{Df_i}{Du_j} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \rho} & \frac{\partial f_1}{\partial m} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \rho} & \frac{\partial f_2}{\partial m} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ f'(\rho) - \frac{m^2}{\rho^2} & 2\frac{m}{\rho} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ f'(\rho) - v^2 & 2v \end{pmatrix} . \quad (4.65.)$$

Da bismo derivirali prethodni izraz zadovoljavajući i), ii), iii) uspostavljamo vektor parametara:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = X = \rho^{-\frac{1}{2}} u = \begin{pmatrix} \rho^{\frac{1}{2}} \\ m \\ \rho^{\frac{1}{2}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho^{\frac{1}{2}} \\ \rho^{\frac{1}{2}} v \end{pmatrix}$$

$$\Rightarrow \left. \begin{aligned} \bar{u} &= \rho^{\frac{1}{2}} X = \begin{pmatrix} x^2 \\ xy \end{pmatrix} \\ f(\bar{u}) &= \begin{pmatrix} xy \\ f(x^2) + y^2 \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (4.66.)$$

Ako nastavimo:

$$x = \frac{1}{2}(x_l + x_r) = \left(\frac{\bar{x}}{\bar{y}} \right) = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \rho_l^{\frac{1}{2}} + \rho_r^{\frac{1}{2}} \\ v_l \rho_l^{\frac{1}{2}} + v_r \rho_r^{\frac{1}{2}} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \rho_l^{\frac{1}{2}} + \rho_r^{\frac{1}{2}} \\ \frac{m_l}{\rho_l^{\frac{1}{2}}} + \frac{m_r}{\rho_r^{\frac{1}{2}}} \end{pmatrix}. \quad (4.67.)$$

Transformacijom diferencija:

$$\bar{u}_l - \bar{u}_r = \begin{pmatrix} \rho_l - \rho_r \\ m_l - m_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_l^2 - x_r^2 \\ x_l y_l - x_r y_r \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} x_l + x_r & 0 \\ y_l & x_r \end{bmatrix}}_{\hat{B}} \begin{pmatrix} x_l - x_r \\ y_l - y_r \end{pmatrix} \quad (4.68.)$$

gdje je:

$$\hat{B} = \begin{bmatrix} (x_l - x_r) & 0 \\ \frac{1}{2}(y_l - y_r) & \frac{1}{2}(x_l - x_r) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\bar{x} & 0 \\ \bar{y} & \bar{x} \end{bmatrix},$$

$$\bar{f}(\bar{u}_l) - \bar{f}(\bar{u}_r) = \begin{pmatrix} x_l y_l - x_r y_r \\ a^2(x_l^2 - x_r^2) + (y_l^2 - y_r^2) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{y} & \bar{x} \\ 2a^2\bar{x} & 2\bar{y} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_l - x_r \\ y_l - y_r \end{pmatrix} \quad (4.69.)$$

gdje vrijedi: $f(x^2) = a^2 x^2$.

Uvjet i) za matricu flux-a $\bar{A}(u_l, u_r)$ je zadovoljen ako uzmem:

$$[\bar{f}] = \underbrace{\hat{C}\hat{B}^{-1}}_{\hat{A}} [\bar{u}] \quad ; \quad \hat{B}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{x} & 0 \\ -\bar{y} & 2\bar{x} \end{bmatrix} \frac{1}{2\bar{x}^2}, \quad (4.70.)$$

$$\hat{A} = \frac{1}{2\bar{x}^2} \begin{bmatrix} \bar{y} & \bar{x} \\ 2a^2\bar{x} & 2\bar{y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} & 0 \\ -\bar{y} & 2\bar{x} \end{bmatrix} = \frac{1}{2\bar{x}^2} \begin{bmatrix} 0 & 2\bar{x}^2 \\ 2a^2\bar{x}^2 - 2\bar{y}^2 & 4\bar{x}\bar{y} \end{bmatrix},$$

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\bar{x}} \\ a^2 - \frac{\bar{y}^2}{\bar{x}^2} & \frac{2\bar{y}}{\bar{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ a^2 - \bar{v}^2 & 2\bar{v} \end{bmatrix} \quad (4.71.)$$

gdje je \bar{v} poznata pod imenom Roeova srednja brzina i iznosi:

$$\bar{v} = \frac{\bar{y}}{\bar{x}} = \frac{\rho_l^{\frac{1}{2}} v_l + \rho_r^{\frac{1}{2}} v_r}{\rho_l^{\frac{1}{2}} + \rho_r^{\frac{1}{2}}}. \quad (4.72.)$$

Odmah je uočljivo da se matrica reducira $\bar{A}(u_l, u_r)$ u $f'(u_l)$ za $u_l \rightarrow u_r$. Budući da su koeficijenti matrice \hat{A} glatke funkcije u_l i u_r uvjet iii) je zadovoljen.

Za uprosječavanje Riemannova rješenja treba izračunati vlastite vrijednosti kao vlastite vektore matrice \hat{A} :

$$\begin{aligned} (\bar{A} - \lambda I)\bar{X} = 0 &\Rightarrow \det(\bar{A} - \lambda I) = 0, \\ \lambda(2\bar{u} - \lambda) - \bar{v}^2 - a^2 &= 0. \end{aligned} \quad (4.73.)$$

Iz toga slijedi:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \bar{v} - a, \\ \lambda_2 &= \bar{v} + a \end{aligned} \quad (4.74.)$$

gdje su vlastiti vektori:

$$\hat{r}_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ \bar{v} - a \end{pmatrix} \quad ; \quad \hat{r}_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ \bar{v} + a \end{pmatrix}. \quad (4.75.)$$

Uvjet ii) je također zadovoljen jer su vlastite vrijednosti i vlastiti vektori matrice \hat{A} dani u (4.74. i 4.75.). Aproksimativno rješenje Riemann-ovog problema sa podacima u_l i u_r je:

$$\hat{u}(x, t) = \begin{cases} \bar{u}_l & \frac{x}{t} < \bar{v} - a \\ \hat{u}_m & \bar{v} - a < \frac{x}{t} < \bar{v} + a \\ \bar{u}_r & \bar{v} + a < \frac{x}{t} \end{cases} \quad (4.76.)$$

gdje je \hat{u}_m srednje stanje:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{u} &= \bar{u}_l - \bar{u}_r = \alpha_1 \hat{r}_1 + \alpha_2 \hat{r}_2 \\ \bar{u}_m &= u_l + \alpha_1 \hat{r}_1 \end{aligned} \quad (4.77.)$$

Iz izraza (4.77.) dobiva se projekcija x_1, x_2 rješenja Δu na njezine vlastite vrijednosti.

Dalje napišimo:

$$\begin{pmatrix} \Delta \rho \\ \Delta m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha_1 + \alpha_2 \\ \alpha_1(\bar{v} - a) + \alpha_2(\bar{v} + a) \end{pmatrix} \quad (4.78.)$$

i pronađimo α_1 i α_2 .

$$\alpha_1 = \Delta\rho - \alpha_2 ,$$

$$\begin{aligned} \Delta m &= (\Delta\rho - \alpha_2)(\bar{v} - a) + \alpha_2(\bar{v} + a) \\ &= \Delta\rho(\bar{v} - a) + \alpha_2 2a , \end{aligned}$$

$$\alpha_2 = \frac{\Delta m + \Delta\rho(a - \bar{v})}{2a} , \quad (4.79.)$$

$$\alpha_1 = \frac{2a\Delta\rho - \Delta m - a\Delta\rho + \bar{v}\Delta\rho}{2a} = \frac{\Delta\rho(a + \bar{v}) - \Delta m}{2a} . \quad (4.80.)$$

Na kraju se dobiva odnos:

$$\bar{u}_m = \bar{u}_l + \frac{\Delta\rho(a + \bar{v}) - \Delta m}{2a} \bar{r}_1 . \quad (4.81.)$$

Rješenje sustava (4.61.) je uz izraz za brzinu zvuka $p = a^2 \rho$:

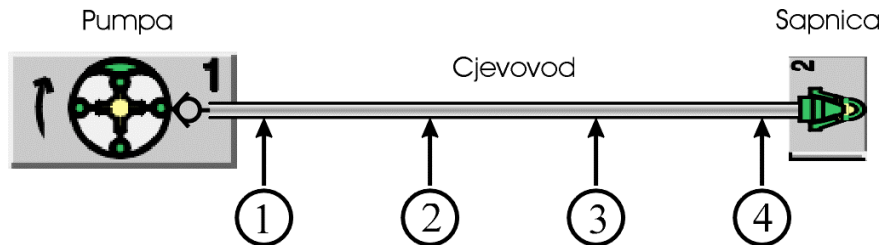
$$u_j^{n+1} = u_j^n - \frac{k}{h} \{f(u^n(u_j^n, u_{j+1}^n)) - f(u^n(u_{j+1}^n, u_j^n))\} - R \quad (4.82.)$$

gdje je:

$$\begin{aligned} f(u^n(u_{j+1}^n, u_j^n)) &= f(u_l) + \sum_l \hat{\lambda}_{il} x_i \bar{r}_i \\ &= f(u_r) - \sum_l \hat{\lambda}_{il} x_i \bar{r}_i . \end{aligned} \quad (4.83.)$$

4.5. EKSPERIMENTALNA PROVJERA

U ovom poglavlju je izvršena usporedba rezultata mjerenja na testu modela i rezultata proračuna istog modela primjenom metode D'Alembert (poglavlje 4.2.3.), metode karakteristika (poglavlje 4.2.2.) i Godunov metode (poglavlje 4.4.) (slika 4.6. i slika 4.7.). Pojednostavljeni model na kojem je vršeno mjerenje prikazan je na slici i sastoji se od visokotlačne pumpe, cjevovoda i sapnice i izrađen je samo u svrhu vršenja eksperimenata.



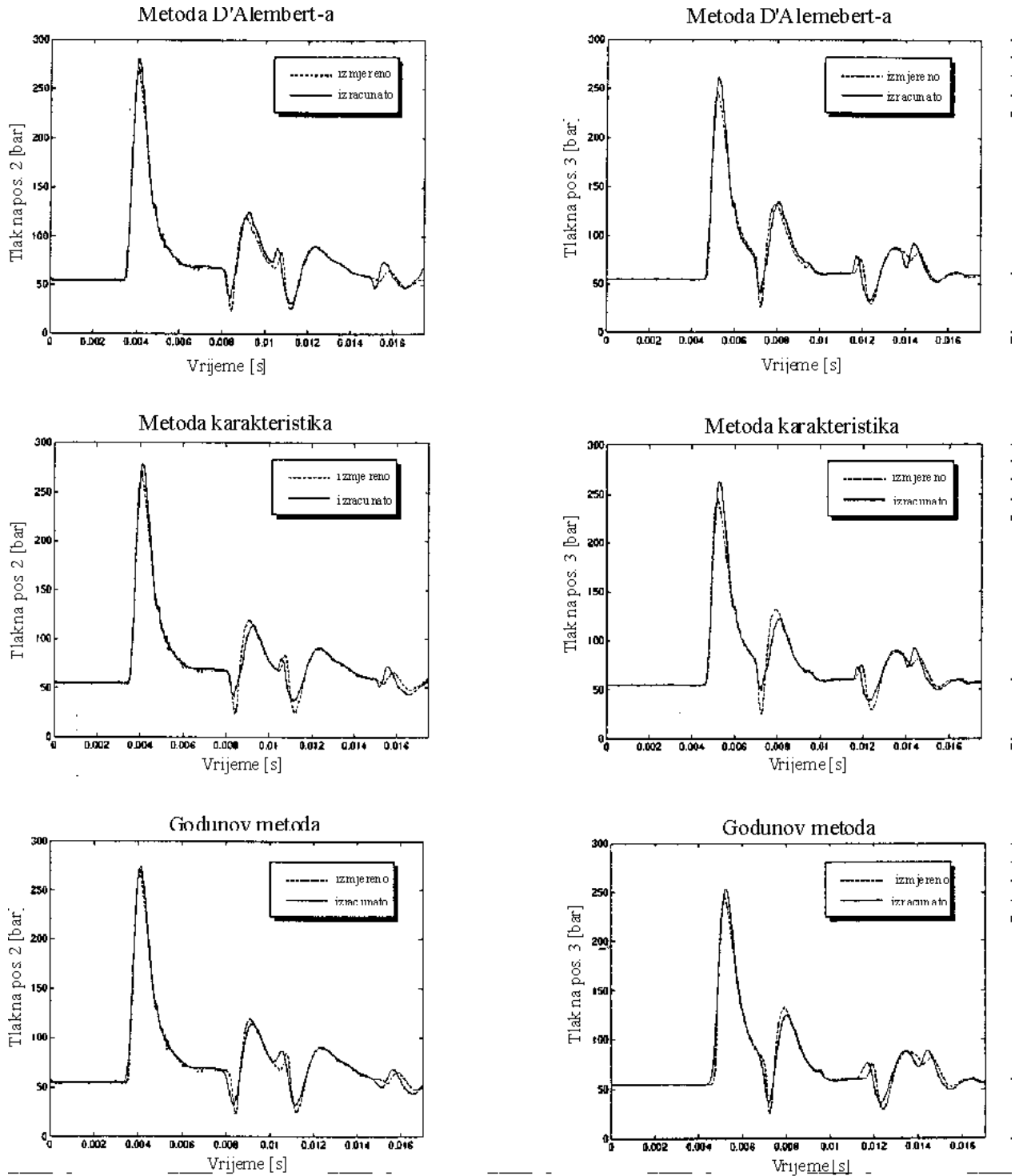
Slika 4.5. Mjerenje tlaka na pozicijama mjernih točaka

Broj mjernih točaka:	4
međusobni razmak:	1,54 m ; 1.53 m ; 1.54 m ,
promjer cjevovoda:	1.5 mm ,
desni kraj cjevovoda:	brizgaljka s pet sapnica promjera 0.18 mm ,
medij:	dizel-gorivo ,
broj okretaja pumpe:	1000 okr/min .

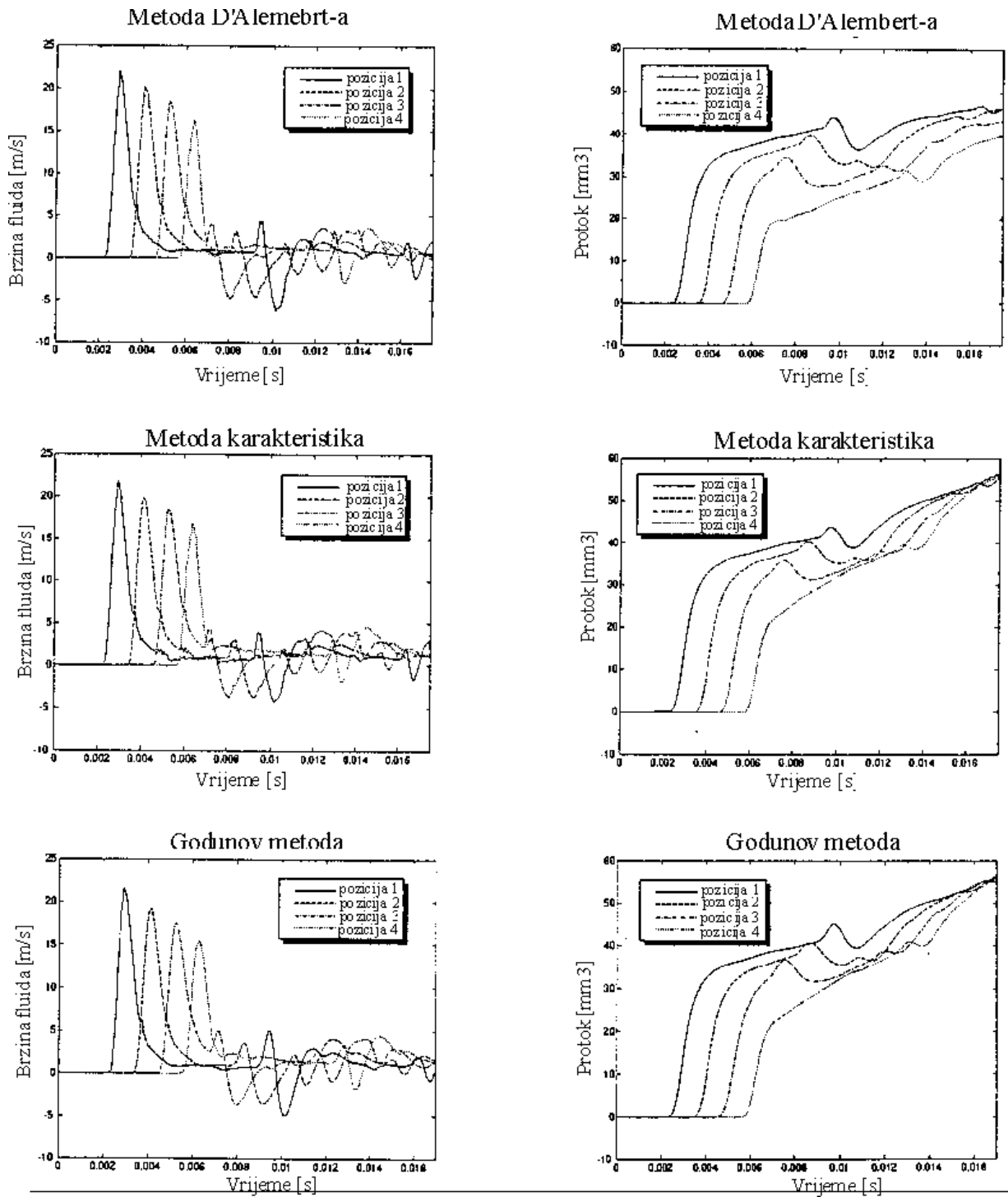
Udarni val u cjevovodu se stvara naglim otvaranjem izlaznog ventila na visokotlačnoj pumpi. Njegovo rasprostiranje kroz cjevovod detektiraju senzori tlaka ^[12] smješteni na mjernim točkama.

Iz poznavanja krivulje tlaka na pozicijama 1 i 4 (rubni uvjeti) i karakteristika cjevovoda izračunavaju se tlak i protok na pozicijama 2 i 3 prema metodama opisanim u prethodnom poglavlju.

Krivulje su prikazane zajedno s rezultatima mjerenja radi vrednovanja numeričkih metoda računanja (slika 4.6.).



Slika 4.6. Usporedba mjerenja tlaka na poziciji 2. i 3. (slika 4.6.) s rezultatima proračuna pomoću tri različite numeričke metode ($\rho=820 \text{ kg/m}^3$, $a=1390 \text{ m/s}$, $v=2,3 \text{ cst}$)



Slika 4.7. Računski dobiveni protoci i količine proteklog goriva na pozicijama 1. do 4. (izmjerena vrijednost protoka kroz sapnicu po ciklusu je 30 mm³)^[13]

4.6. ELASTIČNOST CJEVOVODA

Kao što je ranije napomenuto, na početku poglavlja 4.1. pretpostavljene su krute stijenke cjevovoda da bi se olakšao opis pojava. Sada, kada je razvijen algoritam, uvodi se pojam elastičnosti cjevovoda i to kao korektivni faktor. Promjena promjera cjevovoda je posljedica njegova deformiranja pod djelovanjem unutarnjeg tlaka, a promjena brzine zvuka unutar fluida koji protječe cjevovodom kao posljedica međuzavisnosti modula stlačivosti fluida i modula elastičnosti stijenki.

4.6.1. Promjena promjera cjevovoda

Na osnovi (3.11.) i literature ^[14,17] promjena promjera cijevi pod unutarnjim tlakom može biti izražena jednadžbom:

$$D_{in} = D_{in0} + \frac{pD_{in0}}{E_{st}} \left[\frac{\Delta^2 + 1}{\Delta^2 - 1} + \mu \right] \quad (4.84.)$$

gdje su:

D_{in} - unutarnji promjer (pod djelovanjem unutarnjeg tlaka),

D_{in0} - unutarnji promjer (bez djelovanja unutarnjeg tlaka),

p - unutarnji tlak,

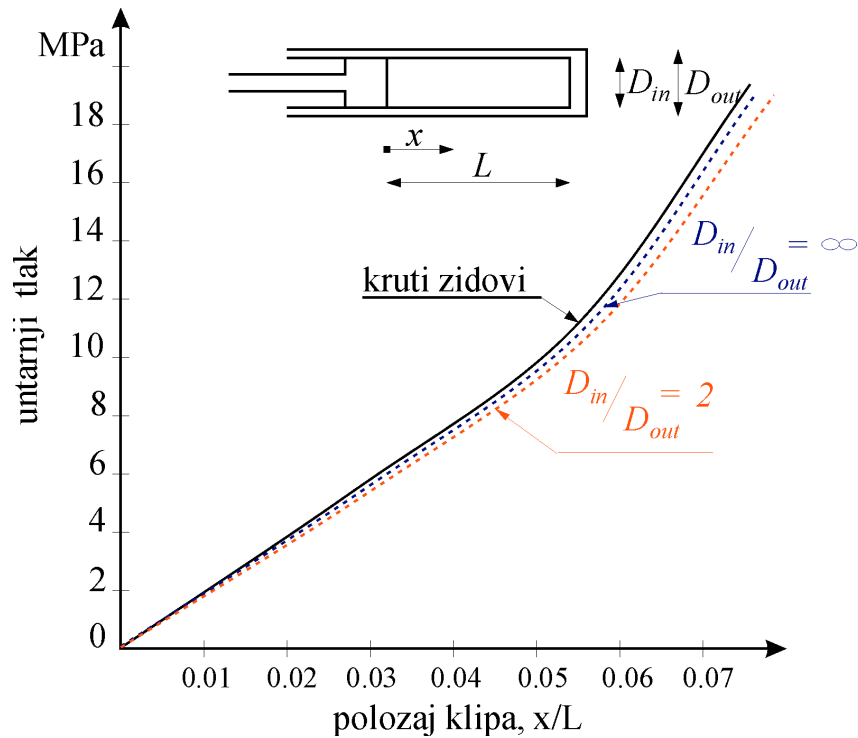
E_{st} - modul elastičnosti materijala stijenke cijevi,

Δ - odnos vanjskog nasuprot unutarnjeg promjera $\Delta = \frac{D_{out}}{D_{in}}$,

μ - Poisson-ov koeficijent.

Utjecaj promjene promjera na izračunati tlak unutar goriva može biti prikazan kroz pojednostavljeni primjer klipnog cilindra. Na slici 4.8. proučavamo volumen stiješnjen s jedne strane klipom. Koristeći se prethodnom jednadžbom i definicijom modula elastičnosti, prikazani unutarnji tlak je izračunat kao funkcija pozicije klipa i odnosa vanjskog i unutarnjeg promjera cijevi cilindra (dvostruki vanjski promjer se koristi za visokotlačne cjevovode dok veći odnosi simuliraju kućište pumpe ili brizgaljku). Sa slike se može uočiti da se pojava povećanja unutarnjeg promjera može zanemariti kod niskih tlakova, ali se povećava kod viših tlakova.

Pojava elastične deformacije stijenki cjevovoda je uklopljena u ranije objašnjenje algoritma proračuna protoka u cjevovodima preko korekcije za dani element cjevovoda nakon svakog koraka računanja. Promjena u poprečnom presjeku, izračunata u zavisnosti o unutarnjem tlaku, koristi se za korekciju tlaka u tom elementu uzimajući u obzir promjenu volumena tog elementa.



Slika 4.8. Mjerni rezultati promjene unutrnjeg promjera cijevi pod djelovanjem unutarnjeg tlaka^[15]

4.6.1. Promjena brzine zvuka

Udarni val se rasprostire kroz visokotlačni cjevovod brzinom zvuka kao što je prikazano jednadžbom:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} . \quad (4.85.)$$

Brzina zvuka unutar visokotlačnog cjevovoda je pod utjecajem elastičnosti stijenki što je uzeto u obzir preko izraza za modul elastičnosti:

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_{fluid}} + \frac{D}{s} \frac{1}{E_{st}} \quad (4.86.)$$

gdje su:

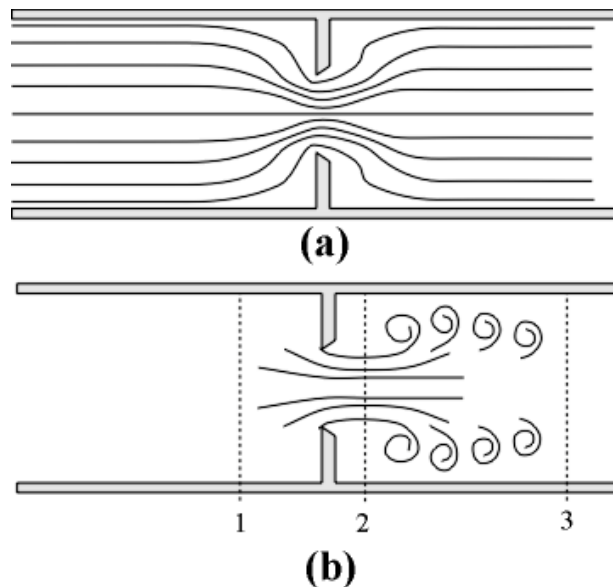
- E_{fluid} - modul elastičnosti fluida,
- E_{st} - modul elastičnosti stijenke cjevovoda,
- D - promjer cjevovoda,
- s - debljina stijenke cjevovoda.

5. PRIGUŠNICA

Prigušnice imaju osobitu važnost pri upravljanju radom hidrauličkih sustava. Držimo ih naglim suženjima kratke duljine na putu strujanja fluida te mogu imati konstantan ili promjenjiv poprečni presjek. Pojednostavljeno postoje dva osnovna režima strujanja kroz prigušnicu, a to su turbulentno i laminarno zavisno o dominaciji inercijalnih ili viskoznih sila. Kod visokih Reynoldsovih brojeva (turbulentno strujanje) pad tlaka na prigušnici je uzrokovan akceleracijom djelića fluida iz područja na ulazu u prigušnicu u područje mlaza na samoj prigušnici. Kod niskih Reynoldsovih brojeva (laminarno strujanje) pad tlaka je uzrokovan unutarnjim trenjem između slojeva fluida kao posljedica viskoznosti fluida.

5.1. TURBULENTNO STRUJANJE U PODRUČJU PRIGUŠNICE

U najvećem broju slučajeva strujanje kroz prigušnicu se odvija pri visokim Reynoldsovima brojevima, odnosno strujanje je turbulentno.



Slika 5.1. Strujanje fluida kroz prigušnicu: (a) laminarno i (b) turbulentno

Prema slici se može vidjeti kako djelići fluida ubrzavaju do brzine mlaza između presjeka 1 i 2. Strujanje između tih točaka je potencijalno i iskustvo govori da uporaba Bernoullijeve jednadžbe zadovoljava. Na slici 5.1. se može vidjeti kako je najmanji poprečni presjek strujanja fluida manji od poprečnog presjeka prigušnice jer da djelići fluida imaju inerciju pri zavojitom kretanju kroz otvor prigušnice. Točka u kojoj je taj presjek najmanji zove se "*vena contracta*", a odnos između tog poprečnog presjeka A_2 i poprečnog presjeka prigušnice A_0 koeficijent suženja (kontrakcije) C_C .

$$C_C = \frac{A_2}{A_0} . \quad (5.1.)$$

Između točaka 2. i 3. odvija se turbulencija i burno miješanje vanjskih slojeva mlaza s fluidom u nizvodnom području. Pri tome se kinetička energija mlaza transformira u porast unutarnje energije (temperatura) preko turbulencije. Budući da kinetička energija mlaza nije obnovljena, tlakovi u točkama 2. i 3. su približno jednaki.

Razlika tlakova potrebna za ubrzavanje djelića fluida iz sporoga uzvodnog strujanja v_1 u brzo strujanje mlaza v_2 je pronađena primjenom Bernoullijeve jednadžbe između točaka 1 i 2. Zbog toga imamo:

$$v_2^2 - v_1^2 = \frac{2}{\rho}(p_1 - p_2) . \quad (5.2.)$$

Primjenom jednadžbe kontinuiteta za nestlačivi fluid:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = A_3 v_3 \quad (5.3.)$$

i uvrštenjem u (5.2.) dobiva se:

$$v_2 = \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} . \quad (5.4.)$$

Zbog viskoznog trenja, brzina mlaza je nešto manja nego izračunata u (5.4.), pa se dodaje iskustveni faktor koji zovemo koeficijent brzine C_v . Budući je $q_v = A_2 v_2$, volumenski protok fluida u području *vena contracta* (5.4.), možemo prikazati u obliku:

$$q_{v2} = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} . \quad (5.5.)$$

Praktičnije je koristiti poprečni presjek prigušnice umjesto poprečnog presjeka *vena contracta* te iz (5.1.) i (5.5.) dobivamo:

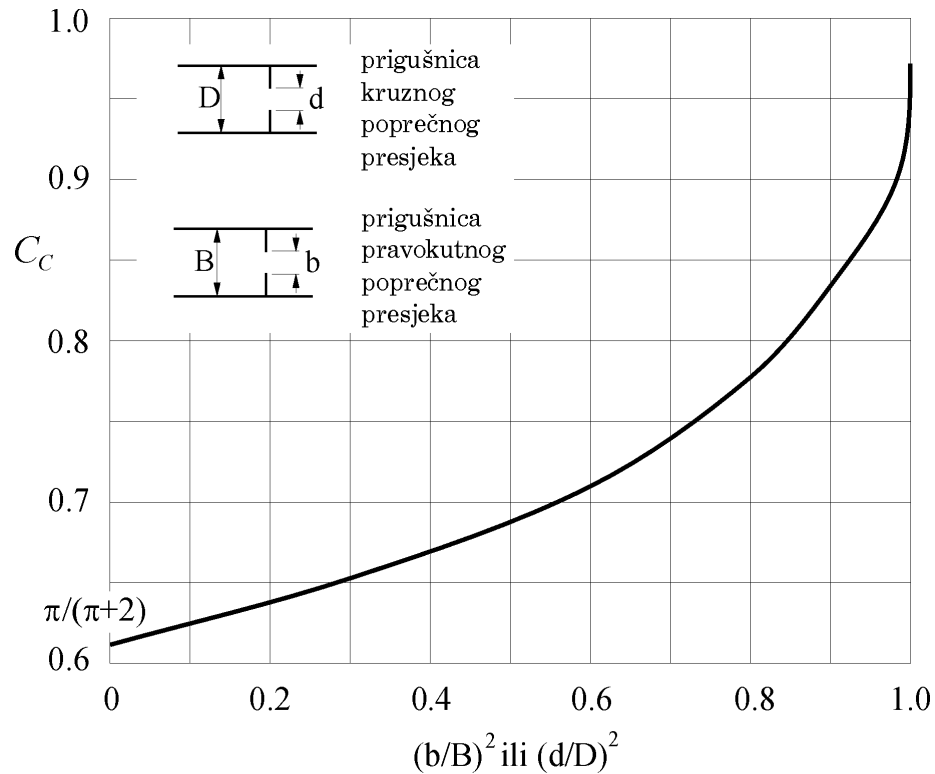
$$q_{v2} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} \quad (5.6.)$$

gdje je C_d zovemo koeficijent istjecanja:

$$C_d = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{A_0}{A_1} \right)^2}} . \quad (5.7.)$$

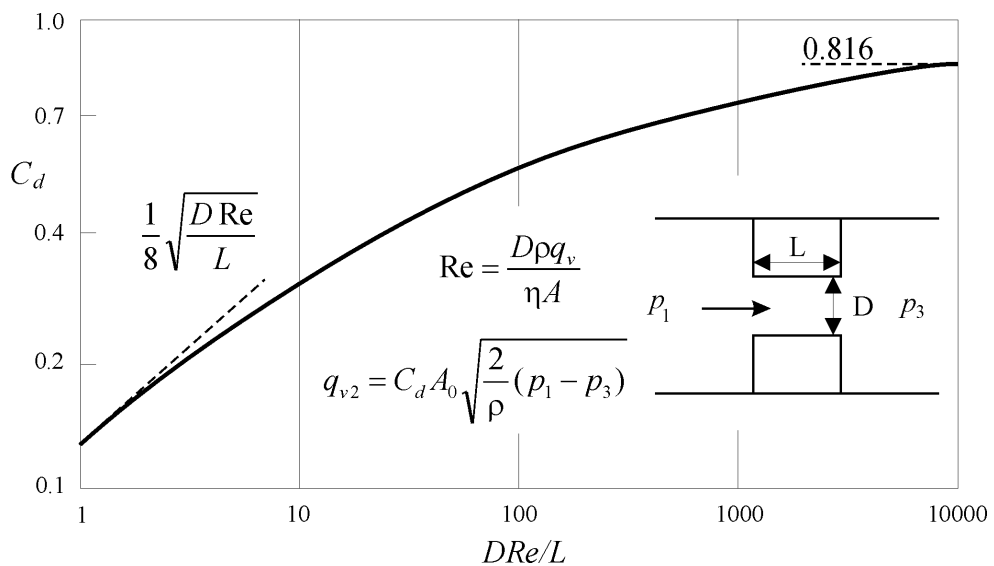
Budući je $C_v \approx 1$ i obično A_0 puno manji od A_1 , može se reći da je koeficijent istjecanja jednak koeficijentu kontrakcije.

Iskustvo pokazuje da teoretska vrijednost $C_c = \frac{\pi}{\pi+2} = 0.611$ može biti uzeta za oštrorubne prigušnice bez obzira na njihovu geometriju. Zbog toga se razloga koeficijent istjecanja uzima za većinu prigušnica $C_d \approx 0.60$.



Slika 5.2. ^[29] Koeficijent istjecanja za prigušnice kružnog i pravokutno poprečnog presjeka

Prosječni koeficijent istjecanja za kratke cijevne prigušnice prikazan je na slici 5.3.



Slika 5.3. ^[29] Koeficijent istjecanja za kratke cijevne prigušnice

5.2. LAMINARNO STRUJANJE U PODRUČJU PRIGUŠNICE

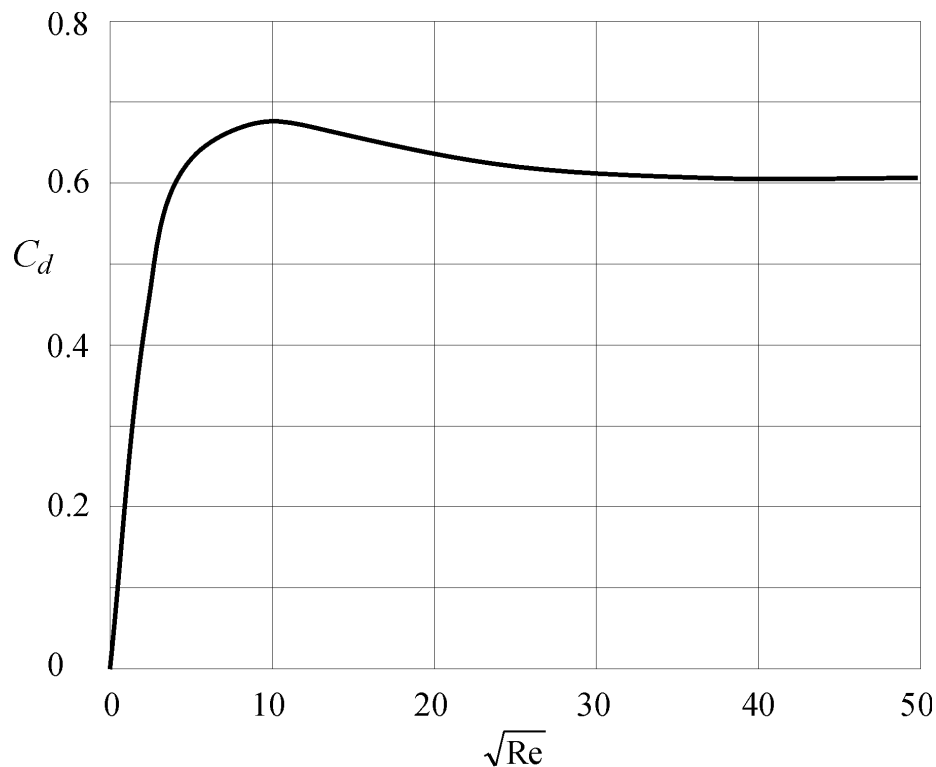
Kod niskih temperatura, malog pada tlaka i-ili malog poprečnog presjeka prigušnice Reynoldsov broj može postati dovoljno malen da se pojavi laminarno strujanje. Reynoldsov broj za prigušnice je definiran kao:

$$\text{Re} = \frac{\rho \left(\frac{q_v}{A_0} \right) D_h}{\mu} \quad (5.8.)$$

gdje su:

$\frac{q_v}{A_0}$ - brzina mlaza fluida kroz otvor prigušnice,
 D_h - hidraulički promjer koji za pravokutne prigušnice iznosi:
 $D_h = \frac{4bw}{2(b+w)}$; w je širina i b je visina poprečnog presjeka prigušnice.

Iako analiza prigušnice koja vodi do (5.6.) ne vrijedi za male Reynoldsove brojeve, učinjeni su mnogi pokušaji da se primjena te jednadžbe proširi i na područje laminarnog strujanja preko prikazivanja koeficijenta istjecanja C_d kao funkcije Reynoldsovog broja. Tipična krivulja je prikazana na slici (5.4.).

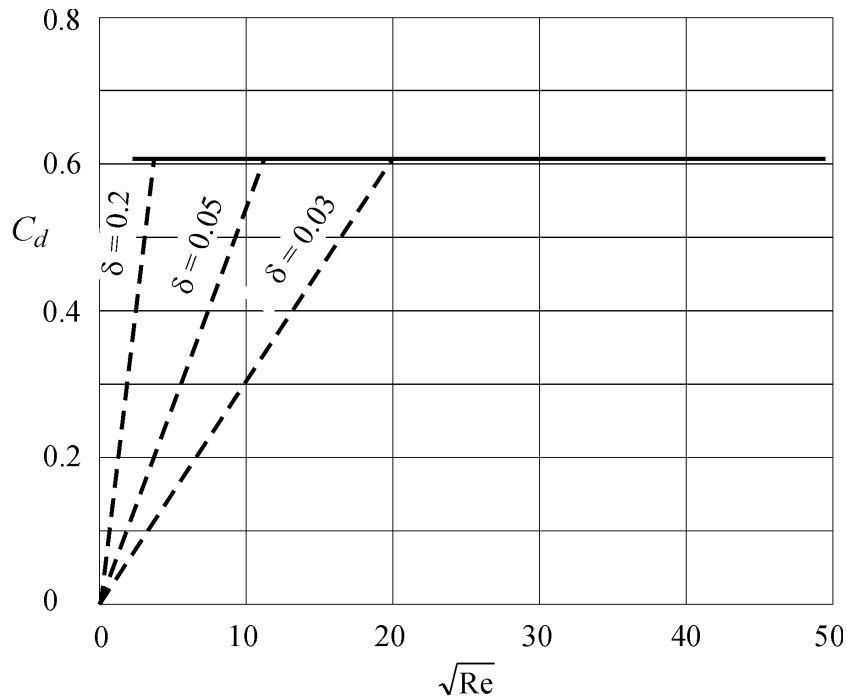


Slika 5.4. Tipična krivulja koeficijenta istjecanja u zavisnosti o Reynoldsovom broju prigušnice

Za $Re \leq 10$ su mnogi istraživači zaključili da je koeficijent istjecanja direktno proporcionalan kvadratnom korijenu Reynoldsova broja:

$$C_d = \delta \sqrt{Re} \quad (5.9.)$$

Veličina δ ovisi o geometriji prigušnice i zove se koeficijent laminarnog strujanja. Viersma^[28] je prikazao koeficijent istjecanja preko asimptota definiranih preko (5.9.) u laminarnom području i $C_d = 0.611$ u turbulentnom području kao na slici :



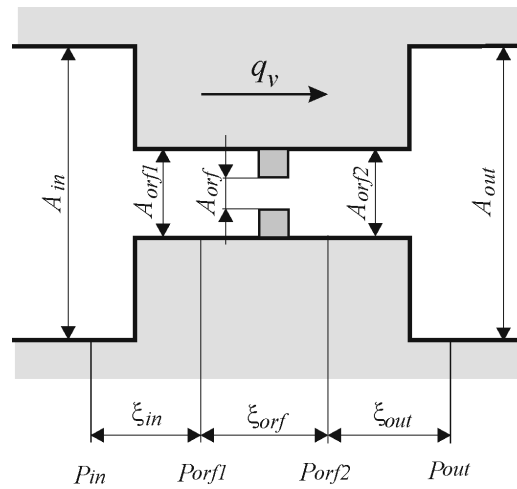
Slika 5.5.

Asimptotska aproksimacija koeficijenta istjecanja

Za $\delta = 0.2$ prelazni Reynoldsov broj je $Re_l = 9.3$ i on raste s porastom δ . Cijeli prikaz se može pojednostaviti tako da se pretpostavi da je u području $Re \leq Re_l$ strujanje laminarno, a u području $Re \geq Re_l$ strujanje turbulentno.

5.3. ALGORITAM RAČUNANJA PROTOKA KROZ PRIGUŠNICU

Prema prethodno prikazanoj teoriji može se razviti algoritam za proračun protoka kroz prigušnicu uzimajući u obzir geometrijske karakteristike prigušnice i karakteristike strujanja.



Slika 5.6. Shematski prikaz prigušnice

Bernoullijeva jednadžbe $p_{in} \rightarrow p_{orf1}$ na ulazu u prigušnicu :

$$\begin{aligned} \frac{p_{in}}{\rho} + \frac{v_{in}^2}{2} &= \frac{p_{orf1}}{\rho} + \frac{v_{orf1}^2}{2} + \xi_{in} \frac{v_{orf1}^2}{2}, \\ \frac{p_{in}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{in}^2} &= \frac{p_{orf1}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{orf1}^2} + \xi_{in} \frac{q_v^2}{2A_{orf1}^2}, \\ p_{in} - p_{orf1} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \underbrace{\left[\frac{1 + \xi_{in}}{A_{orf1}^2} - \frac{1}{A_{in}^2} \right]}_{\chi_{in}}. \end{aligned} \quad (5.10.)$$

Bernoullijeva jednadžbe $p_{orf1} \rightarrow p_{orf2}$ kroz prigušnicu :

$$\begin{aligned} \frac{p_{orf1}}{\rho} + \frac{v_{orf1}^2}{2} &= \frac{p_{orf2}}{\rho} + \frac{v_{orf2}^2}{2} + \xi_{orf} \frac{v_{orf}^2}{2}, \\ \frac{p_{orf1}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{orf1}^2} &= \frac{p_{orf2}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{orf2}^2} + \xi_{orf} \frac{q_v^2}{2A_{orf}^2}, \\ p_{orf1} - p_{orf2} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \underbrace{\left[-\frac{1}{A_{orf1}^2} + \frac{1}{A_{orf2}^2} + \frac{\xi_{orf}}{A_{orf}^2} \right]}_{\chi_{orf}}. \end{aligned} \quad (5.11.)$$

Bernoullijeva jednadžbe $p_{orf2} \rightarrow p_{out}$ na izlazu iz prigušnice :

$$\begin{aligned} \frac{p_{orf2}}{\rho} + \frac{v_{orf2}^2}{2} &= \frac{p_{out}}{\rho} + \frac{v_{out}^2}{2} + \xi_{out} \frac{v_{orf2}^2}{2}, \\ \frac{p_{orf2}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{orf2}^2} &= \frac{p_{out}}{\rho} + \frac{q_v^2}{2A_{out}^2} + \xi_{out} \frac{q_v^2}{2A_{orf2}^2}, \\ p_{out} - p_{orf2} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \underbrace{\left[\frac{1 - \xi_{out}}{A_{orf2}^2} - \frac{1}{A_{out}^2} \right]}_{\chi_{out}}. \end{aligned} \quad (5.12.)$$

Ako jednadžbe (5.1.), (5.2.) i (5.3.) prikažemo u pojednostavljenom obliku:

$$\begin{aligned} p_{in} - p_{orf1} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \chi_{in}, \\ p_{orf1} - p_{orf2} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \chi_{orf}, \\ p_{out} - p_{orf2} &= \frac{\rho}{2} q_v^2 \chi_{out} \end{aligned}$$

i nakon toga ih sumiramo dobiva se završni izraz za računanje protoka u zavisnosti od tlaka ispred i iza prigušnice:

$$q_v^2 = \sqrt{\frac{1}{\chi_{in} + \chi_{orf} - \chi_{out}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{in} - p_{out})} \quad (5.13.)$$

gdje su:

p_{in}, p_{out}	- tlak na ulazu i na izlazu iz prigušnice,
p_{orf1}, p_{orf2}	- tlak neposredno ispred i neposredno iza prigušnice,
v_{in}, v_{out}	- brzina fluida na ulazu i na izlazu iz prigušnice,
v_{orf1}, v_{orf2}	- brzina fluida neposredno ispred i neposredno iza prigušnice,
q_v	- protok fluida kroz prigušnicu,
A_{in}, A_{out}	- poprečni presjek na ulazu i na izlazu iz prigušnice,
A_{orf1}, A_{orf2}	- poprečni presjek neposredno ispred i neposredno iza prigušnice,
A_{orf}	- poprečni presjek same prigušnice,
ξ_{in}, ξ_{out}	- koeficijent otpora strujanju na ulazu i na izlazu iz prigušnice,
ξ_{orf}	- koeficijent otpora strujanju same prigušnice

gdje je odnos između koeficijenta otpora strujanju i koeficijenta istjecanja:

$$\xi = \frac{1}{C_d^2}. \quad (5.14.)$$

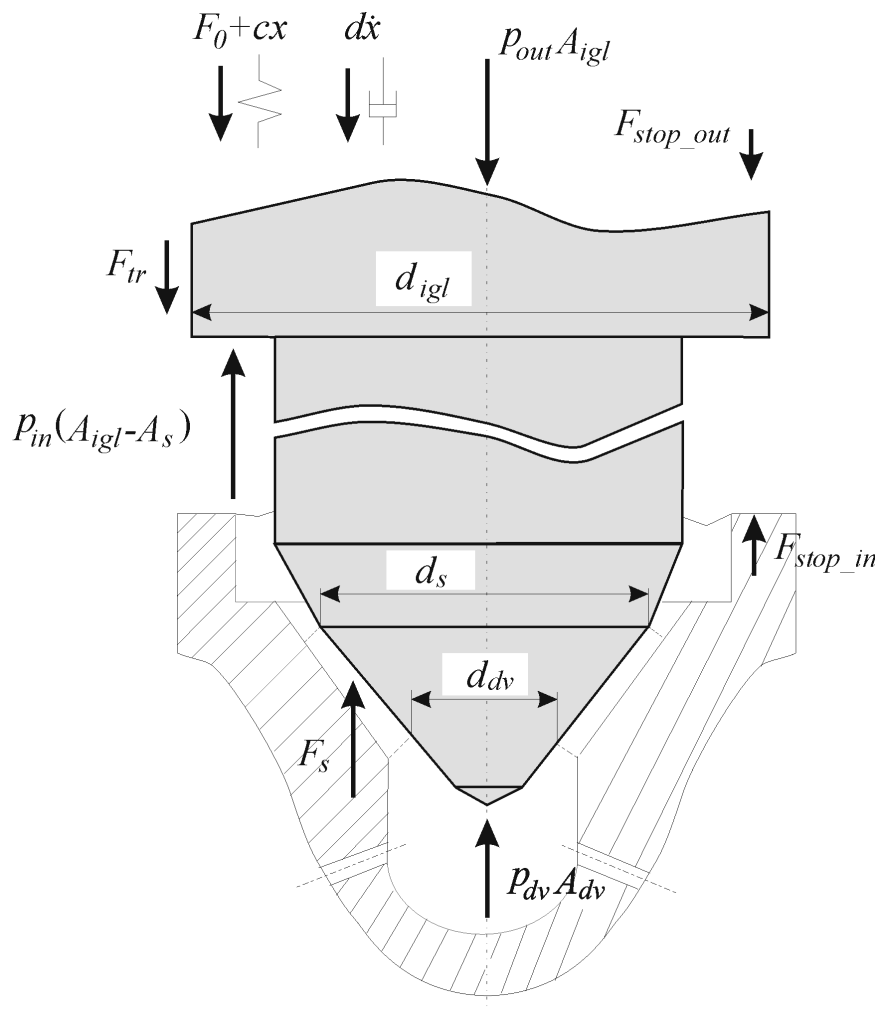
6. BRIZGALJKA

6.1. PRORAČUN SILE NA IGLU U BRIZGALJKI TIJEKOM PROCESA UBRIZGAVANJA GORIVA ^[22,24,26]

6.1.1. Sile na iglu

Igla u brizgaljki koju u spušenom (zatvorenom) položaju drži opruga ostaje u spušenom položaju sve dok tlak u području ispod igle ne naraste do vrijednosti dovoljne da savlada silu u opruzi i u tom trenutku tlak ("tlak otvaranja") podiže iglu i kroz brizgaljku protječe gorivo. Padom tlaka igla se brzo vraća u spušteni položaj i zatvara prolaz gorivu.

Za proračun trenutačnog položaja igle (x-koordinate) koristimo se dinamičkom jednadžbom igle. Članove jednadžbe određujemo na osnovi skice igle i svih sila koje djeluju na iglu kao na kruto tijelo.



Slika 6.1. Skica igle kao krutog tijela i pripadajućih sila koje djeluju na nju

gdje su:

- x - pomak igle,
- F_0 - prednaprezanje opruge igle,
- m - masa igle,
- d - koeficijent prigušenja opruge igle,
- k - krutost opruge igle,
- p_{out} - tlak iznad igle,
- p_{in} - tlak na ulazu u brizgaljku,
- A_{igl} - površina poprečnog presjeka tijela igle $A_{igl} = \frac{1}{4}d_{igl}^2\pi$,
- A_{dv} - površina poprečnog presjeka džepnog volumena $A_{dv} = \frac{1}{4}d_{dv}^2\pi$,
- A_s - površina poprečnog presjeka igle u području sjedišta igle $A_s = \frac{1}{4}(d_s - d_{dv})\pi$

i gdje su:

$$F_s = 0 \text{ za } x \leq 0, \quad (6.1.)$$

$$F_{stop_in} = \begin{cases} -k_{stop_in}x - d_{stop_in}\dot{x} & , \quad x < 0 \\ 0 & \end{cases}, \quad (6.2.)$$

$$F_{stop_out} = \begin{cases} -k_{stop_out}(x - h_n) - d_{stop_out}\dot{x} & , \quad x > h_n \\ 0 & \end{cases}, \quad (6.3.)$$

$$F_{tr} = sign(\dot{x})F_{tr0}, \quad (6.4.)$$

k_{stop_in} - krutost opruge koja simulira dosjed igle u zatvorenom položaju,

d_{stop_in} - koeficijent prigušenja opruge koja simulira dosjed igle u zatvorenom položaju,

k_{stop_out} - krutost opruge koja simulira dosjed igle u maksimalno otvorenom položaju,

d_{stop_out} - koeficijent prigušenja opruge koja simulira dosjed igle u maksimalno otvorenom položaju,

h_n - maksimalni pomak igle,

F_{tr0} - Coulombovo trenje igle o stijenku kućišta brizgaljke.

Na osnovi ravnoteže sila dobiva se dinamička jednadžba igle koja ima oblik:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + F_0 + kx + p_{out}A_{igl} - p_{in}(A_{igl} - A_{dv}) - F_s - p_{dv}A_{dv} + F_{tr} + F_{stop_in} - F_{stop_out} = 0. \quad (6.5.)$$

Svi su izrazi u prethodnoj jednadžbi lako izračunljivi. Uočljivo je jedino da sila F_s nije jasno razložena. Sila u području sjedišta igle je u zavisnosti o mnogim značajkama počevši od geometrije sjedišta igle, trenutačne pozicije igle, ulaznog tlaka, tlaka u džepnom volumenu. Sve su to međuzavisnosti koje treba uzeti u obzir. Kao začetak krenulo se klasičnim načinom rješavanja problematike u području sjedišta igle.

Unutar programa HYDSIM-a je implementiran algoritam Runge-Kutta 4. reda za rješavanje ovakvih diferencijalnih jednadžbi. Koristi se shema koeficijenata poznata u literaturi pod imenom "Gill-Modifikacija" ^[27] (vidjeti Prilog 2.).

6.1.2. Tlak u džepnom volumenu

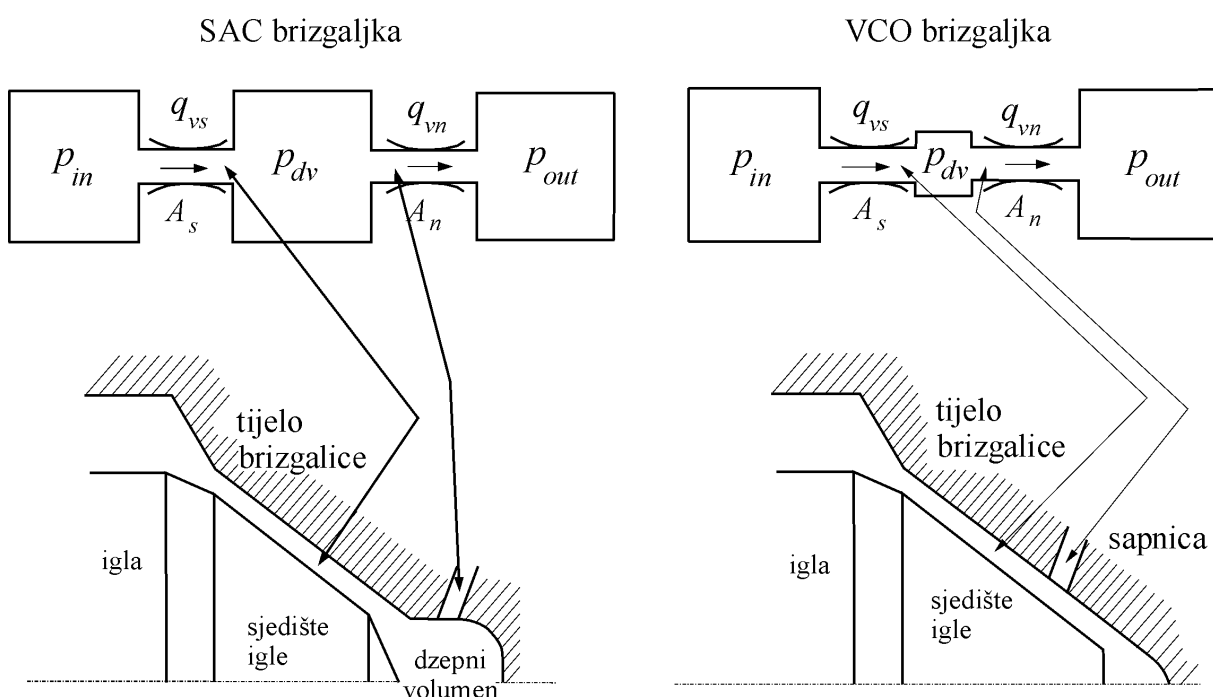
Prvo je potrebno odrediti tlak u džepnom volumenu brizgaljke. Ako uvedemo pretpostavku da se radi o nestlačivom fluidu što zadovoljava u ovoj fazi opisa problema, u tom slučaju je volumenski protok fluida konstantan duž cijele brizgaljke i možemo koristiti izraz:

$$vA = const. \quad (6.6.)$$

gdje su:

- v - brzina fluida,
- A - poprečni presjek kroz koji struji fluid.

Put protoka fluida kroz brizgaljku može se prikazati na pojednostavljenom modelu (slika 6.2.) koji oponaša sve bitne karakteristike tog fenomena.



Slika 6.2. ^[21] Pojednostavljeni model protoka fluida kroz brizgaljku
 SAC brizgaljka - brizgaljka s džepnim volumenom;
 VCO brizgaljka - brizgaljka kod koje igla u spušenom položaju prekriva sapnicu (valve covering orifice)

Protoci među pojedinim komorama modela sa slike iznose:

$$q_{vs} = C_{Ds} A_s \sqrt{\frac{2(p_{in} - p_{dv})}{\rho}} \quad ; \quad q_{vn} = C_{Dn} A_n \sqrt{\frac{2(p_{dv} - p_{out})}{\rho}} \quad (6.7.)$$

gdje su:

- q_{vs} - protok fluida između ulazne komore brizgalice i džepnog volumena,
- q_{vn} - protok fluida između džepnog volumena i komore izgaranja,
- p_{in} - tlak fluida u ulaznoj komori brizgalice,
- p_{dv} - tlak fluida u džepnom volumenu brizgalice,
- p_{out} - tlak u komori izgaranja,
- ρ - gustoća fluida,
- C_{Ds}, C_{Dn} - koeficijenti istjecanja,
- A_s - površina poprečnog presjeka strujanja fluida između IN & DV,
- A_n - površina poprečnog presjeka strujanja fluida između DV & OUT.

Prema ranije iznesenoj pretpostavci vrijedi:

$$q_{vs} = q_{vn} \quad (6.8.)$$

Izjednačavanjem protoka dobiva se:

$$p_{dv} = \frac{\left(\frac{C_{Ds} A_s}{C_{Dn} A_n}\right)^2 p_{in} + p_{out}}{1 + \left(\frac{C_{Ds} A_s}{C_{Dn} A_n}\right)^2} \quad (6.9.)$$

Budući da je $A_n = const.$, tlak u džepnom volumenu ostaje u zavisnosti o:

$$p_{dv} = f(p_{in}, p_{out}, A_s, C_{Ds}, C_{Dn}) \quad (6.10.)$$

Tlakovi p_{in} & p_{out} su nam poznati kao rubni uvjeti te se treba koncentrirati na površinu poprečnog presjeka strujanja fluida u području sjedišta igle A_s i na koeficijente istjecanja C_D . A_s ovisi o pomaku igle i o obliku ležišta i vrha igle.

6.1.3. Protok

Ako se krene od istog modela kao na slici i pridruženih jednadžbi (6.7.):

$$p_{in} - p_{dv} = \frac{1}{C_{Ds}A_s} \frac{\rho}{2} q_v^2 \quad ; \quad p_{dv} - p_{out} = \frac{1}{C_{Dn}A_n} \frac{\rho}{2} q_v^2, \quad (6.11.)$$

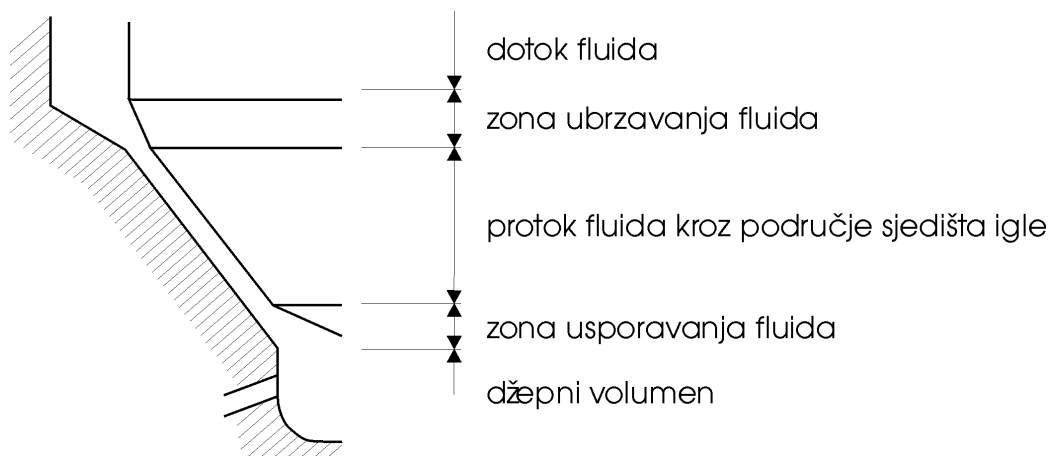
$$\Downarrow$$

$$p_{in} - p_{out} = \left(\frac{1}{C_{Ds}A_s} + \frac{1}{C_{Dn}A_n} \right) \frac{\rho}{2} q_v^2, \quad (6.12.)$$

$$\Downarrow$$

$$q_v = \left(\frac{1}{C_{Ds}A_s} + \frac{1}{C_{Dn}A_n} \right)^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2(p_{in} - p_{out})}{\rho}}. \quad (6.13.)$$

Protok kroz brizgaljku je konstantan njezinom dužinom, ali je brzina fluida promjenjiva zbog promjenjivog poprečnog presjeka protoka fluida. Sljedeća slika 6.3. ukazuje na promjene brzine fluida na putu kroz područje sjedišta igle.

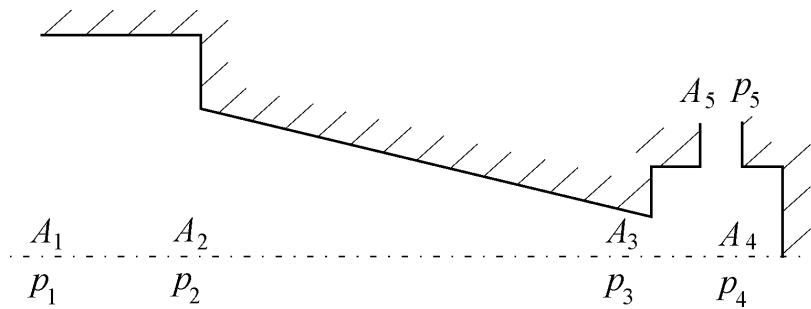


Slika 6.3. ^[23] Strujanje fluida po zonama u području sjedišta igle

6.1.4. Proračun sile

Poznavanjem tlaka p_{in} i tlaka p_{dv} u džepnom volumenu poznat je dio sile koja djeluju na iglu. Još je potrebno odrediti tlak u području sjedišta igle, a poznavanjem tog tlaka bit će poznata slika svih sila koje djeluju na podnožje igle.

Problem određivanja tog tlaka nije tako jednostavan jer je on određen mnoštvom međuzavisnosti.



Slika 6.4. Poprečne površine protoka goriva kroz brizgaljku

- (A_1 - površina pop. presjeka strujanja u području dotoka fluida u područje sjedišta igle
 A_2 - površina pop. presjeka strujanja na ulazu u područje sjedišta igle
 A_3 - površina pop. presjeka strujanja na izlazu is sjedišta igle (ulaz u džep. volumen)
 A_4 - površina pop. presjeka strujanja u području džepnog volumena
 A_5 - površina pop. presjeka strujanja kroz sapnicu)

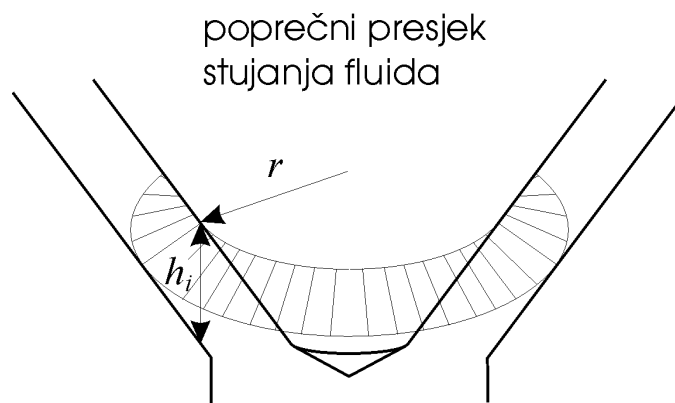
Analizirajući model sjedišta igle (slika 6.4.) može se uvesti pretpostavku da se radi o konusnom cjevovodu kroz koji protječe fluid i za kojeg vrijedi Bernoulijeva jednadžba:

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = const. \quad (6.14.)$$

gdje su:

- p - statički tlak,
 v - brzina protjecanja fluida $v = \frac{q_v}{A}$
 (zanemaruje se utjecaj visinske razlike)

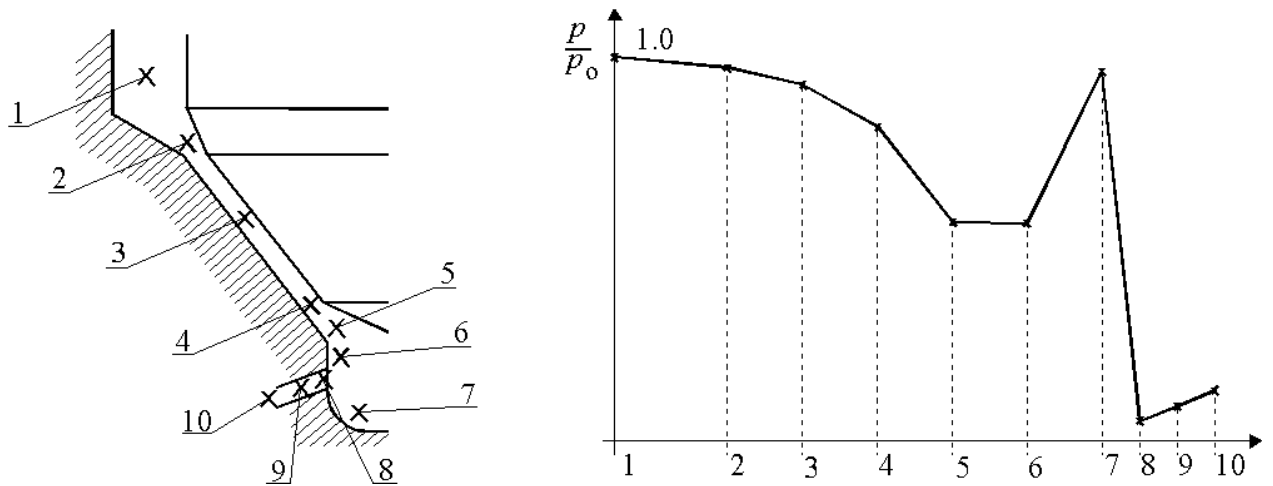
gdje je A površina poprečnog presjeka strujanja fluida prema slici 6.5 uz pretpostavku nepostojanja laminarnog sloja na stijenrama igle i tijela brizgalice.



Slika 6.5. Poprečni presjek strujanja fluida

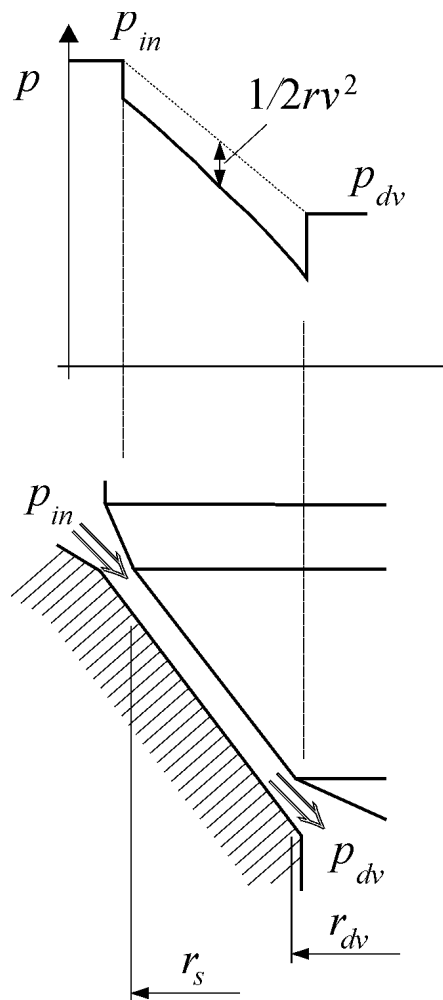
Poprečni presjek A nije konstantan duž sjedišta igle, nego je u zavisnosti o r (radijusa igle na određenoj visini) i h_i (pomaka igle) prema slici 6.5.

Prije početka računanja možemo skicirati eksperimentalne rezultate mjerenja tlaka u području sjedišta igle dobivene iz literature (slika 6.6.).



Slika 6.6. ^[20] Eksperimentalni rezultati mjerenja tlaka u području sjedišta igle

Razumno je očekivati na osnovi dosadašnjih saznanja rezultate kao na slici 6.7. Skok tlaka na granici ulazne komore i područja sjedišta igle je zadržan usprkos slici 6.3. jer to većinom pojednostavljuje proračun.



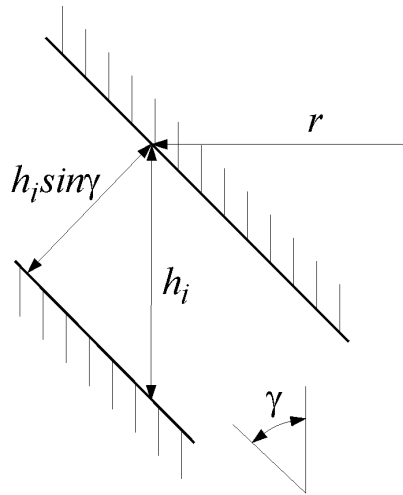
Slika 6.7. Pretpostavljena raspodjela tlakova u području sjedišta igle

(6.14.) se može ponovo napisati u obliku:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 = \frac{1}{2}\rho \left(\frac{q_v}{A} \right)^2 \quad (6.15.)$$

gdje površina poprečnog presjeka protoka ima sljedeći oblik (prema slici 6.8.):

$$A = 2r\pi h_i \sin \gamma . \quad (6.16.)$$



Slika 6.8. Skica geometrijskih karakteristika poprečnog presjeka protoka fluida

Nakon uvrštavanja površine:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 = \frac{1}{2}\rho \left(\frac{\dot{Q}}{2r\pi h_i \sin \gamma} \right)^2 . \quad (6.17.)$$

U ranijem dijelu teksta zaključeno je da je tlak duž sjedišta igle u zavisnosti o ulaznom tlaku, tlaku u džepnoj komori i geometriji sjedišta igle.

$$p = p(p_{in}, p_{dv}, h_i, r, \gamma) . \quad (6.18.)$$

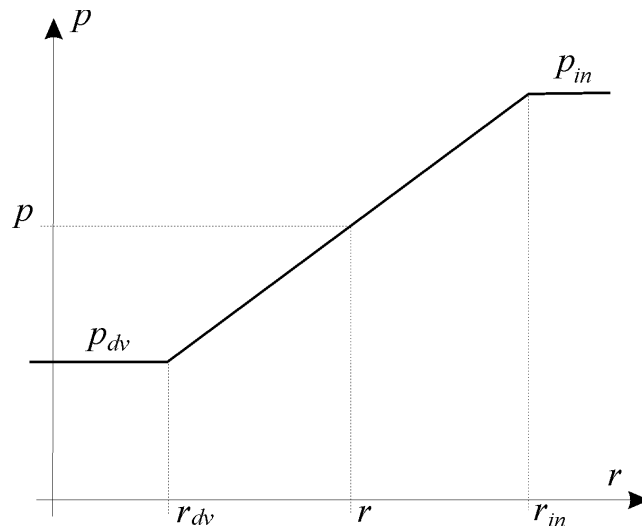
Ako se prvo računaju vrijednosti statičkog tlaka duž sjedišta (prema slici 6.9.):

$$\frac{p_{in} - p_{dv}}{r_{in} - r_{dv}} = \frac{p - p_{dv}}{r - r_{dv}} , \quad (6.19.)$$

$$p - p_{dv} = K(r - r_{dv}) \quad (6.20.)$$

gdje je K :

$$K = \frac{p_{in} - p_{dv}}{r_{in} - r_{dv}} . \quad (6.21.)$$



Slika 6.9. Statički tlak duž sjedišta igle

statički tlak duž sjedišta igle iznosi:

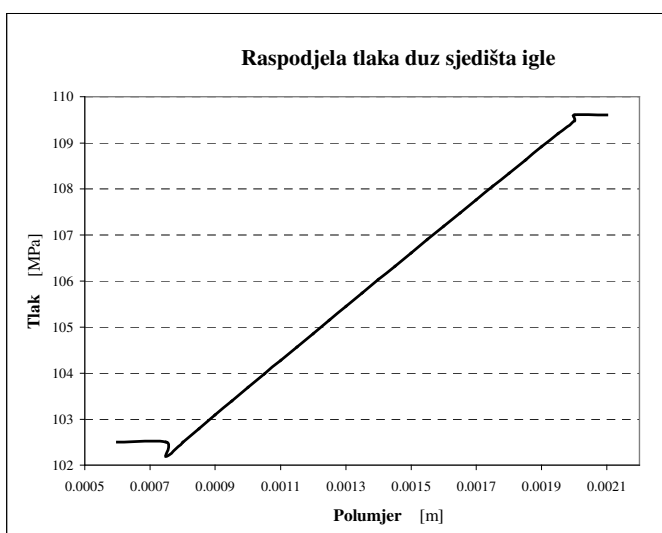
$$p = K(r - r_{dv}) + p_{dv} \quad (6.22.)$$

i zavisnost je radijusa, ulazog tlaka i tlaka u džepnom volumenu.

Dinamički tlak koji u stvarnosti djeluje na podnožje igle ima oblik:

$$p_s = p - \frac{1}{2} \rho v^2 = K(r - r_{dv}) + p_{dv} - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{q_v}{2r\pi h_i \sin \gamma} \right)^2 \quad (6.23.)$$

Ako se prema prethodnoj jednadžbi izradi graf p_s, r (slika 6.10.) vidi se veliko poklapanje sa očekivanim rezultatima.



Slika 6.10.

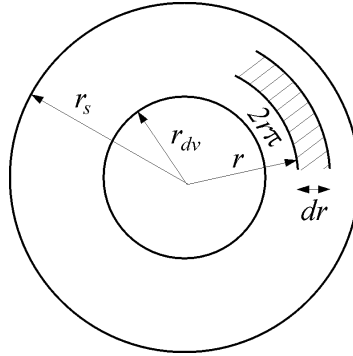
Primjer brizgaljke:

r_s	=	2 [mm]
r_{dv}	=	0.75 [mm]
γ	=	60°
p_{in}	=	0.1096E4 [bar]
p_{dv}	=	0.1025E4 [bar]
q_v	=	0.355E6 [mm ³ /s]
h_i	=	0.466 [mm]
ρ	=	820 [kg/m ³]

Sila na iglu kao rezultantu dinamičkog tlaka u području sjedišta igle je integral:

$$F_s = \int_A p_s A dr . \quad (6.24.)$$

Prema slici:



Slika 6.11. Površina sjedišta igle

$$F_s = \int_{r_{dv}}^{r_s} p_s 2r\pi dr . \quad (6.25.)$$

Uvrštavanjem svih promjenjivih:

$$F_{seat} = \int_{r_{dv}}^{r_s} \left[K(r - r_{dv}) + p_{dv} - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{q_v}{2r\pi h_i \sin \gamma} \right)^2 \right] 2r\pi dr . \quad (6.26.)$$

Izračunavanjem određenog integrala dobiva se izraz za silu kao posljedicu tlaka u području sjedišta igle:

$$F_s = 2\pi \left[\frac{1}{3} K(r_s^3 - r_{dv}^3) + \frac{1}{2} (p_{dv} - Kr_{dv})(r_{dv}^2 - r_s^2) - A \ln \frac{r_s}{r_{dv}} \right] \quad (6.27.)$$

gdje je:

$$A = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{q_v}{2\pi h_i \sin \gamma} \right)^2 . \quad (6.28.)$$

Dobivena je sila F_s kao posljedica djelovanja tlaka u području sjedišta igle.

Ako toj sili pridružimo sile na iglu kao posljedice ulaznog tlaka p_{in} i tlaka u džepnom volumenu p_{dv} , dobit ćemo rezultatnu silu na podnožje igle:

$$F_{in} = p_{in} (A_{out} - A_s) , \quad (6.29.)$$

$$F_{dv} = p_{dv} A_{dv} , \quad (6.30.)$$

$$F = F_{in} + F_s + F_{dv} . \quad (6.31.)$$

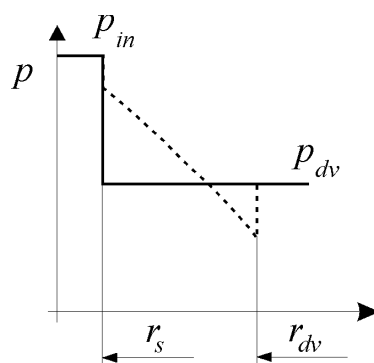
6.1.5. Pregled postojećih rješenja

Proučavajući literaturu, vidljivo je da su različiti autori na različite načine rješavali problem sila na iglu u procesu ubrizgavanja goriva.

Mnogi dijele područje sjedišta igle na područje utjecaja tlaka p_{in} i područje utjecaja tlaka p_{dv} i tako izbjegavaju proračun tlaka u području sjedišta igle. Tu se javlja potreba za određivanjem pozicije te granice. Za to postoje različiti algoritmi.

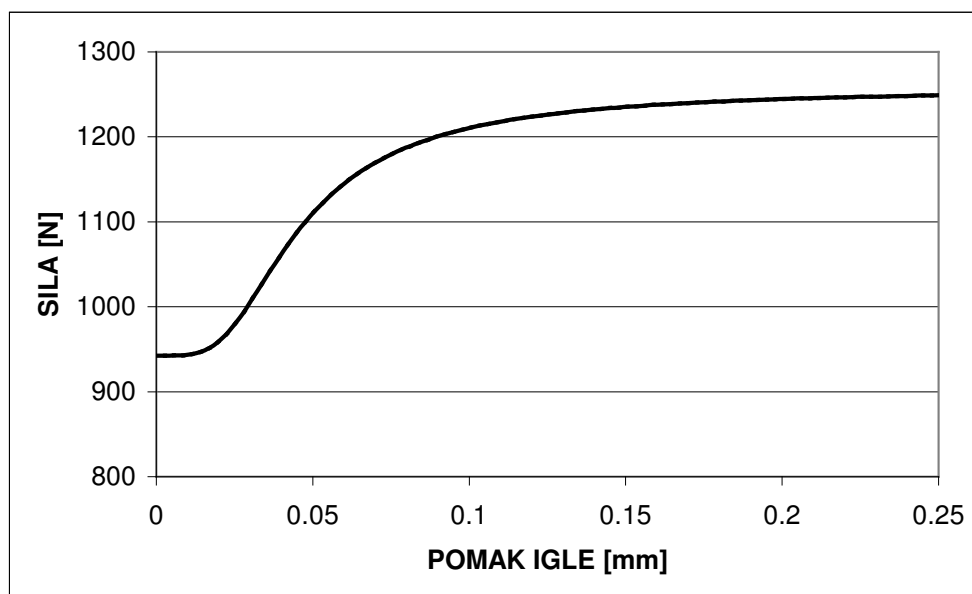
Neki od autora tu granicu postavljaju na prijelazu između ulazne komore i područja sjedišta igle, a neki na prijelazu između područja sjedišta igle na džepni volumen. Pokazalo se da ovo drugo rješenje daje daleko bolje i u realnosti primjenjivije rezultate.

Tada je moguće raspodjelu tlaka ispod igle pojednostaviti kao na slici 6.12., dok je stvarna raspodjela prikazana crtkano, a što je i prikazano u prethodnom poglavlju.



Slika 6.12. ^[25] Pojednostavljena raspodjela tlakova u području sjedišta igle

Ako prema tome modelu napravimo algoritam i program za simulaciju, dobivamo sljedeće rezultate (slika 6.13.).



Slika 6.13. Hidraulička sila na iglu

Vidljivo je da ti rezultati ne odstupaju značajno od očekivanih spomenutih na početku ovog izlaganja. U stvarnosti rezultati testiranja pokazuju da kao posljedica velikih brzina gibajućih dijelova sila na iglu je povezana s vibracijskim karakteristikama veze igle s ležištem. U stvari, opruga je samo djelomično pritisnuta pomakom igle i zbog toga stvarna krutost je veća nego ona koju mi uzimamo u obzir. Pretpostavljanje raspodjele tlaka na ovaj način umanjuje negativnosti ove pojave i dovodi do zadovoljavajućih rezultata i mnogi autori je koriste.

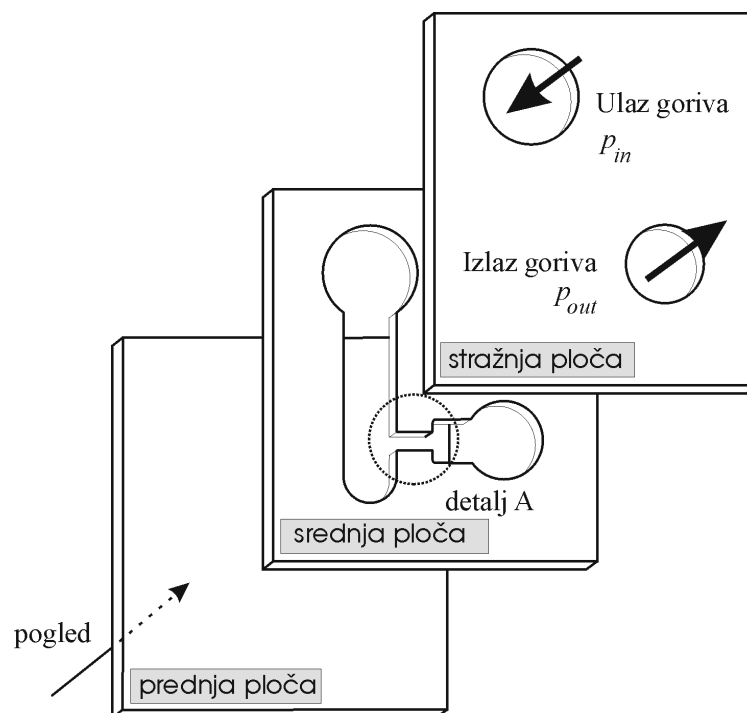
6.2. POJAVA KAVITACIJE U PODRUČJU SAPNICE

U osnovi, kavitacija je isparavanje tekućine uzrokovano opadajućim tlakom. Javlja se u obliku implozije isparenih mjehurića. Ako govorimo o utjecajima na proces kavitacije, možemo ih podijeliti na: uvjete protoka, geometriju sapnica i svojstva fluida. Čak i kod dobro konstruiranih sustava, kavitacija se može pojaviti ako se npr. kontrolni ili ispušni ventili naglo otvore. Postoje dva osnovna mehanizma koji uzrokuju kavitaciju kod sustava za ubrizgavanje goriva: kavitacija uzrokovana dinamikom fluida i kavitacija uzrokovana geometrijom sustava.

Kavitacija uzrokovana dinamikom fluida može se javiti u nestacionarnom strujanju i obično je izazvana udarnim valovima ili pokretanjem ventila unutar sustava. Nagli pad tlaka obično dovodi na pojedinim lokacijama sustava do pojave tlaka isparavanja. Kavitacija će početi u obliku malih mjehurića isparenoga goriva i neotopljenog zraka što dovodi do pjenjenja goriva u tom području. Ako je kavitacija jača, neki od mjehurića će se stopiti u “džepove” plina.

Kavitacija uzrokovana geometrijom sustava može se pojaviti i kod nestacionarnih i kod stacionarnih strujanja. Različiti autori vjeruju da je inicirana lokalno visokim brzinama unutar odvojenih rubnih slojeva strujanja fluida. Odvojeni rubni slojevi mogu postojati sa ili bez kavitacije i javljaju se nizvodno od naglih promjena u pravcu strujanja i u poprečnom presjeku strujanja. Oni stvaraju područje visokih vrtložnih struja. Te velike brzine rezultiraju u dovoljno velikom padu lokalnog tlaka što dovodi do pojave stvaranja kavitacijskih mjehurića. Mjehurići mogu kolabirati odmah na mjestu nastanka ili mogu putovati zajedno s gorivom dok ne dođu u područje viših tlakova gdje kolabiraju i opet se uspostavlja jednofazno strujanje.

U AVL-u Graz je izveden pokus kojim je pokazana i prepoznata pojava kavitacije unutar sapnica brizgaljke. S ciljem da se postigne geometrijski i dinamički istovjetna situacija kao u stvarnom sustavu, napravljen je model kao na slici 6.14.

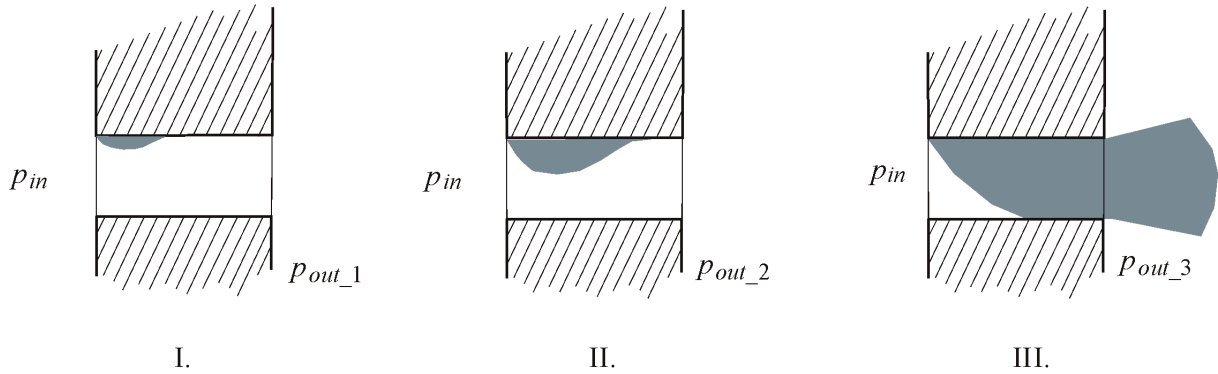


Slika 6.14. Pokusni model za simulaciju rada sapnice

Tri različita prozirna panela koja su stisnuta kao “sendvič” čine osnovi dio pokusa (slika 6.14). Unutar srednje ploče je 2-D model prigušnice kaja predstavlja sapnicu na brizgaljki. Prednja ploča, koja je od stakla, omogućuje nam da promatramo fenomen kavitacije unutar prigušnice. Treća zadnja ploča ima dvije priključne rupe za dovod i odvod goriva. Iako je to 2-D model na njemu je moguće proučiti osnove pojave kavitacije na sapnici.

Za vrijeme pokusa tlak p_{inp} se zadržava stalan dok se tlak p_{out} lagano spušta od početne vrijednosti koja je jednaka p_{inp} pa do $p_{out} \approx 0$. U tom procesu kavitacijski džep se uspostavlja na unutarnjem rubu sapnice. Taj geometrijom uzrokovani kavitacijski džep se polako širi niz sapnicu prema van kako se p_{out} dalje smanjuje.

DETALJ A



Slika 6.15. Prikaz širenja kavitacijsko džepa sa daljim smanjivanjem p_{out}

U međuvremenu se mjeri brzina fluida i ona raste kao što je prikazano na slici 6.16. i odgovara jednadžbi:

$$p_{inp} - p_{out} = \frac{1}{2} \xi \rho v_0^2 \quad (6.32.)$$

gdje koeficijent otpora strujanja ξ ovisi o geometriji, viskozitetu i turbulenciji u nizvodnom području. U trenutku kada kavitacijsko područje dosegne vanjski rub sapnice (III. na slici 6.15.) svako dalje smanjivanje tlaka p_{out} neće dovesti do porasta brzine u mlazu goriva (dijagram slika 6.16.). Jedino je povećanjem p_{inp} moguće povećati brzinu protoka unutar sapnice.

Ta pojava može biti opisana sa sljedećom jednadžbom:

$$p_{inp} - p_{vap} = \frac{1}{2} \xi_{cav} \rho v_0^2 \quad (6.33.)$$

gdje je p_{vap} pritisak isparavanja.

U trenutku kada kavitacijska pojava ispuni cijeli prostor sapnice, obje jednadžbe (6.32.) i (6.33.) su valjane i u tom trenutku imamo:

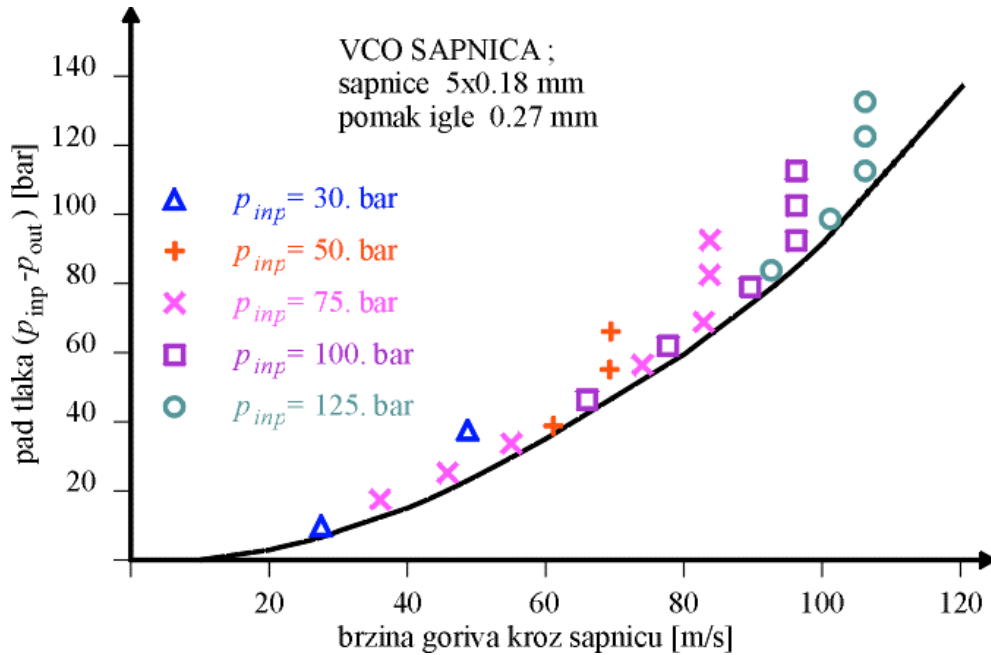
$$\frac{p_{inp} - p_{out}}{p_{inp} - p_{vap}} = \frac{\xi}{\xi_{cav}} = C \quad (6.34.)$$

gdje je C kavitacijski faktor:

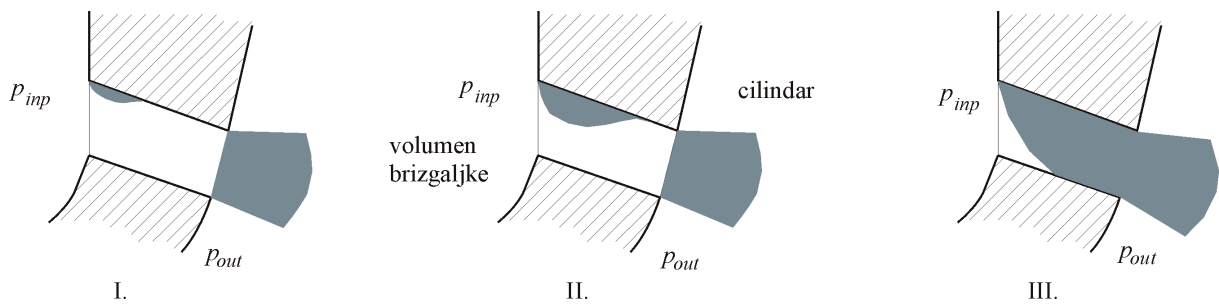
$$C(p_{inp}, p_{out}) = \frac{p_{inp} - p_{out}}{p_{inp}}, \quad (6.35.)$$

a $p_{vap} \approx 0$.

Znajući ξ/ξ_{cav} , možemo predvidjeti početak kavitacije i promjenu režima strujanja.



Slika 6.16. Dijagram odnosa brzine strujanja goriva kroz sapnicu i pada tlaka u sapnici



Slika 6.17. Promjena režima strujanja unutar sapnice

Na slici 6.17. vidimo stvarno stanje s gorivom na ulaznoj strani u sapnicu i plinom na vanjskoj strani sapnice. Ali prema mnogim autorima, početak kavitacije za strujanje goriva u plin ja istovjetan kao i za situaciju s gorivom na vanjskoj strani sapnice. Jednom kada kavitacija počne unutar sapnice, dolazi do malog proširenja mlaza. U trenutku kada kavitacija dosegne vanjski rub sapnice, proširenje mlaza je značajno.

7. PROVJERA MATEMATIČKIH MODELA

U ovom poglavlju su prikazani rezultati dobiveni korištenjem programa HYDSIM. S ciljem vrednovanja pouzdanosti matematičkih modela koji su implementirani u simulacijski program izvršena je usporedba rezultata proračuna s rezultatima mjerenja na dva modela sustava za ubrizgavanje goriva. To su:

- klasični sustav ubrizgavanja goriva tipa visokotlačna pumpa - cjevovod – brizgaljka ,
- i sustava za ubrizgavanje goriva sa zajedničkim volumenom.

7.1. PROVJERA PROGRAMA NA MODELU KLASIČNOG SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

7.1.1. Opis modela sustava za ubrizgavanje goriva (pumpa-cjevovod-brizgaljka)

Skica pumpa-cjevovod-brizgaljka sustava za ubrizgavanje goriva je prikazana na slici 7.1.

Gorivo pod tlakom 1,5 - 30 [bar] dolazi kroz dobavni kanal (3) u tlačnu komoru (4) visokotlačne pumpe kada je stap (1) u donjem položaju. Početak tlačenja goriva nastaje kad stap svojim gornjim rubom zatvori odvodni kanal * (3). Svršetak dobave (tlačenja) nastupa kada spiralni kanal na tijelu stapa (2) otvori odvodni kanal. U tom se slučaju tlačna komora pumpe spaja preko vertikalnog kanala kroz središte stapa s prostorom spiralnog kanala, a preko njega, zbog otvaranja odvodnog kanala i sa spremnikom goriva. Kao posljedica toga tlak goriva u komori opada i prestaje proces ubrizgavanja goriva u cilindar.

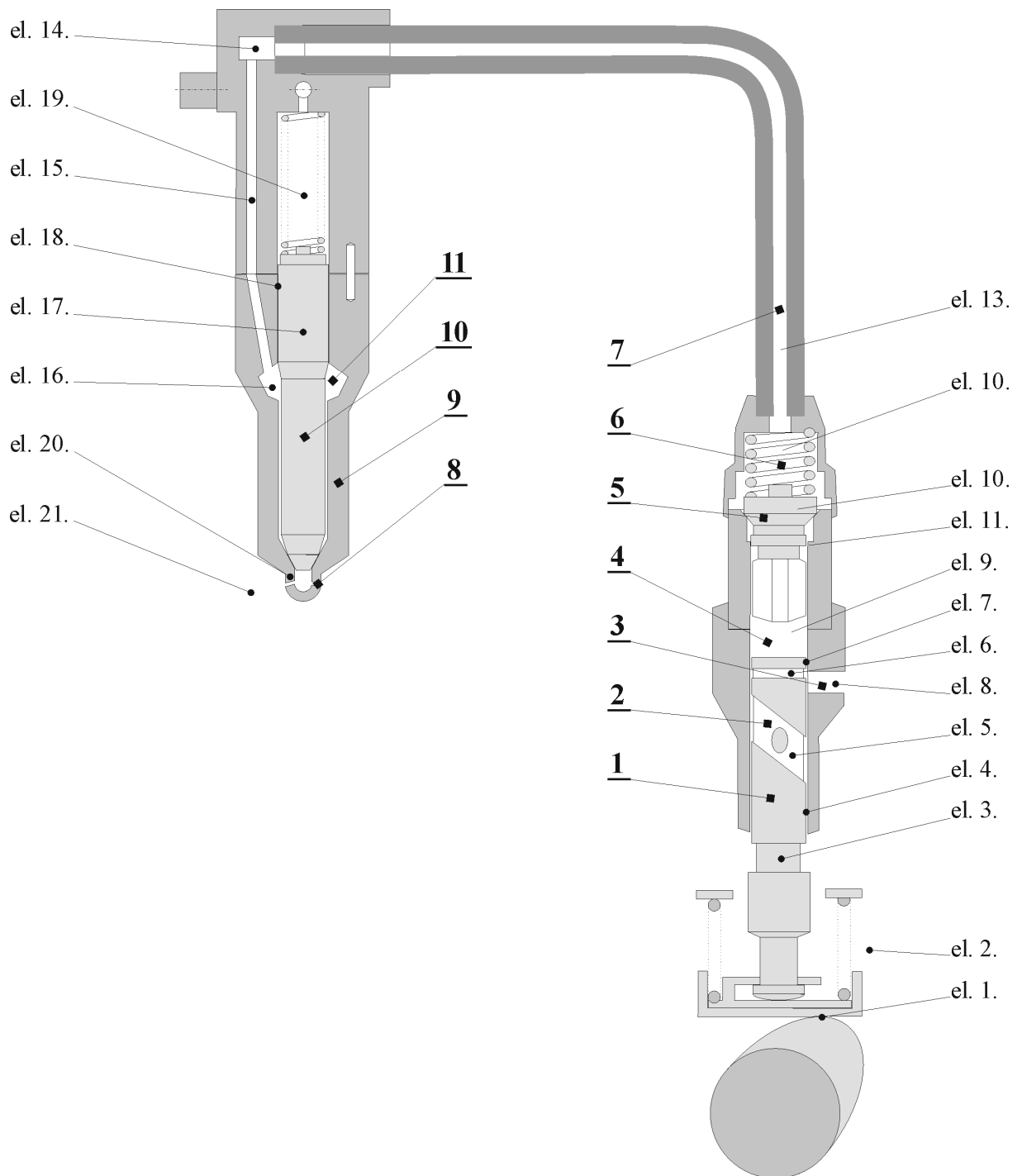
Količina goriva koja se ubrizgava za vrijeme jednog ciklusa je u zavisnosti od opterećenja motora. Upravljački mehanizam prilagođuje tu količinu promjenom kuta zakreta stapa pumpe, a time preko spiralnih kanala i visinu pri kojoj se otvara odvodni kanali iz pumpe.

Kada je gorivo u tlačnoj komori komprimirano, dobavni ventil (5) se pomiče prema otvorenom položaju kao posljedica razlike tlakova unutar tlačne komore i komore ventila (6) na ulazu u visokotlačni cjevovod (7) i na taj način potiskuje gorivo u cjevovod. Dobavni ventil se vraća u prvobitni položaj kada se ciklus ubrizgavanja završi što dovodi do zarobljavanja određene količine goriva u visokotlačnom cjevovodu.

Gorivo se rasprostire kroz visokotlačni cjevovod u obliku udarnog vala. Taj val koji je stvoren u pumpi i širi se duž cjevovoda stiže do brizgaljke (9) s kratkim zakašnjenjem i s djelomično prigušenom amplitudom zbog gubitaka trenja unutar cjevovoda. Dio tog udarnog vala koji je dosegnuo brizgaljku reflektira se nazad prema pumpi, a dio koji preostane, ubrizgava se u komoru za izgaranje kroz sapnice (8). Budući da je vrijeme ubrizgavanja vrlo kratko, pojava povratnih i udarnih valova unutar cjevovoda je vrlo učestala.

Ventil unutar brizgaljke je pokretan preko igle (10) i otvara se i zatvara zavisno o tlaku u području ispod igle (11) koji za podizanje igle treba dosegnuti dovoljnu vrijednost. Tlak otvaranja sapnice je obično najmanje dva puta veći od najvećeg tlaka unutar komore za izgaranje da bi se onemogućilo da plinovi iz komore izgaranja mogu doprijeti u sustav za ubrizgavanje.

* Kod ovog modela visokotlačne pumpe dobavni kanal ima i funkciju odvodnog kanala



Slika 7.1. Skica klasičnog sustava za ubrizgavanje goriva tipa pumpa - cjevovod - brizgaljka

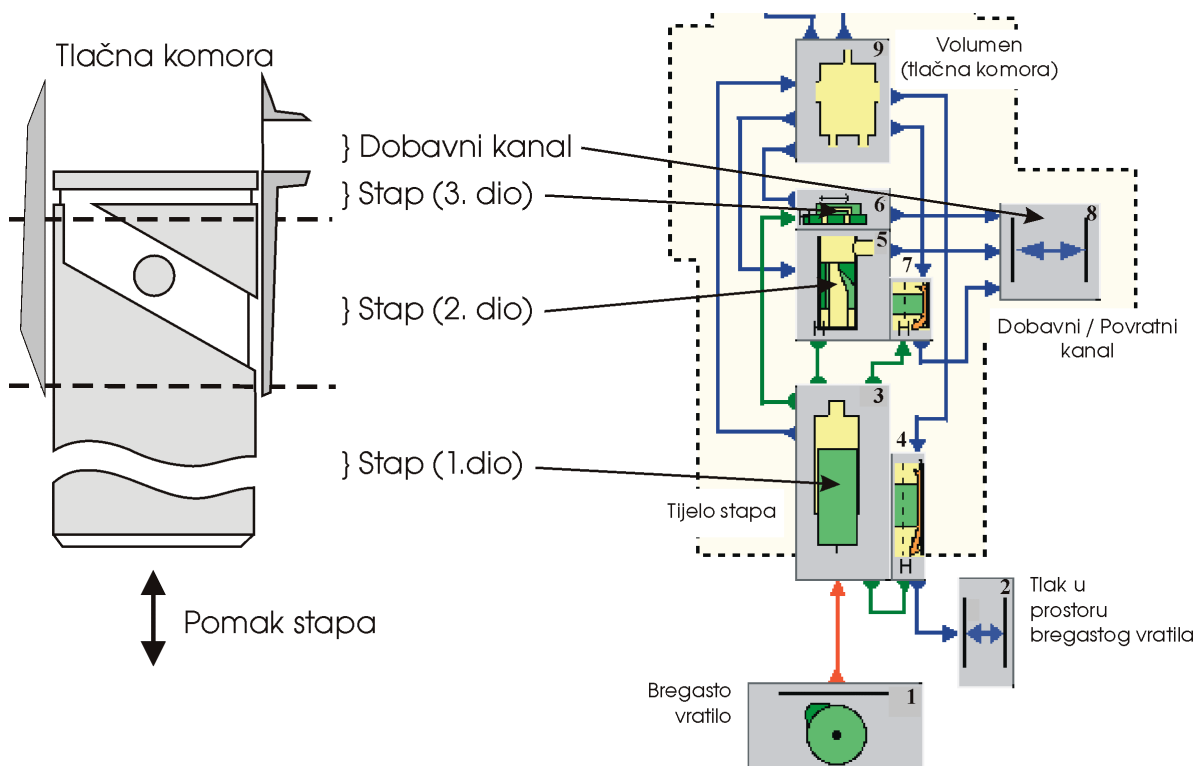
7.1.2. Izrada simulacijskog modela pomoću programa HYDSIM-a

Kao što je vidljivo u Prilogu 1., potrebno je modelirati sustav ubrizgavanja goriva koristeći se hidrauličkim i mehaničkim elementima ponuđenim u paleti elemenata. U ovom poglavlju će biti razložena samo visokotlačna pumpa jer je na njoj simulirano nekoliko kompleksnijih pojava unutar sustava za ubrizgavanje goriva ovog tipa. Ostali elementi su pojedinačno označeni na slici 7.1., a njihov opis u simulacijskom modelu (slika 7.2.) je izvršen na osnovi geometrijskih, masenih i hidrauličkih karakteristika dostupnih iz tehničke dokumentacije sustava.

Visokotlačnu pumpu kao dio sustava za ubrizgavanje goriva možemo podijeliti na dva funkcionalna dijela, i to na stap pumpe zajedno s tlačnom komorom te na jednosmjerni ventil. Za kvalitetan opis model potrebno je dalje razlaganje podsustava na jednostavnije elemente dostupne u programu HYDSIM-a.

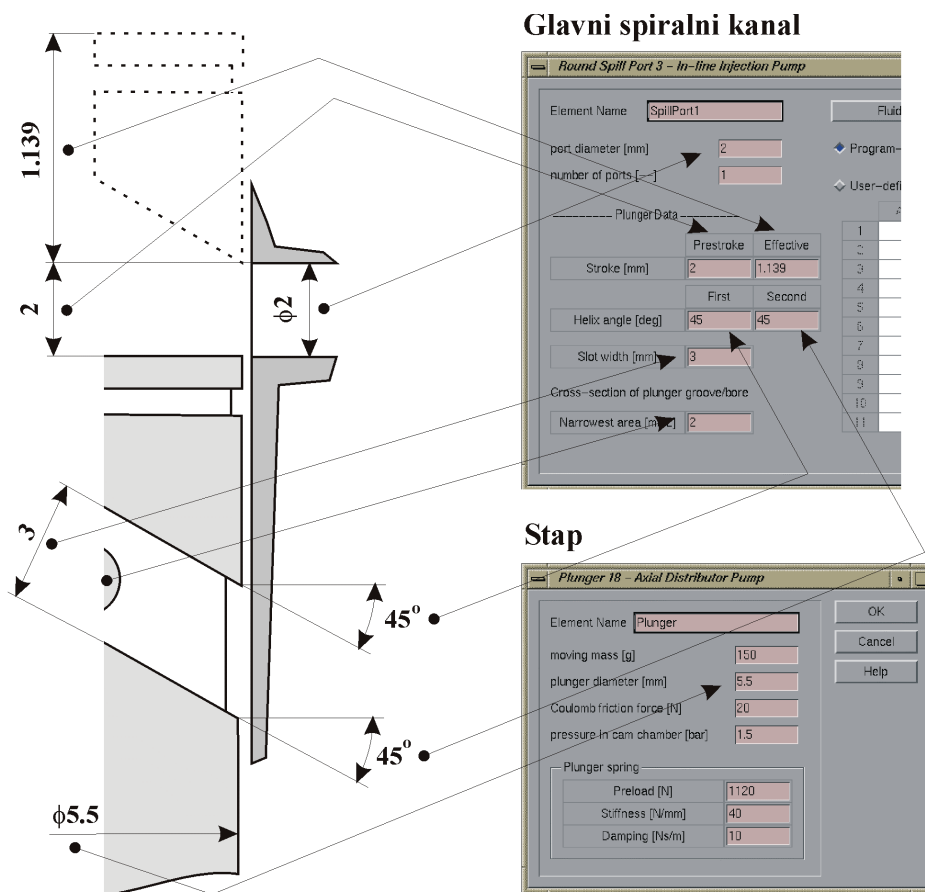
STAP PUMPE ZAJEDNO S TLAČNOM KOMOROM

Stap pumpe je podijeljen u tri osnovne funkcionalne cjeline kao što je vidljivo na slici 7.2. i to na tijelo stapa (el. 3.) koje je preko valjka povezano s bregastim vratilom (el. 1.), na glavni spiralni kanal (el. 5.) koji je sastavni dio stapa, a koji povezuje tlačnu komoru (el. 9.) s povratnim kanalom (el. 8.) te na pomoćni gornji horizontalni kanal na tijelu stapa (el. 6.) s istom osnovnom funkcijom kao glavni spiralni kanal, a koji se izrađuje kod ovakvih sustava s ciljem korekcije rada glavnoga spiralnog kanala. Za bolji opis rada sustava još se uzima u obzir i pojava propuštanja goriva kroz procijep između tijela stapa i kućišta pumpe (el. 4. i el. 7.).



Slika 7.2. Prikaz modeliranja stapa visokotlačne pumpe pomoću programa HYDSIM-a

Na slici 7.3. prikazan je proces unošenja ulaznih podataka za stap i glavni spiralni kanal. Svaki od postojećih ponuđenih elemenata programa HYDSIM-a ima svoj vlastiti prozor za unos ulaznih podataka. Njihovim definiranjem opisujemo realni sustav na što je moguće bolji način, tj. uneseni podaci trebaju biti uneseni na osnovi stvarnih karakteristika pojedinih elemenata sustava. Do pojedinih podataka se dolazi naknadnim mjerenjima ili na osnovu iskustva rada na sličnim problemima.

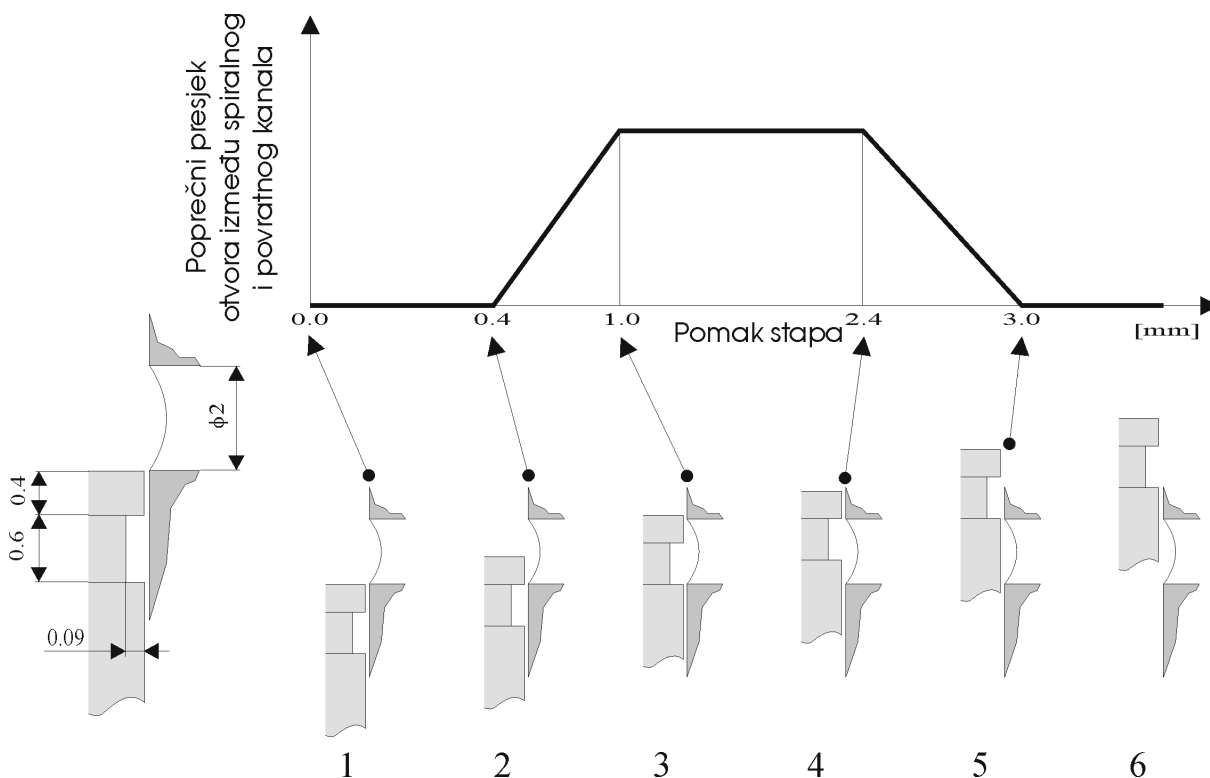


Slika 7.3. Prikaz definiranja ulaznih podataka za stap i glavni spiralni kanal

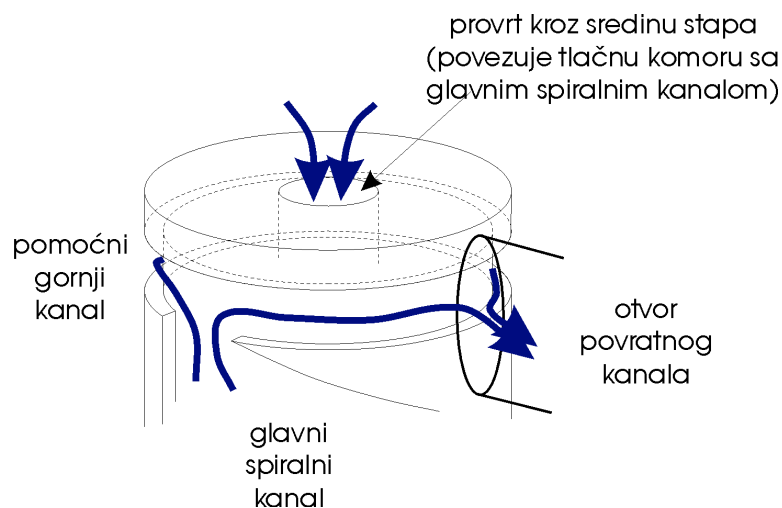
Gornji pomoćni horizontalni kanal na tijelu stapa omogućuje vremensko odlaganje početka ubrizgavanja kod niskih brojeva okretaja motora i to do 3.5 stupnja bregastog vratila u usporedbi sa standardnim stapovima visokotlačnih pumpi. Vremensko odlaganje početka ubrizgavanja kod niskih brojeva okretaja motora omogućuje ubrizgavanje pri višim tlakovima i višim temperaturama u komori za izgaranje, a time se smanjuje kašnjenje paljenja smjese zraka i goriva. Takvim ispravnim sagorijevanjem smjese goriva i zraka u cilindru pri niskom broju okretaja motora onemogućuje se pojava bijelog dima koji je posljedica nedovoljnog isparavanja mlaza goriva (niska temperatura i tlak u cilindru). Ova pojava je detaljnije objašnjena u poglavlju 1.2.1. *Pokretanje*.

Komprimiranje goriva u tlačnoj komori počinje u trenutku kada gornja površina stapa zatvori povratni kanal i onemogućiti direktan prolaz goriva iz područja tlačne komore natrag u spremnik. Gorivu koje je zarobljeno u području tlačne komore u prvoj fazi podizanja stapa (između točaka 2. i 5. na slici 7.4.) još je omogućen izlaz iz komore preko pomoćnog kanala (slika 7.5.). Međutim, kod velikih brzina gibanja stapa (velik broj okretaja motora) gorivo ne

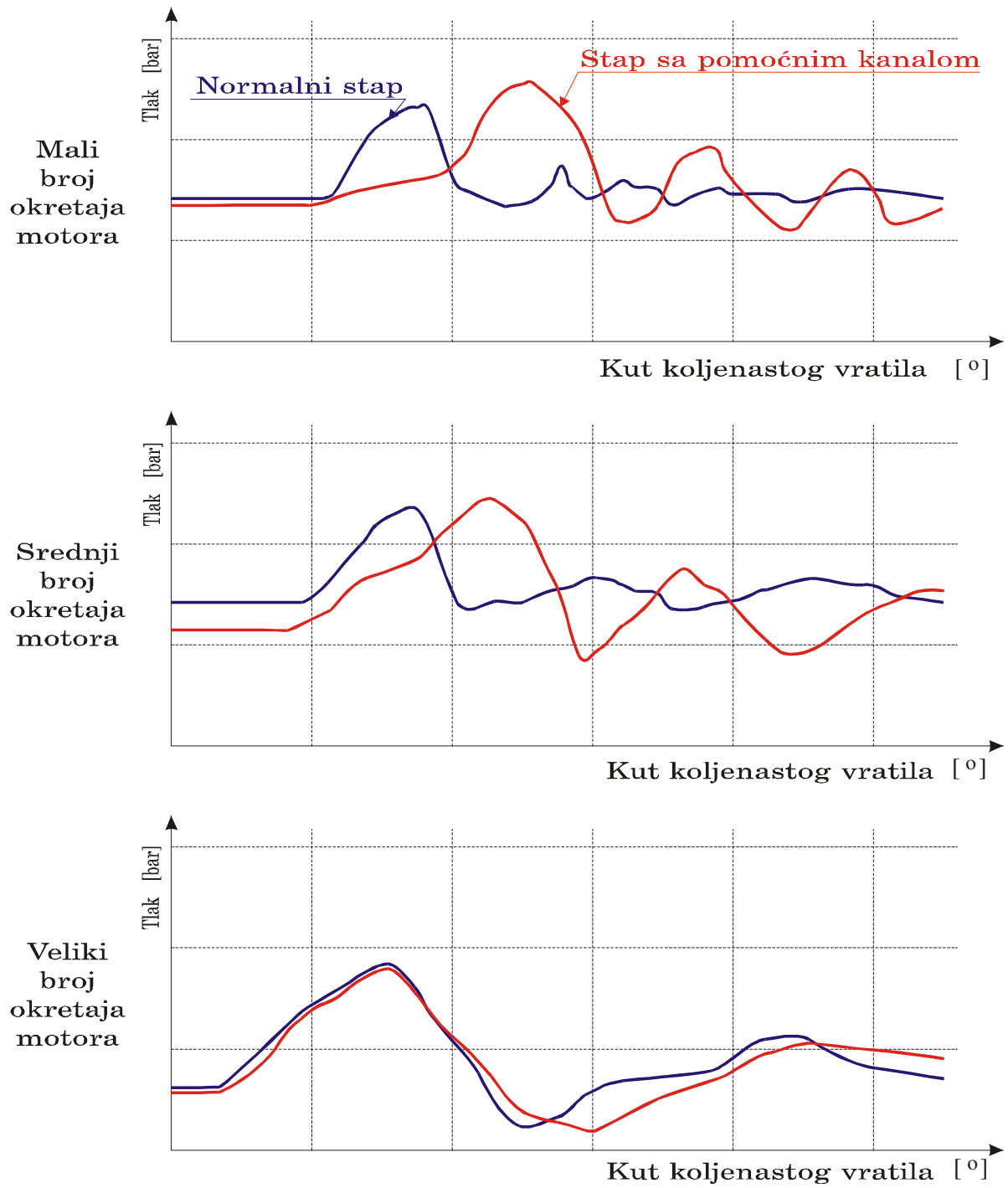
uspjeva proći zbog velike brzine odvijanja procesa otvaranja i zatvaranja prolaza dok je kod niskih brzina gibanja stapa ta pojava omogućena. Zbog toga krivulja tlaka u dobavnoj komori dobiva potpuno novi i bolji oblik u zavisnosti o broju okretaja motora (slika 7.6.).



Slika 7.4. Prikaz gibanja gornjeg kanala na tijelu stapa preko otvora povratnog kanala zajedno s krivuljom promjene poprečnog presjeka otvora (Napomena: između točaka 2. i 3. te 4. i 5. krivulja nije u linearnoj zavisnosti o pomaku stapa već ovisi o geometriji kanala i obično je drugog reda jer je otvor na kućištu pumpe najčešće kružnog oblika)



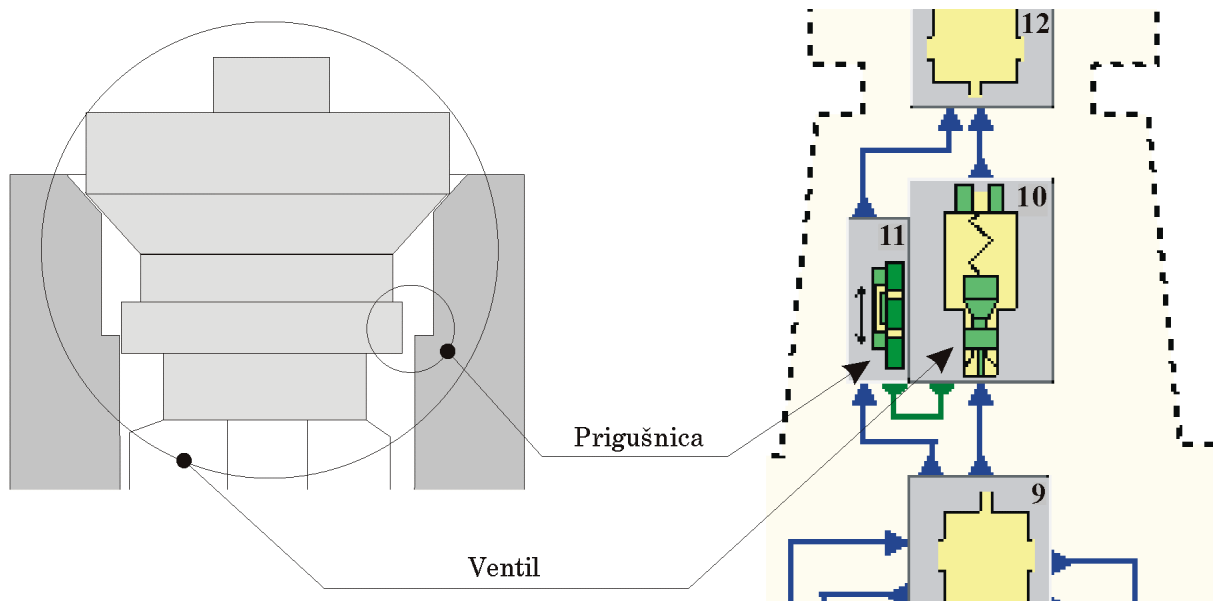
Slika 7.5. Prikaz prolaza goriva iz područja tlačne komore kroz pomoćni spiralni kanal prema otvoru povratnog kanala



Slika 7.6. Skica krivulja tlaka u dobavnoj komori za različite brojeve okretaja motora u zavisnosti o kutu koljenastog vratila

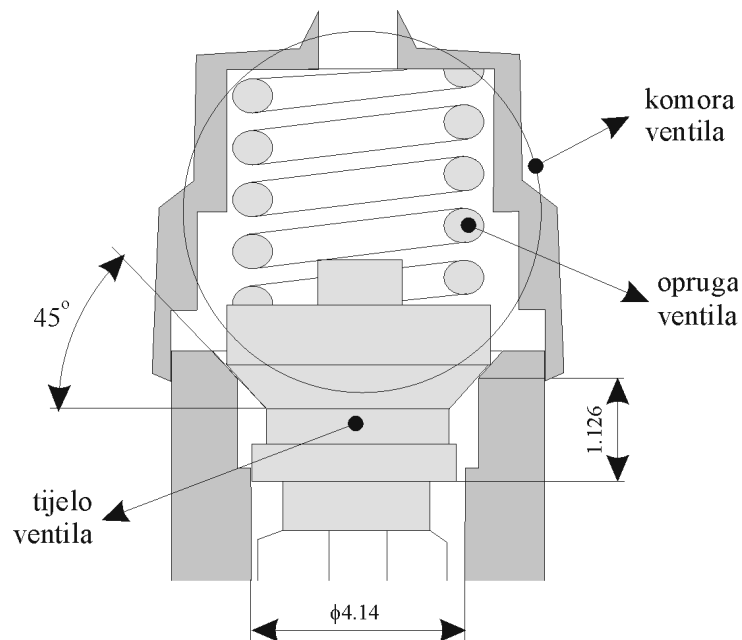
VENTIL

Drugi funkcionalni dio visokotlačne pumpe je jednosmjerni ventil. On je podijeljen na dva dijela, i to, na sam dobavni ventil i na strojno obrađenu površinu tijela ventila koja se ponaša kao prigušnica. Razdioba je prokazana na slici 7.7.



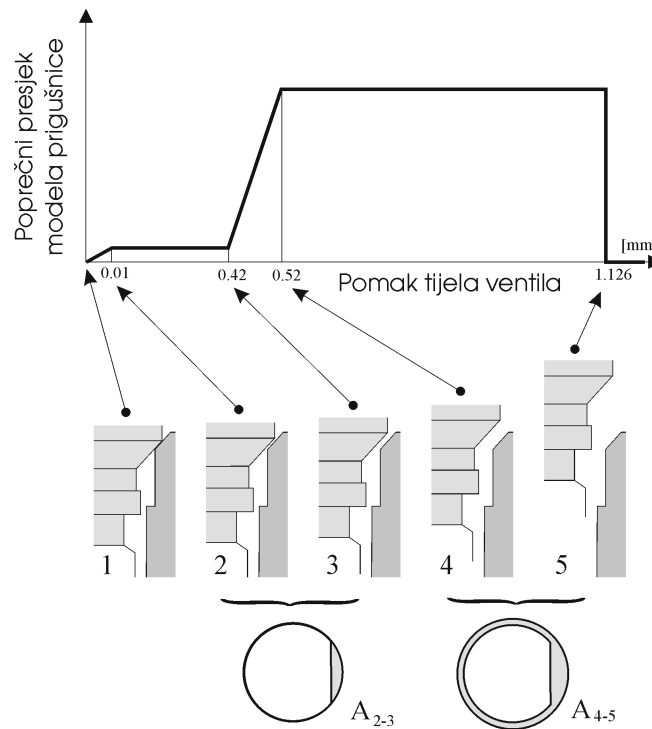
Slika 7.7. Modeliranje dobavnog ventila u programu HYDSIM-a

Ulazni podaci za element dobavni ventil el. 10. su geometrijske karakteristike ventila, masa tijela ventila, karakteristike opruge i dosjeda te hidrauličke karakteristike tijekom goriva kroz ventil. Iz slike 7.8. mogu se vidjeti neke od njih.



Slika 7.8. Neke od geometrijskih karakteristika sklopa dobavnog ventila

Definiranje karakteristike prigušnice u procesu podizanja i spuštanja tijela dobavnog ventila je složen proces i rezultat je geometrije tijela i sjedišta ventila, položaja tijela ventila te hidrauličkih karakteristika protoka goriva kroz ventil. Na slici 7.9. prikazana je zavisnost površine poprečnog presjeka prigušnice o pomaku tijela ventila.



Slika 7.9. Zavisnost poprečnog presjeka prigušnice u zavisnosti o pomaku tijela ventila

Potrebno je uočiti način na koji simulacijski model opisuje stvarni dobavni ventil:

Pomak tijela ventila ≤ 0.0 [mm]

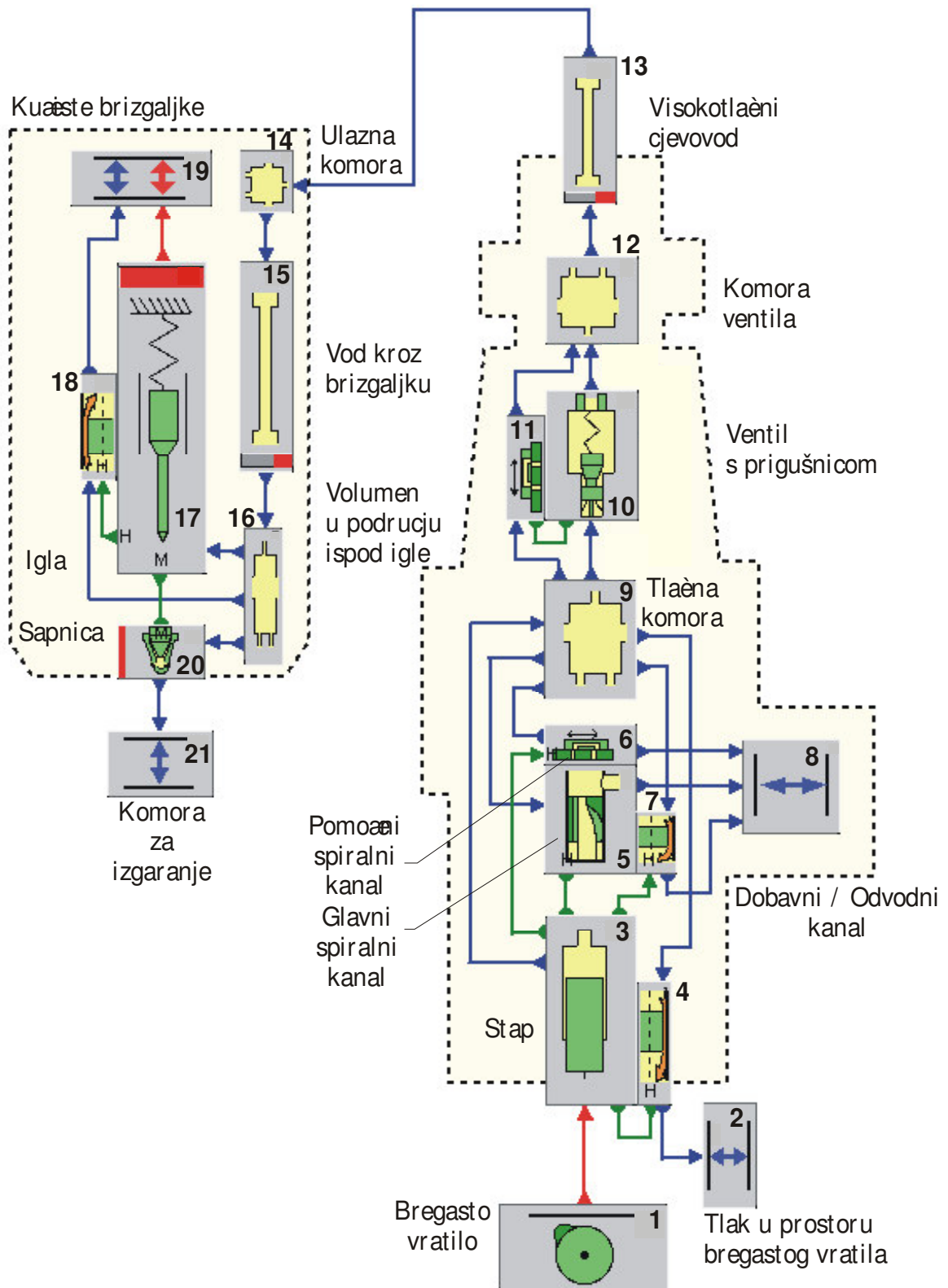
- nema protoka kroz dobavni ventil (el. 10.)
- nema protoka kroz prigušnicu (el. 11.)

Pomak tijela ventila ≤ 1.126 [mm]

- nema protoka kroz dobavni ventil, međutim pomak tijela ventila dovodi do smanjivanja dobavnog volumena i potiskivanja goriva u visokotlačni cjevovod,
- postoji protok kroz prigušnicu u zavisnosti o poprečnom presjeku prigušnice i koeficijentu prigušenja.

Pomak tijela ventila > 1.126 [mm]

- protok kroz obadva elementa u zavisnosti o poprečnim presjecima protoka i koeficijentima prigušenja.



Slika 7.10. HYDSIM model klasičnog sustava ubrizgavanja goriva

7.1.3. Opis metode mjerenja tlaka na ulazu i na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda

Smisao ispitivanja sustava za ubrizgavanje goriva na ispitnom stolu je mogućnost da se iz dobivenih podataka izvrši kontrola mogućih grešaka u sustavu, kvalitetna analiza sustava te na osnovi toga optimiranje. Iako je ispitivanje sustava za ubrizgavanje goriva na ispitnom stolu zahtjevnije i daleko skuplje od korištenja sofisticiranih programa za simuliranje pojava unutar sustava, ono je nužno kako zbog verificiranja rezultata proračuna tako i zbog potrebe za rezultatima na stvarnom modelu koji služe kao osnova za sve buduće pretpostavke i razvoje. Ono se obično vrši na posebnom ispitnom stolu predviđenom za tu namjenu (slika 7. 11.).



Slika 7. 11. Ispitni stol Odjela za razvoj visokotlačnih pumpi firme DENSO^[33]

Razlog odabira posebnoga ispitnog stola za mjerenje u odnosu na mjerenje koje se vrši pri radu cjelokupnog motora je postizanje boljih uvjeta mjerenja bez utjecaja parametara koji se ne mogu držati pod kontrolom pa je time iščitavanje i razumijevanje rezultata daleko jednostavnije jer je broj utjecajnih parametara bitno smanjen.

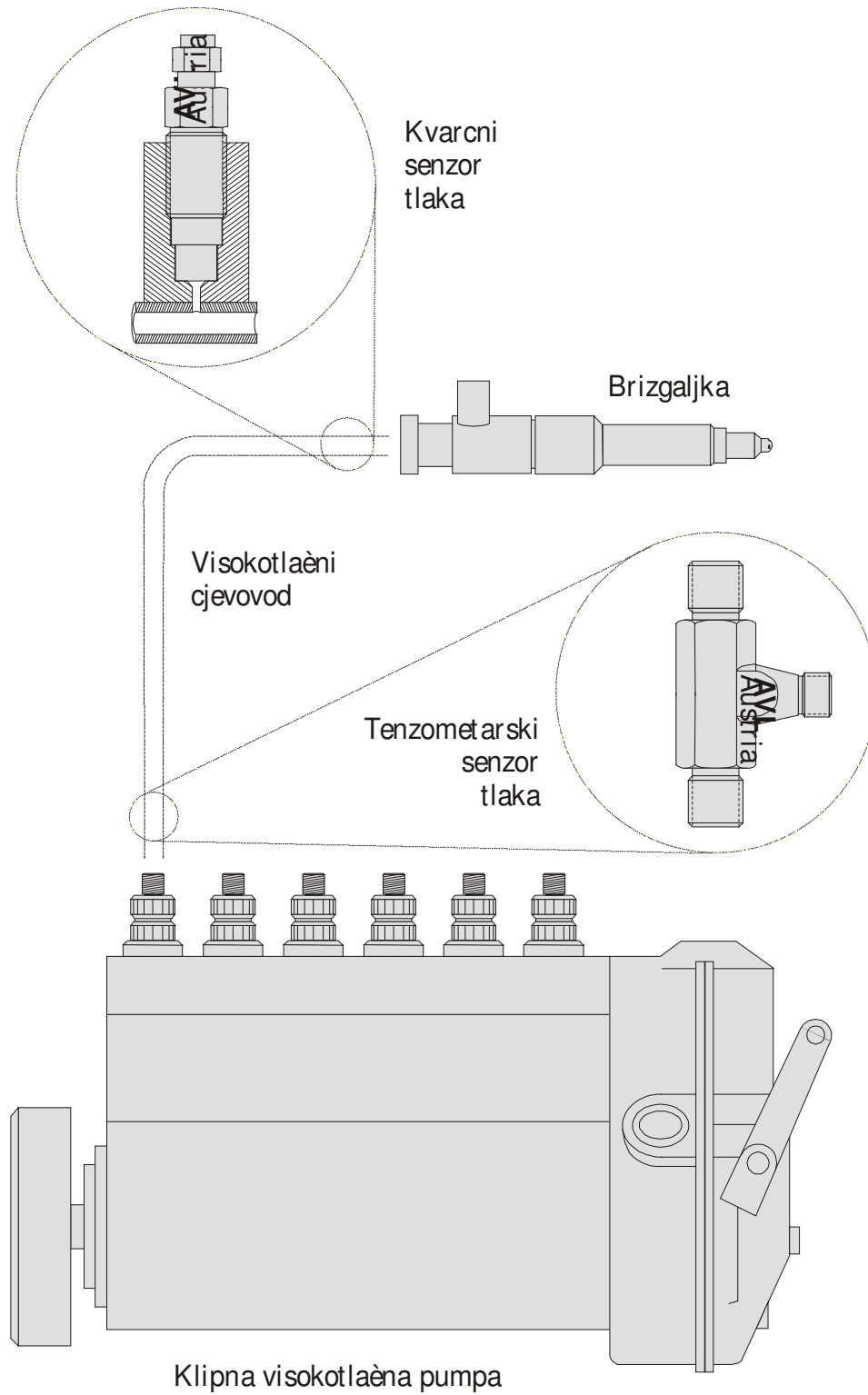
	Ispitni stol za sustav ubrizgavanja goriva	Ispitni stol za kompletan motor
Temperatura	konstantna	promjenjiva
Vibracije	male	velike
Okolina	jednostavna	složena
Pogonsko vratilo	bregasto vratilo	koljenasto vratilo

Tablica 7.1. Usporedba uvjeta mjerenja na ispitnom stolu za sustav ubrizgavanje goriva te ispitnom stolu za kompletan motor

S T A N D A R D N O	M J E R E N J E	Tlak goriva	<ul style="list-style-type: none"> - u tlačnoj komori pumpe, - na ulazu u visokotlačni cjevovod, - na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda, - u džepnom volumenu ispod igle, - u području sjedišta igle, - u dobavnom sustavu goriva.
		Protok goriva	
		Pomak igle	
M O G U Ć E	I Z M J E R I T I	Kut bregastog vratila	- analiza torzionih vibracija.
		Profil bregastog vratila	- ispitivanje krutosti bregastog vratila.
		Sile	<ul style="list-style-type: none"> - na klackalici, - na mjestu kontakta bregastog vratila s valjkom.
		Momenti	<ul style="list-style-type: none"> - glavni moment za ispitivanje korisnosti sustava, - oblik krivulje momenta u zavisnosti o kutu bregastog vratila.

Tablica 7.2. Parametri koji se mjere na ispitnom stolu

Na našem modelu je vršeno mjerenje tlaka na ulazu i na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda kao što se može vidjeti shematizirano na slici 7.12. Pri mjerenju tlaka na ulazu u visokotlačni cjevovod korišten je tenzometarski senzor tlaka 31DP 100 E-4.0, dok je na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda korišten kvarcni senzor tlaka 6 QP500 (koji se inače proizvode u tvrtki AVL Graz). Njihovo mjerno mjesto u sustavu je uvjetovano njihovim mogućnostima i potrebom za dodatnom prilagodbom i cijenom. Prednost kvarcnih senzora je njihova velika rezolucija u vremenskoj domeni, dok kod tenzometarskih senzora ne postoji dodatni zatvoreni volumen u sustavu a kao izlaz se dobiva apsolutni tlak.



Slika 7.12. Uobičajeni smještaj senzora tlaka kod mjerenja tlaka na ulazu i na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda

7.1.4. Usporedba rezultata mjerenja i rezultata proračuna na modelu

Pozornost u poglavlju 7.1. je posvećena usporedbi rezultata mjerenja i rezultata proračuna tlaka u pojedinim točkama sustava dok se u poglavlju 7.2. vrši usporedba mjerenja i proračuna protoka. Budući da se radi o dvije najvažnije karakteristike koje opisuju dinamiku hidrauličkog sustava htjelo se pokazati da se program za simulaciju hidrauličkih i mehaničkih sustava HYDSIM-a može vrlo dobro nositi s nametnutom mu zadaćom.

Kao što je prikazano u prethodnom poglavlju (slika 7.12.) mjerne točke na sustavu su odabrane na ulazu i na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda što je uobičajeno kod ispitivanja klasičnih sustava za ubrizgavanje goriva. Na simulacijskom modelu su uzimane vrijednosti izračunatog tlaka iz elementa dobavne komore (el. 12.) i elementa ulazne komore (el. 14.). Vidljivo je da se položaji mjernih točaka na realnom i simulacijskom modelu ne poklapaju, međutim, iskustvo pokazuje da ta razlika ne uzrokuje velika odstupanja.

Mjerenje je izvršeno za 4 različita broja okretaja koljenastog vratila, ali za konstantnu količinu ubrizganog goriva od $q_v = 20$ [mm³/ciklus]. Konstantna količina ubrizganog goriva i na realnom modelu i na simulacijskom modelu je postignuta kutnim zakretanjem stapa visokotlačne pumpe čime se mijenja odnos između spiralnog kanala na tijelu stapa i odvodnog kanala, a time i pozicija na kojoj se otvara odvodni kanal i prestaje komprimiranje goriva u tlačnoj komori.

4 različita broja okretaja na kojima je izvršeno mjerenje i simulacija su:

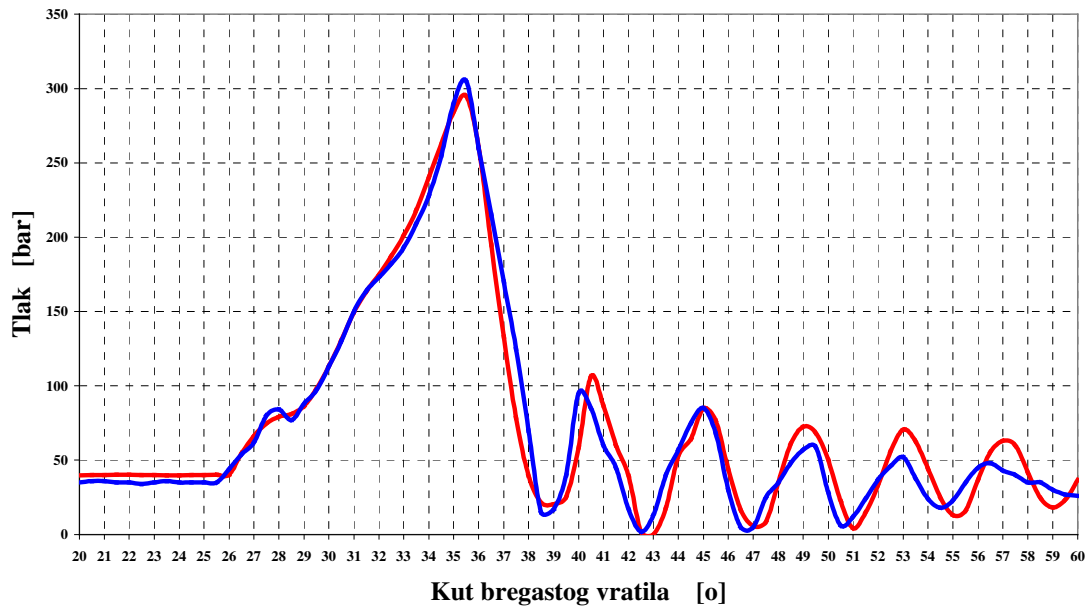
- * broj okretaja koljenastog vratila $n = 1000$ [okr/min] (slika 7.13. i slika 7.14.)
- * broj okretaja koljenastog vratila $n = 2000$ [okr/min] (slika 7.15. i slika 7.16.)
- * broj okretaja koljenastog vratila $n = 3000$ [okr/min] (slika 7.17. i slika 7.18.)
- * broj okretaja koljenastog vratila $n = 3600$ [okr/min] (slika 7.19. i slika 7.20.)

Svi ostali parametri se drže konstantni.

Rezultati su obrađeni korištenjem programa Microsoft Excel, a grafovi su dobiveni provlačenjem glatkih krivulja kroz mjerne točke.

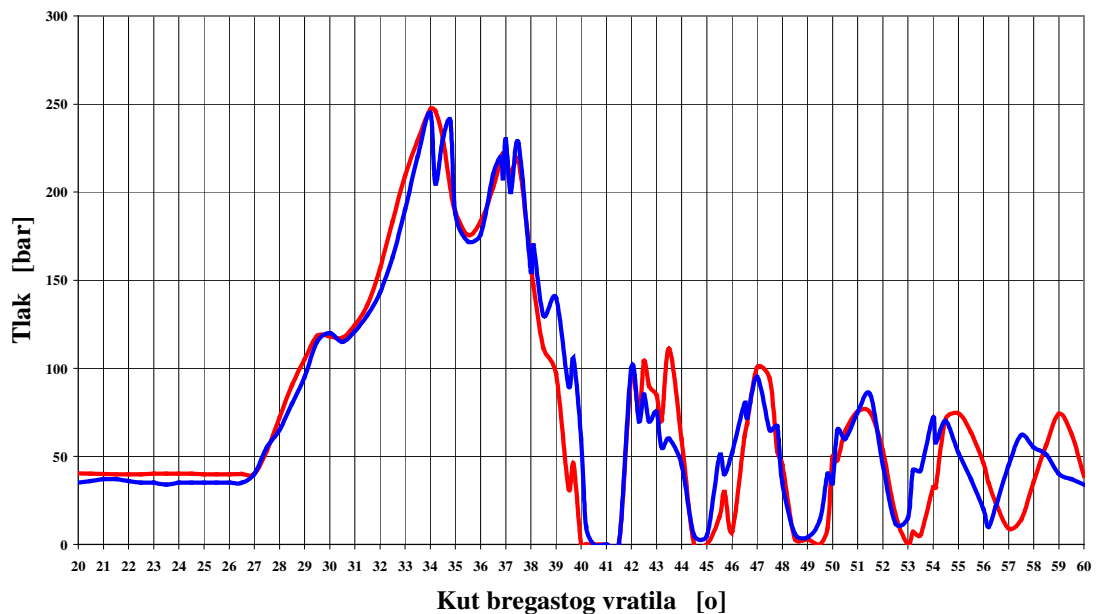
Odmah je uočljivo vrlo dobro poklapanje rezultata proračuna programom HYDSIM-a i mjernih rezultata načinjenih u ispitnom laboratoriju matične tvrtke AVL Graz. Ono što je najvažnije sa stajališta kvalitetnoga simulacijskog programa je dobro oponašanje dinamike sustava. Određena odstupanja u iznosu tlaka su razumljiva jer je vrlo teško kvalitetno odrediti sve parametre sustava, a samo mala odstupanja nekih od njih uzrokuju značajne razlike na izlaznim rezultatima.

Početni tlakovi na ulazu i izlazu iz visokotlačnog cjevovoda nisu jednaki okolini jer nakon svakog ciklusa ubrizgavanja određena količina goriva trenutkom zatvaranja dobavnog ventila i brizgaljke biva zarobljena u visokotlačnom cjevovodu i tu ostaje do idućeg ciklusa. Zbog toga je bitno optimirati dobavni volumen na ulazu u visokotlačni cjevovod tako da se širenje udarnih valova u cjevovodu što prije priguši da ne bi došlo do sekundarnoga štetnog podizanja igle i otvaranja sapnica na brizgaljki. Ovaj problem je svojstven jednostavnijim i jeftinijim sustavima za ubrizgavanje goriva koji imaju samo dobavni ventil. Kod boljih i skupljih sustava koriste se razne kombinacije dobavih ventila, ventila konstantnog tlaka i prigušnica da se izbjegne takva pojava.



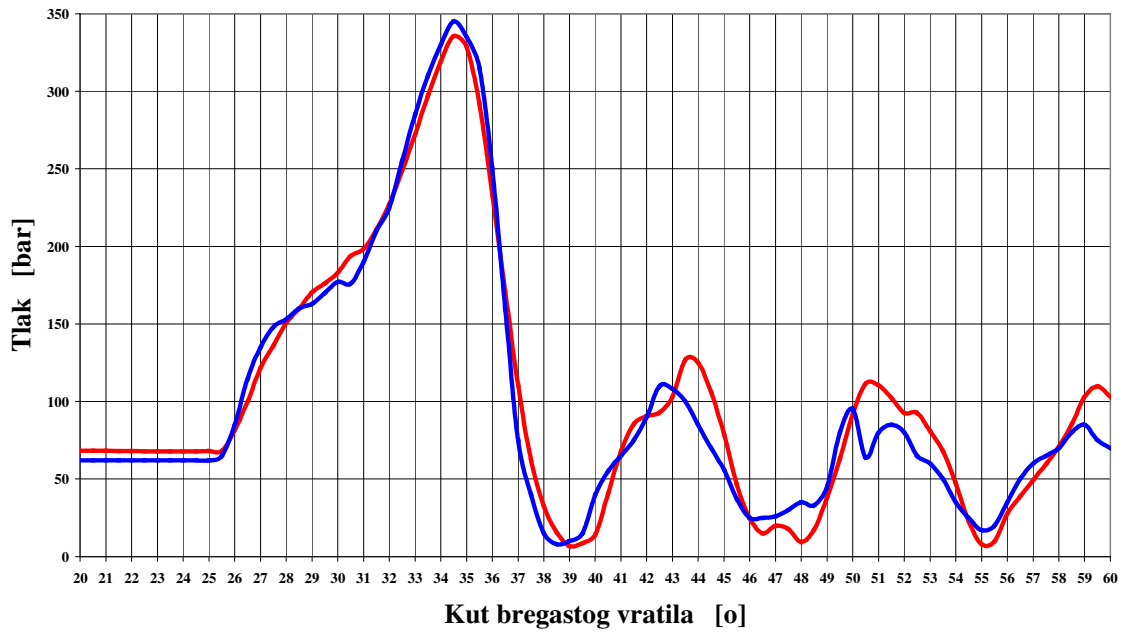
Slika 7.13.

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na ulazu u visokotlačni cjevovod
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 1000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

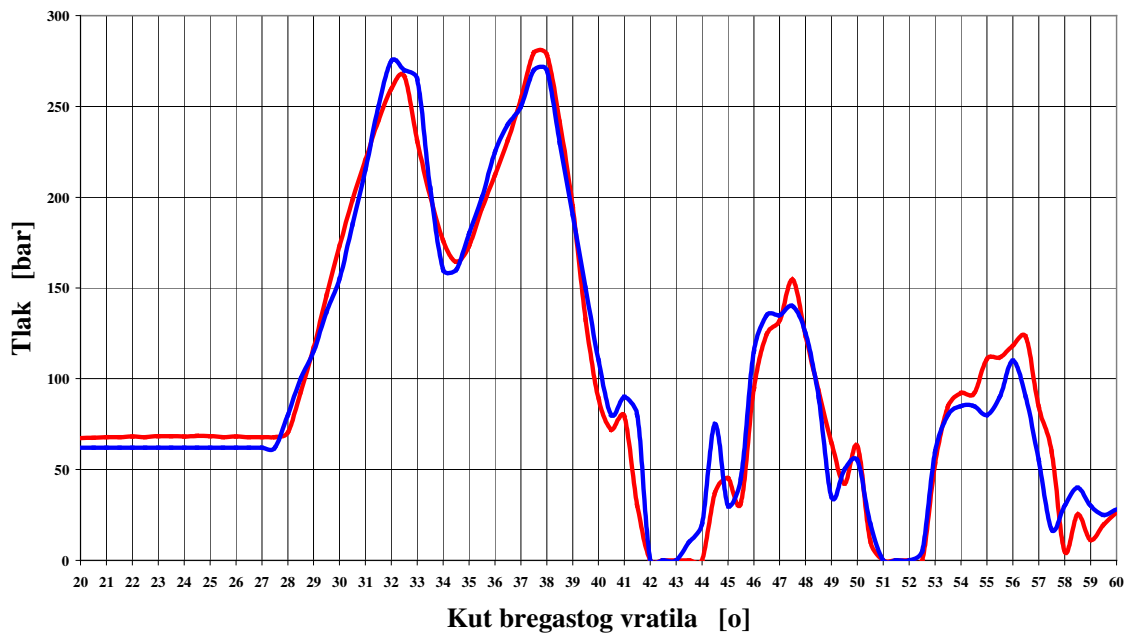


Slika 7.14.

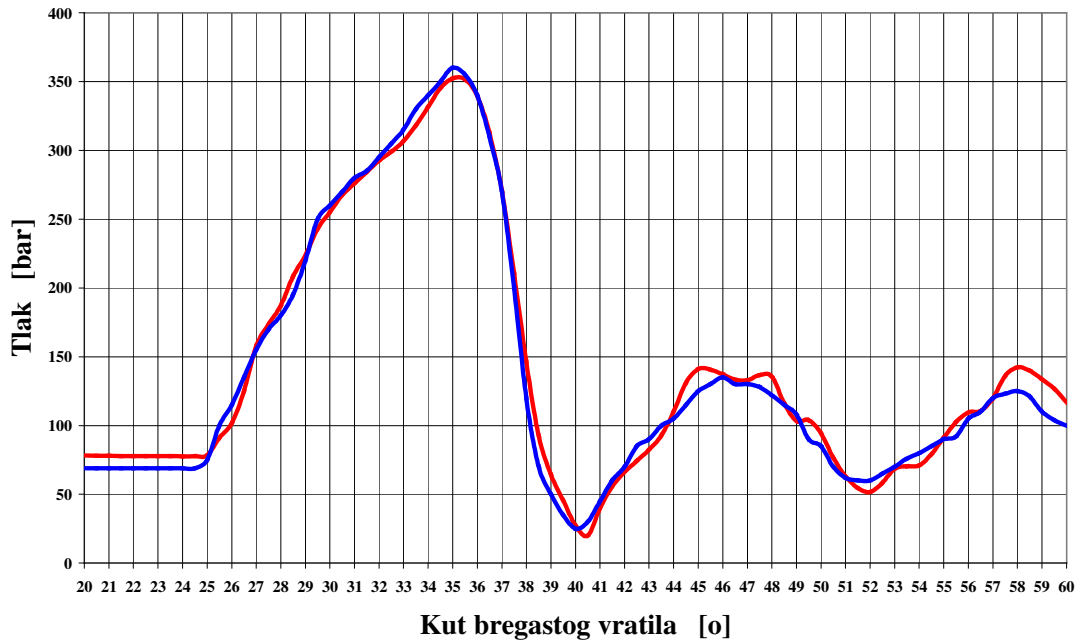
Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 1000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

**Slika 7.15.**

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na ulazu u visokotlačni cjevovod
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 2000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

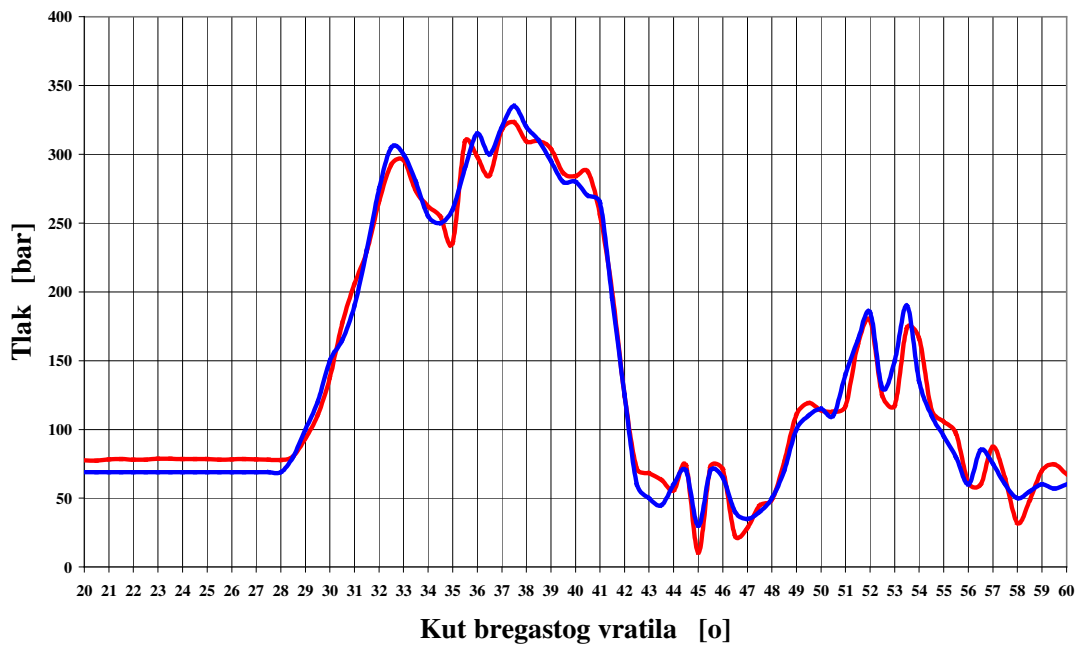
**Slika 7.16.**

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 2000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)



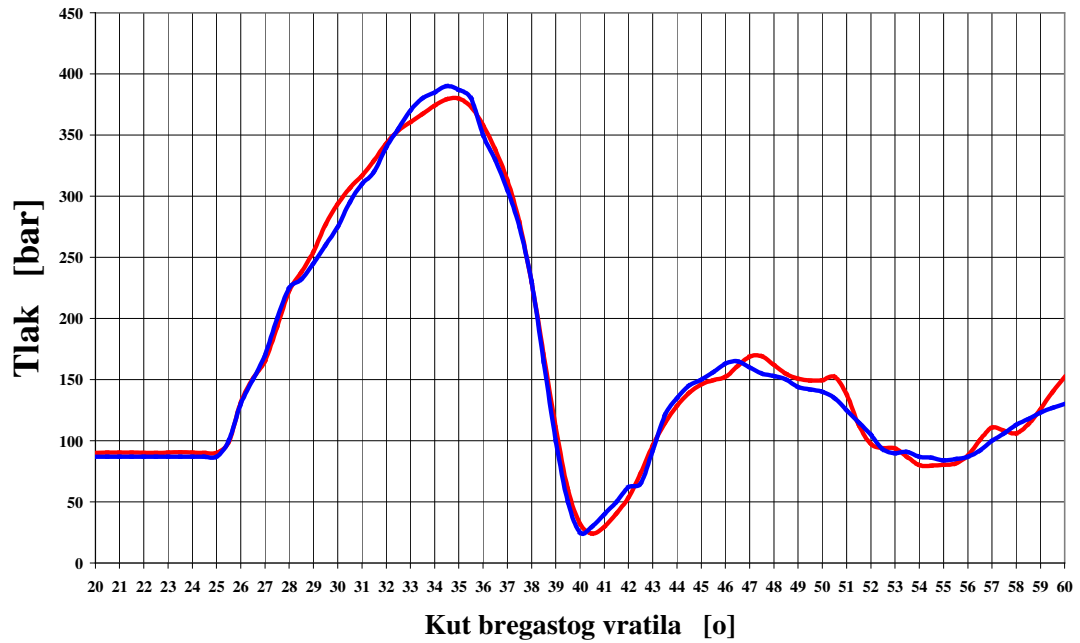
Slika 7.17.

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na ulazu u visokotlačni cjevovod
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 3000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)



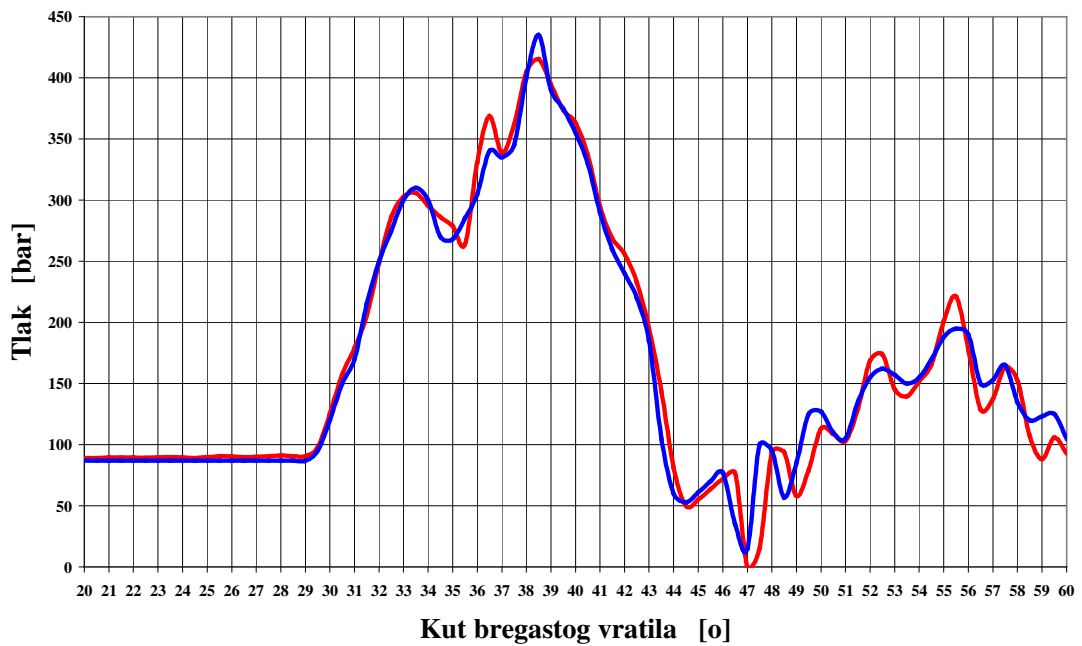
Slika 7.18.

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 3000$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)



Slika 7.19.

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na ulazu u visokotlačni cjevovod
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 3600$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)



Slika 7.20.

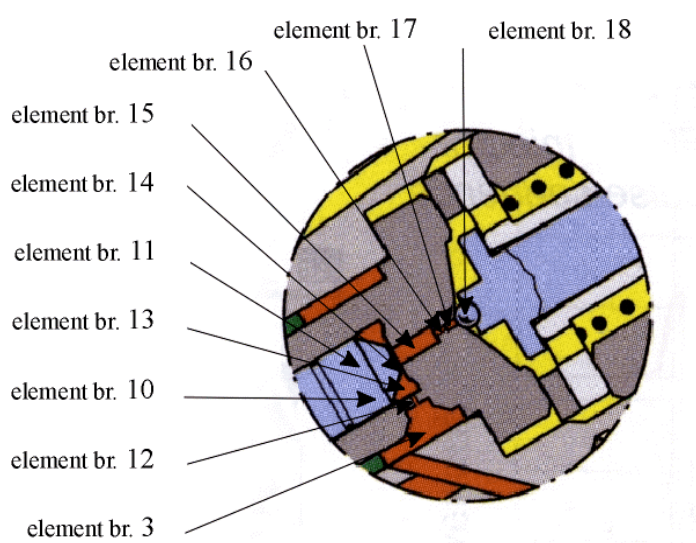
Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
tlaka na izlazu iz visokotlačnog cjevovoda
($Q = 20$ [mm³/taktu] , $n = 3600$ [okr/min])
(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

7.2. PROVJERA PROGRAMA NA MODELU SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA SA ZAJEDNIČKIM VOLUMENOM

7.2.1. Opis modela sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom

Detaljan opis modela nalazi se u poglavlju 2. *Opis sustava za ubrizgavanje goriva sa zajedničkim volumenom.* Ovdje je na slici 7.21. prikazan detalj puta goriva od ulaza u brizgaljku preko

Z-prigušnice, A-prigušnice te magnetnog ventila natrag u povratni vod prema spremniku goriva. Rasčlamba tog dijela sustava na osnovne elemente učinjena je na način koji omogućuje modeliranje pomoću simulacijskog program HYDSIM. Uočljivo je da se modeliraju samo oni elementi koji su bitni za ispravnu funkcionalnost sustava. Elementi su označeni brojevima kojima su označeni i u simulacijskom modelu spremnom za proračun, a koji je vidljiv na slici 7.23.



Slika 7.21. Uvećani detalj BOSCH-ove brizgaljke

PUT GORIVA OD ULAZA U BRIZGALJKU PREMA POVRATNOM VODU	
element br. 3	- volumen na ulazu u brizgaljku
element br. 12	- Z-prigušnica (dobila ime po specifičnom obliku)
element br. 10	- vanjski dio kontrolnog klipa (kontrolni klip je podijeljen na dva dijela koja su jedno kruto tijelo u doticaju su sa dva nezavisna volumena koji su povezani preko uskog prolaza između kontrolnog klipa i sjedišta klipa u gornjem zatvorenom položaju)
element br. 13	- prvi kontrolni volumen
element br. 11	- srednji dio kontrolnog klipa
element br. 14	- prigušnica promjenjivog promjera (jer je prolaz iz prvog kontrolnog volumena prema drugom promjenjivog poprečnog presjeka u zavisnosti o položaju kontrolnog klipa)
element br. 15	- drugi kontrolni volumen
element br. 16	- A-prigušnica (dobila ime po specifičnom obliku)
element br. 17	- volumen ispod kuglice magnetnog ventila
element br. 18	- magnetni ventil (simulira se položaj kuglice i otpori strujanja u vremenskoj domeni ili domeni kuta koljenastog vratila)

7.2.2. Opis metode mjerenja protoka kroz brizgaljku

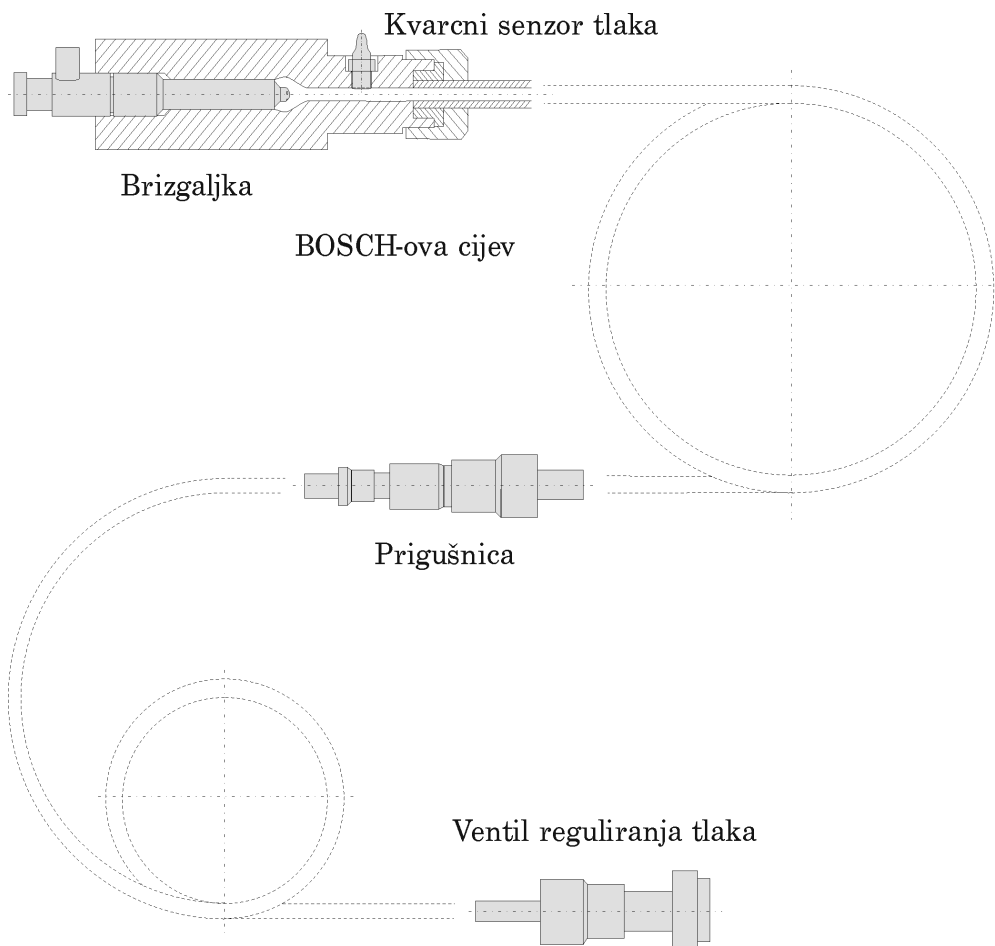
Protok kroz brizgaljku se može mjeriti na dva načina. Direktno mjerenje korištenjem metode mjerenja Boschovom cijevi ili kod brizgaljki s džepnim volumenom, indirektno mjerenje protoka korištenjem mjernih rezultata tlaka u džepnom volumenu. Rezultati mjerenja protoka kroz brizgaljku u ovom radu dobiveni su mjerenjem s Boschovom cijevi. Koristeći informaciju o tlaku koju dobivamo od senzora tlaka (slika 7. 22.) te uvrštavajući tu vrijednost u dvije jednostavne zavisnosti, moguće je izračunati protok kroz cijev.

$$v = \frac{\rho a}{p}$$

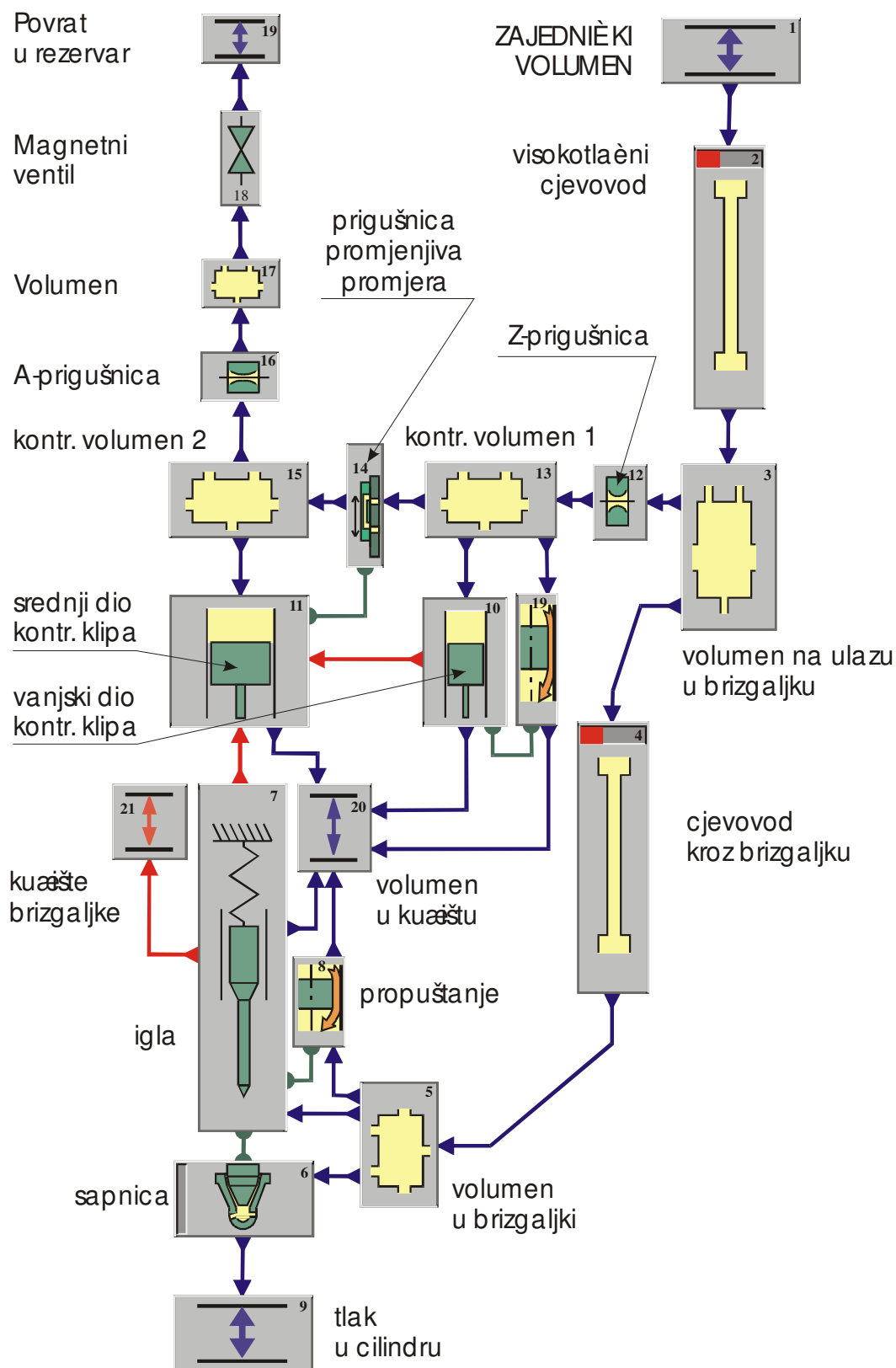
$$q_v = v \frac{D_{in}^2 \pi}{4}$$

gdje su:

- v - brzina goriva unutar Boschove cijevi [m/s],
- ρ - gustoća goriva [kg/m³],
- a - brzina zvuka [m/s],
- p - tlak izmjeren u Boschovoj cijevi [N/m²],
- q_v - traženi protok kroz Boschovu cijev [m³/s],
- D_{in} - unutarnji promjer Boschove cijevi.



Slika 7.22. Mjerenje protoka goriva korištenjem Boschove cijevi



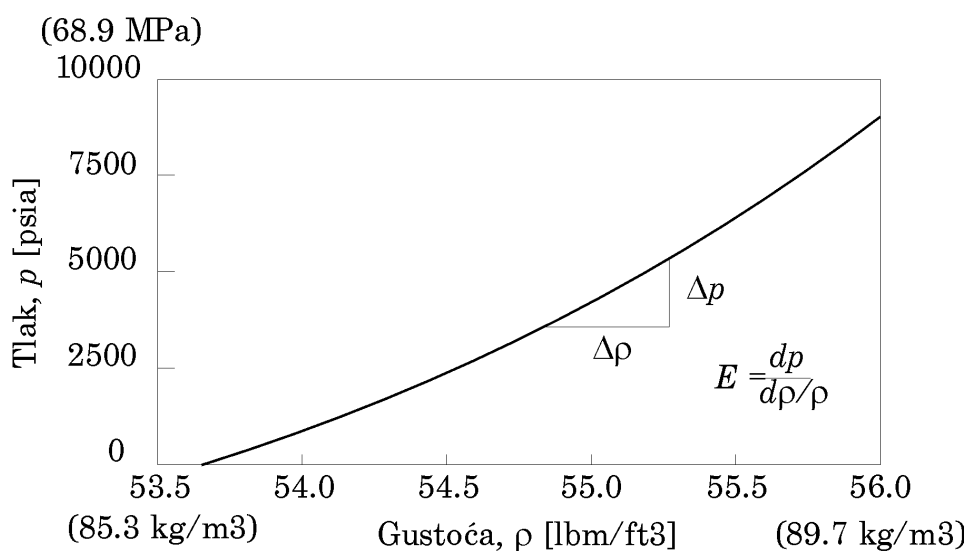
Slika 7.23. HYDSIM model BOSCH brizgaljke

7.2.3. Usporedba rezultata mjerenja i rezultata proračuna na modelu

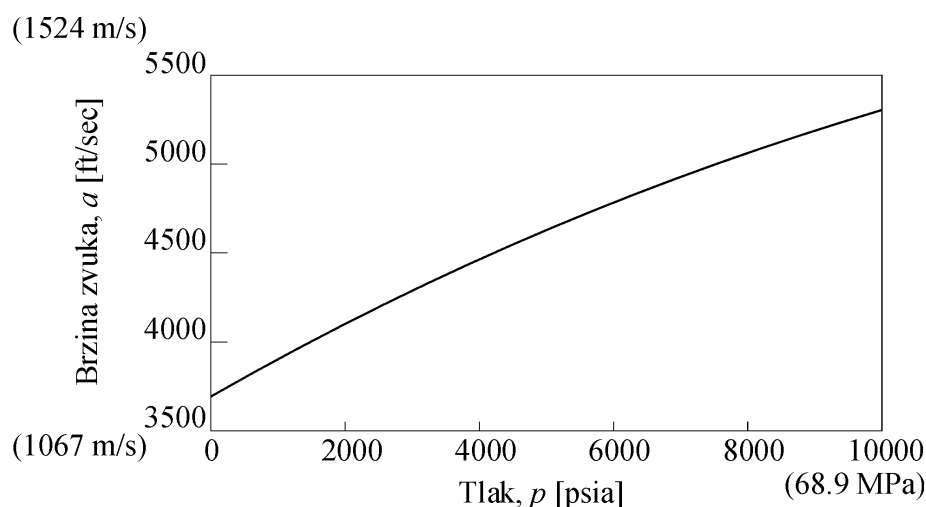
Kao što je vidljivo na slikama 7.26. i 7.27., i pri nazivnom opterećenju i pri punom opterećenju ostvareno je dobro podudaranje između mjernih i računskih rezultata.

Detaljnije proučavanje dobivenih rezultata pokazuje određena odstupanja računskih rezultata od rezultata mjerenja i to u trenutku podizanja igle i otvaranja sapnica te u samom obliku krivulje tijekom procesa ubrizgavanja.

Razloga zbog kojih dolazi do odstupanja kašnjenja otvaranja sapnica za računski model postoji više. Jedan od važnijih je svakako nemogućnost simulacijskog programa da precizno simulira promjenu brzine zvuka unutar cjevovoda pri visokim tlakovima. Ta je pojava posebice naglašena kod sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom kada su tlakovi ubrizgavanja visoki i kada se kao posljedica toga mijenjaju svojstva goriva (modul elastičnosti, gustoća), a s time i brzina rasprostiranja zvuka tj. brzina rasprostiranja udarnog vala između zajedničkog volumena i brizgaljke. Ta pojava promjene svojstava fluida pri višim tlakovima nije zanemariva i može se vidjeti na slici 7.24.



Slika 7.24. Promjena gustoće dizel-goriva u zavisnosti o tlaku



Slika 7.25. Promjena brzine zvuka kroz dizel-gorivo u zavisnosti o tlaku

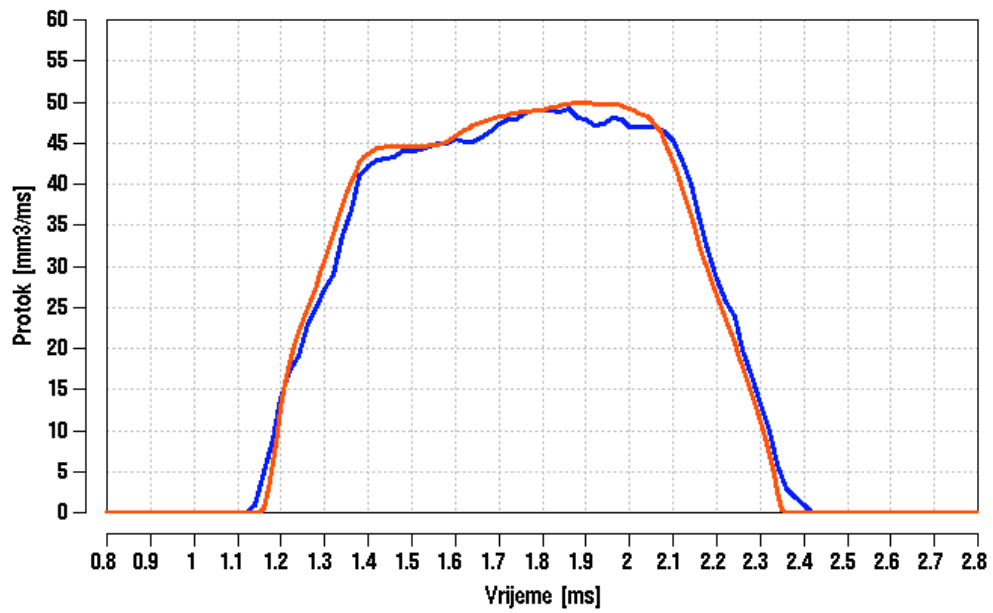
Promjena svojstava fluida s promjenom tlaka u pojedinim komponentama sustava je implementirana u program HYDSIM kroz tablično definiranje lokalnih ili globalnih svojstava fluida u zavisnosti o tlaku. Najčešće su nekorektnosti i nepreciznosti u unešenoj tablici razlog odstupanja računskih rezultata od mjernih. Sljedeći utjecajni faktor je nemogućnosti uzimanja u obzir temperature kao još jedne varijable. Za sada se razlika temperatura između pojedinih elemenata uzima u obzir posebnim definiranjem lokalnih svojstava fluida za taj element.

U budućnosti će korisnik programa biti pošteđen definiranja tablica. Njegov zadatak će biti definiranje vrste goriva, a program će se koristiti svojim bazama podataka sa svojstvima goriva te s njima ulaziti u proračune. Postojat će također i mogućnost definiranja dizel-goriva kao smjese N-dekane + 1-metilnaftalin. Program će se u tom slučaju koristiti programom prof. Ivana Cibulke (Department of Physical Chemistry; Institut of Chemical Technology; Prague; Czech Republic) koji na osnovi kemijskog sastava goriva u zavisnosti o temperaturi i tlaku izračunava svojstva (modul elastičnosti, gustoću, brzinu zvuka, viskozitet, površinsku napetost, termičku vodljivost, ...).

Djelomično odstupanje u samom obliku krivulje u odnosu na mjerne rezultate nije tako značajno jer se na količinu ukupno ubrizganog goriva ta razlika znatno gubi. Posljedica je to vrlo zamršenih procesa međuzavisnosti gotovo svih elemenata sustava i definiranja njihovih mehaničkih i hidrauličkih svojstava.

Na koncu su prikazani rezultati proračuna koji pokazuju zavisnost procesa podizanja igle u brizgaljki o krivulji aktiviranja magnetnog ventila (slika 7.28.) te krivulje koji pokazuju ponašanje tlaka unutar kontrolnih volumena u području iznad i ispod igle (slika 7.29.).

Naravno da je potrebno naglasiti da se pri izradi simulacijskog modela cijelo vrijeme vršila kontrola s mjernim rezultatima poglavito u području definiranja hidrauličkih karakteristika pojedinih komponenata jer su mnoge značajke u izrazitoj ovisnosti o specifičnosti modela i ne mogu se uzimati ni iz kakvih priručnika. Priručnici nam omogućuju da odredimo granice unutar kojih se pojedine karakteristike kreću, iskustvo nam omogućuje da interval, unutar kojeg se one nalaze, smanjimo, a tek na stvarnom modelu potrebno je te karakteristike "iskalibrirati".

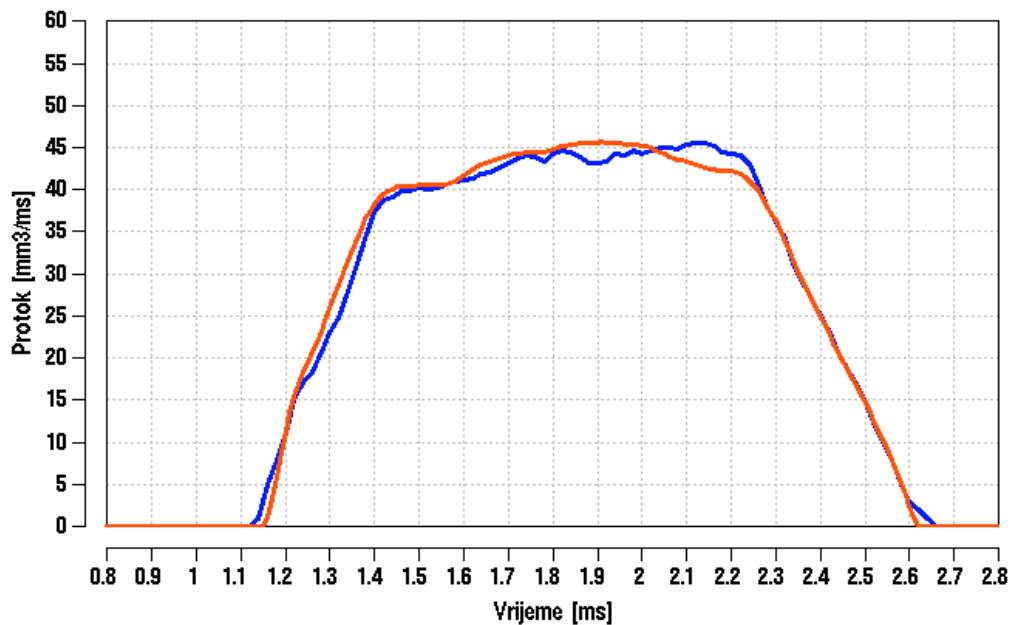


Slika 7.26.

Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
brizgaljke BOSCH HPCR standard

(nazivno opterećenje, $q_v = 45 \text{ [mm}^3\text{]}$, $p_{zv} \approx 1600 \text{ [bar]}$)

(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

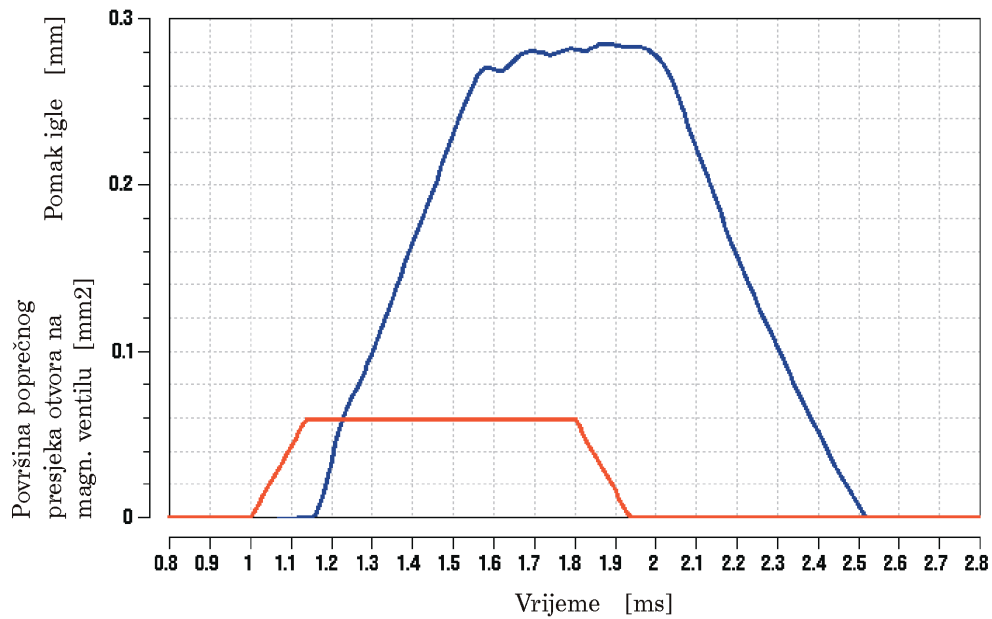


Slika 7.27.

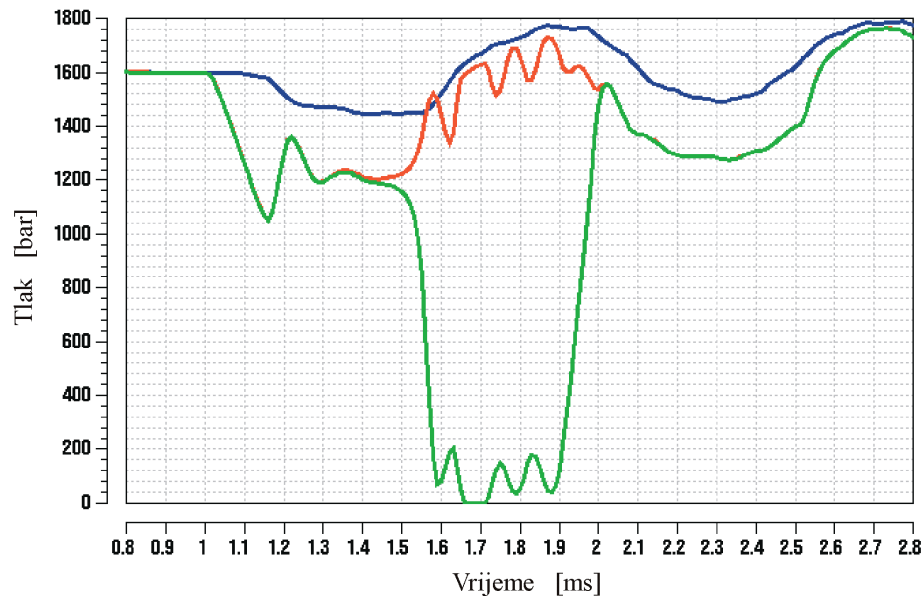
Rezultati mjerenja i rezultati proračuna HYDSIM-om
brizgaljke BOSCH HPCR standard

(puno opterećenje, $q_v = 50 \text{ [mm}^3\text{]}$, $p_{zv} \approx 1350 \text{ [bar]}$)

(— rezultati mjerenja; — rezultati proračuna)

**Slika 7.28.**

Rezultati proračuna HYDSIM-om
pomaka igle u odnosu na poprečni presjek na magnetnom ventilu
(nazivno opterećenje, $Q = 45 \text{ [mm}^3\text{]}$, $p_{zv} \approx 1600 \text{ [bar]}$)
(— pomak igle; — poprečni presjek na magnetnom ventilu)

**Slika 7.29.**

Rezultati proračuna HYDSIM-om
tlakova u kontrolnim volumenima i volumenu brizgaljke
(nazivno opterećenje, $Q = 45 \text{ [mm}^3\text{]}$, $p_{zv} \approx 1600 \text{ [bar]}$)
(— tlak unutar volumna brizgaljke,
— tlak unutar prvoga kontrolnog volumena,
— tlak unutar drugoga kontrolnog volumena).

8. ZAKLJUČAK

Cilj je ovog rada bio na osnovi autorovog iskustva pri projektiranju i analizi sustava za ubrizgavanje goriva formirati nove matematičke modele čija uporaba će imati za posljedicu veću točnost u analizi ponašanja sustava od do sada primjenjivanih modela.

Razvijeni matematički modeli postali su sastavni dio programa AVL HYDSIM koji simulira visokotlačne sustave za ubrizgavanje goriva. Pri tome je:

- napisana i primjenjena u programu programska rutina koja opisuju utjecaj elastičnih stijenki spremnika ili cjevovoda na pojave unutar njih,
- primjenjena pojava promjenjivih svojstava fluida (gustoća, modul elastičnosti i brzina zvuka) u zavisnosti o tlaku što je od velike važnosti kod sustava ubrizgavanja goriva gdje dolazi do velikih skokova tlaka tijekom rada,
- primjenjana pojava kavitacije unutar volumena,
- usavršen model gubitaka zbog trenja strujanja kroz cjevovode,
- razvijen potpuno novi model cjevovoda koji koristi numeričku metodu Godunova,
- usavršen proces izračunavanja sile na iglu brizgaljke kao posljedica strujanja u njezinom podnožju,
- uzeta u obzir pojava kavitacije u području sapnice i prigušnice koristeći se rezultatima mjerenja i teoretskim predznanjem o toj pojavi.

Izvršena je usporedba eksperimentalnih i računskih rezultata gdje je postignuto zadovoljavajuće slaganje.

Ti rezultati kao i korištenje programa u svakodnevnom radu mnogih poznatih proizvođača sustava za ubrizgavanje goriva pokazuju da program može biti vrlo uspješno korišten prilikom razvoja novih i izučavanja postojećih sustava jer omogućuje brzo i jednostavno dobivanje karakteristika sustava nakon svake promjene njegovih parametara ili konstrukcije. On također omogućuje i brže razumijevanje ponašanja cjelokupnog sustava u specifičnim situacijama i bitno skraćuje vrijeme razvoja i optimiranja.

Budući je sam program modularne strukture, omogućen je brz i jednostavan razvoj novih elemenata sustava i njihovo unsavršavanje. Neka od već započetih istraživanja su:

- proračun karakteristika mlaza goriva (kut konusa, duljina prodiranja, veličina kapljica malaza) budući da većinu potrebnih parametara osigurava postojeći program,
- kavitacija unutar cjevovoda,
- smična naprezanja koja uzokuju silu na klip ili vratilo pri njegovom gibanju kroz fluid,
- povezivanje programa HYDSIM sa ostalim komercijalnim programima. (Povezivanje s programom MATLAB omogućit će bolju kontrolu rada upravljačkih elemenata unutar programa.)

Gledano prema naprijed, najbolji način određivanja kojim će smjerom dalje ići HYDSIM su njegovi korisnici koji su u tome i do sada imali aktivnu ulogu, a u budućnosti će ta sprega biti još izraženija jer brzina reakcije na nove smjerove u razvoju sustava za ubrizgavanje goriva i traženje brzih i sigurnih rješenja postaje od presudne važnosti. Sustavi ubrizgavanja goriva pod stalnim tlakom, visokotlačni cjevovodi izrađeni od polimera, piezoelektrični umjesto elektromagnetnih aktuatora samo su neki od njih. Svako zanemarivanje tih okolnosti oslabit će osnovnu snagu ovog programa, a to je da se olakša rad inženjera koji rade na razvoju.

LITERATURA

- [1] H. Berger, H. Eichlseder, T. Steinmayr; *Das EU₃ Abgaskonzept für den neuen Vierzylinder-Dieselmotor von BMW*; MTZ 1998. (5)
- [2] G. Maiorana, G. R. Sebastiano, C. Ugaglia; *Die Common-Rail_Motoren von Fiat*; MTZ 1998. (9)
- [3] *Diesel Fuel Injection*; Bosch; SAE 1994.
- [4] K. Hoffmann, K. Hummel, T. Maderstein, A. Peters; *Das Common-Rail-Einspritzsystem - ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik*; MTZ 1997. (10)
- [5] H. Zellbeck, G. Schmidt; *Einspritzsysteme für zukünftige Anforderungen an schnelllaufende Dieselmotoren*; MTZ 1995. (11)
- [6] A. Bunting; *EURO4, Diesel decision time*; Automotive engineer, March 1998.
- [7] W. Boehner, K. Hummel; *Common Rail Injection System for Commercial Diesel Vehicles*; SAE 970345
- [8] K. Melcher; *Ein Reibungsmodell zur Berechnung von instationären Strömungen in Rohrleitungen an Brennkraftmaschinen*; Bosch Tech. Berichte 4 (1974.) 7
- [9] M. Kroller; *Efficient Computation of a Mathematical Model for the Damping of Pressure Waves in Tubes of Circular Form*; Numerical Methods for Partial Differential Equations; John Viely & Sons, Inc. 1995.
- [10] S.I.Pai; *Viscous Flow Theory*; vol.1, Van Nostrand Company, Inc., New York, N.Y. 1956.
- [11] B.E. Roming, R.D. Strunk and M.S. Weinert; *Performance Comparison of UNit Injector and Pump-Line-Nozzle Injection System*; SAE 840274
- [12] AVL Dehnmeßstreifen-Druckgeber 41DP500K zur Messung von statischen und dynamischen Drücken in Hydraulik- und Pneumatiksystemen
- [13] BOSCH Einspritzmengeindikator EMI
- [14] M. Marčić ; *Calculation of the Diesel Fuel Injection Parameters* ; SAE 952071
- [15] D. R. Sobel, R. Lehrach ; *A Hydro-Mechanical Simulation of Diesel Fuel Injection Systems* ; SAE 870432
- [16] A. F. D'Souza, R. Oledenburger ; *Dynamic Response of Fluid Lines* ; Journal of Basic Engineering, September 1964.

-
- [17] D. Bazjanac ; *Nauka o čvrstoći* ; Tehnicka knjiga Zagreb, 1968.
- [18] R. J. LeVeque; *Numerical Methods for Conservation laws*; Birkhäuser Verlag, 1990.
- [19] R. J. Roark, W. C. Young; *Formulas for Stress and Strain*; McGraww-Hill Book Company 1985.
- [20] K. Date, M. Manabe; *Contribution of Fuel Flow Improvment in Nozzle to Spray Formation*; Nippondenso Co.,Ltd.;SAE 920622
- [21] H. Kano, M. Kato;*Contribution of Optimum Design for Nozzle Configuration to Spray Formation*; Nippondenso Co.,Ltd.;SAE 900824
- [22] H.Andoh, K.Shiraishi; *Influence on Injection and Combustion Phenomena by Elimination of Hole Nozzle Sac Volume*; Mitsubishi Motors Corp.;SAE 860416
- [23] R.S.Sculen and R.J. Ham; *Computer Simulation of the GM Unit Injector*; Detroit Diesel Allison,General Motors Comp.;SAE 780100
- [24] A. Rosselli, P. Badgley; *Simulation of The Cummins Diesel Injection System*; Cummins Engine Co., Inc.;SAE 710570
- [25] G.A.Becchi; *Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines*; Fiat,S.p.A.;SAE 710568
- [26] K. Melcher, I. Komaroff; *Exsperimentalle Untersuchung der Strömung durch Deseleinspritzdüsen im stationär betriebenen Großmodell*; Bosch Techn. Berichte 5 (1976.)
- [27] S. Gill; *A process for step-by-step integration of a differential equation in an automatic digital computingmaschine*; Proc. Cambridge Philos. Soc. 47 (1951.)
- [28] T.J. Viersma; *Designing Load-Compesated Fast response Hzdraulic Servos* ; Control Eng., May 1962.
- [29] H. E. Merritt ; *Hydraulic control system* ; John Wielely & Sons , Inc. ; 1967.
- [30] web site: <http://www.bosch.de/k/englisch/products/products.html> ; "*Common-rail*"
- [31] W. Moser, D. Mentgen, H. Rembold ; *Benzin-Direkteinsprozung-eine neue Herausforderung fuer zuekunftige Motorsteuerungssysteme* ; MTZ (1997) 9
- [32] P.L. Roe ; *Approximate Riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes* ; J. Comput. Phys., 43 (1981.)
- [33] web site: <http://www.fisnet.or.jp/~nano/injec.html> ; "*The Hearth of Diesel Engine Fuel Ijection System*"

KRATKI ŽIVOTOPIS

Mario Jelović rođen je 1. rujna 1967. godine u Novoj Gradiški gdje je završio Osnovnu školu te Srednju matematičko-informatičku školu. Na Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu upisao se 1986. godine, a nastavu je počeo pohađati 1987. godine nakon odslužene vojne obaveze. Tijekom 1992. godine boravio je 7 mjeseci na stručnoj praksi u tvornicama kugličnih ležajeva FAG i SKF u Schweinfurtu u Saveznoj Republici Njemačkoj. Diplomirao je 1992. godine na smjeru strojarske konstrukcije. Za naročito zalaganje i značajni uspjeh tijekom studija nagrađen je medaljom fakulteta. Nakon diplomiranja zapošljava se u Hrvatske željeznice – Služba za vuču i željeznička vozila kao pripravnik. Krajem 1993. godine prelazi u Brodarski institut Zagreb kao znanstveni novak. Tijekom boravka u Brodarskom institutu radi na razvoju transmisije borbenih vozila i na razvoju mobilnog obalnog lansera. Godine 1993/94 upisuje poslijediplomski studij na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Početkom 1997. godine zapošljava se u AVL-AST Razvoj napredne simulacijske tehnike gdje radi na razvoju program za simuliranje rada sustava za ubrizgavanje goriva. Kandidat se služi engleskim i njemačkim jezikom.

SHORT BIOGRAPHY

Mario Jelović rođen je 1. rujna 1967. godine u Novoj Gradiški gdje je završio Osnovnu školu te Srednju matematičko-informatičku školu. Na Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu upisao se 1986. godine, a nastavu je počeo pohađati 1987. godine nakon odslužene vojne obaveze. Tijekom 1992. godine boravio je 7 mjeseci na stručnoj praksi u tvornicama kugličnih ležajeva FAG i SKF u Schweinfurtu u Saveznoj Republici Njemačkoj. Diplomirao je 1992. godine na smjeru strojarske konstrukcije. Za naročito zalaganje i značajni uspjeh tijekom studija nagrađen je medaljom fakulteta. Nakon diplomiranja zapošljava se u Hrvatske željeznice – Služba za vuču i željeznička vozila kao pripravnik. Krajem 1993. godine prelazi u Brodarski institut Zagreb kao znanstveni novak. Tijekom boravka u Brodarskom institutu radi na razvoju transmisije borbenih vozila i na razvoju mobilnog obalnog lansera. Godine 1993/94 upisuje poslijediplomski studij na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Početkom 1997. godine zapošljava se u AVL-AST Razvoj napredne simulacijske tehnike gdje radi na razvoju program za simuliranje rada sustava za ubrizgavanje goriva. Kandidat se služi engleskim i njemačkim jezikom.

OPIS PROGRAMA HYDSIM



Opće informacije

AVL HYDSIM simulira visoktlačne sustave za ubrizgavanje goriva na dizel-motorima, kao što su sustavi ubrizgavanja goriva pogonjeni bregastim vratilom ili hidraulički pogonjeni sustavi ubrizgavanja goriva kao što su "common-rail", akumulator,.. HYDSIM je fleksibilni modularni koncept koji je primjenjiv za većinu hidrauličkih sustava.

Novo korisničko grafičko sučelje omogućuje brz i jednostavan način kreiranja proračunskog modela povezivanjem različitih modula cijevi, volumena, prigušnica, ventila i mehaničkih elemenata. Fleksibilni koncept omogućuje također i primjenu modula kojeg je specificirao sam korisnik.

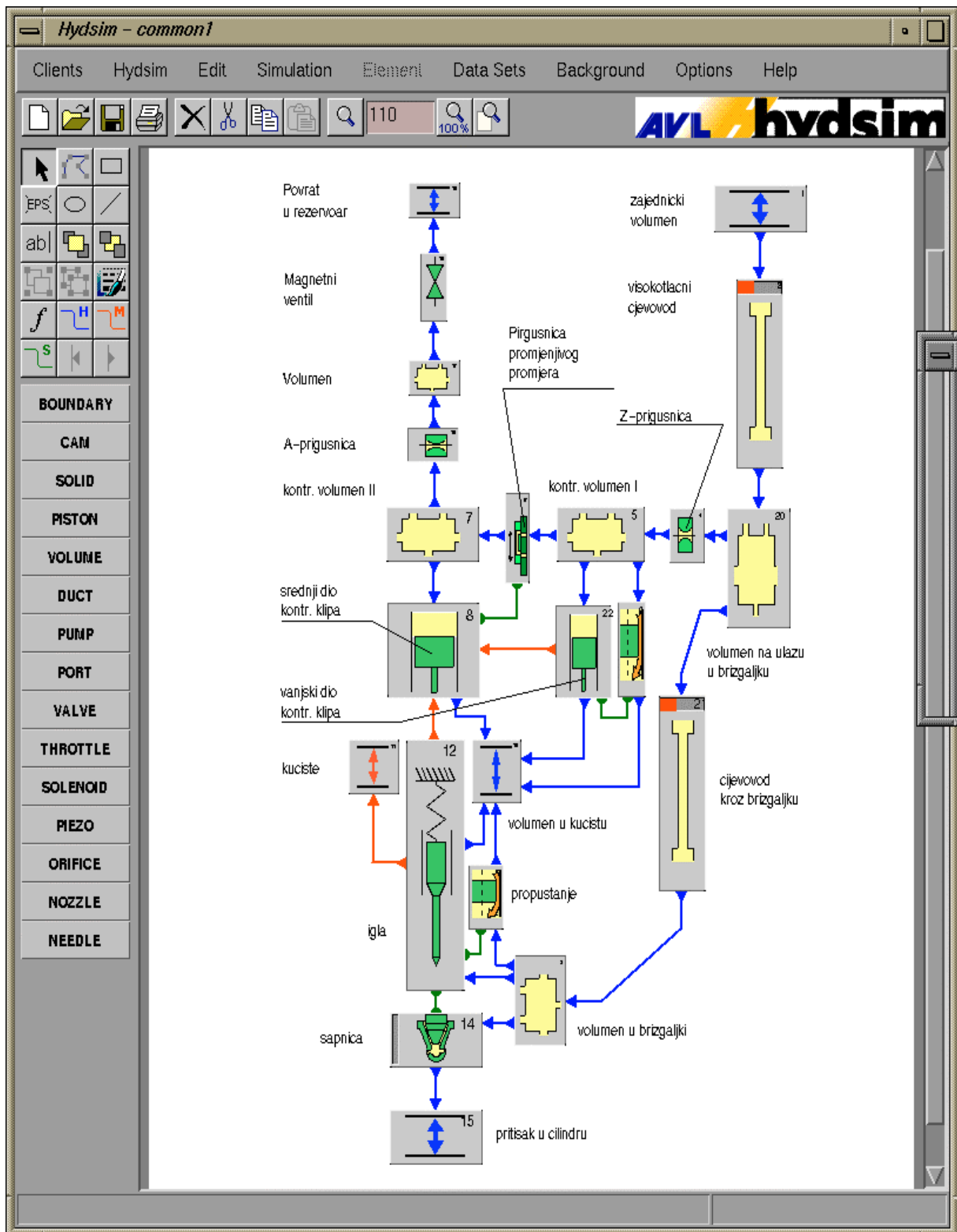
Tipični rezultati su raspodjela tlaka po elementima, protok kroz sapnice, gibanje igle unutar brizgaljki, efekt putovanja tlačnog vala kroz cjevovode, kavitacija i elastične deformacije elemenata sustava.

HYDSIM razmjenjuje podatke i s drugim AVL-ovim programima kao npr. s TYCON-om koji vrši proračune i simuliranje rada usisnih i ispušnih ventila.

Simuliranje sustava ubrizgavanja

HYDSIM je simulacijski program za dinamičku analizu hidrauličkih ili hidromehaničkih sustava. Zasniva se na teoriji dinamike fluida i teoriji vibracija "multy-body" sustava. Osnovno područje primjene HYDSIM-a je simuliranje sustava za ubrizgavanje goriva. Uz to HYDSIM može biti također primijenjen na analizu plinskih sustava ubrizgavanja. Nadalje, program je koristan i na ostalim područjima dinamičke analize hidrauličkih i hidromehaničkih sustava. Na primjer; dinamika hidromehaničke kontrolne jedinice može biti simulirana jednako dobro kao i oscilacije pokretnih dijelova.

HYDSIM je integriran unutar AVL-Workspace s "user-friendly" grafičkim sučeljem. 2D prikaz HYDSIM modula osigurava opću sliku sustava kao što je definirana od strane korisnika. U stvari, svaki element fizikalnog sustava je prikazan sa simbolom koji predstavlja shematiziranu sliku toga fizikalnog elementa na ekranu. Simboli su povezani mehaničkim, hidrauličkim ili logičkim vezama. Grafičko sučelje kontrolira proces izgradnje simulacijskog modela ne dozvoljavajući nekompatibilne veze i nelogične ulazne podatke.



Slika P1.1. Prikaz glavnog prozora programa HYDSIM s otvorenim primjerom simulacijskog modela sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom

Prednosti HYDSIM-a :

- tehnike fleksibilnog modeliranja, prilagodljive mnogim primjenama,
- osigurana pouzdanost verificirana sa stvarnim mjernim rezultatima,
- 1D optimizacija parametara sustava,
- serija proračuna sa različitim skupovima parametara,
- posebno pogodni za dizel sustave ubrizgavanja goriva,
- inženjeri stvorili za inženjere,
- izuzetno grafičko sučelje.

Matematički model

*** Dinamika fluida:**

- jednodimenzionalno strujanje fluida uzimajući u obzir trenje kao i otpore strujanja na prigušnicama, proširenjima, suženjima,...
- stlačivi fluidi,
- promjenjiva svojstva fluida,
- napredni rješavači protoka kroz cjevovode (Godunov metoda),
- nestacionarno strujanje u cjevovodima (širenje udarnih valova),
- pojava evaporizacije u volumenima,
- kavitacijsko strujanje kroz prigušnice i sapnice,
- rubni uvjeti, protok i tlak.

*** Mehanika tijela:**


- elastična struktura (npr. vratilo) je reducirana na sustav više krutih tijela koja su povezana oprugama i prigušnicama bez mase,
- dvodimenzionalni model mehaničkih elemenata omogućuje gibanja elemenata u tri smjera (dvije translacije i rotacija),
- dinamika magnetnih ventila također može biti modelirana,
- rubni uvjeti: koordinata i brzina.

Hidraulički i mehanički elementi

Elementi su svrstani prema matematičkim modelima kojima su opisani i prema njihovoj funkciji. Sljedeće skupines pripadajućim elementima su na raspolaganju:

Rubni elementi

BOUNDARY	Hydraulic	Mechanical	Hydromechanical
----------	-----------	------------	-----------------

simbol:   



Bregasto vratilo

CAM	Cam Profile	Cam Plate
-----	-------------	-----------

simbol:  



Kruto tijelo

SOLID	Mass	Shaft
-------	------	-------

simbol:  

Klip

PISTON	Standard	Split-Injection
--------	----------	-----------------

simbol:  

Volumen

VOLUME	Rigid	Compliant
--------	-------	-----------

simbol:  

Cijevovodi

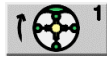
DUCT	d'Alembert Model	Kroller Model	Characteristics	Godunov Model
------	------------------	---------------	-----------------	---------------

simbol:    

Pumpe

PUMP	Radial Piston	Plunger	Leakage
------	---------------	---------	---------

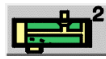
symbol:



Portovi

PORT	In-line Spill	Distributor Spill
------	---------------	-------------------

symbol:



Ventili

VALVE	Delivery	Constant Volume	Check (spherical)	Check (conical)
-------	----------	-----------------	-------------------	-----------------

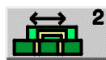
symbol:



Ventili

THROTTLE	Time-controlled	Lift-controlled
----------	-----------------	-----------------

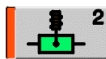
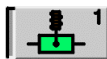
symbol:



Magnetni ventili

SOLENOID	Body (F=const.)	Body (F=f(x))
----------	-----------------	---------------

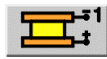
symbol:



Piezo elementi

PIEZO	Actuator	Converter
-------	----------	-----------

symbol:







Prigušnice

ORIFICE	Standard	Cavitating
---------	----------	------------





symbol:



Sapnice

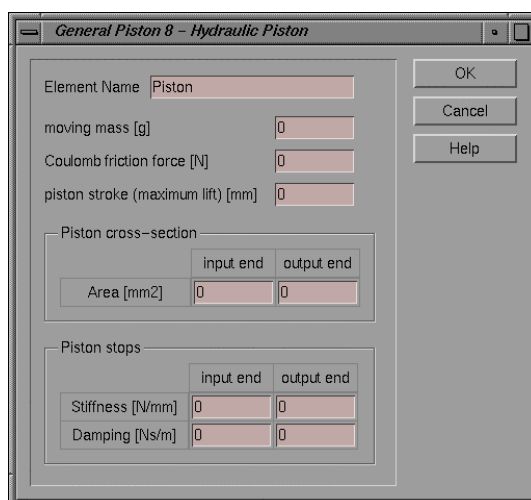
NOZZLE	SAC (basic)	VCO (basic)	SAC (extended)	VCO (extended)
simbol:				

Igle

NEEDLE	AVL Model (sid)	AVL Model (TSI)	Alternative (sid)	Alternative (TSI)
simbol:				

Osnovni ulazni podaci

Ulazni podaci ovise o konfiguraciji sustava i specificiranim zahtjevima: standardno pokretanje, ponavljanje pokretanja, proračun s optimizacijom ili serija proračuna. Fiksirani set ulaznih podataka je pridružen svakom elementu. Neki parametri su opcionalni (odabir prekidača). Svaki element je okarakteriziran s identifikacijskim brojem i korisničkim imenom. Svojstva fluida i mehaničke veze zahtijevaju zasebne ulazne podatke. Također i opći ulazni podaci trebaju biti posebno specificirani.



Slika P1.2. Primjer prozora s ulaznim podacima za standardni klip

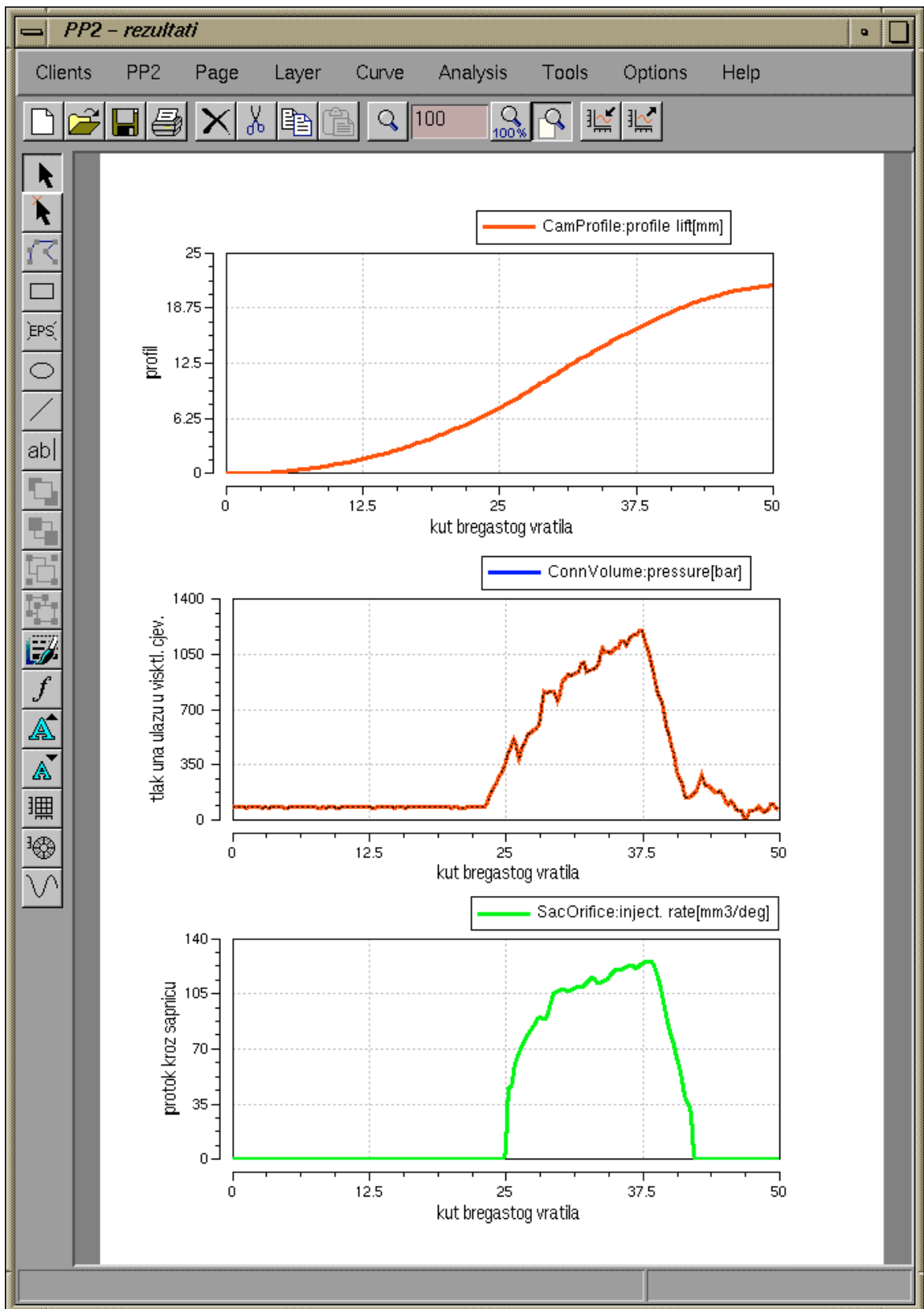
Rezultati

Za svaki element se predefinira set izlaznih rezultata koje korisnik želi i oni će biti spremljeni unutar različitih datoteka ASCII tipa. Prikaz rezultata može biti obavljen Data Explorer-om koji je integriran u postprocesor. Za optimizaciju, iteraciona povijest je sačuvana u datoteci. Izlazni rezultati su na raspolaganju u vremenskoj domeni ili u domeni kuta vratila. Tipični izlazni rezultati za hidrauličke elemente su:

- tlak,
- protok,
- kumulativni protok,
- volumen,
- poprečni presjek protoka,
- gubici strujanja,
- faktor kavitacije.

Za mehaničke elemente tipični izlazni rezultati su:

- koordinata, brzina i/ili akceleracije,
- dinamičke sile i momenti,
- kinematički parametri.



Slika P1.3. Primjer prikaza izlaznih rezultata

PRILOG 2.

RJEŠAVANJE DIFERENCIJALNIH JEDNADŽBI U PROGRAMU HYDSIM

HYDSIM rješavač diferencijalnih jednadžbi je Runge-Kutta-4. reda prilagođen prema S. Gill^[27]. On generira numeričko rješenje za diferencijalne jednadžbe 1. reda.

PROCES RJEŠAVANJA :

ULAZ:

- 1.) opis sustava $n+1$ jednadžbe 1. reda

$$y'_i(x) = f_i(y_0(x), y_1(x), \dots, y_n(x)), \quad i = 0, 1, 2, \dots, n,$$

gdje je: $y'_0(x) = f_0 = 1$

- 2.) rubni uvjeti su:

$$y_i(x_0) = y_{i0}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, n,$$

RAČUNANJE :

- 1.) $j = 1.$

- 2.) $i = 0.$

- 3.) Računanje:

$$y'_{ij} = k_{ij} = f_i(y_{0,j-1}, y_{1,j-1}, \dots, y_{n,j-1}) = f_{i,j-1}$$

- 4.) Ponovo 3) za $i = 1, 2, \dots, n.$

- 5.) $i = 0.$

- 6.) Računanje:

$$y_{ij} = y_{i,j-1} + h[a_j(k_{ij} - b_j q_{i,j-1})],$$

$$q_{ij} = q_{i,j-1} + 3[a_j(k_{ij} - b_j q_{i,j-1})] - c_j k_{ij}$$

gdje je:

$$\begin{array}{lll} a_1 = \frac{1}{2} & ; & b_1 = 2 & ; & c_1 = \frac{1}{2} \\ a_2 = 1 - \sqrt{\frac{1}{2}} & ; & b_2 = 1 & ; & c_2 = 1 - \sqrt{\frac{1}{2}} \\ a_3 = 1 + \sqrt{\frac{1}{2}} & ; & b_3 = 1 & ; & c_3 = 1 + \sqrt{\frac{1}{2}} \\ a_4 = \frac{1}{6} & ; & b_4 = 2 & ; & c_4 = \frac{1}{2} \end{array}$$

$$q_{i0}(x_0) = 0 \text{ za sve } i$$

$$q_{i0}(x_t) = q_{i4}(x_{t-1}) \quad , \quad t = 1, 2, \dots$$

7.) Ponovo 6.) za $i = 1, 2, \dots, n$.

8.) Ponovo 2.)-7.) za $j = 2, 3$ i 4

IZLAZ:

$$y_{i4} = \bar{y}_i(x_0 + h)$$

Računanje 1.)-8.) može biti ponovljeno gdje y_{i4} je promjenjen u y_{i0} (kao rubni uvjet) za sljedeći korak integracije.

PRILOG 3.

TABLICE S NORMAMA OGRANIČENJA NA SASTAV ISPUŠNIH PLINOVA

Europa

Odredba	Test	Početno s datumom	Tip motora	HC+NO _x g/km	CO g/km	čad g/km
91/441/EWG stupanj 1	Tip homologacije	1.7.92.		0.97	2.72	0.14
	Prva registracija	31.12.92.		1.13	3.16	0.18
94/12/EU stupanj 2	Tip homologacije	1.7.96.	IDI	0.7	1.0	0.08
	Prva registracija	1.1.97.	DI	0.9	1.0	0.1
prijedlog D stupanj 3		otprilike	IDI	0.	0.5	0.04
		2000.	DI	-	-	-

Tablica 3.1.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za osobna vozila
čija težina ne prelazi 2.5 t i imaju manje od 6 sjedala

Komponenta u ispušnom plinu	HC g/km	NO _x g/km	CO g/km	Čad g/km
Granična vrijednost	0.25	0.62	2.1	0.124

Tablica 3.2.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za osobna vozila u Austriji, Švedskoj i Švicarskoj

Odredba/ Zemlja	Test	Početno s datumom	HC g/km	NO _x g/km	CO g/km	čad g/km
EC, stupanj 1. 91/542/EWG (EURO I)	Tip homologacije Serije	1.7.92.	1.1	8.0	4.5	0.36 (>85kW)
		1.10.93.	1.23	9.0	4.9	0.612 (≥85kW)
						0.4 (>85kW)
	0.68 (≤85kW)					
EC, stupanj 2. 91/5542/EWG (EURO II)	Tip homologacije Serije	1.10.95.	1.1	7.0	4.0	0.15
		1.10.96.	1.1	7.0	4.0	0.15
EC, stupanj 3. prijedlog (EURO III)	nije još definirano	probližno 1999.	0.6	5.0	2.0	0.1
Austrija	općenito	10.93.	1.2	9.0	4.9	0.4
Švedska	općenito gradska vozila	1994.	1.2	7.0	4.9	0.4
		1993.	0.6	7.0	2.0	0.15
Švicarska	općenito	10.91.	1.23	9.0	4.9	0.7

Tablica 3.3.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za teška komercijalna vozila težine preko 3.5 t

Nazivna težina kg	Komponente u ispušnim plinovima	Tip homologacije od 1.10.93. g/km	Prva registracija od 1.10.94. g/km	Tip homologacije M do 1.7.94. N1 do 1.10.94. g/km	Prva registracija M do 31.12.94. N1 do 1.10.94. g/km
≤ 1250	HC+NO _x	0.97	1.13	1.36	1.58
	CO	2.72	3.16	2.72	3.16
	Čađ	0.14	0.18	0.20	0.25
≤ 1700	HC+NO _x	1.4	1.6	1.96	2.2
	CO	5.17	6.0	5.17	6.0
	Čađ	0.19	0.22	0.27	0.31
> 1700	HC+NO _x	1.7	2.0	2.4	2.8
	CO	6.9	8.0	6.9	8.0
	Čađ	0.25	0.29	0.35	0.41

Tablica 3.4.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za teška komercijalna vozila težine preko 3.5 t

Japan

Datum	Težina vozila kg	HC g/km	NO _x g/km	CO g/km	Čađ g/km	Dim %
Trenutačno važeći	max:	max./pros.	max./pros.	max./pros.		
	≤ 1265	0.62/0.4	0.72/0.5	2.7/2.1	0.2	40
	> 1265	0.62/0.4	0.84/0.6	2.7/2.1	0.2	40
Planirano za 2000.	-	-	0.4	-	0.08	25

Tablica 3.5.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za osobna vozila

Datum	Težina vozila kg	HC g/km	NO _x g/km	CO g/km	Čađ g/km	Dim %
približno 1994.	DI	-	6.0	-	0.7	40
	IDI	-	5.0	-	0.75	40
Planirano za 2000.	-	-	4.5	-	0.25	25

Tablica 3.6.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za komercijalna vozila težine preko 2.5 t

Sjedinjene Američke Države

Standardne vrijednosti

Godina:	HC g/Milji	NMHC g/Milji	NO _x g/Milji	CO g/Milji	Čađ g/Milji
1987. Fed.	0.41	-	1.0	3.4	0.20
1989. Cal.	0.46	-	1.0	8.3	0.08
1993. Cal.	-	0.31	1.0	3.4	0.08
1994. Fed.	-	0.25	1.0	3.4	0.08
1994. Fed.	-	0.31	1.25	4.2	0.10

Tablica 3.7.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za osobna vozila

Godina:	HC g/bhp *h	NMHC g/bhp *h	CO g/bhp *h	Čađ g/bhp *h	Dim %
1990.	1.3	6.0	15.5	0.6	Ubrzanje: 20
1991...1993.	1.3	5.0	15.5	0.25	Puno opt: 15
1994...1997.	1.3	5.0	15.5	0.1	Max dim: 50
1998.	1.3	4.0	15.5	0.1	

Tablica 3.8.

Ograničenja na sastav ispušnih plinova za teška komercijalna vozila težine preko 8500 lbs

PRILOG 4.

ULAZNE DATOTEKE ZA PROGRAM HYDSIM

Ulazna datoteka za analizu modela klasičnog sustava za ubrizgavanje goriva iz poglavlja 7.1. (pumpa - cjevovod - brizgaljka)

```

***
EQUIPMENT No. >[ 21] BOUNDARY No. > [ 5] LINE No. >[ 2]
NUMERICS *****
SHAFTANGLE
SHAFT SPEED => 1800.00 RPM ** ENGINE SPEED => 3600.00 RPM **
CALC.STEP(deg)|CALC to deg | STORE VALUES |SAVE INTERVAL |
0.0100000 | 60.0000 | 120.000 | 0.00000 |
FLUIDPROP *****
EL-MODUL | VEL-OF-SOUND | DENSITY |KIN. VISCOSITY|
(N/mm2) | (m/s) | (kg/m3) | (cSt) |
1385.80 | 1300.00 | 820.000 | 3.00000 |
EQUIPMENT *****
1 HydrBoundary 4
SHAFTANGLE | | PRESSURE | FLOW |
(deg) | | (bar) | mm3/deg |
0.00000 | | 1.50000 | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
2 Leakage_1 38 7 -1
4 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
DIAM- 5.50000 mm|LENG- 20.0000 mm|FACT- 0.00000 -|NOPP- 1.00000 -|
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
18|
GAP FUNCTION :
Pressure (bar) -|- Clearance (mm) -|
0.00000 | 0.00300000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
3 SpillPort1 35 7 -6
9 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
DIAM- 2.00000 mm|RETH- -|PSTR- 2.00000 mm|ESTR- 1.13900 mm|
HAN1- 45.0000 deg|HAN2- 45.0000 deg|SLOT- 3.00000 mm|NOPT- 1.00000 -|
GROV- 2.00000 mm2|-|- -|- -|-
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
18|
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
4 Spill Port2 45 7 -6
0 1
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
18|
my*A FUNCTION :
V_BODY lift (mm) -|- my*A (mm2) -|
0.00000 | 0.00000 |
0.400000 | 0.00000 |
1.00000 | 0.0378000 |
2.40000 | 0.0378000 |
3.00000 | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
5 Leakage_2 38 7 -6
4 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
DIAM- 5.50000 mm|LENG- -1.13900 mm|FACT- 1.00000 -|NOPP- 1.00000 -|
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
18|
GAP FUNCTION :
Pressure (bar) -|- Clearance (mm) -|
0.00000 | 0.00200000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
6 HydrBoundary 4
SHAFTANGLE | | PRESSURE | FLOW |
(deg) | | (bar) | mm3/deg |
0.00000 | | 3.00000 | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
7 Pump Volume 21 18 -3 -4 -19 -2 -5
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU- 190.000 mm3|PLIM-0.00100000 bar|-|- -|-
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
8 Delivery vol 21 17 19 -20
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU- 420.000 mm3|PLIM-0.00100000 bar|-|- -|-
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
9 Connection v 21 20 -10
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU- 100.000 mm3|PLIM-0.00100000 bar|-|- -|-

```

```

--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
10 KrollerLine 23          9 -11
10 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
LENG- 55.5000 mm|DIAM- 1.50000 mm|THIK- mm|EMAT- N/m*|
AQIN- mm2|REI+- -|REI-- -|AQOU- mm2|
REO+- -|REO-- -|- -|- -|-
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
11 Nozzle Volum 21          10 -14 -13 -12
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU- 78.8200 mm3|PLIM-0.00100000 bar|- -|-
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
12 Needle (lsp) 52          11 -16
10 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
MASS- 19.2700 g|DING- 4.14000 mm|DINS- 2.40000 mm|FRIC- 20.0000 N|
DNCL- 0.00000 Ns/m|LIFT- 0.200000 mm|SE-C- 100000. N/mm|SE-D- 1000.00 Ns/m|
ST-C- 50000.0 N/mm|ST-D- 800.000 Ns/m|- -|-
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|-
14|
-|- -|- -|- -|-
-|- F0 / M0 -|- c / ct -|- d / dt -|-
CC | (N) / (Nm) | (N/mm) / (Nm/rad) | (Ns/m) / (Nms/rad)|
CONNECTION TO 16 x| 197.700 | 172.500 | 10.0000
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
13 Leakage 38          11 -16
4 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
DIAM- 4.14000 mm|LENG- 10.0000 mm|FACT- 0.00000 -|NOPp- 1.00000 -|
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|-
12|
GAP FUNCTION :
Pressure (bar) -|- Clearance (mm) -|
0.00000 | 0.00300000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
14 SacOrif (cav) 57          11 -15
11 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
NRHO- 4.00000 -|DIHO- 0.200000 mm|DSAC- 0.700000 mm|DTIP- 1.60000 mm|
SANG- 60.0000 deg|TANG- 66.0000 deg|MYH- 0.670000 -|MYK- 0.640000 -|
CSL- 5000.00 -|R_PW- 1.00000 -|CST- 0.00000 -|-
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|-
12|
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
15 HydrBoundary 4
SHAFTANGLE | | PRESSURE | | FLOW |
(deg) | | (bar) | | mm3/deg |
40.0000 | | 45.0000 | | 0.00000 |
70.0000 | | 55.0000 | | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
16 Boundary 0
SHAFTANGLE | => X <= | | PRESSURE | | FLOW |
(deg) | (mm) | | (bar) | | mm3/deg |
0.00000 | | 0.00000 | | 0.00000 | | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
17 Delivery Val 41          7 -8
13 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
MASS- 1.51000 g|DNOM- 4.14000 mm|VOLU- 15.1580 mm3|FRIC- 6.00000 N|
RETH- 2.80000 -|DPDP- 19.5000 bar|VS-C- 11.4000 N/mm|VS-D- 20.0000 Ns/m|
LIFT- 4.00000 mm|SE-C- 100000. N/mm|SE-D- 500.000 Ns/m|ST-C- 0.00000 N/mm|
ST-D- 0.00000 Ns/m|- -|- -|-
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
18 Plunger 30          21 -7
7 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
MASS- 150.000 g|PDIA- 5.50000 mm|FRIC- 20.0000 N|PPRS- 1.50000 bar|
PSFO- 1120.00 N|PS-C- 40.0000 N/mm|PS-D- 10.0000 Ns/m|- -|-
-|- -|- -|- -|-
-|- F0 / M0 -|- c / ct -|- d / dt -|-
CC | (N) / (Nm) | (N/mm) / (Nm/rad) | (Ns/m) / (Nms/rad)|
CONNECTION TO 21 x| 0.00000 | 150000. | 800.000
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
19 CVValve_orf 45          7 -8
0 1
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|-
17|
my*A FUNCTION :
V_BODY lift (mm) -|- my*A (mm2) -|
0.00000 | 0.00000 |
0.0100000 | 0.0511000 |
0.420000 | 0.0511000 |
0.520000 | 0.935900 |
1.12600 | 0.935900 |
1.12700 | 0.00000 |
--E-*****--X-----C---C---C---C---C-----|
20 HGP Line 23          8 -9
10 0

```

```

REALPARAMETER  -|-          -|-          -|-          -|-
LENG- 390.000  mm|DIAM- 1.20000  mm|THIK-          mm|EMAT-          N/m*|
AQIN-          mm2|REI+-          -|REI--          -|AQOU-          mm2|
REO+-          -|REO--          -|-          -|-          -|-          -|-
--E-*****X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----

```

```

21 Cam Profile  12      -18
   5      0
REALPARAMETER  -|-          -|-          -|-          -|-
CBRA- 30.0000  mm|RORA- 1000.00  mm|LFT0- 0.00000  mm|VELO- 0.00000  m/s|
SHIF- 0.00000  deg|-          -|-          -|-          -|-          -|-
          -|-          -|-          -|-          -|-          -|-
          |          F0 / M0          |          c / ct          |          d / dt          |
CONNECTION TO  18 x|          0.00000  |          150000.  |          800.000  |
          CAM-PROFILE
          =====

```

CAMANGLE (deg)	LIFT (mm)	A-1000 (m/s2)
0.00000	0.00000	
1.00000	0.00300000	
2.00000	0.0120000	
3.00000	0.0250000	
4.00000	0.0450000	
5.00000	0.0720000	
6.00000	0.104000	
7.00000	0.142000	
8.00000	0.175000	
9.00000	0.234000	
10.0000	0.289000	

...
...

125.000	0.830000	
126.000	0.736000	
127.000	0.647000	
128.000	0.564000	
129.000	0.487000	
130.000	0.415000	
131.000	0.349000	
132.000	0.289000	
133.000	0.234000	
134.000	0.175000	
135.000	0.142000	
136.000	0.104000	
137.000	0.0720000	
138.000	0.0450000	
139.000	0.0250000	
140.000	0.0120000	
141.000	0.00300000	
142.000	0.00000	
143.000	0.00000	

```

--E-*****X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
INITIALS *****

```

	COORD. (mm, rad)	VELOCITY (m/s, rad/s)	PRESSURE (bar)	FLOW (mm3/s)
7 x IN ->	0.00000	0.00000	3.00000	0.00000
OUT->	0.00000	0.00000	3.00000	0.00000
8 x IN ->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000
OUT->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000
9 x IN ->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000
OUT->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000
11 x IN ->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000
OUT->	0.00000	0.00000	90.0000	0.00000

```

SHOW-RESULT *****
STORE-RESULT GIDAS *****
shaft angle => EQNR= 2|RESL= 2|deg
pressure => EQNR= 8|RESL= 3|bar
pressure => EQNR= 11|RESL= 3|bar
ADJUST-PARAMETER *****
cumul. rate => EQNR= 14|RESL= 5|ERGR= 0|1.00000
eff. stroke => EQNR= 3|XthP= 4|STEP= 1.00E-05|m
OPTI-TARGET => TAGT= 20.0000 |TERM= 0.100000|MXIT= 20|mm3
adjust_1800 => FILE
CALCULATE *****

```



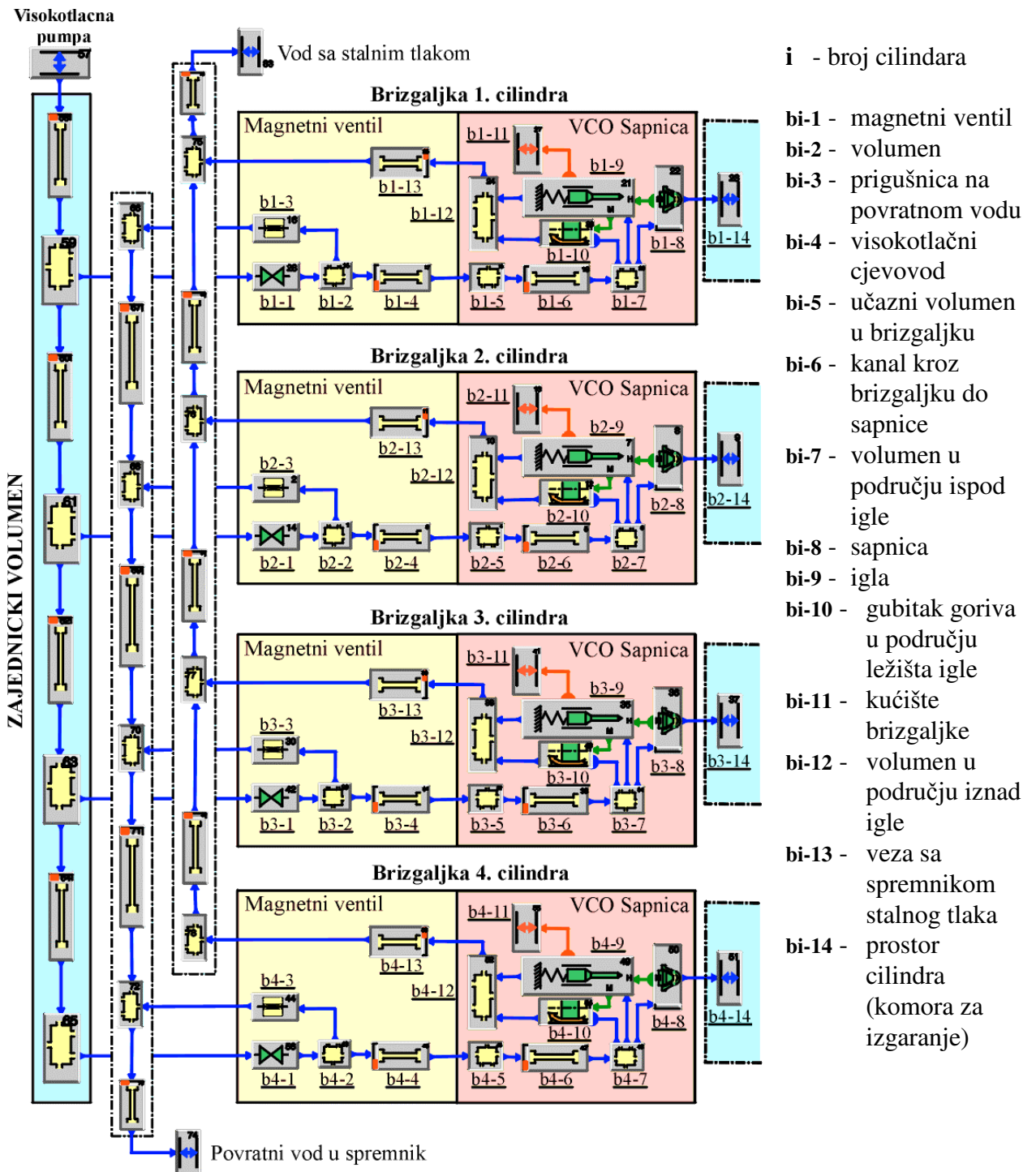
```

INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
7| <= eq. number of piston (here -> plunger !)
GAP FUNCTION :
Pressure (bar) -|- Clearance (mm) -|-
0.0 | 0.007 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
9 CYLIND-P 0
TIME | => X <= | PRESSURE | FLOW |
(deg) | (mm) | (bar) | (mm3/s) |
0. | 0. | 100. | 0. |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
10 KONTR-KLIP1 20 7 20 -13 -11
9 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
MASS= 10.7 g |AQIN= 12.98 mm2 |AQOU= 12.98 mm2 |FRIC= 5. N |
LIFT= 0.21 mm |STCI= 0. N/mm |STDI= 0. Ns/m |STCO= 100000. N/mm |
STDO= 100. Ns/m |
-|- -|- -|- -|-
cc | F0 | c | d
(N) | (N/mm) | (Ns/m)
CONNECTION TO 7 x| 0.0 | 25000. | 1000.
CONNECTION TO 11 x| 0.0 | 100000. | 1000.
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
11 KONTR-KLIP2 20 10 20 -15
9 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
MASS= 0.0 g |AQIN= 1.54 mm2 |AQOU= 1.54 mm2 |FRIC= 0. N |
LIFT= 0.0 mm |STCI= 0. N/mm |STDI= 0. Ns/m |STCO= 0. N/mm |
STDO= 0. Ns/m |
-|- -|- -|- -|-
cc | F0 | c | d
(N) | (N/mm) | (Ns/m)
CONNECTION TO 10 x| 0.0 | 100000. | 1000.
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
12 Z-PRIGUSNICA 22 3 -13
3 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
AQN = 0.79 mm2 |AQTH= 0.034 mm2 |RETH= 1.00 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
13 KONTR-VOL1 21 10 12 -19 -14
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU= 10. mm3 |PLIM= 0.001 bar |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
14 PROMJ_PRIGUS 45 13 -15
0 1
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
10| <= eq. number of SV_BODY1
my*A FUNCTION :
SV_BODY lift (mm)-|- my*A (mm2) -|-
-0.200 | 1.32 |
0.200 | 0.0 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
15 KONTR-VOL2 21 11 14 -16
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU= 5. mm3 |PLIM= 0.001 bar |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
16 A-THROTTLE 22 15 -17
3 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
AQN = 0.79 mm2 |AQTH= 0.042 mm2 |RETH= 1.00 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
17 MV-VOL 21 16 -18
2 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
VOLU= 3. mm3 |PLIM= 0.001 bar |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
18 MAGN_VENTIL 44 17 -20
11 0
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
myA0= 0.0 mm2 |T1 = 0.001 sec |T2 = 0.0018 sec |T3 = sec |
VALVE OPENING :
time (sec) -|- my*A (mm2) -|-
0.0 | 0.0 |
0.138E-03| 0.05892 |
VALVE CLOSING :
time (sec) -|- my*A (mm2) -|-
0. | 0.05892 |
0.136E-03| 0.0 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
19 LEKAGE1 38 13 -20
4 1
REALPARAMETER -|- -|- -|- -|-
DIAM= 4.3 mm |LENG= 15. mm |FACT= 0.0 |NopP= 1. |
INTEGERPARAMETER -|- -|- -|- -|-
10| <= eq. number of piston (here -> plunger !)
GAP FUNCTION :
Pressure (bar) -|- Clearance (mm) -|-
0.0 | 0.003 |
--E-*****-X-----C-----C-----C-----C-----C-----C-----
20 LEAK-PR 0
TIME | => X <= | PRESSURE | FLOW |
(deg) | (mm) | (bar) | (mm3/s) |

```


PRILOG 5.

PRIMJER SIMULACIJSKOG MODELA SUSTAVA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA POD STALNIM TLAKOM SA 4 BRIZGALJKE



Slika P5.1.

Primjer simulacijskog modela sustava za ubrizgavanje goriva pod stalnim tlakom s 4 brizgaljke