

Nadogradnja modela za obradu izmjerenih rezultata u Ottovom motoru s pretkomorom

Ugrinić, Sara

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:235:441818>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-10-14**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Sara Ugrinić

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Nadogradnja modela za obradu izmjerenih rezultata u Ottovom motoru s pretkomorom

Mentor:

doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Sara Ugrinić

Zagreb, 2021.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradila samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija, navedenu literaturu i dostupnu opremu Laboratorija za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu.

Zahvaljujem se svom mentoru doc. dr. sc. Momiru Sjeriću na pruženoj pomoći, vremenu, trudu i povjerenju tijekom izrade diplomskog rada. Također, veliko hvala kolegama Viktoru Dilberu i Josipu Krajnoviću na savjetima i idejama te Nazaru Grinišinu i ostalim kolegama s Katedre za motore i vozila koji su uvijek bili spremni pomoći i bez čijih šala bi ovaj diplomski rad bio ranije gotov. Posebna zahvala asistentu mr. sc. Krunoslavu Ormužu koji je svojim predavanjima ojačao moj interes i ljubav prema motornim vozilima.

Posebno se zahvaljujem svojim roditeljima, sestri Eli, bratiću Denisu, Jurici te najbližim prijateljima na pruženoj podršci tijekom cijelog mog školovanja.

Sara Ugrinić



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.



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, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Sara Ugrinić** JMBAG: 0035204691

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Nadogradnja modela za obradu izmjerenih rezultata u Ottovom motoru s pretkomorom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Upgrade of model for re-calculation of measured results from pre-chamber spark ignited engine**

Opis zadatka:

U okviru istraživačkog projekta u Laboratoriju za motore i vozila provoditi će se opsežna ispitivanja rada Ottovog motora s pretkomorom. Na postojeći eksperimentalni motor će se nadograditi aktivna pretkomora koja će imati ugrađen diferencijalni osjetnik za mjerenje trenutne vrijednosti tlaka u volumenu pretkomore. Budući da je volumen pretkomore spojen s volumenom glavnog prostora izgaranja pomoću određenog broja prestrujnih kanala, dolazi do kontinuirane izmjene mase između ta dva volumena. Na osnovu izmjerenog profila tlaka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja moguće je napraviti izračun određenih fizikalnih veličina kao što su masa radne tvari, temperatura, sastav, početak izgaranja, brzina oslobađanja topline, itd., a koji su potrebni za analizu procesa izgaranja.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

- Ukratko opisati nadograđeni eksperimentalni motor za analizu izgaranja uz primjenu pretkomore i definirati glavne značajke pomoćnih sustava.
- Opisati postojeći model za obradu izmjerenih veličina koje se odnose na glavni prostor izgaranja.
- Razraditi termodinamički pod-model za izračun fizikalnih veličina koje se odnose na pretkomoru (masa, temperatura, sastav, količina oslobođene topline, brzina oslobađanja topline, itd.).
- Ugraditi novi pod-model u postojeći model za obradu izmjerenih veličina i testirati njegovu funkcionalnost s ulaznim (simuliranim i/ili izmjerenim) podacima profila tlaka.
- Analizirati točnost nadograđenog modela usporedbom izračunatih rezultata fizikalnih veličina s rezultatima proračuna radnog ciklusa motora s pretkomorom provedenog u komercijalnom programskom paketu.
- Iznijeti odgovarajuće zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. rujna 2021.

Datum predaje rada:

2. prosinca 2021.

Predviđeni datumi obrane:

13. – 17. prosinca 2021.

Zadatak zadao:

Doc.dr.sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

| | |
|-----------------------------------------------------------------------|------|
| POPIS SLIKA | III |
| POPIS TABLICA | V |
| POPIS OZNAKA..... | VI |
| POPIS KRATICA | VII |
| SAŽETAK | VIII |
| SUMMARY | X |
| 1. UVOD | 1 |
| 2. MOTORI S PRETKOMOROM | 3 |
| 2.1. Povijesni razvoj motora s pretkomorom | 3 |
| 2.2. Komponente Ottovog motora s pretkomorom..... | 7 |
| 2.3. Princip rada Ottovog motora s pretkomorom | 10 |
| 3. EKSPERIMENTALNI MOTOR S PRETKOMOROM..... | 12 |
| 4. POSTOJEĆI MATEMATIČKI MODEL ZA GLAVNI PROSTOR IZGARANJA..... | 14 |
| 5. RAZRADA MATEMATIČKOG MODELA S PRETKOMOROM..... | 18 |
| 3.1. Početno stanje u trenutku IVC | 19 |
| 3.2. Dodavanje mase uslijed ubrizgavanja u pretkomoru | 21 |
| 3.3. Izmjena mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja..... | 22 |
| 3.4. Mase pojedinih komponenti i maseni udjeli | 24 |
| 3.5. Toplinski gubici | 26 |
| 3.6. Brzina oslobađanja topline..... | 29 |
| 5. REZULTATI..... | 32 |
| 6. ZAKLJUČAK | 45 |
| LITERATURA | 46 |

| | |
|---------------|----|
| PRILOZI | 48 |
|---------------|----|

POPIS SLIKA

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Slika 1. Presjek cilindra prvog dvotaktnog motora s pretkomorom Ricarda Dolphina [7] | 3 |
| Slika 2. Toyotin motor s pasivnom pretkomorom [7] | 4 |
| Slika 3. Hondin CVCC motor s odvojenom pretkomorom [7]..... | 5 |
| Slika 4. Porsche SKS motor [7]..... | 5 |
| Slika 5. Prvi TJI motor LAG, L. I. Gussak [7] | 6 |
| Slika 6. MAHLE Jet Ignition [13] | 7 |
| Slika 7. Usporedba izgaranja u konvencionalnom Ottovom motoru sa svjećicom (gore) i motorima s pretkomorom s različitim promjerom provrta na sapnici i istim volumenom pretkomore. Fotografirano redom 1, 3, 5, 7 i 9 ms nakon iskre na svjećici [7]..... | 8 |
| Slika 8. Utjecaj promjera provrta na sapnici na vrijeme izgaranja od 10 do 90% [12].... | 8 |
| Slika 9. Ovisnost emisija NO _x , HC i učinkovitosti motora o faktoru pretička zraka [15] | 9 |
| Slika 10. Usporedba konvencionalnog Ottovog motora (lijevo) i Ottovog motora s pretkomorom (desno) [16]..... | 10 |
| Slika 11. Usporedba faktora pretička zraka (λ) konvencionalnog Ottovog motora te TJI motora s benzinom, propanom i kombinacije benzina i propana u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja [13]..... | 11 |
| Slika 12. Shematski prikaz postojećeg eksperimentalnog postava..... | 12 |
| Slika 13. Početna inačica pretkomore sa 6 provrta..... | 13 |
| Slika 14. Dijagram toka postojećeg matematičkog modela | 14 |
| Slika 15. Dijagram toka ROHR analize..... | 16 |
| Slika 16. Kontrolni volumeni prostora izgaranja sa svim bitnim oznakama [17] | 18 |
| Slika 17. Shema modela u programu AVL Boost | 32 |
| Slika 18. Profili tlaka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja za svih 5 radnih točaka | 34 |
| Slika 19. Promjena ukupne mase u glavnom prostoru izgaranja..... | 35 |
| Slika 20. Promjena ukupne mase u pretkomori | 35 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Slika 21. Izmjena mase između glavnog prostora izgaranja i pretkomore | 36 |
| Slika 22. Temperature u glavnom prostoru izgaranja (MC) i u pretkomori (PC) | 37 |
| Slika 23. Faktor pretička zraka u glavnom prostoru izgaranja | 37 |
| Slika 24. Faktor pretička zraka u pretkomori | 38 |
| Slika 25. Brzina prestrujavanja između pretkomore i glavnog prostora izgaranja..... | 38 |
| Slika 26. Gubici topline preko stijenki pretkomore..... | 39 |
| Slika 27. ROHR u glavnom prostoru izgaranja..... | 40 |
| Slika 28. ROHR u pretkomori | 40 |
| Slika 29. Dijagrami mase u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5 | 41 |
| Slika 30. Temperature u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5 . | 42 |
| Slika 31. Faktori pretička zraka u pretkomori za radne točke 2-5..... | 43 |
| Slika 32. Brzina oslobađanja topline u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5 | 44 |

POPIS TABLICA

| | |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| Tablica 1. Parametri radnih točaka | 32 |
| Tablica 2. Parametri glavnog prostora izgaranja | 33 |
| Tablica 3. Geometrijske karakteristike glavnog prostora izgaranja..... | 33 |
| Tablica 4. Parametri pretkomore..... | 33 |
| Tablica 5. Geometrijske karakteristike pretkomore..... | 33 |
| Tablica 6. Opći parametri | 33 |

POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|-----------|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| p | Pa | pritisak |
| V | mm^3 | volumen |
| m | kg | masa |
| R | J/(kgK) | specifična plinska konstanta |
| T | K | temperatura |
| q_m | kg/s | maseni protok |
| q_v | m^3/s | volumni protok |
| A | m^2 | površina poprečnog presjeka |
| d | m | promjer |
| ρ | kg/m^3 | gustoća |
| x | - | maseni udio |
| λ | - | faktor pretička zraka |
| C_d | - | koeficijent ispuha (engl. <i>discharge coefficient</i>) |
| κ | - | izentropski eksponent |
| t | s | vrijeme |
| α | ° KV | kut zakreta koljenastog vratila |
| v | m/s | brzina |
| Z_{IVC} | - | omjer zraka i goriva u trenutku zatvaranja usisnog ventila |
| Z_0 | - | stehiometrijski omjer zraka i goriva |
| Q | J | toplina |
| HTC | W/ m^2K | koeficijent prijelaza topline |
| HTM | - | konstanta za korekciju prijelaza topline (engl. <i>heat transfer multiplier</i>) |
| c_p | J/kg K | specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku |
| c_v | J/kg K | specifični toplinski kapacitet pri stalnom volumenu |
| n | - | broj prestrujnih kanala na pretkomori |

POPIS KRATICA

| | |
|-----------|-----------------------------------------------------------------|
| MSUI | motor s unutarnjim izgaranjem |
| TJI | engl. <i>Turbulent Jet Ignition</i> |
| GMT | gornja mrtva točka |
| DMT | donja mrtva točka |
| IVC | zatvaranje usisnog ventila (engl. <i>inlet valve closed</i>) |
| ROHR | Brzina oslobađanja topline (engl. <i>rate of heat release</i>) |
| <i>pc</i> | pretkomora (engl. <i>prechamber</i>) |
| <i>mc</i> | glavni prostor izgaranja (engl. <i>main chamber</i>) |
| <i>n</i> | provrt na sapnici (engl. <i>nozzle</i>) |
| <i>G</i> | gorivo |
| <i>Z</i> | zrak |
| <i>CP</i> | produkti izgaranja (eng. <i>combustion products</i>) |
| RT | radna točka |

SAŽETAK

Tema ovog rada je nadogradnja modela za obradu izmjerenih rezultata u Ottovom motoru s pretkomorom. Motori s pretkomorom imaju potencijal smanjiti potrošnju goriva i ispust štetnih plinova u okoliš. Danas, u vrijeme kada su dokazani štetni utjecaji ispušnih plinova na ljudsko zdravlje i okoliš, to je iznimno važno. Povećanjem faktora pretička zraka iznad 1,4 postiže se veća učinkovitost i smanjuje emisija dušikovih oksida NO_x . Vrlo siromašne smjese imaju problem s težim paljenjem i nestabilnim izgaranjem uz povećane emisije neizgorjelih ugljikovodika (THC) i ugljikovih monoksida (CO) zbog nemogućnosti rada trokomponentnog katalizatora. Tako je jedno od rješenja problema siromašnih smjesa motor s pretkomorom. U ovom će se radu proračunati izgaranje u Ottovim motorima s pretkomorom. Prostor izgaranja u takvom se motoru sastoji od glavnog prostora izgaranja omeđenog klipom, glavom motora i košuljicom cilindra te pretkomore koja je s glavnim prostorom izgaranja povezana određenim brojem kanala, odnosno provrta. Izgaranje u Ottovim motorima s pretkomorom naziva se *Turbulent Jet Ignition* - TJI izgaranje gdje se siromašna smjesa u glavnom prostoru izgaranja pali pomoću višestrukih turbulentnih mlazova produkata izgaranja koji struje iz pretkomore.

Matematički model izgaranja razvijen je u programskom paketu MATLAB 7.11.0 (R2010b). Na postojeći programski kod za konvencionalni motor s unutarnjim izgaranjem nadograđene su jednadžbe za izračun fizikalnih veličina zbog utjecaja pretkomore.

Dobivene fizikalne veličine opisuju izmjenu mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja, prijelaz topline (toplinske gubitke) za pretkomoru, dodavanje mase uslijed ubrizgavanja goriva u pretkomoru i brzinu oslobađanja topline (engl. *rate of heat release*). Pojedine fizikalne veličine (ukupna masa, mase pojedinih komponenti – gorivo, zrak i produkti izgaranja, temperatura, gubici topline, sastav, faktor pretička zraka) definirane su za svaki kut zakreta koljenastog vratila koje opisuju visokotlačni dio procesa (od zatvaranja usisnog do otvaranja ispušnog ventila) u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori.

Rezultati iz pregleda literature pokazali su da je primjenom sustava pretkomore moguće upaliti smjese u glavnom prostoru izgaranja s faktorima pretička zraka preko 1,4 te je time moguće smanjiti emisije dušikovih oksida NO_x . Obrada rezultata profila tlaka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja za nekoliko različitih radnih točaka provedena

je nadograđenim programskim kodom u MATLAB-u. Ostvareni rezultati vrlo dobro se podudaraju s referentnim vrijednostima iz programa AVL Boost.

Ključne riječi: Ottov motor s pretkomorom, nadogradnja MATLAB modela, obrada izmjerenih podataka, analiza izgaranja

SUMMARY

Model for recalculation of measured results in pre-chamber spark ignited engine was developed within this diploma thesis. Internal combustion engine with prechamber spark ignition is a possible solution for reduction of the fuel consumption and reduction of exhaust emissions which is extremely important in the time when all the consequences of pollution are known. By increasing the air to fuel ratio to more than 1.4, higher efficiency and the reduction of nitrogen oxides (NO_x) are possible. Very lean mixtures (air to fuel ratio higher than 1,4) encounter unstable burning issues with higher emissions of unburned hydrocarbons (THC) and carbon monoxide (CO) because the three-way catalyst works only with the nearly stoichiometric mixtures. One of the solutions for ignition of very lean mixtures is a pre-chamber spark ignited engine and in this thesis the combustion inside spark ignition (SI) engine with a pre-chamber is modelled and computed. 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 where the mixture is rich. Pre-chamber and main chamber are connected by nozzles on the prechamber. In SI engines with a pre-chamber, this mode of combustion is most 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.

Model for re-calculation of combustion in the SI engine with a pre-chamber is developed in MATLAB version 7.11.0 (R2010b). The existing code for standard SI engine is upgraded to calculate the pre-chamber influence. Physical quantities that are calculated in this thesis are mass exchange through pre-chamber nozzles, heat losses in pre-chamber, added fuel to pre-chamber and rate of heat release (ROHR). Also, all physical quantities of pre- and main chamber during the high-pressure part of the process (between inlet valve closure and outlet valve opening) are defined for every crank angle (mass, individual masses of fuel, air and combustion products, temperature, heat losses, air to fuel ratio, etc.).

Literature results have shown that by implementing pre-chamber in SI engine, ignition of lean mixtures to more than 1,4 is possible and ensures reduction of nitrogen oxides. Furthermore, re-calculation of results from pre-chamber spark ignited engine for few

different operating points is made in program code MATLAB. Calculated results match referent results from AVL Boost program.

Keywords: Pre-chamber spark-ignited engine, MATLAB model upgrade, relaculation of measured data, combustion analysis

1. UVOD

Iako je postignut značajan napredak vezan uz obnovljive izvore energije [1], energija proizvedena iz fosilnih goriva i dalje će u narednim godinama imati značajnu ulogu [2] zbog stalnog povećanja svjetske populacije, a time i potrošnje energije. Pogonski sustavi u transportnom sektoru još uvijek najčešće koriste motore s unutarnjim izgaranjem (MSUI) koje pogone fosilna goriva, odnosno tekuća goriva dobivena iz sirove nafte. Zbog toga emisije stakleničkih plinova iz cestovnog transporta čine 20,6% ukupnih emisija stakleničkih plinova u svijetu [3].

Kako bi se smanjile emisije ugljikovog dioksida (CO_2), u posljednje su vrijeme sve zastupljeniji motori s kompresijskim paljenjem koji koriste dizelsko gorivo jer im je učinkovitost veća. Međutim, njihov je veliki nedostatak povećana emisija drugih štetnih tvari poput dušikovih oksida (NO_x) i čađe koja je od 2012. klasificirana kao jedna od kancerogenih tvari te je vrlo opasna za ljudsko zdravlje. Smanjenje emisija dušikovih oksida i čađe nije jednostavno i zato je prestao rast broja dizelskih motora, a povećava se broj istraživanja alternativnih rješenja. Neka od njih su primjerice smanjenje radnog volumena motora uz primjenu prednabijanja, zatim primjena izravnog ubrizgavanja goriva te varijabilno otvaranje ventila. Međutim, neke od tih metoda uzrokovale su povećane emisije čađe pa su stoga napuštene [5]. Elektricirana vozila također su jedno rješenje, bilo električna vozila (EV), bilo hibridna električna vozila (HEV), plug-in hibridna električna vozila (PHEV) ili električna vozila s povećanim dometom (EREV). Električno vozilo pogoni isključivo električna energija proizvedena u elektranama i spremljena u baterijama u vozilu, a sva ostala navedena vozila pogone električna energija i energija dobivena izgaranjem fosilnih goriva u motorima s unutarnjim izgaranjem. Električna vozila i njihova primjena i dalje imaju brojne nedostatke kao što su problemi sa skladištenjem energije (gustoća energije u baterijama), vrijeme punjenja baterija, visoke cijene novih vozila i mala gustoća punionica. Potrebno je još vremena kako bi se ti problemi riješili. Tek će tada električna vozila postati dugoročno rješenje za smanjenje štetnog utjecaja prijevoza na okoliš. Međutim, kako bi se problem štetnog učinka transporta na okoliš što brže smanjio, potrebno je istražiti druge metode koje mogu smanjiti emisije CO_2 i ostalih štetnih tvari iz MSUI. To se može postići na dva načina.

Jedna je mogućnost upotreba goriva manje specifične emisije CO_2 , primjerice prirodnog plina, a druga je smanjenje potrošnje goriva, odnosno povećanje učinkovitosti motora. Oktanski broj prirodnog plina veći je od oktanskog broja benzina pa motor s unutarnjim izgaranjem na plin može raditi s većim kompresijskim omjerom te tako ostvariti veću učinkovitost u usporedbi s

motorom koje koristi standardno benzinsko gorivo [6]. Smanjena emisija štetnih tvari osigurava se radom motora sa stehiometrijskom ili siromašnom smjesom. Stehiometrijska smjesa omogućava rad trokomponentnog katalizatora, ali je ukupna učinkovitost motora ograničena te je zbog stehiometrijske smjese povećana potrošnja goriva i ispušt CO₂ [7]. Siromašnom smjesom postiže se veća učinkovitost i smanjuje emisija dušikovih oksida NO_x ukoliko je smjesa vrlo siromašna (faktor pretička zraka iznad 1,4) jer je kod umjereno siromašnih smjesa emisija NO_x još uvijek vrlo visoka. Vrlo siromašne smjese imaju problem s težim paljenjem i nestabilnim izgaranjem uz povećane emisije neizgorjelih ugljikovodika (THC) i ugljikovih monoksida (CO) zbog nemogućnosti rada trokomponentnog katalizatora. Pretkomora je jedno od rješenja problema siromašnih smjesa [8]. Sustavi s pretkomorom primjenjuju se u Ottovim i Dieselovim motorima, a u ovom će se radu ispitivati izgaranje u Ottovim motorima s pretkomorom. Prostor izgaranja u takvom se motoru sastoji od glavnog prostora izgaranja omeđenog klipom, glavom motora i košuljicom cilindra te pretkomore koja je s glavnim prostorom izgaranja povezana određenim brojem kanala, odnosno provrta. [9]

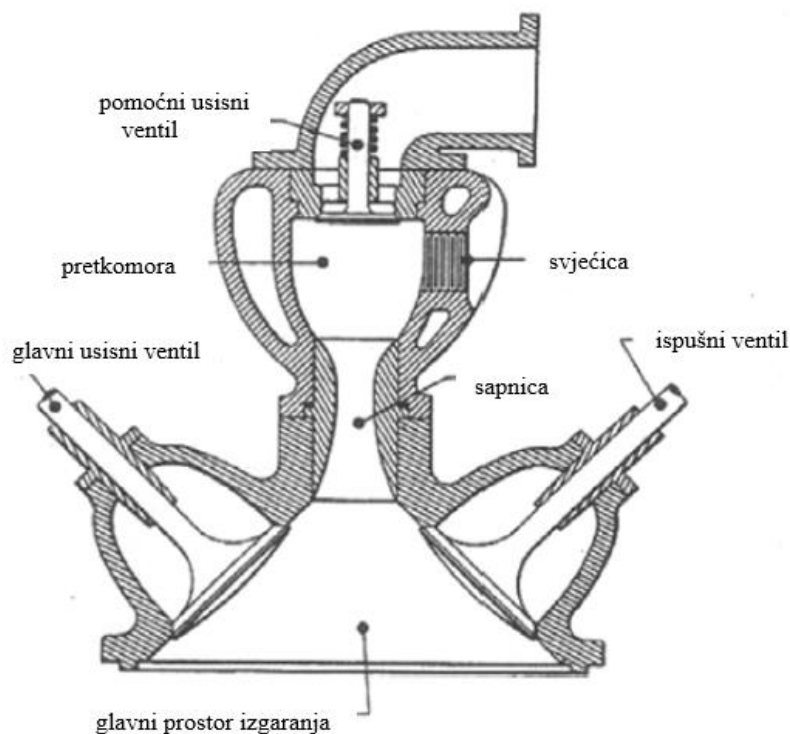
Izgaranje u Ottovim motorima s pretkomorom obično se naziva TJI (engl. *Turbulent Jet Ignition*). To je izgaranje gdje se siromašna smjesa u glavnom prostoru izgaranja pali pomoću višestrukih turbulentnih mlazova produkata izgaranja koji struje iz pretkomore. Motori s unutarnjim izgaranjem koji koriste TJI način izgaranja imaju tri osnovne cjeline: malu pretkomoru, mlaznicu s višestrukim otvorima i veliki glavni prostor izgaranja. Ispitivanjima je dokazano da je siromašnom smjesom u Ottovim motorima s pretkomorom moguće smanjiti potrošnju za 12,5% [10], a po nekim istraživanjima za čak 18% u usporedbi s klasičnim načinom izgaranja stehiometrijske smjese u Ottovom motoru. [11]

U ovom radu je razrađen matematički model prijelaza topline u pretkomori, izmjena mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja, ROHR (engl. *rate of heat release*) te su definirane fizikalne veličine koje se odnose na pretkomoru (masa, temperatura, sastav, početak izgaranja).

2. MOTORI S PRETKOMOROM

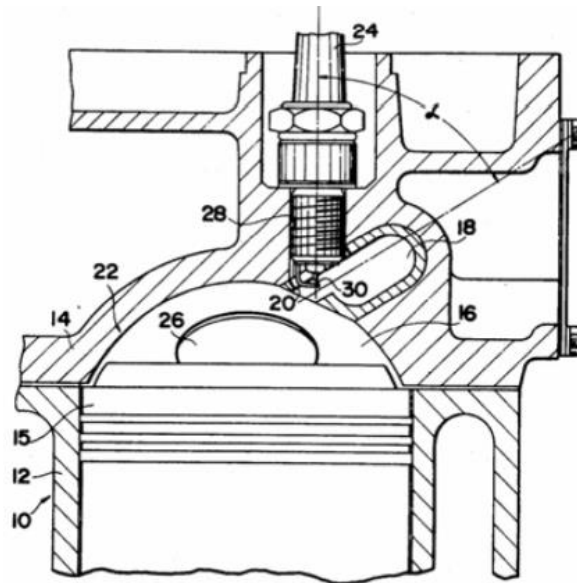
2.1. Povijesni razvoj motora s pretkomorom

Pojava pretkomore u motorima s unutarnjim izgaranjem prvi je put zabilježena 1918. godine na dvotaktnom motoru Ricarda Dolphina. Njegov motor imao je pomoćni usisni ventil kroz kojeg je bogata smjesa zraka i goriva ulazila u prostor pretkomore. Svjećica je zapalila bogatu smjesu u pretkomori te se plamen proširio na siromašnu smjesu u glavnoj komori izgaranja (Slika 1.). [7]



Slika 1. Presjek cilindra prvog dvotaktnog motora s pretkomorom Ricarda Dolphina [7]

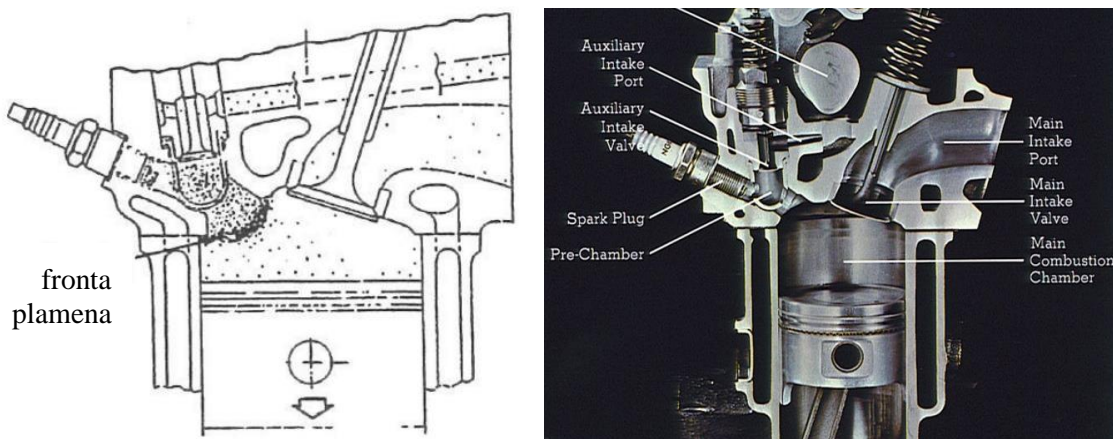
Dolphinov je koncept nadahnuo mnoge druge proizvođače automobila kao što su Toyota, Ford i Volkswagen da proizvedu nešto slično kako bi smjesa unutar cilindra bila što siromašnija, a izgaranje potpuno. Toyotin koncept (Slika 2.) ima pasivnu pretkomoru u kojoj se nalazi svjećica, a koja se puni kompresijom iz glavnog prostora izgaranja. [11]



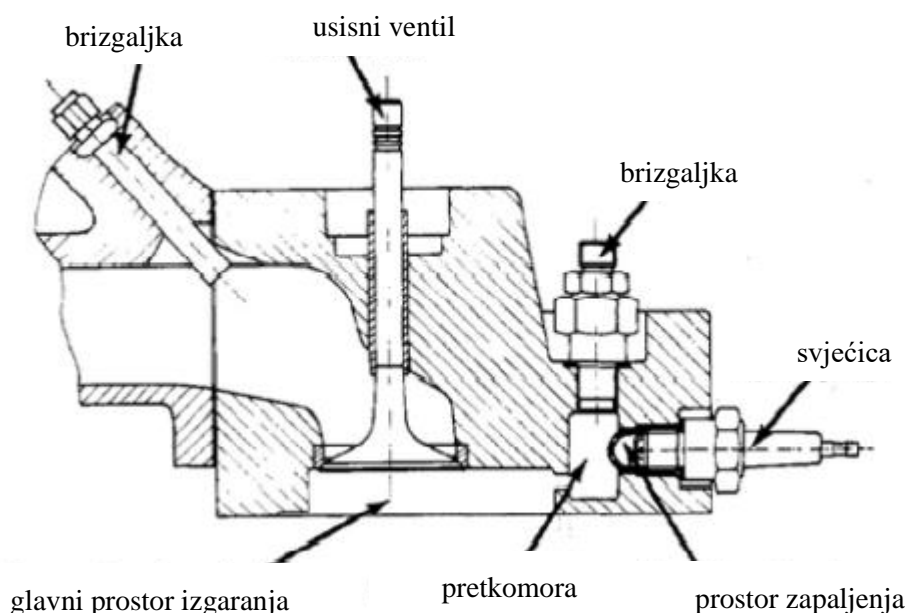
Slika 2. Toyotin motor s pasivnom pretkomorom [7]

Za razliku od pasivnih pretkomora, motori s aktivnim pretkomorama imaju zasebno ubrizgavanje goriva u prostor pretkomore. U starijim se izvedbama gorivo u pretkomoru ubrizgavalo kroz zasebni ventil i dodatni rasplinjač, dok se u novijim inačicama motora s aktivnim pretkomorama gorivo dodaje pomoću brizgaljke. U početku su pretkomora i otvor za prolaz plamena bili vrlo veliki te se izgaranje polako širilo na glavni prostor izgaranja. 1973. Honda je razvila *Compound Vortex Controlled Combustion* (CVCC) motor (Slika 3.) s aktivnom komorom izgaranja koji je zadovoljavao tadašnje standarde za emisije ispušnih plinova. CVCC motor je ugrađen u tadašnju Hondu Civic. Još neki koncepti slični Hondinom su Porsche *SKS*, *GM Electronic Fuel Injection*, Nilov motor, *Broderson Conta* i sl. [11]

Porscheov motor *SKS* (*Stable Kernel of Combustion*) (Slika 4.), također iz 1975., uspio je smanjiti emisije i potrošnju goriva bogatom smjesom u pretkomori ($\lambda = 0,4 - 0,8$) i siromašnom u glavnom prostoru izgaranja ($\lambda = 1,5 - 3$) rabeći turbulentno izgaranje, ali su emisije ugljikovodika još uvijek ostale vrlo visoke. [12]

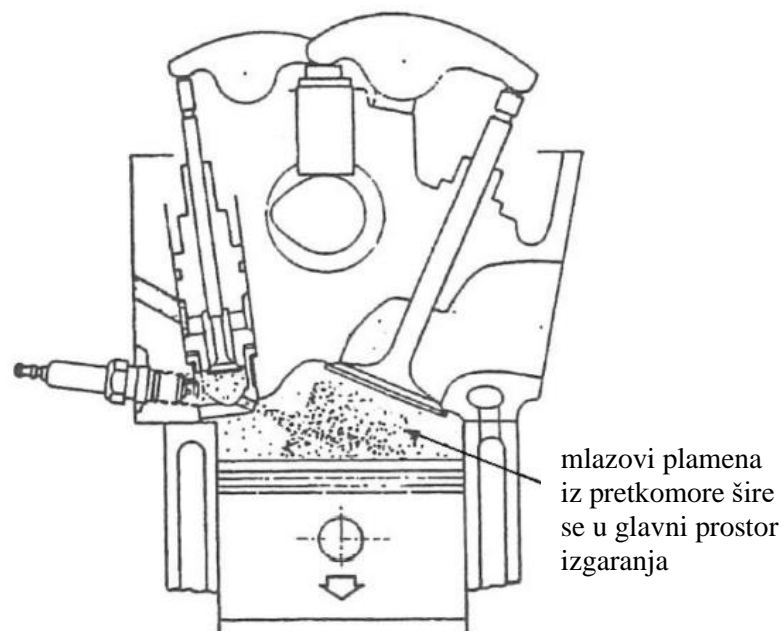


Slika 3. Hondin CVCC motor s odvojenom pretkomorom [7]



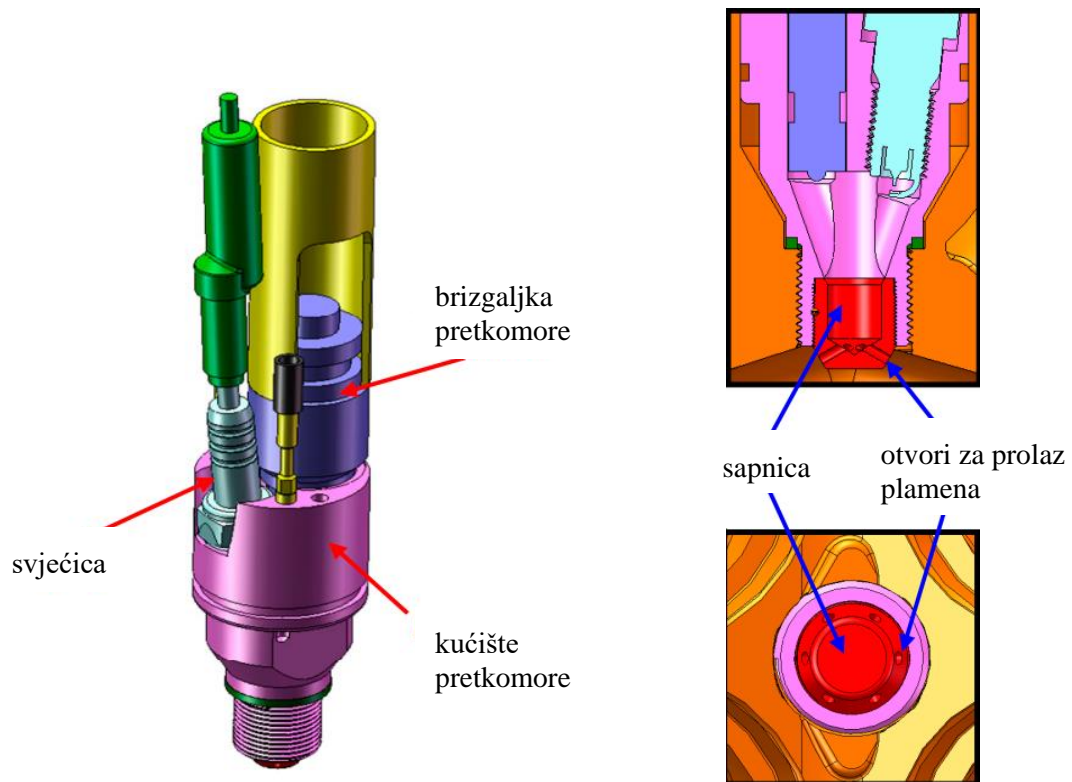
Slika 4. Porsche SKS motor [7]

Skupina motora koji imaju malu pretkomoru s malim otvorima za prolaz plamena naziva se *Jet igniters*. Mali otvori omogućavaju brzi prolaz plamena u glavni prostor izgaranja što osigurava i bolje izgaranje jer plamen prodire dublje u glavnu komoru. *Jet ignition* koncept izgaranja predstavio je Nikolaj Semenov krajem pedesetih godina prošlog stoljeća, a razvio ga Lev Ivanovič Gussak u prvi TJI motor pod imenom LAG (Slika 5.) koji je 1981. ugrađen u vozilo Volga. On je zaključio da je optimalan proces izgaranja u motoru s pretkomorom omogućen ukoliko volumen pretkomore iznosi oko 2-3% ukupnog volumena glavnog prostora izgaranja. U pretkomoru je ulazila bogata smjesa goriva i zraka ($\lambda = 0,5$), a u glavnom prostoru izgaranja bila je siromašna smjesa ($\lambda = 2$) [7].



Slika 5. Prvi TJI motor LAG, L. I. Gussak [7]

Posljednji koncept koji se trenutno koristi u osobnim i radnim vozilima te u stacionarnim motorima koncept je tvrtke MAHLE Powertrain nazvan *MAHLE Jet Ignition* (Slika 6.) temeljen na TJI principu. Posljednjih desetak godina MAHLE Powertrain razvija sustav motora s pretkomorom koji zamjenjuje standardnu svjećicu u Ottovim motorima pasivnom (bez brizgaljke) ili aktivnom (s brizgaljkom) pretkomorom. Istraživanja su pokazala da je izgaranje sa sustavom s pretkomorom brže od izgaranja samo sa svjećicom. Cilj tvrtke MAHLE je omogućiti što jednostavniju proizvodnju motora s pretkomorom koji će koristiti postojeća goriva (benzin, propan, prirodni plin). [13] [14]



Slika 6. MAHLE Jet Ignition [13]

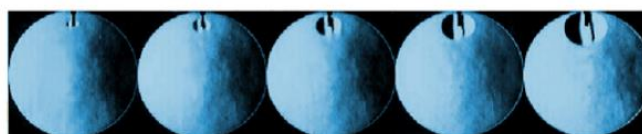
U idućem poglavlju bit će opisan princip rada Ottovog motora s pretkomorom za kojeg će se provoditi matematički modeli izmjene topline i mase.

2.2. Komponente Ottovog motora s pretkomorom

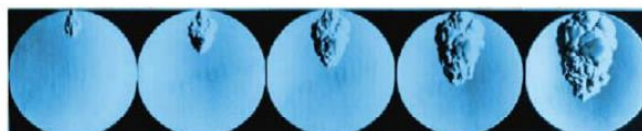
Ottov motor s pretkomorom u ovom radu najbliži je upravo aktivnom *MAHLE Jet Ignition* sustavu. Takav motor sastoji se od:

- Vrlo male pretkomore sa svjećicom volumena 2-3% ukupnog volumena glavnog prostora izgaranja kako bi imala što manje emisije ugljikovodika i zaostalog plina te što manje gubitke topline jer gubici topline povećavaju potrošnju goriva i smanjuju učinkovitost motora [7].
- Sapnice s provrtima kroz koju plamen iz pretkomore zapali siromašnu smjesu u glavnom prostoru izgaranja. Sapnica ima više malih provrta za prolaz plamena kako bi u glavnom prostoru izgaranja postojalo više izvora plamena koji zapali čitavu smjesu što rezultira bržim izgaranjem smjese [13]. Određena istraživanja pokazuju da promjer provrta na sapnicama treba biti manji kako bi plamen ušao što dublje u cilindar te tako bolje zapalio siromašnu smjesu. Međutim, ako je promjer premali, velike brzine plamena ne uspijevaju zapaliti siromašnu smjesu u cilindru te uzrokuju velike gubitke

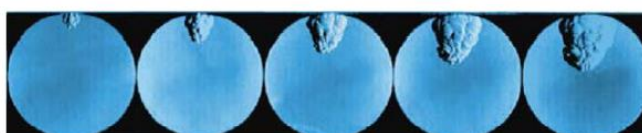
topline. Na slici 7. vidljivo je da je plamen smjese metana i zraka dublje ušao u cilindar pri promjeru provrta na sapnici od 2,5 mm nego od 4 mm te je izgaranje bilo bolje nego kod konvencionalnih Ottovih motora sa svjećicom [7].



Konvencionalni Ottov motor sa svjećicom



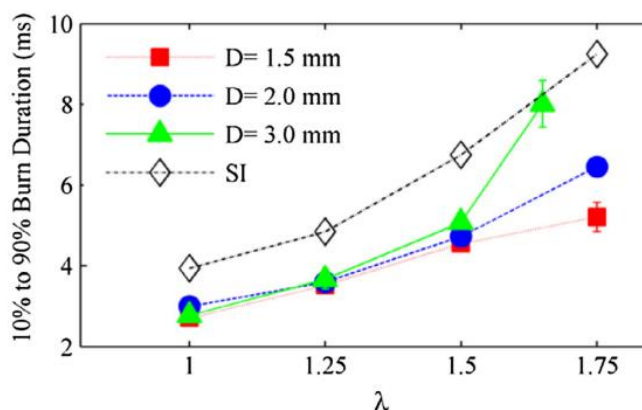
PFJ, $V_p = 170\text{mm}^3$, $d = 2.5\text{ mm}$



PFJ, $V_p = 170\text{mm}^3$, $d = 4.0\text{ mm}$

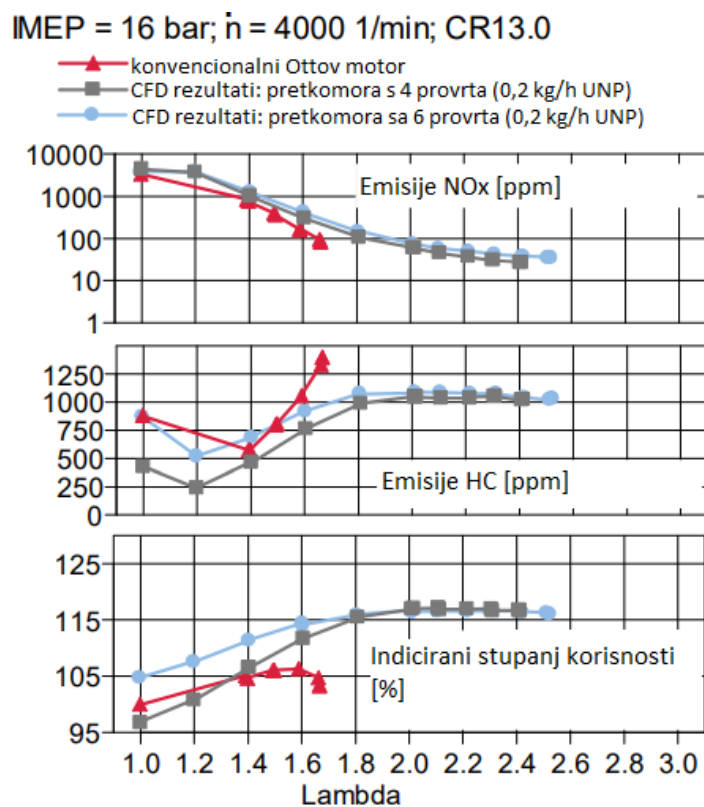
Slika 7. Usporedba izgaranja u konvencionalnom Ottovom motoru sa svjećicom (gore) i motorima s pretkomorom s različitim promjerom provrta na sapnici i istim volumenom pretkomore. Fotografirano redom 1, 3, 5, 7 i 9 ms nakon iskre na svjećici [7].

U studiji [12] također je provedeno ispitivanje brzine izgaranja u glavnoj komori izgaranja od 10% do 90% za različite promjere provrta sapnica u usporedbi s konvencionalnim paljenjem svjećicom (Slika 8.). Istraživanje je pokazalo da je do faktora pretička zraka u glavnom prostoru izgaranja oko 1,5 znatno brže izgaranje u motoru s pretkomorom u odnosu na konvencionalni Ottov motor. Promjer sapnice ne igra toliku ulogu. Za faktore pretička zraka veće od 1,5 vrijedi sljedeće: što je promjer provrta veći, izgaranje je brže [12].



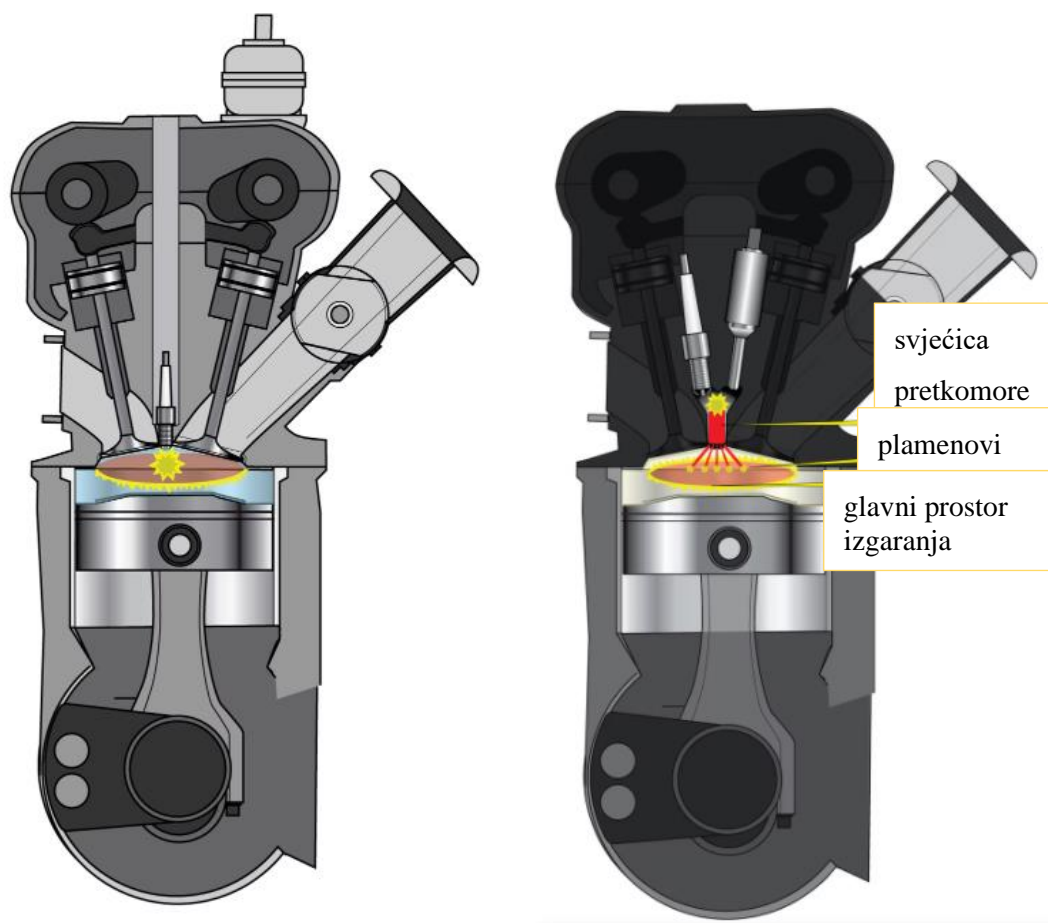
Slika 8. Utjecaj promjera provrta na sapnici na vrijeme izgaranja od 10 do 90% [12]

- Odvojenog dovoda goriva za pretkomoru i glavni prostor izgaranja. Brizgaljka u pretkomori osigurava bogatu, a u glavnom prostoru izgaranja siromašnu smjesu goriva i zraka. Siromašna smjesa ($\lambda > 1,4$) osigurava manje NO_x emisije zbog nižih temperatura izgaranja [13]. Da bi učinkovitost bila što veća, a emisije što manje, dokazano je da najbolji učinak ima smjesa s faktorom pretička zraka između 2,3 i 2,8. U tom su području emisije ugljikovodika (HC) i dušikovih oksida (NO_x) puno niže nego kod konvencionalnih Ottovih motora, što je vidljivo i na slici 9. [15]



Slika 9. Ovisnost emisija NO_x , HC i učinkovitosti motora o faktoru pretička zraka [15]

2.3. Princip rada Ottovog motora s pretkomorom

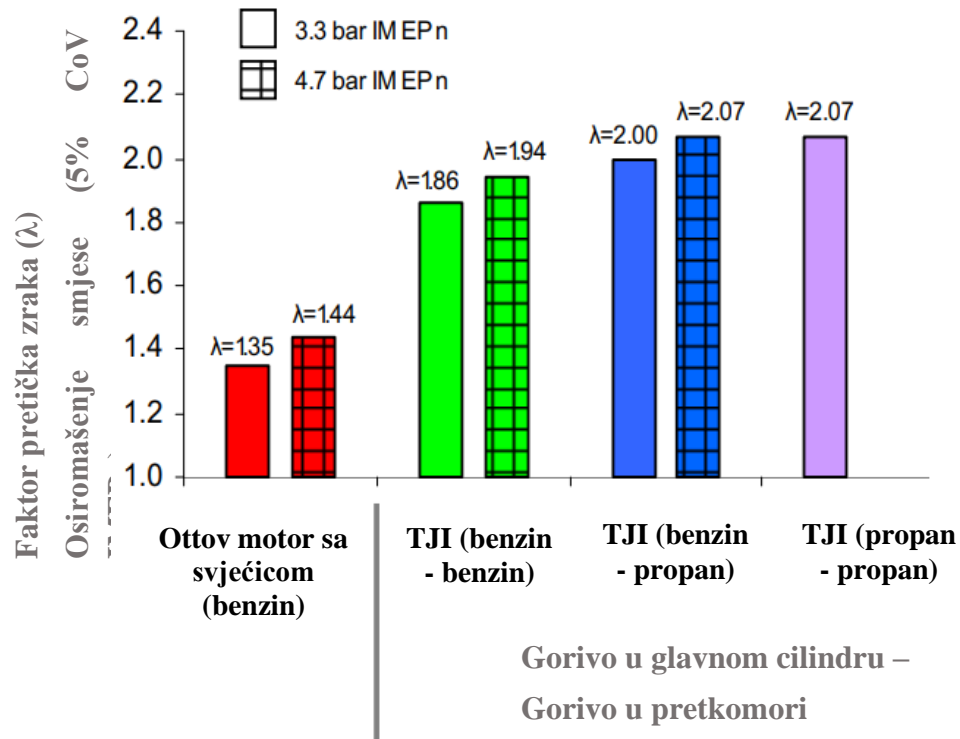


Slika 10. Usporedba konvencionalnog Ottovog motora (lijevo) i Ottovog motora s pretkomorom (desno) [16]

U motorima s pretkomorom, dovod goriva razdvojen je istovremeno na dvije brizgaljke za svaki cilindar. Jedna brizgaljka dovodi gorivo u pretkomoru gdje nastaje bogata smjesa goriva i zraka (faktor pretička zraka nizak, od $\lambda = 0,8 - 1$), a druga u glavni prostor izgaranja gdje se nalazi siromašna smjesa goriva i zraka (faktor pretička zraka može biti veći od 2) (Slika 10.) [16]. Ubrizgavanje dodatnog goriva u prostor pretkomore završava 50° zakreta vratila prije pojave iskre na svjećici. Količine dodanog goriva u prostor pretkomore vrlo su male te iznose otprilike 2% ukupne energije goriva u cilindru [7]. Svjećica je smještena u prostoru pretkomore. Nakon zapaljenja smjese u pretkomori netom prije GMT, pri taktu ekspanzije zapaljena bogata smjesa iz pretkomore kroz male provrte na sapnici ulazi u glavni prostor izgaranja te pali siromašnu smjesu. Tako je osigurano potpuno izgaranje koje ujedno rezultira većom snagom motora i nižom potrošnjom goriva od konvencionalnih motora [16].

U Ottovim motorima s pretkomorom mogu se koristiti ista goriva kao i u konvencionalnim Ottovim motorima. Istraživanje provedeno u studiji [13] pokazalo je da se najveće osiromašenje

smjese na ispuhu može postići ako je u glavnoj komori izgaranja i pretkomori korišten propan ili u glavnoj komori benzin, a u pretkomori propan. Tada je faktor pretička zraka na izlazu iznosio čak 2,07, dok u konvencionalnim Ottovim motorima iznosi 1,44 (Slika 11.).

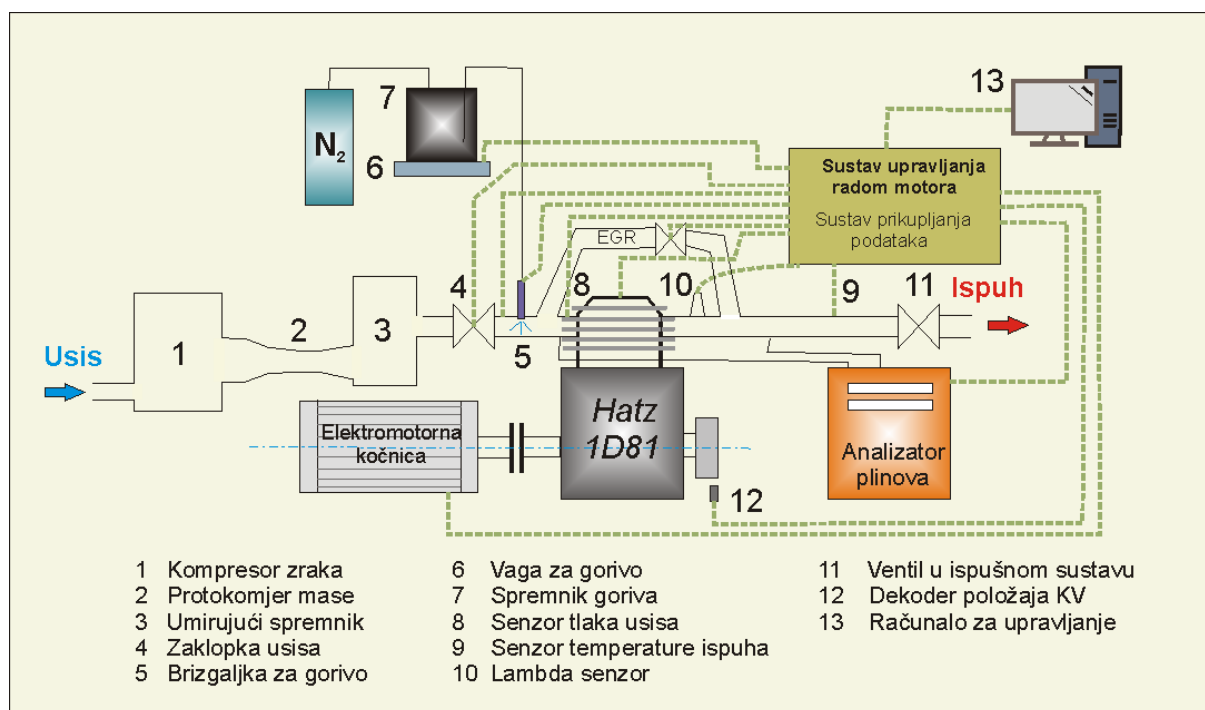


Slika 11. Usporedba faktora pretička zraka (λ) konvencionalnog Ottovog motora te TJI motora s benzinom, propanom i kombinacije benzina i propana u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja [13]

3. EKSPERIMENTALNI MOTOR S PRETKOMOROM

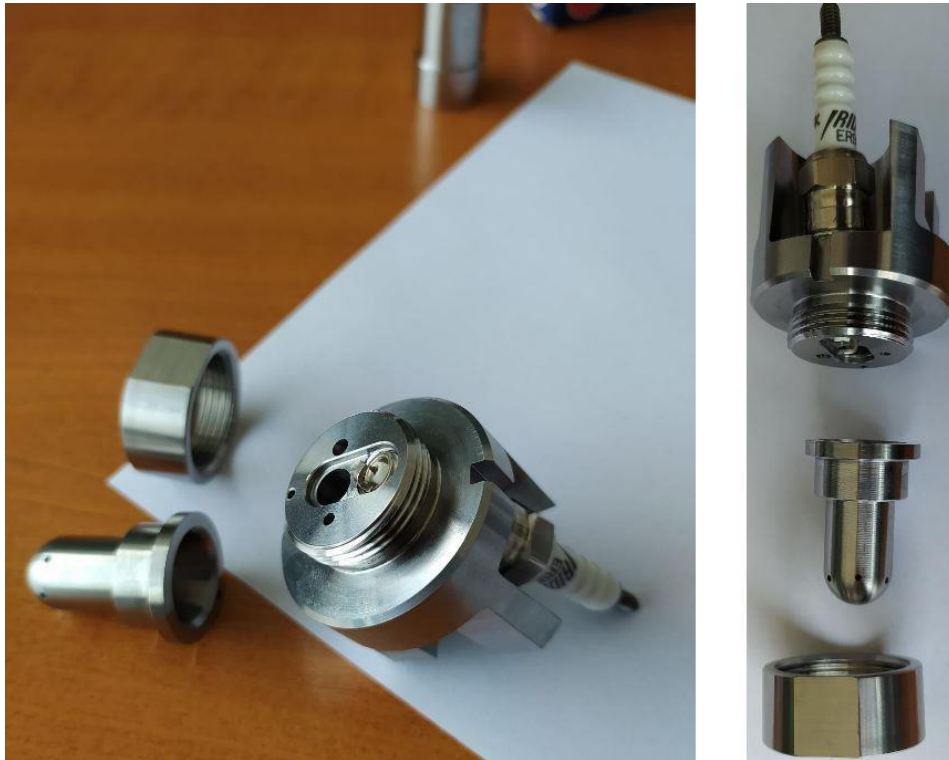
U Laboratoriju za motore i vozila provodit će se ispitivanja rada Ottovog motora s pretkomorom. Shema postojećeg eksperimentalnog postava prikazana je na slici 12. Na eksperimentalnom postavu za ispitivanja procesa izgaranja koristi se jednocilindrični Hatz motor. Zrak na usisu prolazi kroz kompresor, protokomjer mase zraka, umirujuć spremnik i zaklopku usisa, a gorivo se ubrizgava pod tlakom od 3 bar u struju zraka prije usisnog ventila. Na postojeći Hatz motor postavljeni su senzori za očitavanje fizikalnih veličina u cilindru kao što su tlak i kut zakreta koljenastog vratila. Dio ispušnih plinova iz motora odlazi u sustav za recirkulaciju ispušnih plinova (EGR), a drugi dio ide u analizator ispušnih plinova i izlazi kroz ispuh.

Za potrebe eksperimentalnog postava za ispitivanje Ottovog motora s pretkomorom, na eksperimentalni motor bit će nadograđena pretkomora te na nju visokotlačna brizgaljka goriva. Na ispušnoj grani bit će postavljen trokomponentni katalizator te će, uz analizator plinova, biti dodan i analizator čađe.



Slika 12. Shematski prikaz postojećeg eksperimentalnog postava

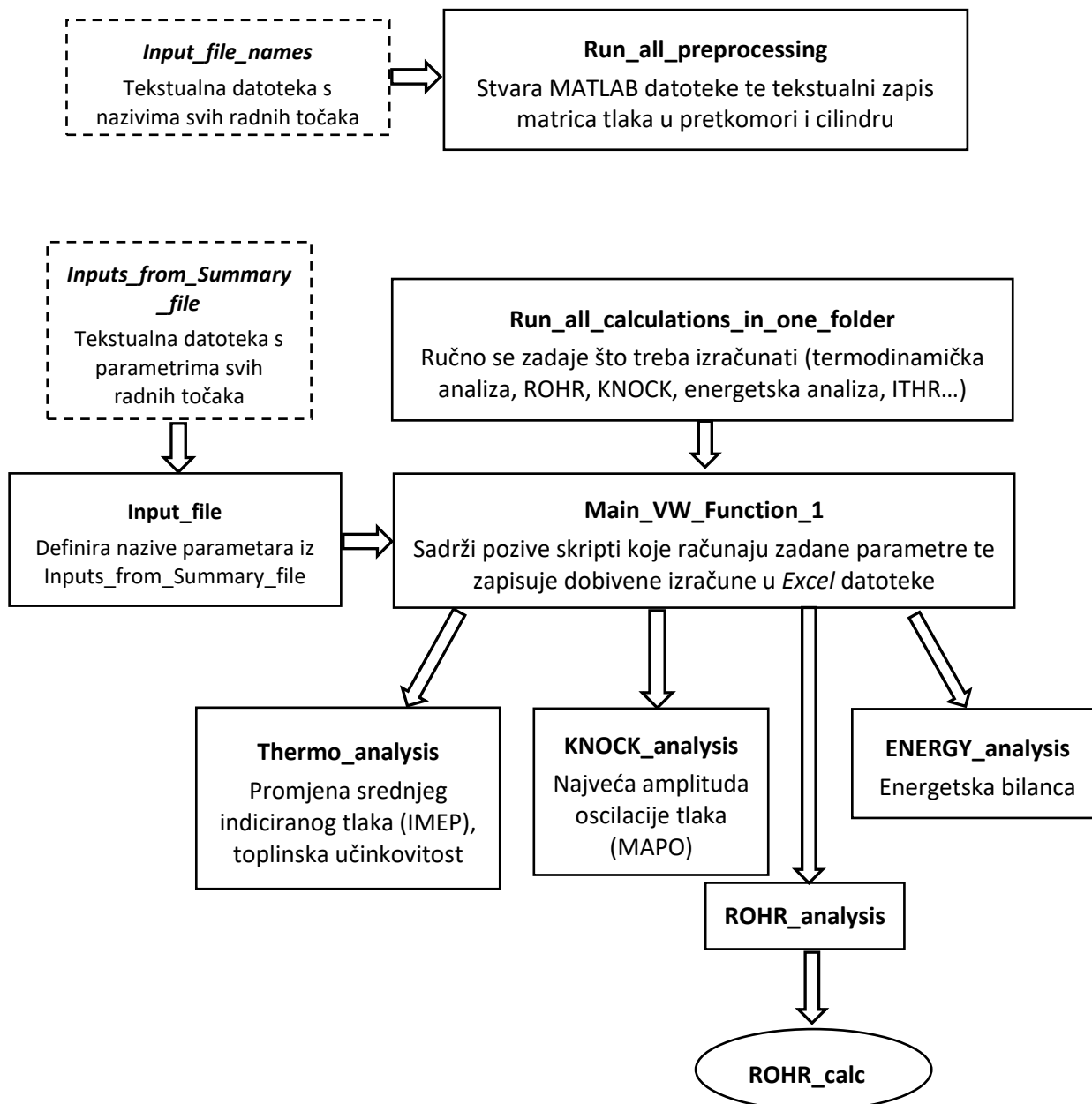
Na slici 13. prikazana je početna inačica modularne pretkomore sa svjećicom, sapnicama i sigurnosnom maticom koja povezuje bazni dio modularne pretkomore s vrhom.



Slika 13. Početna inačica pretkomore sa 6 provrta

4. POSTOJEĆI MATEMATIČKI MODEL ZA GLAVNI PROSTOR IZGARANJA

Prepravci za izračun parametara u motoru s pretkomorom provedeni su na postojećem matematičkom modelu koji je izrađen u programskom jeziku MATLAB 7.11.0 (R2010b). Shematski prikaz izračuna svih parametara u motoru s unutarnjim izgaranjem koji su dobiveni programskim kodom u MATLAB-u, prikazani su u nastavku (Slika 14.):



Slika 14. Dijagram toka postojećeg matematičkog modela

Prije pokretanja samog proračuna, prvo je potrebno pokrenuti MATLAB skriptu *Run_all_preprocessing*. Ona unutar mape iz koje MATLAB vuče podatke za izračun svih fizikalnih veličina kreira MATLAB datoteke i tekstualni zapis matrica tlaka po nazivima radnih točaka koje su zadane u tekstualnoj datoteci *Input_file_names*. Kada se jednom kreiraju MATLAB datoteke i tekstualne datoteke, nije više potrebno pokretati skriptu *Run_all_preprocessing*.

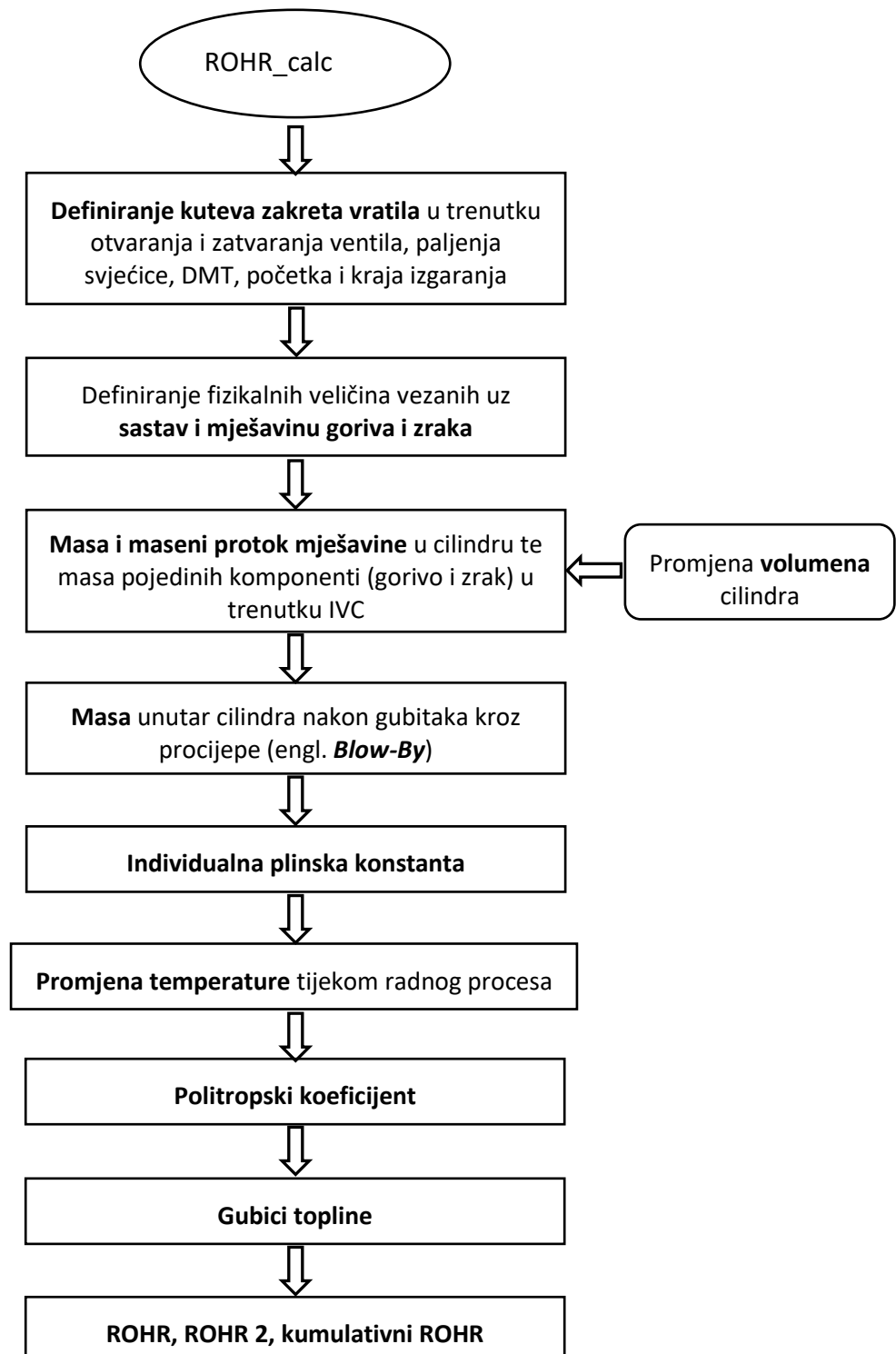
Potom treba otvoriti skriptu *Run_all_calculations_in_one_folder* u kojoj se zadaju željene veličine za izračun postavljanjem 0 (ukoliko program ne treba računati navedenu veličinu) ili 1 (ukoliko je potreban izračun željene veličine).

MATLAB će pokretanjem skripte *Run_all_calculations_in_one_folder* otvoriti sljedeću skriptu *Main_VW_Function_1* koja sadrži pozive skripti za izračun željenih veličina te rezultate zapisuje u *Excel* datoteku. Analize koje je moguće provesti su:

- termodinamička analiza u kojoj se računaju srednji indicirani tlak i toplinska učinkovitost,
- KNOCK analiza u kojoj se računa najveća amplituda oscilacije tlaka kao pokazatelj detonacije,
- ROHR analiza (opisana u nastavku),
- energetska bilanca kojom se dobivaju vrijednosti toplinskog rada, gubici energije kroz stijenke i gubici kroz procjepe.

Fizikalne veličine u glavnom prostoru izgaranja (temperatura, tlak, masa, volumen, sastav, količina i brzina oslobođene topline) definirane su u MATLAB skripti pod nazivom *ROHR_calc*.

Postojeći model unutar *ROHR_calc* skripte shematski je opisan u nastavku (Slika 15.).

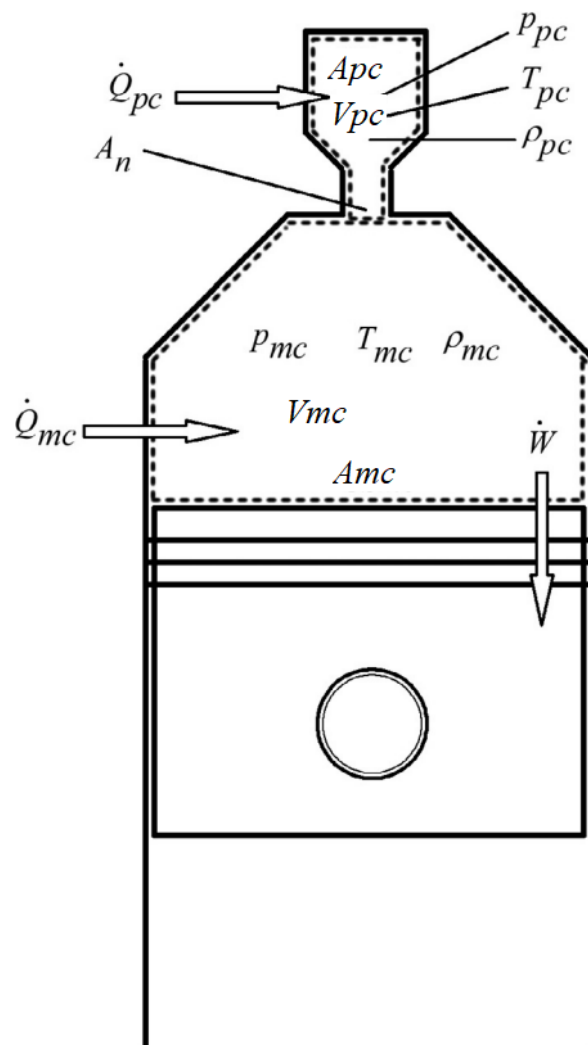


Slika 15. Dijagram toka ROHR analize

Za izračun brzine oslobađanja topline, potrebno je izračunati sve fizikalne veličine koje se odnose na sastav mješavine goriva i zraka, primjerice individualna plinska konstanta i specifični toplinski kapaciteti, zatim je potrebno izračunati masu i maseni protok mješavine te masu i masene udjele pojedinih komponenti (goriva, zraka i zaostalih plinova izgaranja) u početnom trenutku kada se zatvori usisni ventil te u svakom pojedinom stupnju zakreta koljenastog vratila. Također je potrebno uračunati gubitke mase kroz procjepe. Kako bi se izračunala masa preko jednadžbe stanja idealnog plina, potrebno je u zasebnoj skripti definirati promjenjivi volumen po svakom stupnju zakreta vratila. Preko jednadžbe stanja idealnog plina tada je moguće izračunati temperaturu u svakom stupnju zakreta koljenastog vratila te tako dobiti koeficijent prijelaza topline, politropski koeficijent i toplinske gubitke. Kada su poznate sve navede fizikalne veličine, moguće je dobiti brzinu oslobađanja topline.

5. RAZRADA MATEMATIČKOG MODELA S PRETKOMOROM

Kako bi se što preciznije izračunali parametri u pretkomori i cilindru tijekom izgaranja, u ovom poglavlju postavljene su jednačbe koje opisuju izmjenu mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja, prijelaz topline (toplinske gubitke) za pretkomoru, dodavanje mase uslijed ubrizgavanja u pretkomoru te brzinu oslobađanja topline. Cilindar je podijeljen na dva termodinamička sustava: volumen pretkomore (indeks *pc*, engl. *pre-chamber*) te glavni prostor izgaranja (indeks *mc*, engl. *main chamber*) koji su prikazani na slici 16. A_{pc} označava poprečni presjek pretkomore, A_{mc} poprečni presjek cilindra, a A_n površinu ukupnog poprečnog presjeka provrta na sapnici. Ostale su veličine za izračun dolje napisanih jednačbi tlak (p), temperatura (T) te gustoća (ρ) za cilindar i pretkomoru. \dot{Q} je toplina po jedinici vremena koja ulazi u prostor izgaranja [J/s], a \dot{W} rad koji motor predaje po jedinici vremena [17].



Slika 16. Kontrolni volumeni prostora izgaranja sa svim bitnim oznakama [17]

Za matematički model vrijede sljedeće pretpostavke [17]:

- fluid unutar kontrolnog volumena u plinovitom je stanju, a sastoji se od mješavine idealnih plinova.
- izmjena mase provodi se isključivo preko provrta na sapnici.
- svi parametri unutar kontrolnog volumena imaju jednoliku prostornu raspodjelu.
- izmjena mase između kontrolnih volumena je jednodimenzionalna, izentropska i stlačiva.
- tijekom izmjene mase, usisni i ispušni ventili su potpuno zatvoreni. Kompresija počinje u trenutku zatvaranja usisnog, a završava u trenutku otvaranja ispušnog ventila.
- u motor se gorivo i zrak se ubrizgavaju odvojeno kako bi u pretkomori i cilindru bilo moguće imati različite faktore pretička zraka.
- proračun je proveden za visokotlačni dio procesa (od zatvaranja usisnog ventila, do otvaranja ispušnog).

3.1. Početno stanje u trenutku IVC

Početno stanje u glavnom prostoru izgaranja i prostoru pretkomore definirano je u trenutku zatvaranja usisnog ventila IVC (engl. *inlet valve closed*). Kroz usisni ventil u glavni prostor izgaranja ulazi svježa smjesa goriva i zraka u zadanom omjeru te kroz provrte na sapnici ulazi u prostor pretkomore. Osim svježe smjese goriva i zraka, u prostoru izgaranja ostaju produkti izgaranja od prošlog radnog procesa. Dakle, u početnom trenutku oba prostora se sastoje od smjese zraka i goriva jednakog pretička zraka te zaostalih produkata izgaranja iz prošlog radnog procesa.

Kao što je već navedeno u pretpostavkama, fluid unutar cilindra i pretkomore ponaša se kao idealni plin pa za oba prostora vrijede jednadžbe idealnog plina:

$$p_{IVC,pc} \cdot V_{IVC,pc} = m_{IVC,pc} \cdot R_{IVC,pc} \cdot T_{IVC,pc} \quad (1)$$

$$p_{IVC,mc} \cdot V_{IVC,mc} = m_{IVC,mc} \cdot R_{IVC,mc} \cdot T_{IVC,mc} \quad (2)$$

Dijeljenjem tih jednadžbi dobije se:

$$\frac{m_{IVC,pc}}{m_{IVC,mc}} = \frac{\frac{p_{IVC,pc} \cdot V_{pc}}{R_{IVC,pc} \cdot T_{IVC,pc}}}{\frac{p_{IVC,mc} \cdot V_{IVC,mc}}{R_{IVC,mc} \cdot T_{IVC,mc}}} = K \quad (3)$$

$$m_{IVC,pc} = K \cdot m_{IVC,mc} \quad (4)$$

Temperature u početnom trenutku unaprijed su pretpostavljene. S obzirom na to da su jednadžbe analogne za glavni prostor izgaranja i za pretkomoru, u nastavku će biti raspisane samo jednadžbe za pretkomoru.

Masa zraka koja ulazi u prostor izgaranja jednaka je tijekom cijelog radnog procesa jer nema dodatnog upuhivanja tijekom izgaranja:

$$m_{Z,IVC,pc} + m_{Z,IVC,mc} = m_{Z,IVC} = q_{m,Z,IVC} \cdot \frac{2}{n} \quad (5)$$

$$m_{Z,IVC,pc} = q_{m,Z,IVC} \cdot \frac{2}{n} - m_{Z,mc,IVC} \quad (6)$$

gdje je m_Z ukupna masa zraka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja, q_Z ukupan protok zraka u kg/s, a n brzina vrtnje motora.

Masa goriva koja ulazi u pretkomoru u početnom trenutku analogna je jednadžbi za masu zraka u pretkomori i jednaka je:

$$m_{G,IVC,pc} = q_{m,G,IVC} \cdot \frac{2}{n} - m_{G,IVC,mc} \quad (7)$$

Ukupna masa u pretkomori može se napisati kao:

$$m_{IVC,pc} = m_{Z,IVC,pc} + m_{G,IVC,pc} + m_{CP,IVC,pc} \quad (8)$$

gdje je m_{CP} masa zaostalih plinova izgaranja iz prošlog procesa koji nisu izašli kroz ispušni ventil nego su ostali u pretkomori i cilindru. S obzirom na to da pretkomora nema poseban ispušni ventil kroz kojega bi izašli zaostali plinovi izgaranja, ispiranje pretkomore omogućeno je samo preko provrta na sapnici. Zato je maseni udio produkata izgaranja u pretkomori 5 do 7 puta veći od masenog udjela produkata izgaranja u glavnom prostoru izgaranja što je dobiveno simulacijama u programu AVL Boost.

Kada se jednadžba (8) podijeli s ukupnom masom pretkomore, dobiju se maseni udjeli pojedinih komponenti:

$$x_{Z,IVC,pc} + x_{G,IVC,pc} + x_{CP,IVC,pc} = 1 \quad (9)$$

Faktor pretička zraka u inicijalnom trenutku je poznat te unaprijed zadan:

$$\lambda = \frac{Z_{IVC}}{Z_0} = \frac{\frac{m_{Z,IVC,pc}}{m_{G,IVC,pc}}}{Z_0} = \frac{\frac{x_{Z,IVC,pc}}{x_{G,IVC,pc}}}{Z_0} \quad (10)$$

gdje je Z_0 stehiometrijski omjer zraka i goriva koji iznosi 14,3, a m_Z i m_G su mase zraka i goriva koje uđu kroz usisni ventil u prostor izgaranja u početnom trenutku. Jednadžba za faktor pretička zraka jednaka je i za glavni prostor izgaranja i za pretkomoru. Drugim riječima, pretpostavlja se da je homogena razdioba zraka i goriva u slobodne volumene pretkomore i glavnog prostora izgaranja.

Raspisom jednadžbe (10) dobiju se:

$$x_{Z,IVC,pc} = x_{G,IVC,pc} \cdot \lambda \cdot Z_0 \quad (11)$$

$$x_{G,IVC,pc} = \frac{x_{Z,IVC,pc}}{\lambda \cdot Z_0} \quad (12)$$

a uvrštavanjem jednadžbi (11) i (12) u jednadžbu (9) te njezinim raspisima dobit će se maseni udjeli goriva i zraka u pretkomori:

$$x_{G,IVC,pc} = \frac{1 - x_{CP,IVC,pc}}{1 + \lambda \cdot Z_0} \quad (13)$$

$$x_{Z,IVC,pc} = \frac{1 - x_{CP,IVC,pc}}{1 + \lambda \cdot Z_0} \cdot \lambda \cdot Z_0 \quad (14)$$

Uvrštavanjem jednadžbi (4), (6) i (7) u jednadžbu (9) te njezinim raspisom dobiva se jednadžba za ukupnu masu u glavnom prostoru izgaranja:

$$m_{IVC,mc} = \frac{2}{n \cdot K} \cdot \frac{q_{m,Z,IVC} + q_{m,G,IVC}}{(1 - x_{CP,IVC,pc}) + 1 - x_{CP,IVC,mc}} \quad (15)$$

te je zatim moguće dobiti i masu u pretkomori preko jednadžbe (4).

3.2. Dodavanje mase uslijed ubrizgavanja u pretkomoru

U ovom radu provodi se matematički model za aktivnu pretkomoru koja ima posebno ubrizgavanje goriva odvojeno od glavnog prostora izgaranja. Brizgaljka u pretkomori ubrizgava gorivo pod istim tlakom kao i brizgaljka za glavni prostor izgaranja, ali ubrizgavanje kreće kasnije tijekom radnog procesa i traje kraće. Masa ubrizganog goriva unaprijed je zadana, kao i trajanje ubrizgavanja u pretkomoru PCFI (engl. *Pre-chamber Fuel Injected* u [° KV]).

Vrijednost mase dodanog goriva dobivena je za svaki stupanj zakreta koljenastog vratila [kg/°KV] pa se dodaje vektorski vektorskom zapisu mase u pretkomori po stupnju zakreta koljenastog vratila.

$$\Delta m_{G_{pc_dodano}} = \frac{m_{G,pc}}{PCFI} [\text{kg}/^\circ\text{KV}] \quad (16)$$

3.3. Izmjena mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja

Zbog razlike tlakova u pretkomori i glavnoj komori izgaranja dolazi do prestrujavanja mase između kontrolnih volumena. Ukoliko je tlak u pretkomori veći nego tlak u cilindru, dolazit će do prestrujavanja iz pretkomore u cilindar što se događa tijekom takta ekspanzije. Tijekom takta kompresije, tlak je u glavnom prostoru izgaranja veći nego u pretkomori te dolazi do prestrujavanja u pretkomoru. Smjesa zraka, goriva i produkata izgaranja prestrujava kroz provrte na sapnici te A_n predstavlja ukupnu površinu presjeka provrta na sapnici [17]:

$$A_n = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot N \quad (17)$$

gdje je d promjer provrta, a N broj provrta na sapnici.

Vrijede iduće jednadžbe:

a) ako je $p_{pc} > p_{mc}$

Tada masa prestrujava iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Izmjena mase po jedinici vremena jednaka je:

$$\frac{dm}{dt} = A_n \cdot C_d \cdot \frac{p_{pc}}{\sqrt{R_{pc} T_{pc}}} \cdot \left(\frac{p_{mc}}{p_{pc}} \right)^{\frac{1}{\kappa_{pc}}} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{pc}}{\kappa_{pc} - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{mc}}{p_{pc}} \right)^{\frac{\kappa_{pc} - 1}{\kappa_{pc}}} \right]} \quad (18)$$

[kg/s]

gdje je κ_{pc} izentropski eksponent

$$\kappa_{pc} = \frac{c_{p_{pc}}}{c_{v_{pc}}} \quad (19)$$

Iz toga se dalje može izračunati brzina plamenova iz pretkomore:

$$v_{ori} = C_d \cdot \sqrt{R_{pc} T_{pc}} \cdot \left(\frac{p_{mc}}{p_{pc}} \right)^{\frac{1}{\kappa_{pc}}} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{pc}}{\kappa_{pc} - 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{mc}}{p_{pc}} \right)^{\frac{\kappa_{pc} - 1}{\kappa_{pc}}} \right)} \quad (20)$$

Pri brzinama prestrujavanja većim ili jednakim brzini zvuka vrijedi da je $\frac{p_{mc}}{p_{pc}} \leq \left(\frac{2}{\kappa_{pc}+1}\right)^{\frac{\kappa_{pc}}{\kappa_{pc}-1}}$

te dolazi do zagušenja. U tom slučaju vrijedi iduća jednačba:

$$\frac{dm}{dt} = A_n \cdot C_d \cdot \frac{p_{mc}}{\sqrt{R_{mc}T_{mc}}} \sqrt{\kappa_{pc} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{pc}+1}\right)^{\frac{\kappa_{pc}+1}{\kappa_{pc}-1}}} \quad (21)$$

b) ako je $p_{pc} < p_{mc}$

Tada masa iz glavnog prostora izgaranja prestrujava u pretkomoru te zbog toga jednačba promjene mase po jedinici vremena ima negativan predznak:

$$\frac{dm}{dt} = -A_n \cdot C_d \cdot \frac{p_{mc}}{\sqrt{R_{mc}T_{mc}}} \cdot \left(\frac{p_{pc}}{p_{mc}}\right)^{\frac{1}{\kappa_{mc}}} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{mc}}{\kappa_{mc}-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{pc}}{p_{mc}}\right)^{\frac{\kappa_{mc}-1}{\kappa_{mc}}}\right]} \quad (22)$$

Brzina je jednaka:

$$v_{ori} = -C_d \cdot \sqrt{R_{mc}T_{mc}} \cdot \left(\frac{p_{pc}}{p_{mc}}\right)^{\frac{1}{\kappa_{pc}}} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{pc}}{\kappa_{pc}-1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{mc}}{p_{pc}}\right)^{\frac{\kappa_{pc}-1}{\kappa_{pc}}}\right)} \quad (23)$$

Ako dođe do zagušenja onda je promjena mase jednaka:

$$\frac{dm}{dt} = -A_n \cdot C_d \cdot \frac{p_{pc}}{\sqrt{R_{pc}T_{pc}}} \sqrt{\kappa_{mc} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{mc}+1}\right)^{\frac{\kappa_{mc}+1}{\kappa_{mc}-1}}} \quad (24)$$

c) ako je $p_{pc} = p_{mc}$

U tom slučaju nema izmjene mase jer nema razlike tlakova pa je:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (25)$$

$$v_{ori} = 0 \quad (26)$$

Dobivena je promjena mase u kg/s pa se dobiveni rezultati trebaju podijeliti s kutnom brzinom ω kako bi se dobila promjena mase po stupnju zakreta koljenastog vratila [kg/° KV].

$$\frac{dm}{d\alpha} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{1}{\omega} \quad (27)$$

$$\Delta m_{\text{transfer},i} = \frac{dm}{d\alpha} \cdot \Delta\alpha \quad (28)$$

Temperatura s kojom se računa promjena mase u svakom pojedinom stupnju zakreta vratila dobivena je preko jednadžbe stanja idealnog plina.

Ukupna masa u pretkomori u svakom pojedinom stupnju zakreta vratila (označeno indeksom i) jednaka je [4]:

$$m_{pc,i} = m_{pc,i-1} + \Delta m_{G_{pc\text{dodano},i}} + \Delta m_{\text{transfer},i} \quad (29)$$

a u glavnom prostoru izgaranja:

$$m_{mc} = m_{IVC,mc} + \Delta m_{\text{transfer},i} \quad (30)$$

3.4. Mase pojedinih komponenti i maseni udjeli

Promjena mase pojedinih komponenti (goriva, zraka i produkata izgaranja) ovisi o tlaku. Kada dolazi do prestrujavanja iz prostora pretkomore u glavni prostor izgaranja (tlak u pretkomori veći je od tlaka u glavnom prostoru izgaranja $p_{pc} > p_{mc}$), tada će se ukupna promjena mase koja je dobivena jednadžbom (28) množiti s masenim udjelima iz prethodnog kuta zakreta koljenastog vratila koji se odnose na prostor pretkomore.

$$\left(\frac{dm_G}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{G,pc,i-1} \quad (31)$$

$$\left(\frac{dm_Z}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{Z,pc,i-1} \quad (32)$$

$$\left(\frac{dm_{CP}}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{CP,pc,i-1} \quad (33)$$

Kada dolazi do prestrujavanja iz glavnog prostora izgaranja u prostor pretkomore (tlak u glavnom prostoru izgaranja veći je od tlaka u pretkomori $p_{pc} < p_{mc}$) tada će se ukupna promjena mase koja je dobivena jednadžbom (28) množiti s masenim udjelima iz prethodnog kuta zakreta koljenastog vratila koji se odnose na glavni prostor izgaranja. Promjena masa pojedinih komponenti ($\Delta m_{\text{transfer},x,i}$) dobivena je analogno jednadžbi (30).

$$\left(\frac{dm_G}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{G,mc,i-1} \quad (34)$$

$$\left(\frac{dm_Z}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{Z,mc,i-1} \quad (35)$$

$$\left(\frac{dm_{CP}}{d\alpha}\right)_i = \left(\frac{dm}{d\alpha}\right)_i \cdot x_{CP,mc,i-1} \quad (36)$$

Mase goriva, zraka i produkata izgaranja definirane su za svaki stupanj zakreta koljenastog vratila za pretkomoru i za glavni prostor izgaranja.

Za glavni prostor izgaranja mase do početka izgaranja i nakon kraja izgaranja jednake su:

$$m_{G,mc,i} = m_{G,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,G},i} \quad (37)$$

$$m_{Z,mc,i} = m_{Z,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,Z},i} \quad (38)$$

$$m_{CP,mc,i} = m_{CP,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,CP},i} \quad (39)$$

Za prostor pretkomore jednadžbe su jednake osim što su promjene masa definirane s negativnim predznakom, a s obzirom na to da postoji dodavanje goriva u prostor pretkomore, jednadžba za masu goriva u pretkomori jednaka je:

$$m_{G,pc,i} = m_{G,pc,i-1} + \Delta m_{G_{pc,dodano},i} - \Delta m_{\text{transfer,G},i} \quad (40)$$

Tijekom izgaranja preostala masa goriva i zraka smanjuje se po ranije definiranoj Vibeovoj funkciji jer se pretvara u produkte izgaranja. Vibeova funkcija definirana je jednadžbom

$$x_i = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_i}\right)^{m+1}} \quad (41)$$

gdje je

m [-] – značajka izgaranja;

α_z [°KV] – duljina trajanja izgaranja;

α [°KV] – kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na početak izgaranja.

Vibeova funkcija posebno je definirana za prostor pretkomore i za glavni prostor izgaranja. Kreće se od 0 do 99%, odnosno opisuje tijek izgaranja 99% goriva. Masa produkata izgaranja povećava se za izgorjelu masu goriva i zraka pa su mase u periodu trajanja izgaranja u glavnom prostoru izgaranja definirane sljedećim jednadžbama:

$$m_{G,mc,i} = m_{G,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,G},i} - m_{G,mc,i-1} \cdot [x_{mc,i} - x_{mc,i-1}] \quad (42)$$

$$m_{Z,mc,i} = m_{Z,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,Z},i} - m_{Z,mc,i-1} \cdot [x_{mc,i} - x_{mc,i-1}] \quad (43)$$

$$m_{CP,mc,i} = m_{CP,mc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,CP},i} - [m_{G,mc,i-1} + m_{Z,mc,i-1}] \cdot [x_{mc,i} - x_{mc,i-1}] \quad (44)$$

S obzirom na to da je tijekom izgaranja smjesa u pretkomori bogata (faktor pretička zraka manji je od 1), odnosno goriva ostaje viška s obzirom na zrak kojeg ima manje, masa goriva koje izgara jednaka je omjeru mase zraka i stehiometrijskom omjeru mase zraka i goriva.

$$m_{G,0,pc} = \frac{m_{Z,pc}}{Z_0}$$

Jednadžbe za mase pojedinih komponenti jednake su:

$$m_{G,pc,i} = m_{G,pc,i-1} + \Delta m_{G_{pc_dodano}} - \Delta m_{\text{transfer,G},i} - \frac{m_{Z,pc,i-1}}{Z_0} \cdot [x_{pc,i} - x_{pc,i-1}] \quad (45)$$

$$m_{Z,pc,i} = m_{Z,pc,i-1} - \Delta m_{\text{transfer,Z},i} - m_{Z,pc,i-1} \cdot [x_{pc,i} - x_{pc,i-1}] \quad (46)$$

$$m_{CP,pc,i} = m_{CP,pc,i-1} + \Delta m_{\text{transfer,CP},i} - [m_{G,pc,i-1} + m_{Z,pc,i-1}] \cdot [x_{pc,i} - x_{pc,i-1}] \quad (47)$$

3.5. Toplinski gubici

Toplina se iz pretkomore u okolinu odvodi preko gornjeg fiksnog dijela. Donji dio pretkomore uronjen je u cilindar te se ta toplina kroz stijenke ne odvodi u okolinu, nego u glavni prostor izgaranja.

Toplina koja izlazi kroz granicu sustava preko stijenki glavnog prostora izgaranja jednaka je:

$$\frac{dQ_{WALL,mc}}{d\alpha} = \frac{dQ_{WALL PISTON}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL HEAD}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL LINER}}{d\alpha} - \frac{dQ_{WALL LPC}}{d\alpha} \quad (48)$$

a preko stijenki pretkomore:

$$\frac{dQ_{WALL,pc}}{d\alpha} = \frac{dQ_{WALL UPC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL LPC}}{d\alpha} \quad (49)$$

$\frac{dQ_{WALL PISTON}}{d\alpha}$ – toplina koja se odvodi preko čela klipa

$\frac{dQ_{WALL HEAD}}{d\alpha}$ – toplina koja se odvodi preko glave motora

$\frac{dQ_{WALL LINER}}{d\alpha}$ – toplina koja se odvodi preko stijenke cilindra

$\frac{dQ_{WALL LPC}}{d\alpha}$ – toplina koja se odvodi preko donjeg dijela pretkomore

(uronjen u glavni prostor izgaranja)

$\frac{dQ_{WALL UPC}}{d\alpha}$ – toplina koja se odvodi preko gornjeg dijela pretkomore

$$\frac{dQ_{WALL PISTON}}{d\alpha} = HTM \cdot HTC \cdot A_{PISTON} \cdot \frac{T_{mc} - T_{PISTON}}{6 \cdot RPM} \quad (50)$$

$$\frac{dQ_{WALL HEAD}}{d\alpha} = HTM \cdot HTC \cdot A_{WALL HEAD} \cdot \frac{T_{mc} - T_{WALL HEAD}}{6 \cdot RPM} \quad (51)$$

$$\frac{dQ_{WALL LINER}}{d\alpha} = HTM \cdot HTC \cdot A_{WALL LINER} \cdot \frac{T_{mc} - T_{WALL LINER}}{6 \cdot RPM} \quad (52)$$

$$A_{WALL LINER} = A_{WALL LINER}(TDC) + 4 \cdot \frac{V - V_K}{D_C} \quad (53)$$

$$\frac{dQ_{WALL LPC}}{d\alpha} = HTM \cdot HTC_{pc} \cdot A_{WALL LPC} \cdot \frac{T_{pc} - T_{WALL LPC}}{6 \cdot RPM} \quad (54)$$

$$\frac{dQ_{WALL UPC}}{d\alpha} = HTM \cdot HTC_{pc} \cdot A_{WALL UPC} \cdot \frac{T_{pc} - T_{WALL UPC}}{6 \cdot RPM} \quad (55)$$

gdje je

HTM – konstanta za korekciju prijelaza topline (*engl. Heat transfer multiplier*)

HTC – koeficijent prijelaza topline [W/m^2K] (posebno izračunat za pretkomoru, a posebno za glavni prostor izgaranja)

RPM – brzina vrtnje motora [1/min]

$$HTC_{mc} = 130 \cdot D_C^{-0,2} \cdot [p_{mc,i} \cdot 10^{-5}]^{0,8} \cdot T_{mc,i}^{-0,53} \quad (56)$$

$$\cdot \left[C_{1,mc} \cdot v_{mp,mc} + \frac{C_2 \cdot V_H \cdot T_{IVC,mc}}{V_{IVC,mc} \cdot p_{IVC}} (p_{mc,i} - p_{motored,mc}) \right]$$

$$HTC_{pc} = 130 \cdot D_C^{-0,2} \cdot [p_{pc,i} \cdot 10^{-5}]^{0,8} \cdot T_{pc,i}^{-0,53} \quad (57)$$

$$\cdot \left[C_{1,pc} \cdot v_{mp,pc} + \frac{C_2 \cdot V_H \cdot T_{IVC,pc}}{V_{IVC,mc} \cdot p_{IVC,pc}} (p_{pc,i} - p_{motored,pc}) \right]$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{v_{swirl}}{v_{mp}} \quad (58)$$

$$C_2 = 0,00324$$

$$v_{mp} = 2 \cdot H \cdot n_{engine_sec} \quad (59)$$

$$v_{mp,pc} = |v_{ori}| \cdot \frac{4 \cdot A_n}{D_{pc}^2 \pi} \quad (60)$$

gdje je:

D_C – promjer cilindra

$p_{motored}$ – profil tlaka gonjenog motora (bez izgaranja) [bar]

v_{mp} – srednja brzina klipa

V_H – radni volumen cilindra

V_{IVC} – volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki/volumen pretkomore

H – hod klipa

n_{engine_sec} – broj okretaja motora [1/s]

3.6. Brzina oslobađanja topline

Što je brzina oslobađanja topline (*ROHR*) veća, brže je izgaranje [18]. Brzina oslobađanja topline dobiva se iz prvog glavnog stavka termodinamike:

$$\delta Q_{FUEL} = dU_s + \delta Q_{WALL} + \delta W + \sum h_i dm_i \quad (61)$$

Pri čemu je:

δQ_{FUEL} – kemijska energija iz goriva

δU_s – unutarnja energija sustava

δQ_{WALL} – toplota izlazi iz granice sustava

δW – obavljeni rad

$\sum h_i dm_i$ – kretanje mase kroz granicu sustava

Kada se u gornjoj jednadžbi raspiše izraz za unutarnju energiju, dobije se:

$$dU_s = m \cdot c_v dT + u(T) \cdot dm \quad (62)$$

Brzina oslobađanja topline računa se posebno za glavni prostor izgaranja (63), a posebno za pretkomoru (64).

$$ROHR_{mc} = \frac{\delta Q_{FUEL,mc}}{\delta \alpha} = m_{mc} \cdot c_{v,mc} \cdot \frac{dT_{mc}}{d\alpha} + p_{mc} \cdot \frac{dV_{mc}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL,mc}}{d\alpha} - v_{mc} \cdot p_{mc} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} - u \cdot \frac{dm}{d\alpha} \quad (63)$$

$$ROHR_{pc} = \frac{\delta Q_{FUEL,pc}}{\delta \alpha} = m_{pc} \cdot c_{v,pc} \cdot \frac{dT}{d\alpha} + \frac{dm_{pc}}{d\alpha} \cdot c_{v,pc} \cdot \frac{dT_{pc}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL,pc}}{d\alpha} + u \cdot \frac{dm}{d\alpha} \quad (64)$$

gdje je:

c_v – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu

v – specifični volumen (gustoća) radne tvari $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ – promjena mase u glavnom prostoru izgaranja uzimajući u obzir gubitke kroz procjepe (engl. *Blow – By*)

$\frac{dm_{pc}}{d\alpha}$ – promjena mase u pretkomori $\left[\frac{\text{kg}}{^\circ\text{KV}} \right]$

$\frac{dm}{d\alpha}$ – izmjena mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja kroz provrte na sapnici $\left[\frac{\text{kg}}{^\circ\text{KV}} \right]$

Specifična unutarnja energija u koja ulazi u cilindar i pretkomoru nakon zatvaranja usisnog ventila ovisi o tlaku, odnosno o smjeru prestrujavanja mase između glavnog prostora izgaranja i pretkomore.

a) ako je $p_{pc} > p_{mc}$; $\frac{dm}{d\alpha} > 0$

$$u = \frac{dm}{d\alpha} \cdot [(c_{V,pc} \cdot T_{pc} + R_{pc} \cdot T_{pc}) - (c_{V,mc} \cdot T_{mc} + R_{mc} \cdot T_{mc})] \quad (65)$$

b) ako je $p_{pc} < p_{mc}$; $\frac{dm}{d\alpha} < 0$

$$u = \frac{dm}{d\alpha} \cdot [(c_{V,mc} \cdot T_{mc} + R_{mc} \cdot T_{mc}) - (c_{V,pc} \cdot T_{pc} + R_{pc} \cdot T_{pc})] \quad (66)$$

$ROHR$ je izračunat i na drugi način:

$$ROHR_{mc,2} = \frac{\kappa_{mc}}{\kappa_{mc} - 1} \cdot p_{mc} \cdot \frac{dV_{mc}}{d\alpha} + \frac{1}{\kappa_{mc} - 1} \cdot V_{mc} \cdot \frac{dp_{mc}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL,mc}}{d\alpha} \quad (67)$$

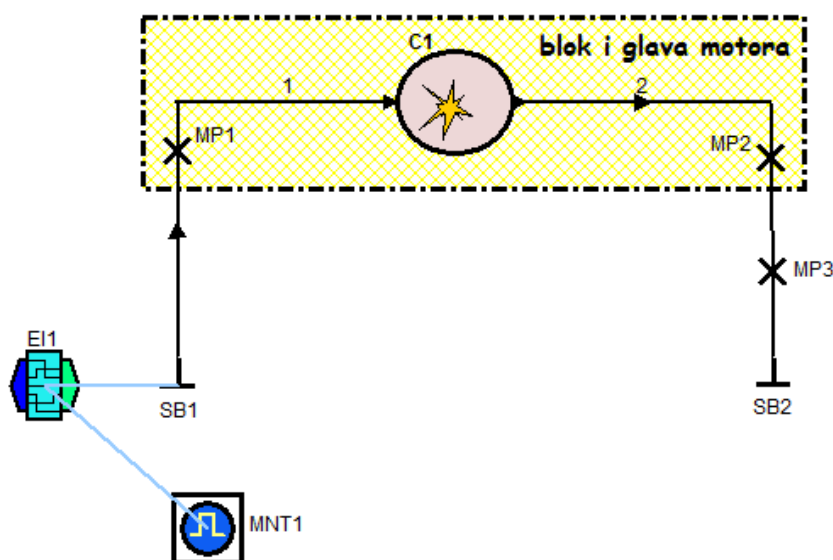
$$ROHR_{pc,2} = \frac{1}{\kappa_{pc} - 1} \cdot V_{pc} \cdot \frac{dp_{pc}}{d\alpha} + \frac{dQ_{WALL,pc}}{d\alpha} \quad (68)$$

Integracijom $ROHR_{mc}$ dobije se normalizirana kumulativna brzina oslobađanja topline. Na stupnju zakreta vratila kada vrijednost normalne kumulativne brzine oslobađanja topline s najniže vrijednosti poraste na najvišu, može se reći da je došlo do izgaranja. Početak izgaranja je definiran kada izgori 1% mase goriva, a kraj kada izgori 99% mase goriva. S obzirom na to da je u prvoj iteraciji pretpostavljen početak i kraj izgaranja, u MATLAB skripti definirana je

`while`-petlja koja na temelju normalne kumulativne brzine oslobađanja topline iterativno definira novi kut zakreta vratila za početak i kraj izgaranja te time ispravlja period na kojem se primjenjuje Vibeova funkcija za glavni prostor izgaranja.

5. REZULTATI

U ovom poglavlju prikazani su rezultati proračuna u programskom paketu MATLAB (prikazani crvenom bojom) te su uspoređeni s rezultatima iz računalnog programa AVL Boost (prikazani crnom bojom). Simulacijski model Ottovog motora s pretkomorom u AVL Boost-u prikazan je na slici 17. te je detaljno opisan u radu [19].



Slika 17. Shema modela u programu AVL Boost

Parametri radnih točaka za koje su provedeni MATLAB i AVL Boost proračuni opisani su u tablici 1.:

Tablica 1. Parametri radnih točaka

| Naziv radne točke | Brzina vrtnje [min ⁻¹] | Faktor pretička zraka na usisu [-] | Točka paljenja [°KV] | Ubrizgana masa goriva u pretkomoru [mg] |
|-------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------|-----------------------------------------|
| RT1 | 1600 | 1,6 | -16 | 0,5 |
| RT2 | 1600 | 2,2 | -30 | 0,5 |
| RT3 | 1600 | 1 | -12 | 0,5 |
| RT4 | 3000 | 1,6 | -24 | 0,5 |
| RT5 | 3000 | 2,2 | -35 | 0,5 |

Temperatura na usisu kod svih radnih točaka je 20°C, a na ispuhu 625,34°C. Ubrizgavanje goriva u pretkomoru počinje na -110°KV.

Parametri koji su zadani u MATLAB skripti *Input_file* za glavni prostor izgaranja nalaze se u tablici 2., a geometrijske karakteristike u tablici 3.:

Tablica 2. Parametri glavnog prostora izgaranja

| Zaostali plinovi izgaranja | Temperatura MC u IVC | Heat transfer multiplier MC | Temperatura čela klipa | Temperatura glave motora | Temperatura bočnih stijenki |
|----------------------------|----------------------|-----------------------------|------------------------|--------------------------|-----------------------------|
| [%] | [°C] | [-] | [°C] | [°C] | [°C] |
| 8% | 100 | 1,6 | 120 | 100 | 100 |

Tablica 3. Geometrijske karakteristike glavnog prostora izgaranja

| Promjer cilindra | Hod klipa | Duljina klipnjače | Kompresijski omjer | Površina čela klipa | Površina glave motora | Površina bočnih stijenki |
|------------------|-----------|-------------------|--------------------|---------------------|-----------------------|--------------------------|
| [mm] | [mm] | [mm] | [-] | [mm ²] | [mm ²] | [mm ²] |
| 100 | 85 | 127 | 12 | 9424,8 | 7854 | 628 |

Parametri pretkomore nalaze se u tablici 4., a geometrijske karakteristike u tablici 5.:

Tablica 4. Parametri pretkomore

| Zaostali plinovi izgaranja | Temperatura PC u IVC | Stehiometrijski omjer zraka i goriva | Heat transfer multiplier PC | Temperatura stijenki PC |
|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| [%] | [°C] | [-] | [-] | [°C] |
| 52% | Temperatura MC u IVC+50 | 14,3 | 0,5 | 127 |

Tablica 5. Geometrijske karakteristike pretkomore

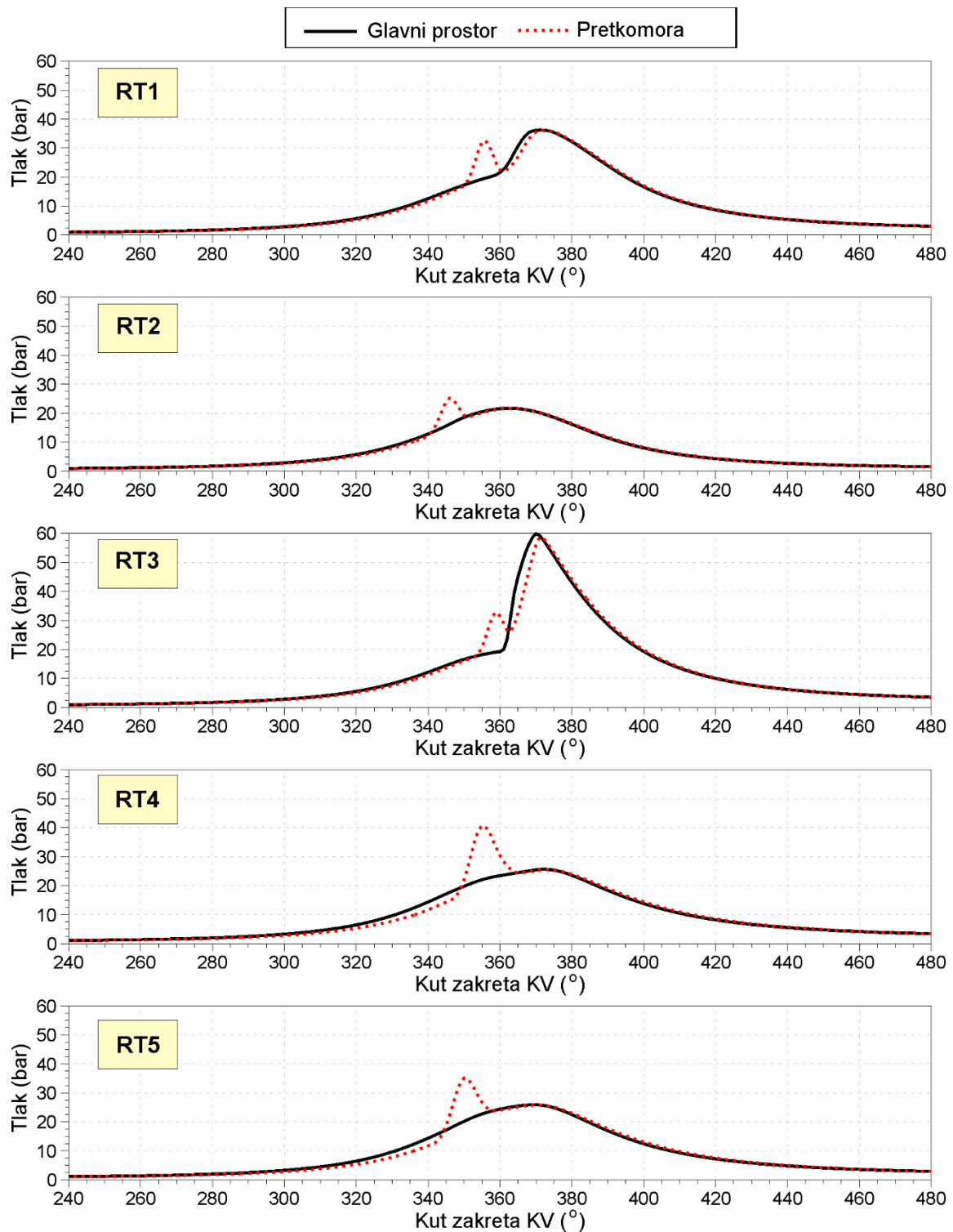
| Površina gornjeg dijela PC | Volumen gornjeg dijela PC | Promjer sapnice | Broj provrta na sapnici | Promjer provrta sapnice |
|----------------------------|---------------------------|-----------------|-------------------------|-------------------------|
| [mm ²] | [mm ³] | [mm] | [-] | [mm] |
| 894,65 | 227,2 | 7 | 6 | 1,3 |

Opći parametri definirani su u tablici 6.:

Tablica 6. Opći parametri

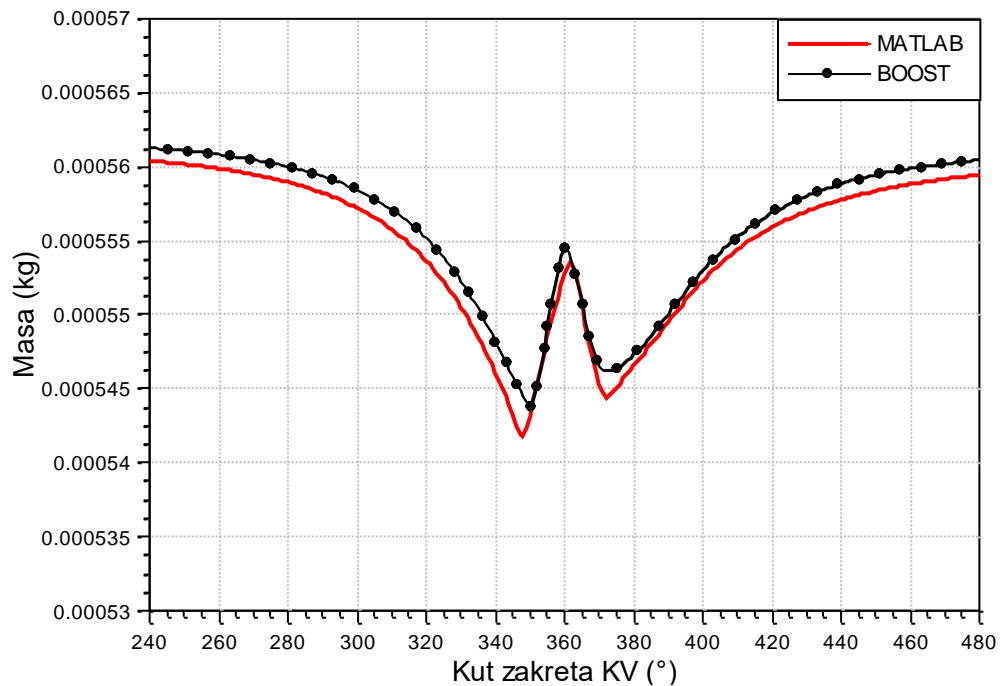
| Stehiometrijski omjer zraka i goriva | Brzina vrtloženja | Udio mase koja izlazi kroz procjepe (Blow-By) |
|--------------------------------------|-------------------|-----------------------------------------------|
| [-] | [m/s] | [%] |
| 14,3 | 3 | 0,5 |

Vrijednosti tlaka poznate su za svaki stupanj zakreta koljenastog vratila. Izračun svih ostalih fizikalnih veličina polazi od tlaka. Profil tlaka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja za svih 5 radnih točaka prikazan je na slici 18.



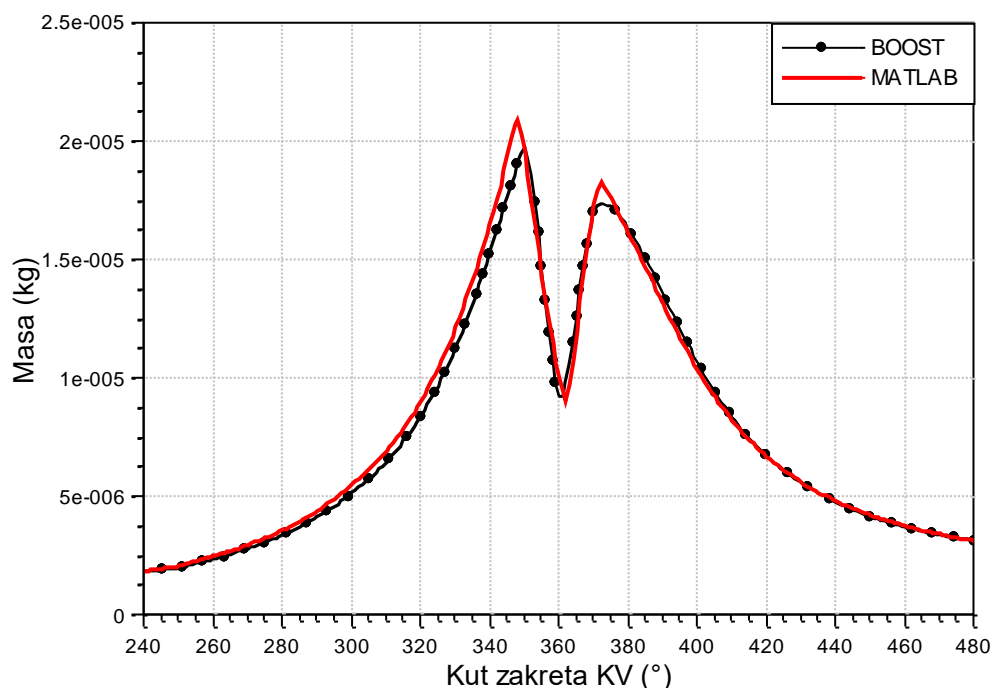
Slika 18. Profili tlaka u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja za svih 5 radnih točaka

Kako bi se dobile točne vrijednosti ROHR analize, prvo je potrebno definirati mase u glavnom prostoru izgaranja (Slika 19.) i pretkomori (Slika 20.) koje su posljedica izmjene mase kroz sapnice između dva prostora izgaranja (Slika 21.).

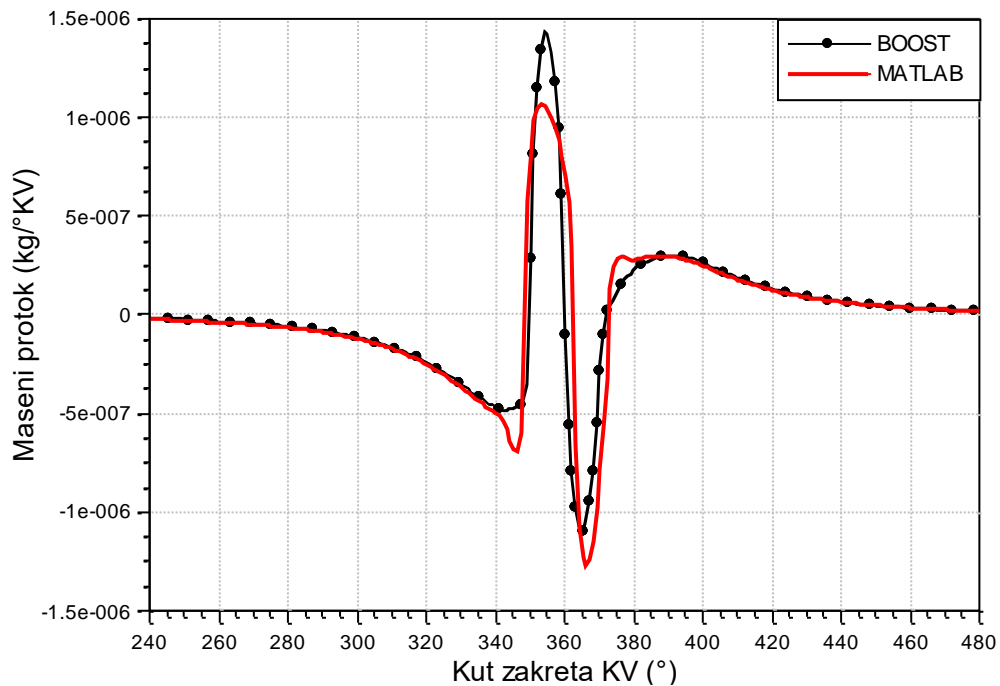


Slika 19. Promjena ukupne mase u glavnom prostoru izgaranja

U glavnom prostoru izgaranja ukupna se masa dodatno smanjuje zbog gubitaka kroz procijepe (engl. *Blow-By*). Definirano je da gubici kroz procijepe počinju 100° KV prije i završavaju 100° KV nakon GMT.



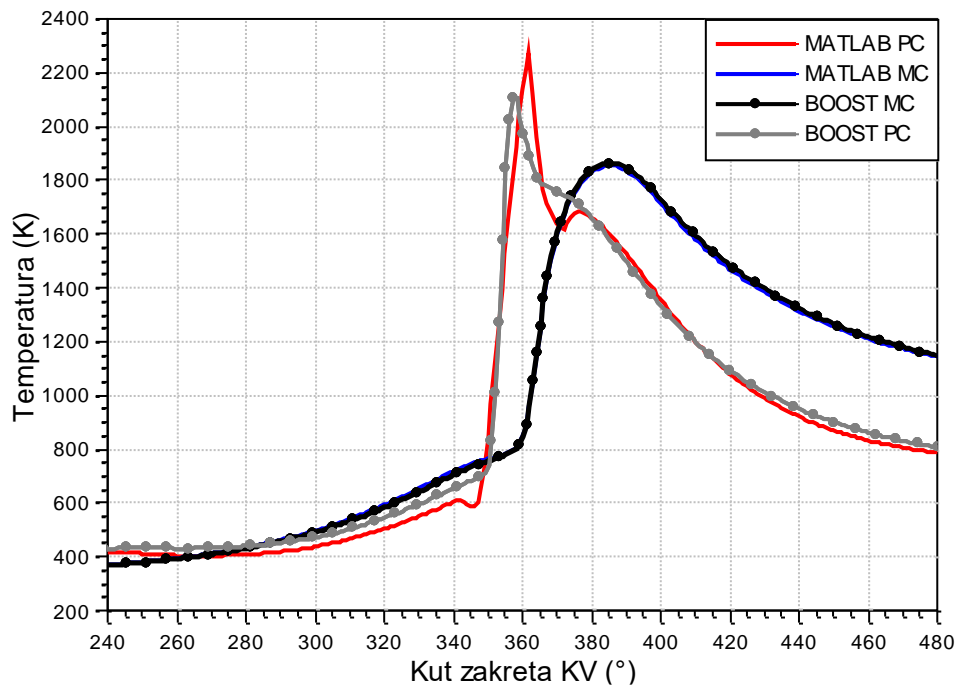
Slika 20. Promjena ukupne mase u pretkomori



Slika 21. Izmjena mase između glavnog prostora izgaranja i pretkomore

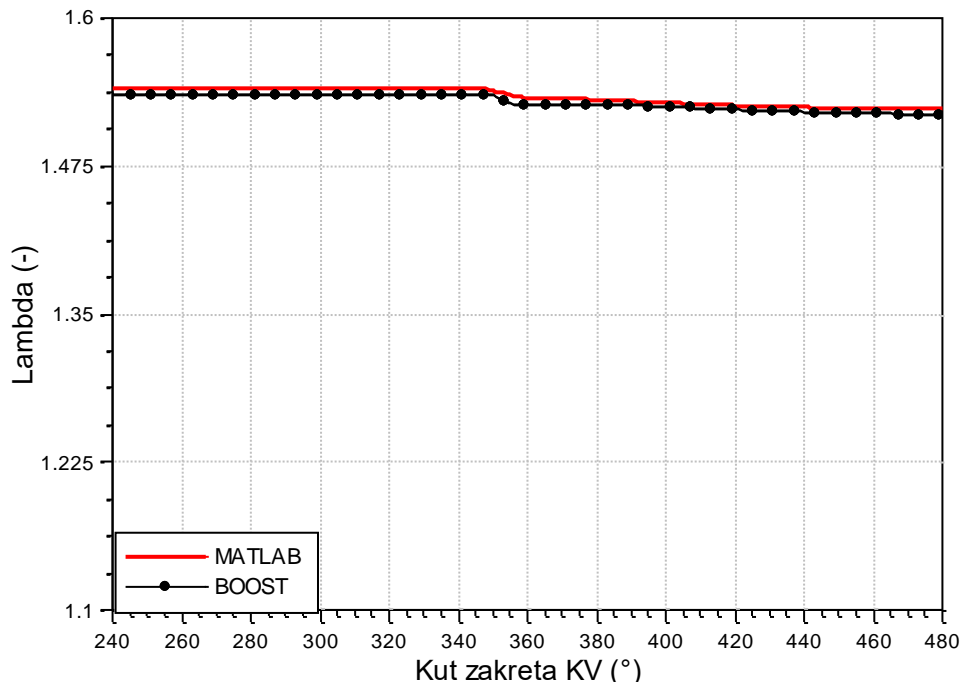
U 240° KV zatvara se usisni ventil te započinje visokotlačni dio procesa, a u 360° KV klip se nalazi u gornjoj mrtvoj točki. S obzirom na to da se tlak u cilindru povećava, masa iz glavnog prostora izgaranja ulazi kroz sapnice u pretkomoru sve do trenutka točke paljenja (koja se za prvu radnu točku analiziranu u ovim dijagramima nalazi na 344° KV) kada dio zapaljene mase izlazi iz pretkomore u glavni prostor izgaranja. Nakon GMT za vrijeme izgaranja, masa u pretkomori raste te se daljnjim smanjenjem tlaka počinje smanjivati do otvaranja ispušne grane. Promjena mase definirana je kao pozitivna kada masa ulazi iz pretkomore u glavni prostor izgaranja.

Iz dijagrama na slici 22. vidljivo je da je temperatura u pretkomori nešto viša nego u glavnom prostoru izgaranja jer iz nje kreće izgaranje. Nakon izgaranja temperatura počinje padati te se može zaključiti da izgaranje u pretkomori traje kraće nego u glavnom prostoru izgaranja.



Slika 22. Temperature u glavnom prostoru izgaranja (MC) i u pretkomori (PC)

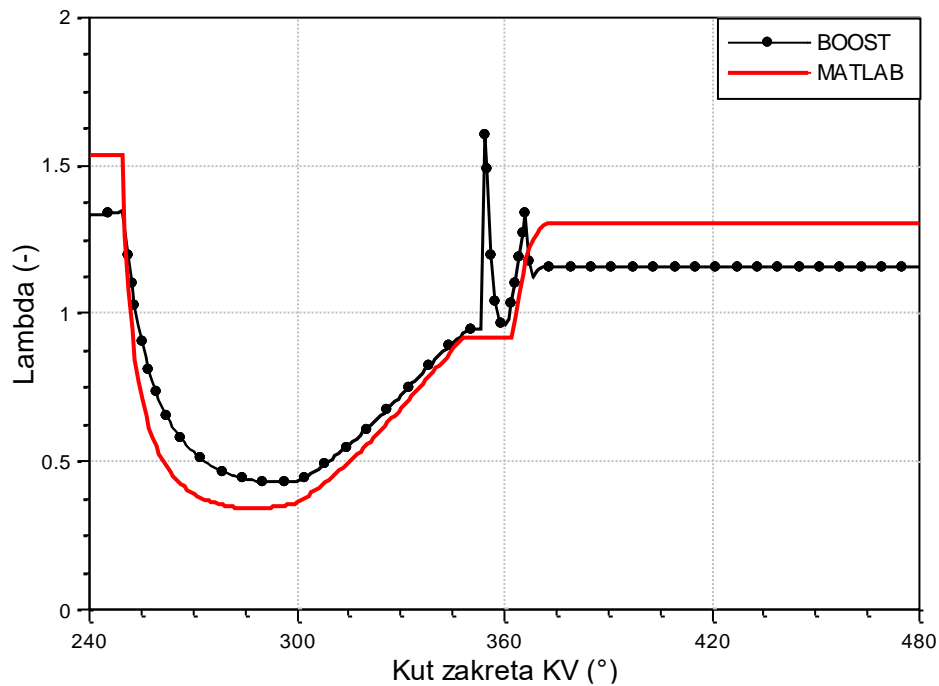
Ovim je proračunom dokazano da faktor pretička zraka (Slika 23.) u glavnom prostoru izgaranja motora s pretkomorom poprima vrijednosti veće od 1,4 što omogućuje veću učinkovitost i smanjuje emisiju dušikovih oksida NO_x .



Slika 23. Faktor pretička zraka u glavnom prostoru izgaranja

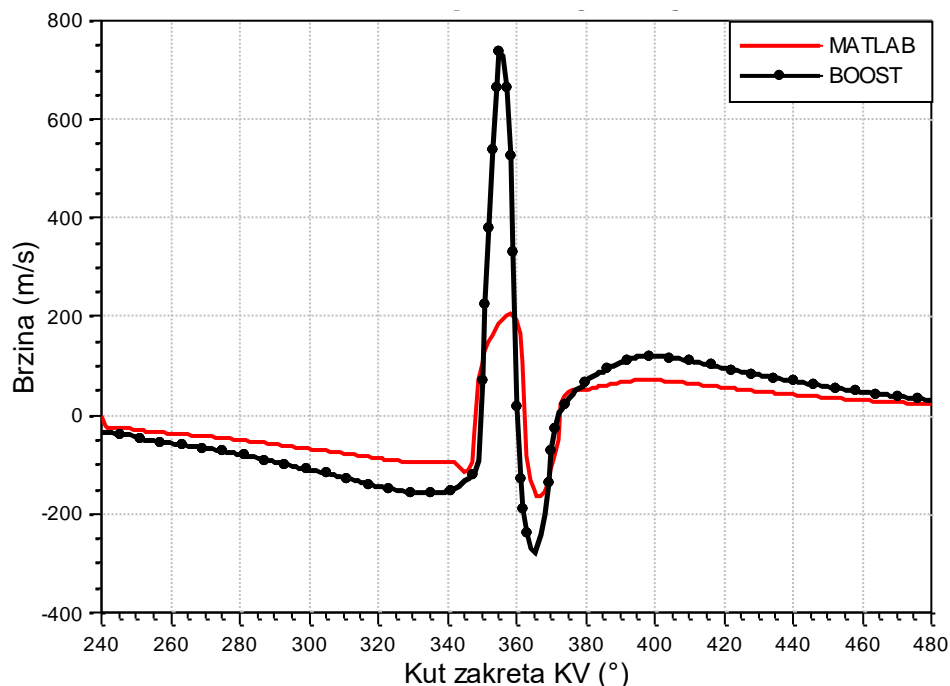
Faktor pretička zraka u pretkomori prikazan je na slici 24. S obzirom na to da mješavina zraka i goriva ulazi iz glavnog prostora izgaranja kroz sapnice u prostor pretkomore, početna

vrijednost odstupa od referentne početne vrijednosti iz AVL Boost-a jer je faktor pretička zraka u početnom trenutku u pretkomori jednak kao i u glavnom prostoru izgaranja.



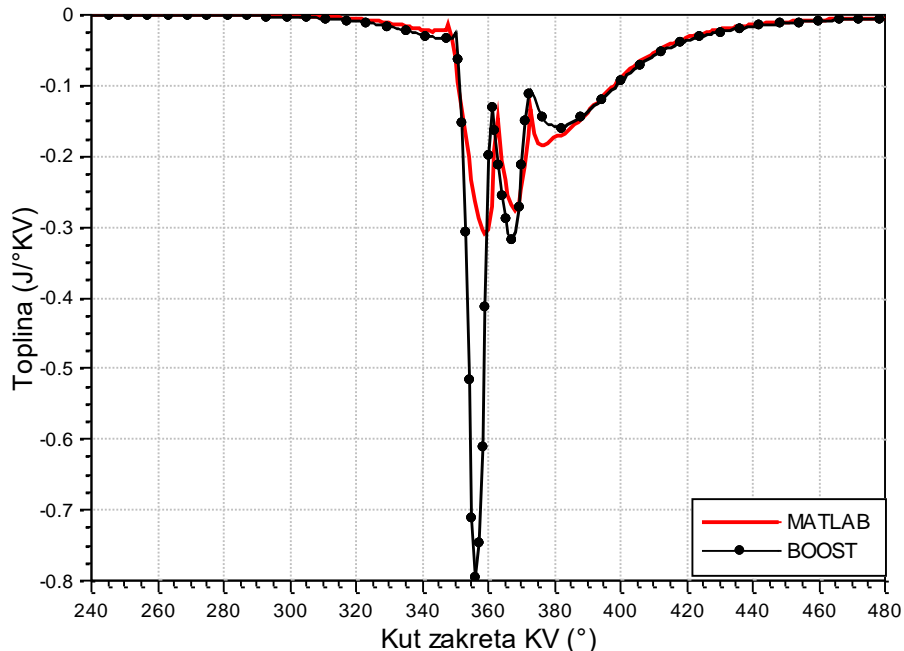
Slika 24. Faktor pretička zraka u pretkomori

Kako bi se odredili gubici topline, prvo je bilo potrebno odrediti brzinu izmjene mase kroz sapnice između pretkomore i glavnog prostora izgaranja, što je prikazano na slici 25. Pozitivne vrijednosti brzine odnose se na ulaz mase iz pretkomore u glavni prostor izgaranja.



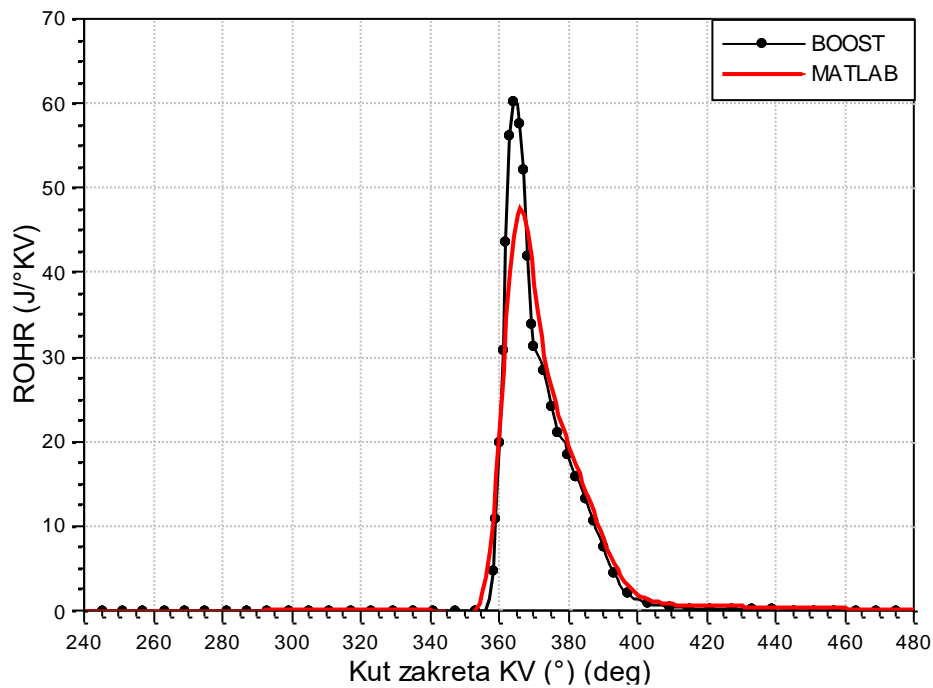
Slika 25. Brzina prestrujavanja između pretkomore i glavnog prostora izgaranja

Iz dijagrama je vidljivo da se vrijednosti proračuna u MATLAB-u ne podudaraju u potpunosti s referentnim vrijednostima iz programa AVL BOOST zbog toga što su načini izračuna brzina u Boost-u i MATLAB-u različiti. Nepodudaranje brzina izravno utječe i na koeficijent prijelaza topline te posljedično i na toplinske gubitke (Slika 26.).

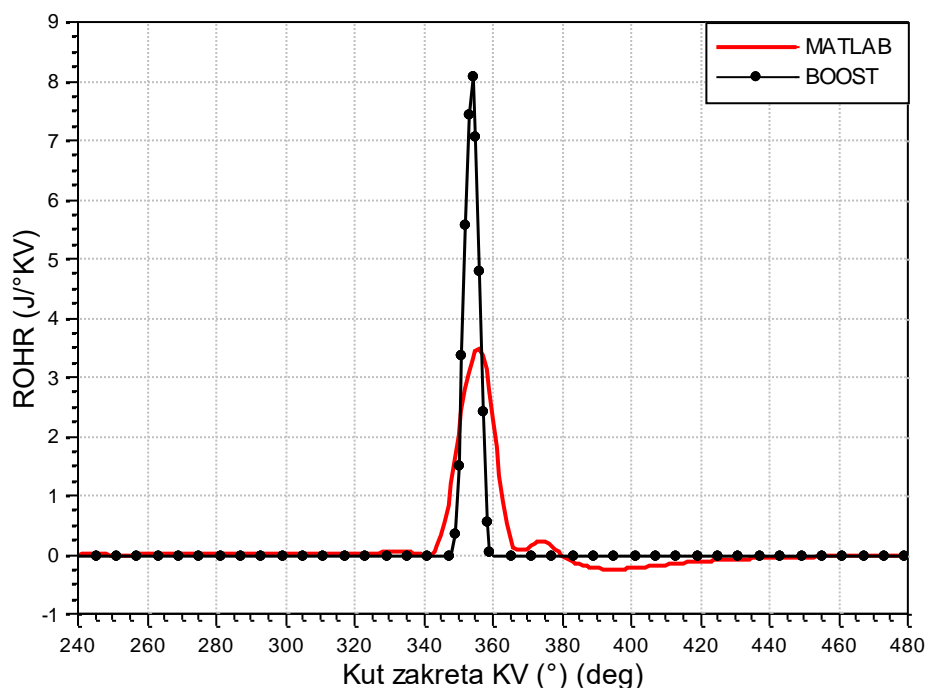


Slika 26. Gubici topline preko stijenki pretkomore

Na slici 27. prikazana je brzina oslobađanja topline za glavni prostor izgaranja. Vidljivo je da se vrijednosti iz MATLAB-a podudaraju s referentnim vrijednostima iz AVL Boost-a osim u vršnim vrijednostima kao i u pretkomori (Slika 28.). Do odstupanja dolazi zbog različitog načina izračuna brzine oslobađanja topline. Naime, u MATLAB proračunu unaprijed su zadani tlakovi u svakom stupnju zakreta vratila, dok se u AVL Boost-u tlakovi računaju unutar programa.



Slika 27. ROHR u glavnom prostoru izgaranja

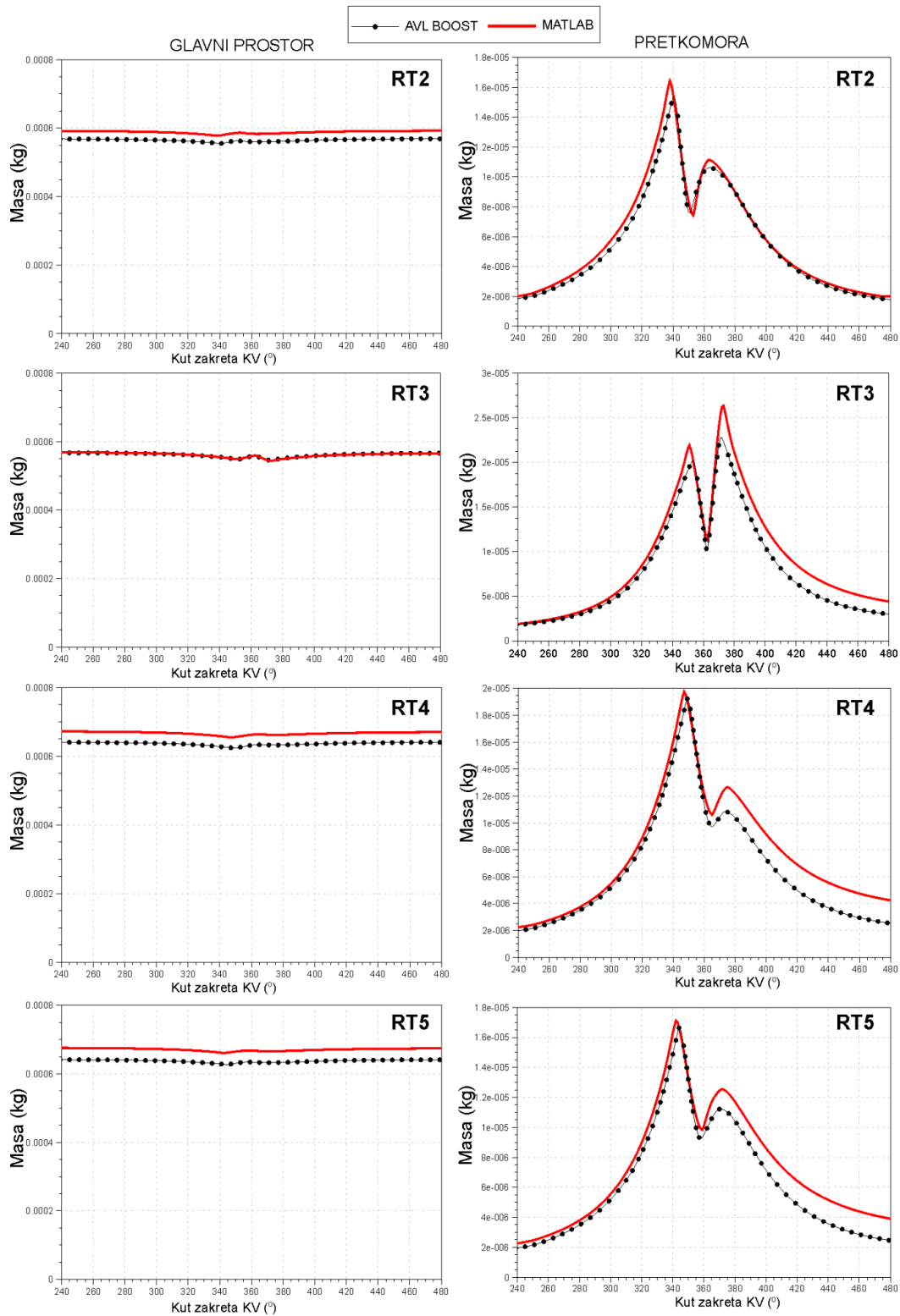


Slika 28. ROHR u pretkomori

Na idućim su slikama prikazani rezultati mase, temperature, faktora pretička zraka te brzine oslobađanja topline za glavni prostor izgaranja i pretkomoru za preostale radne točke.

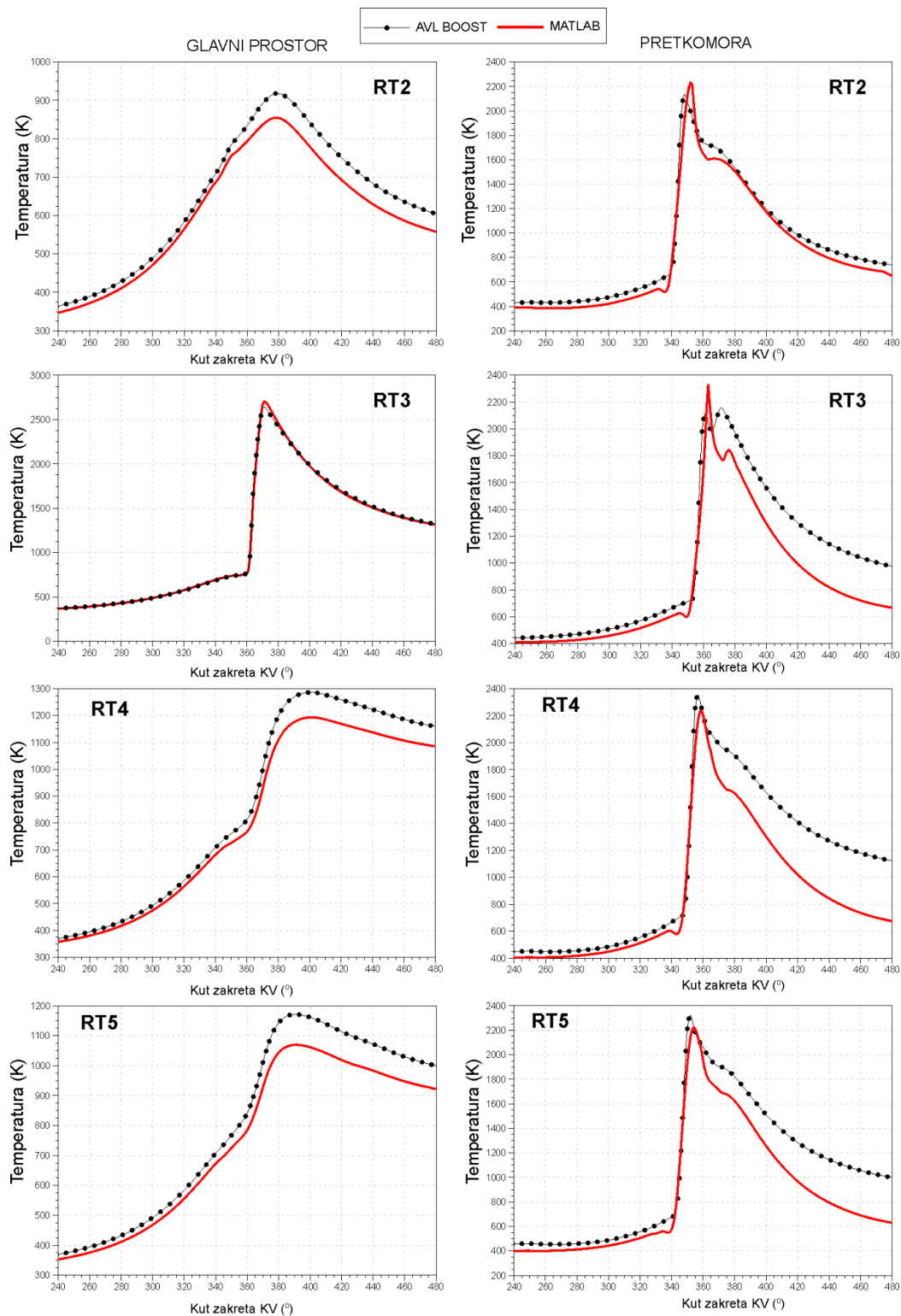
Na slici 29. prikazane su mase pretkomore i glavnog prostora izgaranja uspoređene s rezultatima iz programa AVL Boost. Vidljivo je da se mase poklapaju s referentnim vrijednostima. Na radnim točkama 4 i 5 dolazi do malih odstupanja pri procjeni početne mase

u trenutku zatvaranja usisnog ventila, međutim nagibi krivulje prate nagibe krivulje iz AVL Boost-a. Do odstupanja u sljedećim dijagramima dolazi jer su rubni uvjeti u MATLAB-u jednaki za sve točke, a AVL Boost polazi od različitih rubnih uvjeta za svaku radnu točku.



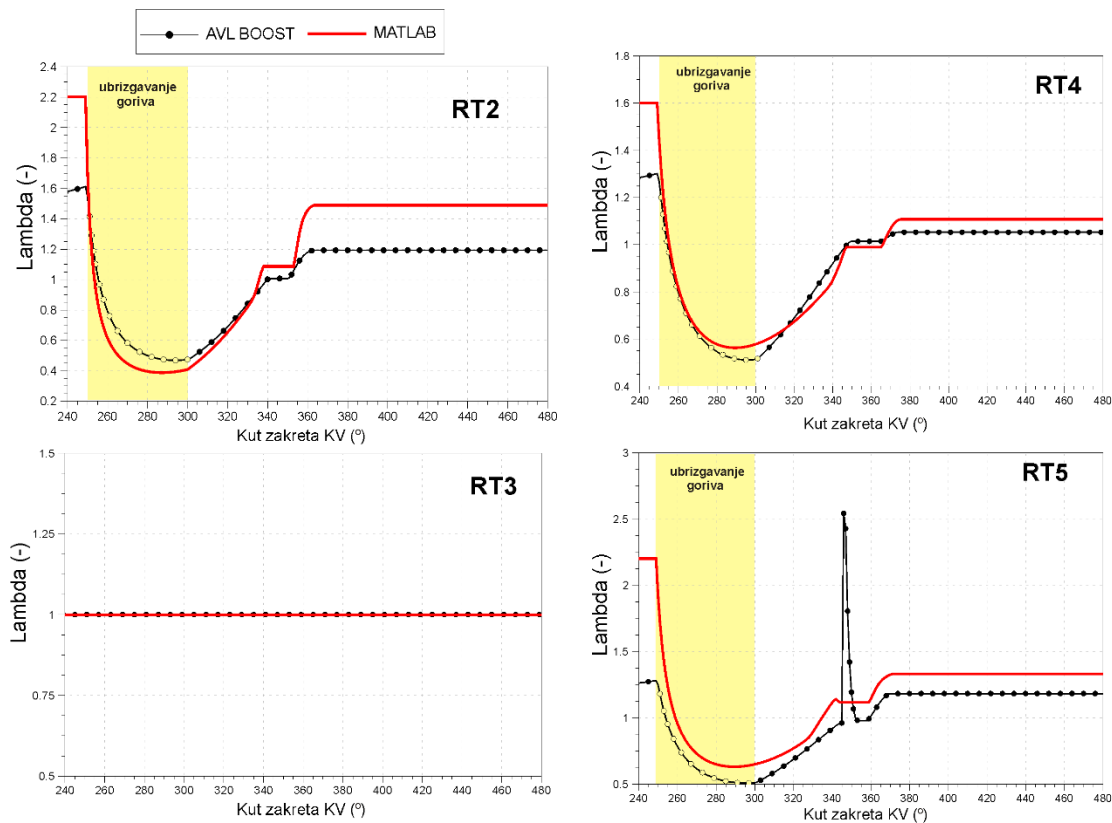
Slika 29. Dijagrami mase u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5

Na slici 30. prikazane su temperature. Nagib krivulja temperatura ponovno se vrlo dobro poklapa s referentnim vrijednostima, a odstupanja su vidljiva na dijelovima gdje dolazi i do nepodudarnosti masa. Naime, izračun temperature ovisi o više varijabli (masi) pa se u slučaju nepodudarnosti mase razlikuju i dobivene temperature.



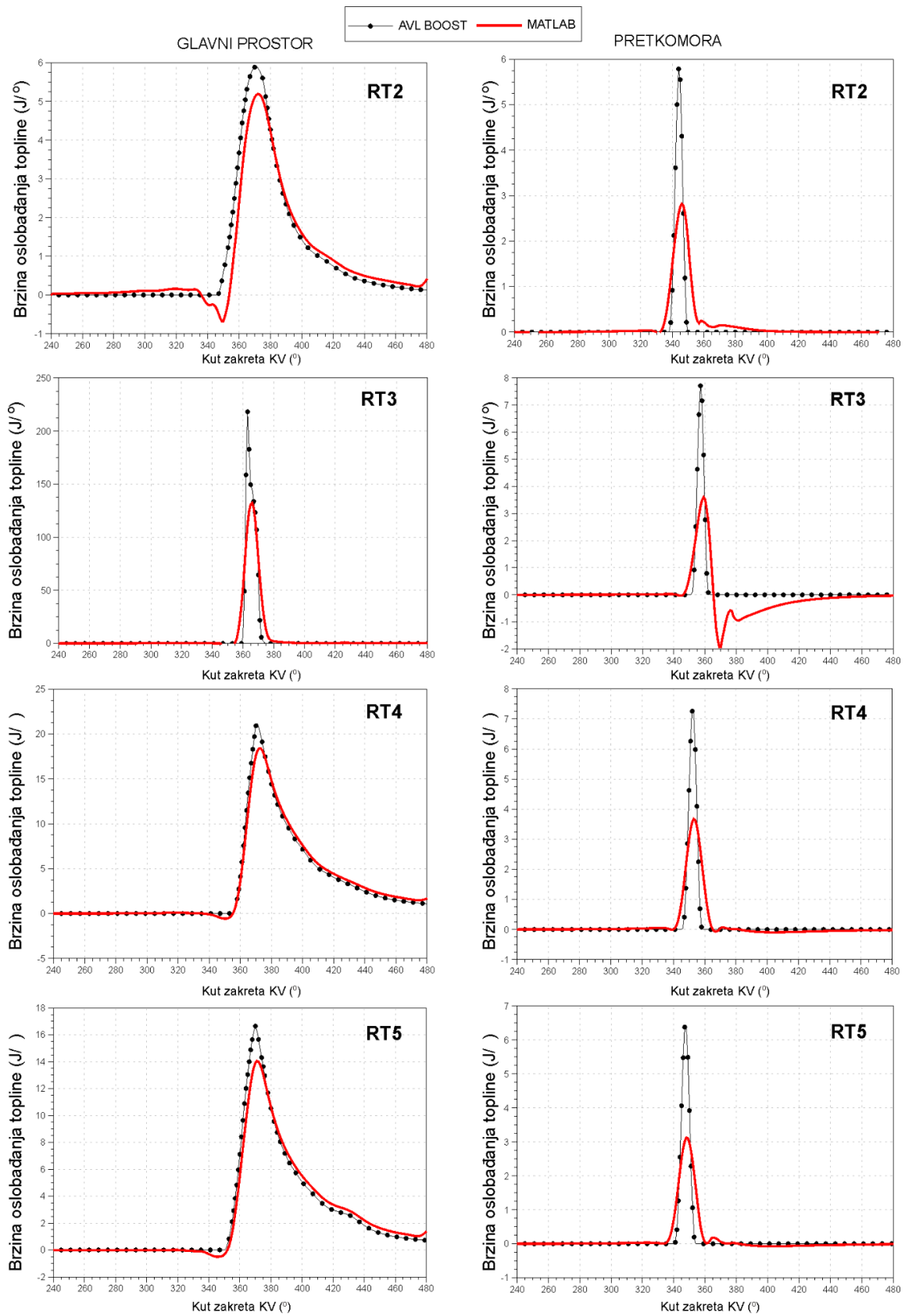
Slika 30. Temperature u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5

Faktor pretička zraka za pretkomoru prikazan je na slici 31. Može se zaključiti da se vrijednosti vrlo dobro podudaraju s vrijednostima iz AVL Boost-a. Ponovno dolazi do nepodudarnosti u početnom trenutku zbog toga što je MATLAB proračunom pretpostavljeno da je faktor pretička zraka u pretkomori jednak onom u glavnom prostoru izgaranja, a u AVL Boost-u taj se pretičak zraka računa.



Slika 31. Faktori pretička zraka u pretkomori za radne točke 2-5

Konačno, brzina oslobađanja topline za preostale 4 radne točke prikazana je na slici 32. Vidljiva su blaga odstupanja, pogotovo u vršnim vrijednostima koja su prisutna zbog drugačijeg načina izračuna brzine oslobađanja topline.



Slika 32. Brzina oslobađanja topline u glavnom prostoru izgaranja i pretkomori za radne točke 2-5

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu nadograđen je postojeći matematički model u programu MATLAB za konvencionalni motor matematičkim modelom koji računa fizikalne veličine Ottovog motora s pretkomorom. Kako bi se definirala brzina oslobađanja topline (*ROHR*) u svakom stupnju zakreta koljenastog vratila, bilo je potrebno definirati veličine mase i masenih udjela, izmjenu mase između pretkomore i glavnog prostora izgaranja, temperature, faktore pretička zraka, koeficijente prijelaza topline i toplinske gubitke za glavni prostor izgaranja i prostor pretkomore.

Na razmatranim radnim točkama sve veličine su uspoređene s referentnim vrijednostima iz programa AVL Boost te se vrijednosti dobro poklapaju, posebno imajući u vidu da su u analizi korišteni isti rubni uvjeti (izuzev faktora pretička zraka) na svim točkama. Najveća odstupanja vidljiva su pri izračunu brzine oslobađanja topline kod kojega se vršne vrijednosti ne poklapaju. Moguće je da do odstupanja dolazi zbog toga što se u MATLAB-u i AVL Boost-u brzina oslobađanja topline drugačije računa. Naime, MATLAB proračun ima zadane vrijednosti tlaka u svakom kutu zakreta koljenastog vratila te preko tlaka računa i sve ostale fizikalne veličine, dok se u AVL Boost-u računa profil tlaka korištenjem fizikalnog modela za izračun brzine izgaranja (širenja plamena) i primjenom 1. glavnog stavka termodinamike.

Do odstupanja u ostalim radnim točkama (RT2-RT5) potencijalno dolazi zbog toga što su početni uvjeti za sve radne točke u MATLAB proračunu jednaki. Primjerice, udio zaostalih plinova izgaranja i temperature radne tvari na početku kompresije u pretkomori i glavnom prostoru izgaranja u svim radnim točkama su isti, dok te vrijednosti nisu potpuno identične u AVL Boost modelu za svaku radnu točku.

LITERATURA

- [1] Wind Europe, “Wind Energy in Europe: Outlook to 2022, Brussels,” 2018.
- [2] World Energy Council, “World Energy Scenarios 2016 Full Report,” London, 2016.
- [3] “<https://www.statista.com/statistics/1129656/global-share-of-co2-emissions-from-fossil-fuel-and-cement/>.” (preuzeto 5.11.2021.).
- [4] J. B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals. USA: McGraw-Hill, Inc.; 1988, ISBN 0-07-028637-X. [7] IARC: diesel engine exhaust carcinogenic,” *Int. Agency Res. Cancer*.
- [5] M. Bertsch, T. Koch, A. Velji, and H. Kubach, “Thermodynamic and Optical Investigations on Particle Emissions in a DISI Engine at Boosted Operation,” *SAE Int. J. Engines* 9(1)154-170, 2016, 2016.
- [6] K. D. Sremec M., Božić M., Vučetić A., “Influence of High Compression Ratio and Excess Air Ratio on Performance and Emissions of Natural Gas Fuelled Spark Ignition Engine,” *Therm. Sci.*, vol. 22, 2018, doi: 10.2298/TSCI171222219S.
- [7] E. Toulson, H. J. Schock, and W. P. Attard, “A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems,” *SAE Tech. Pap.*, 2010, doi: 10.4271/2010-01-2263.
- [8] A. Pirker, G., Wimmer, “Sustainable Power Generation with Large Gas Engines,” *Energy Convers. Manag.*, 2017.
- [9] L. A. Gussak, “Method of pre-chamber torch ignition in Internal Combustion Engines,” *United States Pat.*
- [10] Z. G. G. Vedula R. T., Song R., Stuecken T., “Thermal efficiency of a dual-mode turbulent jet ignition engine under lean and near-stoichiometric operation,” *Int. J. Engine Res.*, 2017.
- [11] P. T. E. Attard, W. Fraser, N. Parsons, “A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain,” *SAE Int. J. Engines*, 2010.
- [12] C. E. C. Alvarez, G. E. Couto, V. R. Roso, A. B. Thiriet, and R. M. Valle, “A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines,” *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
- [13] W. P. Attard and H. Blaxill, “A single fuel pre-chamber jet ignition powertrain achieving high load, high efficiency and near zero NOx emissions,” *SAE Technical Papers*. 2011, doi: 10.4271/2011-01-2023.

- [14] “<https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>.” .(preuzeto 20.10.2021.)
- [15] C. Müller, B. Morcinkowski, C. Schernus, K. Habermann, and T. Uhlmann, “Development of prechamber for SI Engines in Vehicle Applications,” Conference Berlin, 2018.
- [16] “<https://drivetribe.com/p/fl-burning-lean-pre-chamber-combustion-VMYp7dZLRZmQwvUma3ogBQ?iid=N10lzONET7SnthMlkM1V9Q>.” .
- [17] I. W. S. L. Cruz, C. E. C. Alvarez, A. F. Teixeira, and R. M. Valle, “Zero dimensional mathematical model of the torch ignited engine,” *Appl. Therm. Eng.*, 2016.
- [18] “<https://www.interfire.org/termoftheweek.asp?term=2116>.” .
- [19] V. Dilber, “Određivanje geometrijskih i radnih parametara eksperimentalnog Ottovog motora s pretkomorom,” Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2021.

PRILOZI

- I. CD-R disc