Određivanje geometrijskih i radnih parametara eksperimentalnog Ottovog motora s pretkomorom

Dilber, Viktor

Master's thesis / Diplomski rad

2021

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:235:430268

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Viktor Dilber

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Određivanje geometrijskih i radnih parametara eksperimentalnog Ottovog motora s pretkomorom

Mentor:
Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:
Viktor Dilber

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Momiru Sjeriću na ukazanom povjerenju i korisnim savjetima pri izradi diplomskog rada. Također se zahvaljujem asistentu Josipu Krajnoviću, mag. ing. mech., na izradi 3D CFD simulacijskog modela Ottovog motora s pretkomorom čiji su rezultati korišteni kao referentni rezultati za kalibraciju nadograđenog 1D/0D simulacijskog modela u AVL Boost™-u.

Najviše bih se zahvalio svojim roditeljima i bratu koji su bili uz mene tijekom cijelog mog školovanja. Posebna zahvala ide mojim prijateljima Moniki i Josipu.

Hrvatska zaklada za znanost

Ovaj diplomski rad izrađen je u okviru aktivnosti istraživačkog projekta **IP-2019-04-4900** „*Istraživanje efikasnijeg i ekološki prihvatljivijeg izgaranja u Ottovim motorima s pretkomorom*“ financiranog od Hrvatske zaklade za znanost – HrZZ. Ovim putem se zahvaljujem na potpori i mogućnosti za sudjelovanjem u istraživačkim aktivnostima.

Viktor Dilber

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: **602 - 04 / 21 - 6 / 1**	
Ur. broj: **15 - 1703 - 20 -**	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Viktor Dilber** Mat. br.: 0035199970

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Određivanje geometrijskih i radnih parametara eksperimentalnog Ottovog motora s pretkomorom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Definition of Geometrical and Operational Parameters of Experimental Pre-Chamber Spark Ignited Engine**

Opis zadatka:

Na postojećem eksperimenalnom motoru Hatz 1D81 u Laboratoriju za motore i vozila će biti napravljene izmjene kako bi se istražio rad motora u Ottovom načinu rada i uz primjenu aktivne pretkomore. Primjena aktivnih pretkomora u Ottovim motorima omogućuje zapaljenje siromašnih smjesa u glavnom prostoru izgaranja uz vršne vrijednosti faktora pretička zraka $\lambda > 2.0$ zbog čega se smanjuju vršne temperature, emisije dušikovih oksida i specifična potrošnja goriva.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

- Izraditi potpuni simulacijski model radnog ciklusa eksperimentalnog motora u programskom paketu AVL BOOST™.
- Unaprijediti model izgaranja za Ottove motore s pretkomorom tako da se može razmatrati geometrija višestrukih fronti plamena u glavnom prostoru izgaranja.
- Na osnovu dostupnih rezultata izgaranja i strujanja 3D proračuna baziranog na metodi konačnih volumena za eksperimentalni motor s pretkomorom provesti kalibraciju konstanti simulacijskog modela radnog ciklusa motora.
- Analizirati i odrediti najpovoljnije geometrijske parametre pretkomore (volumen i promjer sapnica) i radne parametre motora (točka paljenja, početak ubrizgavanja goriva u pretkomoru) kako bi se ostvarila minimalna specifična potrošnja goriva na očekivanom rasponu brzina vrtnje motora od 1000 do 3000 min^{-1}.
- Definirati minimalna opterećenja motora koja se mogu ostvariti bez prigušenja usisa uz usvojenu maksimalnu vrijednost faktora pretička zraka prema podacima iz dostupne literature.

Rezultati numeričkih simulacija koji će proizaći izradom diplomskog rada trebali bi poslužiti kao smjernice za bržim i jednostavnijim eksperimentalnim određivanjem povoljnih parametara Ottovog motora s pretkomorom.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada. U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan: 12. studenoga 2020.

Datum predaje rada: 14. siječnja 2021.

Predviđeni datum obrane: 18. – 22. siječnja 2021.

Zadatak zadao: M. Sjerić

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS OZNAKA V
KRATICE VII
SAŽETAK VIII
SUMMARY X
1. UVOD 1
2. OTTOV MOTOR S PRETKOMOROM 3
2.1. Pregled povijesnog razvoja 3
2.2. Značajke motora s pretkomorom 6
2.3. Radni parametri motora s pretkomorom 9
2.4. Geometrijski parametri pretkomore 9
3. SIMULACIJA RADNOG CIKLUSA 11
3.1. Računalne simulacije u razvoju motora vozila 11
3.2. Model izgaranja s pretkomorom PCSI 12
3.3. Nadograđeni PCSI model 16
3.4. Konstante turbulentnih veličina 17
3.4.1. Konstanta tlačenja C_{squish} 18
3.4.2. Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl} 18
3.4.3. Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf} 18
3.4.4. Konstanta disipacije C_D 18
3.4.5. Konstanta kompresije C_C 19
3.4.6. Konstanta protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$ 19
3.4.7. Konstanta razine turbulencije C_{TL} 19
3.5. Konstante izgaranja 19
3.5.1. Brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$ 20
3.5.2. Početak izgaranja u cilindru C_{ign} 20
3.5.3. Udio izgorjele mase u prvoj fazi $C_{mass,I}$ 20
3.5.4. Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi $C_{comb,I}$ 20
3.5.5. Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$ 20
4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA U AVL BOOST™ 21
4.1. Hatz 1D81 21
4.2. Model u AVL BOOST™ 21
4.3. Kalibracija konstanti turbulentnih veličina 23
4.4. Kalibracija konstanti modela izgaranja 26
4.5. Usporedba ostalih veličina 28
5. OPTIMIRANJE GEOMETRIJSKIH I RADNIH PARAMETARA 31
5.1. Nelder-Mead optimizacijski algoritam 32
5.2. Sobolov niz 33
5.3. Optimiranje geometrijskih parametara pretkomore 34

5.4. Optimiranje radnih parametara 36
6. PRIKAZ REZULTATA 39
6.1. Određivanje djelomičnih opterećenja 39
6.2. Topografski dijagrami 40
6.3. Topografski dijagrami radnih parametara 43
6.4. Utjecaj geometrijskih parametara na TKE 44
7. ZAKLJUČAK 46
LITERATURA 47
PRILOZI 50

POPIS SLIKA

Slika 1. Dvotaktni Otto motor s pretkomorom Ricardo Dolphin [9] ... 3
Slika 2. Toyotin motor s pasivnom pretkomorom [9] ... 4
Slika 3. Hondin CVCC motor [9] ... 4
Slika 4. Gussakov LAG motor [9] ... 5
Slika 5. MAHLE Jet Ignition® [10] ... 6
Slika 6. Vizualizacija širenja vrućih mlazova [12] ... 6
Slika 7. Faze procesa paljenja turbulentnog mlaza [16] ... 8
Slika 8. Primjeri različitih izvedbi sapnice [24] ... 10
Slika 9. 1-D/0-D model [26] ... 12
Slika 10. Geometrija pretkomore [27] ... 13
Slika 11. Opis geometrije cilindra i plamena [27] ... 15
Slika 12. Primjer pozicija izgorjelog volumena (crveno) za 4 različita polumjera i 2 pozicije klipa – 6 jezgri plamena odgovora 6 mlaznica ... 16
Slika 13. Težište jezgri plamena iz CFD rezultata (lijevo) i pozicija jezgri plamena u CAD modelu (desno) ... 16
Slika 14. Shema modela u programu AVL BOOST™ ... 22
Slika 15. Usporedba profila tlaka na usisu ... 23
Slika 16. Kalibracija C_{TL} konstante ... 24
Slika 17. Kalibracija C_D konstante ... 24
Slika 18. Kalibracija $C_{turb,pc}$ konstante ... 25
Slika 19. Kalibracija $C_{comb,pre}$ konstante ... 26
Slika 20. Kalibracija C_{ign} konstante ... 27
Slika 21. Kalibracija $C_{comb,II}$ konstante ... 27
Slika 22. Usporedba tlaka u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno) ... 28
Slika 23. Usporedba faktora pretička zraka u pretkomori ... 29
Slika 24. Usporedba temperatura u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno) ... 29
Slika 25. Usporedba mase radne tvari u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno) ... 30
Slika 26. Trodimenzionalni projektni prostor [28] ... 31
Slika 27. Regularni *simplex* s 2 i 3 stupnja slobode [28] ... 33
Slika 28. Prikaz funkcije cilja za radnu točku 3 ... 35
Slika 29. Usporedba potrošnje goriva ISFC za različite vrijednosti parametara ... 38
Slika 30. ST za različita opterećenja ... 39
Slika 31. IMEP djelomičnih opterećenja ... 40
Slika 32. Topografski dijagram specifične indicirane potrošnje goriva ... 41
Slika 33. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja ... 41
Slika 34. Topografski dijagram emisije dušikovih oksida ... 42
Slika 35. Topografski dijagram vršnih temperatura u cilindru ... 42
Slika 36. Topografski dijagram emisije ugljikova monoksida ... 43
Slika 37. Topografski dijagram faktora pretička zraka ... 44
Slika 38. Topografski dijagram kuta paljenja ... 44
Slika 39. Usporedba TKE za različite geometrijske parametre ... 45

POPIS TABLICA

Tablica 1. Osnovni podaci Hatz 1D81 motora 21
Tablica 2. Radna točka pomoću koje je izvršena kalibracija modela 23
Tablica 3. Konačne i preporučene vrijednosti konstanti turbulentnih veličina 25
Tablica 4. Konačne vrijednosti konstanti modela izgaranja 28
Tablica 5. Radne točke za optimiranje geometrijskih parametara pretkomore 34
Tablica 6. Optimalne vrijednosti parametara za odabrane radne točke 35
Tablica 7. Vrijednosti najpovoljnijih geometrijskih parametara 36
Tablica 8. Najpovoljnije vrijednosti radnih parametara za minimalno opterećenje bez prigušenja 37
Tablica 9. Najpovoljnije vrijednosti radnih parametara za puno opterećenje 37

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{flame}	m^2	Površina fronte plamena
C_C	-	Konstanta kompresije
$C_{comb,I}$	-	Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi
$C_{comb,II}$	-	Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi
$C_{comb,pre}$	-	Brzina oslobađanja topline pretkomori
C_D	-	Konstanta disipacije
C_{ign}	-	Konstanta početka izgaranja u cilindru
$C_{mass,I}$	-	Udio izgorjele mase u prvoj fazi
C_p	-	Koncentracija produkata izgaranja
C_{sf}	-	Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja
C_{squish}	-	Konstanta tlačenja
C_{swirl}	-	Konstanta uzdužnog vrtloženja
C_{TL}	-	Konstanta razine turbulencije
C_{transs}	-	Konstanta tranzicijskog perioda
$C_{turb,pc}$	-	Konstanta protoka kroz otvore sapnice
D	mm	Promjer cilindra
d_2	mm	Promjer vrata pretkomore
d_{ori}	mm	Promjer otvora sapnice
H	mm	Hod klipa
H_u	MJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva
I_f	-	Pod-relaksacijska funkcija
IMEP	bar	Srednji indicirani tlak
ISFC	g/kWh	Specifična indicirana potrošnja goriva
k	J	Turbulentna kinetička energija neizgorjele smjese
k_{cyl}	J	Turbulentna kinetička energija u cilindru
k_{pre}	J	Turbulentna kinetička energija u pretkomori
l	mm	Duljina klipnjače
l_{pc}	mm	Duljina pretkomore
m_{cyl}	kg	Masa radne tvari u cilindru
$m_{fuel,I}$	kg	Masa goriva u prvoj fazi izgaranja
$m_{fuel,II}$	kg	Masa goriva u drugoj fazi izgaranja
$m_{fuel,pre}$	kg	Masa goriva u pretkomori
dm_{ori}	kg/s	Maseni protok kroz otvore sapnice
dQ_{cyl}	J/s	Brzina oslobađanja topline u cilindru
$dQ_{cyl,I}$	J/s	Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi

$dQ_{cyl,II}$	J/s	Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi
dQ_{pre}	J/s	Brzina oslobađanja topline u pretkomori
R_{eq}	m	Ekvivalentni radijus
R_f	m	Radijus fronte plamena
ROHR	J/deg	Brzina oslobađanja topline
S_L	m/s	Laminarna brzina širenja plamena
S_T	m/s	Turbulentna brzina širenja plamena
ST	ºKV	Točka paljenja
t_{trans}	s	Vrijeme raspada vrtloga
v_{d_2}	m/s	Brzina protoka kroz vrat pretkomore
V_{cyl}	mm^3	Volumen cilindra
V_{FF}	m^3	Volumen fronte plamena
v_{lam}	m/s	Laminarna brzina plamena
v_{ori}	m/s	Brzina strujanja kroz otvore sapnice
V_{pre}	m^3	Volumen pretkomore
v_{turb}	m/s	Turbulentna brzina plamena

Grčke oznake

Oznaka	**Jedinica**	**Opis**
α_{fuel}	º	Početak ubrizgavanja goriva u pretkomoru
ε	-	Kompresijski omjer
λ	-	Faktor pretička zraka
ν_u	m^2/s	Kinematička viskoznost neizgorjele smjese
ρ_u	kg/m^3	Gustoća svježe smjese
τ	s	Vrijeme zakašnjenja paljenja
ω	rad/s	Kutna brzina motora

KRATICE

C	Cilindar
CAD	Računalom potpomognuto konstruiranje (eng. *Computer Aided Design*)
CFD	Računalna dinamika fluida (eng. *Computer Fluid Dynamics*)
CO	Hladnjak (eng. *Cooler*)
CO	Ugljikov monoksid (eng. *Carbon Oxide*)
CO_2	Ugljikov dioksid (eng. *Carbon Dioxide*)
CVCC	eng. *Compound Vortex Controlled Combustion*
E	Motor (eng. *Engine*)
EGR	Povrat ispušnih plinova (eng. *Exhaust Gas Recirculation*)
I	Brizgaljka (eng. *Injector*)
IMEP	Srednji indicirani tlak (eng. *Indicated Mean Effective Pressure*)
IS	Pomak početka ubrizgavanja (eng. *Injection Shift*)
ISFC	Srednja indicirana potrošnja goriva (eng. *Indicated Specific Fuel Consumption)*
J	Spoj (eng. *Junction*)
HC	Ugljikovodik (eng. *Hydrocarbon*)
KV	Koljenasto vratilo
MN	Metanski broj (eng. *Methane Number*)
MP	Mjerna točka (eng. *Measuring Point*)
MSUI	Motori s unutarnjim izgaranjem
NO_x	Dušikovi oksidi (eng. *Nitrogen Oxide*)
OB	Oktanski broj
PCSI	eng. *Pre-Chamber Spark Ignition*
PL	Volumen (eng. *Plenum*)
PM	Krute čestice (eng. *Particulate Matter*)
R	Prigušenje (eng. *Restriction*)
ROHR	Brzina oslobađanja topline (eng. *Rate of Heat Release*)
SB	Granica sustava (eng. *System Boundary*)
SI	Paljenje svjećicom (eng. *Spark Ignition*)
ST	Točka paljenja (eng. *Spark Timing*)
TH	Zaklopka (eng. *Throtle*)
TJI	Izgaranje turbulentnim mlazom (eng. *Turbulent Jet Ignition*)
TKE	Turbulentna kinetička energija

SAŽETAK

Zbog povećanja ekološke svijest rastu i aktivnosti usmjerene ka povećanju efikasnosti motora s unutarnjim izgaranjem i smanjenju štetnih emisija. U Ottovim motorima se to može postići izgaranjem siromašnih smjesa čije vrijednosti faktora pretička zraka λ prelaze vrijednosti 1,4 pa se nailazi na problem upaljivosti smjese primjenom konvencionalnog sustava paljenja Ottovog motora.

Konvencionalni Ottovi motori rade sa stehiometrijskom smjesom (λ = 1) ili blago bogatom smjesom kod punog opterećenja (λ ≈ 0,9) koju pali vanjski izvor zapaljenja, odnosno pojava električne iskre između elektroda svjećice. Primjenom klasičnog sustava paljenja Ottovih motora moguće je postići upaljivanje siromašnih smjesa i stabilno izgaranje do vrijednosti faktora pretička zraka λ od 1,4, a za iniciranje izgaranja dodatno osiromašenih smjesa (λ > 1,4) je potrebno primijeniti sustave paljenja s većim razinama energije. Granica upaljivosti siromašnih smjesa može se povećati upotrebom aktivne pretkomore za izgaranje u kojoj se nalazi brizgaljka i svjećica za zapaljenje smjese. Kod Ottovih motora s pretkomorom ovaj način izgaranja najčešće se naziva *Turbulent Jet Ignition* (TJI) pri čemu se zapaljenje siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja postiže prodiranjem višestrukih turbulentnih mlazova produkata izgaranja iz pretkomore. Budući da prodiranje turbulentnih mlazova u glavni prostor izgaranja ovisi u geometriji pretkomore, promjeru i broju sapnica potrebno je analizirati koje vrijednosti parametara su najpovoljnije za rad Ottovog motora, a kako bi se ostvarila minimalna potrošnja goriva. S druge strane, primjenom znatno osiromašenih smjesa u usporedbi s konvencionalnim načinom rada Ottovog motora na djelomičnim opterećenjima (prigušenje usisa) smanjuju se vršne temperature za vrijeme izgaranja čime se smanjuje emisija dušikovih oksida.

U ovom radu je nadograđen model izgaranja za Ottov motor s pretkomorom, a nadogradnja modela izgaranja uključuje utjecaj propagacije višestrukih jezgri plamena te izmjenu jednadžbe za izračun brzine oslobađanja topline u glavnom prostoru izgaranja. Kako bi se provela kalibracija i verifikacija nadograđenog modela izgaranja, provedena je 3D simulacija bazirana na metodi konačnih volumena (AVL FIRE™) za jednu radnu točku motora. Rezultati 3D proračuna strujanja i izgaranja korišteni su kako bi se odredile vrijednosti kalibracijskih konstantni nadograđenog modela izgaranja u AVL BOOST™ verzija 2013.2. Provedena je analiza osjetljivosti za parametre modela turbulencije i izgaranja čime su određeni najvažniji parametri u postupku kalibracije modela. Uz usvojene kalibracijske vrijednosti modela

turbulencije i izgaranja određeni su najpovoljniji geometrijski i radni parametri kako bi se ostvarila minimalna specifična indicirana potrošnja goriva. Određivanje najpovoljnijih geometrijskih i radnih parametara motora je provedeno primjenom Nelder-Mead optimizacijskog algoritma dostupnog unutar AVL BOOST™. U prvom koraku je provedena istovremena optimizacija geometrijskih i radnih parametara na 6 radnih točaka (2 brzine vrtnje i 3 razine faktora pretička zraka) pri čemu je na punim opterećenjima motora kontrolirana pojava detonantnog izgaranja. Nakon toga su usvojene srednje vrijednosti za volumen pretkomore i promjer sapnica te su optimirane vrijednosti radnih parametara za očekivano radno područje Ottovog motora s pretkomorom.

Ključne riječi: Ottov motor, pretkomora, geometrijski parametri, radni parametri, AVL BOOST™, optimizacija

SUMMARY

Due to the increase in environmental awareness, activities aimed at increasing the efficiency of internal combustion engines and reducing harmful emissions are also growing. In spark-ignited engines, this can be achieved by burning lean mixtures whose excess air ratio λ exceeds the values of 1.4, so the problem of mixture flammability is encountered by using conventional SI engine ignition system.

Conventional SI engines operate with a stoichiometric mixture (λ = 1) or a slightly rich mixture at full load (λ ≈ 0.9) ignited by an external ignition source by the appearance of an electric spark between the spark plug electrodes. By applying the classic ignition system of SI engines, it is possible to achieve ignition of lean mixtures and stable combustion up to the value of excess air ratio λ of 1.4, and to initiate combustion of additionally lean mixtures (λ > 1.4) it is necessary to apply ignition systems with higher energy levels. The flammability limit of lean mixtures can be increased by using an active combustion pre-chamber containing an injector and a spark plug for the mixture ignition. In SI engines with a pre-chamber, this mode of combustion is most commonly called Turbulent Jet Ignition (TJI) where the ignition of a lean mixture in the main combustion chamber is achieved by the penetration of multiple turbulent jets of combustion products from the pre-chamber. Since the penetration of turbulent jets into the main combustion chamber depends on the geometry of the pre-chamber, the diameter and number of nozzles, it is necessary to analyze which parameter values are most favorable for SI engine operation, and to achieve minimum fuel consumption. On the other hand, the application of very lean mixtures in comparison with the conventional mode of operation of SI engines at partial loads (intake restriction) reduces the peak temperatures during combustion, which reduces the emission of nitrogen oxides.

In this paper, the combustion model for the SI engine with a pre-chamber is upgraded, and the upgrade of the combustion model includes the influence of the propagation of multiple flame cores and the modification of the equation to calculate the heat release rate in the main combustion chamber. In order to perform the calibration and verification of the upgraded combustion model, a 3D simulation based on the finite volume method (AVL Fire™) was performed for one engine operating point. The results of 3D flow and combustion calculations were used to determine the values of the calibration constants of the upgraded combustion model in AVL BOOST™ version 2013.2. Sensitivity analysis for the parameters of the turbulence and combustion model was performed, which determined the most important

parameters in the model calibration process. In addition to the adopted calibration values of the turbulence and combustion model, the most favorable geometric and operating parameters were determined in order to achieve the minimum indicated specific fuel consumption. The determination of the most favorable geometric and operating parameters of the engine was performed using the Nelder-Mead optimization algorithm available within AVL BOOST™. In the first step, simultaneous optimization of geometric and operating parameters was performed at 6 operating points (2 engine speeds and 3 levels of air excess ratio), where the occurrence of knock during combustion was controlled at full engine loads. After that, the mean values for the pre-chamber volume and the nozzle diameter were adopted, and the values of the operating parameters for the expected operating range of the pre-chamber SI engine were optimized.

Key words: Spark-ignited engine, pre-chamber, geometric parameters, operating parameters, AVL BOOST™, optimization

1. UVOD

Svjetska populacija i industrijska aktivnost konstantno se povećavaju što uzrokuje kontinuirano povećanje potrošnje energije [1]. Očekuje se da će se u sljedećih 30 godina broj ljudi u svijetu povećati za više od 2 milijarde što znači da će energetski zahtjevi postati još veći [2]. Iako udio energije proizvedene iz obnovljivih izvora stalno raste [3], energija proizvedena iz fosilnih goriva i dalje će imati značajnu ulogu u narednim godinama [4]. Motori s unutarnjim izgaranjem (MSUI) koji koriste tekuća goriva proizvedena iz sirove nafte, koriste se već dugi niz godina i još uvijek su glavni pogonski sustav u transportu.

Motori s unutarnjim izgaranjem proizvode ispušne plinove koji sadrže preko sto različitih kemijskih spojeva koji su gotovo svi otrovni ili su na neki drugi način štetni za okoliš [5]. Najznačajniji štetni spojevi ispušnih plinova su : ugljikov dioksid (CO_2) , ugljikov monoksid (CO), dušikovi oksidi (NO_x) , neizgorjeli ugljikovodici (HC) i krute čestice (PM). Klimatske promjene i lokalna zagađenja povezana s fosilnim gorivima dovela su do značajnog porasta ekološke svijesti i povećanja aktivnosti usmjerenih ka smanjenju štetnih emisija iz sektora transporta.

Električna vozila danas izgledaju kao najbolje dugoročno rješenje za smanjenje globalnog onečišćenja, no zbog problema s kojima se suočavaju (domet vozila, vrijeme punjenja, infrastruktura) još uvijek ne mogu u potpunosti zamijeniti vozila pogonjena motorima s unutarnjim izgaranjem. Zbog toga je potrebno pronaći djelotvorna rješenja koja se mogu primijeniti u kratkom vremenskom periodu.

Smanjenje emisije CO_2 iz MSUI može se postići na dva načina. Jedna mogućnost je značajno smanjiti potrošnju goriva, tj. povećati učinkovitost motora čime će se proporcionalno smanjiti emisija CO_2, a druga mogućnost je primjena goriva koja imaju manju specifičnu emisiju CO_2, kao što je npr. prirodni plin. Pravi potencijal Ottovih motora u vezi s povećanjem učinkovitosti ostvaruje se primjenom vrlo siromašnih smjesa, ali se one teško pale primjenom klasičnih svjećica i obično izgaraju nestabilno uz povećane emisije neizgorjelih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO).

Kako bi se povećala granica upaljivosti siromašnih smjesa, razmatraju se posebni visokoenergetski uređaji za paljenje kao i sustavi s pretkomorama [6]. Pretkomora je jedinstveno ime koje se odnosi na podijeljeni prostor izgaranja koji se sastoji od dva odvojena dijela, od kojih je jedan glavni prostor izgaranja omeđen klipom, glavom motora i košuljicom

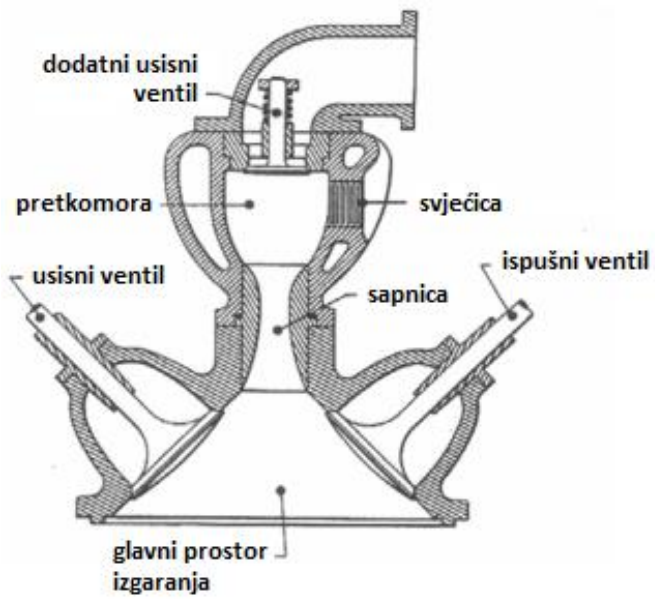
cilindra, a drugi dio čini odvojena pretkomora koja je s glavnim prostorom izgaranja povezana s određenim brojem otvora [7]. Izgaranje u Otto motoru s pretkomorom sa siromašnom smjesom može smanjiti potrošnju goriva za 18% u usporedbi s izgaranjem stehiometrijske smjese u konvencionalnim motorima [8]. U većini slučajeva se kod motora s pretkomorom primjenjuje tzv. *Turbulent Jet Ignition* (TJI) tip izgaranja pri čemu se zapaljenje siromašne smjese u cilindru postiže prodiranjem višestrukih turbulentnih mlazova produkata izgaranja iz pretkomore. Zbog korištenja siromašnije smjese u glavnom prostoru izgaranja, su i temperature niže, čime se ostvaruje niža emisija NO_x spojeva.

U ovom radu će se primjenom simulacija radnog ciklusa odrediti najpovoljniji geometrijski parametri pretkomore i radni parametri motora kako bi se ostvarila minimalna specifična potrošnja goriva te će rezultati numeričkih simulacija poslužiti kao smjernice za bržim i jednostavnijim eksperimentalnim određivanjem povoljnih parametara Ottovog motora s pretkomorom.

2. OTTOV MOTOR S PRETKOMOROM

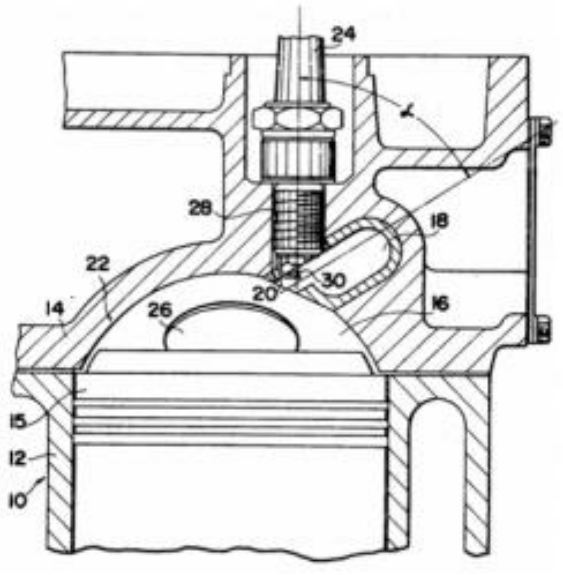
2.1. Pregled povijesnog razvoja

Prva primjena pretkomore za izgaranje u Ottovim motorima bila je 1918. godine u dvotaktnom motoru koji je razvio Ricardo Dolphin. Bogata smjesa ulazila je pomoću dodatnog usisnog ventila u pretkomoru gdje se palila uz pomoć svjećice te bi smjesa iz pretkomore palila siromašnu smjesu u glavnom prostoru izgaranja. Glavne značajke ovog motora prikazane su na Slici 1.



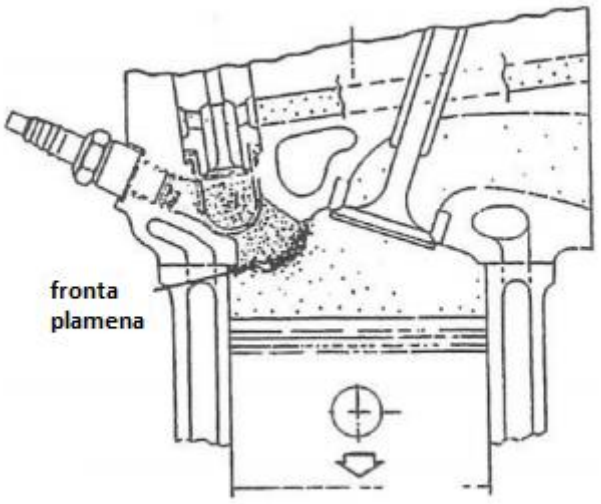
Slika 1. Dvotaktni Otto motor s pretkomorom Ricardo Dolphin [9]

Ovaj način konstrukcije pretkomore nadahnuo je mnoge druge slične koncepte motora s 3 ventila. Iz ovog koncepta se razvila i pasivna pretkomora zbog pojednostavljenja konstrukcije uklanjanjem potrebe za dodavanjem dodatnog goriva u pretkomoru. U pasivnoj pretkomori se nalazi svjećica, a radna tvar dolazi iz glavnog prostora izgaranja za vrijeme takta kompresije. Motor s pasivnom pretkomorom su razvijali Toyota, Ford, Volkswagen u drugi. Toyotin koncept iz 1974. godine, prikazan je na Slici 2.



Slika 2. Toyotin motor s pasivnom pretkomorom [9]

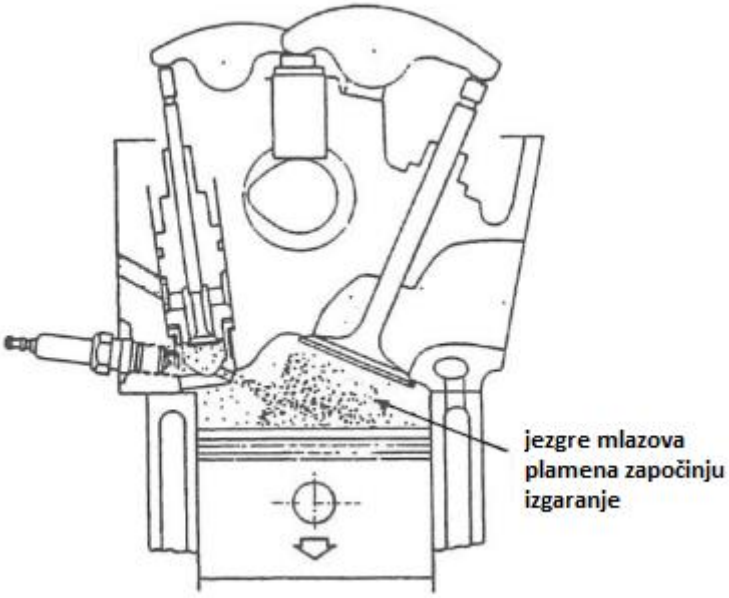
Za razliku od pasivnih pretkomora, aktivnim pretkomora se dodaje dodatno gorivo direktno u pretkomoru. Isprva se to radilo pomoću dodatnog ventila i rasplinjača, dok se danas to radi uz pomoć brizgaljke. Kako su te prve pretkomore bile velike, sustav se nazivao sustav s podijeljenom komorom. Otvori na pretkomori su bili veliki te se razvijala konvencionalna plamena fronta koja se polako širila iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Najuspješniju primjer ovog sustava je CVCC motor (eng. *Compound Vortex Controlled Combustion*) koji je razvila Honda 1973. godine. Na Slici 3. prikazan je Hondin CVCC motor.



Slika 3. Hondin CVCC motor [9]

Podgrupa sustava s podijeljenom komorom koja koristi male pretkomore s malim otvorima naziva se *„Jet Igniters“*. Manji promjer otvora uzrokuje da smjesa brzo struji kroz otvor, koji gasi plamen koji se ponovno pali na nekoj udaljenosti od pretkomore. Uz to, manji otvor stvara

plameni mlaz koji prodire dublje u glavni prostor izgaranja. *„Jet Ignition“* način izgaranja osmislio Nikolaj Semenov krajem pedesetih godina. Taj je koncept Lev Ivanovič Gussak dalje razvio u prvi *„Jet Ignition“* motor pod imenom LAG. Na Slici 4. prikazan je Gussakov LAG motor.



Slika 4. Gussakov LAG motor [9]

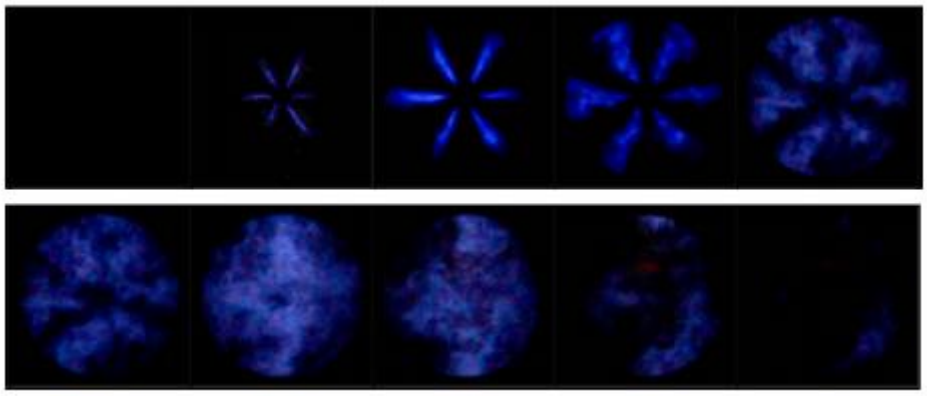
Danas u razvoju sustava s pretkomorom prednjači tvrtka MAHLE Powertrain sa svojim rješenjem koje su nazvali MAHLE Jet Ignition®. Njihovo rješenje zamjenjuje standardnu svjećicu u Otto motorima sklopom pretkomore i svjećice (pasivni sustav) ili sklopom pretkomore, svjećice i brizgaljke (aktivni sustav), bez potrebe za zasebnim paljenjem unutar glavne komore za izgaranje. Sustav MAHLE Jet Ignition® ima malu pretkomoru za paljenje u kojoj se nalazi konvencionalna svjećica, koja je s glavnom komorom povezana sa sapnicom s manjim otvorima koji stvaraju brze mlazove produkata izgaranja koji pale smjesu u glavnom prostoru izgaranja. Na Slici 5. prikazano je prodiranje mlazova produkata izgaranja u cilindar i sklop aktivne pretkomore.



Slika 5. MAHLE Jet Ignition® [10]

2.2. Značajke motora s pretkomorom

Primjena Ottovih motora s pretkomorom omogućuje rad motora sa značajno siromašnijim smjesama u usporedbi s konvencionalnim izgaranjem u Ottovim motorima [11]. Vizualizacija širenja fronte plamena dobivena ispitivanjem na optičkom motoru potvrđuje da strujanje vrućih produkata izgaranja iz pretkomore u glavni prostor izgaranja kroz otvore sapnice stvara snažne mlazove koji pale siromašnu smjesu u glavnom prostoru izgaranja [12]. Na Slici 6. je prikazano prodiranje vrućih mlazova u glavni prostor izgaranja i širenje plamene fronte koje je snimljeno pomoću optičkog motora.



Slika 6. Vizualizacija širenja vrućih mlazova [12]

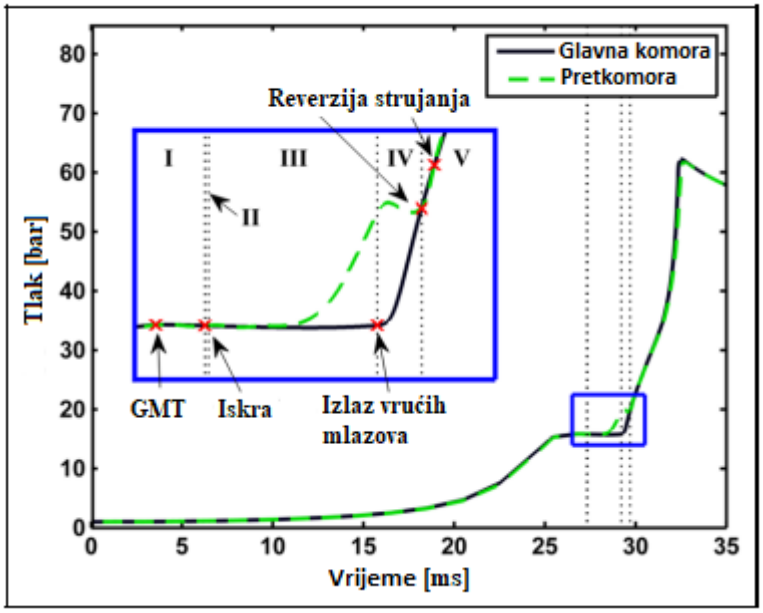
Eksperimentalni rezultati pokazali su da ispiranje pretkomore, tj. dodavanje dodatnog goriva značajno proširuje granicu zapaljivosti u usporedbi s konvencionalnim Otto motorom što potencijalno smanjuje emisije NO_X na razine ispod zakonskih granica bez potrebe za primjenom sustava za naknadnu obradu ispušnih plinova [13]. Ubrizgavanjem vodika u pretkomoru se granica osiromašenja smjese u glavnom prostoru izgaranja povećava na $\lambda = 2{,}5$,

dok se ubrizgavanjem prirodnog plina povećava na $\lambda = 2{,}35$ [14]. Granica osiromašenja smjese u glavnom prostoru izgaranja za ubrizgavanje benzina u pretkomoru je $\lambda = 2{,}22$ [9] te će kao konačna vrijednost najvećeg faktora pretička zraka biti usvojena vrijednost od $\lambda = 2{,}2$ kako bi se izbjegao izostanak zapaljenja smjese. Nedostatak primjene siromašne smjese jest u tome što je onemogućen rad trokomponentnog katalizatora pomoću kojeg se rješava problem emisija CO, HC i NO_x.

U studiji provedenoj u [15] ispitan je utjecaj količine goriva u pretkomori na granice upaljivosti u glavnom prostoru izgaranja. Zaključeno je da iako faktor pretička zraka u pretkomori ima vrlo mali utjecaj na bogatstvo smjese u glavnom prostoru izgaranja, ima značajan utjecaj na značajke rada motora i emisije štetnih tvari iz motora. Povećanje udjela goriva u pretkomori dovodi do bržeg zapaljenja mlazova i samozapaljenja u glavnom prostoru izgaranja, sve do određenog udjela kada daljnje povećanje goriva u pretkomori uzrokuje vrlo male promjene u izgaranju. To pokazuje da postoji optimalna količina goriva u pretkomori koja odgovara najmanjoj količini dovoljnoj za postizanje dobrih značajki izgaranja u glavnom prostoru.

Uslijed višestrukih mlazova produkata izgaranja iz pretkomore u glavni prostor koji djeluju kao istovremeni izvori paljenja, duljina trajanja izgaranja kraća je od konvencionalnih načina izgaranja u Ottovim motorima. Kraće izgaranje povećava stabilnost izgaranja i smanjuje sklonost pojavi detonantnog izgaranja što omogućuje primjenu većih kompresijskih omjera i ostvaruje potencijal za dodatno povećanje učinkovitosti motora.

Pomoću numeričkih simulacija identificirano je pet faza procesa paljenja turbulentnog mlaza: faza kompresije, faza iniciranja izgaranja u pretkomori, faza hladnog mlaza, faza vrućeg mlaza i faza reverzije strujanja [16]. Na Slici 7. prikazano je prethodnih 5 faza na dijagramu porasta tlaka u pretkomori i tlaka u glavnom prostoru izgaranja za vrijeme procesa izgaranja.



Slika 7. Faze procesa paljenja turbulentnog mlaza [16]

Prva faza TJI-a je faza kompresije koja traje od početka kompresije do preskakanje iskre na svjećici. Tijekom ove faze povećavaju se i tlak u glavnoj komori i tlak u pretkomori. Tijekom ove faze tlak u glavnoj komori ostaje veći od tlaka u pretkomori te radna tvar struji iz glavne komore u pretkomoru.

Druga faza započinje preskakanjem iskre na svjećici. Trajanje ove faze je kratko i traje dok tlak u pretkomori ne postane veći od tlaka u cilindru.

Nakon što je izgaranje u pretkomori tijekom druge faze povećalo tlak u pretkomori iznad onog u glavnom prostoru izgaranja, strujanje mijenja smjer i radna tvar struji iz pretkomore u glavnu komoru. Ovo je faza hladnog mlaza u procesu TJI. Brzina mlaza se povećava tijekom ove faze kako se povećava tlak u pretkomori kao rezultat kontinuiranog izgaranja u njoj. Tijekom ove faze, masa koja struji u glavnu komoru u obliku hladnog mlaza trebala bi povećati tlak u glavnoj komori, ali budući da je glavna komora toliko velika u usporedbi s pretkomorom, povećanje tlaka je neprimjetno.

Konačno, izgaranje napreduje u pretkomori do te mjere da fronta plamena doseže otvore sapnice, a plinovi visoke temperature počinju izlaziti u glavnu komoru. To označava početak faze vrućeg mlaza. Tijekom ove faze dolazi do izgaranja u obje komore. U početku je tlak u pretkomori puno veći od tlaka u glavnoj komori i zapravo kašnjenje između izlaza vrućeg mlaza i maksimalne brzine povećava se smanjenjem veličine otvora mlaznice. Faza vrućeg mlaza završava kada tlak u glavnoj komori dosegne tlak u pretkomori.

Završna faza TJI procesa započinje ponovnim izjednačavanjem tlakova u pretkomori i u glavnom prostoru izgaranja. Nakon što tlak u glavnoj komori postane veći od tlaka u pretkomori, strujanje kroz sapnicu mijenja smjer i struji iz glavnog prostora izgaranja u pretkomoru. Trajanje ove faze ovisi o promjeru otvora sapnice.

2.3. Radni parametri motora s pretkomorom

Faktor pretička zraka u pretkomori u trenutku paljena je približno $\lambda = 1$. Faktor pretička zraka u pretkomori značajno ovisi o trenutku ubrizgavanja goriva [17] te je zbog toga ključno odredi trenutak ubrizgavanja kako bi faktor pretička zraka u trenutku paljenja približno bio $\lambda = 1$. Pored trenutka ubrizgavanja goriva, važan faktor je i kut ubrizgavanja koji izravno utječe na kretanje plina, stvaranje smjese goriva i zraka, širenje plamena i stvaranje NOx spojeva u pretkomori i dalje utječe na prodor mlazova plamena, raspodjelu temperature i stvaranje NOx spojeva u glavnoj komori [18].

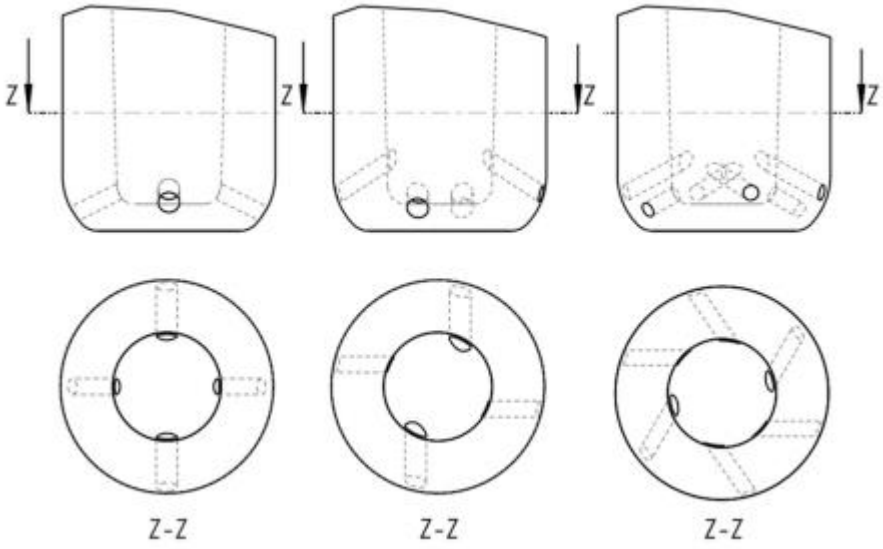
Kao i kod konvencionalnih motora, bitan je ispravan odabir kuta pretpaljenja kako bi se postigla najveća efikasnost motora uz kontrolu pojave detonacije. Simulacije su korištene za analizu učinka različitih lokacija svjećica i pokazale su da je najviše mjesto svjećice unutar pretkomore proizvelo najbrže paljenje u glavnoj komori [19]. Jedan od nedostataka primjene pretkomore pri velikim opterećenjima motora jest što bi se smjesa u pretkomori mogla zapaliti prije nego što se na svjećici pojavi električna iskra zbog velikog zagrijavanja površina pretkomore [8].

2.4. Geometrijski parametri pretkomore

Promjer otvora sapnice ima vrlo važnu ulogu u procesu paljenja i u karakteristikama izgaranja glavne komore za izgaranje koje uzrokuje strujanje vrućih produkata izgaranja iz pretkomore [20]. Prodiranje mlazova pokreće samozapaljenje smjese u glavnoj komori za izgaranje, upotreba sapnica s više otvora rezultira kraćim izgaranjem zbog povećanja površine plamena [21]. Najčešće se koriste sapnice s 4-8 otvora.

Volumen pretkomore zajedno s promjerom otvora sapnice utječe na porast tlaka u pretkomori, što dalje utječe na brzine mlazova koji uzrokuju zapaljenje smjese u glavnoj komori za izgaranje [22]. Volumen pretkomore je izrazito malen te najčešće iznosi 2-3% kompresijskog volumena cilindra. Rezultati numeričkih simulacija pokazali su da smanjenje promjera otvora dovodi do povećanja razine turbulencije zbog veće brzine mlazova, što povećava brzinu izgaranja, ali istovremeno i suženje otvora mlaznice povećava gubitke topline na samoj mlaznici [16].

Orijentacija otvora sapnice pretkomore pokazuje velik utjecaj na stanje unutar pretkomore koji su od velike važnosti za paljenje glavne smjese [23]. Različite izvedbe sapnica prikazane su na Slici 8.



Slika 8. Primjeri različitih izvedbi sapnice [24]

Vrtloženje unutar pretkomore, koje je izazvano tangencijalno nagnutim otvorima sapnice, dovodi do znatno niže turbulentne kinetičke energije. Suprotno tome, radijalno postavljeni otvori sapnice uzrokuju veću turbulentnu kinetičku energiju unutar pretkomore što rezultira bržim izgaranjem.

3. SIMULACIJA RADNOG CIKLUSA

3.1. Računalne simulacije u razvoju motora vozila

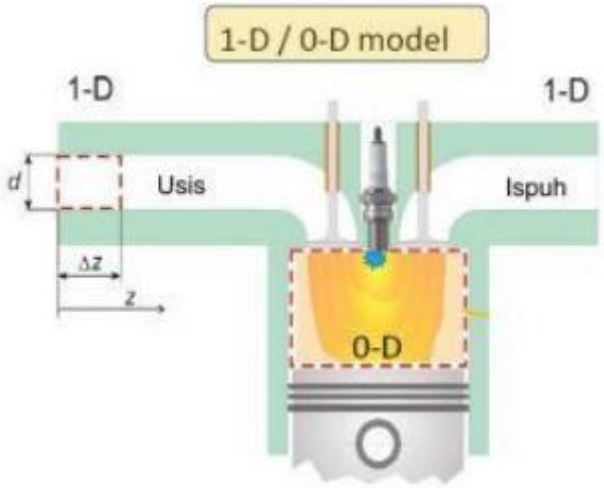
Postoje 3 metode za razvoj motora i vozila [25]:

- metoda pokušaja i pogrešaka,
- eksperimentalne metode,
- računalne simulacije.

Prve dvije metode su skupe i dugotrajne jer je osim izrade prototipova komponenti potrebna skupa oprema, tim stručnjaka za analizu rezultata, a postupak se ponavlja dok se ne postignu zadovoljavajući rezultati. Povećanjem mogućnosti samih računala, simulacije dobivaju sve više na važnosti pri razvoju motora s unutarnjim izgaranjem te proces razvoja motora postaje kraći i jeftiniji. Numeričke simulacije u području motora s unutarnjim izgaranjem mogu se podijeliti prema stupnju složenosti na [26]:

1. simulacijske modele temeljene na metodi konačnih volumena (CFD),
2. simulacijske modele radnog ciklusa temeljene na 1-D/0-D pristupu,
3. simulacijske modele u stvarnom vremenu (Real Time).

U ovom radu korištene su simulacije radnog ciklusa u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST™. Model radnog ciklusa motora daje puno točnije rezultate nego „Real time“, a vremenski traje znatno kraće nego točniji CFD-proračuni. Kod modela radnog ciklusa 1-D/0-D pristup), protok kroz usisne i ispušne cijevi baziran je na metodi konačnih volumena za jednodimenzijski problem, a cilindar se tretira kao kontrolni volumen bez orijentacije (0-D pristup u kojem nema prostorne diskretizacije cilindra). Na Slici 9. prikazan je 1-D/0-D model.



Slika 9. 1-D/0-D model [26]

Modeli izgaranja u simulacijama radnog ciklusa mogu se podijeliti na jednozonske i višezonske. Kod jednozonskih modela cijeli cilindar se promatra kao jedna zona (volumen) te se zanemaruju utjecaji geometrije prostora izgaranja na propagaciju fronte plamena odnosno turbulentne veličine. Kod dvozonskih modela izgaranja cilindar je podijeljen na izgorjelu i neizgorjelu zonu koje su razdijeljene frontom plamena. Izgorjela i neizgorjela zona ponašaju se kao zasebni termodinamički sustavi. Posebna grupa dvozonskih modela izgaranja su kvazi-dimenzijski modeli izgaranja koji uzimaju u obzir utjecaj oblika prostora izgaranja na slobodnu plohu fronte plamena kroz neizgorjelu zonu. Proces izgaranja u Ottovim motorima uvelike ovisi o obliku prostora izgaranja i strujanju unutar njega zbog čega su kvazi-dimenzijski modeli vrlo prikladni za opisivanje Ottovih motora. Za proračun procesa izgaranja u Ottovom motoru s pretkomorom primijeniti će se kvazi-dimenzijski model izgaranja, tzv. PCSI (eng. *Pre-Chamber Spark Ignition*) model izgaranja, koji je nadograđen tako da se može razmatrati geometrije višestrukih fronti plamena u glavnom prostoru izgaranja. Koristit će se razvojna verzija programskog paketa AVL BOOST™ v2013.2.

3.2. Model izgaranja s pretkomorom PCSI

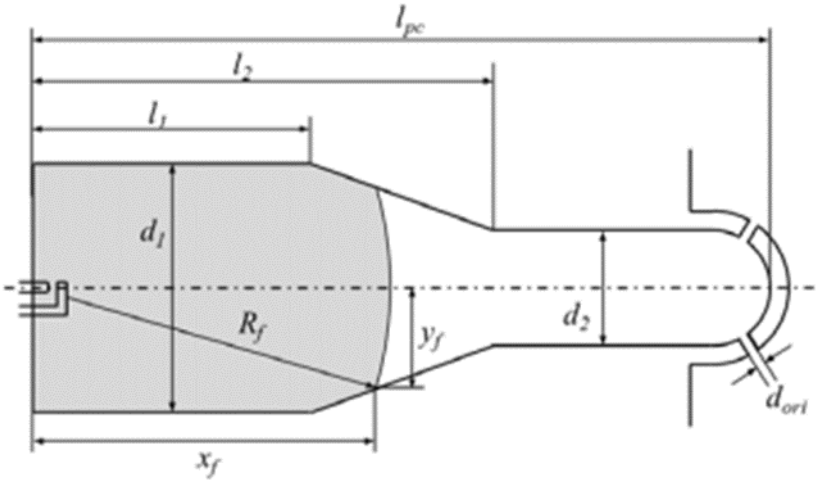
U Ottovim motorima s pretkomorom, pretkomora se koristi za paljenje vrlo siromašne smjese u glavnom prostoru izgaranja, koju ne mogu zapaliti konvencionalni motori sa svjećicom. Izgaranje započinje na gornjem kraju pretkomore preskakanjem iskre na svjećici. Nakon toga plamen propagira kroz pretkomoru te kroz otvore na sapnici vrući plinovi ulaze u glavni prostor izgaranja i uzrokuju zapaljenje siromašne smjese.

Širenje fronte plamena određeno je pomoću turbulentne brzine plamena v_{turb} koja se računa na osnovu laminarne brzine plamena v_{lam} i razine trenutne turbulentne kinetičke energije neizgorjele zone k [27]:

$$v_{turb} = \sqrt{v_{lam} \cdot \left(\frac{2}{3}k\right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\sqrt[3]{V}}{v_u}\right)^{0,5}}, \qquad \textbf{(1)}$$

pri čemu je u ν_u kinematička viskoznost neizgorjele smjese, a $\sqrt[3]{V}$ karakteristična duljina turbulencija, odnosno turbulentnih vrtloga. Laminarna brzina plamena v_{lam} računa se prema korelaciji objavljenoj u [27]. Model koristi i funkciju korekcije koja uzima u obzir različite kvalitete goriva. Kvaliteta goriva opisuje se metanskim brojem (MN) koji je ulazni parametar.

Turbulencije u pretkomori uzrokuje prestrujavanje smjese iz glavnog prostora izgaranja u pretkomoru tijekom kompresije. Brzina prestrujavanja ovisi o geometrijskim karakteristikama pretkomore, posebno o promjeru otvora d_{ori} i promjeru d_2 koji se mogu vidjeti na Slici 10.



Slika 10. Geometrija pretkomore [27]

Derivacija turbulentne kinetičke energije u pretkomori dk_{pre} proporcionalna je kinetičkoj energiji protoka [27]:

$$\frac{dk_{pre}}{dt} = C_{turb,pc} \cdot \frac{v_{d_2}^2}{2} \cdot \frac{dm_{ori}}{dt}, \qquad \textbf{(2)}$$

pri čemu je dm_{ori} protok kroz otvore na sapnici, a v_{d_2} je brzina protoka kroz vrat pretkomore promjera d_2.

Vrijeme zakašnjenja paljenja računa se prema Arrheniusu. Paljenje se događa kada integracija recipročnog vremena zakašnjenja paljenja premaši graničnu vrijednost od 1 [27]:

$$\int \frac{1}{\tau} dt \geq 1, \tag{3}$$

$$\tau = 4{,}3 \cdot 10^4 \cdot p_{pre}^{0,5} \cdot e^{-\frac{3000}{T}}. \tag{4}$$

Brzina oslobađanja topline u pretkomori računa se prema Magnussenu [27]:

$$\frac{dQ_{pre}}{dt} = C_{comb,pre} \cdot H_u \cdot V_{FF} \cdot \frac{m_{fuel,pre}}{V_{pre}} \cdot C_p \cdot \frac{\sqrt{k_{pre}}}{\sqrt[3]{V_{pre}}}. \tag{5}$$

Za izračunavanje volumena fronte plamena V_{FF} pretpostavlja se hemisferični oblik plamena. Debljina fronte plamena je konstantna i iznosi 3 mm. Radijus plamena računa se integracijom turbulentne brzine plamena. Korekcijski izraz C_p predstavlja koncentraciju produkata izgaranja [27]:

$$C_p = \frac{\frac{44}{12} \cdot c + \frac{32}{4} \cdot h}{1 + \frac{32}{12} \cdot c + \frac{32}{4} \cdot h - o}, \tag{6}$$

gdje c, h i o predstavljaju masene udjele ugljika, vodika i kisika u gorivu.

Turbulencija u glavnom prostoru izgaranja (cilindru) opisana je izrazom [27]:

$$\frac{dk_{cyl}}{dt} = \frac{dk_{squish}}{dt} + \frac{dk_{swirl}}{dt} + \frac{dk_{dens}}{dt} + \frac{dk_{ori}}{dt} - \frac{dk_{dissip}}{dt}, \tag{7}$$

gdje dk_{squish} predstavlja pojavu tlačenja u cilindru, dk_{swirl} uzdužno vrtloženje, dk_{dens} utjecaj gustoće, dk_{ori} turbulenciju zbog strujanja kroz otvore sapnice i dk_{dissip} utjecaj disipacije turbulentne kinetičke energije.

Turbulencija zbog kinetičke energije strujanja kroz otvore sapnice dk_{ori} opisana je izrazom [27]:

$$\frac{dk_{ori}}{dt} = C_{turb,ori} \cdot \frac{dm_{ori}}{dt} \cdot \frac{v_{ori}^2}{2} \cdot \frac{1}{m_{cyl}}. \tag{8}$$

Brzina oslobađanja topline u cilindru podijeljena je u dvije faze $dQ_{cyl,I}$ i $dQ_{cyl,II}$. Ukupna brzina oslobađanja topline jednaka je sumi te dvije faze [27]:

$$\frac{dQ_{cyl}}{dt} = \frac{dQ_{cyl,I}}{dt} + \frac{dQ_{cyl,II}}{dt}. \tag{9}$$

Prva faza oslobađanja topline započinje mlazovima plamena koji iz pretkomore struje u cilindar. Brzina oslobađanja topline računa se prema Magnussenovoj korelaciji [27]:

$$\frac{dQ_{cyl,I}}{dt} = C_{comb,I} \cdot H_u \cdot m_{fuel,I} \cdot \frac{\sqrt{k_{spray}}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}}, \quad \textbf{(10)}$$

pri čemu je H_u donja ogrjevna vrijednost goriva, $m_{fuel,I}$ masa goriva u prvoj fazi izgaranja i V_{cyl} volumen cilindra. Raspršenje TKE k_{spray} računa se prema izrazu [27]:

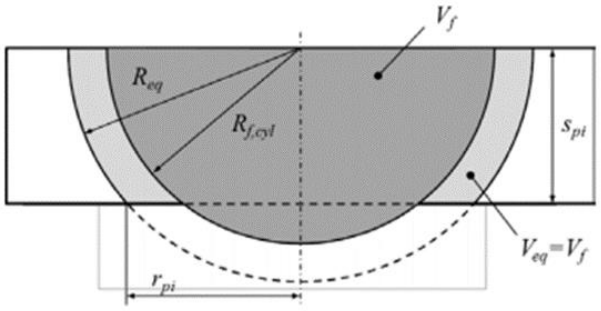
$$k_{spray} = \frac{1}{2 \cdot m_{cyl}} \cdot \int_{SOC}^{\Phi} \frac{v_{ori}^2}{2} \cdot \frac{dm_{ori}}{d\varphi} \cdot d\varphi. \quad \textbf{(11)}$$

Druga faza oslobađanja topline predstavlja širenje plamene fronte. U ovom radu će se druga faza oslobađanja topline računati uz pomoć nadograđenog modela (poglavlje 3.3.) i prema izrazu (15), ali radi usporedbe bit će prikazan izraz prema osnovnom modelu [27]:

$$\frac{dQ_{cyl,II}}{dt} = C_{comb,II} \cdot H_u \cdot A_{flame} \cdot s_{ff} \cdot \frac{m_{fuel,II}}{V_{cyl}} \cdot C_p \cdot \frac{\sqrt{k_{cyl}}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}}. \quad \textbf{(12)}$$

Dostupna masa goriva računa se kao funkcija površine plamena A_{flame} i gustoće goriva $m_{fuel,II}/V_{cyl}$ dok se C_p ponovno računa prema izrazu (6).

U početnoj fazi se pretpostavlja polu-sferični oblik površine plamena. Za procjenu udaljenosti klipa s_{pi}, pretpostavlja se ravna površina klipa, kao što je prikazano na Slici 11.



Slika 11. Opis geometrije cilindra i plamena [27]

Kad plamen dosegne površinu klipa, površina plamena računa se pretpostavljajući ekvivalentan sferni sloj koji ima jednak volumen kao i teoretski polu-sferični plamen ($V_{eq} = V_f$). Ekvivalentni radijus R_{eq} računa se prema [27]:

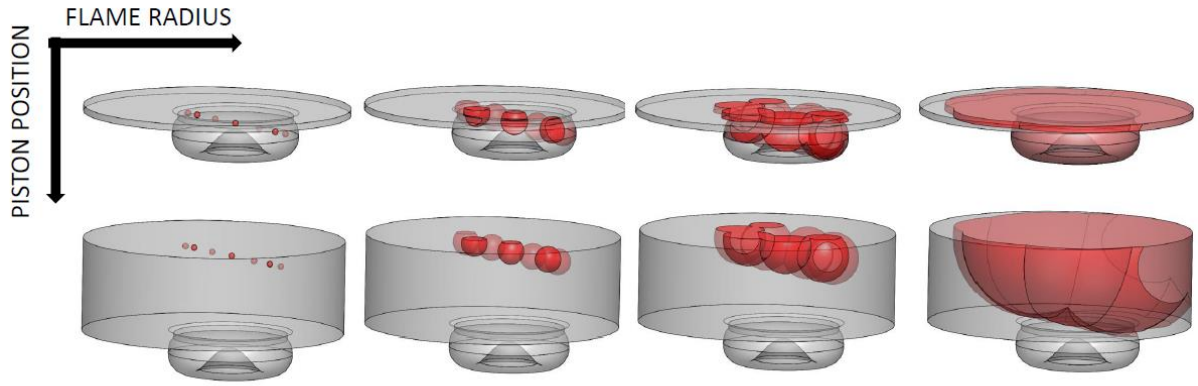
$$R_{eq} = \sqrt{\frac{V_f}{\pi \cdot s_{pi}} + \frac{s_{pi}^2}{3}}. \quad \textbf{(13)}$$

Površina plamena sastoji se od površine sfernog sloja i površine plamena na površini klipa [27]:

$$A_{flame} = 2 \cdot \pi \cdot R_{eq} \cdot s_{pi} + r_{pi}^2 \cdot \pi. \quad \textbf{(14)}$$

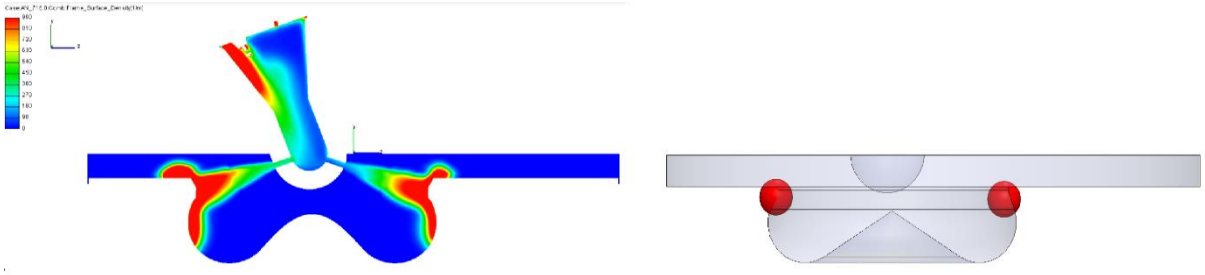
3.3. Nadograđeni PCSI model

Budući da osnovni model izgaranja za glavni prostor cilindra razmatra širenje jedne fronte plamena polu-kuglastog oblika s ishodištem na lokaciji spoja pretkomore s glavnim prostorom izgaranja, provedena je nadogradnja modela izgaranja koja uključuje dvije nove značajke. Prva nadogradnja odnosi se na računanje slobodnih ploha plamena i izgorjelog volumena za slučaj višestruko propagirajućih fronti plamena. Njihov izračun proveden je eksterno, izvan AVL Boost-a, korištenjem CAD alata SolidWorks za različite pozicije klipa i različite polumjere fronti plamena kao što je prikazano na Slici 12.



Slika 12. Primjer pozicija izgorjelog volumena (crveno) za 4 različita polumjera i 2 pozicije klipa – 6 jezgri plamena odgovora 6 mlaznica

Težišta jezgri plamena definirana su grafički analiziranjem CFD rezultata gustoće plamena, kao što je prikazano na Slici 13. lijevo. Može se uočiti kako izgaranje u glavnom prostoru cilindra započinje upravo na samim stjenkama čela klipa. Iz toga razloga su težišta izgaranja za svaku jezgru plamena (6 jezgri plemena) u CAD modelu postavljena na površinu čela klipa kako je to i prikazano na Slici 13. desno, dok kut otklona od horizontalne ravnine odgovara kutu pod kojim su usmjerene pojedine mlaznice.



Slika 13. Težište jezgri plamena iz CFD rezultata (lijevo) i pozicija jezgri plamena u CAD modelu (desno)

Eksterno izračunate slobodne plohe plamena i izgorjeli volumeni su zapisani u dvije matrice podataka koje se u nadograđenom modelu učitavaju na početku proračuna, a zatim se u obliku tablica koriste za vrijeme svakog vremenskog koraka.

Drugi dio nove značajke modela izgaranja odnosi se na izmjenu izračuna brzine oslobađanja topline koji se računa prema slijedećem izrazu:

$$\frac{dQ_{cyl,II}}{dt} = C_{comb,II} \cdot H_u \cdot \rho_u \cdot A_{flame} \cdot S_T \qquad \textbf{(15)}$$

pri čemu je H_u donja ogrjevna vrijednost smjese, ρ_u je gustoća neizgorjele zone – svježe smjese, A_{flame} je slobodna (glatka) površina plamena, a S_T je turbulentna brzina širenja plamena.

Kako bi se obuhvatila tranzicija plamena iz laminarnog u potpuno turbulentni plamen pri čemu se ostvaraju maksimalne brzine oslobađanja topline, uvedena je pod-relaksacijska funkcija I_f na turbulentnu brzinu širenja plamena koja se računa prema slijedećem izrazu:

$$S_T = S_L \cdot (1 - I_f) + S_T \cdot I_f \qquad \textbf{(16)}$$

pri čemu je S_L laminarna brzina širenja plamena. Vrijednost pod-relaksacijske funkcije kreće se u rasponu od 0 do 1, a računa se u ovisnosti o vremenu raspada karakterističnog turbulentnog vrtloga:

$$I_f = 1 - e^{\left(-7 \cdot \frac{t_{sofp}}{t_{trans}}\right)} \qquad \textbf{(17)}$$

pri čemu je t_{sofp} vrijeme proteklo od početka širenja plamena u glavnom prostoru izgaranja, dok se vrijeme raspada vrtloga računa kao:

$$t_{trans} = C_{trans} \cdot \frac{V_{cyl}^{\frac{1}{3}}}{k^{\frac{1}{2}}} \quad . \qquad \textbf{(18)}$$

Korisnički definirana konstanta C_{trans} može utjecati na ukupni tranzicijski period i u ovom radu je postavljena na jediničnu vrijednost.

3.4. Konstante turbulentnih veličina

Kod PCSI modela postoji 7 konstanti za kalibraciju turbulentnih veličina:

- konstanta tlačenja C_{squish} (eng. *Squish Constant*),
- konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl} (eng. *Swirl Constant*),
- konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf} (eng. *Swirl Friction Constant*),

- konstanta disipacije C_D (eng. *Dissipation Constant*),
- konstanta kompresije C_C (eng. *Compression Constant*,
- konstanta strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$ (eng. *Orifice Flow Constant*),
- konstanta razine turbulencije C_{TL} (eng. *Turbulence Level Constant*).

3.4.1. Konstanta tlačenja C_{squish}

Konstantom tlačenja C_{squish} vrši se kalibracija tlačenja u modelu. Tlačenje je pojava u cilindru koja nastaje kada se klip giba prema gornjoj mrtvoj točki, pri čemu dolazi do povećanja turbulencije. Tlačenje se računa prema sljedećem izrazu [27]:

$$\frac{dk_{cyl}}{dt} = C_{squish} \cdot \frac{v_{ct}^2}{2} \cdot \frac{dm_{ct}}{dt}. \quad \textbf{(19)}$$

3.4.2. Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl}

Konstantom uzdužnog vrtloženja C_{swirl} vrši se kalibracija uzdužnog vrtloženja u modelu. Uzdužno vrtloženje poboljšava miješanje zraka i goriva čime se postiže homogena smjesa. Dobro uzdužno vrtloženje se postiže pravilnim oblikovanjem usisnog sustava. Turbulencija uslijed uzdužnog vrtloženja računa se prema izrazu [27]:

$$\frac{dk_{swirl}}{dt} = \frac{1}{2} \cdot C_{swirl} \cdot C_{sf} \cdot I_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad \textbf{(20)}$$

3.4.3. Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf}

Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf} opisuje utjecaj trenja na uzdužno vrtloženje u modelu i povezana je s konstantom uzdužnog vrtloženja C_{swirl} kao što se može vidjeti u izrazu (20).

3.4.4. Konstanta disipacije C_D

Konstanta disipacije C_D opisuje pojavu rasipanja turbulentne kinetičke energije pri kojoj dolazi do pretvorbe turbulentne kinetičke energije u toplinu. Niska vrijednost konstante rasipanja C_D uzrokuje povećanje turbulentne kinetičke energije i obrnuto. Turbulencija uslijed disipacije računa se prema izrazu [27]:

$$\frac{dk_{dissip}}{dt} = C_D \cdot \frac{k_{cyl}^{\frac{3}{2}}}{h_{cyl}}. \quad \textbf{(21)}$$

Treba primijetiti da $\frac{dk_{dissip}}{dt}$ u izrazu (7) ima negativan predznak što znači da disipacija smanjuje ukupnu razinu turbulencije u cilindru.

3.4.5. Konstanta kompresije C_C

Konstanta kompresije C_C opisuje utjecaj kompresije na povećanje turbulentne kinetičke energije. Veća vrijednost konstante kompresije C_C uzrokuje povećanje turbulentne kinetičke energije i obrnuto. Turbulencija uslijed kompresije računa se prema izrazu [27]:

$$\frac{dk_{dens}}{dt} = -\frac{2}{3} \cdot C_C \cdot k_{cyl} \frac{dV_c}{V_c}. \quad \textbf{(22)}$$

3.4.6. Konstanta protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$

Promjer otvora sapnice utječe na brzinu prestrujavanja radne tvari iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Visoka vrijednost konstante protoka kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$, povećava vrijednost turbulentne kinetičke energije za vrijeme procesa izgaranja. Turbulencija zbog prestrujavanja radne tvari iz pretkomore u glavni prostor izgaranja računa se prema izrazu (8).

3.4.7. Konstanta razine turbulencije C_{TL}

Konstanta razine turbulencije C_{TL} definira vrijednost turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila. Visoka vrijednost parametra uzrokuje veću vrijednost turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila. Vrijednost turbulentne kinetičke energije u trenutku zatvaranja usisnih ventila računa se prema izrazu [27]:

$$k_{cyl,SHP} = \frac{C_{TL}}{2} \cdot \left(\frac{D^2}{2 \cdot d_v \cdot h_{v,max} \cdot \cos \alpha_v} \cdot \frac{n \cdot S}{30} \right). \quad \textbf{(23)}$$

3.5. Konstante izgaranja

Konstante koje se koriste za kalibraciju veličina izgaranja u modelu s pretkomorom:

- brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$ (eng. ROHR *Prechamber*),
- početak izgaranja u cilindru C_{ign} (eng. *Ignition Ratio Cylinder*),
- udio izgorjele mase u prvoj faza $C_{mass,I}$ (eng. *Mass Fraction Phase* 1),
- brzina oslobađanja topline u prvoj fazi $C_{comb,I}$ (eng. ROHR *Phase* 1),
- brzina oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$ (eng. ROHR *Phase* 2).

3.5.1. Brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$

Konstantom $C_{comb,pre}$ moguće je kalibrirati brzinu oslobađanja topline u pretkomori koja potom utječe na brzinu oslobađanja topline i razinu turbulencije u glavnom prostoru izgaranja. Brzina oslobađanja topline u pretkomori računa se prema izrazu (5).

3.5.2. Početak izgaranja u cilindru C_{ign}

Konstantom C_{ign} moguće je kalibrirati početak izgaranja u cilindru. U cilindru, izgaranje započinje neposredno prije nego radijus fronte plamena u pretkomori R_f postane veći od duljine pretkomore l_{PC}. To se uglavnom događa prije nego što završi izgaranje u pretkomori. Zapaljenje smjese postiže se kada je zadovoljen uvjet [27]:

$$\frac{R_f}{l_{PC}} \geq C_{ign}. \tag{24}$$

3.5.3. Udio izgorjele mase u prvoj fazi $C_{mass,I}$

Konstantom $C_{mass,I}$ moguće je kalibrirati udio izgorjele mase u prvoj fazi izgaranja.

3.5.4. Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi $C_{comb,I}$

Kao što je već rečeno, prva faza oslobađanja topline započinje mlazovima plamena koji iz pretkomore struje u cilindar. Konstantom $C_{comb,I}$ moguće je kalibrirati brzinu oslobađanja topline u prvoj fazi. Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi računa se prema izrazu (10).

3.5.5. Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$

Kao što je već rečeno, druga faza oslobađanja topline predstavlja širenje plamene fronte. Konstantom $C_{comb,II}$ moguće je kalibrirati brzinu oslobađanja topline u drugoj fazi. Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi računa se prema izrazu (15).

4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA U AVL BOOST™

U ovom poglavlju će najprije biti prikazani osnovni podaci eksperimentalnog motora na osnovu kojeg je izrađen simulacijsku model te će biti pojašnjeni svi elementi modela izrađenog u AVL BOOST™. Zatim je prikazan postupak kalibracije modela i vrijednosti su uspoređene s dostupnim CFD rezultatima.

4.1. Hatz 1D81

Motor koji je korišten za simulacije PCSI modela izgaranja u ovom radu je eksperimentalni motor Hatz 1D81 koji se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Motor je originalno konstruiran za Dieselov način rada, no prenamijenjen je kako bi mogao raditi i u Ottovom režimu. Osnovne značajke motora prikazane su u Tablici 1.

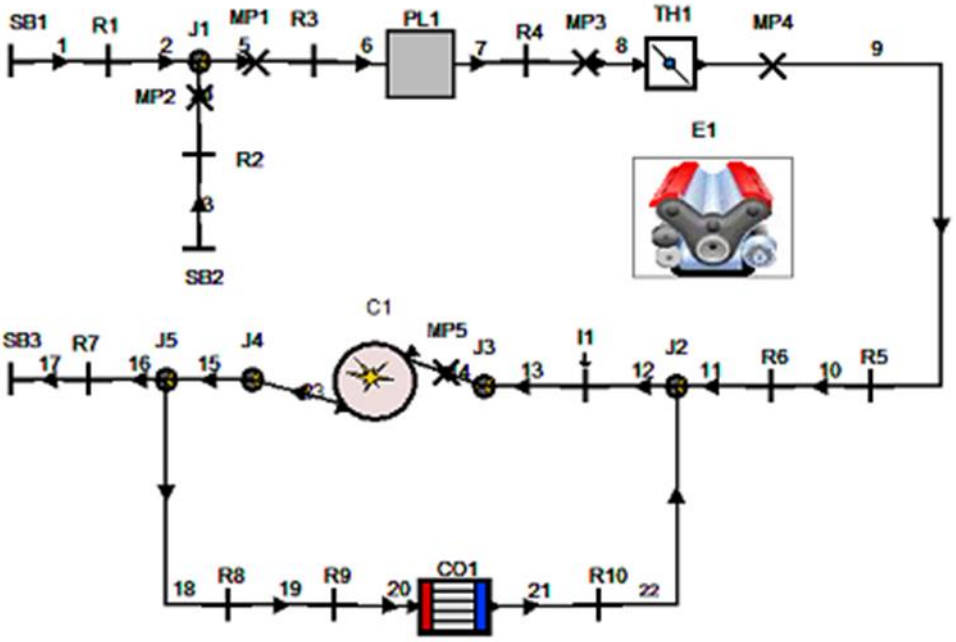
Tablica 1. Osnovni podaci Hatz 1D81 motora

Proizvođač	Hatz 1D81
Tip motora	1 cilindar, 4 takta
Promjer cilindra *D* [mm]	100
Hod klipa *H* [mm]	85
Duljina klipnjače *l* [mm]	127
Kompresijski omjer ε [-]	12
Broj ventila	1 usisni, 1 ispušni
Dobava goriva	Ubrizgavanje u usisnu cijev

Motor za sada još uvijek nema pretkomoru, ali je za simulacijski model korištena pretkomora duljine $l_{PC} = 25$ mm s promjerom vrata pretkomore $d_2 = 7$ mm te sapnica koja ima 6 otvora. Navedene dimenzije pretkomore su prema Slici 10.

4.2. Model u AVL BOOST™

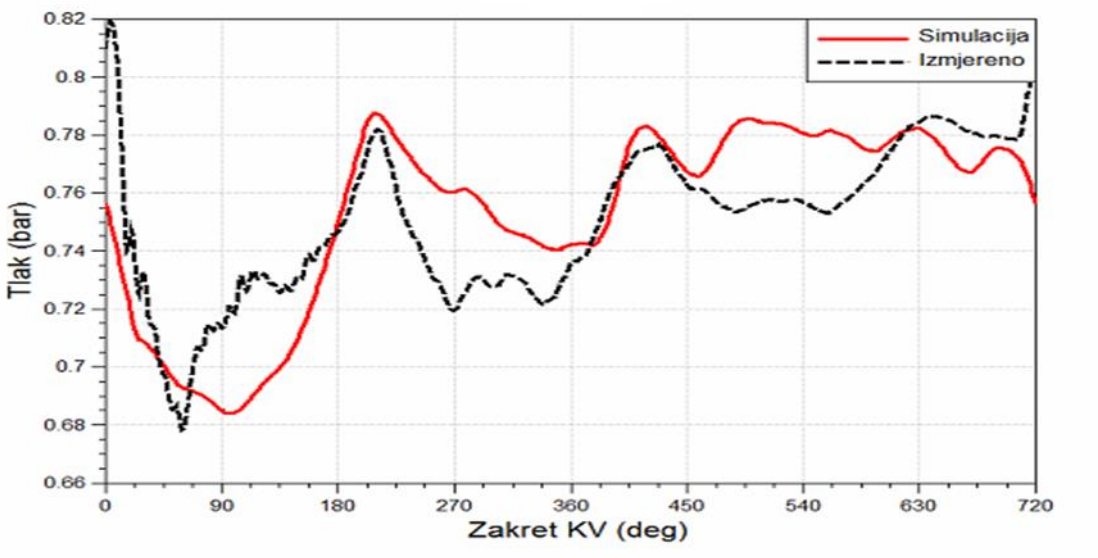
Simulacijski model motora izrađen u razvojnoj verziji AVL BOOST™ v2013.2 prikazan je na Slici 14.



Slika 14. Shema modela u programu AVL BOOST™

Simulacijski model se sastoji od volumena (eng. *Plenum*, PL1), zaklopke (eng. *Throtle*, TH1), motora (eng. *Engine*, E1), granica sustava (eng. *System Boundaries*, SB 1,2,3), cijevi (1-23), mjernih točaka (eng. *Measuring Point*, MP 1-5), cilindra (C1), brizgaljke (eng, *Injector*, I1), spojeva (eng. *Junction*, J 1-5), prigušenja (eng. *Restriction*, R 1-10) i hladnjaka EGR sustava (eng. *Cooler*, CO1). Elementi SB1,SB2 i SB3 su granični elementi sustava za koje se definiraju inicijalne vrijednosti fizikalnih veličina (stanje okoline). Pomoću elemenata cijevi, spojeva i volumena definirani su usisni i ispušni sustav. U njima se definiraju inicijalne vrijednosti fizikalnih veličina te dimenzije koje odgovaraju eksperimentalnom postavu u Laboratoriju za motore i vozila. Cijevi 18-22 te hladnjak CO1 predstavljaju EGR sustav, no u ovom radu se neće promatrati utjecaj povrata ispušnih plinova. Element motora E1 služi za definiranje osnovnih značajki motora poput broja taktova, brzine vrtnje, rasporeda paljenja cilindara te gubitaka uslijed trenja u motoru. Preko elementa cilindar C1 definiraju se geometrijske karakteristike cilindra prema Tablici 1., inicijalne vrijednosti fizikalnih veličina u cilindru, prijenosa topline, profili podizaja ventila te model izgaranja. Mjerne točke MP 1-5 služe za dobivanje dodatnih rezultata.

Prije same kalibracije modela izgaranja, izvršeno je podešavanje vrijednosti prigušenja na usisu kao bio se postiglo bolje poklapanje s izmjerenim profilom tlaka. Vrijednosti tlaka dobiveni simulacijama odgovaraju položaju mjerne točke MP5 te je usporedba prikazana na Slici 15.



Slika 15. Usporedba profila tlaka na usisu

Na Slici 15. vidimo da potpuno podudaranje profila tlaka na usisu nije moguće postići, ali profil dobiven simulacijama slijedi trend izmjerene krivulje.

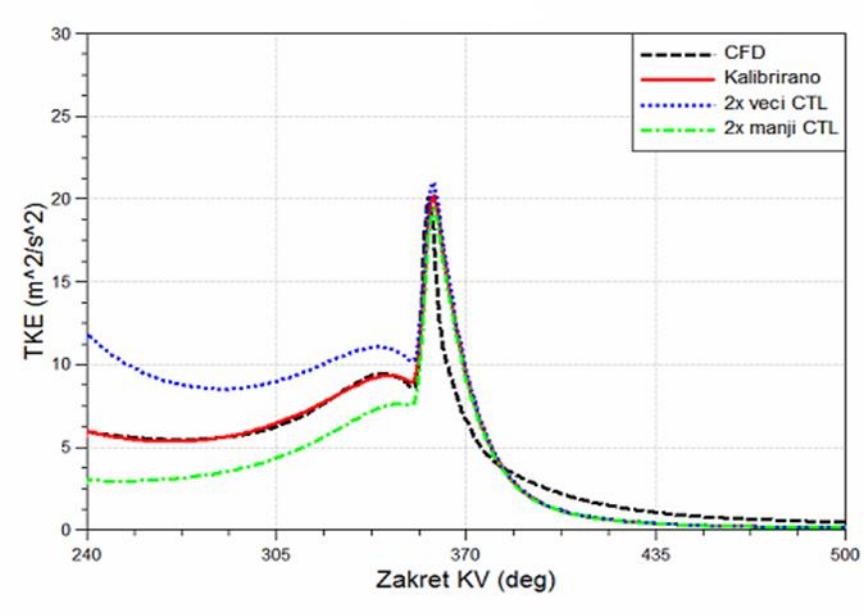
Za kalibraciju PCSI modela će poslužiti CFD rezultati dobiveni o programskom paketu AVL FIRE™. Osnovni parametri promatrane radne točke prikazani su u Tablici 2.

Tablica 2. Radna točka pomoću koje je izvršena kalibracija modela

Brzina vrtnje [min^{-1}]	Faktor pretička zraka λ [-]	Točka paljenja [°KV]	Volumen pretkomore [mm^3]	Promjer otvora sapnice [mm]
1600	1,6	-16	2315	1,3

4.3. Kalibracija konstanti turbulentnih veličina

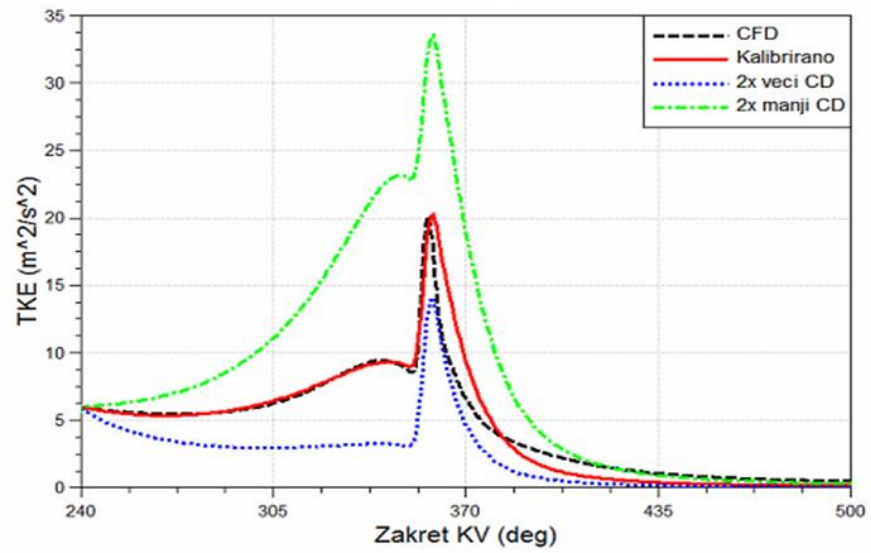
Najprije je potrebno provesti kalibraciju turbulentnih veličina. U poglavlju 3.4. navedene su konstante turbulentnih veličina modela s pretkomorom čiji je utjecaj na iznos turbulentne kinetičke energije (TKE) potom objašnjen. Nakon analize utjecaja pojedinih konstanti na razinu turbulentne kinetičke energije (TKE), može se zaključiti da su konstanta razine turbulencije C_{TL}, konstanta disipacije C_D i konstanta strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$ najbolje za kalibraciju jer njihova promjena najviše utječe na razinu TKE. Najprije je podešena konstanta razine turbulencije C_{TL} te je na Slici 16. prikazan njen utjecaj na razinu TKE.



Slika 16. Kalibracija C_{TL} konstante

Ako je inicijalna vrijednost TKE niža (zelena krivulja ima 2 puta manju vrijednost C_{TL}) od potrebnih vrijednosti, potrebno je konstantu C_{TL} povećati, u suprotnom je potrebno konstantu C_{TL} smanjiti (plava krivulja ima 2 puta veću vrijednost C_{TL}).

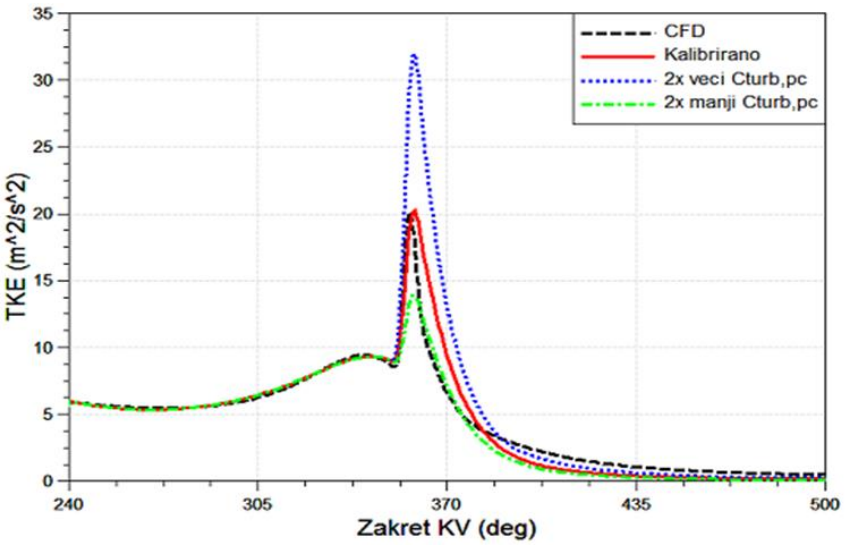
Nakon kalibracije konstante razine turbulencije C_{TL}, potrebno je kalibrirati konstantu disipacije C_D. Na Slici 15. prikazan je utjecaj konstante disipacije C_D na razinu TKE.



Slika 17. Kalibracija C_D konstante

Ako je razina TKE niža (plava krivulja ima 2 puta veću vrijednost C_D) od potrebnih vrijednosti, potrebno je konstantu C_D smanjiti, u suprotnom je potrebno konstantu C_D povećati (zelena krivulja ima 2 puta manju vrijednost C_D).

Na kraju je izvršena kalibracija konstante strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$. Na Slici 18. prikazan je utjecaj konstante strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$ na razinu TKE.



Slika 18. Kalibracija $C_{turb,pc}$ konstante

Ako je vršna vrijednost TKE niža (zelena krivulja ima 2 puta manju vrijednost $C_{turb,pc}$) od potrebnih vrijednosti, potrebno je konstantu $C_{turb,pc}$ povećati, u suprotnom je potrebno konstantu $C_{turb,pc}$ smanjiti (plava krivulja ima 2 puta veću vrijednost $C_{turb,pc}$).

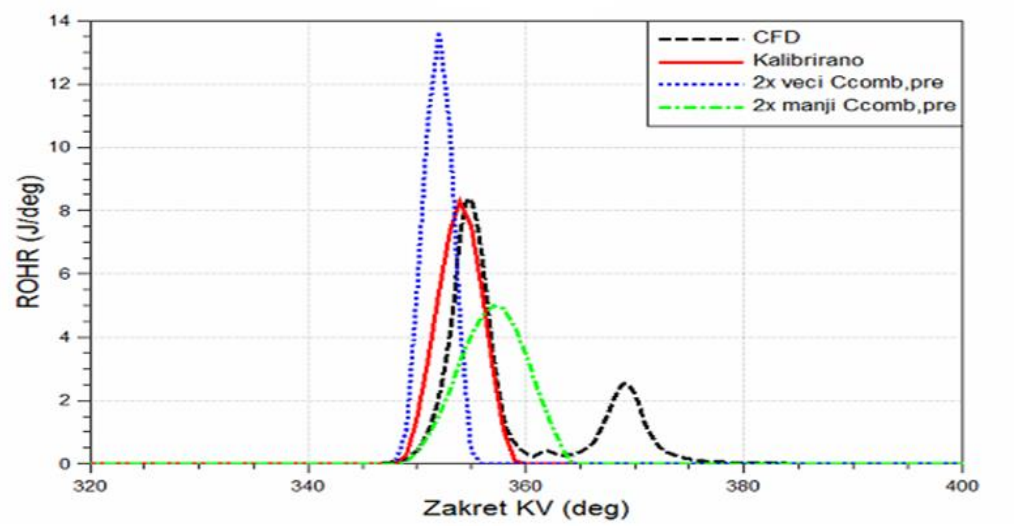
Na turbulenciju u cilindru utječe i jedna konstanta izgaranja, a to je brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$. Zbog toga se nakon kalibracije $C_{comb,pre}$ potrebno vratiti na turbulentne veličine i izvršiti korekciju konstante strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$. Konačne vrijednosti svih 7 konstanti turbulentnih veličina nakon provedene kalibracije prikazani su u Tablici 3. uz preporučene vrijednosti prema [27].

Tablica 3. Konačne i preporučene vrijednosti konstanti turbulentnih veličina

	Kalibrirano	Preporučeno
Konstanta tlačenja C_{squish}	0,2	0,5 - 2
Konstanta uzdužnog vrtloženja C_{swirl}	1	0,5 - 2
Konstanta trenja uzdužnog vrtloženja C_{sf}	1	0,5 - 2
Konstanta disipacije C_D	1,6	0,5 - 2
Konstanta kompresije C_C	63	0,5 - 2
Konstanta strujanja kroz otvore sapnice $C_{turb,pc}$	0,93	0,5 - 2
Konstanta razine turbulencije C_{TL}	0,042	0,5 - 2

4.4. Kalibracija konstanti modela izgaranja

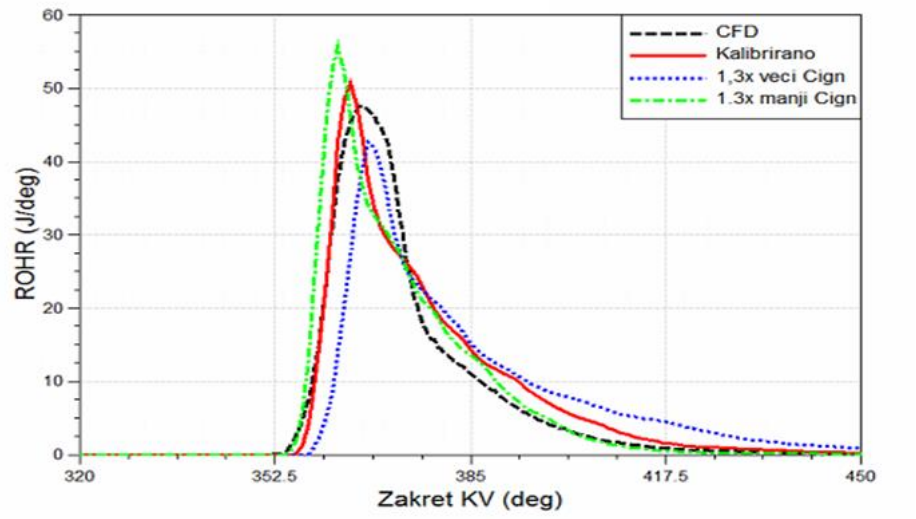
Nakon kalibracije konstanti turbulentnih veličina, potrebno je provesti kalibraciju konstanti modela izgaranja. Nakon analize utjecaja pojedinih konstanti na tijek izgaranja, može se zaključiti da su konstanta brzine oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$, konstanta početka izgaranja u cilindru C_{ign} i konstanta brzine oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$ najbolje za kalibraciju jer njihova promjena najviše utječe na izgarnje. Najprije je potrebno provesti kalibraciju konstante brzine oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$ jer izgaranje započinje u pretkomori te izravno utječe na tijek izgaranja u glavnom prostoru izgaranja. Na Slici 19. prikazan je utjecaj konstante $C_{comb,pre}$ na ROHR pretkomore.



Slika 19. Kalibracija $C_{comb,pre}$ konstante

Ako je ROHR pretkomore niža (zelena krivulja ima 2 puta manju vrijednost $C_{comb,pre}$) od potrebnih vrijednosti, potrebno je konstantu $C_{comb,pre}$ povećati, u suprotnom je potrebno konstantu $C_{comb,pre}$ smanjiti (plava krivulja ima 2 puta veću vrijednost $C_{comb,pre}$).

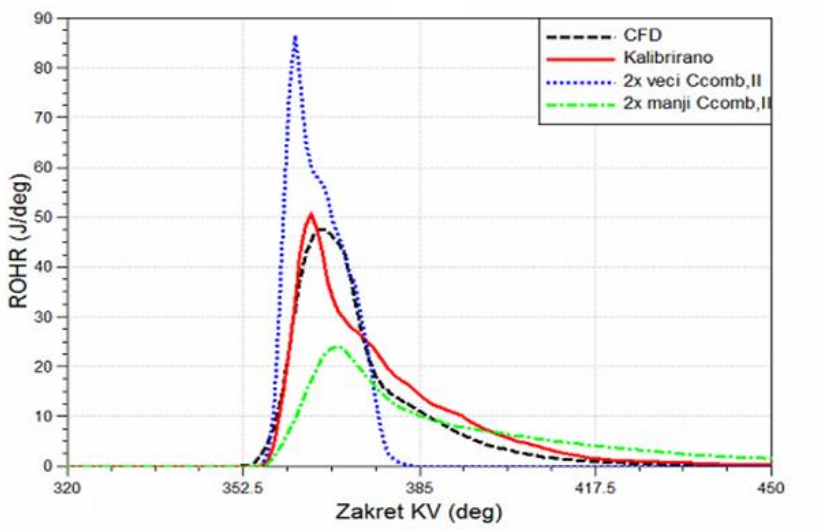
Nakon toga je izvršena kalibracija konstante početka izgaranja u cilindru C_{ign}. Na Slici 20. prikazan je utjecaj konstante C_{ign} na ROHR cilindra (glavnog prostora izgaranja).



Slika 20. Kalibracija C_{ign} konstante

Ako je izgaranje u cilindru započinje kasnije (plava krivulja ima 1,3 puta veću vrijednost C_{ign}), potrebno je konstantu C_{ign} smanjiti, u suprotnom je potrebno konstantu C_{ign} povećati (zelena krivulja ima 1,3 manju vrijednost C_{ign}). Veća vrijednost konstante C_{ign} uzrokuje povećanje vremena potrebnog da nastupi izgaranje u cilindru jer radijus fronte plamena u pretkomori R_f treba porasti u odnosu na duljinu pretkomore l_{pc}. U ovom slučaju nije primijenjena ista logika kao u prethodnim prikazima kalibracije (2 puta veća i manja vrijednost) jer bi u tom slučaju u potpunosti izostalo izgaranje.

Nakon što je postignuto dobro podudaranje početka izgaranja kalibracijom C_{ign}, potrebno je izvršiti kalibraciju konstante brzine oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$. Na Slici 21. prikazan je utjecaj konstante $C_{comb,II}$ na ROHR cilindra (glavnog prostora izgaranja).



Slika 21. Kalibracija $C_{comb,II}$ konstante

Ako je ROHR cilindra niža (plava krivulja ima 2 puta veću vrijednost $C_{comb,II}$) od potrebnih vrijednosti, potrebno je konstantu $C_{comb,II}$ smanjiti, u suprotnom je potrebno konstantu $C_{comb,II}$ povećati (zelena krivulja ima 2 puta manju vrijednost $C_{comb,II}$). Konstanta $C_{comb,II}$ služi za kalibraciju vršnih vrijednosti ROHR cilindra.

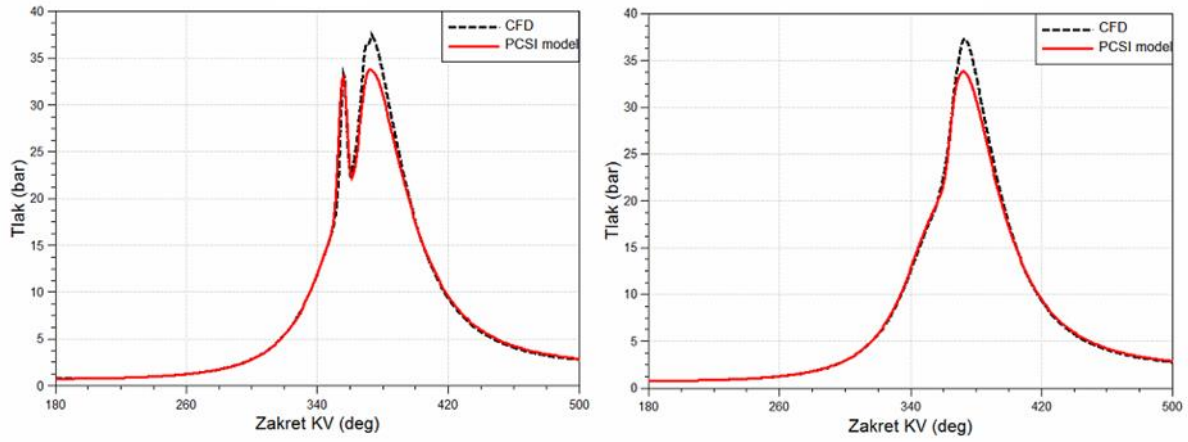
Konačne vrijednosti svih 5 konstanti modela izgaranja nakon provedene kalibracije prikazani su u Tablici 4. uz preporučene vrijednosti prema [27].

Tablica 4. Konačne vrijednosti konstanti modela izgaranja

	Kalibrirano	Preporučeno
Brzina oslobađanja topline u pretkomori $C_{comb,pre}$	0,095	0,2 - 5
Početak izgaranja u cilindru C_{ign}	1,1	0,5 - 2
Udio izgorjele mase u prvoj faza $C_{mass,I}$	0	0,05 - 0,25
Brzina oslobađanja topline u prvoj fazi $C_{comb,I}$	0	0,2 - 5
Brzina oslobađanja topline u drugoj fazi $C_{comb,II}$	1,2	0,2 - 5

4.5. Usporedba ostalih veličina

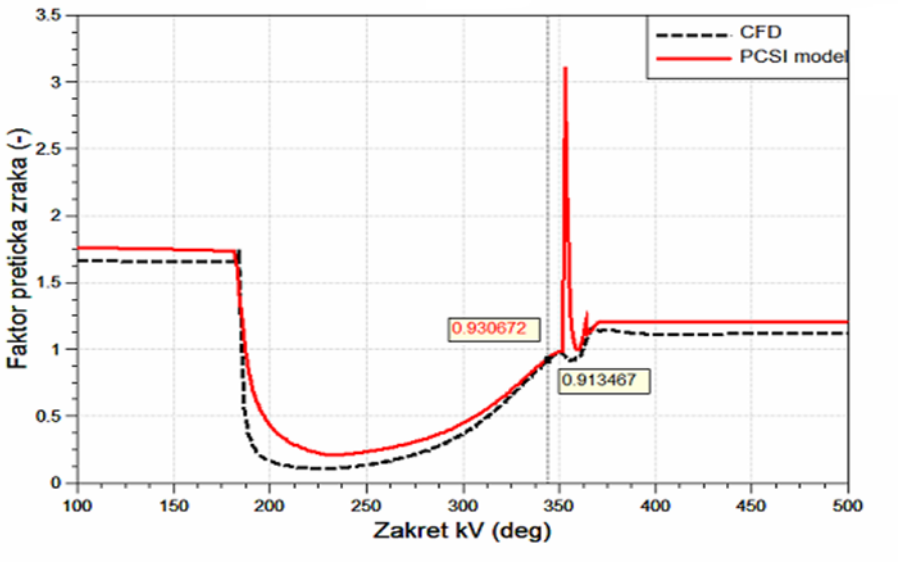
Pored već prikazanih veličina (TKE, ROHR pretkomore i cilindra) tijekom kalibracije su se promatrale još neke fizikalne veličine pretkomore i cilindra i uspoređivale s CFD rezultatima da bi se validirao nadograđeni PCSI model. Na Slici 22. je prikazana usporedba tlakova pretkomore i cilindra PCSI modela s CFD rezultatima.



Slika 22. Usporedba tlaka u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno)

Sa Slike 22. možemo vidjeti da se postiže dobro poklapanje profila tlaka i u pretkomori i u cilindru za vrijeme kompresije i ekspanzije. Nedostatak modela jest što se ne mogu postići vrše vrijednosti tlaka.

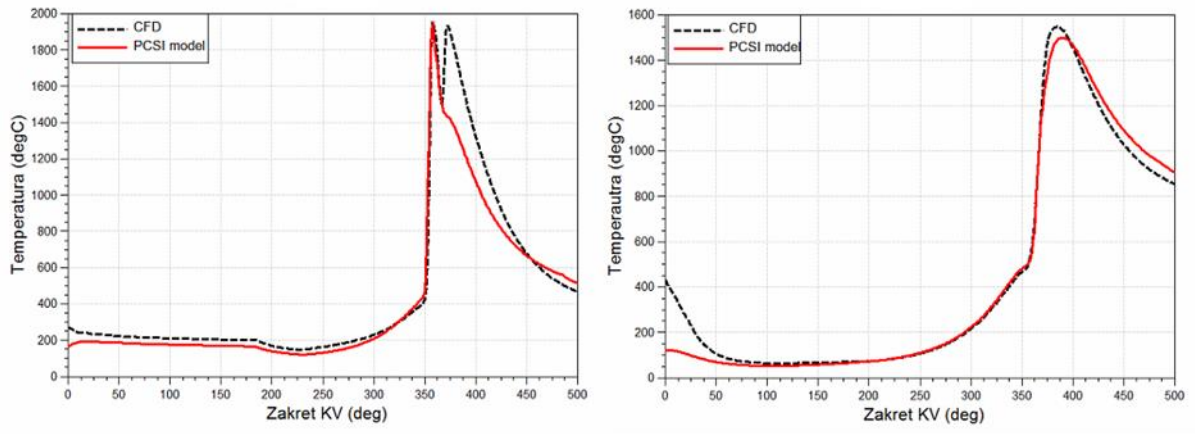
Sljedeća veličina koja je promatrana jest faktor pretička zraka u pretkomori te je usporedba rezultata prikazana na Slici 23.



Slika 23. Usporedba faktora pretička zraka u pretkomori

Sa Slike 23. je vidljivo da postoje razlike u rezultatima, ali je ključno da se vrijednost faktora pretička zraka dobro poklapa u trenutku preskakanje električne iskre na svjećici što je i označeno na dijagramu.

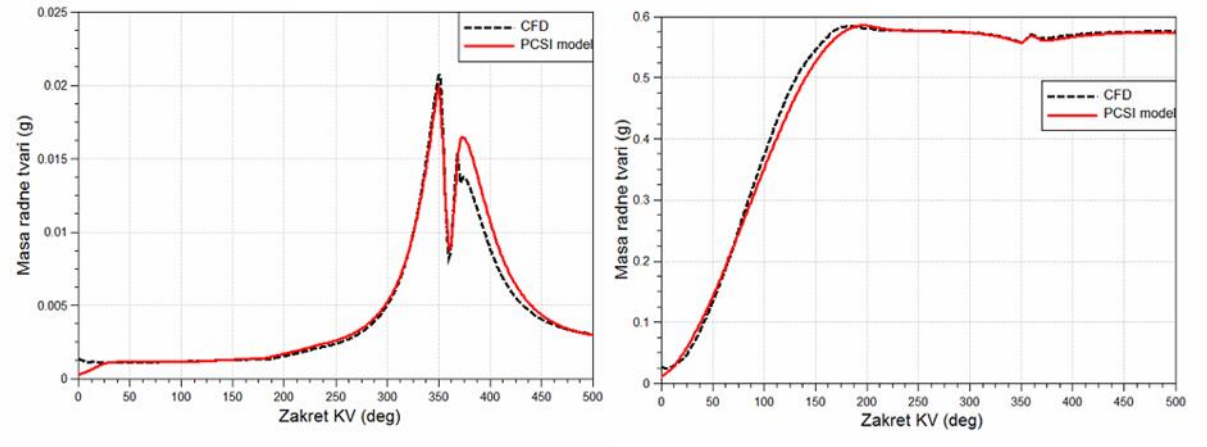
Također su promatrane i vrijednosti temperatura u pretkomori i cilindru te je usporedba rezultata prikazana na Slici 24.



Slika 24. Usporedba temperatura u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno)

Sa Slike 24. se može vidjeti dobro poklapanje profila temperature u pretkomori i cilindru, samo se u cilindru ne mogu postići vršne vrijednosti.

Na kraju su promatrane mase radne tvari u pretkomori i cilindru te je usporedba rezultata prikazana na Slici 25.



Slika 25. Usporedba mase radne tvari u pretkomori (lijevo) i cilindru (desno)

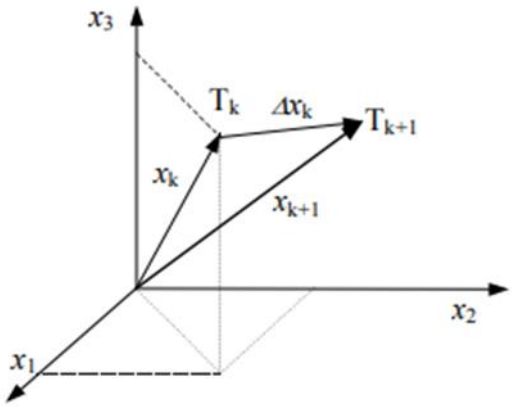
Sa Slike 25. se može vidjeti dobro poklapanje profila mase radne tvari u pretkomori i cilindru, samo se kod pretkomore postižu nešto veće vršne vrijednosti u drugom dijelu krivulje.

Nakon analize svih prikazanih rezultata može se zaključiti da je kalibracija modela uspješno provedena i da PCSI model izgaranja dobro opisuje stanje u cilindru.

5. OPTIMIRANJE GEOMETRIJSKIH I RADNIH PARAMETARA

Metode optimizacije mogu pomoći inženjeru da pronađe sustavni pristup iterativnom procesu projektiranja pomoću tehnika matematičkog programiranja koje traže optimalno rješenje. Optimizacija pruža uvid u postupak projektiranja i povećava učinkovitost oslobađanjem inženjera od postupka donošenja odluka. Postoji nekoliko različitih metoda optimizacije koji mogu riješiti različite probleme optimiranja. Uglavnom razlikujemo lokalne i globalne probleme optimizacije te probleme optimizacije s jednom ili više funkcija cilja. Definiranje optimizacijskog problema te odabir prikladne metode optimizacije vrši inženjer.

Projektni parametri su veličine pomoću kojih se jednoznačno definiraju dimenzije i svojstva konstrukcije ili projektiranog sustava. Projektni parametri dijele se na konstantne projektne parametre i projektne varijable. Konstantni projektni parametri se u postupku optimalizacije ne mijenjaju dok se projektne varijable mijenjaju. Projektne varijable mogu se prikazati kao komponente vektora $\boldsymbol{x}$. Vrh vektora $\boldsymbol{x}$ je tada točka s koordinatama (x_1, x_2, …, x_n) u n-dimenzionalnom prostoru E^n. Projektne varijable mogu se mijenjati u unaprijed definiranom rasponu. Sve točke projektiranja unutar donje i gornje granice definiraju projektni prostor. Projektni prostor je dakle n-dimenzionalni Euklidov prostor definiran osima koje reprezentiraju projektne varijable. Na Slici 26. prikazan je trodimenzionalni projektni prostor.



Slika 26. Trodimenzionalni projektni prostor [28]

Svaki inženjerski problem se može riješiti na više načina, ali rješenja moraju zadovoljavati postavljena ograničenja zbog projektnih zahtjeva. Ta se ograničenja nazivaju funkcijama ograničenja ili samo ograničenja i predstavljaju kriterije koji moraju biti zadovoljeni za svako izvedivo rješenje. Ograničenja opisuju ovisnosti između projektnih varijabli i rješenja te predstavljaju granice pri odabiru projektnih varijabli. Funkcije ograničenja dijele se na dvije vrste:

- funkcije ograničenja sa znakom jednakosti [28]:

$$h_k(x) = 0, \qquad k = 1, \dots, e, \tag{24}$$

- funkcije ograničenja sa znakom nejednakosti [28]:

$$g_j(x) > 0, \qquad i = 1, \dots, m. \tag{25}$$

Područje projektnog prostora unutar kojega su ispunjeni uvjeti funkcija ograničenja (24) i (25) naziva se dozvoljenim projektnim prostorom ili dozvoljenim područjem rješenja. Preostali dio projektnog prostora je nedozvoljeno područje.

Različite projektna rješenja, koja se nalaze u dozvoljenom projektnom prostoru, potrebno je objektivno procijeniti i zaključiti koje je bolje od ostalih. Kriterij za procjenu kvalitete rješenja treba, prema tome biti neka skalarna funkcija projektnih varijabli $\boldsymbol{x}$ koja se naziva funkcija cilja ili objektna funkcija [28]:

$$F = F(x). \tag{26}$$

Klasični optimizacijski problem ima samo jednu funkciju cilja kojoj se traži maksimum ili minimum, no optimizacijski problemi često mogu imati više funkcija cilja (višeciljno optimiranje).

Konačno, matematički zapis optimizacijskog problema glasi [27]:

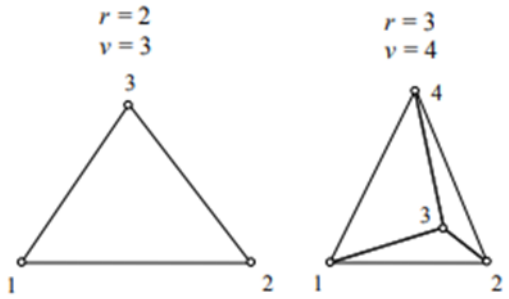
$$\begin{aligned} &minimiziraj \quad f(x), \\ uz\ ograničenja\ g_j(x) \le 0 \qquad & j = 1, \dots, m, \\ h_k(x) = 0 \qquad & k = 1, \dots, e, \\ x_i^l \le x_i \le x_i^u \qquad & i = 1, \dots, n. \end{aligned} \tag{27}$$

U ovo slučaju će optimizacijski problem imati jednu funkciju cilja i za rješavanje problema će se koristiti Nelder-Mead optimizacijski algoritam.

5.1. Nelder-Mead optimizacijski algoritam

Nelder-Meadov algoritam je *simplex* metoda za pronalaženje lokalnog minimuma funkcije cilja. Ova numerička metoda nelinearnog programiranja temelji se na metodi traženja pomoću fleksibilnog poliedra. Pod *simplexom* se podrazumijeva geometrijska figura s $v = r + 1$ vrhova, formirana u r - dimenzionalnom prostoru, gdje r predstavlja broj stupnjeva slobode problema. U dvodimenzionalnom prostoru (r = 2) regularni *simplex* je istostranični trokut (v =

3), u trodimenzionalnom prostoru ($r = 3$) to je tetraedar ($v = 4$), itd. U slučaju $r = 1$, simplex je također trokut. Na Slici 27. prikazan je regularni *simplex* s 2 i 3 stupnja slobode.



Slika 27. Regularni *simplex* s 2 i 3 stupnja slobode [28]

Od početnog regularnog *simplexa*, ova metoda u daljnjim koracima mijenja dimenzije poliedra po čemu je i dobila ime: metoda fleksibilnog poliedra. Metoda je pretraga uzorka koja uspoređuje vrijednosti funkcije na vrhovima trokuta. Najgori vrh, gdje je vrijednost funkcije cilja najveća, se odbacuje i zamjenjuje novim vrhom. Stvara se novi trokut i nastavlja se potraga za najboljim rješenjem. Proces generira niz trokuta (koji mogu imati različite oblike), za koje vrijednosti funkcije na vrhovima postaju sve manje i manje. Veličina trokuta se smanjuje i pronalaze se koordinate minimalne točke. Algoritam je učinkovit i pogodan je za rad na računalu. Rubni uvjeti projektnih varijabli i ograničenja razmatraju se u funkciji cilja kaznenim bodovima, koji se dodaju funkciji cilja.

5.2. Sobolov niz

Za primjenu Nelder-Mead optimizacijskog algoritma je najprije potrebno odrediti početnu točku od koje će se vršiti optimizacija. Zbog toga će se koristiti Sobolov niz kako bi se generiralo nekoliko točaka unutar projektnog prostora te će se od tih točaka odabrati najbolja koja će služiti kao početna točka Nelder-Mead algoritma.

Sobolov niz je kvazi nasumični niz. Naziv "kvazi" koristi se da bi se jasnije označilo da vrijednosti niza niskih odstupanja nisu slučajne niti pseudoslučajne, ali takvi nizovi dijele neka svojstva slučajnih varijabli, a u određenim je primjenama njihova manja neusklađenost važna prednost. Prednost ove metode je što je velik dio projektnog prostora pokriven malim brojem projektnih točaka. Nedostatak je činjenica da točke projektiranja mogu biti povezane.

5.3. Optimiranje geometrijskih parametara pretkomore

Određivanje najpovoljnijih geometrijskih parametara pretkomore će se provoditi na 6 radnih točaka s različitim brzinama vrtnje i različitim opterećenjima (različit faktor pretička zraka). Odabrane radne točke su prikazane u Tablici 5.

Tablica 5. Radne točke za optimiranje geometrijskih parametara pretkomore

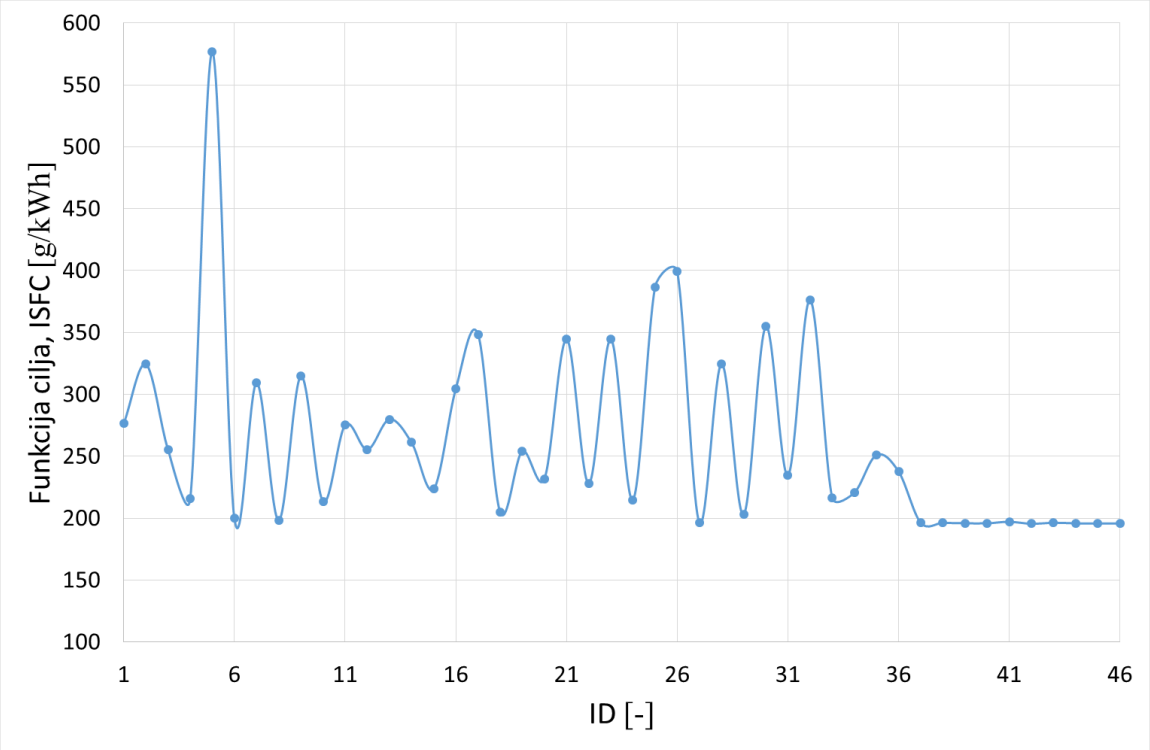
Radna točka	Brzina vrtnje [min^{-1}]	Faktor pretička zraka [-]
1	1600	1,0
2	1600	1,6
3	1600	2,2
4	3000	1,0
5	3000	1,6
6	3000	2,2

Određivanje najpovoljnijih geometrijskih parametara pretkomore će se provoditi tako da se ostvari minimalna specifična indicirana potrošnja goriva. Prema tome, funkcija cilja će biti indicirana specifična potrošnja goriva ISFC (eng. *Indicated Mean Fuel Consumption*). Ograničenje će biti oktanski broj OB koji mora biti manji ili jednak 95. Projektne varijable će naravno biti volumen pretkomore V_{pre} [mm^3] i promjer otvora sapnice d_{ori} [mm] te radni parametri točka paljenja ST (eng. *Spark Timing*) [ºKV] i početak ubrizgavanja goriva u pretkomoru α_{fuel} [ºKV]. Početak ubrizgavanja će zbog jednostavnosti u simulacijskom modelu biti definiran kao pomak od početnog trenutka ubrizgavanja IS (eng. *Injection Shift*) [ºKV]. Rubne vrijednosti projektnih varijabli, tj. projektni prostor će biti definiran prema konstrukcijskim ograničenjima i iskustvenim vrijednostima. Pomoću Sobolovog niza bit će definirano 40 početnih projektnih točaka.

Matematički zapis optimizacijskog problema glasi:

$$\begin{aligned} &minimiziraj \quad ISFC, \\ &uz\ ograničenja \quad OB \leq 95, \\ &2000 \leq V_{pre} \leq 4630, \\ &0{,}8 \leq d_{ori} \leq 3, \\ &-30 \leq ST \leq 8, \\ &-15 \leq IS \leq 15. \end{aligned} \tag{28}$$

Na Slici 28. bit će prikazana funkcija cilja za radnu točku 3.



Slika 28. Prikaz funkcije cilja za radnu točku 3

Nakon početnih 40 projektnih točaka koje su generirane prema Sobolovom nizu, odabrana je najbolja te je ona poslužila kao početna točka za Nelder-Mead optimizacijski algoritam pomoću kojeg se došlo do najpovoljnijeg rješenja (ID 42).

Nakon provedene optimizacije, dobiveni rezultati prikazani su u Tablici 6.

Tablica 6. Optimalne vrijednosti parametara za odabrane radne točke

Radna točka	V_{pre} [mm^3]	d_{ori} [mm]	ST [°KV]	IS [°KV]	α_{fuel} [°KV]	ISFC [g/kWh] - početno	ISFC [g/kWh] - optimirano
1	2329,47	1,33	3,02	0,00	-126	223,869	223,632
2	2256,84	2,46	-10,26	5,98	-120,02	207,561	201,618
3	3492,65	1,16	-8,08	-7,33	-133,33	237,601	195,501
4	2387,34	1,29	-15,40	0,00	-131	224,412	223,415
5	3823,78	1,99	-12,73	4,20	-126,8	220,646	218,610
6	4280,70	1,99	-12,39	3,05	-127,95	276,841	261,902

Pored geometrijskih i radnih parametara u Tablici 6. su prikazane i početne vrijednosti ISFC za simulacije koje su provedene prije postupka optimizacije te ISFC nakon optimiranja. Vidi se

da je došlo do smanjenja potrošnje za sve radne točke, a može se i zaključiti da je optimiranjem došlo do većeg smanjenja potrošnje kod siromašnijih smjesa.

Da bi se odredile konačne vrijednosti geometrijski parametar pretkomore, bit će usvojene srednje vrijednosti volumena pretkomore i promjera otvora sapnice kao najpovoljnije vrijednosti za cijelo radno područje motora. U Tablici 7. su prikazane usvojene vrijednosti geometrijskih parametara.

Tablica 7. Vrijednosti najpovoljnijih geometrijskih parametara

V_{pre} [mm^3]	d_{ori} [mm]
3095	1,70

5.4. Optimiranje radnih parametara

Nakon što su određene najpovoljnije vrijednosti geometrijskih parametara, geometrijski parametri postaju projektne konstante. Tako da pri određivanju najpovoljnijih radnih parametara imamo samo dvije projektne varijable, točku paljenja ST [ºKV] i početak ubrizgavanja goriva u pretkomoru α_{fuel} [ºKV], odnosno pomak od početnog trenutka ubrizgavanja IS [ºKV]. Funkcija cilja će i dalje biti indicirana specifična potrošnja goriva ISFC, a ograničenje ostaje oktanski broj OB koji mora biti manji ili jednak 95. Pomoću Sobolovog niza ovaj će put biti definirano 30 početnih projektnih točaka jer imamo manje projektnih varijabli.

Matematički zapis optimizacijskog problema sada glasi:

$$\begin{aligned} &minimiziraj \quad ISFC, \\ &uz\ ograničenja \quad OB \leq 95, \\ &-30 \leq ST \leq 8, \\ &-15 \leq IS \leq 15. \end{aligned} \tag{29}$$

Kako radne parametre možemo mijenjati tijekom rada motora, moguće je odrediti optimalne radne parametre za svaku radnu točku motora. Odredit će se optimalni radni parametri za puno opterećenje motora ($\lambda = 1$) na rasponu brzina vrtnje motora od 1000 do 3000 min^{-1} s korakom od 500 min^{-1} te za minimalno opterećenje motora koje se može postići bez prigušenja usisa uz $\lambda = 2{,}2$ za jednak raspon brzina vrtnje motora. U Tablici 8. su prikazane dobivene vrijednosti za minimalno opterećenje bez prigušenja.

Tablica 8. Najpovoljnije vrijednosti radnih parametara za minimalno opterećenje bez prigušenja

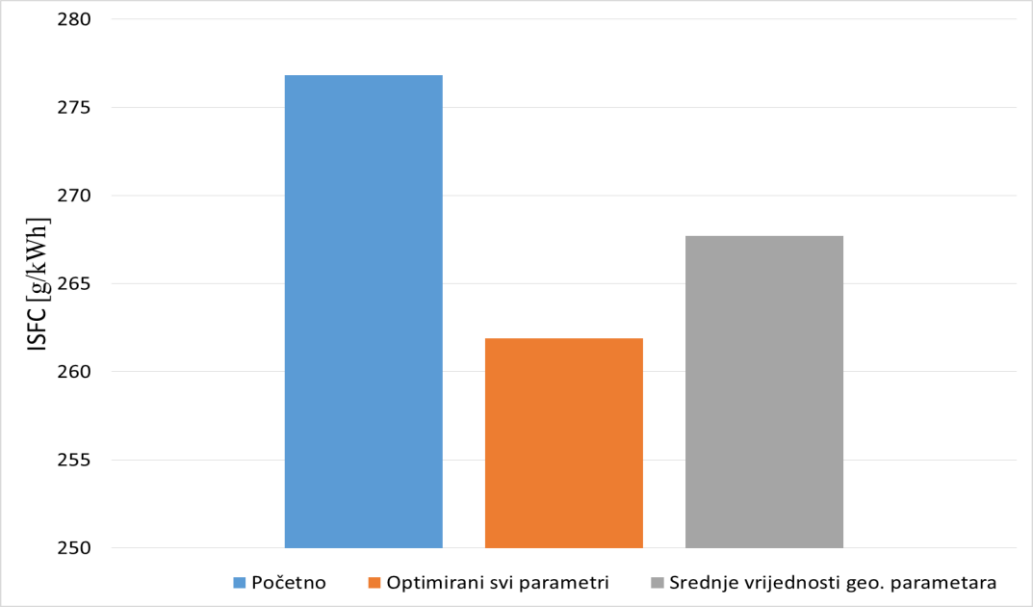
Brzina vrtnje [min^{-1}]	ST [°KV]	IS [°KV]	α_{fuel} [°KV]
1000	-6,8	4,9	-117,1
1500	-8,6	-9,8	-133,8
2000	-11,8	-7,2	-133,2
2500	-13,4	-13,5	-142,5
3000	-14,1	-8,0	-139

Pri punom opterećenju motora nije potrebno dodavati dodatno gorivo u pretkomoru jer će faktor pretička zraka u pretkomori i cilindru biti jednak, tj. $\lambda = 1$. Zbog toga nije bilo potrebno određivati početak ubrizgavanja goriva u pretkomoru nego samo ST te su rezultati prikazani u Tablici 9.

Tablica 9. Najpovoljnije vrijednosti radnih parametara za puno opterećenje

Brzina vrtnje [min^{-1}]	ST [°KV]
1000	6,0
1500	5,3
2000	-4,2
2500	-9,1
3000	-11,9

Nakon provedene optimizacije geometrijski i radnih parametara bit će prikazana usporedba potrošnje goriva ISFC za početne vrijednosti parametara, nakon provedene optimizacije svih parametara te nakon usvojenih srednjih vrijednosti geometrijskih parametara i optimiranih radnih parametara. Usporedba je prikazana na Slici 29. za brzinu vrtnje 3000 min^{-1} i $\lambda = 2{,}2$.



Slika 29. Usporedba potrošnje goriva ISFC za različite vrijednosti parametara

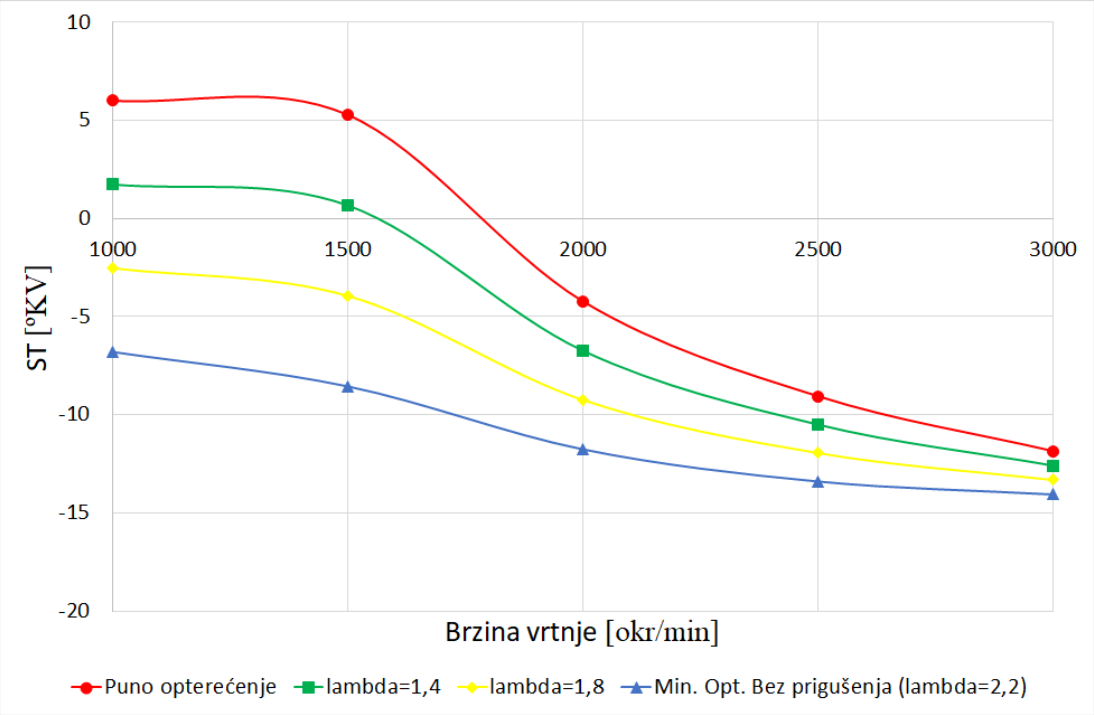
Očekivano, pri početnim parametrima je najveća potrošnja goriva. Optimiranjem geometrijskih i radnih parametara istovremeno postiže se najmanja potrošnja goriva dok je odabirom srednjih vrijednosti za geometrijske parametre potrošnja porasla, no vrijednosti su i dalje niže od početnih što znači da je postupak optimizacije uspješno proveden.

6. PRIKAZ REZULTATA

Nakon provedene kalibracije i optimiranja geometrijskih i radnih parametara provedene su simulacije za nekoliko radnih točaka kako bi se pokazala potrošnja goriva, potrebni oktanski broj, emisije štetnih plinova, radni parametri za cijelo radno područje motora te utjecaj geometrijskih parametara na TKE. Koristit će se indicirane veličine koje su vezane uz proces u cilindru motora kako bi se zanemarili mehanički gubitci motora.

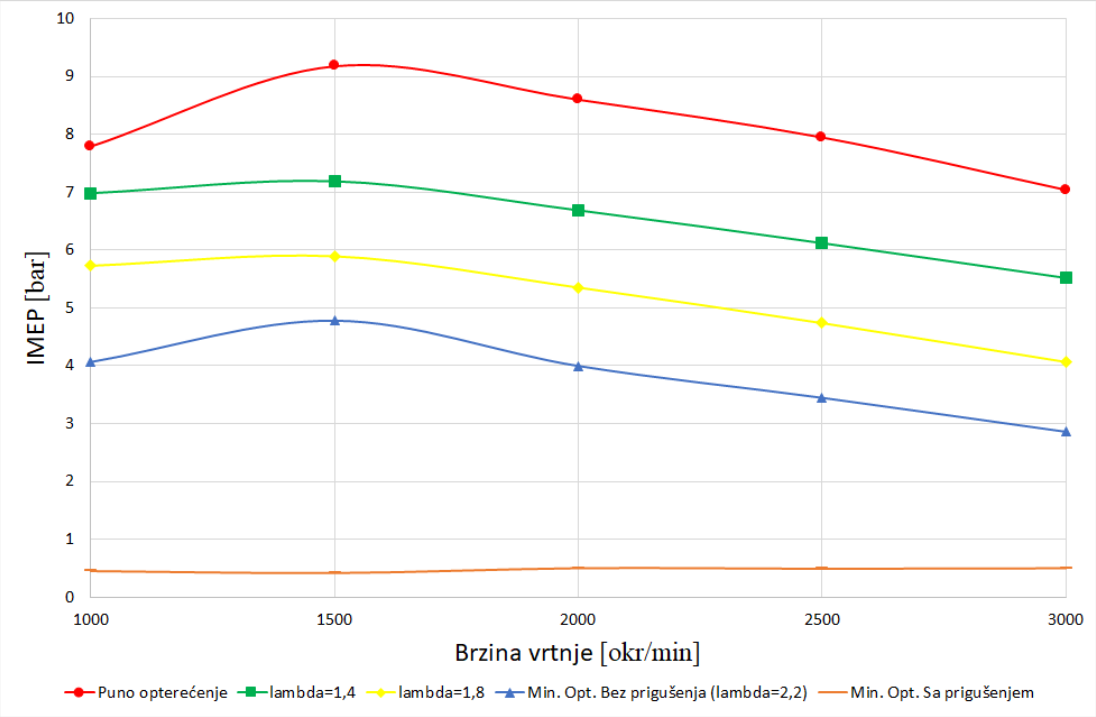
6.1. Određivanje djelomičnih opterećenja

Motori s pretkomorom snagu mogu regulirati faktorom pretička zraka u cilindru te su pored punog i minimalnog opterećenja bez prigušenja izrađena djelomična opterećenja koja odgovaraju faktorima pretička zraka od $\lambda = 1{,}4$ i $\lambda = 1{,}8$. Još je izrađeno minimalno opterećenje s prigušenjem zaklopke snage kako bi se pokrilo cijelo radno područje motora. Početaka ubrizgavanja goriva je odabran prema minimalnom opterećenju bez prigušenja (Tablica 8.), a ST je određen linearnom interpolacijom prema vrijednostima punog i minimalno opterećenja bez prigušenja. Za minimalno opterećenje s prigušenjem su radni parametri identični onima za minimalno opterećenje bez prigušenja. ST za djelomična opterećenja prikazan je na Slici 30.



Slika 30. ST za različita opterećenja

Na Slici 31. prikazane su radne točke motora za slučaj djelomičnih opterećenja korištenjem srednjeg indiciranog tlaka IMEP (eng. *Indicated Mean Effective Pressure*).

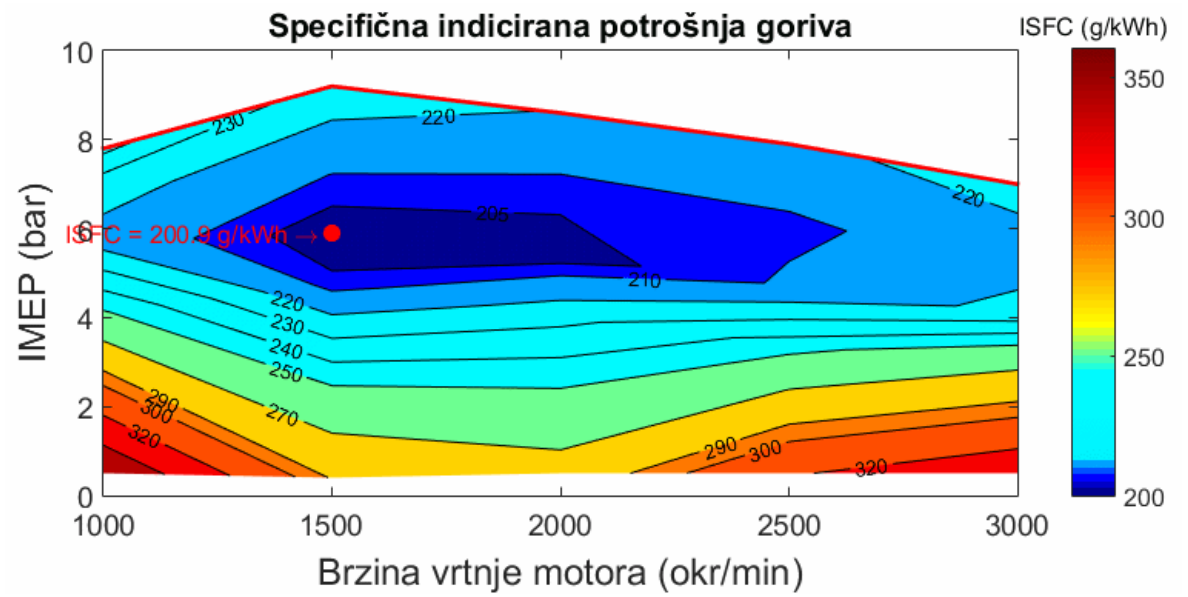


Slika 31. IMEP djelomičnih opterećenja

Sa Slike 31. može se zaključiti da područje između crvene krivulje (Puno opterećenje) i plave krivulje (Min. Opt. Bez prigušenja) predstavlja područje rada motora gdje se opterećenje može regulirati promjenom faktora pretička zraka dok se za niža opterećenja usis mora prigušiti uz pomoć zaklopke.

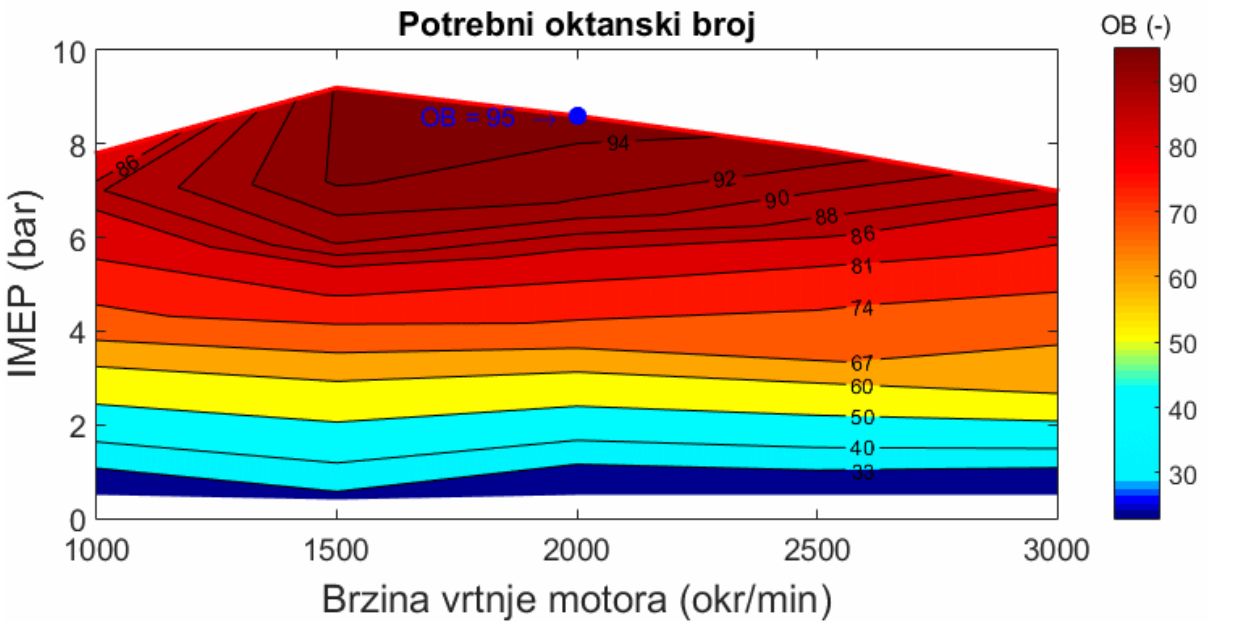
6.2. Topografski dijagrami

Na Slici 32. prikazan je topografski dijagram specifične indicirane potrošnje goriva ISFC (eng. *Indicated Specific Fuel Consumption*). Potrošnja goriva kod motora ovisi o brzini vrtnje i opterećenju motora. Kao mjera opterećenja korišten je srednji indicirani tlak IMEP. Uz pomoć topografskog dijagrama specifične indicirane potrošnje goriva moguće je odrediti najpovoljniju točku rada motora te je ona prikazana na dijagramu.



Slika 32. Topografski dijagram specifične indicirane potrošnje goriva

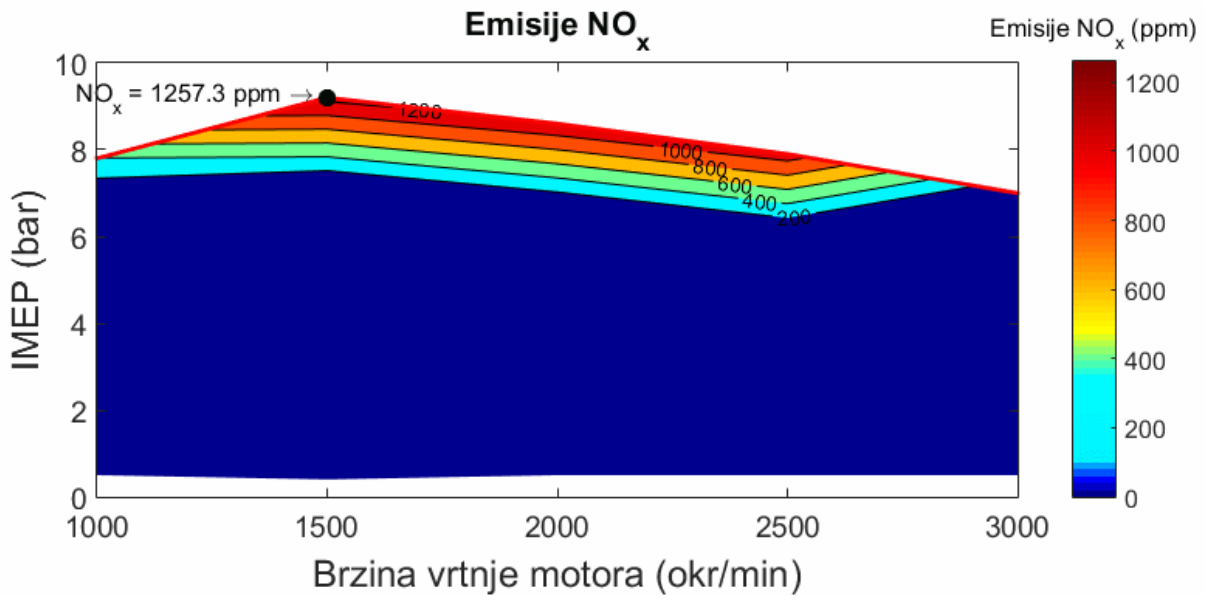
Na Slici 33. prikazan je topografski dijagram potrebnog oktanskog broja goriva OB. Prema dijagramu vidljivo je kako u cijelom radnom području motora potreban oktanski broj goriva OB ne prelazi 95 oktana što znači da neće doći do pojave detonantnog izgaranja upotrebom konvencionalnog benzinskog goriva s oktanskim brojem 95.



Slika 33. Topografski dijagram potrebnog oktanskog broja

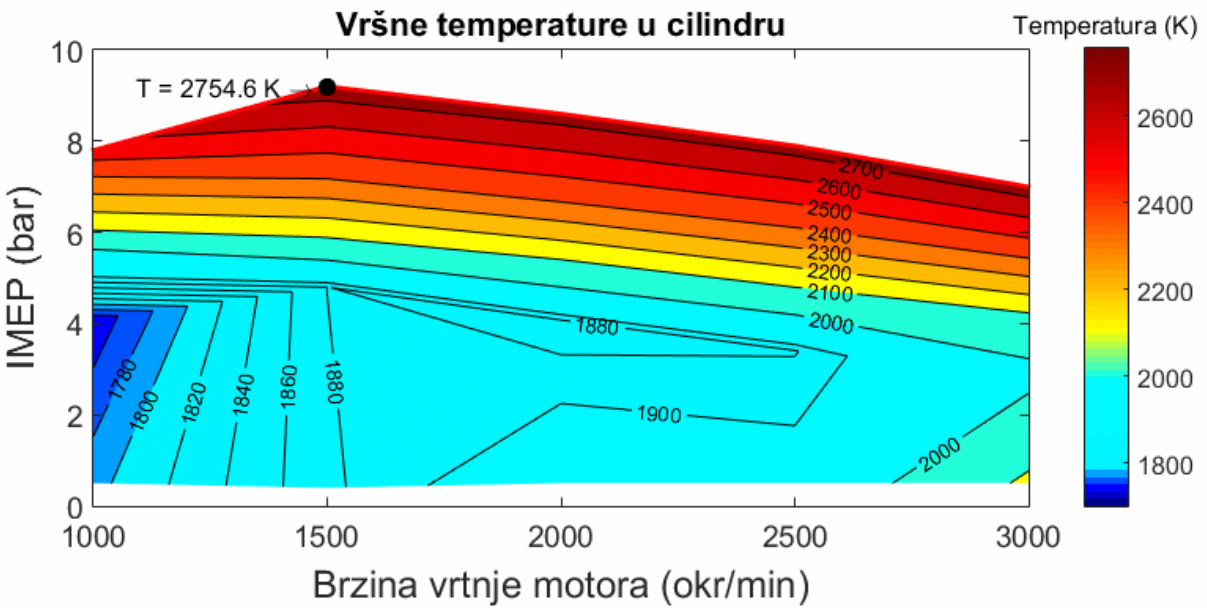
Na Slici 34. prikazan je topografski dijagram emisije dušikovih oksida NO_x. Dušikovih oksidi nastaju zbog visokih temperatura izgaranja. Vidljivo je kako najveće emisije dušikovih oksida nastaju pri većem opterećenju motora gdje se javljaju visoke temperature izgaranja. Može se primijetiti da većina radnog područja uopće nema emisija dušikovih oksida, a razlog tome je

što se primjenom siromašnih smjesa smanjuju vršne temperature u cilindru, koje pri nižim opterećenjima (srednji indicirani tlak ispod 4 bar) skoro da ne premašuju s vršnim vrijednostima iznose od 2000 K.



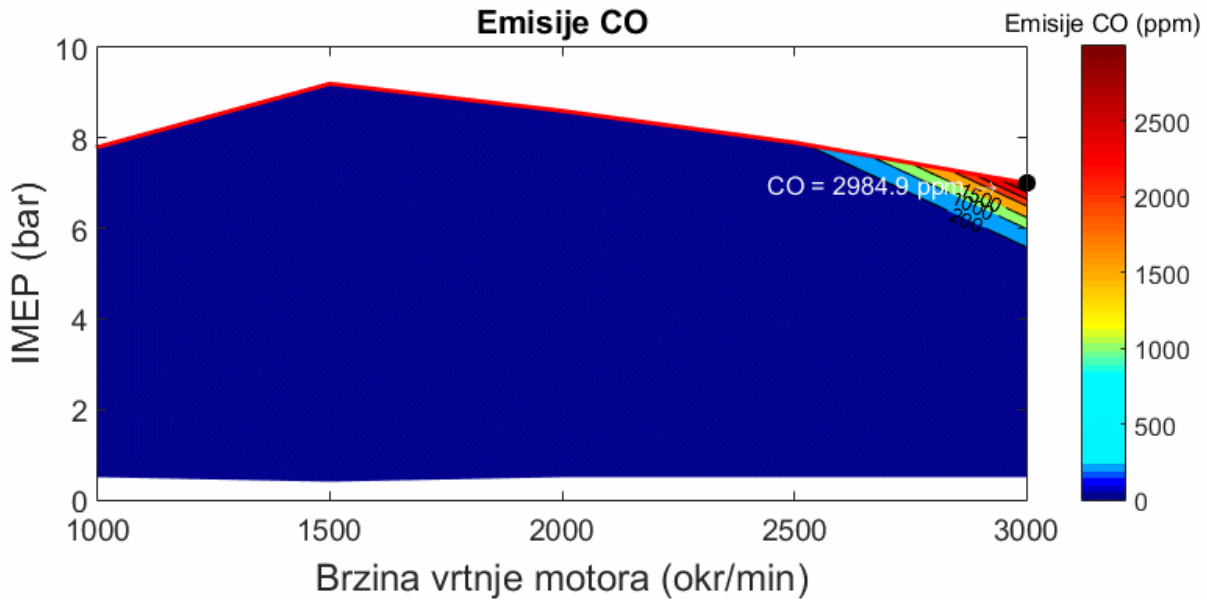
Slika 34. Topografski dijagram emisije dušikovih oksida

Na Slici 35. prikazan je topografski dijagram vršnih temperatura u cilindru. Vidljivo je kako su najveće temperature pri najvećim opterećenjima dok su pri nižim opterećenjima, pogotovo pri nižim brzinama vrtnje, temperature niske. Razlog tome je upotreba siromašnih smjesa pri nižim opterećenjima i to nam potvrđuje razlog niskih emisija NO_x.



Slika 35. Topografski dijagram vršnih temperatura u cilindru

Na Slici 36. prikazan je topografski dijagram emisija ugljikovog monoksida CO. Ugljikov monoksid CO nastaje zbog nepotpunog izgaranja odnosno djelomične oksidacije goriva. Vidljivo je kako u gotovo cijelom radnom području motora ne nastaje CO. Razlog tome je upotreba siromašnih smjesa čime je smanjena mogućnost nepotpunog izgaranja. CO nastaje samo pri višim brzinama vrtnje i pri većim opterećenjima gdje se koriste približno stehiometrijske smjese.

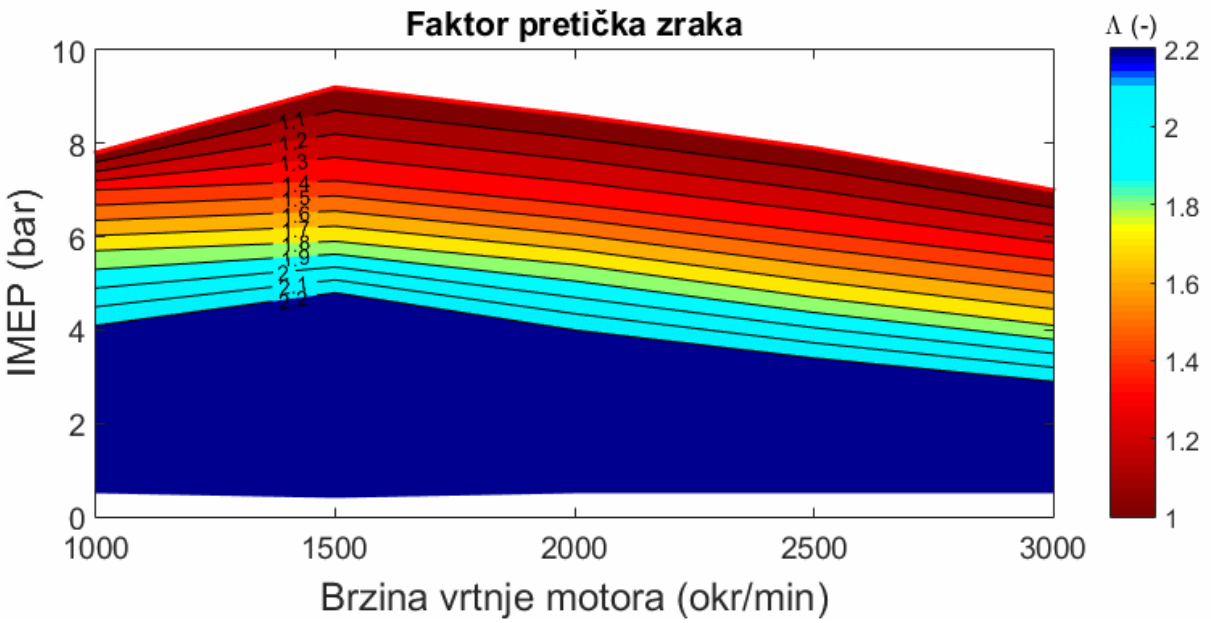


Slika 36. Topografski dijagram emisije ugljikova monoksida

6.3. Topografski dijagrami radnih parametara

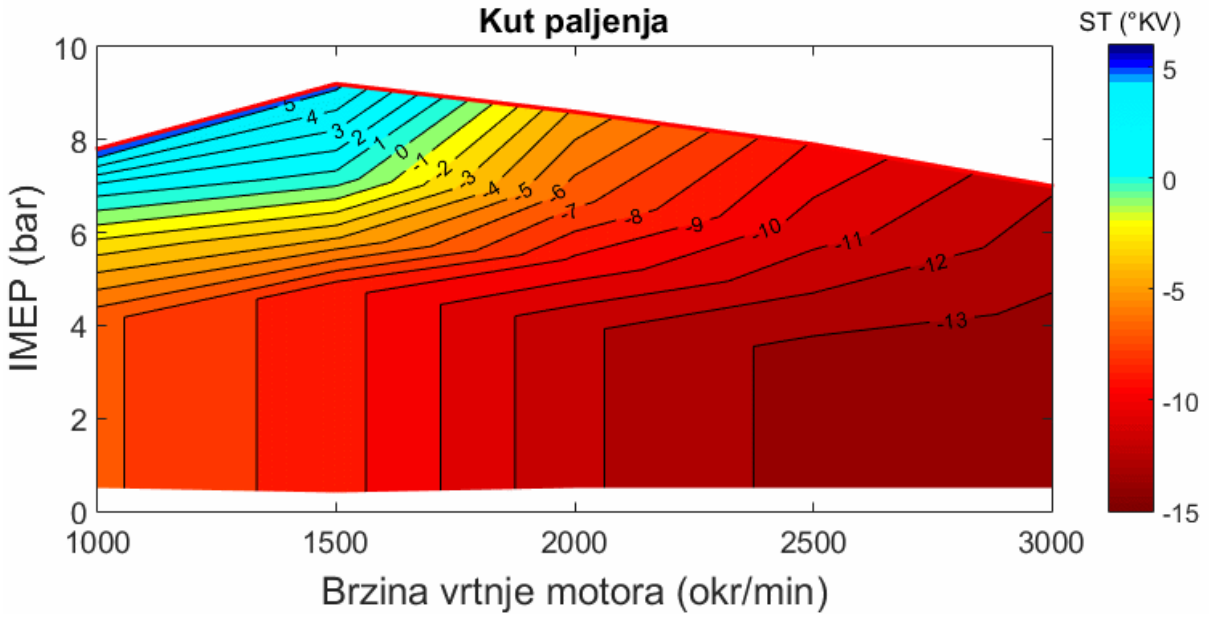
Kako bi pri eksperimentalnom ispitivanju bilo lakše odrediti potrebni faktor pretička zraka i kut paljenja za određeno opterećenje i brzinu vrtnje, navedeni će parametri bit prikazani uz pomoć topografskih dijagrama za cijelo radno područje motora.

Na Slici 37. prikazan je topografski dijagram faktora pretička zraka. Može se vidjeti da se regulacija opterećenja vrši povećavanjem faktora pretička zraka sve do granične vrijednosti od $\lambda = 2{,}2$, a nakon toga je potrebno vršiti prigušenje usisa uz pomoć zaklopke.



Slika 37. Topografski dijagram faktora pretička zraka

Na Slici 38. prikazan je topografski dijagram kuta paljenja ST. Pri većoj brzinama vrtnje potrebno je kut paljenja pomjeriti dalje od gornje mrtve točke dok je u isto vrijeme potrebno kut paljenja pri većim opterećenjima približiti gornjoj mrtvoj točki. Pri punom opterećenju kut paljenja se nalazi u ekspanziji kako bi se izbjegla pojava detonantnog izgaranja.

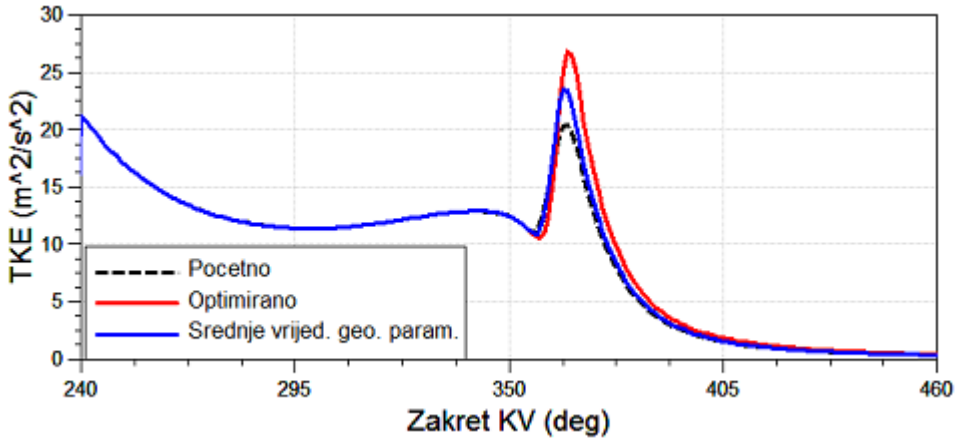


Slika 38. Topografski dijagram kuta paljenja

6.4. Utjecaj geometrijskih parametara na TKE

Na turbulentnu kinetičku energiju TKE značajan utjecaj imaju volumen pretkomore i promjeri otvora sapnice. Zbog toga će biti napravljena usporedba vrijednosti TKE za početne geometrijske parametre (prema Tablici 2.), optimirane parametre (prema Tablici 6.) i nakon

usvajanja srednjih vrijednosti geometrijskih parametar (Tablica 7.). Promatrat će se radna točka s brzinom vrtnje 3000 min^{-1} i $\lambda = 2{,}2$. Na Slici 39. prikazana je navedena usporedba.



Slika 39. Usporedba TKE za različite geometrijske parametre

Na Slici 39. je vidljivo da se najveća vršna vrijednost TKE postiže primjenom optimalnih vrijednosti geometrijskih parametara. Veća turbulencija pospješuje izgaranje u cilindru jer mlazovi iz pretkomore prodiru dublje u glavni prostor izgaranja zbog čega se i najmanja potrošnja postiže primjenom optimalnih vrijednosti dok se najveća postiže primjenom početnih, neoptimiranih vrijednosti. To potvrđuje i usporedba potrošnje za istu radnu točku, s istim geometrijskim parametrima koja je prikazana na Slici 29.

7. ZAKLJUČAK

U diplomskom radu prikazan je rad Ottovog motora s pretkomorom. Računalne simulacije rada Ottovog motora s pretkomorom provedene su primjenom nadograđenog PCSI modela izgaranja koji omogućuje računanje slobodnih ploha plamena i izgorjelog volumena za slučaj višestruko propagirajućih fronti plamena.

Prilikom kalibracije ustanovljeno je da od 7 konstanti turbulentnih veličina, 3 konstante imaju najveći utjecaj na turbulentnu kinetičku energiju dok od 5 konstanti izgaranja, 3 konstante imaju najveći utjecaj na brzinu oslobađanja topline. Model je uspješno kalibriran i nadograđeni PCSI model izgaranja dobro opisuje stanje u cilindru.

Primjenom Nelder-Mead optimizacijskog algoritma i Sobolovog niza za određivanje početnih projektnih točaka određeni su optimalni geometrijski i radni parametri motora. Može se zaključiti da postoje optimalni geometrijski i radni parametri za svaku pojedinu radnu točku motora. Naravno da geometrijske parametre tokom rada nije moguće mijenjati te su uzete srednje vrijednosti od analiziranih točaka dok se radni parametri mogu odrediti za svaku pojedinu radnu točku. Na kraju je usvojen volumen pretkomore od 3095 mm^3 i promjer otvora sapnice od 1,7 mm.

Regulacija opterećenja kod motora s pretkomorom se vrši promjenom faktora pretička zraka u cilindru i primjenom maksimalnog pretička zraka od $\lambda = 2{,}2$ može se postići minimalno opterećenje kojim se pokriva skoro cijelo radno područje motora. Samo za najniža opterećenja je potrebno prigušiti usis. Primjenom siromašnih smjesa smanjuju se i vršne temperature u cilindru što ima za posljedicu i smanjenje NO_x emisija koji se potpuno eliminiraju pri nižim opterećenjima. Također su u gotovo cijelom radnom području motora eliminirane emisije CO zbog upotrebe siromašnih smjesa jer se smanjuje mogućnost nepotpunog izgaranja.

Moguće je zaključiti kako dodatak pretkomore kod Ottovih motora dodatno povećava složenost upravljanja radom motora, posebno ukoliko se želi ostvariti rad motora blizak minimalnoj potrošnji goriva. Zbog toga simulacije radnog ciklusa mogu dati uvid u povoljne radne i geometrijske parametre Ottovog motora s pretkomorom već u preliminarnoj fazi razvoja motora. Eksperimentalna ispitivanja rada Ottovog motora s pretkomorom koja će biti provedena u Laboratoriju za motore i vozila potvrditi će ispravnost i pouzdanost simulacijskih rezultata predstavljenih u ovom radu.

LITERATURA

[1] Korakianitis, T., Namasivayam, A.M., Crookes, R.J., *Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions*, Progress in, Energy Combustion and Science 37:89-112, 2011, doi:10.1016/j.pecs.2010.04.002.

[2] Population Reference Bureau: *2018 World Population Data Sheet*, Washington DC, 2018.

[3] Wind Europe: *Wind Energy in Europe: Outlook to 2022*, Brussels, 2018.

[4] World Energy Council: *World Energy Scenarios 2016 Full Report*, London, ISBN: 978094612157, 2016.

[5] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D., *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Sveučilište u Zagrebu, 2013.

[6] Pirker, G., Wimmer, A., *Sustainable Power Generation with Large Gas Engines*, Energy Conversion and Management 149:1048-1065, 2017, doi:10.1016/j.enconman.2017.06.023.

[7] Gussak L. A., *Method of pre-chamber torch ignition in Internal Combustion Engines*, United States Patent No 3,230,939, 1966.

[8] Attard, W., Fraser, N., Parsons, P., Toulson E., *A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain*, SAE Int. J. Engines 3(2), pp. 20-37, *doi: https://doi.org/10.4271/2010-01-1457*.

[9] Toulson, E., Schock, H., Attard, W., *A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems*, SAE Technical Paper 2010-01-2263, 2010, https://doi.org/10.4271/2010-01-2263.

[10] https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/ (siječanj 2020.)

[11] Shah A., Tunestal P., Johansson B., *Effect of Relative Mixture Strength on Performance of Divided Chamber 'Avalanche Activated Combustion' Ignition Technique in a Heavy Duty Natural Gas Engine*, SAE Technical Paper 2014-01-1327, 2014, doi:10.4271/2014-01-1327.

[12] Attard, W., Toulson, E., Huisjen, A., Chen, X. et al., *Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization*, SAE Technical Paper 2012-01-0823, 2012, doi: https://doi.org/10.4271/2012-01-0823.

[13] Vávra, J., Syrovátka, Z., Takáts, M., Barrientos, E., *Scavenged Pre-Chamber on a Gas Engine for Light Duty Truck*, ASME, Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 9-12 October, Greenville SC, USA, 2016, doi:10.1115/ICEF2016-9423.

[14] Alvarez, C., Couto, G., Roso, V., Thiriet, A. et al., *A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines*, Applied Thermal Engineering, 128, 107-120, 2018, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118.

[15] Pielecha, I., Bueschke, W., Cieslik, W., Skowron, M., *Turbulent spark-jet ignition in SI gas fuelled engine*, MATEC Web Conf. 118 00010, 2017, doi: 10.1051/matecconf/201711800010.

[16] Thelen, B.C., Toulson, E., *A computational study on the effect of the orifice size on the performance of a turbulent jet ignition system*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. Vol. 231, 2016, doi: 10.1177/0954407016659199.

[17] Baumgartner, L., Wohlgemuth, S., Zirngibl, S., Wachmeister, G., *Investigation of a Methane Scavenged Prechamber for Increased Efficiency of a Lean-Burn Natural Gas Engine for Automotive Applications*, SAE Technical Paper 2015-01-0866, 2015, doi: 10.4271/2015-01-0866.

[18] Feng, L. et al., *The influence of the enrichment injection angle on the perfomance of a pre-chamber spark ignition natural-gas engine*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 1-16, 2017, doi:10.1177/0954407017705971.

[19] Thelen, B., Toulson, E., *A Computational Study of the Effects of Spark Location on the Performance of a Turbulent Jet Ignition System*, SAE Technical Paper 2016-01-0608, 2016, doi:10.4271/2016-01-0608.

[20] Bunce, M., Blaxill, H., Kulatilaka, W., Jiang, N., *The Effects of Turbulent Jet Characteristics on Engine Performance Using a Pre-Chamber Combustor*, SAE Technical Paper 2014-01-1195, 2014, doi: 10.4271/2014-01-1195.

[21] Gentz, G., Gholamisheeri, M., Toulson, E., *A study of a turbulent jet ignition system fueled with isooctane: Pressure trace analysis and combustion visualization*, Applied Energy, 189, 385-394, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.055.

[22] Shah, A., Tunestal, P., Johansson, B., *Effect of Pre-Chamber Volume and Nozzle Diameter on PreChamber Ignition in Heavy Duty Natural Gas Engines*, SAE Technical Paper 2015-01-0867, 2015, doi:10.4271/2015-01-0867.

[23] Korb, B., Kuppa, K., Nguyen, H., Dinkelacker, F., et al., *Experimental and numerical investigations of charge motion and combustion in lean-burn natural gas engines*, Combustion and Flame, 212, 309-322, 2020, https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.11.005.

[24] Müller, C. et al., *Development of a Pre-chamber for Spark Ignition Engines in Vehicle Applications*, Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference, 261-274, 2018., ISBN: 3-8169-3449-8, 978-3-8169-3449-3.

[25] Kozarac, D., *Uvod u simulacije*, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.

[26] Sjerić, M., *Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem*, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.

[27] AVL BOOST™ - version 2013.2, Users Guide and Theory.

[28] Ščap, D., Jokić, A., *Optimiranje mehaničkih konstrukcija*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.

PRILOZI

I. Simulacijski model