

Izmjena radnog medija četverotaktnih motora - strujanje preko ventila

Grdinić, Saša

Undergraduate thesis / Završni rad

2011

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:978570>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-06-22**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Saša Grdinić

Zagreb, 2011.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zoran Lulić, dipl. ing.

Student:

Saša Grdinić

Zagreb, 2011.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj „Završni rad“ izradio samostalno korištenjem stečenih znanja tijekom studija, vještina i potrebne literature.

Saša Grdinić

ZAHVALA

Posebno se zahvaljujem dr.sc. Darku Kozarcu na ukazanoj pomoći i savjetima, te ostalim djelatnicima Katedre za motore i vozila.

Saša Grdinić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	4 -07- 2011 Prilog
Klasa:	602-04/11-6/7
Ur.broj:	15-1703-11-295

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Saša Grdinić** Mat. br.: 35164985

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Izmjena radnog medija četverotaktnih motora – strujanje preko ventila**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Gas Exchange of Four-stroke Engines – Flow Around Valves**

Opis zadatka:

Izmjena radnog medija vrlo je važan dio cjelokupnog procesa rada četverotaktnog motora. Promjenama u procesu izmjene radnog medija mogu se postići veće snage i momenti motora, ali i uštede u potrošnji goriva. Vrlo važan segment izmjene radnog medija je strujanje medija oko ventila kojima se otvaraju i zatvaraju usisni i ispušni kanala. Na sami proces strujanja oko ventila veliki utjecaj imaju promjene stanja u cilindru i u usisnim i ispušnim kanalima pa se za tu analizu vrlo često koriste simulacijski programi s različitim razinama detalja. Za analizu cjelokupnog razvodnog sustava koriste se 1D/0D proračuni koji kombiniraju 0D proračun u cilindru i 1D proračun u kanalima motora. Da bi se model dobro definirao potrebno je odrediti koeficijente protoka za strujanje preko ventila.

Zadatak ovog rada je: analizirati probleme strujanja preko ventila; prikazati konstrukcijske parametre ventila kojima se postižu određeni učinci u smislu strujanja pored ventila i učinkovitosti razvoda, tj. izmjene radnog medija; prikazati način proračuna strujanja pored ventila u 0D/1D simulaciji, te fizikalni smisao koeficijenata protoka; prikazati eksperimentalne metode pomoću kojih se mjere veličine potrebne za definiranje koeficijenata protoka; izraditi program za izračunavanje koeficijenata protoka na temelju eksperimentalnih rezultata.

Pri radu se treba držati pravila koja su uobičajena za izradu semestralnih radova kao i posebnih pravila za izradu završnih radova. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.


Predložena literatura:


1. Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw - Hill, New York, 1988.
2. Stone R.: Introduction to Internal Combustion Engines, Macmillan press Ltd., London, 1999.
3. Blair G. P.: Design and Simulation of Four-Stroke Engines, SAE, Warrendale, 1999.
4. Wang Y.: Introduction to Engine Valvetrains, SAE, Warrendale, 2007.

Zadatak zadan:
18. studenog 2010.

Rok predaje rada:
1. rok: 04. veljače 2011.
2. rok: 05. srpnja 2011.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 09. – 11. veljače 2011.
2. rok: 11. – 13. srpnja 2011.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS – 3A/PDS – 3A

SAŽETAK

U ovom radu kratko je opisana izmjena radnog medija u četverotaktnim motorima. Spomenuti su neki od problema koji se pri tome javljaju. Prikazani su utjecaji nekih konstrukcijskih parametara na korisnost izmjene radnog medija. Također se može vidjeti proračun jednodimenzijskog strujanja koji se koristi za određivanje koeficijenta protoka pri strujanju preko ventila. Prikazane su i opisane sheme ispitnih stanica koje se koriste za mjerenje koeficijenta protoka pri strujanju kroz ventile. Izrađen je program u programskom paketu Matlab R2007b kojim se mogu izračunati koeficijenti protoka pri strujanju kroz ventile za unesene izmjerene podatke na ispitnoj stanici i unesenu geometriju ventila i njegovog sjedišta.

SADRŽAJ

I.	POPIS SLIKA I TABLICA.....	I
II.	POPIS OZNAKA FIZIKALNIH VELIČINA, INDEKSA I KRATICA	II
1.	UVOD	1
2.	IZMJENA RADNOG MEDIJA	2
2.1.	Konstruktivski parametri	3
3.	PRORAČUNI STRUJANJA.....	8
3.1.	Koeficijent protoka.....	8
3.2.	Analiza jednodimenzijskog izentropskog strujanja.....	9
3.3.	Provjera kritičnog omjera tlakova	14
3.4.	Računanje geometrijske površine strujanja kod ventila	15
4.	EKSPERIMENTALNE METODE ZA ODREĐIVANJE KOEFICIJENATA PROTOKA ...	18
4.1.	Testiranje propusnosti ispitne stanice.....	22
4.2.	Mjerenje zaustavnog tlaka.....	23
4.3.	Mjerenje protoka mjernom dijafragmom po ISO 5167	24
5.	OPIS PROGRAMA I PRIKAZ REZULTATA	27
6.	ZAKLJUČAK	31
7.	LITERATURA.....	32
	PRILOG: I. Ispis programskog koda.....	33

I. POPIS SLIKA I TABLICA

POPIS SLIKA

Slika 1. Geometrija sjedišta ventila [3].	3
Slika 2. Karakteristika protoka oštrobriđnih usisnih ventila [1].....	4
Slika 3. Uspoređba strujanja i koeficijenta protoka u ovisnosti o kutu skošenja sjedišta [2].	5
Slika 4. a) Utjecaj kuteva otvaranja ventila [$^{\circ}$ KV] na η_v pri različitim brzinama vrtnje ...	6
b) Utjecaj podizaja ventila na η_v pri različitim brzinama vrtnje [3].	6
Slika 5. Koeficijent protoka nekoliko različitiđ izvedbi ispušnog ventila i kanala [3].	7
Slika 6. Prikaz strujanja fluida kroz otvor [4].	8
Slika 7. Sapnica [6].....	10
Slika 8. Prikaz izentropske ekspanzije (kompresije) idealnog plina u h-s dijagramu [6]. ..	11
Slika 9. Prikaz površina strujanja u ovisnosti o podizaju ventila L.....	17
Slika 10. Shema ispitne stanice za mjerenje karakteristika protoka [2].	18
Slika 11. Shema ispitne stanice za određivanje karakteristika protoka kroz usisni ventil [1].	19
Slika 12. Uređaj za mjerenje koef. protoka za utjecanje kroz ventile [5].....	20
Slika 13. Uređaj za mjerenje koef. protoka za istjecanje kroz ventile [5].	21
Slika 14. Shema instalacije za mjerenje propusnosti [7].	23
Slika 15. Shema mjerenja zaustavnog tlaka Pitotovom cijevi [8].	23
Slika 16. Shema mjerne dijafragme [10].	25
Slika 17. Standardni spojevi za diferencijalni manometar na mjernoj dijafragmi [9].....	26
Slika 18. Prikaz izračunatog koeficijenta protoka Cd1.	29
Slika 19. Prikaz izračunatog koeficijenta protoka Cd2.	30

POPIS TABLICA

Tablica 1. Geometrija ventila i njegovog sjedišta.	27
Tablica 2. Izmjereni podaci sa ispitnom stanicom.	28

II. POPIS OZNAKA FIZIKALNIH VELIČINA, INDEKSA I KRATICA

Fizikalna veličina	Mjerna jedinica	Opis
η_v	[%]	volumetrijska korisnost
\dot{m}	[kg/s]	maseni protok
ρ	[kg/m ³]	gustoća
V_H	[m ³]	radni volumen cilindra
ω_m	[rad/s]	kutna brzina vrtnje motora
Δp	[Pa]	pad tlaka
p	[Pa]	tlak
A	[m ²]	površina
v	[m/s]	srednja brzina klipa
ξ	-	koeficijent trenja strujanja
C_C	-	koeficijent kontrakcije mlaza
C_v	-	koeficijent korekcije brzine
w	[m/s]	brzina strujanja fluida
g	[m/s ²]	ubrzanje Zemljine sile teže ($g = 9,80665 \text{ m/s}^2$)
\dot{V}	[m ³]	volumni protok
C_D	-	koeficijent protoka
h	[J/kg]	entalpija
s	[J/kgK]	entropija
c_p	[J/kgK]	specifični toplinski kapacitet
T	[K]	termodinamička temperatura
κ	-	omjer specifičnih toplina (eksponent izentrope)
R	[J/kgK]	specifična plinska konstanta
D	[mm]	promjer
d	[mm]	promjer
L	[mm]	podizaj ventila

	[mm]	udaljenost
P	-	omjer tlakova
V	[m ³]	volumen
x	[mm]	duljina izvodnice krnjeg stošca
t	[s]	vrijeme
Δh	[m]	izmjerena visina u diferencijalnom manometru
α	[°]	kut baze krnjeg stošca
	-	koeficijent protoka mjerne dijafragme
β	-	omjer promjera
	[°]	kut sjedišta ventila
Re	-	Reynoldsov broj
μ	[Pas]	dinamička viskoznost
L_V		bezdimenzijski podizaj ventila

Indeks	Opis
z	zrak
ok	okoliš
cil	cilindar
id	idealno
stv	stvarno
t	grlo
ref	referentno
tot	zaustavno (totalno) stanje
izm	izmjereno
iz	izentropski
$teor$	teorijski
$geom$	geometrijski
C	kanal ventila
V	ventil
$krit$	kritično
m	srednje; motor
P	sjedište ventila
S	stablo ventila
pro	propusnost (istjecanje)

<i>bl</i>	mjerna dijafragma
<i>min</i>	minimalno
<i>max</i>	maksimalno

Kratica	Opis
CFD	eng. Computational Fluid Dynamics
GMT	gornja “mrtva točka” cilindra
DMT	donja “mrtva točka” cilindra
SAE	eng. Society of Automotive Engineers
ISO	eng. International Organization of Standardization

1. UVOD

Kao što je poznato, u četverotaktnim motorima s unutarnjim izgaranjem dva takta, usis i ispuh, služe za izmjenu radnog medija. Na izmjenu radnog medija utječu mnogi parametri koji će biti spomenuti u sljedećim poglavljima. Na izmjenu radnog medija u motorima s unutarnjim izgaranjem posvećivalo se mnogo pažnje još prije tridesetak i više godina, tako da to nije najnoviji trend u industriji motora, ali definitivno je trend na koji se i danas uvelike posvećuje pažnja. Neprestano se razvijaju neka nova rješenja od same konstrukcije razvodnog mehanizma do modela strujanja. Cilj je postaviti što bolja analitička rješenja kojima se može opisati svaki događaj tijekom izmjene radnog medija kako bi se predvidjele sve moguće situacije koje se mogu očekivati u radu. Poznato je da konstruiranje motora s unutarnjim izgaranjem zahtijeva korištenje kako teoretskih, tako i eksperimentalnih metoda, stoga će se i u ovom radu prikazati neki od teoretskih i eksperimentalnih pristupa. Propisi i norme koje propisuju najmanje dopuštene granice emisije štetnih plinova i čestica u okoliš, sve skuplje pogonsko gorivo pa time i uvjetovana želja za smanjenom potrošnjom goriva uvjetuju da ukupna korisnost motora s unutarnjim izgaranjem mora biti što je moguće veća. Također je današnja strategija u industriji automobila smanjenje (eng. *Downsizing*) radnog volumena motora i potrošnje goriva sa istovremenim povećanjem snage koje se najčešće ostvaruje korištenjem prednabijanja. Sve su to čimbenici koji zahtijevaju da učinkovitost izmjene radnog medija bude najveća moguća u cijelom režimu rada. Priroda samog strujanja medija vrlo je složena jer se prilikom izmjene radnog medija, medij ponaša vrlo slično kao zvučni valovi, strujanje je nestacionarno, a pri strujanju još dolazi do intenzivne izmjene topline. Proučavanje ovakvog modela traži vrlo komplicirani matematički model višedimenzijskog strujanja. Također je moguće korištenje softverskih paketa kao CFD (eng. *Computational Fluid Dynamics*) koji su u stanju simulirati strujanje pri jako gustoj geometrijskoj mreži elemenata i dati vrlo točne rezultate. Jedini nedostatak ovih metoda je taj što se vrijeme potrebno za proračun može kretati i do nekoliko dana. Zbog toga, u ovom radu će se koristiti simulacije i pojednostavljeni analitički modeli jednodimenzijskog strujanja kroz ventile danih od autora korištene literature u ovom radu, koji se mogu jednostavno i brzo riješiti na običnom stolnom računalu i daju također zadovoljavajuće rezultate. Također će biti prikazane neke od eksperimentalnih metoda za određivanje koeficijenta protoka. Takva razmatranja strujanja pri izmjeni radnog medija najčešće se podijele na više zasebnih cjelina kao što su: usisna cijev, usisni ventil, ispušni ventil, zaklopka snage (ako ju motor ima), ispušna cijev itd. Zadatak ovog rada je analizirati strujanje kroz ventile, pa će se ono detaljno i prikazati. Još jedan razlog za to je što je površina između glave ventila i sjedišta ventila ograničavajući presjek strujanju, te najviše utječu na ukupne performanse izmjene radnog medija. Važno je odrediti koeficijente protoka kroz ventile, te ih iskoristiti u proračunu za strujanje kako bi se mogao vidjeti i usporediti ukupan rezultat pojedinih konstrukcijskih rješenja na samu izmjenu radnog medija u pojedinom motoru.

2. IZMJENA RADNOG MEDIJA

Strujanje kroz ventile opisuje se kao nestacionarno strujanje u kojem se tlak, temperatura i brzina strujanja mijenjaju sa vremenom. Uzrok tome je, ako promatramo usis, što se tlak u usisnoj cijevi mijenja u ovisnosti o tlaku cilindra koji ovisi o gibanju klipa, odnosno promjeni trenutnog volumena cilindra. U slučaju ispuha, nestacionarno strujanje se formira zbog naglog pada tlaka u cilindru prilikom otvaranja ispušnog ventila. Zbog složenosti, takvo strujanje se promatra kao stacionarno strujanje superponirano s malim poremećajima, te kao adijabatsko i povrativo, odnosno kao izentropsko.

Primarna zadaća izmjene radnog medija je usisavanje najveće moguće mase zraka (svježeg punjenja) pri skroz otvorenoj zaklopci snage, te zadržavanje te iste mase unutar cilindra. Priprema smjese svježeg punjenja važna je zadaća koju obavlja usisni sustav. On mora osigurati dobar omjer zraka i goriva, te udio recirkuliranih ispušnih plinova i ravnomjerno ga rasporediti između svakog cilindra. Bitno je konstruirati usisni sustav tako da se gubici strujanja svedu na minimum. Pad tlaka (gubici) na usisnom sustavu ovisi o brzini vrtnje motora, poprečnom presjeku kroz koji prolazi svježe punjenje, gustoći svježeg punjenja, te otporu strujanja pojedinih elemenata sustava.

Po Heywoodu [3], volumetrijska korisnost η_v koristi se kao sveobuhvatna mjera za korisnost usisnih i ispušnih sustava četverotaktnih motora u smislu oponašanja pumpe zraka. Dolje navedeni izraz vrijedi samo za puno opterećenje motora, a glasi:

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_z}{\rho_z \cdot V_H \cdot \omega_m} \quad (2.1)$$

gdje je \dot{m}_z maseni protok zraka [kg/s], ρ_z gustoća zraka pri stanju okoliša [kg/m³], V_H radni volumen cilindra [m³], ω_m kutna brzina vrtnje motora [rad/s].

Volumetrijska korisnost ovisi o: vrsti goriva, udjelu isparenog goriva u usisnom sustavu, toplini isparavanja goriva, temperaturi smjese, omjeru tlaka ispuha i usisa, kompresijskom omjeru, brzini vrtnje motora, konstrukcijskoj izvedbi usisne i ispušne cijevi, geometriji ventila, veličini ventila, podizaju te kutevima otvorenosti ventila. Naravno, više mase svježeg punjenja usisane u cilindar tijekom usisa znači i veća razvijena snaga.

Problemi koji se javljaju u cijevima, komorama i ventilima pri nestacionarnom strujanju svježeg punjenja kroz usisni sustav su prisutnost trenja i inercijskih sila same struje svježeg punjenja koje uzrokuju dodatne gubitke. Za vrijeme takta usisa, u cilindru je tlak manji od atmosferskog za zbroj pojedinih gubitaka na svakoj komponenti usisnog sustava (filter traka, zaklopka, rasplinjač, usisna cijev, kanal ventila i usisni ventil). Najznačajniji gubici su na kanalu i ventilu usisa. Pad tlaka uzrokovan trenjem izveden je iz Bernoullijeve jednadžbe, a iznos glasi ovako:

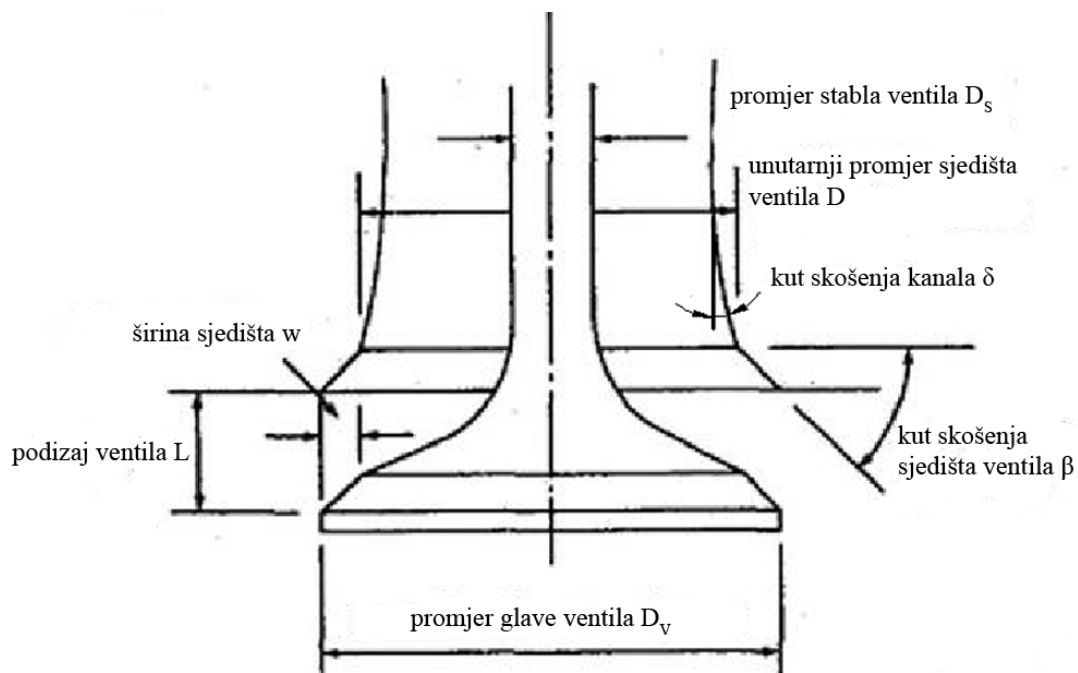
$$\Delta p = p_{ok} - p_{cil} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_i = \rho \cdot v^2 \cdot \sum \xi_i \cdot \left(\frac{A_{cil}}{A_i} \right)^2 \quad (2.2)$$

gdje je p_{ok} tlak okoliša [Pa], p_{cil} tlak u cilindru na kraju takta usisa [Pa], Δp_i je pad tlaka na pojedinom članu usisnog sustava [Pa], v srednja brzina klipa [m/s], a ξ_i koeficijent trenja strujanja i -tog člana.

Bježanje svježeg punjenja u usisnu cijev je neizbježno jer je za ovaj primjer razvodni mehanizam tako podešen, odnosno, zatvaranje usisnog ventila je tako odabrano da imamo efekt rezonantnog nabijanja pri visokim brzinama vrtnje motora. Pri tako podešenim kutevima zatvaranja usisnog ventila, najveće bježanje svježeg punjenja događa se pri malim brzinama vrtnje.

2.1. Konstrukcijski parametri

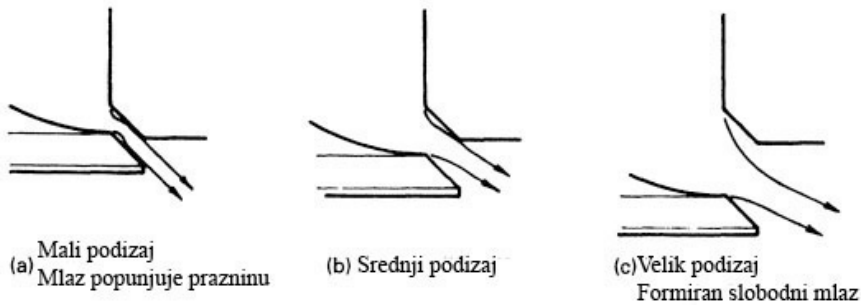
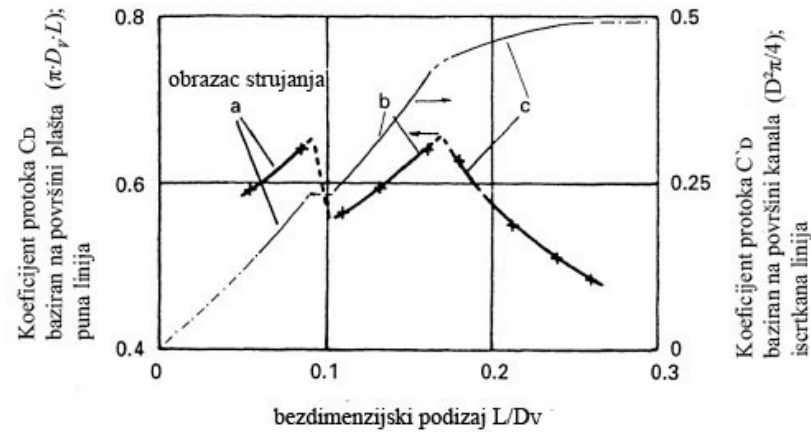
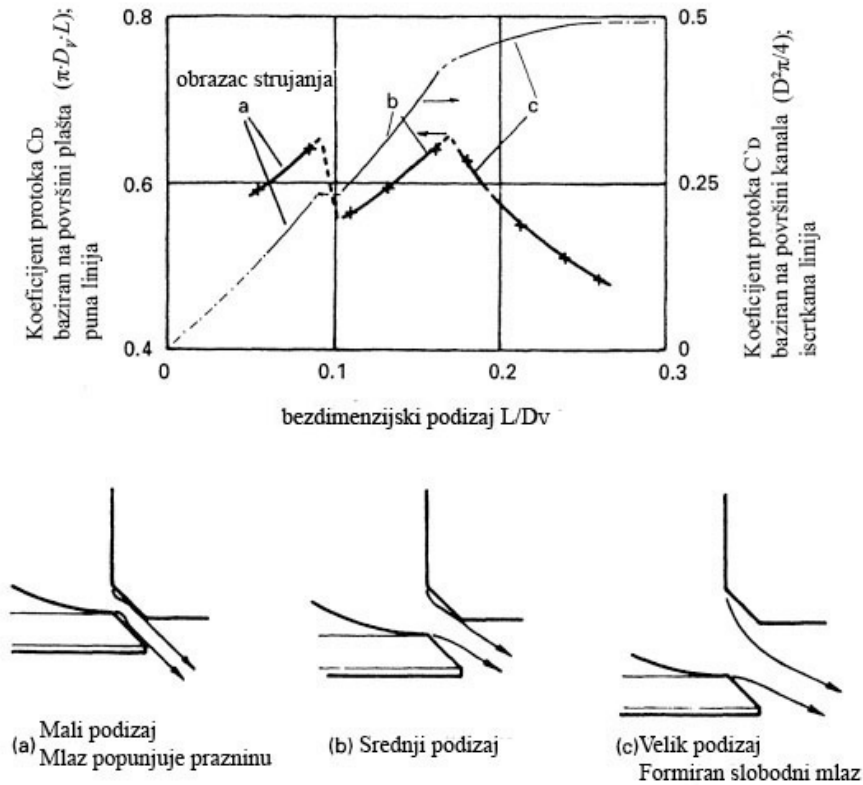
Konstrukcijskim parametrima može se znatno utjecati na koeficijent protoka, a time i na ukupnu volumetrijsku korisnost. Ovdje će biti prikazana neka od rješenja te njihove dobivene karakteristike. Najprije će biti prikazana geometrija sjedišta ventila na slici 1. dolje.



Slika 1. Geometrija sjedišta ventila [3].

U daljnjim razmatranjima koristiti će se izvedena veličina bezdimenzijski podizaj ventila, L/D_v , u kojem je L podizaj ventila čija vrijednost se kreće od nula do najvećeg podizaja ventila, a D_v je promjer glave ventila što je fiksna vrijednost. Treba napomenuti da najveći

podizaj ventila i promjer glave ventila nisu isti za sve ventile, već vrijede samo za određene geometrijske parametre pojedinog razvodnog mehanizma.

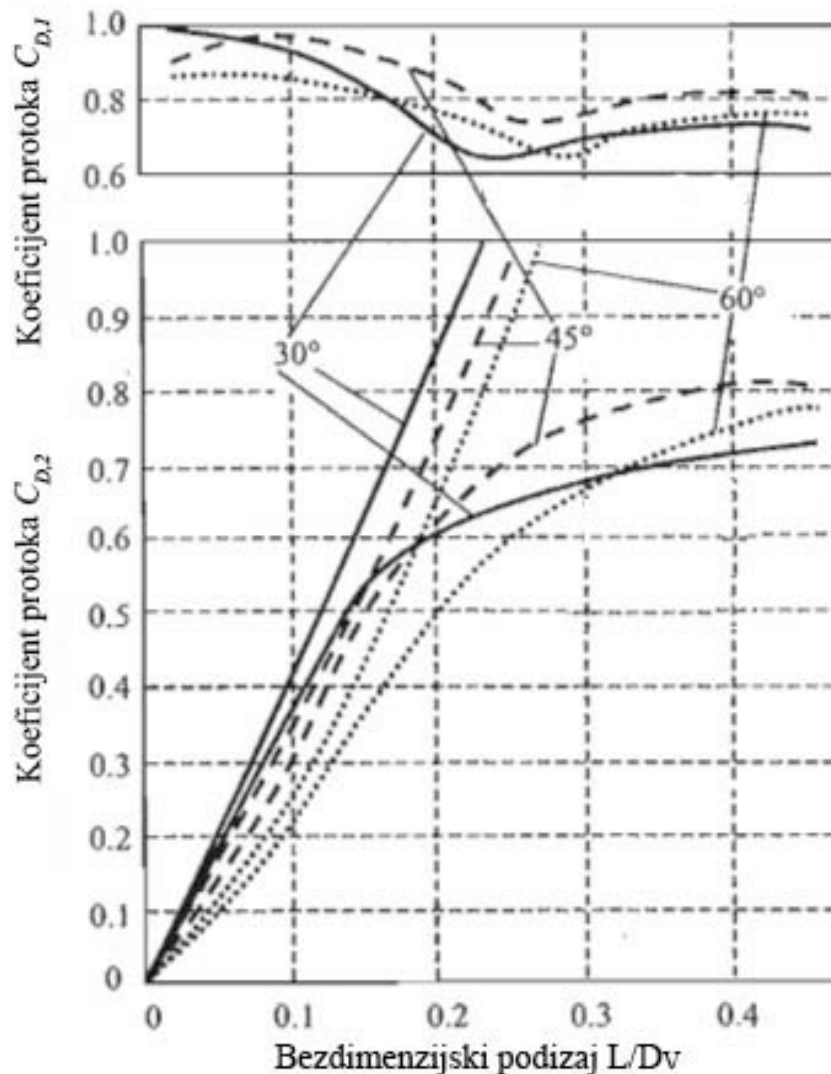


Slika 2. Karakteristika protoka oštrobriđnih usisnih ventila [1].

Na slici 2. prikazana je karakteristika strujanja mlaza kroz ventil o ovisnosti o podizaju ventila. Vidi se da pri malim podizajima ventila mlaz popunjava prazninu i prijanja za ventil i sjedište ventila, (a). Pri srednjim podizajima mlaz se odvaja od jedne površine, (b), dok pri velikim podizajima se odvaja od obje površine i formira slobodan mlaz, (c). Također je prikazana i ovisnost koeficijenata protoka (više o njima u točki 3.1.) o bezdimenzijskom podizaju L/D_V . Na lijevoj ordinati i punom crtom prikazan je koeficijent protoka koji je sveden na površinu plašta štošca u kojem se pod oznakom L misli na podizaj ventila. Na desnoj ordinati i isprekidanom crtom prikazan je koeficijent protoka koji je sveden na površinu poprečnog presjeka kanala. Površina poprečnog presjeka kanala, A_C računa se prema izrazu (3.21).

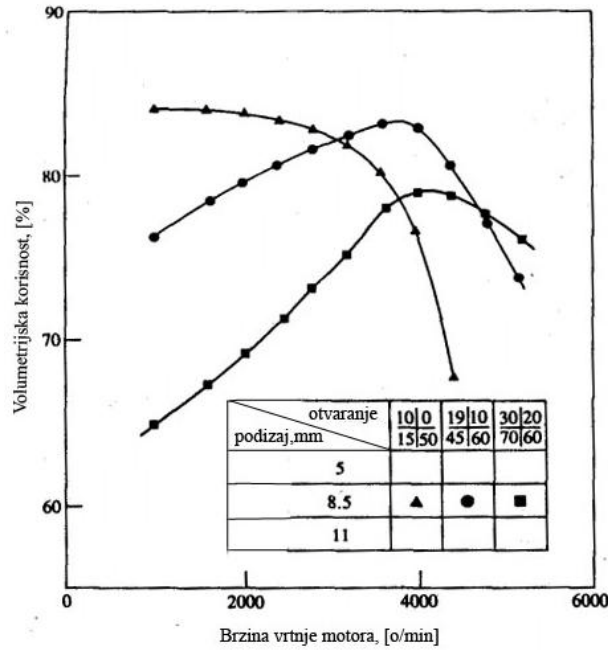
Ako promatramo geometriju ventila i sjedišta, najbolji rezultati su dobiveni sa kutem sjedišta ventila, od 30° , najmanjom mogućom širinom sjedišta w , te sa skošenjem kanala δ od 10° . Općenito, najbolje je ako se zaoble svi rubovi na sjedištu i ventilu. Na slici 3. prikazana je ovisnost koeficijenata protoka o bezdimenzijskom podizaju L/D_V za različite kuteve skošenja sjedišta ventila w . Koeficijent protoka $C_{D,1}$ određen je kao koeficijent protoka u izrazu (3.5) u cjelini 3.1., dok se koeficijent protoka $C_{D,2}$ prikazuje kao omjer izentropske površine strujanja A_{iz} (vidi izraz (3.23)) i ranije spomenute površine

poprečnog presjeka kanala, A_C . Izentropska površina strujanja, A_{iz} je proračunata površina strujanja ekvivalentne izentropske sapnice čiji maseni protok odgovara izmjerenom masenom protoku uz isti omjer tlakova pri izentropskom strujanju. Više o određivanju koeficijenta protoka spomenuto je u točki 3.1.

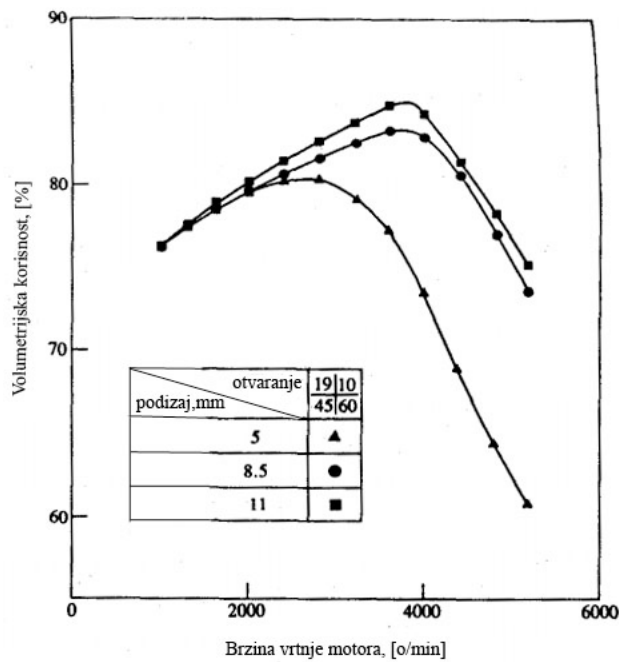


Slika 3. Usporedba strujanja i koeficijenta protoka u ovisnosti o kutu skošenja sjedišta [2].

Ako promatramo na slici 3. samo utjecaj geometrije sjedišta, manji kut skošenja sjedišta ventila zbog nagle promjene smjera strujanja kod iznosa kuta skošenja sjedišta od 30° , u većini slučajeva ima manju vrijednost koeficijenta protoka. Sjedište koje je skošeno pod 30° daje bolje rezultate na manjim podizajima ventila, dok je sjedište skošeno pod 45° bolje na većim podizajima. Sjedište koje je skošeno pod 60° lošije je u svim režimima rada od gore navedenih. Sa gledišta ostvarivanja najvećeg masenog protoka radnog medija, u većini je to stvar kompromisa, te ne ovisi samo o kutu skošenja sjedišta ventila.



a)



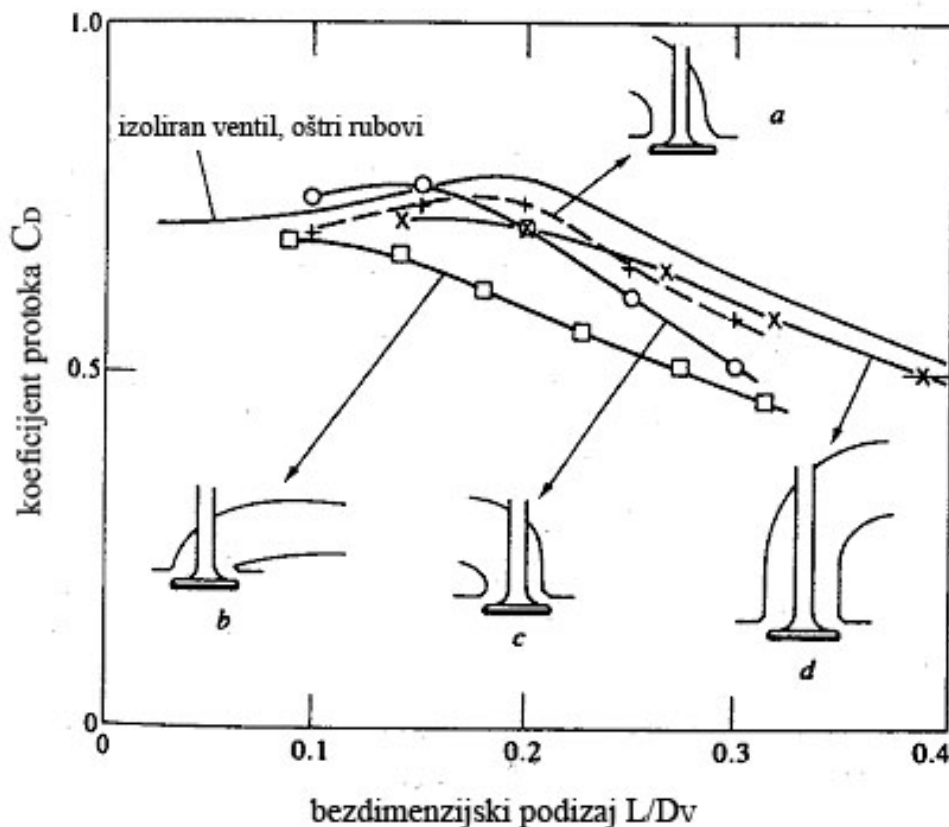
b)

Slika 4. a) Utjecaj kuteva otvaranja ventila [$^{\circ}$ KV] na η_v pri različitim brzinama vrtnje

b) Utjecaj podizaja ventila na η_v pri različitim brzinama vrtnje [3].

Vremena otvaranja su: gore lijevo - usisni ventil otvara (prije GMT), dolje lijevo - usisni ventil zatvara (poslije DMT), gore desno - ispušni ventil otvara (prije DMT), dolje desno - ispušni ventil zatvara (poslije GMT).

Slika 4. prikazuje ovisnost volumetrijske korisnosti o različitim podizajima i kutevima otvaranja ventila jednog četverocilindričnog četverotaktnog Otto-motora. Primjećuje se da ranije otvaranje usisnog ventila povećava volumetrijsku korisnost na malim brzinama vrtnje, ali zato nema dovoljno protoka zraka na visokim brzinama vrtnje. Kasno otvaranje usisnog ventila ima prednost samo na vrlo visokim brzinama vrtnje. Mali podizaji ventila općenito smanjuju izmjenu radnog medija pri srednjim i visokim brzinama vrtnje, no iznad kritičnog podizaja ventila, podizaj ventila nije više ograničavajući faktor efektivne površine otvorenosti ventila, nego je to promjer kanala.



Slika 5. Koeficijent protoka nekoliko različitih izvedbi ispušnog ventila i kanala [3].

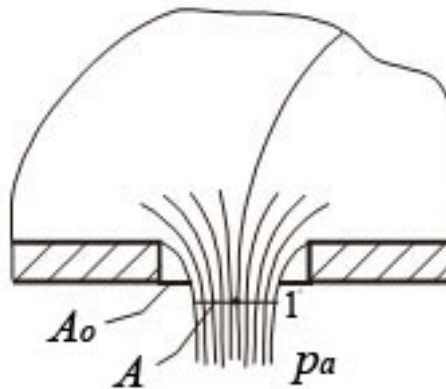
Na slici 5. vide se različite izvedbe ispušnih kanala te njihov utjecaj na koeficijent protoka. Pod nazivom izoliran ventil, oštri rubovi misli se na ventil koji je smješten na izlazu ravne cijevi, te on daje najbolje rezultate. Pod oznakom *a* prikazuje se ispušni kanal koji je na početku skošen za mali iznos kuta, te blago zaobljen u nastavku. Pod *b* unutarnji radijus zaobljenja kanala je mali, te je kanal jako horizontalno polegnut. Pod *c* unutarnji radijus zaobljenja kanala je velik, dok je vanjski dio kanala izveden kao ravan u početku, te blago zaobljen u nastavku kanala. Pod *d* početak kanala je ravan na unutarnjoj i vanjskoj strani, a kasnije je zaobljen na unutarnjoj i vanjskoj strani. Također se vidi da utjecaj različitih izvedbi ispušnog kanala dolazi tek do izražaja na većim podizajima ventila.

3. PRORAČUNI STRUJANJA

3.1. Koeficijent protoka

Koeficijent protoka, općenito, pokazuje koliko je odstupanje realnog protoka fluida kroz neki otvor od idealnog, odnosno, služi za usporedbu gubitaka tijekom strujanja kroz promatrani presjek. Na početku, bit će prikazan princip određivanja koeficijenta protoka na primjeru koji je naveden u [4]. Slika 5. prikazuje strujanje kroz jedan otvor u kojem su u presjeku 1 strujnice paralelne i tlak konstantan. U tom presjeku mjeri se površina poprečnog presjeka mlaza A , te se iz toga i površine poprečnog presjeka otvora A_0 izračuna koeficijent kontrakcije mlaza C_C koji glasi ovako:

$$C_C = A/A_0. \quad (3.1)$$



Slika 6. Prikaz strujanja fluida kroz otvor [4].

Zna se da pri strujanju u realnim fluidima djeluju viskozne sile koje uzrokuju pretvorbu dijela mehaničke energije u unutarnju. To će imati za posljedicu smanjenje brzine fluida. Zbog toga, uveden je koeficijent korekcije brzine C_v koji se određuje eksperimentalno prema izrazu:

$$w = C_v \cdot w_{id} = C_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.2)$$

gdje je w_{id} idealna brzina fluida [m/s], Δp izmjeren pad tlaka pri prolasku kroz otvor [Pa], ρ gustoća fluida koji struji [kg/m^3]. Koeficijent korekcije brzine uvijek je manji od jedan.

Stvarni protok fluida jednak je umnošku stvarne brzine fluida i stvarne površine mlaza. Prikazano jednadžbom:

$$\dot{V}_{stv} = w \cdot A = C_C \cdot C_v \cdot w_{id} \cdot A_0 = C_D \cdot \dot{V}_{id} \quad (3.3)$$

gdje je \dot{V}_{stv} stvarni volumni protok fluida [m^3/s], \dot{V}_{id} idealni volumni protok fluida [m^3/s].

$$\text{Iz toga je izveden koeficijent protoka } C_D = C_C \cdot C_v. \quad (3.4)$$

Prema Blairu [5] izentropski koeficijent protoka $C_{D,iz}$ definiran je kao omjer izmjerenog masenog protoka i masenog protoka koji bi prošao kroz izentropsku sapnicu pri istim uvjetima (tlak, temperatura). Izraz za izentropski koeficijent protoka glasi:

$$C_{D,iz} = \frac{\text{izmjeran maseni protok}}{\text{maseni protok kroz izentropsku sapnicu}} = \frac{\dot{m}_{izm}}{\dot{m}_{iz}}. \quad (3.5)$$

Ovaj izraz će se koristiti u daljnjem razmatranju za određivanje koeficijenta protoka kroz ventile, samo će se zamijeniti oznake \dot{m}_{iz} sa \dot{m}_{teor} .

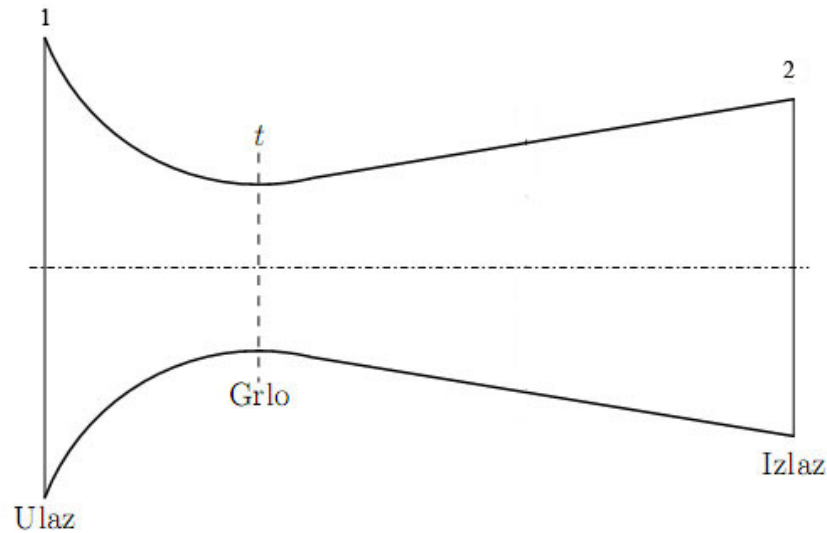
Nadalje, prema Blairu [5] izentropski koeficijent protoka je definiran primjenom nešto drugačijeg pristupa pomoću izentropske efektivne površine strujanja. Pod pojmom izentropska efektivna površina strujanja, A_{iz} smatra se proračunata površina strujanja ekvivalentne izentropske sapnice čiji maseni protok odgovara izmjerenom masenom protoku kroz promatrani presjek uz isti omjer tlakova i istu temperaturu pri izentropskom strujanju. Izraz za ovaj koeficijent protoka glasi:

$$C_{D,iz} = \frac{\text{izentropska efektivna površina presjeka}}{\text{referentna geometrijska površina presjeka}} = \frac{A_{iz}}{A_{ref}}. \quad (3.6)$$

Pod A_{ref} najčešće podrazumijeva površina poprečnog presjeka kanala ventila, A_C . Razlog tome je taj što pri većim podizajima ventila, “usko grlo” nije više površina omeđena ventilom i njegovim sjedištem kako je detaljno opisano u točki 3.4, nego je to upravo površina poprečnog presjeka kanala ventila. Izraz za izentropsku efektivnu površinu strujanja, A_{iz} nalazi se u sljedećoj točki 3.2 pod brojem (3.23).

3.2. Analiza jednodimenzijskog izentropskog strujanja

Termodinamičko stanje fluida koji struji može se opisati na dva načina, kao zaustavno (totalno) i statičko stanje. Statičko stanje je određeno je statičkim svojstvima kao što su statički tlak i temperatura. Zaustavno stanje definirano je kao konačno stanje zamišljenog izentropskog termodinamičkog procesa koji se odvija bez dovođenja ili odvođenja mehaničkog rada, a tijekom kojeg se kinetička energija fluida reducira na nulu. Važno je napomenuti da je početno stanje ovog procesa statičko stanje. Proračuni strujanja temelje se na Prvom zakonu termodinamike te jednadžbi kontinuiteta, koje će biti prikazane na primjeru proračuna sapnice prema [6] na slici 6. Ovakva sapnica je prikladna za prikaz proračuna strujanja kroz ventil, jer se ventil promatra kao usko grlo između kanala i cilindra. Također, proračuni strujanja koji vrijede za ovakvu sapnicu također vrijede i za ventil.



Slika 7. Sapnica [6].

Izraz za Prvi zakon termodinamike koji se u proračunu izentropskog strujanja glasi ovako:

$$h_{1,tot} = h_t + \frac{w_t^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (3.7)$$

gdje je $h_{1,tot}$ zaustavna entalpija fluida na ulazu [J/kg], h_t je statička entalpija u grlu [J/kg], w_t je brzina fluida u grlu [m/s], h_2 je statička entalpija na izlazu [J/kg], w_2 je brzina fluida na izlazu.

Ovdje je prikazan gotov izraz za ovisnost temperatura ako je fluid koji struji idealni plin, a izveden je u [6]:

$$T_{1,tot} = T_t + \frac{w_t^2}{2 \cdot c_p} \quad (3.8)$$

gdje je $T_{1,tot}$ zaustavna temperatura na ulazu [K], T_t temperatura u grlu [K], c_p specifični toplinski kapacitet [J/kgK].

Kako bi povezali tlakove i temperature uzet ćemo gotov izraz dobiven iz jednadžbe izentropije:

$$\left(\frac{T_t}{T_{1,tot}} \right) = \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.9)$$

gdje je p_t statički tlak u grlu [Pa], p_1 zaustavni tlak na ulazu [Pa], κ omjer specifičnih toplota (eksponent izentropije).

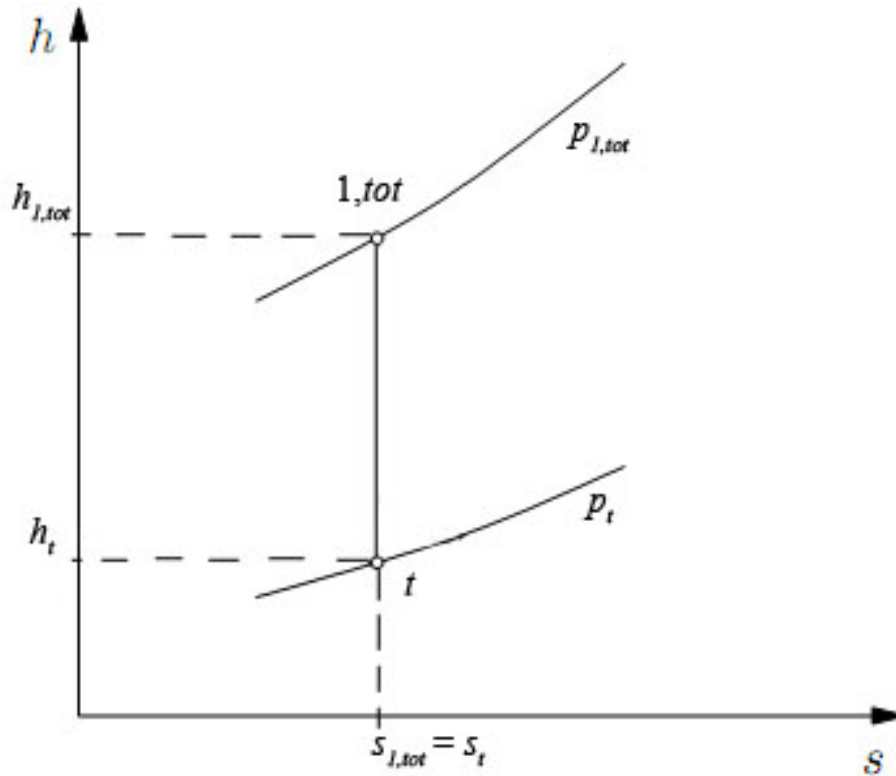
Iz jednadžbe (3.7) može se dobiti izraz za brzinu strujanja u grlu u ovisnosti o entalpiji:

$$w_t = \sqrt{2 \cdot (h_{1,tot} - h_t)} \quad (3.10)$$

Za izentropsku ekspanziju (kompresiju) idealnog plina vrijedi sljedeći izraz:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{konst.} \quad (3.11)$$

Prikaz izentropske ekspanzije ili kompresije u h-s dijagramu može se vidjeti na slici 7.



Slika 8. Prikaz izentropske ekspanzije (kompresije) idealnog plina u h-s dijagramu [6].

Ako promotrimo izraz (3.12) za Drugi zakon termodinamike za povratne procese i uvrstimo da je $ds = 0$ zbog toga što se za proces prikazan na slici 7. smatra da nema promjene entropije, dobije se izraz (3.12).

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho} \quad (3.12)$$

$$dh = \frac{dp}{\rho} \quad (3.13)$$

Kombinacijom jednadžbi (3.11) i (3.13) može se izračunati promjena entalpije tijekom stacionarnog izentropskog procesa koja sad glasi ovako:

$$dh = h_{1,tot} - h_t = \int_{p_t}^{p_{1,tot}} \frac{dp}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_{1,tot}}{\rho_{1,tot}} - \frac{p_t}{\rho_t} \right) \quad (3.14)$$

$$= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{1,tot}}{\rho_{1,tot}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$$

gdje je $\rho_{1,tot}$ gustoća pri zaustavnom stanju fluida u presjeku 1 [kg/m^3], a ρ_t gustoća pri statičkom stanju fluida u presjeku t [kg/m^3].

Uvrštavanjem izraza (3.14) u (3.10), izraz za brzinu fluida u grlu pri izentropskom strujanju glasi:

$$w_t = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{1,tot}}{\rho_{1,tot}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.15)$$

Postavljanjem jednadžbe kontinuiteta za izentropsko strujanje kroz sapnicu dobije se maseni protok kroz sapnicu po izrazu:

$$\dot{m}_{iz} = \rho_t \cdot w_t \cdot A_t = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2 \quad (3.16)$$

gdje je \dot{m}_{iz} maseni protok kroz sapnicu [kg/s], A_t površina poprečnog presjeka grla [m^2], ρ_2 gustoća fluida na izlazu [kg/m^3], A_2 površina poprečnog presjeka na izlazu [m^2].

Daljnijim uvrštavanjem izraza (3.15) u izraz (3.16) i eliminacijom ρ_t dobije se izraz za maseni protok kroz grlo sapnice koji glasi ovako:

$$\dot{m}_{iz} = \sqrt{p_{1,tot} \cdot \rho_{1,tot}} \cdot A_t \cdot \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.17)$$

Ako još uvrstimo relaciju (3.18) između gustoće, tlaka i temperature prikazanu dolje

$$\rho_{1,tot} = \frac{p_{1,tot}}{R \cdot T_{1,tot}} \quad (3.18)$$

u izraz (3.17), dobije se:

$$\dot{m}_{iz} = \frac{A_t \cdot p_{1,tot}}{\sqrt{R \cdot T_{1,tot}}} \cdot \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.19)$$

Prije nego primjenimo izraz (3.19) za izražavanje teorijskog masenog protoka kroz usisni ventil pri stlačivom strujanju u cilindar, treba prije spomenuti nekoliko napomena. Kako se smatra da pri strujanju kroz ventile tlak i temperatura u presjeku ventila su identični

tlakovima i temperaturama neposredno iza ventila, odnosno u cilindru, zbog lakšeg načina mjerenja uzet će se da indeks presjeka grla t odgovara indeksu cilindra 2. Oznaka za maseni protok u izrazu (3.19) bit će zamijenjena sa \dot{m}_{teor} .

Konačno, jednadžba za teorijski maseni protok kroz usisni ventil pri stlačivom strujanju u cilindar glasi:

$$\dot{m}_{teor} = \frac{A_{ref} \cdot p_{1,tot}}{\sqrt{R \cdot T_{1,tot}}} \cdot \left(\frac{p_2}{p_{1,tot}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1,tot}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]} \quad (3.20)$$

gdje se indeks $1,tot$ odnosi na zaustavno stanje na ulazu ispred ventila, a indeks 2 na statičko stanje u cilindru, A_{ref} je referentna površina [m^2] koja može biti različito definirana. Na primjer, A_{ref} može biti trenutna minimalna površina omeđena ventilom i sjedištem koja ovisi podizaju ventila koja je spomenuta kasnije u poglavlju 3.4. kao A_{geom} , a može se definirati kao fiksna površina poprečnog presjeka bazirana na promjeru kanala ventila, A_C ,

$$A_{ref} = A_C = D^2 \cdot \pi / 4. \quad (3.21)$$

Također vrlo popularna referentna površina je takozvana površina plašta ventila koja se računa prema izrazu:

$$A_{ref} = D_V \cdot \pi \cdot L. \quad (3.22)$$

Također, korištenjem gore navedenih relacija može se izvesti izraz za ranije spomenutu izentropsku efektivnu površinu strujanja, A_{iz} koja glasi:

$$A_{iz} = \frac{\dot{m}_{izm} \cdot \sqrt{R \cdot T_{1,tot}}}{p_{1,tot} \cdot \left(\frac{p_2}{p_{1,tot}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{1,tot}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]}}. \quad (3.23)$$

Princip za određivanje koeficijenta protoka ispušnih ventila je sličan kao i za usisni ventil. Treba pripaziti da se u izrazu (3.20) za \dot{m}_{teor} pravilno uvrste tlakovi, te da se mijenja i κ zato što fluid koji struji nije više zrak, nego su to ispušni plinovi. Izraz za \dot{m}_{teor} za istjecanje iz cilindra kroz ispušni ventil će glasiti:

$$\dot{m}_{teor} = \frac{A_{ref} \cdot p_{2,tot}}{\sqrt{R \cdot T_{2,tot}}} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{2,tot}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{2,tot}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]} \quad (3.24)$$

gdje se indeks 1 odnosi na statičko stanje u cilindru, a indeks $2,tot$ na zaustavno stanje u ispušnoj cijevi. Treba napomenuti da je izraz (3.20) usklađen što se tiče indeksa i veličina sa slikom 12., a da je izraz (3.24) usklađen sa slikom 13. iz poglavlja 4. Nadalje, ovi izrazi

vrijede samo za iznose brzine strujanja fluida do brzine zvuka, to jest, za strujanje koje nije prigušeno. Više o toj temi biti će rečeno u točki 3.3.

3.3. Provjera kritičnog omjera tlakova

Kritični omjer tlakova je takav omjer tlakova za promatrani presjek strujanja pri kojem brzina strujanja fluida u tom presjeku dostiže brzinu zvuka. Da bismo mogli izvršiti provjeru kritičnog omjera tlakova, treba prvo odrediti veličinu P koju zovemo omjer tlakova. Omjer tlakova ovisi o smjeru strujanja kroz promatrani presjek, pa se u skladu sa time tako i definira. Nas specifično zanima omjer tlakova za strujanje kroz ventile, pa ćemo iste i odrediti. Omjer tlakova za strujanje kroz ventile u smjeru cilindra, odnosno za usisni ventil glasi:

$$P = \frac{p_{1,tot}}{p_2} \quad (3.25)$$

gdje je $p_{1,tot}$ zaustavni (totalni) tlak u usisnoj cijevi [Pa], a p_2 statički tlak u cilindru [Pa].

U slučaju strujanja kroz ventile u smjeru iz cilindra, odnosno u slučaju ispušnog ventila, izraz za omjer tlakova glasi ovako:

$$P = \frac{p_1}{p_{2,tot}}, \quad (3.26)$$

no ovdje je p_1 statički tlak u cilindru [Pa], a $p_{2,tot}$ zaustavni tlak u ispušnoj cijevi [Pa].

Provjera kritičnog tlaka je obavezna jer ako bi se odvijalo nadzvučno strujanje, ili prigušeno, analitički je teško ili gotovo nemoguće, predvidjeti točno trenutno stanje fluida. stoga se takvo strujanje u motorima s unutarnjim izgaranjem nastoji izbjegavati. Na ispušnim ventilima P dostiže vrijednost oko 2 do 3, dok je omjer tlakova na usisnom ventilu ipak nešto manji.

Jedan od pogodnih načina za provjeru hoće li prilikom otvaranja ventila doći do prigušenja strujanja jest pomoću sljedećeg izraza.

$$P = P_{krit} = 1 / \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.27)$$

Ako je $P < P_{krit}$ događa se podzvučno strujanje, a ako je $P \geq P_{krit}$ tada je ono prigušeno ili nadzvučno. Valja spomenuti da strujanje preko ventila neće biti nadzvučno, jer nisu ostvareni uvjeti za to (geometrija ventila i kanala koja izgleda kao konvergentno-divergentna sapnica). U slučaju da se ostvari kritičan omjer tlakova pri strujanju kroz ventile, doći će do prigušenja. Ostvariti će se najveći mogući maseni protok, te će se zadržati kao takav, bez obzira na daljnje povećavanje omjera tlakova.

3.4. Računanje geometrijske površine strujanja kod ventila

Trenutan protok kroz ventil ovisi o podizaju ventila i geometrijskoj karakteristici glave ventila, sjedišta i stabla ventila. Postoje tri različita presjeka strujanja između ventila i sjedišta u ovisnosti o podizaju ventila. Prema Blairu [5], najmanja geometrijska površina omeđena ventilom i sjedištem je površina plašta krnjeg stošca koja se općenito računa prema izrazu:

$$A = \pi \cdot \left(\frac{d_{min} + d_{max}}{2} \right) \cdot x, \quad (3.28)$$

gdje je d_{min} promjer male baze krnjeg stošca [mm], d_{max} promjer velike baze krnjeg stošca [mm], a x duljina izvodnice [mm]. Tri različite površine strujanja ovise o iznosu podizaja ventila L koje će se detaljno razlučiti prema uvjetima koji su navedeni dolje, te prikazati na slici 9. Za dodatne oznake geometrije sjedišta i ventila treba se vratiti i pogledati sliku 1.

- 1) Za mali podizaj ventila, najmanji presjek strujanja odgovara uspravnom krnjem stošcu kojem je stožasta ploha omeđena ventilom i sjedištem, te je izvodnica x okomita na sjedište. Uvjet za ovo stanje je okomitost izvodnice x na sjedište ventila. Relacija koja povezuje podizaj ventila L i uvjet okomitosti izvodnice x izvedena je u [5]. Ovdje će se samo navesti gotov izraz koji se koristi. Vrijednosti podizaja ventila L za navedeno područje računaju se prema izrazu (3.29).

$$0 < L \leq \frac{w}{\sin\beta \cdot \cos\beta} \quad (3.29)$$

Izraz za izvodnicu x koji vrijedi za ovo područje glasi:

$$x = L \cdot \cos\beta. \quad (3.30)$$

Ako promotrimo sliku 9. vidjeti ćemo da je $d_{min} = D$, a $d_{max} = D_p$, gdje se vidi da je D unutarnji promjer sjedišta ventila, a D_p vanjski promjer sjedišta ventila, $D_p = D + 2w$. Ako uvrstimo te relacije i izraz (3.30) u izraz (3.28), te izraz sredimo, dobit ćemo izraz za najmanju površinu strujanja koja glasi:

$$A_{geom} = \pi \cdot L \cdot \cos\beta \cdot \left(D + \frac{L}{2} \cdot \sin 2\beta \right). \quad (3.31)$$

- 2) Ovo područje se javlja kad je podizaj ventila dovoljno velik, odnosno, kad izvodnica stošca nije više okomita na sjedište ventila, a podizaj ventila nije toliko velik da je površina plašta krnjeg stošca veća od površine kružnog vijenca omeđenog promjerom stabla ventila, D_s i promjerom unutarnjeg

sjedišta ventila, D . Granične vrijednosti podizaja ventila L za ovo područje računaju se prema ovom izrazu:

$$\frac{w}{\sin\beta \cdot \cos\beta} < L \leq \sqrt{\left(\frac{D^2 - D_S^2}{4 \cdot D_m}\right)^2 - w^2} + w \cdot \tan\beta, \quad (3.32)$$

gdje je D_m srednji promjer sjedišta ventila [mm], $D_m = D + w$. Izraz za izvodnicu stošca x koja vrijedi za ovo područje glasi:

$$x = \sqrt{\left(L - \frac{D_p - D}{2} \cdot \tan\beta\right)^2 + \left(\frac{D_p - D}{2}\right)^2} = \sqrt{(L - w \cdot \tan\beta)^2 + w^2}. \quad (3.33)$$

Najmanja površina strujanja je uspravni krnji stožac čija izvodnica više nije okomita na sjedište ventila. Kut baze stošca, α se povećava od kuta ($90^\circ - \beta$) do kuta, 90° . Najmanja površina strujanja opet je površina plašta krnjeg stošca, a računa se prema izrazu:

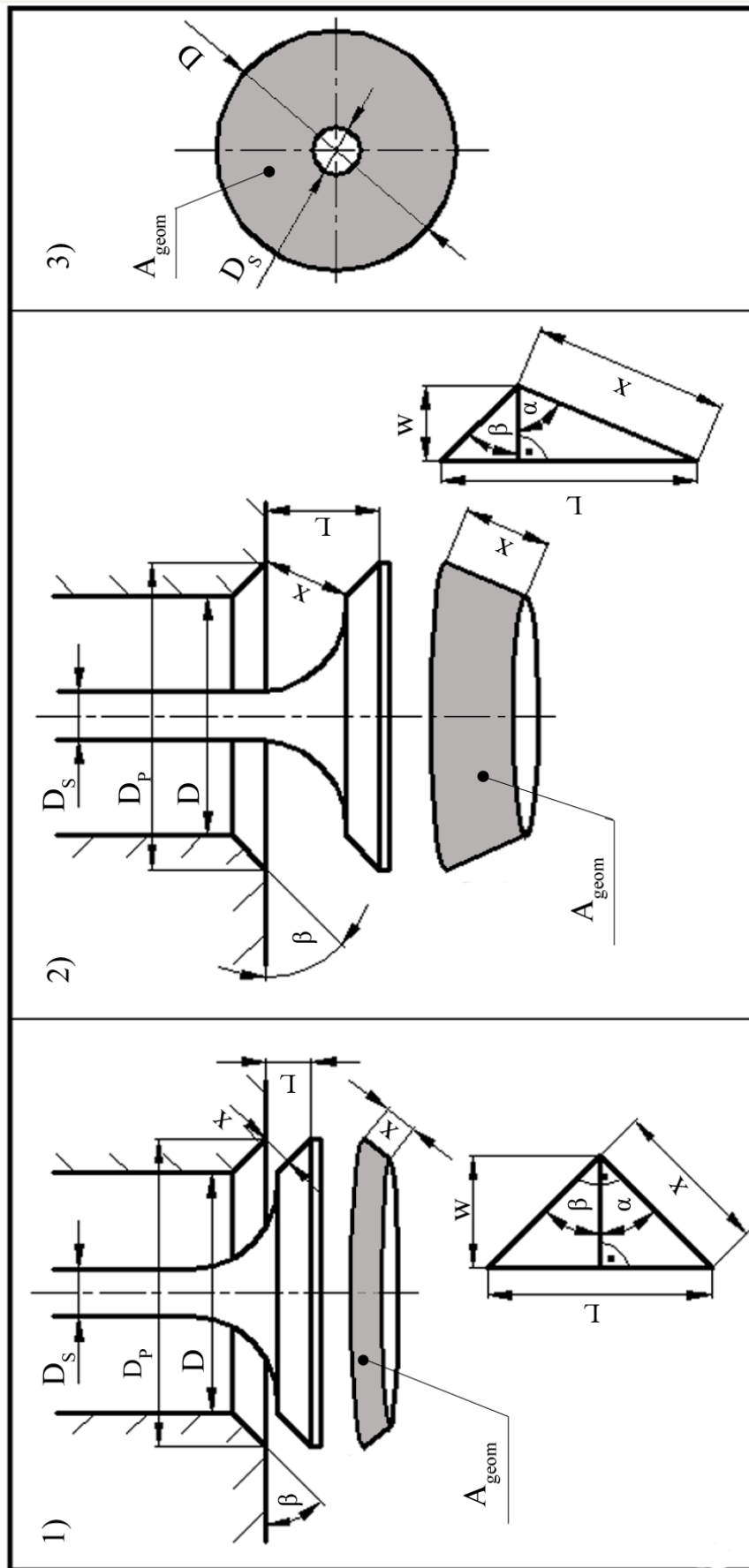
$$A_{geom} = \pi \cdot D_m \cdot \sqrt{(L - w \cdot \tan\beta)^2 + w^2}. \quad (3.34)$$

- 3) Ovo stanje se javlja kad je podizaj ventila dovoljno velik, to jest, kad je površina plašta krnjeg stošca veća od površine kružnog vijenca omeđenog promjerom stabla i unutarnjeg sjedišta ventila. Granični podizaj ventila određen je sljedećim izrazom:

$$\sqrt{\left(\frac{D^2 - D_S^2}{4 \cdot D_m}\right)^2 - w^2} + w \cdot \tan\beta < L \quad (3.35)$$

Najmanja površina strujanja nije više površina plašta krnjeg stošca omeđenog ventilom i sjedištem ventila, nego je to površina kružnog vijenca određena razlikom površina unutarnjeg sjedišta ventila i stabla ventila. Izraz za najmanju površinu strujanja za ove vrijednosti podizaja ventila glasi:

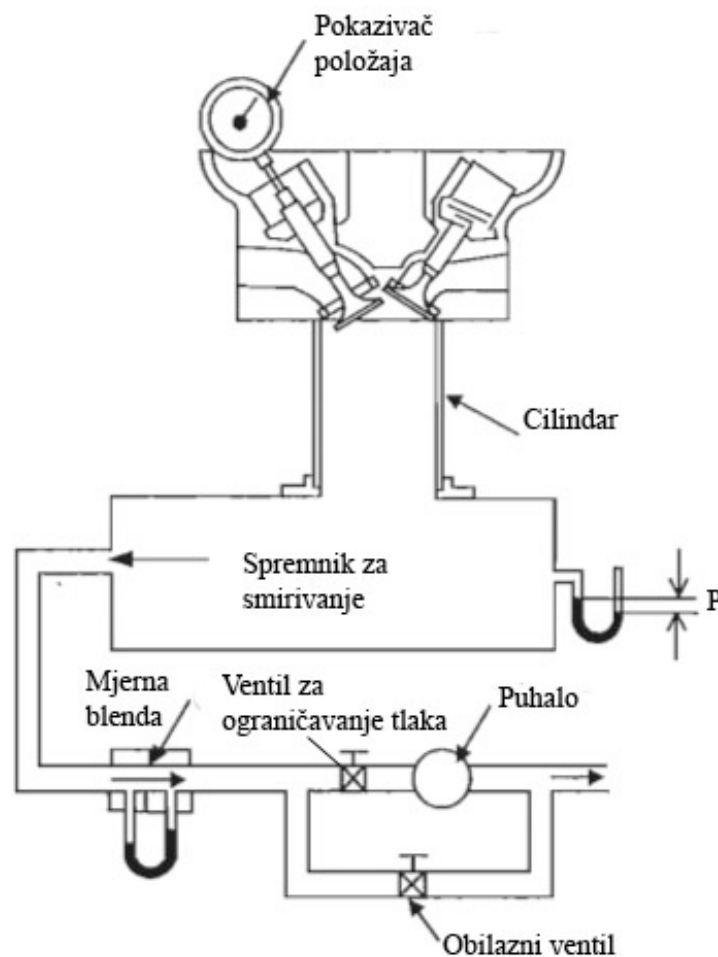
$$A_{geom} = (D^2 - D_S^2) \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (3.36)$$



Slika 9. Prikaz površina strujanja u ovisnosti o podizaju ventila L .

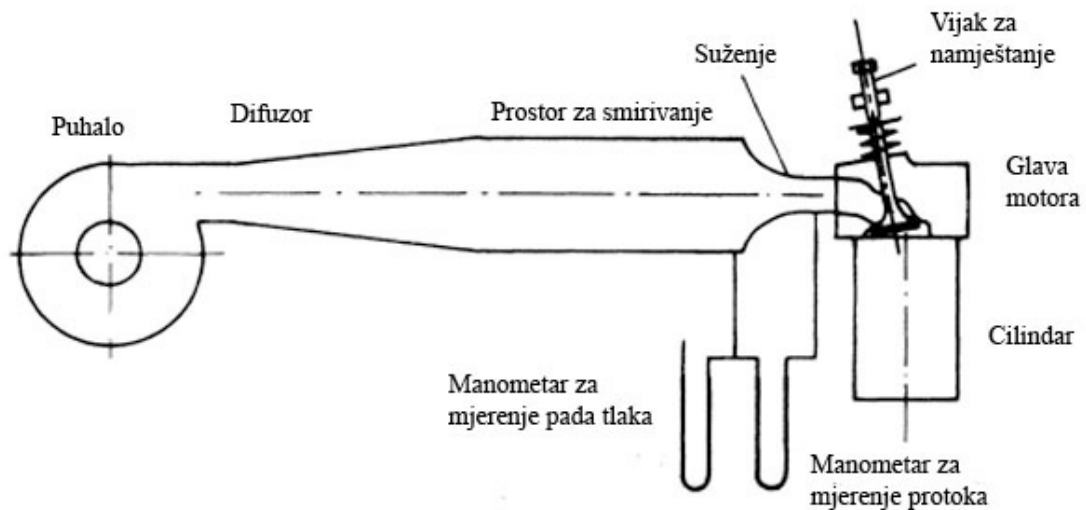
4. EKSPERIMENTALNE METODE ZA ODREĐIVANJE KOEFICIJENATA PROTOKA

Koeficijenti protoka najčešće se određuju na temelju eksperimentalno izmjerenih masenih protoka. Ovdje će biti prikazano nekoliko shematskih prikaza ispitnih stanica za mjerenje značajki protoka. Svrha eksperimentalnih metoda mjerenja i određivanja koeficijenta protoka je procijeniti utjecaj oblika kanala ventila, podizaja ventila, kuta skošenja sjedišta, veličine i oblika glave ventila, te različitih promjena tlakova na strujanje, a time i na korisnost nekog razvodnog mehanizma. Kod svih ispitnih stanica princip rada je gotovo isti. Svaki od uređaja za mjerenje karakteristika protoka radi na principu upuhivanja ili isisavanja zraka kroz otvor čiji nas koeficijent protoka zanima. Svaki uređaj bi trebao imati spremnik za smirivanje turbulencija, mjernu sekciju na kojoj se mjeri protok, te uređaje za mjerenje tlaka i temperature postavljene prije i poslije ventila, kako bi se mogao očitati pad tlaka kroz ventil i očitati stanje fluida koje će se dalje koristiti u proračunu strujanja.



Slika 10. Shema ispitne stanice za mjerenje karakteristika protoka [2].

Ispitna stanica na slici 10. sastoji se od spremnika za smirivanje pulzacija strujanja, mjerne blende kojom se mjeri protok zraka, ventila za ograničavanje tlaka koji služi za kontrolu vrijednosti tlaka, obilaznog ventila kojim se može ispustiti višak struje zraka i nepulsirajućeg puhala koje služi za isisavanje zraka. Ako nemamo nepulsirajuće puhalo, može se koristiti obično puhalo, ali treba imati još jedan spremnik za smirivanje pulzacija strujanja koji će biti spojen na puhalo.

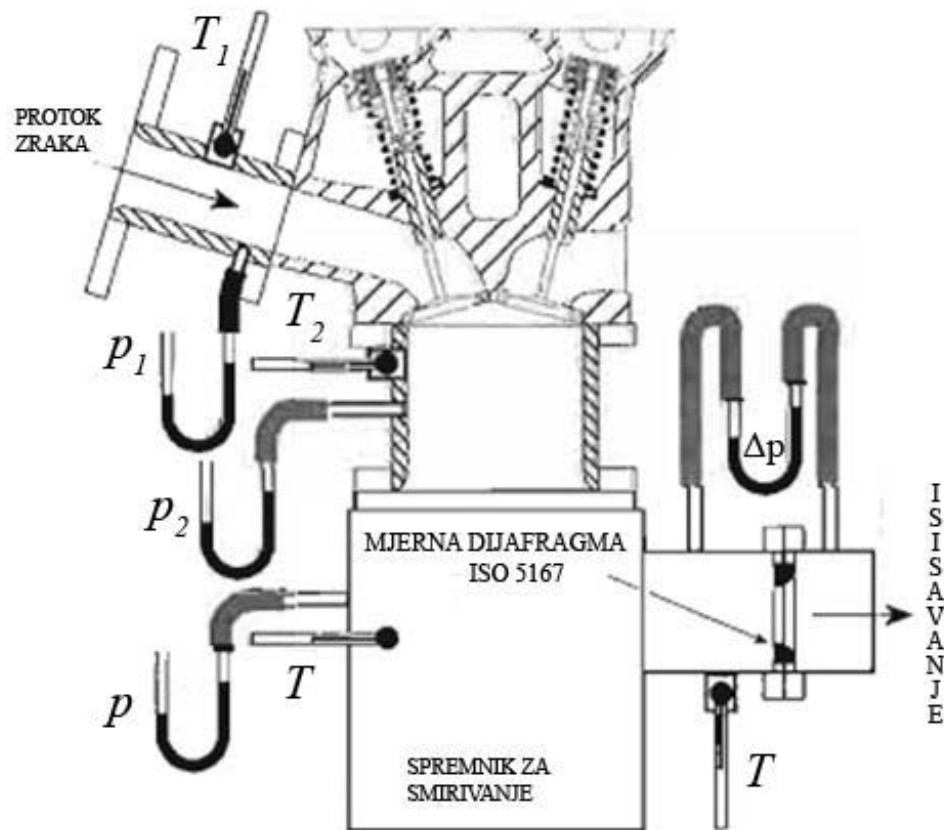


Slika 11. Shema ispitne stanice za određivanje karakteristika protoka kroz usisni ventil [1].

Princip rada ove ispitne stanice na slici 11. je sljedeći. Struja zraka se iz puhala usporava u difuzoru kako bi bilo jednoliko, te se zatim umiruje u prostoru za smirivanje. Suženje služi tome da ubrza strujanje i tako smanji utjecaj turbulencije. Vrlo je bitno da suženje točno odgovara usisnom kanalu jer u protivnom će se pojaviti neka vrsta turbulencije i dodatni pad tlaka. Suženje također služi za mjerenje protoka zraka i mjerenje pada tlaka kroz usisni ventil. Vijak za namještanje služi za to da se pri različitim podizajima ventila može izmjeriti pripadajući pad tlaka kroz ventil.

Za daljnje razmatranje koristiti ćemo ispitne stanice koje su prikazane na slici 12. i slici 13. zato što su te ispitne stanice normirane i su najbolje opisane, te nema nikakvih zabuda u vezi korištenja i mjerenja na tim ispitnim stanicama. Na slici 12. nalazi se shematski prikaz uređaja za mjerenje koeficijenta protoka usisnih ventila četverotaktnih motora prema Blairu [5], koji će biti detaljno opisan za daljnje razmatranje proračuna strujanja. Uređaj se sastoji od prirubnice na usisnoj cijevi sa ugrađenim uređajem za mjerenje statičkog tlaka, i uređaja za mjerenje temperature. Na cilindar su također spojeni uređaji za mjerenje statičkog tlaka i temperature. Iza cilindra nalazi se spremnik za smirivanje toka zraka koji je volumena oko 1m^3 . Na spremnik za smirivanje spojeni su uređaji za mjerenje statičkog tlaka i temperature kojima se mjeri trenutno stanje okoliša. Iza spremnika za smirivanje nalazi se mjerna dijafragma po ISO 5167 koja služi za mjerenje stvarnog protoka zraka. Pod sekcijom “isisavanje” može biti spremnik volumena 150m^3 u kojemu

je podtlak 93,326 kPa (700 mmHg) pomoću kojeg se vrši isisavanje zraka i ventila za ograničavanje tlaka koji se nalazi između mjerne dijafragme i spremnika s podtlakom. Također se umjesto spremnika za isisavanje zraka može koristiti nepulsirajuće puhalo. Mjerni uređaji koji se mogu koristiti su obični živini manometri i termometri, ili bilo koji mjerni uređaji koji su danas dostupni. Moguće je koristiti i napredne mjerne uređaje i tehnike koji imaju tu prednost da se mogu jednostavno umrežiti sa računalom gdje se podaci trenutno pohranjuju u memoriju. Protok zraka također se ne mora mjeriti samo mjernom dijafragmom. Moguće je koristiti bilo koji drugi uređaj, na primjer, može se koristiti mjerenje masenog protoka vrućom žicom. U programu koji je naveden u poglavlju 5. također se za mjerenje masenog protoka zraka koristi neka od novih metoda mjerenja protoka, a ne mjerna dijafragma. Ako se koristi mjerna dijafragma, treba pogledati točku 4.3. i vidjeti kako se mjeri i preračunava protok zraka. Treba upozoriti da bez obzira koji mjerni uređaj se koristio, mora biti propisno kalibriran. Cijevi koje se koriste za izradu ispitne stanice trebaju biti tankostjene čelične, ravne i glatke, a spojevi moraju odlično brtviti.



Slika 12. Uređaj za mjerenje koef. protoka za utjecanje kroz ventile [5].

Veličine koje se mjere ovom ispitnom stanicom su:

p – apsolutni statički tlak u spremniku za smirivanje (isti kao i okolišni), [Pa]

T – statička termodinamička temperatura u spremniku za smirivanje, [K]

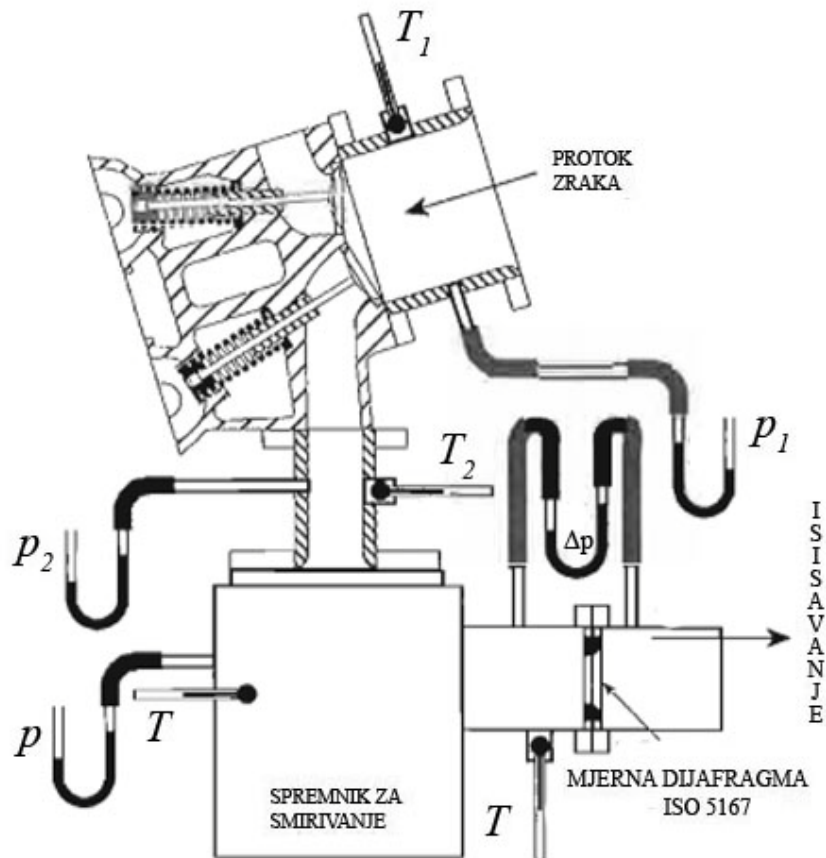
p_1 – apsolutni statički tlak u usisnoj cijevi, [Pa]

T_1 – statička termodinamička temperatura u usisnoj cijevi, [K]

p_2 – apsolutni statički tlak u cilindru, [Pa]

T_2 – statička termodinamička temperatura u cilindru, [K]

Δp – pad statičkog tlaka na mjernoj dijafragmi (mjereno diferencijalnim manometrom).



Slika 13. Uređaj za mjerenje koef. protoka za istjecanje kroz ventile [5].

Na slici 13. nalazi se shematski prikaz uređaja za mjerenje koeficijenta protoka ispušnih ventila četverotaktnih motora prema Blairu [5]. Komponente su iste kao i kod ispitne stanice prikazane na slici 11., samo je smjer strujanja obrnut.

Veličine koje se mjere ovom ispitnom stanicom su:

p – apsolutni statički tlak u spremniku za smirivanje (isti kao i okolišni), [Pa]

T – statička termodinamička temperatura u spremniku za smirivanje, [K]

p_1 – apsolutni statički tlak u cilindru, [Pa]

T_1 – statička termodinamička temperatura u cilindru, [K]

p_2 – apsolutni statički tlak u ispušnoj cijevi, [Pa]

T_2 – statička termodinamička temperatura u ispušnoj cijevi, [K]

Δp – pad statičkog tlaka na mjernoj dijafragmi (mjereno difrencijalnim manometrom).

4.1. Testiranje propusnosti ispitne stanice

norma koja propisuje kako se mjeri protok zraka ili ispušnih plinova kod Diesel motora je SAE J244. Propisi koji se spominju u njoj mogu se primijeniti i ovdje. Norma kaže da se ispitna stanica obavezno treba podvrgnuti testiranju propusnosti jer u protivnom, ako ne zadovoljava, mogu se očekivati značajne pogreške u mjerenju. Navedena su dva prihvatljiva načina za mjerenje propusnosti. Prvi način kaže da treba začepiti oba kraja ispitne stanice, te zatim sustav podvrgnuti pretlaku ili podtlaku u iznosu od 3000 Pa, ovisno o tome na kojem principu ispitna stanica radi. Nakon toga treba prekinuti dovod zraka i izmjeriti potrebno vrijeme da pretlak ili podtlak dostigne vrijednost od 1500 Pa.

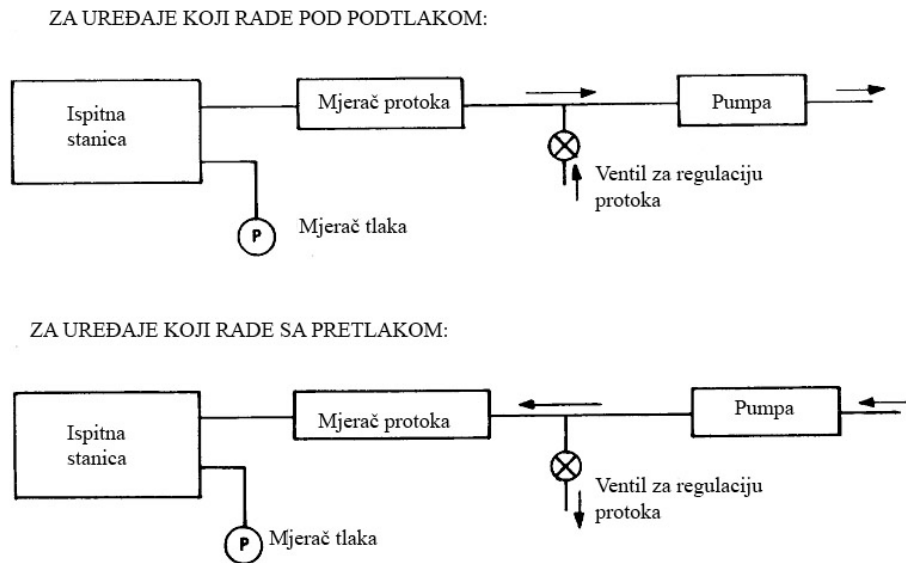
Zatim treba izračunati iznos propusnosti zraka ispitne stanice po sljedećem izrazu:

$$\dot{m}_{pro} = \frac{\Delta p \cdot V \cdot K_{pro}}{t} \quad (4.1)$$

gdje je \dot{m}_{pro} maseni protok zraka pri propuštanju [kg/s], Δp je pad tlaka (u ovom slučaju $\Delta p = 1500$ Pa) [Pa], V je volumen ispitne stanice uključujući sve cijevi, spremnike [m^3], t je izmjereno vrijeme potrebno za pad tlaka [s], K_{pro} konstanta za pretvorbu mjernih jedinica [s^2/m^2]. Zadovoljavajući maseni protok zraka koji je iscurio iznosi 0,5% od najmanjeg protoka zraka koji se mjeri tijekom ispitivanja.

Drugi način kaže da se spoje i zabrtve krajnji spojevi ispitne stanice na instalaciju prikazanu na slici 14., tako da je na ulazni kraj spojen slijed mjerač protoka-pumpa, a na izlazni mjerač tlaka. Sustav se treba podvrgnuti maksimalnom ili minimalnom tlaku, ovisno o načinu rada ispitne stanice, koji se pojavljuje u normalnim radu koristeći ventil za regulaciju protoka. Pri tome treba održavati stalan tlak na ispitnoj stanici koji se očitava na mjeraču tlaka. Ova metoda je pogodna jer se protok zraka pri propuštanju iz sustava neposredno očita na mjeraču protoka na sljedeći način. Protok zraka iz pumpe kojim se

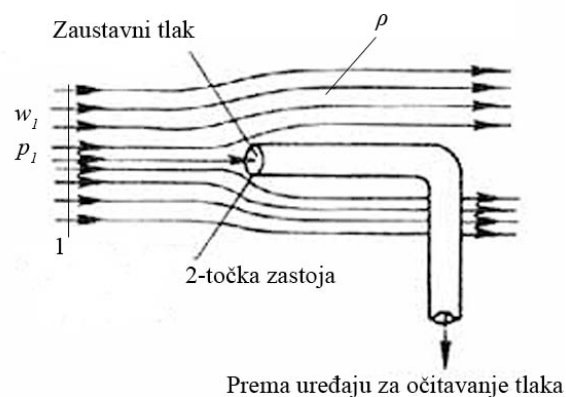
ostvaruje stalan tlak na ispitnoj stanici je upravo protok koji propušta ispitna stanica. Vrijednost protoka propuštanja očita se na mjerачu protoka. Shemu instalacije potrebne za mjerenje propusnosti ispitne stanice prikazana je na slici 14.



Slika 14. Shema instalacije za mjerenje propusnosti [7].

4.2. Mjerenje zaustavnog tlaka

Najjednostavniji uređaj koji se može koristiti za mjerenje zaustavnog tlaka je Pitotova cijev. Sastoji se od jedne zakrivljene cilindrične cijevi koja je postavljena paralelno sa strujnicama. Prikaz mjerenja Pitotovom cijevi može se vidjeti na slici 15.. U točki 2 brzina fluida jednaka je nuli (točka zastoja), te je tlak u točki 2 zaustavni tlak, p_2 . Ako je cijev spojena kao na slici 15. , iznos zaustavnog tlaka samo se očita na uređaju za očitavanje tlaka.



Slika 15. Shema mjerenja zaustavnog tlaka Pitotovom cijevi [8].

Zaustavni tlak može se također izračunati ako je poznata brzina strujanja fluida, w_1 . Ako fluid pri strujanju prolazi kroz nekakav oblik suženja, na primjer, mjernu dijafragmu, na suženju će fluid ubrzati, a energija utrošena za ubrzavanje fluida pokazati će se kao pad tlaka na suženju. Iz pada tlaka na suženju, Δp moguće je izračunati brzinu strujanja fluida prema izrazu:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.2)$$

gdje je w_1 brzina fluida u točki 1 [m/s], Δp izmjeren pad tlaka [Pa], a ρ je gustoća fluida koji mjerimo [kg/m³]. Iz poznatih relacija izvedenih iz Bernoullijeve jednadžbe može se pomoću brzine w_1 izračunati zaustavni tlak u točki 2. Te relacije su:

$$\text{Zaustavni tlak} = \text{Statički tlak} + \text{Dinamički tlak}$$

odnosno, ako pratimo veličine sa slike 15.

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} \quad (4.3)$$

gdje je p_2 zaustavni tlak u točki 2 [Pa], a p_1 statički tlak u točki 1 [Pa].

4.3. Mjerenje protoka mjernom dijafragmom po ISO 5167

Mjerne dijafragme su najjednostavniji uređaji za mjerenje volumnog protoka fluida u ovisnosti o razlici statičkog tlaka fluida prije i poslije dijafragme, odnosno padu statičkog tlaka kroz dijafragmu. Jednostavne su geometrije, sastoje se od ploče koja ima provrt u sredini, te vanjskih prirubnica koje služe za montažu na cijevovod. Mogu se koristiti različiti promjeri mjernih dijafragmi koji točno odgovaraju režimu strujanja fluida koji želimo mjeriti. Shematski prikaz jedne takve mjerne dijafragme može se vidjeti na slici 16. Norma ISO 5167 propisuje kako se izračuna koeficijent protoka mjerne dijafragme bez obzira na njezinu veličinu. Koeficijent protoka mjerne dijafragme, α prema [9] računa se po ovom izrazu:

$$\alpha = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,1840 \cdot \beta^8 + 0,0029 \cdot \beta^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{0,75} + 0,09 \cdot \left(\frac{L_1}{D}\right) \cdot \left(\frac{\beta^4}{1-\beta^4}\right) - 0,0337 \cdot \left(\frac{L_2}{D}\right) \cdot \beta^3 \quad (4.4)$$

gdje je :

$$d - \text{unutarnji promjer mjerne dijafragme, [m]}$$

D – unutarnji promjer cijevi, [m]

L_1 – udaljenost između spoja manometra prije dijafragme i dijafragme, [m]

L_2 – udaljenost između spoja manometra poslije dijafragme i dijafragme, [m]

$\beta = \frac{d}{D}$ – omjer promjera

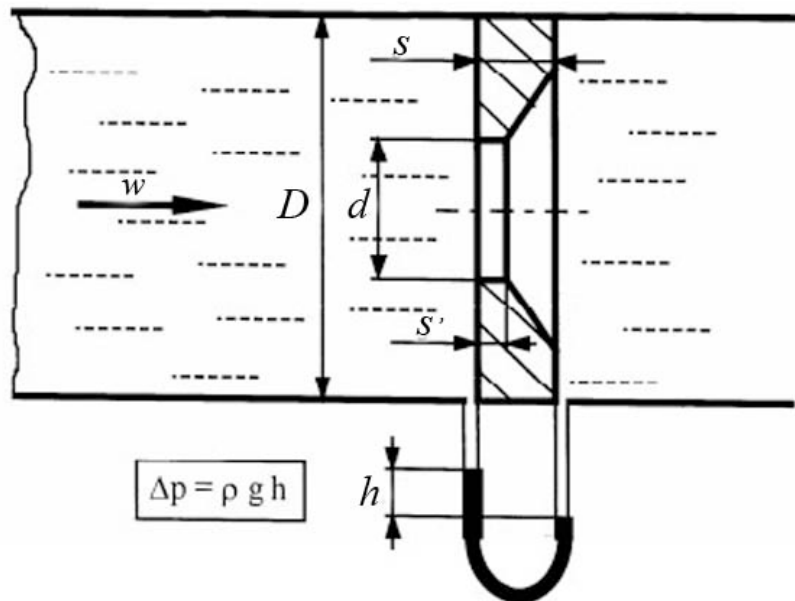
$Re = \frac{w \cdot D \cdot \rho}{\mu}$ – Reynoldsov broj za okrugle cijevi

w – brzina strujanja kroz dijafragmu, [m/s]

ρ – gustoća fluida, [kg/m³]

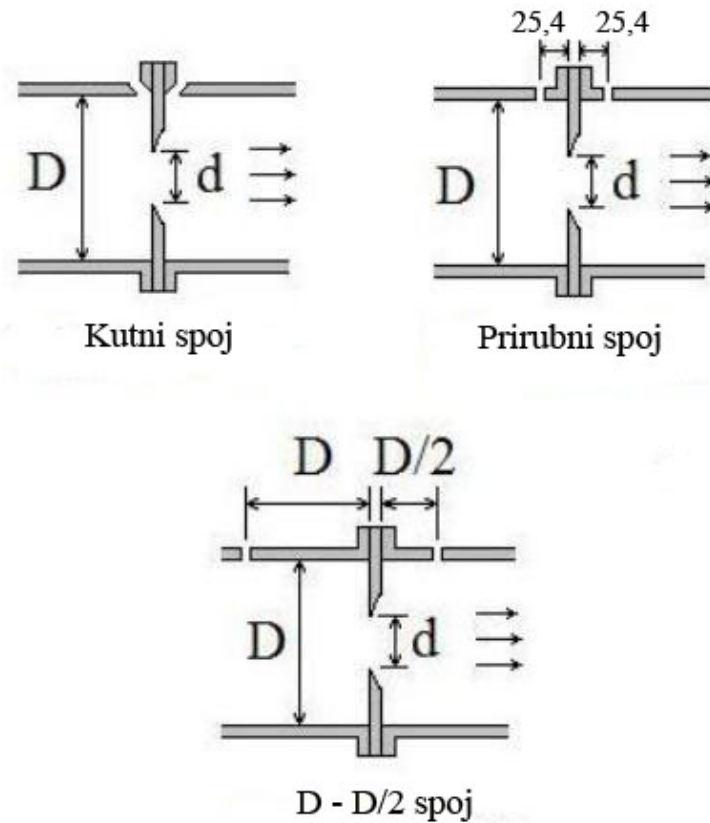
μ – dinamička viskoznost fluida, [Pas]

$A_{bl} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ – površina poprečnog presjeka mjerne dijafragme, [m²].



Slika 16. Shema mjerne dijafragme [10].

Prema normi ISO 5167 također treba voditi računa o pravilnom spajanju diferencijalnog manometra na mjesta koja su za to predviđena. Na slici 17. prikazana su osnovna tri načina spajanja. Ako promotrimo sliku 17. vidi se da za kutni spoj vrijedi relacija, $L_1 = L_2 = 0$. Za prirubni spoj manometar treba biti spojen tako da vrijedi relacija, $L_1 = L_2 = 0,0254$ m, dok za takozvani D-D/2 spoj relacija treba glasiti ovako, $L_1 = D$, $L_2 = D/2$.



Slika 17. Standardni spojevi za diferencijalni manometar na mjernoj dijafragmi [9].

Treba napomenuti da se koeficijent protoka mjerne dijafragme računa iterativnim postupkom jer ovisi o Re koji se ne može unaprijed znati jer ovisi o brzini strujanja fluida koja se računa iz masenog protoka koji se određuje pomoću α .

Izraz za volumenski protok kroz mjernu dijafragmu glasi:

$$\dot{V} = \alpha \cdot A_{bl} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (1 - \beta^4)}}, \text{ [m}^3/\text{s]}. \quad (4.5)$$

Daljnjim uvrštavanjem relacije

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}, \quad (4.6)$$

dobije se izraz za izmjereni maseni protok

$$\dot{m}_{izm} = \alpha \cdot A_{bl} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{(1 - \beta^4)}}, \text{ [kg/s]}. \quad (4.7)$$

5. OPIS PROGRAMA I PRIKAZ REZULTATA

Cilj ovog programa je izračunati izentropski koeficijent protoka prema ranije navedenim izrazima i prikazati njegovu ovisnost o bezdimenzijskom podizaju ventila koji se računa po sljedećem izrazu:

$$L_V = \frac{\text{trenutan podizaj}}{\text{maksimalan podizaj}} = \frac{L}{L_{max}}. \quad (5.1)$$

Za tu zadaću odabran je programski paket Matlab R2007b. Prvi dio programa se sastoji od unosa izmjerenih podataka na ispitnoj stanici koji su pohranjeni u txt formatu datoteke. Podaci u datoteci trebaju biti pravilno strukturirani na sljedeći način. Ne unose se oznake mjernih jedinica i fizikalnih veličina, to jest, datoteka ne smije sadržavati nikakve druge oznake osim brojeva. Podaci se strukturiraju tako da se u prvi stupac unosi vrijednost podizaja ventila. U drugi i treći stupac unose se redom tlak i temperatura trenutnog stanja atmosfere. U četvrti i peti stupac unose se redom tlak i temperatura u usisnoj cijevi. U šesti i sedmi stupac unose se tlak i temperatura u cilindru. U osmi stupac unosi se pad tlaka na mjernoj dijafragmi, a u deveti izmjereni maseni protok. Bitno je napomenuti da se decimalni brojevi ne odvajaju zarezom, nego točkom. Za ostvarivanje razmaka između stupaca treba koristiti tabulator (tipka Tab), te treba izbjegavati ramake između pojedinih redova. Zatim se unosi geometrija ventila i njegovog sjedišta. Za ovaj program podaci su proizvoljno odabrani, to jest, nisu podaci koji su izmjereni na stvarnoj ispitnoj stanici. Odabrana geometrija ventila i njegovog sjedišta koja se koristi u programu prikazana je u tablici 1..

Tablica 1. Geometrija ventila i njegovog sjedišta.

Oznaka	Iznos	Jedinica	Opis
D	20	[mm]	unutarnji promjer sjedišta ventila
Dv	24	[mm]	promjer glave ventila
w	2	[mm]	širina sjedišta ventila
beta	45	[°]	kut skošenja sjedišta
Ds	4	[mm]	promjer stabla ventila
Dp	24	[mm]	vanjski promjer sjedišta ventila
Dm	22	[mm]	srednji promjer sjedišta ventila

Korišteni podaci za ispitnu stanicu navedeni su u tablici 2., čije se fizikalne veličine slažu sa ranije navedenima kod ispitne stanice na slici 12. u poglavlju 4.. Pad tlaka na mjernoj dijafragmi, Δp , ne koristi se u programu jer je izmjeren maseni protok sa drugim uređajem, a ne mjernom dijafragmom, pa nema potrebe za time. Inače, ako se koristi mjerna

dijafagma za mjerenje masenog protoka, treba koristiti naputke i dane jednadžbe u točki 4.3..

Tablica 2. Izmjereni podaci sa ispitnom stanicom.

L [mm]	p [Pa]	T [K]	p_1 [Pa]	T_1 [K]	p_2 [Pa]	T_2 [K]	Δp [Pa]	\dot{m}_{izm} [kg/s]
0.5	101000	293	101000	293	100000	300	1	0.0008
1	101000	293	101000	293	90000	300	2	0.0055
1.5	101000	293	101000	293	85000	300	3	0.0102
2	101000	293	101000	293	83000	300	4	0.0145
2.5	101000	293	101000	293	82000	300	5	0.0190
3	101000	293	101000	293	80000	300	6	0.0242
3.5	101000	293	101000	293	80000	300	7	0.0280
4	101000	293	101000	293	80000	300	8	0.0320
4.5	101000	293	101000	293	80000	300	9	0.0350
5	101000	293	101000	293	80000	300	10	0.0373
5.5	101000	293	101000	293	80000	300	11	0.0383
6	101000	293	101000	293	80000	300	12	0.0395
6.5	101000	293	101000	293	80000	300	13	0.0400
7	101000	293	101000	293	80000	300	14	0.0403
7.5	101000	293	101000	293	80000	300	15	0.0407
8	101000	293	101000	293	80000	300	16	0.0410
8.5	101000	293	101000	293	80000	300	17	0.0412
9	101000	293	101000	293	80000	300	18	0.0415
9.5	101000	293	101000	293	80000	300	19	0.0417
10	101000	293	101000	293	80000	300	20	0.0420

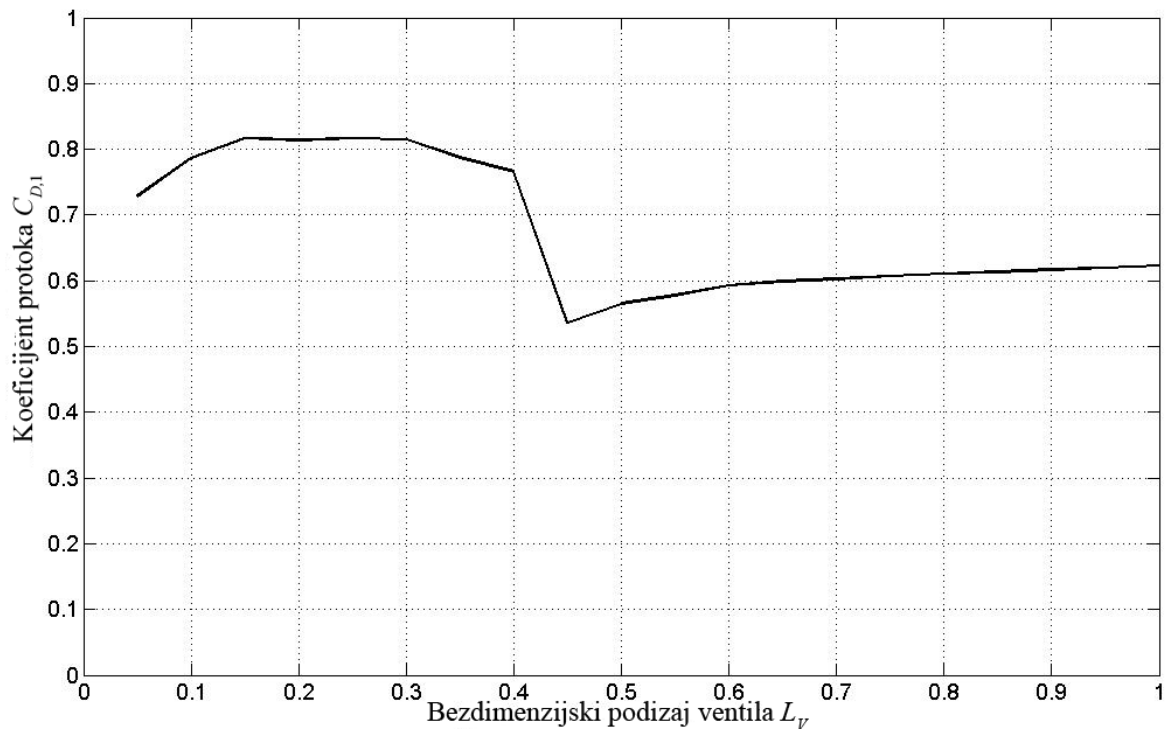
Nakon toga kreće se računati A_{geom} za svaki iznos podizaja ventila na način kako je prikazano u točki 3.4. Zatim je potrebno izračunati zaustavni tlak i temperaturu u presjeku 1 prije ventila. Prvo se izračuna gustoća zraka prema jednadžbi stanja idealnog plina tako što se uvrste izmjerene statički tlak i temperatura u presjeku 1. Zatim se izračunava totalni tlak korištenjem izmjerenog masenog protoka, \dot{m}_{izm} , i izračunate gustoće, prema izrazu koji je dobiven iz jednadžbe (4.3). Gotov izraz glasi:

$$p_{1,tot} = p_1 + \frac{\dot{m}_{izm}^2}{2 \cdot \rho_1 \cdot A_c^2} \quad (5.2)$$

Nakon toga se izračuna totalna temperatura u presjeku 1 prema izrazu (3.9). Zbog toga što smo koristili statičko stanje za prvo računanje gustoće, provedene su dvije iteracije za dobivanje točnih rezultata za zaustavni tlak i temperaturu po izrazima navedenim gore, osim što se sad gustoća računa sa zaustavnim tlakom i temperaturom. Nakon toga slijedi računanje L_V prema izrazu (5.1), te računanje omjera tlakova P prema izrazu (3.26).

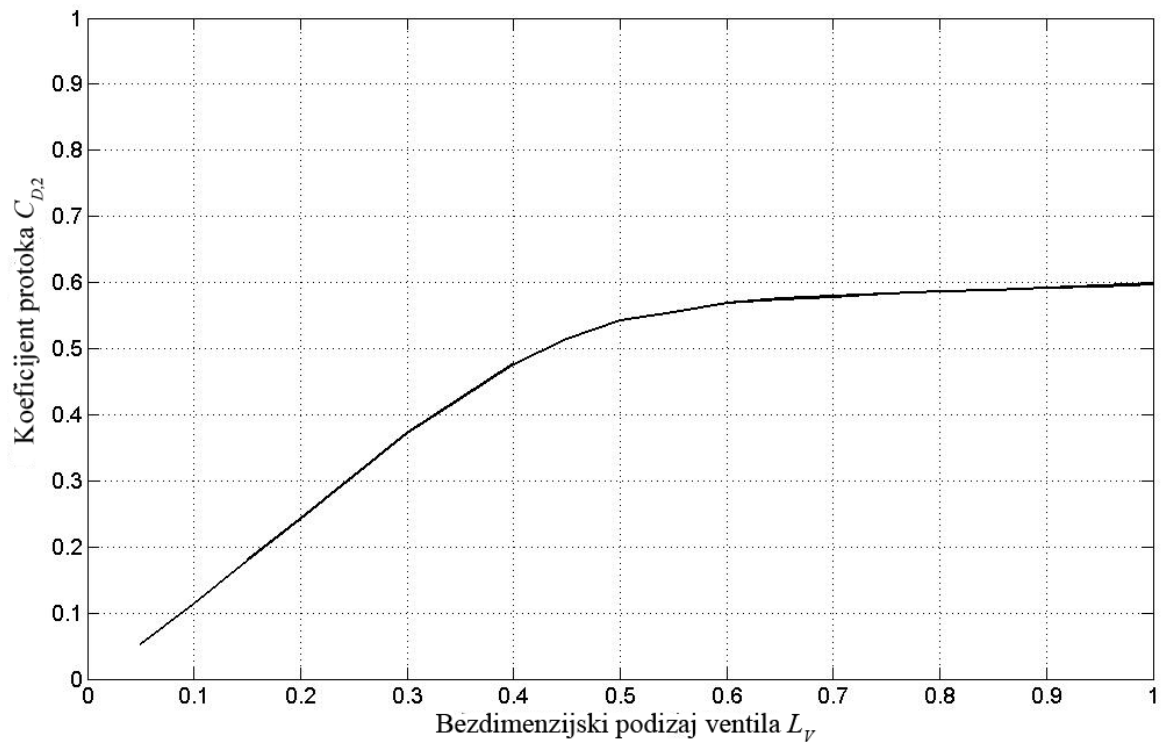
Nakon toga slijedi provjera P_{krit} prema izrazu (3.27). Poslije toga se računa \dot{m}_{teor} prema izrazu (3.20) i A_{iz} prema izrazu (3.23). Nakon toga se računaju izentropski koeficijenti protoka $C_{D,1}$ i $C_{D,2}$, pri čemu se $C_{D,1}$ računa prema izrazu (3.5), a $C_{D,2}$ prema (3.6) gdje se u nazivniku pod oznakom A_{ref} smatra površina poprečnog presjeka kanala ventila, A_C .

Rezultati proračuna u programu vide se na slikama 18. i 19. u obliku dijagrama. Na slici 18. prikazana je ovisnost $C_{D,1}$ o bezdimenzijskom podizaju ventila. Koeficijent protoka $C_{D,1}$ kreće se u dosta uskim granicama i nema neke velike promjene u njegovom iznosu, osim pri intervalu bezdimenzijskog podizaja, $L_V = 4 \div 4,5$. Razlog tome je to što upravo tad završava prvi stadij podizaja ventila, a započinje drugi, pa se izrazi za A_{geom} spomenuti u točki 3.4. razlikuju u tome što je drugi veći od prvog, što rezultira većom \dot{m}_{teor} . Time je $C_{D,1}$ naglo pao za taj podizaj, no dalje nastavlja rasti do iznosa bezdimenzijskog podizaja, $L_V = 6$, nakon kojeg započinje treći stadij podizaja ventila u kojem praktički, nema više značajne promjene u iznosu $C_{D,1}$ zbog toga što je A_{geom} konstantna.



Slika 18. Prikaz izračunatog koeficijenta protoka $C_{D,1}$.

Na slici 19. prikazan je koeficijent protoka $C_{D,2}$ koji je izračunat kao omjer izentropske površine strujanja, A_{iz} , i površine poprečnog presjeka kanala, A_C . Ovisnost $C_{D,2}$ o bezdimenzijskom podizaju, L_V , kreće se iz nule jer A_{iz} ovisi o \dot{m}_{izm} koja iznosi nula za nulti podizaj ventila. Zatim raste i asimptotski se približava ustaljenoj vrijednosti $C_{D,2}$ pri većim podizajima ventila.



Slika 19. Prikaz izračunatog koeficijenta protoka $C_{D,2}$.

6. ZAKLJUČAK

U radu su prikazani neki od konstrukcijskih parametara kojima se postiže bolja učinkovitost izmjene radnog medija. Bitno je napomenuti da nema konstrukcijskih rješenja koje će zadovoljiti sve zahtjeve, na primjer, da motor ima malu malu emisiju štetnih plinova, a koristi se u motosportu. Pri pravilnom konstruiranju motora trebala bi se znati namjena pojedinog motora, te zahtjevi na taj motor koji moraju biti ispunjeni. Sukladno tome, određuju se konstrukcijski parametri koje mora zadovoljiti sustav za izmjenu radnog medija. Zatim treba analitičkim metodama predvidjeti što pojedino rješenje daje, te napraviti kompromis koji će zadovoljiti dane uvjete. Nakon toga ispituju se dobiveni rezultati na stvarnom modelu. Za ostvarivanje dobrih rezultata pri prosječnim zahtjevima na geometriju ventila i sjedišta, treba se držati sljedećih uputa: kut skošenja sjedišta ventila, β trebao bi se kretati između 30° i 45° , širina sjedišta ventila, w treba biti najmanja moguća, te kut skošenja kanala, δ trebao bi iznositi 10° . Za prosječan motor čija brzina vrtnje rijetko prelazi 4500 okretaja u minuti, iznos podizaja ventila, L trebao bi se kretati oko 10 mm.

Detaljno je prikazan proračun jednodimenzijskog strujanja kroz ventile u kombinaciji sa postojećim eksperimentalnim metodama. Postavljanje same ispitne stanice nije složeno. Problemi koji se javljaju su visoka cijena deklariranih preciznih mjernih dijafragmi čija je cijena oko 8000 kuna. Navedene mjerne dijafragme ne mogu se koristiti za mjerenje različitih vrijednosti masenih protoka jer su ograničene svojom veličinom za pojedini promjer cijevi koja utječe na mjernu osjetljivost uređaja. Zbog toga, preporučuje se korištenje digitalnih uređaja za mjerenje masenog protoka zraka, kao što je uređaj za mjerenje protoka zraka vrućom žicom. Taj uređaj ima nekoliko prednosti nad mjernom dijafragmom. Trenutno se očita i pohrani izmjerena vrijednost, osjetljiv je na veliki raspon vrijednosti masenog protoka, te njegova cijena nije visoka, iznosi oko 3300 kuna. Za isisavanje zraka preporuča se korištenje puhala, a ne ogromnog spremnika koji zauzima veliki prostor. Također se preporuča da ispitna stanica bude postavljena po uzoru na primjer prikazan na slici 12., uz preinake koje su gore navedene.

Program koji je izrađen za dobivanje koeficijenta protoka korištenjem izmjerenih podataka, bez obzira što su podaci pretpostavljeni, rezultati su logični, te vjerodostojno prikazuju ovisnost koeficijenata protoka o podizaju ventila koji se mogu usporediti sa stvarnim koeficijentima protoka koji su prikazani u poglavlju 2. na slici 3..

Bitno je napomenuti da koeficijenti protoka u ovom radu mogu poslužiti kao mjera za usporedbu pojedinih zahvata na samoj geometriji usisnog sustava, ali i promjeni radnih uvjeta, kao što je tlak na usisu, temperatura, količina mase svježeg punjenja itd., ovisno o potrebama osobe koja će ih koristiti.

7. LITERATURA

- [1] Stone R.: Introduction to Internal Combustion Engines, Macmillan press Ltd., London, 1999.
- [2] Wang Y.: Introduction to Engine Valvetrains, SAE, Warrendale, 2007.
- [3] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw – Hill, New York, 1988.
- [4] Virag Z.: Mehanika fluida: odabrana poglavlja, primjeri i zadaci, FSB, Zagreb, 2002.
- [5] Blair G.P.: Design and Simulation of Four-Stroke Engines, SAE, Warrendale, 1999.
- [6] Tuković Ž., Guzović Z.: Osnove turbostrojeva: Skripta, FSB, Zagreb, 2006.
- [7] SAE J244.pdf , SAE, Warrendale, 1992.
- [8] http://www.centennialofflight.gov/essay/Theories_of_Flight/Ideal_Fluid_Flow/TH7G3.jpg
- [9] <http://www.brighthub.com/engineering/civil/articles/63291.aspx>
- [10] http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_teh_term_energ/nas/laboratorijske_vjezbe_%2007/5_brzina_strujanja.pdf

PRILOG: I. Ispis programskog koda

```
clc
```

```
clear
```

```
load -ascii unos.txt
```

```
%unos podataka%
```

```
U=unos;
```

```
kapa=1.4; % omjer spec. toplina
```

```
D=20; % unutarnji promjer sjedista ventila,[mm]
```

```
Dv=24; % promjer ventila,[mm]
```

```
w=2; % sirina sjedista,[mm]
```

```
beta1=45; % kut skosenja sjedista,[°]
```

```
Ds=4; % promjer stabla ventila,[mm]
```

```
Dp=D+2*w; % vanjski promjer sjedista ventila,[mm]
```

```
Dm=D+w; % srednji promjer sjedista ventila,[mm]
```

```
L=U(1:end,1); % podizaj ventila,[mm]
```

```
p=U(1:end,2); % tlak okolisa,[Pa]
```

```
T=U(1:end,3); % temperatura okolisa,[K]
```

```
p1=U(1:end,4); % tlak zastoja u cilindru,[Pa]
```

```
T1=U(1:end,5); % temperatura zastoja u cilindru,[K]
```

```
p2=U(1:end,6); % tlak u usisnoj cijevi,[Pa]
```

```
T2=U(1:end,7); % temperatura u usisnoj cijevi,[K]
```

```
delta_p=U(1:end,8); % dif.tlak mjerne dijafragme,[Pa]
```

```
m_izm=U(1:end,9); % izmjeren maseni protok,[kg/s]
```

```
R=287.1; % spec. plinska konstanta za zrak, [J/kgK]
```

```
%m_teor % teorijski maseni protok, [kg/s]
```

%Ageom trenutni površina strujanja kroz ventil, [mm²]

%A_iz površina izentropskog područja, [mm²]

Ac=D²*pi()/4; %površina pop.presjeka kanala, [mm²]

beta=pi()*beta1/180; %kut skosenja sjedista,[rad]

%racunanje

for i=1:1:20

%Ageom

if (w/((sin(beta)*cos(beta)))) >= L(i)

Ageom(i)= pi*L(i)*cos(beta)*(D+(L(i)/2)*sin(2*beta));

elseif (sqrt((((D²-Ds²)/(4*Dm))²-w²)+w*tan(beta)) >= L(i) >

(w/((sin(beta)*cos(beta))))

Ageom(i)=pi*Dm*sqrt(((L(i)-w*tan(beta))²+w²);

else

Ageom(i)=(D²-Ds²)*pi/4;

end

%bezdimenzijski podizaj Lv

Lv(i)=L(i)/L(end);

%racunanje zaustavnog tlaka i temperature

ro1(i)=p1(i)/(R*T1(i)); %gustoca zraka

p1_tot3(i)=p1(i)+m_izm(i)²/(2*ro1(i)*(Ac/1000000)²); %totalni tlak

T1_tot3(i)=T1(i)*(p1_tot3(i)/p1(i))^(kapa-1/kapa); %totalna temperatura

% prva iteracija

ro1_tot3(i)=p1_tot3(i)/(R*T1_tot3(i));

p1_tot2(i)=p1(i)+m_izm(i)²/(2*ro1_tot3(i)*(Ac/1000000)²);

```

T1_tot2(i)=T1(i)*(p1_tot2(i)/p1(i))^(kapa-1/kapa);

% druga iteracija

ro1_tot2(i)=p1_tot2(i)/(R*T1_tot2(i));
p1_tot(i)=p1(i)+m_izm(i)^2/(2*ro1_tot2(i)*(Ac/1000000)^2);
T1_tot(i)=T1(i)*(p1_tot(i)/p1(i))^(kapa-1/kapa);

%racunanje m_teor i A_iz

%provjera Pkrit
P(i)=p1_tot(i)/p2(i);
if P(i) <= (1/((2/(kapa+1))^((kapa/(kapa-1))))))
    m_teor(i)=(Ageom(i)/1000000*p1_tot(i))/sqrt(R*T1_tot(i))*((p2(i)/p1_tot(i))^(1/kapa))*
        sqrt((2*kapa)/(kapa-1)*(1-((p2(i)/p1_tot(i))^((kapa-1)/kapa))));

    A_iz(i)=(1000000*m_izm(i)*sqrt(R*T1_tot(i)))/(p1_tot(i))*((p2(i)/p1_tot(i))^(1/kapa))*
        sqrt((2*kapa)/(kapa-1)*(1-((p2(i)/p1_tot(i))^((kapa-1)/kapa))));
else
    m_teor(i)=m_teor(i-1);
    A_iz(i)=A_iz(i-1);
    greska='dogada se priguseno strujanje'
end

%izracun C_D_1
C_D_1 (i)=m_izm(i)/m_teor(i);

%izracun C_D_2
C_D_2(i)=A_iz(i)/Ac;

```

end

%prikaz C_D_1 o ovisnosti o bezdimenzijskom podizaju ventila Lv

figure(1)

plot(Lv, C_D_1,'k');

grid on;

xlabel ('Bezdimenzijski podizaj ventila Lv')

ylabel('Koeficijent protoka C_D_1')

hold;

%prikaz C_D_2 o ovisnosti o bezdimenzijskom podizaju ventila Lv

figure(2)

plot(Lv, C_D_2,'k');

grid on;

xlabel ('Bezdimenzijski podizaj ventila Lv')

ylabel('Koeficijent protoka C_D_2 ')

hold;