KVAZIDIMENZIJSKI MODEL ZA NUMERIČKE SIMULACIJE BRODSKOGA DVOTAKTNOGA DIZELSKOG MOTORA

Mrzljak, Vedran

Doctoral thesis / Disertacija

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:190:170449

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-23**

Image not found or type unknown *Repository / Repozitorij:*

Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering

UNIRI DIGITALNA KNJIŽNICA

Image not found or type unknown

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Vedran Mrzljak

KVAZIDIMENZIJSKI MODEL ZA NUMERIČKE SIMULACIJE BRODSKOGA DVOTAKTNOGA DIZELSKOG MOTORA

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2015.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Vedran Mrzljak

KVAZIDIMENZIJSKI MODEL ZA NUMERIČKE SIMULACIJE BRODSKOGA DVOTAKTNOGA DIZELSKOG MOTORA

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: prof. dr. sc. Vladimir Medica
Komentor: izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik

Rijeka, 2015.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Vedran Mrzljak

QUASIDIMENSIONAL MODEL FOR NUMERICAL SIMULATIONS OF MARINE TWO-STROKE DIESEL ENGINE

DOCTORAL THESIS

Rijeka, 2015.

Sveučilište u Rijeci
TEHNIČKI FAKULTET
-Fakultetsko vijeće-
Klasa: 602-04/10-02/50
Ur. br.: 2170-57-43-10-36
Rijeka, 24. rujna 2010.

Fakultetsko vijeće Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na svojoj 50. (14.) sjednici u akad. god. 2007./08./09./10 održanoj 24. rujna 2010., donijelo je sljedeću

O D L U K U

Sukladno izvješću Stručnog povjerenstva, u sastavu: red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik (Fakulteta za strojništvo Univerza v Ljubljani) te pozitivne ocjene prijave i obrane teme doktorskog rada, utvrđuje se da pristupnik ***Vedran Mrzljak, dipl. ing.*** ispunjava Zakonom propisane uvjete za prijavu i izradu teme doktorskog rada naslovljenog:

„Kvazidimenzijski model za numeričke simulacije brodskog dvotaktnog dizelskog motora"

Mentorom se imenuje red. prof. dr. sc. Vladimira Medicu a komentorom doc. dr. sc. Tomaža Katrašnika (Fakulteta za strojništvo Univerza v Ljubljani)

Dekan

Prof. dr. sc. Tonči Mikac

Dostaviti:
1. Vedran Mrzljak, dipl. ing.
2. Mentor, red. prof. dr. sc. Vladimir Medica
3. Komentor, red. prof. dr. sc . Tomaž Katrašnik
4. Služba studentske evidencije
5. Pismohrana FV

Mentor disertacije: prof. dr. sc. Vladimir Medica

Komentor disertacije: izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik

Doktorska disertacija obranjena je dana _____ na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

1. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing. (predsjednik)
2. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. (član, mentor)
3. izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik, dipl. ing. (Fakulteta za strojništvo, Univerza v Ljubljani, član, komentor)
4. prof. dr. sc. Gojmir Radica, dipl. ing. (FESB, Sveučilište u Splitu, član)
5. doc. dr. sc. Tomislav Senčić, dipl. ing. (član)

ZAHVALE

Prvenstveno, zahvaljujem svojim roditeljima i sestri te rodbini i prijateljima koji su me uvijek podupirali, iako im nikada nije bilo posve jasno čime se točno u svojem poslu bavim.

Zahvaljujem također kolegama s katedre, prof. dr. sc. Tomislavu Mrakovčiću i doc. dr. sc. Tomislavu Senčiću, koji su mi uvijek bili pri ruci kada je bilo potrebno. Velika zahvala kolegi dr. sc. Ozrenu Bukovcu, koji je na sebe preuzeo veliki dio nastavnih obveza kada je bilo najteže, i koji je uvijek tu da riješi „sitne probleme“, koji mnogo puta uvelike zagorčavaju život.

Hvala i svim ostalim kolegama sa Zavoda za termodinamiku i energetiku koje su mi pomagale, svatko na svoj način, kroz cijelo vrijeme izrade ovoga rada. Zahvaljujem i svim profesorima na poslijediplomskom doktorskom studiju koji su me podržavali u svim mojim nastojanjima.

Velika zahvala komentoru, izr. prof. dr. sc. Tomažu Katrašniku i svim članovima Laboratorija za toplotne batne stroje, Fakultete za strojništvo, Univerza v Ljubljani, na svim savjetima i prijedlozima, kao i na svoj pomoći koju su mi pružili tijekom provedbe eksperimentalnih mjerenja. Bez njihova znanja i iskustva rezultati dobiveni mjerenjima bili bi, u najboljem slučaju, vrlo upitni.

Hvala i gđi Radojki Praprotnik, tajnici našeg zavoda, kojoj nikada ništa nije bilo teško napraviti. Ona je samo jedna od mnogobrojnih osoba koje su me podnosile i u one dane kada sam sam sebe teško podnosio.

Hvala mojoj lektorici, čije su primjedbe i komentari uvelike poboljšali kvalitetu ovog rada. Ove dvije rečenice ona nije pregledala i odobrila, pa pretpostavljam da su pune pogrešaka.

Na kraju, hvala čovjeku koji je vjerovao, čak i onda kada je razum napustio svaku nadu, mom mentoru, prof. dr. sc. Vladimiru Medici. Razum nije uvijek u pravu…

Sažetak

U doktorskoj disertaciji razvijen je kvazidimenzijski (QD) model izgaranja koji je uspješno implementiran u postojeći nultodimenzijski (0D) numerički model. U odnosu na slična znanstvena istraživanja dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem, razvijenim kvazidimenzijskim modelom napravljena su brojna poboljšanja u području matematičkog modeliranja.

Prvenstveno, razvijeni numerički model prati radne parametre dizelskog motora u trenutku kada se oni mijenjaju, dakle izračun tlaka i temperature kao osnovnih varijabli svake numeričke simulacije u tom se slučaju vrši izravno, bez primjene iteracijskih postupaka.

Kod numeričkih podmodela koji su sastavni dijelovi kvazidimenzijskog numeričkog modela uočen je veliki broj eksperimentalno određenih konstanti koje vrijede za jedan modelirani dizelski motor odnosno nemaju širu primjenu. U disertaciji je predstavljen ispravak tih konstanti. Konstante sada omogućuju točnije simuliranje promatranih pojava i vrijede za čitav raspon dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem.

U ovoj se disertaciji koriste svojstva realnih para i plinova za termodinamičke proračune u cilindru motora, što čini matematički model iznimno kompleksnim. Kako se koriste svojstva realnog, a ne idealiziranog radnog medija, bilo je nužno smanjiti korak integracije unutar uobičajenog koraka integracije, koji koriste ostali autori u istraživanjima na temu kvazidimenzijskog modeliranja. Takav zahtjev stvara dodatnu komplikaciju, jer nužno zahtijeva drugačiji način definiranja kontrolnih volumena (paketa), koji nastaju u cilindru dizelskog motora, prema postavkama kvazidimenzijskog modeliranja. Predstavljeno rješenje tog problema ne samo da čini matematičku shemu stabilnom i robusnom već ne usporava proračun, a dobiveni rezultati simulacija su vrlo točni i precizni u odnosu na provedena mjerenja istih radnih parametara na realnom motoru.

Kako bi se numerički model validirao, izvedena su mjerenja na dizelskom motoru MAN D 0826 LOH15 u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani. Budući da je razvijeni numerički model pokazao dobra poklapanja s izmjerenim vrijednostima, prikazani su i brojni drugi radni parametri ispitivanoga motora koje bi bilo teško ili nemoguće izmjeriti na stvarnome motoru. Numeričko modeliranje omogućuje simulaciju različitih radnih parametara motora, uz prihvatljivu točnost i preciznost, kao i uz prihvatljivi vremenski raspon potreban za izvršenje simulacije.

U konačnici, razvijeni kvazidimenzijski model prilagođen je za simulaciju brodskoga sporohodnoga dvotaktnog motora. Izvršene su simulacije i uspoređene s dostupnim mjerenjima. I u tom slučaju dobivena su vrlo dobra poklapanja izmjerenih vrijednosti u odnosu na one izračunate simulacijom.

Abstract

In doctoral thesis, quasidimensional (QD) combustion model was developed, and successfully implemented in existing zerodimensional (0D) numerical model. Compared to another similar scientific researches of diesel internal combustion engines, with developed quasidimensional model, a number of improvements in the field of mathematical modeling were made.

Primarily, the developed numerical model monitors the operating parameters of the diesel engine at the moment when they are changing, therefore the calculation of pressure and temperature as the basic variables of each numerical simulation, in this case is performed directly, without using iterative methods.

In numerical sub models which are integral parts of the quasidimensional numerical model, there was observed a large number of experimentally determined constants which are valid for certain modeled diesel engine, respectively, they have a narrow application. In this thesis a correction of these constants was presented. Constants now enable more accurate simulation of the observed phenomena, and they are valid for the whole range of diesel engines.

In this thesis are used properties of real gases and vapors for thermodynamic calculations in the engine cylinder, which makes that the mathematical model is extremely complex. Because of real, not an idealized working fluid properties, it was necessary to reduce the integration step, within usual integration step, used by other authors in their quasidimensional modeling research. This requirement creates an additional complication, because it necessarily requires a different way of defining volumes, for volumes generated in diesel engine cylinder, according to the quasidimensional modeling settings. Presented solution of this problem, not only makes the mathematical scheme stable and robust, but does not slow down the simulations, and the obtained results are very accurate and precise in relation to the measurements of the same operating parameters on a real engine.

For numerical model validation, measurements were performed on diesel engine MAN D 0826 LOH15 in the Laboratory for Internal Combustion Engines, Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana. Since the developed numerical model showed good matching with measured values, there are shown a number of other operating parameters of the tested engine which would be difficult or impossible to measure on the real engine. Numerical modeling allows simulation of various engine operating parameters, with acceptable accuracy and precision, and an acceptable time span required for a simulation execution.

Finally, developed quasidimensional model is adapted for simulation of the ship's slow speed two-stroke engine. Simulations were performed and compared with available measurements. Also in this case, very good matching of the measured values compared to those calculated by simulation were obtained.

Ključne riječi

Nultodimenzijski (0D) numerički model

Kvazidimenzijski (QD) numerički model

Izgaranje

Izmjena topline

Dizelski motor

Keywords

Zerodimensional (0D) numerical model

Quasidimensional (QD) numerical model

Combustion

Heat exchange

Diesel engine

SADRŽAJ

1. UVOD 1
1.1. Problem i predmet znanstvenog istraživanja 1
1.2. Znanstvena hipoteza 4
1.3. Pregled dosadašnjih istraživanja 4
1.4. Znanstvene metode 19
1.5. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos 19
1.6. Struktura doktorske disertacije 20
2. NULTODIMENZIJSKI (0D) NUMERIČKI MODEL 23
2.1. Opis 0D numeričkoga modela 23
2.2. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature 0D modela za realni plin 24
2.3. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature 0D modela za idealni plin 33
3. KVAZIDIMENZIJSKI (QD) NUMERIČKI MODEL 35
3.1. Opis QD (kvazidimenzijskoga) numeričkog modela 35
3.2. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature QD modela za realni plin 37
3.3. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature QD modela za idealni plin 48
3.4. Promjena pretička zraka i masenog udjela pare goriva u koraku integracije 50
3.4.1. Promjena pretička zraka u paketu mlaza goriva 50
3.4.2. Promjena masenog udjela pare goriva u paketu mlaza goriva 51
3.5. Promjena volumena, bilance mase i energije 52
3.5.1. Promjena volumena 53
3.5.2. Bilanca mase 54
3.5.2.1. Bilanca mase za zonu bez izgaranja 55
3.5.2.2. Bilanca mase za zonu mlaza goriva 55
3.5.3. Bilanca energije 57
3.5.3.1. Bilanca energije za zonu bez izgaranja 57
3.5.3.2. Bilanca energije za zonu mlaza goriva 58
4. NUMERIČKI PODMODELI KVAZIDIMENZIJSKOGA (QD) MODELA 63
4.1. Ubrizgavanje goriva kod dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem 63
4.1.1. Istjecanje goriva kroz otvore ubrizgavača 63
4.1.2. Karakteristike mlaza goriva 65
4.1.3. Duljina raspada mlaza goriva L_b 67
4.1.4. Kut mlaza goriva θ *(bez aksijalnoga vrtloga)* 69
4.1.5. Kut mlaza goriva θ_{AV} *(s aksijalim vrtlogom)* 70
4.2. Koeficijent kontrakcije mlaza goriva u mlaznici (koeficijent istjecanja) 70
4.3. Put, brzina i ubrzanje paketa mlaza goriva 74
4.3.1. Put paketa mlaza goriva 76

4.3.2. Brzina paketa mlaza goriva 77
4.3.3. Ubrzanje paketa mlaza goriva 78
4.3.4. Izvod koeficijenata u jednadžbama za napredovanje paketa mlaza goriva 80
4.4. Domiješavanje zraka u paket mlaza goriva 84
4.5. Stehiometrijska masa zraka 86
4.6. Sauterov srednji promjer i broj kapljica goriva 87
4.7. Isparavanje tekućega goriva 92
4.8. Zakašnjenje paljenja 98
4.9. Izgaranje 103
4.9.1. Yoshizakiev model izgaranja 103
4.9.2. Promjena mase slobodnoga zraka prilikom ubacivanja zraka iz ZBI u paket 106
4.9.3. Promjena mase slobodnoga zraka prilikom izgaranja 108
4.10. Numerički model kemijskih reakcija 109
4.11. Kemijski ravnotežni sastav plinova izgaranja 115
4.12. Tvorba dušikovih oksida (NO_x-a) 116
4.13. Formiranje i izgaranje čađe 121
4.13.1. Teorijski modeli tvorbe i oksidacije čađe 121
4.13.1.1. Model tvorbe čađe u dva koraka 121
4.13.1.2. Acetilen hipoteza tvorbe čađe 123
4.13.1.3. Tvorba čađe prema difuzijskoj hipotezi 125
4.13.1.4. Oksidacija čađe 126
4.13.1.5. Toksikologija čestica čađe 127
4.13.2. Fuscov model tvorbe i oksidacije čađe u osam reakcija 127
4.13.3. Crnoća dima u jedinicama po BOSCHu 131
4.14. Prijelaz topline na stijenke radnoga prostora motora 131
4.14.1. Prijelaz topline konvekcijom 132
4.14.1.1. Konvekcija između ZBI i stijenke 133
4.14.1.2. Konvekcija između zone mlaza goriva i stijenke 135
4.14.2. Prijelaz topline zračenjem 137
5. USREDNJAVANJE ZONA (PAKETA) MLAZA GORIVA 143
5.1. Formiranje i povijest paketa mlaza goriva 144
5.2. Indeks stanja u svakom paketu mlaza goriva 146
5.3. Jednadžbe za usrednjavanje 147
5.4. Zakašnjenje paljenja prilikom usrednjavanja 150
6. VALIDACIJA QD NUMERIČKOG MODELA 153
6.1. Oprema i mjerni instrumenti korišteni prilikom mjerenja 154
6.2. Rezultati mjerenja 155
6.3. Validacija numeričkog modela u četiri mjerne točke 155

6.3.1. Validacija za mjernu točku D215HI15 156
6.3.2. Validacija za mjernu točku D215HI20 158
6.3.3. Validacija za mjernu točku D224HI20 161
6.3.4. Validacija za mjernu točku D224HI25 163
7. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA ZA MOTOR MAN D 0826 LOH15 167
7.1. Rezultati simulacija za ZBI i usrednjeni rezultati po cijelom cilindru 167
7.2. Rezultati simulacija za različite pakete mlaza goriva 184
8. SUVREMENI SPOROHODNI BRODSKI DVOTAKTNI DIZELSKI MOTORI 209
8.1. Wärtsilä RT-flex serija motora 211
8.2. MAN - ME serija motora 214
8.3. Usporedba sporohodnih dizelskih motora s drugim vrstama propulzijskih strojeva 216
8.4. Karakteristike ispitivanoga brodskoga sporohodnoga dvotaktnoga dizelskog motora 217
9. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA ZA MOTOR MAN 6S50MC 221
10. ZAKLJUČAK 227
LITERATURA 231
POPIS SLIKA 245
POPIS TABLICA 249
POPIS OZNAKA I SIMBOLA 251
BIOGRAFIJA AUTORA 261
POPIS OBJAVLJENIH RADOVA 263

1. UVOD

1.1. Problem i predmet znanstvenog istraživanja

U današnje vrijeme poznato je nekoliko različitih metoda i načina kojima se simuliraju procesi i pojave u dizelskim motorima s unutarnjim izgaranjem i direktnim ubrizgavanjem goriva. Svaka od poznatih metoda ima određene prednosti i nedostatke koji je ograničavaju. No bez obzira na ograničenja numeričkim se simulacijama postižu velike uštede, jer se mogu predvidjeti različiti radni parametri motora, a da pritom ne treba vršiti skupa mjerenja na motoru.

Zbog sve strožih propisanih ekoloških normi zanimljivo je simuliranje emisija iz dizelskih motora, posebice dušikovih oksida (NO_x-a) i čađe. Kako su u posljednjih nekoliko godina te emisije enormno reducirane, pred dizelske motore se postavljaju novi zahtjevi te se razvijaju nova inženjerska rješenja kojima se pokušava odgovoriti na propisane standarde.

Primjenom raznih modela numeričkih simulacija dizelskog motora može se ostvariti niz ciljeva, poput optimizacije sustava promjenom konfiguracije ili postavkama regulacije. Simulacijski modeli daju uvid u razne radne parametre motora koji nisu izravno vidljivi tijekom eksploatacije sustava iz razloga što su promjene prebrze za postojeće mjerne uređaje, ili zato što je mjesto mjerenja nedostupno. Numeričkim se simulacijama danas mogu predvidjeti različiti radni parametri dizelskog motora, ne samo oni mjerljivi već i oni koje bi dostupnim mjernim uređajima bilo vrlo teško izmjeriti, ili bi pak greška mjerenja bila veća od same promatrane pojave, pa bi rezultati mjerenja takvih pojava bili u potpunosti neupotrebljivi.

Isto tako danas je vrijeme potrebno za izvršenje numeričkih simulacija jedan od vrlo bitnih faktora, jer se u brojnim slučajevima zahtijeva da numerička simulacija pokaže rezultate s visokom preciznošću, u čim je moguće kraćem vremenu. Stoga je vrlo bitna ne samo preciznost i točnost rezultata simulacija već i vremenski interval u kojem su ti rezultati dobiveni. Nerijetko se upravo vremenski okvir postavlja kao osnovni faktor, u odnosu na koji se svjesno žrtvuju točnost i preciznost simulacija, ali jasno, unutar određenih prihvatljivih granica.

Numeričke simulacije više nisu ograničene samo na stolna ili prijenosna računala. Današnji pametni telefoni posjeduju dovoljno resursa za izvršenje velikog dijela poznatih simulacija, tako da svatko, kome je to potrebno, u vlastitom džepu može nositi uređaj za izvršenje numeričke simulacije motora s unutarnjim izgaranjem. Ta činjenica nudi cijeli niz novih mogućnosti, od udaljenog upravljanja motorom, do softverskog upravljanja cijelim sustavom, na temelju optimiziranih parametara numeričke simulacije.

Sve poznate numeričke simulacije motora s unutarnjim izgaranjem mogu se podijeliti u četiri skupine i to su nultodimenzijski (0D) modeli, jednodimenzijski (1D) modeli, kvazidimenzijski (QD) modeli i CFD modeli.

Jednodimenzijski (1D) modeli najčešće se koriste za simulacije strujanja u cijevima motora (koordinate x, t). Tim se modelima često prate i računaju valne pojave u cijevima.

Nultodimenzijski (0D) numerički modeli promatraju cilindar motora kao cjelinu unutar koje se nalazi homogena smjesa plinova, bez ikakvih promjena po cijelom prostoru u datom trenutku. Velika prednost tih modela je u činjenici što omogućavaju jednostavno povezivanje u cjelinu svih komponenti motora s unutarnjim izgaranjem, kao i pomoćne opreme samoga motora. Na taj se način mogu simulirati radni parametri svih komponenti motora, ne samo cilindara i procesa koji se u cilindrima dešavaju. Isto tako vrijeme potrebno za izvršenje takvih simulacija iznimno je kratko - već unutar nekoliko minuta mogu se dobiti radni parametri motora u tranzijentnim područjima rada.

Osnovni nedostatak takvih modela jest činjenica da zbog svoje jednostavnosti i svih primjenjenih pojednostavljenja ne mogu predviđati sve radne parametre koji su danas u uvjetima eksploatacije motora iznimno važni. Naprimjer, tim se modelima ne mogu predviđati emisije čađe i dušikovih oksida iz motora, jer za točan proračun emisija treba poznavati razdiobu temperatura unutar cilindra motora. Kako je smjesa plinova u cijelom cilindru homogena sa svojom jedinstvenom temperaturom, takvim se modelima mogu eventualno pratiti samo trendovi emisija, ali ih se nikako ne može točnije predviđati.

Dok nultodimenzijski modeli predstavljaju jednu krajnost u proračunima motora (najbrže simulacije, ali najmanje radnih parametara koji se mogu predviđati), CFD modeli predstavljaju drugu krajnost. U CFD modelima cijeli se prostor cilindra, ili čak i cijeloga motora, može podijeliti na kontrolne volumene i za svaki kontrolni volumen rješavaju se složene diferencijalne jednadžbe očuvanja. U nekim slučajevima takvih simulacija (posebice u slučajevima kada se cijeli motor dijeli na kontrolne volumene) nužno je posjedovanje superračunala, bez kojih bi bilo nemoguće provesti toliko kompleksne simulacije. Ukoliko se simulacija provodi samo za jedan cilindar, CFD proračune može se koristiti i na današnjim osobnim računalima, uz optimalnu diskretizaciju simuliranog područja. Prednost takvih simulacija ogleda se u činjenici što daju najtočnije rezultate predviđanja radnih parametara motora, a simulirati se mogu svi potrebni radni parametri koje korisnik želi pratiti, bez ikakvih ograničenja. Kako se poznaje stanje u svakomu kontrolnom volumenu, moguće je prognoziranje određenih parametara ne samo za cijeli motor, ili cilindar motora, već se simulacijom dobivaju rezultati i unutar jednoga cilindra motora, pa se naprimjer mogu promatrati područja u cilindru u kojima su najviše temperature, u kojima nastaje najviše polutanata i slično.

Iako su takve simulacije najpreciznije i najtočnije, zbog njihove iznimne kompleksnosti i složenosti najdulje i traju, tako da je nerijetko slučaj da određena simulacija, ovisno o broju računatih parametara, potraje nekoliko sati, ili čak i nekoliko dana. Dok je takav vremenski okvir prihvatljiv u znanstvenim institucijama, laboratorijima ili istraživačkim centrima, u uvjetima realne eksploatacije motora s unutarnjim izgaranjem je potpuno neprihvatljiv ili, u najboljem slučaju, vrlo teško prihvatljiv.

Uz navedeno problem u CFD simulacijama je činjenica da najčešće nije poznato početno stanje u cilindrima na početku simulacije, pa se često počinje od pogrešnih pretpostavki. Posebni problem predstavlja činjenica što se u CFD simulacijama ne poznaje struktura turbulentnog strujanja u cilindru na početku procesa, a zbog predugog trajanja simulacija nije moguće dopustiti luksuz da se postigne konvergencija rješenja.

Kao srednje, „inženjersko“ rješenje između 0D i CFD numeričkih simulacija pojavljuju se upravo kvazidimenzijski (QD) numerički modeli. Način primjene takvih modela može biti različit.

Jedan dio kvazidimenzijskih numeričkih modela napravljen je na način da se cijeli prostor u cilindru podijeli na nekoliko (do pet) zona, a u svakoj se zoni pretpostavlja homogeno stanje smjese plinova. Radni parametri motora na taj se način mogu predviđati u vrlo širokom rasponu točnosti, s time da se kod predviđanja emisija mogu pratiti trendovi, ali najčešće nije moguće točno predviđanje emisija čađe i NO_x-a, posebno kod dizelskih motora.

Drugi način postavljanja matematičke logike simulacije, koji je usvojen i u ovome radu, jest da se mlaz goriva koje se ubrizgava u cilindar podijeli na pakete (zone), a oko mlaza (mlazova) goriva nalazi se zona bez izgaranja iz koje će, kada se za to steknu uvjeti, zrak ustrujavati u pakete mlaza goriva, kako bi tekuće gorivo u paketima moglo isparavati te kako bi para goriva mogla izgarati i pravovremeno se miješati sa zrakom. Diskretizacija na taj način omogućava brze proračune kojima se može, uz vrlo veliku točnost, pratiti sve radne parametre motora, uključivo i emisije čađe i NO_x-a koji su najštetniji sastojci cjelokupnih ispušnih plinova iz dizelskih motora.

Takva diskretizacija omogućava i relativno brze simulacije jer se rezultati mogu dobiti već za nekoliko minuta, u najgorim slučajevima nekoliko desetaka minuta, ovisno o broju parametara koje se želi simulirati. Takvi modeli predstavljaju kompromisno rješenje između 0D i CFD modela jer se u kratkom vremenu mogu dobiti prognoze radnih parametara motora sa zadovoljavajućom točnošću.

U komercijalno dostupnim QD proračunima postoji nekoliko ograničenja koja su se pokušala anulirati QD modelom razvijenim u ovom radu. Kao prvo, većina QD numeričkih proračuna priraste tlaka i temperature u cilindru ne računa izravno nego iteracijski, što usporava proračun, ali isto tako onemogućava praćenje kretanja radnih parametara u trenutku kada njihove promjene zaista i nastaju. Isto tako sve poznate QD simulacije rade s korakom integracije od 1 °KV, što se pokazalo kao prevelik korak integracije ako se numerička QD simulacija želi provesti sa svojstvima realnog plina. Na koncu u brojnim dostupnim numeričkim podmodelima pojavljuju se konstante koje je potrebno ispraviti jer su ili okvirne ili su definirane za jedan simulirani motor, a nemaju opću (širu) primjenu.

Iz prethodno opisanog u ovoj doktorskoj disertaciji slijedi problem znanstvenog istraživanja:

Točnost prognoze radnih parametara dizelskog motora s unutarnjim izgaranjem pomoću kvazidimenzijskog numeričkog modela ovisi o postavljenom matematičkom modelu, kao i o primjenjenim svojstvima radnih medija (plina i para) s kojima se vrši simulacija.

1.2. Znanstvena hipoteza

Nakon objašnjenoga predmeta znanstvenoga istraživanja slijedi i znanstvena hipoteza:

Kvazidimenzijskim numeričkim modelom za simulaciju dizelskog motora s unutarnjim izgaranjem moguće je trenutno praćenje simuliranih pojava, kako one nastaju, unutar vrlo malenog koraka integracije za proračun sa svojstvima realnih plinova.

Iako su brojni autori generalnu diskretizaciju radnoga volumena cilindra proveli na način istovjetan ovome radu, samo je nekoliko poznatih slučajeva pokušaja razvoja matematičkoga modela koji daje rezultate promatranih pojava u motoru izravno, kako one nastaju, no takvi su matematički modeli nedostupni i nisu objavljeni znanstveni radovi s točnim rezultatima takvih modela.

Također rijetki su autori pokušali izvršiti korekciju koeficijenata QD numeričkih podmodela, iako se u mnogo radova spominje nužnost korekcije, kako bi proračun rezultirao većom točnošću.

Od cjelokupne dostupne literature u rijetko se kojemu radu govori o nužnosti korištenja svojstava realnih plinova u numeričkim QD simulacijama, kako bi se mogao pratiti čitav spektar radnih parametara, a i rijetki su autori izvršili takve proračune jer svojstva realnih plinova čine simulacije matematički vrlo složenima. Ni u jednom dostupnom radu ne može se pronaći razmatranje kako za proračune s realnim plinovima treba smanjiti korak integracije ispod uobičajeno korištenih 1 °KV, kako bi simulacija postigla željene rezultate i dobra poklapanja s mjerenjima. Način na koji je takvo razmatranje provedeno u ovom radu za sada je jedini poznati pristup rješavanju toga problema.

1.3. Pregled dosadašnjih istraživanja

Fusco i sur. [1] koriste fenomenološki model čađe, identičan onome koji je korišten u QD numeričkom modelu u ovome radu za prognozu emisije čađe. Jednadžbe koje se koriste za opis procesa su uglavnom Arrheniusova tipa. Model je ispitan i potvrđen u širokom rasponu rada dizelskog motora u području kako bogate tako i siromašne smjese.

Maly i sur. [2] prikazuju specifičan numerički model za numeričku simulaciju emisije čađe pri visokim tlakovima. Modeliranje emisije čađe i NO_x-a temeljeno je na principu „jedne kapljice“ koja se uzima kao reprezentativna i karakteristična za cijeli mlaz goriva.

Kidoguchi i sur. [3] istražuju mehanizme smanjivanja emisije NO_x-a kod dizelskih motora sa snažnim vrtloženjem zraka u cilindru. Poznata je činjenica da NO_x emisija rapidno raste u početku izgaranja te dolazi do svoje maksimalne vrijednosti na kojoj se kemijske reakcije zamrzavaju. Dakle u području difuzijskog izgaranja NO_x emisije su najveće. Međutim povećanjem intenziteta vrtloga zraka u cilindru dizelskog motora moguće je smanjiti NO_x emisije, i to baš u području difuzijskog izgaranja, tako da se pri otvaranju ispušnog ventila u ispušnim plinovima nalazi manja koncentracija NO_x-a.

Ogawa i sur. [4] prikazuju rezultate eksperimentalnih istraživanja formiranja čestica u bogatoj smjesi kod dizelskih motora. Ispitivana su različita goriva kao što su čisti n-heptan, njegove mješavine sa cetanom i benzenom, n-dodekan i klasično dizelsko gorivo. Rezultati pokazuju da se čestice počinju formirati kada omjer ekvivalencije ($\phi = 1/\lambda$) dostigne vrijednost 2,2, dok emisija čestica intenzivno raste povećanjem omjera ekvivalencije.

Eksperimentalno ispitivanje svojstava EGR-a (Exhaust Gas Recirculation-Recirkulacija ispušnih plinova) na NO_x redukciju i redukciju čađe prikazali su Machacon i sur. [5]. Dizelski je motor ispitivan pri različitim omjerima EGR-a, različitim opterećenjima te s različitim omjerima ubrizganog goriva kod varijabilnog ubrizgavanja.

Yosihara i sur. [6] razvili su numerički model za predviđanje formiranja NO_x-a kod dizelskog motora koji radi na prirodni plin. Korišten je sustav jednadžbi kemijske kinetike od 114 jednadžbi. Rezultati pokazuju da se većina NO_x-a formira lokalno, na temperaturama višim od 2500 K pri omjeru ekvivalencije $0{,}8 < \phi < 1$.

Redukciju dimnosti (smanjenje emisije čađe) kod dizelskog motora pomoću generiranja snažne turbulencije tijekom procesa izgaranja prikazali su Araki i sur. [7]. Snažna turbulencija generira se zasebnim ubrizgavačem (dva ubrizgavača po cilindru), kojim se vrši ubrizgavanje goriva u pretkomoru u cilindarskoj glavi tijekom glavnog izgaranja.

Fukuda i sur. [8] izložili su način redukcije NO_x-a pomoću selektivne recirkulacije dimnih plinova. Separirani CO_2 ili voda iz dimnih plinova izravno se ubrizgavaju u zrak na usisu. Na taj se način smanjuju temperature izgaranja te samim time i emisija NO_x-a.

2D vizualizaciju profila koncentracije čađe u mlazu dizelskog goriva prikazali su Kadota i sur. [9]. Pomoću lasera kojim je osvjetljavan mlaz dizelskog goriva nakon ubrizgavanja, a uz pomoć CCD kamere, dobiveni su poprečni presjeci mlaza goriva u kojima su vidljive koncentracije čađe. Rezultati pokazuju da je područje najveće koncentracije čađe duž centralne osi mlaza, a profil koncentracije čađe je veoma heterogen.

Utjecaj cetanskog broja, totalnog aromatskog sadržaja i gustoće dizelskog goriva na NO_x emisije istraživali su Li i Gülder [10]. Ispitivano je preko 20 goriva na istom dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem. NO_x smanjuje se za cca 5 %, ukoliko se cetanski broj poveća sa 44 na 64. Ukoliko se poveća totalni aromatski sadržaj i gustoća, rastu NO_x emisije.

Ispitivanja dizelskih motora s naglaskom na čađu vršena su na komori konstantnog volumena, pod uvjetima približno sličnim onima koji vladaju u cilindru dizelskog motora, što prikazuju Abraham i sur. [11]. Za numeričke proračune korišten je multidimenzionalni model. Rezultati pokazuju da efekt miješanja zraka s parama goriva ima odlučujući efekt na oksidaciju čađe tokom kasnije faze difuzijskog izgaranja.

Prošireni Zeldovichev mehanizam koristio se za predviđanje termičkog NO-a kod motora s direktnim ubrizgavanjem, koji rade na prirodni plin, što su istraživali Agarwal i Assanis [12]. Rezultati pokazuju da je lokalno formiranje termičkog NO-a veoma osjetljivo na temperaturu u cilindru, kao i na koncentraciju radikala. Konačne NO koncentracije, u trenutku otvaranja

ispušnog ventila, funkcije su brzine vrtnje motora i trenutka ubrizgavanja goriva. Kod takvih se motora pokazalo da NO koncentracije ne ovise od opterećenja motora.

Kako bi se predvidjela emisija polutanata (NO_x i čađa) u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem, Mehta i Bhaskar [13] koriste višezonski model. Postavljene jednadžbe numeričkog modela za NO_x i čađu rješavaju se u svakoj zoni zasebno, a ukupne emisije dobiju se sumiranjem po svim zonama. Identični postupak izračuna polutanata korišten je u numeričkom modelu ove disertacije.

Grover i Assanis [14] prikazuju model sudara mlaza goriva sa stijenkom, koji ima primjenu u multizonskim simulacijskim modelima. Model se fokusira na sudar sa suhom ili mokrom stijenkom pri tipičnim radnim uvjetima motora. Istraživani su ne samo efekti sudara već i karakteristike filma goriva na stijenci.

Nakagawa i sur. [15] prikazuju teorijsku i eksperimentalnu analizu ubrizgavanja goriva s bočne strane cilindra. Taj je sustav razvijen kako bi se poboljšalo miješanje goriva i zraka u cilindru, koji se nalazi u vrtložnom strujanju. Eksperimentalna ispitivanja potvrđena su CFD numeričkom analizom.

Kosi sudar mlaza dizelskog goriva s ravnom stijenkom cilindra proučavali su Chen i Wang [16]. Eksperimentalno su ispitivani kutevi od 40, 60 i 70°, pod kojima mlaz udara u stijenku. Utvrđeno je postojanje geometrijske sličnosti filma goriva na stijenci bez obzira pod kojim upadnim kutem mlaz udarao u stijenku.

Nishida i sur. [17] razvili su kvazidimenzijski model izgaranja i emisija u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem. Putanja mlaza, isparavanje goriva, miješanje goriva i zraka, kao i izgaranje, modelirani su empirijskim jednadžbama, ili jednadžbama temeljenim na eksperimentima. Varirano je vrijeme raspada tekućeg goriva (break-up time), kako bi se postiglo zadovoljavajuće poklapanje sa eksperimentalnim rezultatima, poglavito u vidu emisija NO_x-a i čađe, za različite promjere mlaznice ubrizgavača.

Renner i Maly [19] prikazuju numerički model koji koristi univerzalne korelacije za penetraciju mlaza goriva, brzinu mlaza, kut raspršenja mlaza, Sauterov srednji promjer i sl. Model predviđa sve parametre mlaza goriva pomoću univerzalnoga seta konstanti za klasične radne uvjete motora.

Senda i sur. [20] opisuju numerički model disperzije mlaza dizelskog goriva pri sudaru s ravnom stijenkom u atmosferi visoke temperature i tlaka, nalik onoj koja vlada u cilindru dizelskog motora. Temperatura površine stijenke je niža od temperature zasićenja dizelskog goriva, tako da podmodeli uzimaju u obzir transfer topline od stijenke prema kapljici, raspad kapljice prilikom sudara i raspršenje kapljice na stijenci.

Miješanje goriva i zraka u cilindru dizelskog motora zahtjeva detaljan numerički opis kakav omogućava multizonski model. U takvom modelu Bhaskar i Mehta [21] koriste k-ε model turbulencije koji u sebi obuhvaća efekte različitih izvora turbulencije u dizelskom motoru, kao što su usis, vrtlog zraka, kompresija, ubrizgavanje goriva, izgaranje i sl.

Ebara i sur. [22] su eksperimentalno i pomoću numeričke simulacije istražili udar mlaza dizelskog goriva u krutu stijenku. Taj je problem veoma kompleksan, pa je temeljni pristup bio razvoj maksimalno jednostavnog numeričkog modela pomoću jedne empirijske formule.

Tao i sur. [23] su, korištenjem KIVA-3 numeričkog modela, istražili utjecaje kemijskih mehanizama na strukturu zone izgaranja. Dizelsko je gorivo aproksimirano n-heptanom. Kemijski mehanizam sa 65 sastojaka i 273 elementarne reakcije omogućio je istraživanje nisko/srednje temperaturnih reakcija izgaranja n-heptana, oksidacije ugljikovodika, formiranja PAH-s (Polycyclic Aromatic Hydrocarbons) te kinetike formiranja NO_x-a.

Istraživanje fizikalnih i kemijskih karakteristika sustava ubrizgavanja i emisije polutanata (poglavito čađe i NO_x-a) pri korištenju biodizelskog goriva za pogon motora izvršili su Yamane i sur. [24]. Simulacije pokazuju da pri nižim temperaturama goriva tlak ubrizgavanja biodizelskog goriva naraste prije nego kod klasičnoga dizelskog goriva. Kod visokih temperatura goriva nema razlike u porastu tlaka između dizelskog i biodizelskog goriva. Pri niskim opterećenjima motora uočeno je da je emisija čestica pri korištenju biodizelskog goriva veća u odnosu na čisto dizelsko gorivo. Razlog je taj što biodizelsko gorivo pri tim uvjetima ima kraći domet mlaza, tako da je miješanje goriva i zraka usporeno.

Boulouchos i Isch [25] razvili su kvazidimenzijski numerički model za predviđanje prijenosa topline na stijenke cilindra velikog sporohodnog dizelskog motora. Model uzima u obzir konvekciju i zračenje koristeći ključne parametre kao što su temperature zona, turbulencija, emisivnost oblaka čađe i sl. Također, u model su ukomponirani geometrija prostora izgaranja, kao i svojstva mlaza goriva, ali u pojednostavljenom obliku.

Matsuoka i Sugimoto [26] prikazali su načine redukcije NO_x-a za dizelske motore s pretkomorom i s direktnim ubrizgavanjem goriva, kao i oslobađanje topline za različita zakašnjenja paljenja. Model koji se pri tom koristio je pojednostavljeni QD model, koji se sastoji iz tri zone: zona smjese goriva i zraka, zona čistog zraka i produkata izgaranja, te u konačnici zona čistog zraka (zona bez izgaranja).

Razvijeni model Ishide i sur. [27] dijeli volumen u cilindru na dvije zone: zonu bez izgaranja i zonu s izgaranjem. Faktor pretička zraka konstantan je za vrijeme difuzijskog izgaranja. Emisija čađe, dobivena tom metodom, pokazala je dobra poklapanja s eksperimentalnim rezultatima. Također pomoću modela istražen je glavni faktor na koji treba vršiti utjecaj da bi se u cilindru smanjila NO_x emisija.

Zakašnjenje paljenja kod goriva sastavljenih od ugljikovodika definira porast tlaka prilikom faze homogenog izgaranja u dizelskim motorima. Aligrot i sur. [28] prezentirali su model izračuna zakašnjenja paljenja baziran na Wolferovom zakonu. U svojoj inicijalnoj formulaciji, taj se zakon može primijeniti samo za određena dizelska goriva. Predloženi model izračuna zakašnjenja paljenja primjenjiv je za sva goriva ukoliko se poznaje njihov cetanski broj.

Naitoh i Takagi [29] razvili su teoretski model baziran na nelinearnim običnim diferencijalnim jednadžbama kojim se simulira raspad kapljica goriva nakon udara u stijenku komore izgaranja. Model se naziva OPT (Oval-Parabola Trajectories). Prilikom usporedbe s fundamentalnim

eksperimentalnim podacima došlo se do zaključka kako je taj matematički model primjenjiv u širokom rasponu Weberovih brojeva.

Pilot ubrizgavanje kod dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem ispitivali su Ishida i sur. [30]. Predstavljene su nove tehnike određivanja količine ubrizganog goriva kod predubrizgavanja, jedna je varijacija promjera mlaznice, a druga je kontrola tlaka goriva. U radu je korišten dvozonski model izgaranja.

Moon i sur. [31] razvili su model za isparavanje goriva pri visokim tlakovima i temperaturama, a validacija je provedena na dva eksperimenta kod kojih su uvjeti slični onima koji vladaju u cilindru dizelskog motora. Rezultati numeričkog modela pokazuju vrlo dobro predviđanje bazičnih parametara isparavanja goriva u odnosu na izmjerene vrijednosti.

Mlaz goriva podijeljen u više zona (paketa), koje su prezentirane kao dvodimenzionalne, prikazali su Rakopoulos i sur. [32]. Svaka zona promatra se zasebno. Simuliran je vrtlog zraka u cilindru u koji se ubacuje gorivo. Nakon što istekne vrijeme raspada tekućeg goriva, grupe kapljica generiraju se u svakoj zoni, a model prati njihovo kretanje tijekom zagrijavanja, miješanja sa zrakom koji ulazi u zonu i izgaranja. Ispitivana su tri različita goriva: biljno ulje, biodizelsko gorivo i klasično dizelsko gorivo.

Tao i sur. [33] prikazuju fenomenološki model za čađu u 4 koraka, koji se sastoji iz nukleacije čestica, površinskog rasta, oksidacije čađe i koagulacije. Za svaki korak prikazani su detaljni numerički modeli koji u sebi sadrže konstante. Konstante su podešene tako da daju dobra poklapanja s mjerenjima na ispitivanim motorima.

Lipatnikov i Chomiak [34] daju pregled eksperimentalnih i numeričkih metoda za određivanje turbulentne brzine plamena i njegove debljine, predstavljene su mogućnosti te posebice ograničenja matematičkih modela.

Imaoka i Sirignano [35] proučavaju isparavanje i izgaranje trodimenzionalnih gustih nakupina kapljica goriva s nestabilnom tekućom fazom i kvazistabilnom plinskom fazom. Zaključak rada pokazuje da nakupina kapljica ima dvostruko duži životni vijek od jedne izolirane kapljice. Kapljice u početku izgaraju svaka za sebe, a zatim se izgaranje promatra kao cjelina, da bi se na kraju promatralo opet nezavisno izgaranje svake kapljice. Izgaranje nakupine kapljica ima dominantan efekt za cjelokupno izgaranje.

Nabi i sur. [36] prikazali su usporedbu emisija na četverotaktnom atmosferskom dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem, ukoliko se kao gorivo koristi dizelsko gorivo ili mješavina dizelskoga i biodizelskoga goriva. BDF (Bio-Diesel Fuel) je netoksično, biorazgradivo gorivo koje u sebi ne sadrži sumpor ili kancerogeni benzen. U usporedbi s konvencionalnim dizelskim gorivom, mješavina dizelskog i biodizelskog goriva ima manje CO emisije, kao i manje emisije čađe, ali je viša NO_x emisija.

Osrednjavanje jednadžbi u svakom paketu turbulentnog mlaza te detaljan matematički prikaz jednadžbi očuvanja za višekomponentnu, nestabilnu, trodimenzionalnu plinsku fazu koja kemijski reagira proučava Sirignano [38].

Samec i sur. [39] daju potpuni matematički model izgaranja emulzije dizelskog goriva s vodom/uljem te ubrizgavanja emulzije. Prikazani su dijagrami za različite omjere voda (ulje)/dizelsko gorivo, kao i utjecaji izgaranja emulzije na emisiju NO_x-a i čađe.

Razvijen i detaljno matematički opisan novi model isparavanja kapljica u mlazu dizelskog goriva prikazali su Bertoli i Migliaccio [40]. Model se naziva finite conductivity (model konačne vodljivosti). Napravljena je CFD analiza i rezultati tog modela uspoređeni su s izmjerenim vrijednostima, kao i sa Spalding numeričkim modelom.

Zanimljiv rad za modeliranje NO_x-a prikazali su Xue i Aggarwal [41], dati su brojni dijagrami nastanka termičkog, promptnog i progorenog NO_x-a za parcijalno izmješanu smjesu n-heptana i zraka u periodu zakašnjenja paljenja. NO_x emisija javlja se u situacijama kada plamen sadrži dvije prostorno odvojene zone – bogato izmiješanu zonu i neizmiješanu zonu goriva i zraka. Formiranje NO_x-a u neizmiješanoj zoni je mnogo veće nego u bogato izmiješanoj zoni. U bogato izmiješanoj zoni udio termičkog NO-a u ukupnom NO_x-u mnogo je veći nego udio promptnog NO-a, dok u neizmiješanoj zoni promptni NO ima presudni značaj.

Fiscarella i Laforgia [42] proučavaju pojavu mjehurića pare kod naglog smanjenja tlaka fluida (npr. goriva u visokotlačnoj cijevi) kod dizelskog motora. Dat je matematički prikaz osnovnih jednadžbi strujanja dvofaznog fluida za stanje ravnoteže (obje faze istih temperatura) i za stanje neravnoteže.

Potpuni matematički modeli za izračun zakašnjenja paljenja kod dizelskog motora za različita goriva prikazali su Kavtaradze i sur. [43].

Engl [44] daje prikaz numeričkog modeliranja motora s unutarnjim izgaranjem na način da se svaki element motora prikaže u vezi s drugim elementima, a za svaki element postavljaju se jednadžbe promjene radnih parametara i rubnih uvjeta. Spajanjem svih elemenata dobiva se njihova mreža. Primjenjuje se ista ideja numeričkog modeliranja motora sa svim pomoćnim sustavima, kao i u disertaciji Medice [96].

Mayer i Branam [46] daju prikaz matematičkog modela kuta raspršenja mlaza te provode eksperimentalno istraživanje raspada tekućeg goriva.

Nasser i Playfoot [47] prikazuju detaljan matematički model turbopuhala s turbinom varijabilne geometrije. Prikazani su detaljni matematički modeli toplinskih gubitaka ispušnog kolektora (unutra i izvana), izlazne temperature ispušnih plinova iz ispušnog cjevovoda, gubici protoka zraka kroz radijalno puhalo (trenje, mehanički gubici i sl.).

Arias i sur. [48] proučavaju proces ispiranja kod dvotaktnog dizelskog motora s prednabijanjem. Dati su matematički modeli za puhalo, turbinu i njihovu međusobnu povezanost te je prikazan matematički model za ispušni kolektor (pulse converter).

Osnovni principi i ideje fenomenološkog (kvazidimenzijskog) modela i genetskog algoritma prikazali su Hiroyasu i sur. [49].

Giannattasio i Micheli [50] proučavaju dizelski motor s indirektnim ubrizgavanjem. Interakcija između turbulentnog miješanja i kemijskih reakcija koje kontroliraju izgaranje predstavljena je Monte Carlo metodom sudara i raspršenja. Prikazani su matematički modeli za termodinamičko stanje u cilindru na kraju svakoga vremenskog koraka. Razrađeni su modeli miješanja i isparavanja goriva te modeli prijelaza topline konvekcijom i zračenjem na stijenke prostora izgaranja. Vrši se modeliranje procesa izgaranja te modeliranje emisija (NO_x i čađa). Kao prilozi rada navedeni su podmodeli za fenomenološki (kvazidimenzijski) model.

Uz detaljnu numeričku analizu i nadogradnju osnovnih termodinamičkih segmenata Winterbone [51] je iznimno dobro opisao i objasnio izgaranje, pojave koje se događaju pri izgaranju, kao i moguće probleme vezane za izgaranje u numeričkim simulacijama. Uzeta su u obzir općenita razmatranja izgaranja, nevezana za vrstu goriva.

Mogućnosti izvedenoga QD numeričkog modela za predviđanje radnih parametara i emisija dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem prikazali su Jung i Assanis [52]. Dati su detaljni matematički izrazi za ubrizgavanje goriva, penetraciju mlaza goriva, kut mlaza, promjer kapljice goriva nakon raspada mlaza, domiješavanje zraka u paket, isparavanje goriva, zakašnjenje paljenja, oslobađanje topline kod homogenog i difuzijskog izgaranja, modeliranje NO_x-a, modeliranje i oksidaciju čađe (jednostavniji model), zakoni očuvanja mase i količine gibanja.

Torres i sur. [53] proučavali su isparavanje višekomponentnih kapljica goriva i filma goriva na stijenci cilindra. Prikazani su detaljni matematički modeli za raspršenje kapljica goriva, njihova ravnotežnog stanja, za brzinu tekuće faze, sloj goriva na stijenci cilindra, dat je i detaljan prikaz postavljenoga numeričkog algoritma.

Kralj [54] prikazuje detaljne matematičke modele za mlazove dizelskog goriva: modele plinske faze, modele raspršenja, diskretizaciju, postupke rješavanja jednadžbi, predviđanje ponašanja mlazova u komorama različitih dizelskih motora.

Matematički modeli za raspad mlaza goriva, utjecaj turbulencije na proces u cilindru, upotrebljeni RNG k-ε model turbulencije, fenomenološki model stvaranja čađe i njene oksidacije prikazali su Golovitchev i sur. [55].

Nordin [56] opisuje kemijsko modeliranje izgaranja mlazova dizelskog goriva. Primijenjeno je više numeričkih modela za različite vrste i oblike mlazeva goriva, definirani su različiti parametri vezani za izgaranje, emisiju polutanata i sl.

Trenutak ubrizgavanja goriva, zakašnjenje paljenja i sastav smjese koja izgara, kao i trenutak samozapaljenja smjese bitno utječu na emisiju čađe kod dizelskih motora, što su izučavali Golovitchev i sur. [57]. Bitni zaključci rada su ti da pri povišenim temperaturama zraka u cilindru formiranje čađe počinje ranije, a tijekom izgaranja pojavljuje se veća koncentracija čađe. Povećanje tlaka zraka u cilindru dovodi do razmjerno malog povećanja emisije čađe.

Načine smanjivanja vremena zakašnjenja paljenja proučavali su Tao i sur. [58]. Zrak u cilindru je razrijeđen s N_2, ili H_2O, ili H_2O_2, ili CO, ili CO_2, ili CH_4. Jedino razrjeđivanje s malim količinama H_2O_2 ili CH_4 smanjuje vrijeme zakašnjenja paljenja, dok se kod razrjeđivanja sa svim ostalim plinovima zakašnjenje paljenja produžuje.

PaSR model (model turbulencije), podešen isključivo za proučavanje mlazova dizelskih goriva, objasnili su Tao i Chomiak [59]. Kemijskim reakcijama prikazan je mehanizam tvorbe PAH.

Detaljan matematički opis različitih modela stvaranja i oksidacije čađe i NO_x-a dao je Tao [60]. Prikazane su detaljne jednadžbe za tekuću fazu mlaza goriva, plinovitu fazu te za stvaranje međufaze. Detaljno su matematički opisani modeli turbulentnog izgaranja.

Razvijen fenomenološki model za dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem, u kojem su detaljno matematički definirani koeficijenti ubrizgavanja, kut ubrizgavanja, duljina penetracije mlaza prije isparavanja, lift-off dužina, equivalence ratio, model za tvorbu i oksidaciju čađe (jednostavni Hiroyasu model čađe), prikazali su Argachoy i Pimenta [61].

Yamane i sur. [62] detaljno su matematički opisali mlaz goriva te utjecaj tlaka ubrizgavanja i promjera mlaznice na karakteristike mlaza. Visoki tlak ubrizgavanja goriva je vrlo djelotvoran u smanjenju dimnosti u ispuhu motora. Rezultati istraživanja pokazuju da povećani tlak ubrizgavanja s malim promjerom mlaznica smanjuje potrebni minimalni pretičak zraka i poboljšava mikroskopsko miješanje, stvarajući homogenu smjesu unutar mlaza. Manji promjer mlaznica iziskuje manji intenzitet vrtloga i veći broj mlaznica.

Razvijen numerički program za analizu sustava ubrizgavanja goriva pod visokim tlakom primijenjen je na analizu distribucijske visokotlačne pumpe za ubrizgavanje goriva kod automobilskih motora pri različitim opterećenjima i brzinama vrtnje, što prikazuju Catania i sur. [63]. Date su matematičke definicije za nestacionarno strujanje u cijevi, izrazi za VT pumpu i ubrizgavač, kao i za regulator brzine vrtnje.

De Blas [65] je opisao teško gorivo te njegova fizikalna i kemijska svojstva, kao i emulziju s vodom. Opisao je još izgaranje teškog goriva, emisiju NO_x-a i čađe, kao i pepeo preostao nakon izgaranja.

S obzirom na to da je hod igle kontroliran tlakom s gornje strane igle, ubrizgavač s velikim zazorom igle prema kućištu mlaznice analiziraju Bawady i sur. [66]. Dati su matematički modeli ubrizgavača i visokotlačne cijevi goriva, zaostalog tlaka u VT cijevi, opisan je problem kavitacije i dat je matematički model trenutne površine preljevnih otvora. Izvršen je pokušaj da se produži životni vijek ubrizgavača, tako da se umjesto opruge koristi tlak goriva za kontrolu otvaranja igle. Ispitani su različiti faktori koji utječu na sustav ubrizgavanja za ubrizgavače s iglom opterećenom oprugom ili hidraulički.

Sustav ubrizgavanja goriva sastoji se od tri osnovna dijela: VT pumpe koja stlačuje gorivo, VT cijevi koja stlačeno gorivo dovodi do ubrizgavača i ubrizgavača preko kojih se gorivo ubrizgava u cilindre. Strunk [67] je, među ostalima, prikazao cjelovit matematički model sustava ubrizgavanja goriva.

Kod difuzijskog izgaranja u DI dizelskim motorima oslobađanje topline ovisi o dva parametra: masi goriva prisutnoj u cilindru (masa ubrizganog goriva minus masa izgorenog goriva) i o lokalnoj gustoći turbulentne kinetičke energije, što su proučavali Chmela i Orthaber [68]. Matematički su opisani: novi model oslobađanja topline, kinetička energija i turbulencija ubrizgavanja te utjecaj turbulencije na oslobađanje topline.

Brunt i Platts [69] prikazali su matematički Traditional First Law (TFL) model oslobađanja topline, sve parametre koji na njega utječu i greške koje model uzrokuje pri usporedbi s eksperimentalnim mjerenjima. Potom je matematički definiran novi Polytropic Index First Law (PIFL) model oslobađanja topline te su prikazane sve njegove varijable, kao i pogreške tih varijabli. Kod usporedbe s eksperimentalnim podacima PIFL je pokazao bolja poklapanja rezultata kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem goriva.

Arrègle i sur. [70] dali su matematičke modele za kut ubrizgavanja mlaza, penetraciju mlaza, volumen ubrizganog goriva te razvoj i raspad kapljice goriva.

Utjecaj Sauterova srednjeg promjera na parametre izgaranja kod velikoga brodskoga dizelskog motora prikazali su Danov i Gupta [71].

Hybrid model raspada mlaza tekućeg goriva temelji se na modelu primarnoga raspada mlaza goriva koji su predložili Huh i Gosman te na TAB modelu sekundarnog raspada O'Rourkea i Amsdena. Cijeli Hybrid model temeljito su matematički definirali Bianchi i Pelloni [72]. Vršene su korekcije određenih konstanti modela prema izvršenim eksperimentalnim mjerenjima.

Tinaut i sur. [73] dobro su matematički i grafički opisali modele primarnoga i sekundarnog raspada tekućeg goriva, usporenja kapljice zbog aerodinamičkih efekata te isparavanje i zagrijavanje kapljice sa i bez konvekcije.

Matematički model energije koja ulazi u kapljicu goriva radijacijom te matematički model isparavanja kapljice goriva za plinovitu i tekuću fazu prikazali su Abramzon i Sazhin [74].

Matematičke modele za nastanak kapljica HFO (Heavy Fuel Oil) goriva te za čađu (jednostavni model formiranja i oksidacije), kao i NO_x model (Zeldovich), vezane za HFO, prikazali su Saario i sur. [75].

Rakopoulos i sur. [76] koristili su 2D model izgaranja (sličan kao u disertaciji Škifić [101]). Dati su matematički modeli za prijenos topline, penetraciju mlaza te miješanje goriva i zraka, model i kemija izgaranja, Zeldovichev model za NO_x te jednostavan model za čađu. Svi matematički modeli razvijeni su specifično za istraživani 2D model.

Pregled različitih matematičkih modela mlaza, kapljica i njihove interakcije s okolinom u cilindru prikazao je Chiu [77].

Sornek i sur. [78] pokazali su kako brže isparavanje goriva ne vodi nužno do bržega izgaranja. Ubrzavanjem isparavanja goriva miješanje para goriva i zraka postaje kontrolirani proces. Mješavinu goriva i zraka mnogo je točnije promatrati kao heterogenu, a ne kao homogenu smjesu. Detaljno su ispitani efekti turbulencije na procese isparavanja goriva, miješanja goriva i zraka, kao i na izgaranje.

Usporedbu dvostupanjskog ubrizgavanja (predubrizgavanje i glavno ubrizgavanje) s klasičnim ubrizgavanjem prikazali su Amagai i sur. [79]. Rezultati pokazuju da je zakašnjenje paljenja kraće kod dvostupanjskog ubrizgavanja, pozicija samozapaljenja mlaza dizelskog goriva kod

dvostupanjskog ubrizgavanja bliža je otvoru ubrizgavača, a ukupna razvijena temperatura izgaranja niža je kod dvostupanjskog ubrizgavanja.

Stanton i Rutland [80] daju prikaz matematičkih modela nastanka filma goriva na stijenkama prostora izgaranja, sudara kapljica iz mlaza goriva s filmom goriva na stijenci i sudara kapljica goriva iz mlaza sa stijenkama komore izgaranja.

Opsežan prikaz različitih matematičkih modela zagrijavanja i isparavanja kapljica goriva dao je Sazhin [81].

Aggarwal i Mongia [82] ispitivali su višekomponentno gorivo i uspoređivali ga sa zamjenskim jednokomponentnim. Kod visokih tlakova i temperatura ponašanje obje vrste goriva je gotovo identično. U uvjetima niskih opterećenja motora i niske temperature okoline ne može se pouzdano koristiti model jednokomponentnoga goriva kao zamjena za višekomponentno.

Payri i sur. [83] objašnjavaju i definiraju fenomenološki model izgaranja koji obuhvaća period od početka ubrizgavanja goriva do kraja izgaranja. Proučavani su i temeljito matematički opisani procesi raspada tekućeg goriva, penetracija mlaza, ulazak zraka u pakete mlaza, isparavanje goriva, vrtlog zraka u koji se ubrizgava gorivo, zakašnjenje paljenja i izgaranje. Posebna pozornost posvećena je ponašanju mlaza tijekom raspada u kapljice, kao i nakon udara mlaza u stijenke radnog prostora. Toplina oslobođena izgaranjem goriva korištena je za izračun promjene tlaka u cilindru.

Zhao i sur. [84] istražili su mješavinu u cilindru koja je podijeljena na 3 područja: centralnu jezgru sa stehiometrijskim omjerom goriva i zraka, razrijeđeno područje u kojemu nema gorivih elemenata te miješajuće područje koje se nalazi između prethodna dva područja. Istraživani su parametri miješanja, količina zraka i goriva u miješajućem području i sl. Također istraživan je utjecaj parametara miješanja na NO emisiju.

Cui i sur. [85] koristili su fenomenološki model izgaranja kako bi opisali procese penetracije mlaza, isparavanja kapljica goriva, miješanja zraka s parama goriva, interakcije mlaza sa stijenkom, zapaljenje i izgaranje. Kako bi se predvidio tlak u cilindru i NO_x emisije u širokom rasponu brzina vrtnje motora, opterećenja i pretičaka zraka pri tranzijentnim uvjetima, model je poboljšan u raznim segmentima, poglavito u području točnijeg izračuna brzine mlaza goriva, svojstava plinova u cilindru, miješanja zraka i para goriva, kao i u području izgaranja. Tlak u cilindru, toplina oslobođena izgaranjem i NO_x emisije za različite radne uvjete računati su za dva tipa dizelskih motora.

Rakopoulos i sur. [86] koriste multizonski model za numeričku analizu izgaranja u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem, ukoliko se kao gorivo koristi biljno ulje ili biodizelsko gorivo. Model je dvodimenzijski, multizonski, s time da je mlaz goriva podijeljen u diskretne volumene, tj. zone. Numerički model prati zasebno svaku zonu, kako prije tako i nakon sudara sa stijenkom cilindra. Za proračun kemijskih procesa korištena je C-H-O-N shema koja uzima u obzir 11 sastojaka kako bi se izračunala NO emisija, a isto tako u numerički je model uključen i jednostavniji model čađe.

Dvodimenzijski, multizonski model korišten je kako bi se odredili utjecaji toplinske izolacije cilindra dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem na performanse i emisije, što prikazuju Rakopoulos i sur. [87]. Riječ je o vodom hlađenom motoru. Toplinska izolacija uzeta je u obzir na način da je povećana temperatura stijenki cilindra. Korištenjem toplinske izolacije utvrđeno je da nema značajnoga napretka na efikasnost motora, već da dolazi do smanjenja volumetrijske efikasnosti, što ima veći utjecaj na performanse rada motora u odnosu na smanjenje toplinskih gubitaka prema rashladnom sredstvu. Korištenjem takve izolacije dolazi do značajnoga povećanja NO emisije, kao i do povećanja emisije čađe.

Modificirani multizonski model koristili su Salem i sur. [88] kako bi istražili proces izgaranja u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem. Model dijeli cilindar u dvije zone, zonu bez izgaranja i zonu s izgaranjem. Zona izgaranja dodatno je podijeljena u 16 koncentričnih mlazova, svaki nezavisan od drugih, sa svojom temperaturom i kompozicijom. Tekuće gorivo, para goriva, zrak i produkti izgaranja mogu biti prisutni u svakoj zoni mlaza. Jednadžbe stanja realnog plina korištene su za izračun svojstava smjese pare goriva i zraka, dok je pretpostavljeno da su produkti izgaranja u kemijskoj ravnoteži na lokalnoj temperaturi. Računati su tlak u cilindru, temperatura, oslobođena toplina i emisija NO_x-a.

Na temelju razvijenoga fenomenološkog modela za dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem goriva ispitivane su i analizirane emisije NO_x-a i čađe, što prikazuju Jung i Assanis [89]. U model je dodan i podmodel za predviđanje emisija neizgorenih ugljikovodika (HC) u ispušnim plinovima.

Trenutni napredak u području dizelskih motora koji rade u teškim uvjetima omogućio je postizanje visokih tlakova, elektronički upravljano varijabilno ubrizgavanje goriva i sl. Takvi napreci uzrokovali su činjenicu da su prvi empirijski modeli kojima se računa izgaranje i oslobađanje topline kod takvih motora potpuno zastarjeli. Tauzia i sur. [90] prezentirali su novi fenomenološki, fleksibilan model oslobađanja topline za moderne dizelske motore s turbopunjačem, koji rade u teškim uvjetima.

Dizelski motori danas sve više dobivaju na važnosti zbog restriktivne politike vezane za emisije ispušnih plinova. Redukcija emisija kod dizelskih motora može se podijeliti u tri kategorije: redukcija prije izgaranja, redukcija tokom samog procesa izgaranja i redukcija nakon izgaranja. Razvijeni numerički model Liua i sur. [91] korišten je za pronalazak mogućih načina redukcije emisija tokom procesa izgaranja. Simulacijski model uključuje punjenje cilindra svježim zrakom, miješanje para goriva i zraka, toplinski tok na stijenke cilindra, isparavanje kapljica goriva, zakašnjenje paljenja i izgaranje.

Dimetil eter pokazuje se kao obećavajuće alternativno gorivo kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem. Kvazidimenzijski multizonski model Menga i sur. [92] korišten je kako bi se opisao proces izgaranja dimetil etera, kao i formiranja NO_x-a. Zahvaljujući tome gorivu, nema emisije čađe iz motora, čak ni pri teškim uvjetima rada. Numerički model omogućuje vizualizaciju temperatura zona i proučavanje distribucije mlaza u različitim vremenskim periodima nakon ubrizgavanja. NO_x analizom može se utvrditi ne samo ukupna količina emitiranog NO_x-a već i distribucija polutanata unutar mlaza goriva.

Uz pomoć višestrukih ubrizgavanja s individualnim zapaljenjima, ili višestrukim zapaljenjima u smjesi para goriva i zraka, može se poboljšati proces izgaranja, što su prikazali Ono i sur. [93]. Eksperimentalni rezultati pokazuju da se oslobađanje topline uvelike mijenja ovisno o vremenu i načinu zapaljenja smjese te su stoga prikazani načini kako maksimalno poboljšati proces izgaranja. Za numeričku simulaciju takvih procesa korišteni su multizonski modeli izgaranja. Rezultati multizonskih modela pokazuju da se značajna količina NO_x-a pojavljuje u ranoj fazi izgaranja.

Poetsch i sur. [94] opisuju univerzalnu simulacijsku platformu za analizu i predviđanje izgaranja u dizelskim motorima. Ta platforma predstavlja termodinamičku analizu koja se može primijeniti kako na multizonske tako i na jednozonske modele izgaranja. Simulacijska se platforma temelji na multizonskom, Hiroyasuovom modelu izgaranja. Model je uzet iz literature, proširen dodatnim elementima i principima te implementiran u simulacijsku platformu. Takav je numerički model korišten za analizu i identifikaciju mehanizama koji kontroliraju proces izgaranja, kao i formiranje čađe i NO_x-a. Zahvaljujući fleksibilnosti cjelokupne simulacijske platforme, multizonski model je izravno uspoređen s konvencionalnim dvozonskim modelom. Usporedbom su vidljive sve prednosti multizonskog modela. Multizonski je model proširen na način da se zona bez izgaranja dijeli na zonu čistog zraka i zonu produkata izgaranja. Zona produkata izgaranja apsorbira produkte izgaranja iz svih paketa mlaza, a posebnim mehanizmom pomoću jednog parametra definira se koji će se omjer mješavine svježeg zraka i produkata izgaranja iz zone bez izgaranja ubaciti u svaki paket mlaza. Na taj se način sprečava opasnost da zona bez izgaranja ostane u potpunosti bez radnog medija.

Poetsch i sur. [95] koriste multizonski model izgaranja Hiroyasua, identičan modelu iz rada [94]. Posebna procedura koristi se za identifikaciju mehanizma izgaranja koja koristi izmjereni tlak u cilindru kao jedini ulazni parametar. Analiziraju se efekti koji najviše utječu na proces izgaranja i na formiranje čađe te NO_x-a. Takav je model korišten za predviđanje relevantnih radnih parametara motora kao što su termička efikasnost, temperature zona radnog medija u cilindru, tlak u cilindru i emisije. Cilj rada bio je, poznavajući glavne radne parametre motora, minimizirati potrošnju goriva i emisije.

Medica [96] je napravio simulaciju cjelokupnog dizelskog motora sa svim sastavnim komponentama. Svaka je komponenta temeljito matematički opisana. Za proračun izgaranja koristi se 0D model. Ispitivan je četverotaktni dizelski motor s direktnim ubrizgavanjem koji pogoni omske ili induktivne električne potrošače. Ispitivani su kako stacionarni tako i tranzijentni radni uvjeti dizelskog motora.

Mrakovčić [97] je razvio numerički model za simulaciju brodskoga četverotaktnoga dizelskog motora sa svim sastavnim elementima i opremom toga motora. Izgaranje je proučavano pomoću 0D modela. Uz simulaciju motora i njegovih sastavnih komponenti napravljen je simulacijski model brodskoga rashladnog sistema te su ispitani svi njegovi parametri i načini rada. Motor i rashladni sistem ispitivani su u stacionarnim i dinamičkim uvjetima rada. Detaljno su opisane sve komponente rashladnog sistema.

Senčić [98] je u disertaciji razvio model velikoga brodskoga dizelskog motora pomoću OpenFOAM programskog kompleta alata. Ugrađen je model teškog goriva i model za čađu. Korigirani su parametri modela mlaza. Testiran je čitav raspon proračunskih mreža različitih

karakteristika. Validacija je vršena na komori izgaranja konstantnog volumena, na vozilskom dizelskom motoru, i konačno, na velikom brodskom motoru. Nakon što je postignuto zadovoljavajuće poklapanje s eksperimentalnim mjerenjima, izvršena je serija simulacija pri čemu su analizirane mogućnosti smanjenja emisija. Korištene su strategije smanjenja temperature ispirnog zraka, recirkulacije ispušnih plinova te alternativnih obrazaca ubrizgavanja.

Istraživanjem Bukovca [99] razvijen je model baziran na neuronskim mrežama, koji omogućuje predviđanje parametara rada brodskoga dizelskog motora. U radu se istražuje efikasno predviđanje radnih parametara u svrhu optimalnog upravljanja, kao i prepoznavanja kvarova i poteškoća rada pojedinih komponenti iz dostupnih izmjerenih podataka na realnom motoru. Istražena je i mogućnost da se izlazni rezultati naučenih neuronskih mreža koriste kao ulazni podaci za optimizaciju traženih radnih uvjeta. Rezultati numeričkih simulacija za uvjete rada brodskoga dizelskog motora primjenjeni su za odabir vrste i strukture korištene neuronske mreže, njeno učenje i validaciju. U radu su prikazani primjeri primjene opisane neuronske mreže za optimizaciju mogućih podešenja suvremenih brodskih „inteligentnih“ dizelskih motora, s ciljem dovođenja traženoga toplinskog toka ispušnih plinova na radne uvjete za potrebe utilizacije, uz minimalnu specifičnu potrošnju goriva.

Bernečić [100] opisuje i definira nultodimenzionalni matematički model za simulaciju radnog procesa sporookretnoga dvotaktnoga brodskoga dizelskog motora, na osnovu kojega je napravljen računalni program. Temelj rada čini modeliranje izgaranja korištenjem Vibe funkcije te Fourrierove funkcije 8. reda koja još točnije prezentira zakon izgaranja. Izvršen je veliki broj simulacija, kako bi se pronašli odgovarajući parametri Vibe funkcije, koeficijenti Fourrierovog reda, kao i uvidjele pojedine zakonitosti. Provjera modela je napravljena usporedbom s izmjerenim vrijednostima na tri sporookretna brodska dizelska motora na probnom stolu, u probnoj vožnji i eksploataciji, na raznim režimima rada. Simulirani su režimi rada motora s ranijim i kasnijim ubrizgavanjima, kao i rad s manjim i većim pretičcima zraka te raznim parametrima forme i stupnja iskoristivosti izgaranja Vibe funkcije.

Škifić [101] je koristio numerički model cjelokupnoga motora, sa svim relevantnim elementima, za simulaciju rada dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. Istraživani su utjecaji različite vrste opreme na rad motora (oblik te izvedba usisnih i ispušnih kanala, različite vrste ubrizgavača, prednabijanje, veličina klipa VT pumpe goriva i sl.). Odabrani proces izgaranja je multizonski, i to takav da se prostor u cilindru dijeli u dvije zone - zonu bez izgaranja i zonu s izgaranjem. Analizom rezultata koji su dobiveni numeričkom simulacijom te usporedbom s izmjerenim vrijednostima na ispitivanom motoru došlo se do zaključka da je predviđanje NO_x emisije zadovoljavajuće samo u uskom području rada motora te se naglašava nužnost primjene modela s više od dvije zone, kako bi se dobila točnija prognoza emisija.

Cilj disertacije Grljušića [102] je istraživanje kogeneracijskog (CHP) postrojenja koje bi toplinsku energiju iz dimnih plinova i rashladne vode dizelskoga motora vratilo u energetsko postrojenje tankera za prijevoz nafte za sve potrebe grijanja i proizvodnju električne energije tijekom plovidbe. Analizom mogućih rješenja odabrano je CHP postrojenje za koje su se vršile simulacije. Odabrana su i dva radna fluida te potrebni termodinamički procesi. Za potrebe istraživanja izrađen je matematički model i promatrala su se opterećenja glavnoga motora od 50 % do 100 % MCR. Analiza rezultata proračuna pokazala je da parnoturbinsko postrojenje u proizvodnji rada/električne energije za potrebe broda ne daje značajnije uštede, čak ni kod

proizvodnje 620 kWe. Drugo razmatrano CHP postrojenje s R245fa radnim fluidom u nadkritičnom Rankineovom ciklusu potpuno pokriva sve potrebe za električnom energijom i toplinom, uz manju količinu izgaranja dodatnog goriva.

Cvetić [103] razvija fenomenološki (kvazidimenzijski) model radnog ciklusa brzohodnog dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem, kod kojega se zakon oslobađanja topline uslijed izgaranja goriva izračunava na temelju tijeka ubrizgavanja goriva, uzimajući u obzir sve ključne utjecajne parametre na procese formiranja smjese i izgaranja, kao što su zakon ubrizgavanja goriva, globalno strujanje u cilindru i komori izgaranja, razina turbulencije te oblik prostora izgaranja. Globalno strujanje u radnom prostoru motora obuhvaća modeliranje aksijalnoga vrtloga s uzimanjem u obzir trenja, kao i torusnog vrtloga koji nastaje u komori uslijed istiskivanja zraka između klipa i cilindarske glave. Turbulencija je modelirana k-ε modelom koji pretpostavlja "kaskadni" proces pretvaranja kinetičke energije globalnog strujanja u turbulentnu kinetičku energiju i njezinu disipaciju. Osnovne karakteristike mlaza goriva (Sauterov srednji promjer kapljica, kut mlaza, prodornost mlaza) su modelirani teorijsko-eksperimentalnim korelacijama. Mlaz goriva je podijeljen aksijalno i radijalno na zone, u kojima se proračunavaju isparavanje kapljica goriva, ubacivanje zraka, miješanje pare goriva i zraka te izgaranje. Model obuhvaća interakciju mlaza goriva i stijenke komore za izgaranje, uz mogućnost formiranja filma tekućeg goriva na stijenci. Prijenos topline od radne tvari na stijenke radnoga prostora motora je definiran konvekcijom i zračenjem. Formiranje toksičnih komponenata obuhvaća modeliranje dušikovog monoksida prema proširenom mehanizmu Zeldovicha i formiranje čađe na temelju teorijsko-eksperimentalnih korelacija.

Stiesch [104] razvija model izgaranja za visokotlačni dio procesa dizelskog motora, koji na temelju poznatog tijeka ubrizgavanja goriva izračunava zakon oslobađanja topline i tvorbu štetnih tvari u radnom prostoru motora. Odabrani fenomenološki model unutar modela s više zona omogućuje potrebno praćenje temperatura zona diferencirano po prostoru, kako bi se točnije izračunala tvorba dušikovih oksida i čađe. Tlak u prostoru izgaranja je uzet kao homogen u cijelome prostoru i mijenja se s vremenom tijekom procesa. Model za proračun prostiranja mlaza i tvorbu gorive smjese temelji se na podjeli mlaza u pakete koji odražavaju globalni oblik mlaza. Paketi se generiraju tijekom ubrizgavanja mlaza goriva. Brzina širenja paketa prikazana je poluempirijskim jednadžbama ovisno o parametrima ubrizgavanja goriva i stanju plina u prostoru izgaranja. Tvorba smjese, tj. brzina dovoda zraka iz okoline u pojedine pakete mlaza izračunava se iz pretpostavke očuvanja količine gibanja paketa mlaza. Na taj je način trenutna masa paketa izravno povezana s brzinom prostiranja paketa mlaza. Oslobađanje topline izgaranjem počinje tek nakon isteka vremena zakašnjenja paljenja i izračunava se odvojeno za svaki paket mlaza, ovisno o njegovim rubnim uvjetima. Pritom je maksimalna brzina izgaranja ograničena fizikalnim procesima kao što su isparavanje te dovod zraka i kemijskim procesima za izgaranje homogene faze. Proračun emisija štetnih tvari temelji se na postavkama kemijske ravnoteže za OHC-sustav u prostoru izgaranja. Iz tog uvjeta dobiva se koncentracija molekula i radikala, koji služe kao ulazni podaci za modele tvorbe štetnih tvari (NO_x-a i čađe). Za modeliranje tvorbe dušikovih oksida odabran je prošireni model Zeldovicha, a predložen je i opsežniji model s ukupno 10 reakcija koji prognozira i tvorbu NO_2. Za proračun tvorbe čađe također su na raspolaganju dva modela. Manje pouzdan model se temelji na tvorbi čađe u dva koraka i za njega je potrebno uskladiti empirijske konstante. Pouzdaniji model sadrži opsežniji kemijski mehanizam tvorbe čađe s 8 reakcija i on uzima u obzir tvorbu međuprodukata koji sami mogu oksidirati ili putem molekula acetilena (etina) tvoriti čestice čađe po mehanizmu rasta površine.

Radica [105] je istraživao mogućnost dijagnostike stanja i optimiranja rada brodskih dizelskih motora uz pomoć ekspertnih sustava. Opisane su karakteristike modernih brodskih sporohodnih motora s naglaskom na nove tehnologije koje se uvode pri razvoju motora. Dat je presjek dosadašnjih istraživanja i postojećega stanja iz područja dijagnostike ekspertnih sustava. Opisani su dosadašnji razvijeni ekspertni sustavi proizvođača brodskih motora MAN i Wärtsilä. U radu se koristi razvijeni programski paket EKSE, koji sadrži analizu izmjerenih podataka i vrši dijagnostiku stanja motora. Posebno je razrađen termodinamički model radnoga procesa dvotaktnih dizelskih motora s ispušnim ventilom. Na temelju izvršenih analiza termodinamičkog ciklusa određuje se maksimalni koeficijent iskorištenja topline kojim se vrši usporedba s ostalim ciklusima i određuju optimalne značajke motora.

Katrašnik [106] je prikazao razvoj kompleksnoga simulacijskog modela za simuliranje radnih parametara dizelskoga motora s prednabijanjem u stacionarnima i tranzijentnima radnim uvjetima. Simulacijski je model baziran na 0D, 1D i kvazidimenzionalnim metodama. Interakcija tih metoda pokazuje dobar kompromis između točnosti rezultata simulacije i vremena potrebnog za njezino izvršenje. Originalnost rada očituje se u inovativnoj implementaciji različitih fizikalnih modela u numerički kod s jedne strane i s druge strane u novim, poboljšanim podmodelima simulacije različitih elemenata motora s unutarnjim izgaranjem. Varijabilna svojstva plinova i njihove koncentracije, ugrađene u 1D model i kvazidimenzionalni model izgaranja, implementirani su u simulaciju za proučavanje tranzijentnih radnih uvjeta motora. Primjenjivost simulacijskog modela demonstrirana je činjenicom da se mogu dobiti dobra poklapanja s rezultatima mjerenja ne samo pri stacionarnom već i pri tranzijentnom radu dizelskoga motora s prednabijanjem.

Sigurnost broda u teškim uvjetima plovidbe, kao što su nevrijeme na moru i manevar broda, ovisi o pouzdanosti rada brodskoga pogonskog postrojenja. Račić [107] prikazuje matematički model na osnovu kojeg je izrađen računalno-simulacijski model brodskoga propulzijskoga dizelskog motora. Računalno-simulacijski model napravljen je u programskom paketu Matlab-Simulink. Model je primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, sporohodnoga propulzijskoga dizelskog motora s prednabijanjem i brodskoga vijčanog propulzora s nepomičnim krilima. Posebno je ispitana stabilnost i raspoloživost u otežanim uvjetima rada, kao što je smanjenje opterećenja na nekom od cilindara ili poteškoće u radu sustava ispiranja i prednabijanja cilindara. Analizom rezultata utvrđene su krajnje granice utjecajnih značajki, određena su sigurna pogonska stanja, posebno sustava regulacije brzine vrtnje i sustava turbopuhala.

Blasig [108] analizira radni proces sporookretnoga dizelskog motora na osnovu rezultata dobivenih programom za simulaciju. Osnovni podaci koje koristi simulacijski program su podaci tlakova u cilindru motora dobiveni postupkom indiciranja. Simulacija se izvršila za motor MAN 6S60ME-C, koji za ubrizgavanje goriva i otvaranje/zatvaranje ispušnih ventila koristi elektro-hidraulički sustav upravljan putem elektronike, i za motor MAN 5S60MC-C, kod kojega se za ubrizgavanje goriva i aktiviranje ispušnih ventila koristi bregasta osovina.

1.4. Znanstvene metode

Tijekom znanstvenoga istraživanja i formuliranja rezultata istraživanja tematike prezentirane u ovoj doktorskoj disertaciji pod naslovom *Kvazidimenzijski model za numeričke simulacije brodskoga dvotaktnoag dizelskog motora* korištene su sljedeće znanstvene metode: induktivna i deduktivna metoda, metoda analize i sinteze, eksperimentalna metoda, metoda mjerenja, metoda opovrgavanja i dokazivanja, matematička metoda te metoda numeričkog modeliranja.

1.5. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos

Jedan od osnovnih ciljeva ove doktorske disertacije je razviti kvazidimenzijski matematički model za izravan izračun prirasta tlaka i temperature u cilindru dizelskoga motora s unutarnjim izgaranjem. Pomoću takve matematičke formulacije moguće je računati i sve ostale radne parametre motora izravno, kako se oni događaju, bez primjene iteracijskih postupaka. Matematički model razvija se za procese s realnim plinovima, tako da se radni parametri motora simuliraju čim je točnije moguće.

U brojnim radovima iz kojih su djelomično preuzeti numerički podmodeli glavnog QD numeričkog modela, uočen je velik broj eksperimentalno određenih konstanti, s time da mali broj njih vrijedi općenito, već se konstante određuju za konkretni ispitivani motor. U ovom radu bit će izvršena korekcija konstanti, gdje god je to moguće, kako bi one ili povećale točnost simulacije ili kako bi bile primjenjive za širok raspon dizelskih motora. Poglavito se to odnosi na konstante koje definiraju put, brzinu i ubrzanje paketa (zona) mlaza goriva u QD numeričkom modelu, kao i konstanti vezanih za vrijeme raspada tekućega goriva (break-up time).

Kako bi se povećala točnost rezultata dobivenih razvijenom QD numeričkom simulacijom, odabrani korak integracije za numerički model pokušat će se smanjiti ispod 1 °KV, koji koriste autori u cjelokupnoj dostupnoj literaturi. Izvršene simulacije na kraju će pokazati kako je za kvazidimenzijski model, koji koristi svojstva realnog plina, nužno odabrati korak integracije manji od 1 °KV, uz pritom nužnu primjenu usrednjavanja malih paketa u velike pakete, kako se ne bi rapidno povećalo vrijeme potrebno za izvršenje simulacije.

U konačnici, cilj razvijenoga kvazidimenzijskoga numeričkog modela jest i činjenica da vrijeme potrebno za izvršenje simulacija mora biti razmjerno kratko. U usporedbi s ostalim numeričkim modelima, prema vremenu izvršenja, kvazidimenzijski model na raspolaganju ima najviše do nekoliko desetaka minuta, u kojima je potrebno dobiti zahtijevane radne parametre motora, a isto tako izračunati radni parametri moraju biti u prihvatljivim granicama točnosti i preciznosti.

Ta četiri prezentirana očekivana rezultata istraživanja ujedno predstavljaju i znanstveni doprinos, jer u cjelokupnoj dostupnoj literaturi problematika vezana za kvazidimenzijske numeričke modele nije dovoljno dobro objašnjena, ni u potpunosti razrađena.

1.6. Struktura doktorske disertacije

Doktorska disertacija sastoji se od deset međusobno povezanih poglavlja.

U prvom poglavlju dat je prikaz problema numeričkog modeliranja procesa izgaranja kvazidimenzijskim modelom. Objašnjeni su razlozi zašto se pristupilo tom problemu te ciljevi koji se u disertaciji žele postići. Kvazidimenzijski numerički model uspoređen je s drugim poznatim matematičkim modelima kojima se vrši proračun radnih parametara u dizelskim motorima s unutarnjim izgaranjem. Dat je i prikaz dosadašnjih istraživanja vezan za navedenu tematiku.

Drugo poglavlje daje prikaz nultodimenzijskoga numeričkog modela u koji je ugrađen razvijeni kvazidimenzijski model. Nultodimenzijski model ne simulira samo proces u cilindru motora već i brojne druge čimbenike vezane za dizelski motor (prednabijanje, hladnjak zraka, pumpu goriva, regulator, usisni i ispušni kolektor i sl.), od kojih su neki iskorišteni i u ovome radu. Kako je kvazidimenzijski model karakterističan model izgaranja, implementiran je u nultodimenzijski model, gdje je zamijenio model izgaranja po Vibe-u. Na taj se način dobio simulacijski model cijelog motora koji može predviđati i emisije ispušnih plinova, što 0D model nije uspješno mogao.

U trećem poglavlju dat je izvod jednadžbi korištenih za izračun prirasta tlaka i temperature za realni plin u svakom volumenu (zoni) kvazidimenzijskog modela. Pomoću takva modela moguće je pratiti proces u cilindru motora kontinuirano, što u dosad poznatim modelima nije bio slučaj. U tom je poglavlju prikazan i način promjene pretička zraka te masenoga udjela pare goriva u paketu (zoni) mlaza goriva, jer ti parametri često imaju presudnu važnost u točnosti provedenih simulacija. Također opisani su procesi promjene volumena u zonama koje prati kvazidimenzijski model, kao i bilance mase te energije vezane za sve zone koje se nalaze u cilindru motora.

Četvrto poglavlje daje prikaz svih podmodela uključenih u kvazidimenzijski numerički model. Detaljno su objašnjene karakteristike mlaza goriva koje se ubrizgava u cilindar motora, sa svima važnim veličinama. Definirane su jednadžbe za put, brzinu i ubrzanje mlaza goriva, uz korekciju dostupnih konstanti u literaturi. Definira se domiješavanje zraka u pakete (zone) mlaza goriva, raspad tekućeg goriva u kapljice te srednji (Sauterov) promjer kapljica. Numerički je modeliran proces isparavanja tekućih kapljica goriva, kao i izgaranja pare goriva. Definirane su kemijske reakcije koje se dešavaju u cilindru motora prilikom izgaranja, a posebno su obrađene emisije iz motora vezane na dušikove okside i čađu. Dok se kod modeliranja dušikovih oksida koristi najrobusniji Zeldovichev model, za modeliranje čađe može se koristiti više različitih metoda koje su objašnjene, s time da je u ovom radu odabrana Fuscova metoda numeričkog modeliranja čađe koja je i podrobnije objašnjena. Na kraju poglavlja dat je prikaz modeliranja prijelaza topline iz radnoga prostora (s plinova) na stijenke radnog prostora cilindra.

Peto poglavlje daje prikaz usrednjavanja malih paketa u velike pakete mlaza goriva. Kako se odabrao korak integracije manji od 1 °KV, ta je promjena nužno zahtijevala male pakete koji se stvaraju unutar cijelog kuta koljena koljenastoga vratila. Kako se ne bi pretjerano usporila simulacija, odlučeno je da se na cijelome kutu koljena mali paketi usrednje u veliki i taj veliki paket nastavlja gibanje kroz cilindar, od trenutka usrednjavanja nadalje. Sama pojava procesa

usrednjavanja nužno je zahtijevala definiranje veličina koje je potrebno usrednjiti, što je dodatnom matematičkom analizom učinjeno, pa su u tome poglavlju date i jednadžbe pomoću kojih se vrši usrednjavanje. Usrednjavanje bitno utječe, ili može utjecati, i na zakašnjenje paljenja, što je također dodatno pojašnjeno.

Šesto poglavlje prikazuje validaciju kvazidimenzijskoga numeričkog modela. Kako bi se izvršila zadovoljavajuća validacija, najprije je bilo nužno izvršiti mjerenja na stvarnome motoru. Mjerenja su izvršena u Ljubljani, na dizelskom motoru MAN D 0826 LOH15, u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani. Prikazana su kako sama mjerenja najzanimljivijih radnih parametara ispitivanoga dizelskog motora tako i rezultati numeričkih simulacija za ulazne parametre jednake ispitivanima. Budući da su rezultati simulacija pokazali vrlo dobra poklapanja s mjerenjima, model se smatrao validiranim.

Sedmo poglavlje prikazuje različite radne parametre motora MAN D 0826 LOH15 dobivene numeričkom simulacijom. Mnoge od prikazanih radnih parametara bilo bi vrlo teško izmjeriti na samome motoru, neke gotovo nemoguće, ali se baš u toj činjenici i očituje velika prednost numeričkih simulacija dizelskih motora – iz vrlo malo ulaznih podataka može se dobiti čitav spektar predviđanja radnih parametara motora, uz veliku točnost i preciznost te uz minimalno vrijeme potrebno za izvršenje simulacija.

U osmom poglavlju dat je kratak prikaz značajki i trenutnog stanja razvoja "inteligentnih" brodskih dizelskih dvotaktnih motora. Prikazane su i objašnjene najzanimljivije tehnologije i specifičnosti takvih motora. Sustav upravljanja ispušnim ventilom i sustav upravljanja ubrizgavanjem goriva objašnjeni su na primjerima dva vodeća proizvođača takvih motora, a to su MAN i Wärtsilä. Na kraju poglavlja date su najbitnije karakteristike ispitivanoga brodskoga inteligentnoga dvotaktnoga dizelskog motora te su prikazani rezultati mjerenja na ispitnome stolu.

Deveto poglavlje daje prikaz rezultata numeričke simulacije provedene prilagođenim kvazidimenzijskim modelom na inteligentnomu brodskomu dvotaktnomu dizelskom motoru MAN 6S50MC. Osim što je pokazano da numerički kvazidimenzijski model, uz vrlo mala odstupanja, vrlo dobro prati izmjerene radne parametre motora, date su i smjernice daljnjega razvoja toga numeričkog modela na sporohodnim dvotaktnim dizelskim motorima.

Deseto poglavlje, uz najvažnije zaključke, prikazuje i znanstveni doprinos te praktičnu primjenu rezultata istraživanja, kao i smjernice za daljnji rad.

2. NULTODIMENZIJSKI (0D) NUMERIČKI MODEL

2.1. Opis 0D numeričkoga modela

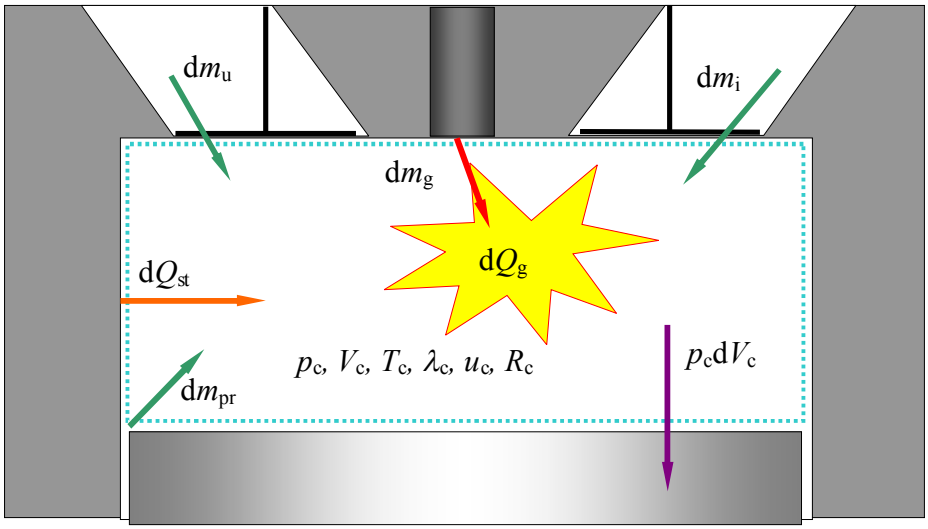
Opis kvazidimenzijskoga numeričkog modela nužno je započeti s 0D numeričkim modelom iz kojega se kvazidimenzijski model izvodi.

Nultodimenzijski model podrazumijeva smjesu plinova u prostoru izgaranja bez ikakvih promjena po cijelome prostoru u datom trenutku. Svojstva plina su u datom trenutku unutar prostora potpuno homogena. Koriste se jednadžbe očuvanja mase i jednadžbe očuvanja energije. Jednadžbe očuvanja količine gibanja se ne koriste. Stanje u sustavu smjese plinova u prostoru izgaranja određeno je masom, tlakom, temperaturom i koncentracijom sastojaka. Taj prostor može se podijeliti u više zona. Najjednostavniji pristup jest podjela na dvije zone, pa se stoga i zove "dvozonski model". Jedna od značajki ovoga modela je izravno zadavanje vremenski oslobođene topline tijekom izgaranja za proračun procesa.

Cjelokupni razvoj kvazidimenzijskog modela korištena u ovoj disertaciji temelji se na 0D modelu razvijenom u disertaciji Medice [96]. U 0D model, koji obuhvaća matematičku definiciju svih sastavnih elemenata dizelskog motora s prednabijanjem i direktnim ubrizgavanjem goriva, ukomponiran je kvazidimenzijski model ubrizgavanja goriva, njegova miješanja sa zrakom, isparavanja, izgaranja, oslobađanja topline prilikom izgaranja te izmjene oslobođene topline sa stijenkama radnog prostora cilindra.

Temeljni problem svih numeričkih simulacija dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem goriva je izračunavanje promjene tlaka i temperature tijekom čitava radnog procesa motora. Komercijalni simulacijski programi, kao i numerički modeli razvijeni u brojnim znanstvenim radovima i disertacijama, prirast tlaka i temperature u cilindru dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem izračunavaju iteracijskim putem. U ovome radu izračun promjene tlaka i temperature u cilindru vrši se izravnim načinom, bez upotrebe iteracijskog postupka. Mada su diferencijalne jednadžbe, koje je u ovom slučaju potrebno rješavati, iznimno kompleksne, one omogućavaju veću brzinu provedenih simulacija te proporcionalno i veću točnost, jer se u svakom trenutku (u svakom koraku simulacije) raspolaže s točnim vrijednostima tlaka i temperature u cilindru. Isto se tako za kvazidimenzijski model raspolaže podacima o tlaku i temperaturi ne samo za cijeli cilindar već i za sve volumene na koje je prostor u cilindru podijeljen.

2.2. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature 0D modela za realni plin



Slika 2.1. Prostor izgaranja jednog cilindra s granicama sustava [101]

Na slici 2.1. prikazan je prostor izgaranja jednog cilindra sa strelicama koje definiraju pozitivne smjerove prijenosa energije i mase. Osnova za promjene koje se dešavaju u cilindru motora jest "prvi korak": dovođenje goriva i pretvorba njegove kemijske energije u toplinu. Daljnja analiza provodi se preko osnovnih jednadžbi termodinamike. Cjelokupan izvod 0D modela za realni i idealni plin preuzet je iz disertacije Škifića [101]. Na temelju te matematičke baze napravljen je cjelokupan izvod za kvazidimenzijski numerički model.

Prema prvom zakonu termodinamike dovedena toplina određenom sustavu koristi se za povećanje unutarnje energije sustava i za vršenje mehaničkoga rada:

$$\mathrm{d}Q_c = \mathrm{d}U_c + p_c \mathrm{d}V_c \,. \tag{2.1}$$

Deriviranjem izraza za unutarnju energiju dobije se:

$$\mathrm{d}U_c = \mathrm{d}\left(m_c u_c\right) = u_c \mathrm{d}m_c + m_c \mathrm{d}u_c \,. \tag{2.2}$$

Uvrštenjem jednadžbe (2.2) u jednadžbu (2.1) i deriviranjem po kutu koljena φ dobije se:

$$\frac{\mathrm{d}Q_c}{\mathrm{d}\varphi} = u_c \frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi} + m_c \frac{\mathrm{d}u_c}{\mathrm{d}\varphi} + p_c \frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi} \,. \tag{2.3}$$

Jednadžba očuvanja topline (energije) u termodinamičkom sustavu jest:

$$\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{g}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{st}}{\mathrm{d}\varphi}+h_\mathrm{u}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{u}+h_\mathrm{i}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{i}+h_\mathrm{pr}\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{pr}. \tag{2.4}$$

U jednadžbi (2.4) ne uzima se u obzir promjena volumena prostora izgaranja, tj. vršenje mehaničkog rada, iako i mehanički rad sudjeluje u bilanci energije.

Jednadžba očuvanja mase u termodinamičkom sustavu jest:

$$\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{\eta_\mathrm{izg}H_\mathrm{d}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{g}}{\mathrm{d}\varphi}+\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{u}+\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{i}+\left(\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\varphi}\right)_\mathrm{pr}. \tag{2.5}$$

Svojstva realnog plina (specifična unutarnja energija u i plinska konstanta R) ovise o temperaturi (T), tlaku (p) i sastavu plina (sastav plina predstavljen je pretičkom zraka λ i masenim udjelom pare goriva Y_vap), pa se može pisati:

$$u_\mathrm{c}=u_\mathrm{c}\left(T_\mathrm{c},p_\mathrm{c},\lambda_\mathrm{c},Y_\mathrm{vap}\right), \tag{2.6}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{2.7}$$

$$R_\mathrm{c}=R_\mathrm{c}\left(T_\mathrm{c},p_\mathrm{c},\lambda_\mathrm{c},Y_\mathrm{vap}\right), \tag{2.8}$$

$$\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{2.9}$$

Iz jednadžbe stanja idealnog plina logaritmiranjem i deriviranjem dobije se:

$$p_\mathrm{c}V_\mathrm{c}=m_\mathrm{c}R_\mathrm{c}T_\mathrm{c}, \tag{2.10}$$

$$\frac{1}{p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{2.11}$$

U daljnjem postupku potrebno je riješiti se derivacija plinske konstante i temperature po kutu, kako bi kao nepoznanica ostala derivacija tlaka po kutu.

Uvrštenjem derivacije plinske konstante po kutu iz jednadžbe (2.9) u jednadžbu (2.11) dobije se:

$$\frac{1}{p_c}\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{V_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_c}\left(\frac{\partial R_c}{\partial T_c}\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial p_c}\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)+ \\ +\frac{1}{T_c}\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{2.12}$$

$$\frac{1}{p_c}\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial p_c}\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{T_c}\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial T_c}\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}- \\ -\frac{1}{V_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_c}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.13}$$

$$\left(\frac{1}{p_c}-\frac{1}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial p_c}\right)\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}=\left(\frac{1}{T_c}+\frac{1}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial T_c}\right)\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}- \\ -\frac{1}{V_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_c}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.14}$$

$$\frac{1}{p_c}\left(1-\frac{p_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial p_c}\right)\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{T_c}\left(1+\frac{T_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial T_c}\right)\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}- \\ -\frac{1}{V_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_c}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.15}$$

$$\frac{1}{T_c}\left(1+\frac{T_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial T_c}\right)\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{p_c}\left(1-\frac{p_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial p_c}\right)\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}+ \\ +\frac{1}{V_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_c}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.16}$$

Uvode se zamjene za izraze:

$$A=1+\frac{T_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial T_c}, \tag{2.17}$$

$$B=1-\frac{p_c}{R_c}\frac{\partial R_c}{\partial p_c}. \tag{2.18}$$

Jednadžba (2.16) sada poprima novi oblik:

$$\frac{A}{T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{B}{p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.19}$$

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left[\frac{B}{p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]. \tag{2.20}$$

Ako se dT/dφ iz jednadžbe (2.20) uvrsti u jednadžbu (2.7), dobije se:

$$\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=&\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left[\frac{B}{p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]+\\&+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}.\end{aligned} \tag{2.21}$$

Sređivanjem za dp/dφ dobije se jednadžba:

$$\begin{aligned}\left(\frac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\frac{B}{A}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=&\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]-\\&-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)+\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}.\end{aligned} \tag{2.22}$$

Ako se umjesto du/dφ uvede izraz iz jednadžbe (2.3), dobije se:

$$m_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{2.23}$$

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\left(\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.24}$$

Kada se izraz iz jednadžbe (2.24) uvrsti u jednadžbu (2.22), dobije se:

$$\left(\frac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\frac{B}{A}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)+\frac{1}{m_\mathrm{c}}\left(\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.25}$$

$$\left(\frac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\frac{B}{A}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+$$
$$+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)+\left(\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.26}$$

$$\left(\frac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\frac{B}{A}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-$$
$$-\frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.27}$$

$$\left(\frac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\frac{B}{A}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{m_\mathrm{c}}-\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\frac{1}{V_\mathrm{c}}+\frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+$$
$$+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{T_\mathrm{c}}{A}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.28}$$

Uvode se dodatne zamjene:

$$C = \left(\frac{T_c}{p_c} \frac{B}{A} \frac{\partial u_c}{\partial T_c} + \frac{\partial u_c}{\partial p_c} \right), \tag{2.29}$$

$$D = \left(\frac{\partial u_c}{\partial T_c} \frac{T_c}{A} \frac{1}{m_c} - \frac{u_c}{m_c} \right), \tag{2.30}$$

$$E = \left(\frac{\partial u_c}{\partial T_c} \frac{T_c}{A} \frac{1}{V_c} + \frac{p_c}{m_c} \right), \tag{2.31}$$

$$F = \frac{1}{R_c} \frac{\partial u_c}{\partial T_c} \frac{T_c}{A} \left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c} \frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}} \frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi} \right) - \left(\frac{\partial u_c}{\partial \lambda_c} \frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial u_c}{\partial Y_{vap}} \frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{2.32}$$

Nakon uvedenih zamjena jednadžba (2.28) dobiva oblik:

$$C \frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{m_c} \frac{\mathrm{d}Q_c}{\mathrm{d}\varphi} + D \frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi} - E \frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi} + F \,. \tag{2.33}$$

Konačno, jednadžba promjene tlaka 0D numeričkog modela za realni plin glasi:

$$\boxed{\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\frac{1}{m_c} \frac{\mathrm{d}Q_c}{\mathrm{d}\varphi} + D \frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi} - E \frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi} + F}{C}} \,. \tag{2.34}$$

Da bi se napravio izvod za promjenu temperature u kontrolnom volumenu, treba poći od jednadžbe (2.19):

$$\frac{B}{p_c} \frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{A}{T_c} \frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{m_c} \frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{1}{V_c} \frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{R_c} \left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c} \frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}} \frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi} \right), \tag{2.35}$$

$$\frac{\mathrm{d}p_c}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{p_c}{B} \frac{A}{T_c} \frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{m_c} \frac{p_c}{B} \frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{1}{V_c} \frac{p_c}{B} \frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{R_c} \frac{p_c}{B} \left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c} \frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}} \frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{2.36}$$

Ako se jednadžba (2.36) uvrsti u jednadžbu (2.7), dobije se:

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\left[\frac{A}{T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]+$$
$$+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{2.37}$$

Sređivanjem za $\mathrm{d}T_\mathrm{c}/\mathrm{d}\varphi$ dobije se:

$$\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\left[\frac{A}{T_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.38}$$

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\frac{A}{T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=-\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)+\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{2.39}$$

Iz jednadžbe (2.3) dobije se promjena unutarnje energije s kutom koljena:

$$\frac{\mathrm{d}u_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\left(\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-u_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-p_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.40}$$

Ako se jednadžba (2.40) uvrsti u jednadžbu (2.39), dobije se:

$$\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\frac{A}{T_\mathrm{c}}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{u_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{p_\mathrm{c}}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-$$
$$-\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}}\frac{p_\mathrm{c}}{B}\left[\frac{1}{m_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{V_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{1}{R_\mathrm{c}}\left(\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]-$$
$$-\left(\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.41}$$

$$\left(\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\frac{A}{T_c}+\frac{\partial u_c}{\partial T_c}\right)\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}Q_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{u_c}{m_c}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{m_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{p_c}{m_c}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}+$$
$$+\frac{1}{V_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{1}{R_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)-$$
$$-\left(\frac{\partial u_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right), \tag{2.42}$$

$$\left(\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\frac{A}{T_c}+\frac{\partial u_c}{\partial T_c}\right)\frac{\mathrm{d}T_c}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_c}\frac{\mathrm{d}Q_c}{\mathrm{d}\varphi}-\left(\frac{u_c}{m_c}+\frac{1}{m_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\right)\frac{\mathrm{d}m_c}{\mathrm{d}\varphi}-\left(\frac{p_c}{m_c}-\frac{1}{V_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\right)\frac{\mathrm{d}V_c}{\mathrm{d}\varphi}-$$
$$-\frac{1}{R_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)-$$
$$-\left(\frac{\partial u_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.43}$$

Kako bi se pojednostavnila jednadžba (2.43), uvode se nove zamjene:

$$C_T=\left(\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\frac{A}{T_c}+\frac{\partial u_c}{\partial T_c}\right), \tag{2.44}$$

$$D_T=\left(\frac{u_c}{m_c}+\frac{1}{m_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\right), \tag{2.45}$$

$$E_T=\left(\frac{p_c}{m_c}-\frac{1}{V_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}\right), \tag{2.46}$$

$$F_T=\left[\frac{1}{R_c}\frac{\partial u_c}{\partial p_c}\frac{p_c}{B}G_T+\left(\frac{\partial u_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial u_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right], \tag{2.47}$$

$$G_T=\left(\frac{\partial R_c}{\partial \lambda_c}\frac{\mathrm{d}\lambda_c}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_c}{\partial Y_{vap}}\frac{\mathrm{d}Y_{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{2.48}$$

Sada jednadžba (2.43) poprima novi oblik:

$$C_{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{m_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - D_{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - E_{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - F_{\mathrm{T}} . \tag{2.49}$$

Konačno, jednadžba promjene temperature 0D numeričkog modela za realni plin glasi:

$$\boxed{\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\frac{1}{m_{\mathrm{c}}} \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - D_{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - E_{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi} - F_{\mathrm{T}}}{C_{\mathrm{T}}}} . \tag{2.50}$$

2.3. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature 0D modela za idealni plin

Izvod jednadžbi za idealni plin izrađen je na temelju složenijih jednadžbi za realni plin. Kod idealnog plina vrijede sljedeća pojednostavljenja:

$$\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}} = 0\,, \tag{2.51}$$

$$\frac{\partial R_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}} = 0\,, \tag{2.52}$$

$$\frac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial p_\mathrm{c}} = 0\,. \tag{2.53}$$

Sukladno s tim pojednostavljenjima jednadžba promjene tlaka 0D numeričkog modela za idealni plin glasi:

$$\boxed{\frac{\mathrm{d}p_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\dfrac{1}{m_\mathrm{c}}\dfrac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} + D\dfrac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} - E\dfrac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} + F}{\dfrac{T_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c}}\dfrac{B}{A}\dfrac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}}}\,, \tag{2.54}$$

gdje su D, E i F varijable definirane jednadžbama (2.30), (2.31) i (2.32).

Jednadžba promjene temperature 0D numeričkog modela za idealni plin glasi:

$$\boxed{\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\dfrac{1}{m_\mathrm{c}}\left[\dfrac{\mathrm{d}Q_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} - u_\mathrm{c}\dfrac{\mathrm{d}m_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} - p_\mathrm{c}\dfrac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} - m_\mathrm{c}\left(\dfrac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial \lambda_\mathrm{c}}\dfrac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} + \dfrac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial Y_\mathrm{vap}}\dfrac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\right]}{\dfrac{\partial u_\mathrm{c}}{\partial T_\mathrm{c}}}}\,. \tag{2.55}$$

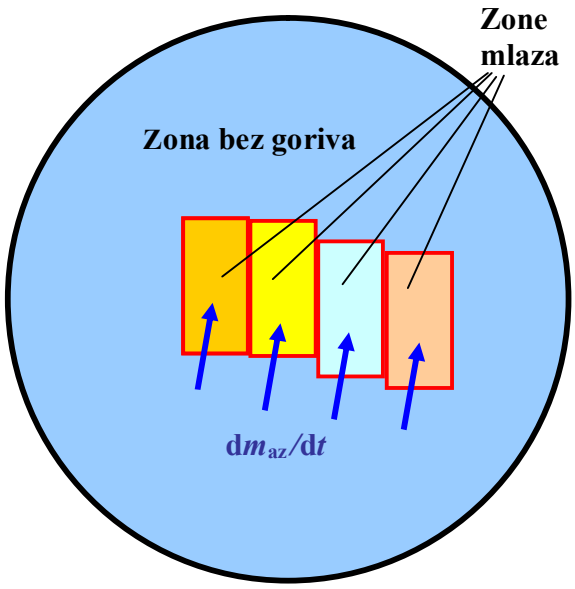
3. KVAZIDIMENZIJSKI (QD) NUMERIČKI MODEL

3.1. Opis QD (kvazidimenzijskoga) numeričkog modela

Kvazidimenzijski model koristi opis smjese plinova u prostoru izgaranja kao i nultodimenzionalni model. Stanje sastava smjese određeno je i ovdje preko: mase, tlaka, temperature i koncentracije pojedinih sastojaka plina. S ovim modelom promatrat će se više područja odnosno više zona, a za svaku promatranu zonu vrijede isti uvjeti kao i kod nultodimenzijskog modela. Specifičnost primijenjenoga kvazidimenzijskog modela ogleda se u činjenici što se mlaz goriva dijeli na zasebne paketiće (zone) i za svaku od navedenih zona mlaza goriva računaju se zasebna svojstva. Oko mlaza (točnije mlazova) goriva nalazi se zasebna zona bez izgaranja koja se promatra kao neovisno područje. Za razliku od nultodimenzionalnog modela, ovdje se zakon oslobađanja topline preuzima iz fizičkih modela procesa umjesto da je zadan kao ulazni podatak proračuna. Jedna od najzanimljivijih pretpostavki takva modela govori kako između spomenutih zona nema nikakve izmjene mase ili energije, s izuzetkom dostrujavanja zraka iz zone bez izgaranja u zone u kojima se događa izgaranje, što uvelike pojednostavnjuje cjelokupni numerički model i omogućava općenitiji opis raznih fizikalnih procesa koji se događaju u cilindru motora s unutarnjim izgaranjem. Sam matematički izvod primijenjenoga kvazidimenzijskog modela napravljen je iz nultodimenzijskog modela.

Najjednostavniji oblik kvazidimenzijskoga matematičkog modela sastoji se od podjele homogenog prostora cilindra u dvije zone. U jednoj se zoni događa izgaranje, dok je druga zona tzv. čistog zraka. Kao u svim kvazidimenzijskim modelima, tako i u ovom najjednostavnijem, polazi se od pretpostavke da među promatranim zonama nema izmjene mase i energije, osim dostrujavanja zraka iz zone čistog zraka u zonu (zone) u kojima se događa izgaranje. Stoga se broj zona u cilindru može proizvoljno odabrati, a što je veći, to raste i složenost proračuna.

Za razliku od dvozonskog modela, u primijenjenom kvazidimenzijskom modelu prisutne su zone koje osim zraka i produkata stehiometrijskog izgaranja imaju paru goriva i tekuće gorivo. Cijeli volumen cilindra je podijeljen na više zona. Početnu veliku zonu čini zona bez goriva (zona bez izgaranja), koja popunjava cijeli prostor cilindra tijekom takta kompresije. Ubrizgavanjem mlaza goriva započinje stvaranje dodatnih zona u cilindru (slika 3.1).



Slika 3.1. Shema stvaranja dodatnih zona u cilindru ubrizgavanjem mlaza goriva i ustrujavanja zraka iz zone bez goriva u zone mlaza goriva

Stvaranje zona mlaza započinje početkom ubrizgavanja goriva. Prije toga je cijeli prostor izgaranja homogena smjesa bez para svježega goriva koja čini početnu zonu. Sastav plina u toj zoni je onaj koji odgovara sastavu na kraju procesa usisa. Bez obzira što u toj zoni može biti prisutan i mali dio zaostalih plinova izgaranja iz ranijega procesa, ova će se zona nazivati „Zona bez goriva" (Zona bez izgaranja).

Tu se uvodi pretpostavka da će prijenos tvari ići samo iz područja zone bez izgaranja u područja zona mlaza. Zone mlaza neće između sebe izmjenjivati radne tvari. Svi produkti izgaranja ostat će zarobljeni u području pojedinačnih zona mlaza.

Sve ono što ulazi u određeni promatrani dio (zonu) nosi pozitivan predznak, a sve ono što izlazi nosi negativan predznak.

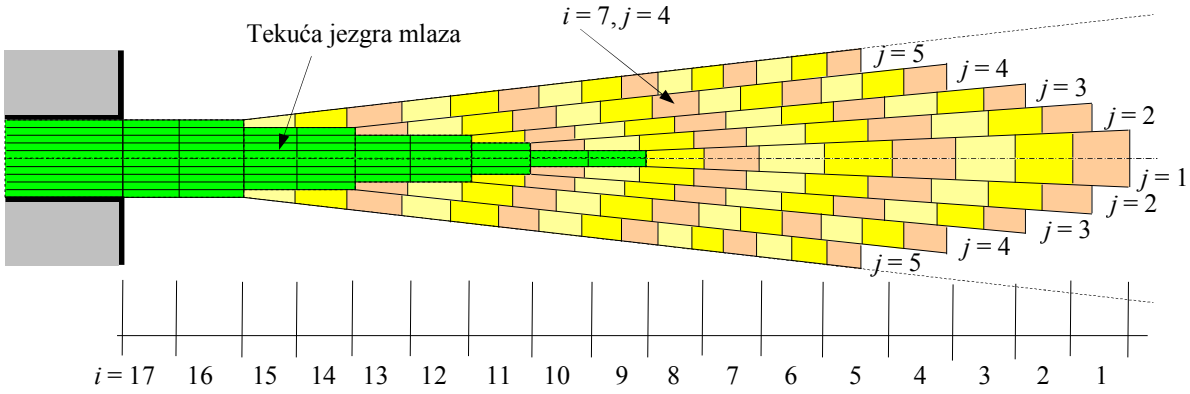
Kada se govori o promjenama volumena, u jednadžbama promjene stanja u obzir se uzima samo volumen para i plinova. Tekuće gorivo, s obzirom na svoju nestišljivost, ne sudjeluje u procesima vezanima uz promjenu volumena. Ono je izloženo promjenama temperature i tlaka no pritom ne mijenja svoj volumen. Dilatacije volumena tekućeg goriva zbog promjene gustoće goriva mogu se zanemariti ili se mogu uzeti u obzir u jednadžbi promjene volumena cijeloga cilindra. Ta je promjena onda jednaka promjeni volumena zbog gibanja koljenastog mehanizma i promjeni izazvanoj uvođenjem, isparavanjem ili termičkom dilatacijom tekućega dijela goriva.

S obzirom na relativno mali udio para goriva, najjednostavnije je pretpostaviti da se para goriva ponaša kao idealni plin, tj. na način koji određuje sastav pare i plinova u promatranu kontrolnom volumenu.

Zanemaruju se svi gubici mase iz prostora izgaranja koji bi nastali propuštanjem.

Podjela mlaza goriva na paketiće (zone) prikazana je na slici 3.2. Svaki paket (zona) mlaza goriva prati se pomoću odgovarajućih indeksa.

Varijabla *i* odnosi se na uzdužnu os (po vremenu), tj. na aksijalnu os, dok varijabla *j* prati mlaz goriva po radijusu, tj. po radijalnoj osi.



Slika 3.2. Mlaz goriva podijeljen na pakete mlaza

Ovakvim načinom definicije paketa mlaza goriva moguće je ne samo praćenje globalnih veličina vezanih za cjelokupni cilindar ili motor već je moguće praćenje veličina unutar samoga mlaza goriva, tako da se primjerice može pratiti u kojem se paketu prvom dogodi upaljivanje, kako se kreće distribucija temperatura kroz cijeli mlaz goriva, u kojim paketima i pod kojim uvjetima su najintenzivnije emisije (emisije čađe i NO_x-a) i sl. Dakle ovako postavljeni numerički model omogućuje, između ostalog, i vrlo precizno ispitivanje svojstava te karakteristika samoga mlaza goriva, kao i svih procesa koji se u njemu dešavaju.

Paketi mlaza goriva formiraju se tijekom proračuna od početka do završetka ubrizgavanja goriva. Kada je gorivo za neki proces ubrizgano u potpunosti, paketi prestaju s formiranjem, a sve do otvaranja ispušnog ventila promatraju se paketi formirani tijekom ubrizgavanja goriva, kao i zona bez izgaranja.

3.2. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature QD modela za realni plin

Izvod polazi od pretpostavke da je tlak u cilindru homogen, tj. da je u svim zonama jednak (kako u zoni bez izgaranja, tako i u svim zonama mlaza goriva):

$$p_1 = p_2 = ... = p_i = p\,. \tag{3.1}$$

Ukupan volumen cilindra je suma volumena svih zona:

$$V = V_1 + V_2 + ... + V_N = \sum_i V_i\,. \tag{3.2}$$

Za svaku promatranu zonu može se postaviti jednadžba stanja:

$$p_1 V_1 = m_1 R_1 T_1, \tag{3.3}$$

$$p_2 V_2 = m_2 R_2 T_2, \tag{3.4}$$

.....

$$p_\mathrm{i} V_\mathrm{i} = m_\mathrm{i} R_\mathrm{i} T_\mathrm{i}. \tag{3.5}$$

Zbroj jednadžbi (3.3), (3.4) i (3.5) daje:

$$p \sum_\mathrm{i} V_\mathrm{i} = p V_\mathrm{c} = \sum_\mathrm{i} \left(m_\mathrm{i} R_\mathrm{i} T_\mathrm{i} \right). \tag{3.6}$$

Derivacijom jednadžbi (3.3), (3.4) i (3.5) po kutu koljenastog vratila dobiju se derivacije jednadžbe stanja po zonama:

$$p \frac{\mathrm{d}V_1}{\mathrm{d}\varphi} + V_1 \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = m_1 R_1 \frac{\mathrm{d}T_1}{\mathrm{d}\varphi} + m_1 T_1 \frac{\mathrm{d}R_1}{\mathrm{d}\varphi} + R_1 T_1 \frac{\mathrm{d}m_1}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.7}$$

$$p \frac{\mathrm{d}V_2}{\mathrm{d}\varphi} + V_2 \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = m_2 R_2 \frac{\mathrm{d}T_2}{\mathrm{d}\varphi} + m_2 T_2 \frac{\mathrm{d}R_2}{\mathrm{d}\varphi} + R_2 T_2 \frac{\mathrm{d}m_2}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.8}$$

$$p \frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} + V_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = m_\mathrm{i} R_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} + m_\mathrm{i} T_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}R_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} + R_\mathrm{i} T_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.9}$$

Derivacijom jednadžbe stanja za sve zone zajedno, što prikazuje jednadžba (3.6), dobije se:

$$p \frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi} + V_\mathrm{c} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = \sum_\mathrm{i} \left(m_\mathrm{i} R_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} + m_\mathrm{i} T_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}R_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} + R_\mathrm{i} T_\mathrm{i} \frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{3.10}$$

Za svaku zonu zasebno se rješavaju jednadžbe za bilancu mase i bilancu energije, koje će biti izvedene kasnije u radu.

Jednadžbe za promjenu temperature po svakoj zoni prepisane su iz istih jednadžbi razvijenih za model s homogenim stanjem u cilindru, tj. za 0D model. Te jednadžbe za proizvoljnu i-tu zonu glase:

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\dfrac{1}{m_\mathrm{i}} \dfrac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} - D_{\mathrm{T,i}} \dfrac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} - E_{\mathrm{T,i}} \dfrac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi} - F_{\mathrm{T,i}}}{C_{\mathrm{T,i}}}, \tag{3.11}$$

gdje su pojedini koeficijenti:

$$A_{\mathrm{i}} = 1 + \frac{T_{\mathrm{i}}}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}, \tag{3.12}$$

$$B_{\mathrm{i}} = 1 - \frac{p}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}, \tag{3.13}$$

$$C_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \frac{A_{\mathrm{i}}}{T_{\mathrm{i}}} + \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.14}$$

$$D_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{u_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}} + \frac{1}{m_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.15}$$

$$E_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{p}{m_{\mathrm{i}}} - \frac{1}{V_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.16}$$

$$F_{\mathrm{T,i}} = \left[\frac{1}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} G_{\mathrm{T,i}} + \left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right) \right], \tag{3.17}$$

$$G_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{3.18}$$

Ako je u sustavu jednadžbi N zona ukupno, tada treba riješiti N takvih paketa jednadžbi. Nepoznanice koje treba riješiti su $\mathrm{d}T_{\mathrm{i}}/\mathrm{d}\varphi$ (N nepoznanica), $\mathrm{d}V_{\mathrm{i}}/\mathrm{d}\varphi$ (N nepoznanica) i $\mathrm{d}p/\mathrm{d}\varphi$ (1. nepoznanica). Nepoznanica je ukupno 2N + 1. Da se stvori sustav s dovoljnim brojem jednadžbi, treba koristiti jednadžbe (3.9) i (3.11) za pojedine zone te sumarnu jednadžbu (3.10) za cijeli cilindar. Jednadžbi (3.9) i (3.11) ima onoliko koliko ima i zona, tj. N jednadžbi, dok je jednadžba (3.10) samo jedna. Na taj se način dobije sustav od 2N + 1 jednadžbi, pa se pomoću navedenoga sustava mogu riješiti sve nepoznanice. U jednadžbama koje slijede nepoznanice su označene pravokutnicima:

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+V_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=m_\mathrm{i}\,R_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.9}$$

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-D_\mathrm{T,i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-E_\mathrm{T,i}\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\mathrm{F}_\mathrm{T,i}}{C_\mathrm{T,i}}, \tag{3.11}$$

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+V_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\sum_\mathrm{i}\left(m_\mathrm{i}\,R_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{3.10}$$

U jednadžbama (3.9) i (3.10) pojavljuje se promjena plinske konstante po kutu koljena. Nju je potrebno zamijeniti jednadžbom (3.19) preuzetom iz 0D numeričkog modela:

$$\frac{\mathrm{d}R_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial \lambda_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial Y_\mathrm{vap,i}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap,i}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.19}$$

$$\begin{aligned}p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+V_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}&=m_\mathrm{i}\,R_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\\&+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\left(\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial \lambda_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}\lambda_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial Y_\mathrm{vap,i}}\frac{\mathrm{d}Y_\mathrm{vap,i}}{\mathrm{d}\varphi}\right),\end{aligned} \tag{3.20}$$

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+V_\mathrm{c}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\sum_\mathrm{i}\left[m_\mathrm{i}\,R_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\left(\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}+G_\mathrm{T,i}\right)+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}\right]. \tag{3.21}$$

Jednadžbe (3.20) i (3.21) potrebno je srediti:

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_\mathrm{T,i}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.22}$$

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\left[V_\mathrm{c}-\sum_\mathrm{i}\left(m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\right]\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\sum_\mathrm{i}\left[m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_\mathrm{T,i}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}\right]. \tag{3.23}$$

Za određenu zonu unutar cilindra vrijede jednadžbe (3.22) i (3.11) u paru za istu zonu. Nepoznanicu $\mathrm{d}V_\mathrm{i}/\mathrm{d}\varphi$ potrebno je riješiti tako da se odredi iz jednadžbe (3.22) i zatim se uvrsti u jednadžbu (3.11). Na taj se način smanjuje sustav nepoznanica na N + 1, uz isti toliki broj jednadžbi:

$$\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{p}\left[m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right], \tag{3.24}$$

$$C_{\mathrm{T,i}}\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-D_{\mathrm{T,i}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[\begin{array}{l}m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}+\\+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\end{array}\right]-F_{\mathrm{T,i}}, \tag{3.25}$$

$$\left[C_{\mathrm{T,i}}+\frac{m_\mathrm{i}E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\right]\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-D_{\mathrm{T,i}}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-$$
$$-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}\,. \tag{3.26}$$

Konačno, jednadžba promjene temperature QD numeričkoga modela za realni plin glasi:

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[C_{\mathrm{T,i}}+\frac{m_\mathrm{i}E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\right]}\,. \tag{3.27}$$

Kako bi se cjelovito definirala jednadžba za promjenu tlaka s kutom koljena koljenastoga vratila, promjenu temperatura po zonama, po jednadžbi (3.27) potrebno je uvrstiti u jednadžbu (3.23). Kako se uvrštavanje vrši u zagradu sumiranja na desnoj strani jednadžbe (3.23), najprije se izračuna desna strana jednadžbe i dobije se:

$$m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\cdot$$
$$\cdot\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\,G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}\,T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[C_{\mathrm{T,i}}+\frac{m_\mathrm{i}E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)\right]}\,, \tag{3.28}$$

$$m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}+m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)\cdot$$
$$\cdot\frac{\dfrac{1}{m_{\mathrm{i}}}\dfrac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}T_{\mathrm{i}}\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_{\mathrm{i}}-m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}\right)\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)\left[\dfrac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)}+\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}, \tag{3.29}$$

$$\frac{\dfrac{1}{m_{\mathrm{i}}}\dfrac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}T_{\mathrm{i}}\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_{\mathrm{i}}-m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}\right)\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\dfrac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)}+\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}+$$
$$+\frac{\left(m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\left[\dfrac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)}+\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}{\left[\dfrac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)}+\dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}. \tag{3.30}$$

Jednadžbu (3.29) potrebno je svesti na zajednički nazivnik. Zbog bolje preglednosti izraza potrebno je skoncentrirati se na sređivanje ukupna dobivena brojnika:

$$\frac{1}{m_{\mathrm{i}}}\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}T_{\mathrm{i}}\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_{\mathrm{i}}-m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-$$
$$-F_{\mathrm{T,i}}+\left(m_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\,G_{\mathrm{T,i}}+R_{\mathrm{i}}\,T_{\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi}\right)\left[\frac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}\left(R_{\mathrm{i}}+T_{\mathrm{i}}\dfrac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}\right)}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]. \tag{3.31}$$

Potrebno je riješiti se zagrada na kraju jednadžbe, kako bi se jednadžba mogla izračunati:

$$\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left[m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T,i}}+$$
$$+\frac{m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}C_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}+\frac{m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}E_{\mathrm{T,i}}}{p}+\frac{R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}C_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}E_{\mathrm{T,i}}}{p}\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.32}$$

$$\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+\frac{R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}C_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}-F_{\mathrm{T,i}}+\frac{T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}C_{\mathrm{T,i}}}{\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}. \tag{3.33}$$

Kada se izračunati brojnik uvrsti u jednadžbu (3.30), dobije se:

$$\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}+\frac{R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}C_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}C_{\mathrm{T,i}}}{\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\frac{C_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}. \tag{3.34}$$

Zbog preglednosti izraza potrebno je uvesti još jednu zamjensku veličinu:

$$H_{\mathrm{T,i}}=\frac{C_{\mathrm{T,i}}}{\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)}. \tag{3.35}$$

Sada jednadžba (3.34) poprima oblik:

$$\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}-\frac{H_{\mathrm{T,i}}R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}+H_{\mathrm{T,i}}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}. \tag{3.36}$$

Uvrštavanjem jednadžbe (3.36) u jednadžbu (3.23) dobije se:

$$p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}+\left[V_\mathrm{c}-\sum_\mathrm{i}\left(m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}+\frac{\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right)\right]\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=$$
$$\sum_\mathrm{i}\left[\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}-\frac{H_{\mathrm{T,i}}R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+H_{\mathrm{T,i}}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right]. \tag{3.37}$$

Konačno, jednadžba promjene tlaka QD numeričkog modela za realni plin glasi:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\sum_\mathrm{i}\left[\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}-\frac{H_{\mathrm{T,i}}R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+H_{\mathrm{T,i}}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right]-p\frac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}}{\left[V_\mathrm{c}-\sum_\mathrm{i}\left(m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}+\frac{\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right)\right]}. \tag{3.38}$$

U jednadžbi (3.38) nalaze se dvije sume po svim zonama:

$$S_1=\sum_\mathrm{i}\left[\frac{\frac{1}{m_\mathrm{i}}\frac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\left(D_{\mathrm{T,i}}-\frac{H_{\mathrm{T,i}}R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}\right)\frac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+H_{\mathrm{T,i}}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T,i}}-F_{\mathrm{T,i}}}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right], \tag{3.39}$$

$$S_2=\sum_\mathrm{i}\left(m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}+\frac{\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)}{\left[\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\right]}\right). \tag{3.40}$$

Koristeći sume iz jednadžbi (3.39) i (3.40) dolazi se do pojednostavljenog izraza za promjenu tlaka u QD numeričkom modelu izgaranja za realni plin:

$$\boxed{\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{S_1-p\dfrac{\mathrm{d}V_\mathrm{c}}{\mathrm{d}\varphi}}{\left(V_\mathrm{c}-S_2\right)}}\,. \tag{3.41}$$

Prilikom izvođenja početnih simulacija određeni segmenti diferencijalnih jednadžbi QD numeričkog modela za realni plin pokazivali su nestabilnosti ili su, zbog fizikalnih postavki samog modela, davali potpuno pogrešne vrijednosti. Ti su segmenti izdvojeni te su matematičkim izvodima dobivene njihove zamjenske definicije:

$$K_{\mathrm{T},1,\mathrm{i}}=\left(D_{\mathrm{T},\mathrm{i}}-\frac{H_{\mathrm{T},\mathrm{i}}\,R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}\right)=\frac{B_\mathrm{i}u_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\dfrac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}+pu_\mathrm{i}\left(\dfrac{p}{R_\mathrm{i}}-1\right)\dfrac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}}{A_\mathrm{i}B_\mathrm{i}m_\mathrm{i}R_\mathrm{i}}, \tag{3.42}$$

$$K_{\mathrm{T},2,\mathrm{i}}=\left(\frac{H_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{m_\mathrm{i}}+\frac{E_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{p}\right)=\frac{1}{m_\mathrm{i}R_\mathrm{i}A_\mathrm{i}}\frac{\partial u_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}, \tag{3.43}$$

$$K_{\mathrm{T},3,\mathrm{i}}=\left(D_{\mathrm{T},\mathrm{i}}+R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\frac{E_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{p}\right)=\frac{\left(u_\mathrm{i}+R_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\right)}{m_\mathrm{i}}=\frac{h_\mathrm{i}}{m_\mathrm{i}}, \tag{3.44}$$

$$K_{\mathrm{T},4,\mathrm{i}}=C_{\mathrm{T},\mathrm{i}}+\frac{m_\mathrm{i}E_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{p}\left(R_\mathrm{i}+T_\mathrm{i}\frac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}\right)=\frac{\partial u_\mathrm{i}}{\partial T_\mathrm{i}}+R_\mathrm{i}A_\mathrm{i}\,. \tag{3.45}$$

Primjenom zamjenskih definicija mijenjaju se jednadžbe (3.27), (3.39) i (3.40):

$$\frac{\mathrm{d}T_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}=\frac{\dfrac{1}{m_\mathrm{i}}\dfrac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-K_{\mathrm{T},3,\mathrm{i}}\dfrac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-\dfrac{E_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{p}\left[m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T},\mathrm{i}}-\left(V_\mathrm{i}-m_\mathrm{i}T_\mathrm{i}\dfrac{\partial R_\mathrm{i}}{\partial p}\right)\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi}\right]-F_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{K_{\mathrm{T},4,\mathrm{i}}}, \tag{3.46}$$

$$S_1=\sum_\mathrm{i}\left[\frac{\dfrac{1}{m_\mathrm{i}}\dfrac{\mathrm{d}Q_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}-K_{\mathrm{T},1,\mathrm{i}}\dfrac{\mathrm{d}m_\mathrm{i}}{\mathrm{d}\varphi}+H_{\mathrm{T},\mathrm{i}}T_\mathrm{i}G_{\mathrm{T},\mathrm{i}}-F_{\mathrm{T},\mathrm{i}}}{K_{\mathrm{T},2,\mathrm{i}}}\right], \tag{3.47}$$

$$S_2 = \sum_{\mathrm{i}} \left(m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} + \frac{\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p}\left(V_{\mathrm{i}} - m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} \right)}{K_{\mathrm{T,2,i}}} \right). \tag{3.48}$$

Konačno, set diferencijalnih jednadžbi primijenjen u razvijenome QD numeričkom modelu za izračun promjene tlaka i temperature realnog plina jest:

$$A_{\mathrm{i}} = 1 + \frac{T_{\mathrm{i}}}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}, \tag{3.12}$$

$$B_{\mathrm{i}} = 1 - \frac{p}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}, \tag{3.13}$$

$$C_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \frac{A_{\mathrm{i}}}{T_{\mathrm{i}}} + \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.14}$$

$$D_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{u_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}} + \frac{1}{m_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.15}$$

$$E_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{p}{m_{\mathrm{i}}} - \frac{1}{V_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} \right), \tag{3.16}$$

$$F_{\mathrm{T,i}} = \left[\frac{1}{R_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} \frac{p}{B_{\mathrm{i}}} G_{\mathrm{T,i}} + \left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right) \right], \tag{3.17}$$

$$G_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right), \tag{3.18}$$

$$H_{\mathrm{T,i}} = \frac{C_{\mathrm{T,i}}}{\left(R_{\mathrm{i}} + T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} \right)}, \tag{3.35}$$

$$K_{\mathrm{T,1,i}} = \left(D_{\mathrm{T,i}} - \frac{H_{\mathrm{T,i}} R_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}} \right) = \frac{B_{\mathrm{i}} u_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} + p u_{\mathrm{i}} \left(\frac{p}{R_{\mathrm{i}}} - 1 \right) \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p}}{A_{\mathrm{i}} B_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{i}} R_{\mathrm{i}}}, \tag{3.42}$$

$$K_{\mathrm{T,2,i}} = \left(\frac{H_{\mathrm{T,i}}}{m_{\mathrm{i}}} + \frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p} \right) = \frac{1}{m_{\mathrm{i}} R_{\mathrm{i}} A_{\mathrm{i}}} \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}}, \tag{3.43}$$

$$K_{\mathrm{T,3,i}} = \left(D_{\mathrm{T,i}} + R_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p} \right) = \frac{\left(u_{\mathrm{i}} + R_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \right)}{m_{\mathrm{i}}} = \frac{h_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}}, \tag{3.44}$$

$$K_{\mathrm{T,4,i}} = C_{\mathrm{T,i}} + \frac{m_{\mathrm{i}} E_{\mathrm{T,i}}}{p} \left(R_{\mathrm{i}} + T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} \right) = \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} + R_{\mathrm{i}} A_{\mathrm{i}}, \tag{3.45}$$

$$S_1 = \sum_{\mathrm{i}} \left[\frac{\frac{1}{m_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} - K_{\mathrm{T,1,i}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + H_{\mathrm{T,i}} T_{\mathrm{i}} G_{\mathrm{T,i}} - F_{\mathrm{T,i}}}{K_{\mathrm{T,2,i}}} \right], \tag{3.47}$$

$$S_2 = \sum_{\mathrm{i}} \left(m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} + \frac{\frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p} \left(V_{\mathrm{i}} - m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} \right)}{K_{\mathrm{T,2,i}}} \right), \tag{3.48}$$

$$\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\frac{1}{m_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} - K_{\mathrm{T,3,i}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{E_{\mathrm{T,i}}}{p} \left[m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} G_{\mathrm{T,i}} - \left(V_{\mathrm{i}} - m_{\mathrm{i}} T_{\mathrm{i}} \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} \right) \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} \right] - F_{\mathrm{T,i}}}{K_{\mathrm{T,4,i}}}, \tag{3.46}$$

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{S_1 - p \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi}}{\left(V_{\mathrm{c}} - S_2 \right)}. \tag{3.41}$$

3.3. Izvod jednadžbi prirasta tlaka i temperature QD modela za idealni plin

Izvod jednadžbi za idealni plin izrađen je na temelju složenijih jednadžbi za realni plin. Kod idealnog plina, za bilo koju promatranu zonu, vrijede sljedeća pojednostavljenja:

$$\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} = 0\,, \tag{3.49}$$

$$\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial p} = 0\,, \tag{3.50}$$

$$\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial p} = 0\,, \tag{3.51}$$

$$\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial T_{\mathrm{i}}} = c_{\mathrm{v,i}}\,. \tag{3.52}$$

Koristeći ova pojednostavljenja set diferencijalnih jednadžbi QD numeričkog modela za izračun promjene tlaka i temperature idealnog plina jest:

$$A_{\mathrm{i}} = 1\,, \tag{3.53}$$

$$B_{\mathrm{i}} = 1\,, \tag{3.54}$$

$$C_{\mathrm{T,i}} = c_{\mathrm{v,i}}\,, \tag{3.55}$$

$$D_{\mathrm{T,i}} = \frac{u_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}}\,, \tag{3.56}$$

$$E_{\mathrm{T,i}} = \frac{p}{m_{\mathrm{i}}}\,, \tag{3.57}$$

$$F_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right), \tag{3.58}$$

$$G_{\mathrm{T,i}} = \left(\frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial \lambda_{\mathrm{i}}} \frac{\mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\partial R_{\mathrm{i}}}{\partial Y_{\mathrm{vap,i}}} \frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap,i}}}{\mathrm{d}\varphi} \right), \tag{3.59}$$

$$H_{\mathrm{T,i}} = \frac{c_{\mathrm{v,i}}}{R_{\mathrm{i}}}\,, \tag{3.60}$$

$$K_{\mathrm{T,1,i}} = 0\,, \tag{3.61}$$

$$K_{\mathrm{T,2,i}} = \frac{c_{\mathrm{v,i}}}{m_{\mathrm{i}}\, R_{\mathrm{i}}}\,, \tag{3.62}$$

$$K_{\mathrm{T,3,i}} = \frac{\left(u_{\mathrm{i}} + R_{\mathrm{i}}\, T_{\mathrm{i}}\right)}{m_{\mathrm{i}}} = \frac{h_{\mathrm{i}}}{m_{\mathrm{i}}}\,, \tag{3.63}$$

$$K_{\mathrm{T,4,i}} = c_{\mathrm{v,i}} + R_{\mathrm{i}}\,, \tag{3.64}$$

$$S_1 = \sum_{\mathrm{i}} \left[\frac{\dfrac{1}{m_{\mathrm{i}}} \dfrac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} + H_{\mathrm{T,i}}\, T_{\mathrm{i}}\, G_{\mathrm{T,i}} - F_{\mathrm{T,i}}}{K_{\mathrm{T,2,i}}} \right], \tag{3.65}$$

$$S_2 = \sum_{\mathrm{i}} \left(\frac{E_{\mathrm{T,i}}\, V_{\mathrm{i}}}{p\, K_{\mathrm{T,2,i}}} \right), \tag{3.66}$$

$$\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\dfrac{1}{m_{\mathrm{i}}} \dfrac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} - K_{\mathrm{T,3,i}} \dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}\varphi} - \dfrac{E_{\mathrm{T,i}}}{p} \left[m_{\mathrm{i}}\, T_{\mathrm{i}}\, G_{\mathrm{T,i}} - V_{\mathrm{i}} \dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} \right] - F_{\mathrm{T,i}}}{K_{\mathrm{T,4,i}}}\,, \tag{3.67}$$

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{S_1 - p \dfrac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}\varphi}}{\left(V_{\mathrm{c}} - S_2\right)}\,. \tag{3.68}$$

3.4. Promjena pretička zraka i masenog udjela pare goriva u koraku integracije

Promjene pretička zraka i masenog udjela pare goriva događaju se samo u paketima mlaza goriva. Promjena te dvije veličine u zoni bez izgaranja nije moguća jer iz zone bez izgaranja radni medij samo istrujava u pakete mlaza goriva, što znači da se pretičak zraka u zoni bez izgaranja ne mijenja, već je uvijek jednak onome kakav je bio u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila, kada je zona bez izgaranja nastala. Isto tako zona bez izgaranja ne sadrži nikakvo gorivo ni njegove pare, pa u njoj nema i ne može biti promjene masenog udjela pare goriva.

Kada se govori o paketu mlaza goriva, treba razlikovati ukupne i termodinamičke vrijednosti paketa. Termodinamičke se vrijednosti odnose samo na plinove i pare, dok ukupne vrijednosti uključuju u sebi i tekuće gorivo (npr. kod masa, volumena i sl.).

3.4.1. Promjena pretička zraka u paketu mlaza goriva

Poznate veličine u paketu mlaza goriva su trenutni pretičak zraka λ, maseni udio pare goriva Y_{vap} i ukupna masa termodinamičkog volumena paketa m_{TD}.

Masa izgorenog goriva jest:

$$m_{\mathrm{g,izg}} = \frac{m_{\mathrm{TD}}\,(1 - Y_{\mathrm{vap}})}{1 + \lambda\, L_{\mathrm{steh}}}. \tag{3.69}$$

Iz zone bez izgaranja u paket ulazi maseni dotok $\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}/\mathrm{d}\varphi$ s pretičkom zraka λ_{ZBI}. Dotok izgorenog goriva iz zone bez izgaranja jest:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,ZBI}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}}{\mathrm{d}\varphi}\,\frac{1}{1 + \lambda_{\mathrm{ZBI}}\, L_{\mathrm{steh}}}. \tag{3.70}$$

Pri izgaranju pare goriva potrošnja goriva jest:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,vap}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.71}$$

Nakon koraka integracije $\mathrm{d}\varphi$ ukupna masa u paketu (za smjesu zraka i produkata izgaranja) bit će:

$$m_{\mathrm{z,TD,1}} = m_{\mathrm{TD}}\,(1 - Y_{\mathrm{vap}}) + \mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}. \tag{3.72}$$

Istovremeno je masa nakupljenoga izgorenog goriva:

$$m_{\mathrm{g,izg,1}} = m_{\mathrm{g,izg}} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}}{1+\lambda_{\mathrm{ZBI}}\,L_{\mathrm{steh}}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,\,vap}}\,. \tag{3.73}$$

Novi je pretičak zraka:

$$\lambda_1 = \frac{m_{\mathrm{z,TD,1}} - m_{\mathrm{g,izg,1}}}{m_{\mathrm{g,izg,1}}\,L_{\mathrm{steh}}}, \tag{3.74}$$

$$\lambda_1 = \frac{m_{\mathrm{TD}}\,(1-Y_{\mathrm{vap}}) + \mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}} - \left(\dfrac{m_{\mathrm{TD}}\,(1-Y_{\mathrm{vap}})}{1+\lambda\,L_{\mathrm{steh}}} + \dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}}{1+\lambda_{\mathrm{ZBI}}\,L_{\mathrm{steh}}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,\,vap}}\right)}{\left(\dfrac{m_{\mathrm{TD}}\,(1-Y_{\mathrm{vap}})}{1+\lambda\,L_{\mathrm{steh}}} + \dfrac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}}{1+\lambda_{\mathrm{ZBI}}\,L_{\mathrm{steh}}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,\,vap}}\right)L_{\mathrm{steh}}}. \tag{3.75}$$

Promjena pretička zraka u koraku integracije jest:

$$\frac{\mathrm{d}\lambda}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\lambda_1 - \lambda}{\mathrm{d}\varphi}, \tag{3.76}$$

gdje je λ zadan i poznat na početku koraka integracije.

3.4.2. Promjena masenog udjela pare goriva u paketu mlaza goriva

Trenutna ukupna masa termodinamičkog volumena za paket je m_{TD}, a trenutni maseni udio pare goriva ima oznaku Y_{vap}.

Dotokom iz zone bez izgaranja ostvaruje se promjena mase termodinamičkog volumena:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.77}$$

Isparavanjem kapljica tekućeg goriva ostvaruje se dotok mase u termodinamički volumen:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vap}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.78}$$

Izgaranjem se troši para goriva:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,vap}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.79}$$

Nova ukupna masa termodinamičkog volumena nakon koraka integracije jest:

$$m_{\mathrm{TD},1} = m_{\mathrm{TD}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{vap}} . \tag{3.80}$$

Nova masa pare goriva jest:

$$m_{\mathrm{vap,TD},1} = m_{\mathrm{TD}}\, Y_{\mathrm{vap}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{vap}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,vap}} . \tag{3.81}$$

Novi maseni udio pare goriva definiran je jednadžbom:

$$Y_1 = \frac{m_{\mathrm{vap,TD},1}}{m_{\mathrm{TD},1}} = \frac{m_{\mathrm{TD}}\, Y_{\mathrm{vap}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{vap}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg,vap}}}{m_{\mathrm{TD}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{vap}}} . \tag{3.82}$$

Promjena masenog udjela pare goriva u koraku integracije jest:

$$\frac{\mathrm{d}Y_{\mathrm{vap}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{Y_1 - Y_{\mathrm{vap}}}{\mathrm{d}\varphi} . \tag{3.83}$$

3.5. Promjena volumena, bilance mase i energije

Promjena volumena, kao i bilance mase i energije, izvodi se kako za paket mlaza goriva tako i za zonu bez izgaranja. Kako bi se matematički izvod promjene volumena te bilanci mase i energije učinio čim jasnijim i razumljivijim, u nastavku je dat pregled indeksa korištenih u matematičkom opisu ovih veličina.

Glavni indeksi za zone jesu:

k – indeks mlaza goriva (ukoliko se u cilindru istovremeno nalazi više mlazova goriva),
i – indeks zone duž osi mlaza,
j – indeks zone po radijusu mlaza.

Ostali indeksi:

bz – svježi medij (smjesa čistoga zraka i produkata stehiometrijskog izgaranja),
az – svježi medij koji je ušao u zonu mlaza (smjesa čistoga zraka i produkata stehiometrijskog izgaranja),
cf,az – izgorjelo gorivo koje je dospjelo u zonu mlaza putem svježega medija,
cf,z – izgorjelo gorivo unutar zone mlaza,
ca,az – zrak utrošen za stehiometrijsko izgaranje koji je dospio u zonu mlaza putem svježeg medija,
ca,z – zrak utrošen za stehiometrijsko izgaranje unutar zone mlaza,
pa,az – čisti zrak koji je dospio u zonu mlaza putem svježega medija,
g – geometrijski,

pa,z – čisti zrak unutar zone mlaza,
lf,z – tekuće gorivo unutar zone mlaza,
lif,z – ubrizgano gorivo u zoni mlaza,
vf,z – para goriva unutar zone mlaza,
vap – isparavanje,
rc – rekondenzacija.

3.5.1. Promjena volumena

Volumen cilindra definira kinematika koljenastoga mehanizma. Ovaj se volumen umanjuje za volumen ubrizganoga tekućeg goriva i tako dobiveni volumen koristi se u jednadžbama vezanima za termodinamičke procese (razdioba volumena među zonama itd.). Ukupni pravi (geometrijski) volumen neke zone bit će $V_{\mathrm{g,k,i,j}}$. Volumen tekućeg goriva unutar istog volumena jest:

$$V_{\mathrm{lf,k,i,j}} = \frac{m_{\mathrm{lf,k,i,j}}}{\rho_{\mathrm{lf,k,i,j}}}. \tag{3.84}$$

Termodinamički volumen istoga kontrolnog volumena jest:

$$V_{\mathrm{TD,k,i,j}} = V_{\mathrm{g,k,i,j}} - V_{\mathrm{lf,k,i,j}}, \tag{3.85}$$

$$V_{\mathrm{g,k,i,j}} = V_{\mathrm{TD,k,i,j}} + V_{\mathrm{lf,k,i,j}}. \tag{3.86}$$

Suma geometrijskih volumena jednaka je ukupnom volumenu prostora izgaranja koji određuje kinematika koljenastog mehanizma:

$$V_{\mathrm{g}}(\varphi) = V_{\mathrm{bz}} + \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} V_{\mathrm{g,k,i,j}}. \tag{3.87}$$

Ukupni termodinamički volumen za cijeli prostor izgaranja je stvarni geometrijski volumen umanjen za ukupni trenutni volumen tekućeg goriva:

$$V_{\mathrm{TD}}(\varphi) = V_{\mathrm{g}}(\varphi) - \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} \frac{m_{\mathrm{lf,k,i,j}}}{\rho_{\mathrm{lf,k,i,j}}}. \tag{3.88}$$

Brzina promjene volumena cilindra (tj. termodinamičkog volumena) definirana je kinematikom koljenastoga mehanizma te brzinom promjene ukupnoga volumena tekućega goriva koji se mijenja ubrizgavanjem, isparavanjem i rekondenzacijom. U ovome modelu zanemaren je utjecaj promjene volumena goriva zbog termičke volumenske dilatacije:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{g}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} - \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} \frac{1}{\rho_{\mathrm{lf,k,i,j}}}\left(\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lif,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vap,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{rc,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi}\right). \tag{3.89}$$

U posljednjem dijelu jednadžbe (3.89) mora se voditi računa o predznacima u zagradi, koji se tu odnose na tekuće gorivo. Dotok mase tekućega goriva u termodinamički volumen u gornjoj jednadžbi ima pozitivan predznak (ubrizgavanje goriva i rekondenzacija), s obzirom na to da oni povećavaju volumen tekućeg goriva, dok ga isparavanje smanjuje, s obzirom na to da odvodi masu iz tekućeg goriva pa je predznak negativan. Predznak tih promjena, koji vrijedi za tekuće gorivo, suprotan je kada se radi o volumenu plinovita dijela.

Ukupna promjena termodinamičkog volumena jednaka je sumi promjena volumena u prostoru bez izgaranja i u svim volumenima za zone mlaza (**ukupna promjena termodinamičkog volumena cijeloga cilindra**):

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,bz}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} + \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.90}$$

Brzina promjene termodinamičkog volumena u **zoni bez izgaranja** jest:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,bz}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{proc,bz}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{\rho_{\mathrm{bz}}} \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} \left(\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{bz,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{3.91}$$

Brzina promjene termodinamičkog volumena u **zoni mlaza goriva** jest:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,k,i,j}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{proc,k,i,j}}(\varphi)}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{1}{\rho_{\mathrm{bz}}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{bz,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{1}{\rho_{\mathrm{lf,k,i,j}}} \left(\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lif,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vap,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{rc,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{3.92}$$

Indeks proc u jednadžbama (3.91) i (3.92) odnosi se na procesnu promjenu volumena zbog termodinamike procesa. On se računa kao razlika trenutnoga i ranijeg volumena podijeljena s kutnim korakom integracije.

3.5.2. Bilanca mase

U zone mlaza se iz okolne velike zone bez izgaranja dovodi svježi medij (az) i istovremeno se ubrizgava tekuće gorivo (lf) u prve zone do mlaznice ubrizgavača. Jednadžba bilance mase za ukupni prostor izgaranja jest:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{bz}}}{\mathrm{d}t} + \sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} \left(\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{az,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lf,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} \right), \tag{3.93}$$

gdje indeks az označava svježi medij (zrak i produkte izgaranja) doveden u zonu mlaza, a indeks bz odnosi se na veliku zonu bez izgaranja.

3.5.2.1. Bilanca mase za zonu bez izgaranja

Bilancu mase za zonu bez izgaranja vrlo je lako izvesti koristeći sliku 3.1. Naime zona bez izgaranja ne dobiva nikakvu masu tokom cijelog procesa u cilindru motora – masa se iz te zone gubi na način da plin istrujava iz nje u sve pakete mlaza goriva prema određenome pravilu. Na taj način paketi mlaza goriva dobivaju potreban zrak (s vrlo malim udjelima produkata izgaranja koji nisu izbačeni iz cilindra tijekom ispuha). Kada paketi mlaza goriva dobiju zrak, on omogućava isparavanje goriva u paketu, upaljivanje nakon što prođe vrijeme zakašnjenja paljenja, izgaranje i sl. Pri otvaranju ispušnoga ventila sve zone koje se u procesu stvore u cilindru pomiješaju se i ta se mješavina plinova istiskuje iz cilindra.

Bilanca mase za zonu bez izgaranja glasi:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{bz}}}{\mathrm{d}t} = -\sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}}\left(\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{az,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}\right). \tag{3.94}$$

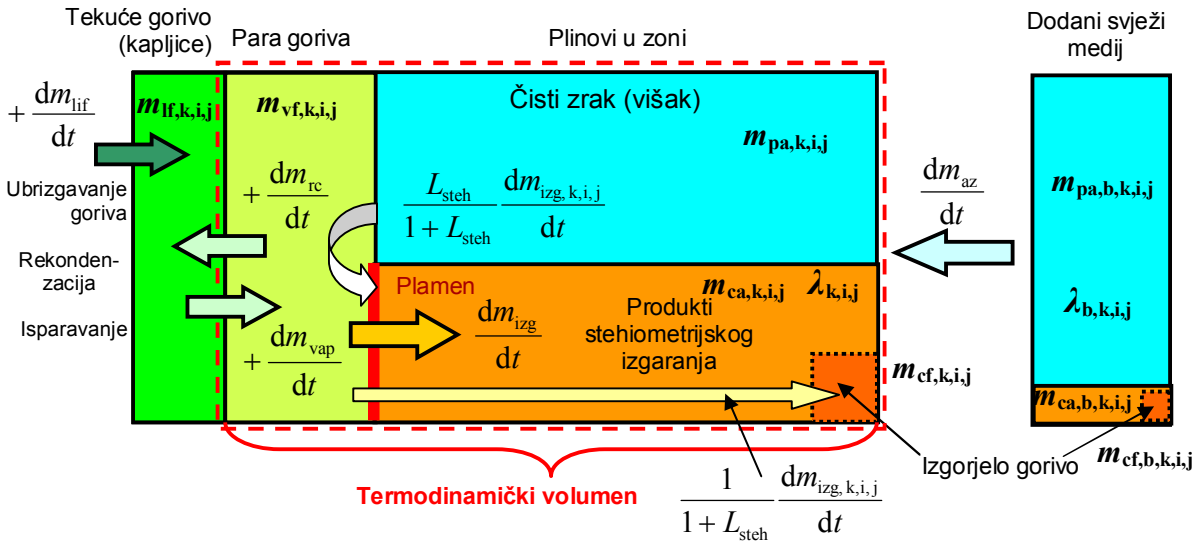
Broj zona u koje dostrujava radni medij iz zone bez izgaranja se tijekom proračuna mijenja kako nastaju (kako se formiraju) zone mlaza goriva.

3.5.2.2. Bilanca mase za zonu mlaza goriva

Promatra se izdvojena zona mlaza s indeksima k, i, j. Pretpostavljeno je da zone mlaza ne izmjenjuju masu međusobno, već samo primaju masu svježe smjese iz osnovne zone bez svježega goriva (velike okolne zone izvan mlazova). U datome vremenskom trenutku u zoni može se nalaziti određena masa tekućega goriva u kapljicama, masa para isparenoga goriva i masa okolnoga plina (koji se sastoji iz smjese čistoga zraka i produkata stehiometrijskog izgaranja).

Na slici 3.3. prikazana je ukupna masa $m_{\mathrm{k,i,j}}$ u zoni mlaza goriva i njeni tokovi. Iz mase tekućega goriva $m_{\mathrm{lf,k,i,j}}$, koje je ubrizgavanjem dovedeno u zonu, isparava gorivo i dopunjuje masu para goriva $m_{\mathrm{vf,k,i,j}}$. Pare goriva troše se izgaranjem u fronti plamena, ili rekondenziraju natrag u tekuće gorivo. Pri izgaranju s oksidantom stvaraju se stehiometrijski produkti izgaranja koji se odvode u dio zone sa stehiometrijskim produktima izgaranja. Za svaku podzonu mogu se napisati jednadžbe očuvanja mase. Ukupna masa zone jednaka je zbroju svih parcijalnih masa (redom: tekuće gorivo, para goriva, svježi zrak te zasebno zrak i izgorjelo gorivo u stehiometrijskim produktima):

$$m_{\mathrm{k,i,j}} = m_{\mathrm{lf,k,i,j}} + m_{\mathrm{vf,k,i,j}} + m_{\mathrm{ca,k,i,j}} + m_{\mathrm{cf,k,i,j}} + m_{\mathrm{pa,k,i,j}}\,. \tag{3.95}$$



Slika 3.3. Prikaz masa u zoni mlaza goriva

Masa kapljica tekućega goriva $m_{\mathrm{lf,k,i,j}}$ mijenja se zbog ubrizgavanja goriva u zonu, isparavanja goriva i rekondenzacije para goriva (ovdje su prikazane vrijednosti s predznakom prema slici 3.3. – ako se iz mase tekućega goriva odvodi masa isparenoga goriva, taj će član imati negativnu vrijednost, s obzirom na to da smanjuje masu tekućega goriva, dok će članovi koji povećavaju masu tekućega goriva imati pozitivnu vrijednost), uz značenje indeksa: lif – ubrizgavanje goriva u zonu, vap – isparavanje goriva u zoni i rc – rekondenzacija goriva u zoni:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lf,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{lif,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vap,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{rc,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.96}$$

Podzona **para goriva** $m_{\mathrm{vf,k,i,j}}$ prima paru iz podzone tekućega goriva i gubi je rekondenzacijom i izgaranjem goriva (L_{steh} je masa zraka za stehiometrijsko izgaranje 1 kg goriva):

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vf,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{vap,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{rc,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} - \frac{1}{1+L_{\mathrm{steh}}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{izg,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.97}$$

U **zoni čistoga zraka** $m_{\mathrm{pa,k,i,j}}$ masa se mijenja dovođenjem čistoga zraka $m_{\mathrm{pa,bz}}$ iz dodane svježe smjese i oduzimanjem zraka za izgaranje u kojem je nastao protok produkata stehiometrijskoga izgaranja $\mathrm{d}m_{\mathrm{izg}}/\mathrm{d}t$:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{pa,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{pa,b,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} - \frac{L_{\mathrm{steh}}}{1+L_{\mathrm{steh}}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{izg,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.98}$$

Podzona s **produktima stehiometrijskoga izgaranja** $m_{\mathrm{izg,k,i,j}}$ sastoji se od mase utrošenoga zraka za stehiometrijsko izgaranje $m_{\mathrm{ca,k,i,j}}$ i mase već izgorjeloga goriva $m_{\mathrm{cf,k,i,j}}$. Masa utrošenoga zraka povećava se dotokom produkata izgaranja nastalih izgaranjem unutar zone i dovodom produkata izgaranja dotokom svježe smjese:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ca,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} = \frac{L_{\mathrm{steh}}}{1+L_{\mathrm{steh}}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{izg,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{ca,b,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.99}$$

Istovremeno se u podzoni s produktima stehiometrijskoga izgaranja mijenja **masa izgorjeloga goriva** dotokom produkata stehiometrijskog izgaranja unutar zone i dotokom svježega medija:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{cf,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{1+L_{\mathrm{steh}}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{izg,k,i,j}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{cf,b,k,i,j}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.100}$$

Ukupna masa podzone s produktima stehiometrijskoga izgaranja jednaka je sumi masa zraka utrošena za stehiometrijsko izgaranje $m_{\mathrm{ca,k,i,j}}$ i mase izgorjeloga goriva $m_{\mathrm{cf,k,i,j}}$.

U proračunu je potrebno paziti da nijedna od navedenih masa ne može i ne smije biti manja od nule.

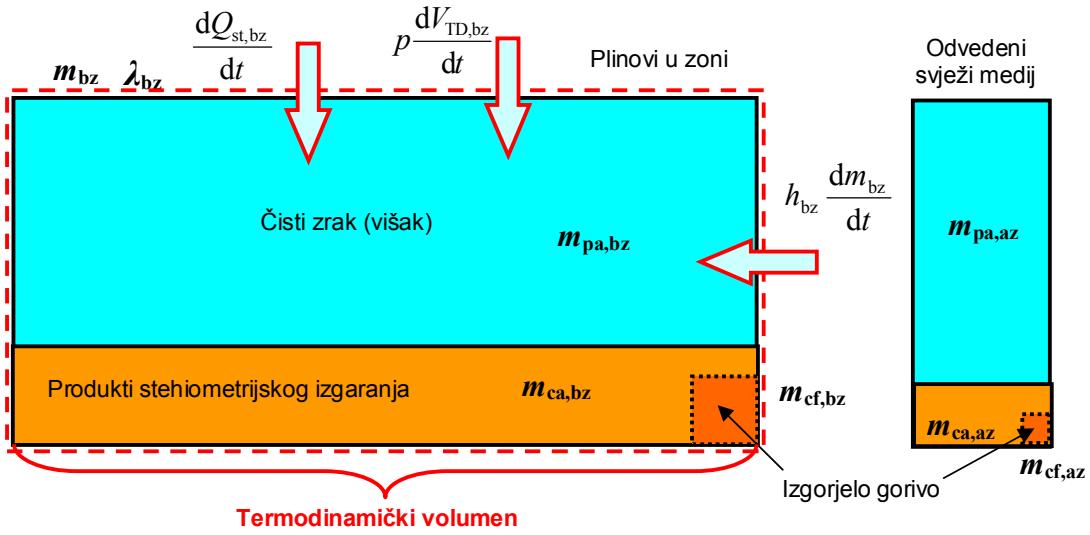
3.5.3. Bilanca energije

Izmjene energije vezane su za izmjenu mehaničkoga rada s okolinom, izmjenu topline sa stijenkama cilindra, toplinu oslobođenu izgaranjem, toplinu isparivanja ili rekondenzacije te osjetnu toplinu putem izmjene mase sa susjednim zonama.

3.5.3.1. Bilanca energije za zonu bez izgaranja

Zona bez izgaranja predaje zonama mlaza dio svoje energije (entalpije) putem osjetne topline zraka koji se domiješava u pojedine zone mlaza. Ona isto tako razmjenjuje toplinu sa stijenkama prostora izgaranja. Ukupna jednadžba izmjene energije, izvedena iz prvoga zakona termodinamike, glasi:

$$\frac{\mathrm{d}\left(m_{\mathrm{bz}}\,u_{\mathrm{bz}}\right)}{\mathrm{d}t} = h_{\mathrm{bz}}\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{bz}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,bz}}}{\mathrm{d}t} - p\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,bz}}}{\mathrm{d}t}. \tag{3.101}$$



Slika 3.4. Tokovi energije za zonu bez izgaranja

Na slici 3.4. crvenom crtkanom linijom prikazana je granica termodinamičkoga volumena, a crveno obrubljenim strelicama označeni su pozitivni dotoci energije u sustav.

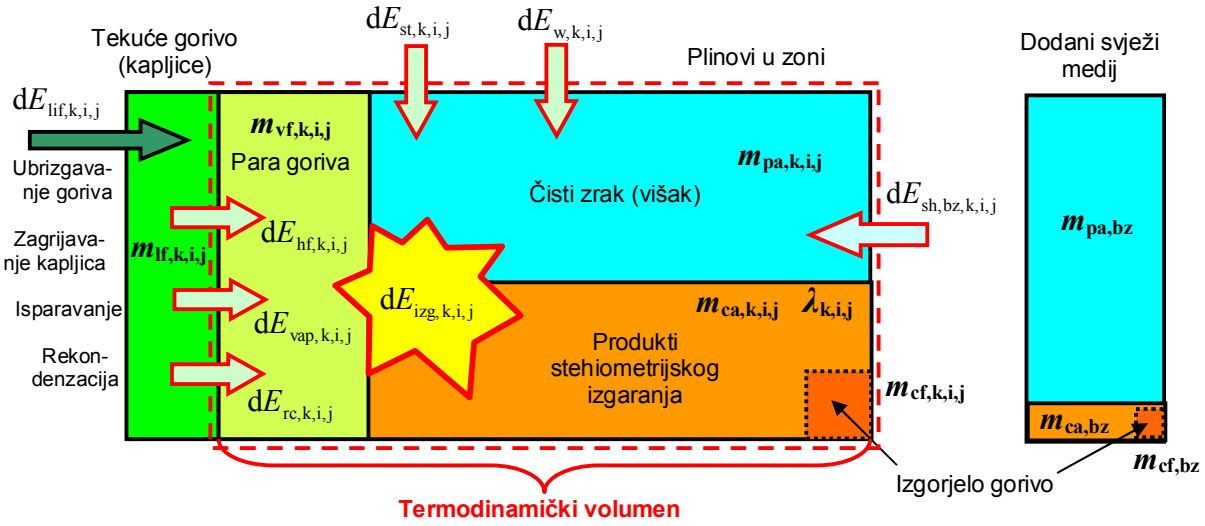
Za zonu bez izgaranja, tj. zonu svježega zraka, ukupna je izmjena topline zadana toplinom odvedenom na stijenke cilindra i osjetnom toplinom zraka koji je odveden u zone mlaza goriva:

$$\frac{dQ}{dt} = h_{bz}\frac{dm_{bz}}{dt} + \frac{dQ_{st,bz}}{dt} - p\frac{dV_{TD,bz}}{dt} = h_{bz}\sum_{k}\sum_{i}\sum_{j}\left(\frac{dm_{bz,k,i,j}}{dt}\right) + \frac{dQ_{st,bz}}{dt} - p\frac{dV_{TD,bz}}{dt}. \quad (3.102)$$

U energijskoj bilanci za zonu bez goriva (zonu bez izgaranja) uzet je u obzir i mehanički rad ostvaren promjenom volumena. Promjena volumena može biti pozitivna ili negativna, ovisno o tome je li riječ o fazi kompresije ili ekspanzije u cilindru, na što u numeričkome modelu treba obratiti posebnu pozornost.

3.5.3.2. Bilanca energije za zonu mlaza goriva

Prema slici 3.5. svaka zona mlaza goriva podijeljena je u četiri podzone, pa bi se za svaku od njih moglo napisati jednadžbu očuvanja energije. Isto tako jednadžba očuvanja energije može se napisati i za cijelu zonu mlaza.



Slika 3.5. Tokovi energije za zonu mlaza goriva

U zonu se prilikom **ubrizgavanja tekućega goriva**, uz njega, donosi osjetna toplina i kinetička energija:

$$dE_{\mathrm{lif,k,i,j}} = \left(h_{\mathrm{lif}} + \frac{v_{\mathrm{inj}}^2}{2} \right) dm_{\mathrm{lif,k,i,j}} \,. \tag{3.103}$$

Prilikom definiranja promjene topline u termodinamičkome volumenu zone mlaza goriva mora se uzeti u obzir i zagrijavanje tekućega goriva, što je izostavljeno kod računanja s masama koje sudjeluju u procesu. Dio topline iz termodinamičkoga volumena prelazi na tekuće gorivo, i tu je toplinu potrebno uzeti u jednadžbu ukupne izmjene topline. Slika 3.5. isto tako pokazuje sve elemente koji čine ukupnu promjenu topline za termodinamički volumen zone mlaza goriva, a to su:

– Toplina dovedena osjetnom entalpijom dodanoga zraka – $dE_{\mathrm{sh,bz,k,i,j}}$,
– Toplina dovedena isparenim gorivom – $dE_{\mathrm{vap,k,i,j}}$,
– Toplina odvedena za zagrijavanje tekućega goriva – $dE_{\mathrm{hf,k,i,j}}$,
– Toplina odvedena pri rekondenzaciji goriva – $dE_{\mathrm{rc,k,i,j}}$,
– Toplina oslobođena izgaranjem – $dE_{\mathrm{izg,k,i,j}}$,
– Toplina odvedena na stijenke cilindra – $dE_{\mathrm{st,k,i,j}}$,
– Mehanički rad zbog promjene volumena – $dE_{\mathrm{w,k,i,j}}$.

Promjena topline (energije) u zoni mlaza jest:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{sh,bz,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{vap,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{hf,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{rc,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{izg,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \\ + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{st,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{w,k,i,j}}}{\mathrm{d}\varphi}. \tag{3.104}$$

Za zagrijavanje tekućega goriva i isparavanje istoga tekućini (kapljicama goriva) predaje se toplina iz prostora produkata izgaranja i pare goriva zone.

Za **zagrijavanje tekućega goriva**, tj. za određenu promjenu temperature, dodaje se toplina koja se oduzima smjesi plina i pare goriva iz zone:

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{hf,k,i,j}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{lf,k,i,j}}\, c_{\mathrm{lf}}\, \Delta T_{\mathrm{lf}}. \tag{3.105}$$

Za **isparavanje tekućega goriva** troši se energija koja se oduzima plinovitom dijelu i pari iz zone. Kapljica će imati temperaturu T_{lf}. U graničnome sloju nalazi se para drugačije temperature T_{vfbl} i njena će temperatura definirati uvjete zasićenja. Ta će para pri odvođenju od kapljice na sebe preuzeti dio topline i na koncu će imati temperaturu T_{vf}, pri kojoj će se odrediti njezina svojstva (c_{p}, h i druga). Ta će se para ubrzo homogeno izmiješati s produktima izgaranja u zoni mlaza. Isparena para sa sobom nosi entalpiju isparavanja i dio promjene entalpije od zagrijavanja (što se posebno prati u modelu za isparavanje kapljice):

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{vap,k,i,j}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{vap,k,i,j}}\; h_{\mathrm{vap,k,i,j}}, \tag{3.106}$$

gdje je $h_{\mathrm{vap,k,i,j}}$ latentna toplina (entalpija) isparavanja goriva.

Pri **rekondenzaciji para goriva** tekućemu gorivu vraća se dio topline (iz termodinamičkoga se volumena odvodi osjetna toplina):

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{rc,k,i,j}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{rc,k,i,j}}\; h_{\mathrm{vf,k,i,j}}. \tag{3.107}$$

Pri **izgaranju pare goriva** oslobađa se toplina:

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{izg,k,i,j}} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{izg,k,i,j}}\, \eta_{\mathrm{izg}}\, H_{\mathrm{d}}}{1 + L_{\mathrm{steh}}}. \tag{3.108}$$

Sa stijenki dolazi dio topline (**izmijenjena toplina zone mlaza goriva sa stijenkom cilindra**):

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{st,k,i,j}} = \alpha_{\mathrm{conv}}\, A_{\mathrm{st,k,i,j}} \left(T_{\mathrm{st}} - T_{\mathrm{g,k,i,j}}\right) \mathrm{d}t. \tag{3.109}$$

Dotok osjetne topline dotokom svježega medija iz zone bez goriva:

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{sh,bz,k,i,j}} = h_{\mathrm{bz}}\,\mathrm{d}m_{\mathrm{bz,k,i,j}}\,. \tag{3.110}$$

Mehanički rad zbog promjene volumena definira se izrazom:

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{w,k,i,j}} = p\,\mathrm{d}V_{\mathrm{TD,k,i,j}}\,. \tag{3.111}$$

Toplina za zagrijavanje goriva i njegovo isparavanje oduzima se plinovitomu radnom mediju u zoni (zrak, stehiometrijski produkti izgaranja i para goriva):

$$\mathrm{d}E_{\mathrm{hf,k,i,j}} + \mathrm{d}E_{\mathrm{vap,k,i,j}} - \mathrm{d}E_{\mathrm{rc,k,i,j}} = \left(m_{\mathrm{pa,k,i,j}} + m_{\mathrm{ca,k,i,j}} + m_{\mathrm{cf,k,i,j}}\right) c_{\mathrm{p,k,i,j}}\,\Delta T_{\mathrm{g}}\,. \tag{3.112}$$

Gledano na termodinamički volumen, ukupni tok energije (ne računajući mehanički rad zbog promjene volumena) sastoji se od dotoka osjetne topline dotokom mase iz zone bez goriva, oslobađanja topline pri izgaranju i dotoka entalpije s novom parom goriva. Dio topline koristit će se za zagrijavanje kapljice no njega se ne može uvrstiti u bilancu energije za termodinamički volumen. Zagrijavanje kapljice, osim oduzimanja dijela energije termodinamičkome volumenu, ni na koji način ne može utjecati na termodinamički proces, ni na njegove promjene tlaka, temperature i volumena u termodinamičkome volumenu. To je dio energije vezan za tekućinu kapljice i isključen je iz promjena koje se dešavaju u termodinamičkome volumenu. U ukupnoj bilanci energije u obzir se uzima i toplina predana tekućini kapljice, ali taj dio ne ulazi u bilancu energije za termodinamički volumen.

S obzirom na to da je za stvaranje polutanata najvažnija podzona plina (odnosno zona čistoga zraka i produkata izgaranja) njezina promjena temperature i sastava ima značajnu ulogu u cjelokupnomu razvijenomu QD numeričkom modelu.

Model obuhvaća promjene temperature tekućega goriva, para goriva i plinovite smjese (smjese čistoga zraka i produkata stehiometrijskoga izgaranja, koja inače čini jednu podzonu). Te su temperature važne zbog ukupnoga sadržaja entalpije za zonu mlaza.

Termodinamičke promjene vezane za promjene volumena odnose se na plinovitu smjesu čistoga zraka, plinova stehiometrijskoga izgaranja i isparene pare goriva. Sve navedeno čini plinovitu smjesu čiji masa i volumen imaju veliki značaj u razvijenomu kvazidimenzijskomu numeričkom modelu. Masa i volumen tekućega goriva ne sudjeluju u tim jednadžbama. Zagrijavanje goriva i njegovo isparavanje oduzimaju dio topline plinovitoj smjesi, što ima utjecaj samo na jednadžbu očuvanja energije.

4. NUMERIČKI PODMODELI KVAZIDIMENZIJSKOGA (QD) MODELA

4.1. Ubrizgavanje goriva kod dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem

Razlike tlakova koje se prilikom ubrizgavanja goriva pojavljuju veoma su velike (razlika tlaka u cilindru u odnosu na tlak goriva u ubrizgavaču). Klasične vrijednosti tlaka u cilindru u toku ubrizgavanja goriva obično su između 50 i 100 bara, dok su tlakovi goriva u ubrizgavaču mnogo viši i kreću se od 200 do 1200 (1300) bara za klasične sustave ubrizgavanja (sustav pumpa goriva–cijev–ubrizgavač), a kod Common Rail sustava ubrizgavanja (sustavi sa sabirnicom) tlakovi goriva mogu biti čak i do 2500 bara.

Tako velike razlike tlakova goriva u odnosu na tlak u cilindru tijekom ubrizgavanja nužne su zbog raspršivanja goriva u veoma sitne kapljice. Što su kapljice goriva koje je ubrizgano u cilindar sitnije, to će gorivo brže ispariti, a isto tako velika razlika tlakova omogućava da mlaz goriva prodre u cilindru čim je moguće dublje (da je duljina mlaza čim veća), kako bi bilo bolje i kvalitetnije miješanje para goriva sa zrakom te cjelokupno izgaranje.

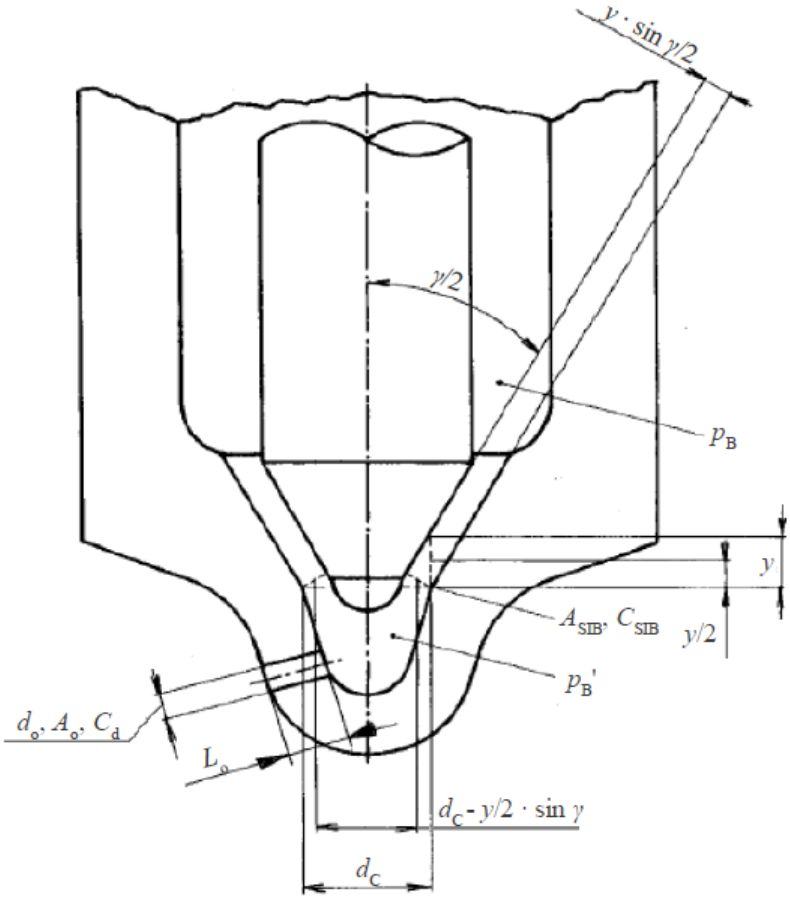
Tlak goriva u ubrizgavaču posljedica je vrlo složenih hidrodinamičkih pojava u sustavu ubrizgavanja goriva. Ove pojave ovise od velikoga broja konstrukcijskih faktora, npr. oblika brijega visokotlačne pumpe goriva, konstrukcije rasteretnoga ventila, dužine visokotlačnoga cjevovoda, konstrukcije ubrizgavača i sl. U QD numeričkome modelu razvijenome u ovome radu prilikom proračuna strujanja kroz mlaznice ubrizgavača koriste se eksperimentalni podaci toka tlaka ubrizganoga goriva za konkretno ispitivan motor. Ipak, modularna struktura samoga QD proračuna ostavlja mogućnost vrlo lakoga uključivanja bilo kojega numeričkog modela za sustav ubrizgavanja goriva. Jedan od važnih dijelova sustava ubrizgavanja goriva koji je obuhvaćen numeričkim modeliranjem u QD modelu jest otvor ubrizgavača goriva kroz koji istječe gorivo. Eksperimentalno je utvrđeno da odnos promjera i dužine otvora ubrizgavača goriva ima utjecaj kako na koeficijent kontrakcije mlaza što su prikazali Gelalles i Marsh [128] tako i na karakteristike mlaza goriva kao što su prodornost i kut mlaza što je prikazano u radu Gelallesa [129].

4.1.1. Istjecanje goriva kroz otvore ubrizgavača

Ako je poznat tlak goriva u ubrizgavaču, pod pretpostavkom da je strujanje kroz otvor ubrizgavača kvazistacionarno, jednodimenzionalno i da je fluid nekompresibilan, maseni protok goriva u kg/s kroz jednu mlaznicu definiran je izrazom:

$$\dot{m}_{\mathrm{g}} = C_{\mathrm{ds}}\, A_0 \sqrt{2\,\rho_{\mathrm{lf}}\,\Delta p}\,, \tag{4.1}$$

gdje je C_{ds} koeficijent kontrakcije mlaza vezan za dinamiku mlaza goriva (konstanta), A_0 je površina otvora rupice ubrizgavača, ρ_{lf} je gustoća tekućeg goriva, a Δp je pad tlaka na otvoru ubrizgavača. Integracijom jednadžbe (4.1) za vrijeme trajanja ubrizgavanja dobiva se procesna potrošnja goriva.



Slika 4.1. Glavne geometrijske dimenzije ubrizgavača i protočni presjeci [130]

Efektivni tlak kojim se gorivo ubrizgava kroz kanal ubrizgavača nešto je manji u odnosu na tlak koji vlada u tijelu ubrizgavača, jer postoji prigušenje u protočnom presjeku između igle ubrizgavača i njenog sjedišta, A_{SIB}, slika 4.1.

Tokom istjecanja goriva iz ubrizgavača mijenjaju se i tlak ubrizganoga goriva i tlak u cilindru. Tlak ubrizganoga goriva je promjenjiv zbog valnih pojava u sustavu visokotlačnoga ubrizgavača goriva, a kako se mijenja i tlak u cilindru, ovisno o nizu procesa koji se u njemu događaju, mijenja se i Δp. Mjerenje tlaka goriva tijekom ubrizgavanja u prostoru oko igle ubrizgavača, i na temelju toga neposredno određivanje zakona ubrizgavanja, moguće je provesti prema radu Constiena i sur. [131].

Brojni autori pokušali su poboljšati numeričke modele ubrizgavanja goriva te uzeti u obzir razne utjecaje koji se pri tome procesu pojavljuju. Tako su npr. Morel i Wahiduzzaman [132] u svojemu radu predložili korekciju brzine istjecanja goriva uslijed zagrijavanja goriva pri istjecanju. Gelalles i Marsh [128] proveli su niz ispitivanja vezanih za ubrizgavanje goriva s različitim vrstama i tipovima ubrizgavača.

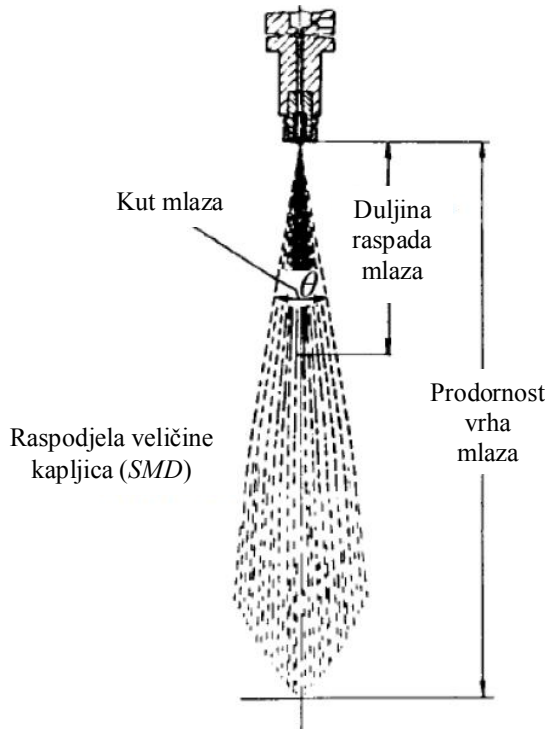
4.1.2. Karakteristike mlaza goriva

Opis procesa nastanka, tj. formiranja kapljica goriva, te isparavanja goriva u mlazu od iznimne je važnosti za sve numeričke modele koji obuhvaćaju procese miješanja goriva i zraka za izgaranje, tj. proces stvaranja gorive smjese. Iako se eksperimentalna istraživanja procesa miješanja para goriva i zraka svakodnevno provode za različite tipove dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem, točno određivanje parametara toga procesa još je uvijek veoma zahtjevna zadaća, čak i u eksperimentima, a onda sukladno s time i u numeričkome modeliranju takvih pojava.

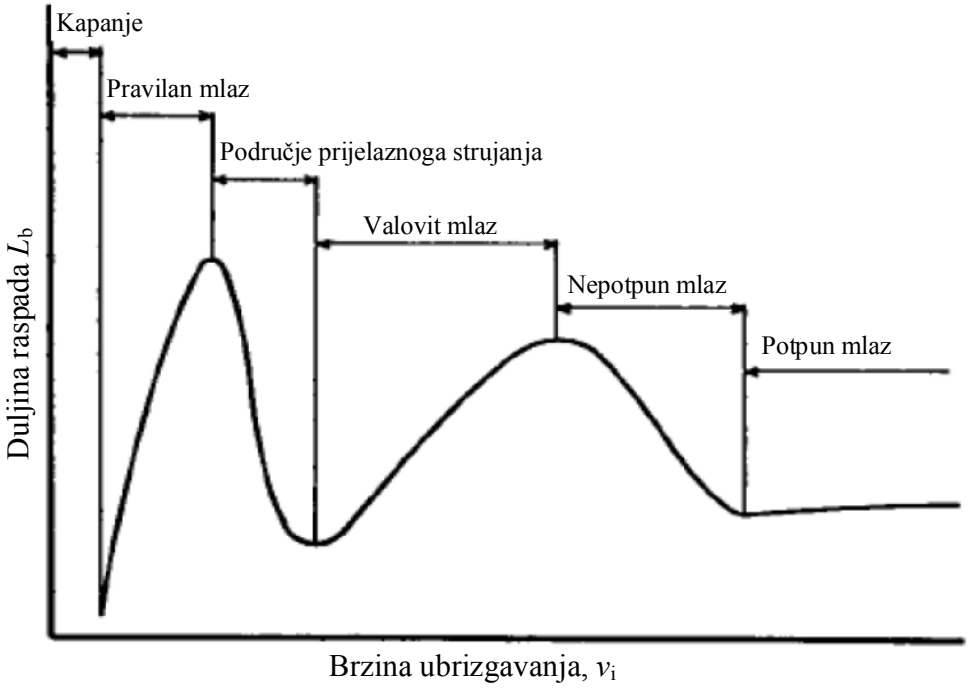
Prva znanstvena istraživanja koja su se odnosila na mlaz goriva i njegove karakteristike uglavnom su obuhvaćala vanjske, vidljive značajke mlaza goriva, kao što su brzina mlaza, prodornost mlaza u radnome volumenu motora, kut mlaza i sl. Te značajke mjerile su se snimanjem pomoću ultrabrzih kamera. Tek su se nešto kasnije pojavili numerički modeli koji su opisivali raspršenje tekućega mlaza goriva u sitne kapljice, isparavanje tekućega goriva te miješanje para goriva i zraka u gorivu smjesu. U ovome radu i QD numeričkome modelu korišteni su eksperimentalni rezultati i na temelju tih rezultata dobiveni su numerički izrazi prema radovima Hiroyasua i Araia [133] te Braccoa [134].

Mlaz goriva kod dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem je u stvarnosti tranzijentan no u numeričkim simulacijama koriste se eksperimentalni podaci koji su dobiveni kod kontinuiranoga istjecanja goriva kroz mlaznicu ubrizgavača. Dodatna eksperimentalna istraživanja pokazala su da se stanje mlaza neposredno ispred otvora mlaznica "samopodešava" u vremenu koje je mnogo kraće od vremena potrebna za znatne promjene tlaka ubrizgavanja i stanja plina u komori izgaranja dizelskoga motora što prikazuje istraživanje Braccoa [134]. Ta kvazistacionarna situacija omogućava da se koriste trenutne vrijednosti tlaka ubrizgavanja i stanja plina u cilindru u svrhu određivanja trenutnoga stanja neposredno ispred otvora mlaznice.

Svojstva mlaza goriva prilikom istjecanja kroz otvor ubrizgavača (mlaznicu) najviše ovise o brzini istjecanja (brzini ubrizgavanja goriva). Prema brzini ubrizgavanja goriva i duljini raspada mlaz goriva se može podijeliti u nekoliko područja, kao što je prikazano na slici 4.3.

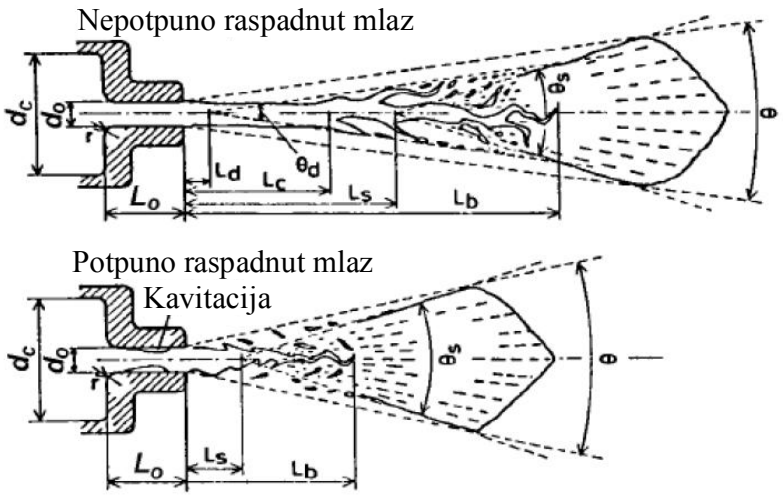


Slika 4.2. Osnovne karakteristike mlaza goriva [133]



Slika 4.3. Ovisnost duljine raspada mlaza L_b o brzini ubrizgavanja goriva v_i [133]

Na slici 4.4. dat je prikaz unutarnje strukture dva karakteristična mlaza kod dizelskoga motora s direktnim ubrizgavanjem: nepotpuno raspadnutoga i potpuno raspadnutoga. Veoma se lako može uočiti da je efektivni početak nepotpuno raspadnutoga mlaza L_s na znatno većoj udaljenosti od otvora ubrizgavača u odnosu na potpuno raspadnut mlaz. Kod potpuno raspadnutoga mlaza ne postoji efektivni početak deformacijskoga konusa L_d, niti se može uočiti pravilan stup tekućine L_c. Uz karakteristične duljine pripadni kutovi označeni su na sljedeći način: s θ označen je kut mlaza (identično slici 4.2), s θ_s označen je kut konusa mlaza i s θ_d označen je kut deformacijskoga konusa.



Slika 4.4. Unutarnja struktura nepotpuno raspadnutoga i potpuno raspadnutoga mlaza [133]

4.1.3. Duljina raspada mlaza goriva L_b

Ubrizgani mlaz goriva ne raspada se potpuno u kapljice odmah nakon ubrizgavanja. Potpuni raspad mlaza tekućega goriva događa se tek nakon što mlaz goriva prijeđe duljinu raspada L_b. Primjerice kod malih brzohodnih dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem duljina raspada mlaza goriva i udaljenost otvora mlaznice ubrizgavača od stijenke komore izgaranja približno su jednaki, što može imati veliki utjecaj na prostornu razdiobu goriva i formiranje smjese. Navedeno razmatranje prikazano je u radu Hiroyasua i Araia [133].

Na duljinu raspada utječu brojni parametri i varijable, a eksperimentalno je utvrđeno da su najvažniji:

a) brzina ubrizgavanja goriva v_i,
b) promjer otvora mlaznice d_o,
c) omjer duljine i promjera mlaznice L_o / d_o,
d) oblik otvora mlaznice, tj. zaobljenje ulaznoga ruba otvora mlaznice *r* (slika 4.4),
e) gustoća okoline u koju se ubrizgava gorivo ρ_a,

f) gustoća goriva ρ_{lf},
g) uvjeti strujanja u mlaznici (utjecaj uvjeta strujanja uzima se u obzir tzv. kavitacijskim brojem $p_{\mathrm{a}} /(\rho_{\mathrm{lf}} \cdot v_{\mathrm{i}})^2$, gdje je p_{a} tlak okoline u koju se ubrizgava gorivo).

Duljina raspada mlaza goriva za potpuni mlaz, uvrštena u QD model, definira se izrazom iz rada Hiroyasua i Araia [133]:

$$L_{\mathrm{b}} = 7{,}0\, d_{\mathrm{o}} \left(1 + 0{,}4 \frac{r}{d_{\mathrm{o}}}\right) \left(\frac{p_{\mathrm{a}}}{\rho_{\mathrm{lf}}\, v_{\mathrm{i}}^2}\right)^{0{,}05} \left(\frac{L_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{o}}}\right)^{0{,}13} \left(\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}5} . \tag{4.2}$$

U literaturi se može pronaći nekoliko izraza za duljinu raspada mlaza goriva. Tako npr. Bracco [134] koristi izraz:

$$L_{\mathrm{b}} = C_{\mathrm{c}}\, d_{\mathrm{o}} \left(\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}5} \quad f_{\mathrm{m}}^{*} = 7{,}15\, d_{\mathrm{o}} \left(\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}5} , \tag{4.3}$$

gdje je f_{m}^{*} funkcija Taylorova broja $\mathrm{T_a}$ (parametar viskoznosti tekućine u Taylorovoj teoriji). Za uobičajene vrijednosti parametara goriva i plina, i najčešće geometrijske odnose otvora mlaznice koje se pojavljuju kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem, vrijednost f_{m}^{*} je oko 4,085, a konstanta C_{c} iznosi približno 7/4, pa se otuda dobije vrijednost 7,15 u drugom dijelu jednadžbe (4.3).

Usporede li se jednadžbe (4.2) i (4.3) u području brzina ubrizgavanja od 200–250 m/s, uočljivo je da jednadžba (4.2) daje nešto veće vrijednosti duljine raspada, poglavito u području većih tlakova okoliša u koji se gorivo ubrizgava. No ključna je činjenica da oba izraza predviđaju dominantan utjecaj promjera otvora mlaznice i omjer gustoća (gustoća tekućega goriva u odnosu na gustoću okoline u koju se ubrizgava gorivo).

Prilikom ubrizgavanja goriva u cilindar motora podrazumijeva se da je gustoća tekućine jednaka gustoći goriva, gustoća i tlak okoline su zapravo gustoća i tlak plina u cilindru motora, a brzina ubrizgavanja goriva se može odrediti iz jednadžbe (4.1) te se definira jednadžbom:

$$v_{\mathrm{i}} = C_{\mathrm{ds}} \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}} . \tag{4.4}$$

4.1.4. Kut mlaza goriva θ (bez aksijalnoga vrtloga)

Na temelju mnogobrojnih fotografija mlaza goriva utvrđena je sljedeća eksperimentalna korelacija za kut mlaza prema radu Hiroyasua i Araia [133]:

$$\theta = 83{,}5 \left(\frac{L_\mathrm{o}}{d_\mathrm{o}} \right)^{-0{,}22} \left(\frac{d_\mathrm{o}}{d_\mathrm{c}} \right)^{0{,}15} \left(\frac{\rho_\mathrm{a}}{\rho_\mathrm{lf}} \right)^{0{,}26} . \tag{4.5}$$

Bracco [134] daje nešto drugačiji izraz za kut mlaza goriva:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A_\theta} 4\, \pi \left(\frac{\rho_\mathrm{a}}{\rho_\mathrm{lf}} \right)^{0{,}5} f_\mathrm{m}^{*}, \tag{4.6}$$

gdje su:

$$f_\mathrm{m}^{*} = \frac{\sqrt{3}}{6}, \tag{4.7}$$

$$A_\theta = 3{,}0 + 0{,}28 \frac{L_\mathrm{o}}{d_\mathrm{o}} . \tag{4.8}$$

Usporedbom jednadžbi (4.3) i (4.6) može se uočiti da je prema Taylorovoj teoriji odnos gustoće plina u cilindru i gustoće tekućega goriva dominantan kod obje jednadžbe.

Usporedba korelacija za kut mlaza pokazuje bolje slaganje jednadžbe (4.5) i izmjerenih vrijednosti. Unatoč tome u QD model uvrštena je jednadžba (4.6) iz razloga što je član d_c iz jednadžbe (4.5) i sa slike 4.1. vrlo teško precizno odrediti te proizvođači ubrizgavača najčešće u svojim katalozima ne navode taj podatak.

Navedene jednadžbe za kut mlaza goriva i duljinu raspada mlaza goriva dobivene su u uvjetima bez isparavanja goriva. Ti parametri u početku procesa razvoja mlaza nisu značajnije poremećeni procesom isparavanja što pojašnjava Heywood [116].

Kut mlaza goriva definiran jednadžbom (4.5) ili jednadžbom (4.6) prikazuje mlaz goriva koje se ubrizgava u cilindar, s time da je plin u cilindru u stanju mirovanja. Kod realnih dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem plin u cilindru nije miran, već je u stanju vrtložnoga gibanja, a taj vrtlog poboljšava isparavanje goriva te miješanje para goriva i zraka, stoga ga je nužno uzeti u obzir. Isto tako aksijalni vrtlog zakreće mlaz goriva, čime se mijenja i kut mlaza.

Kut mlaza goriva u kojemu je uzeto u obzir i vrtložno strujanje plina u cilindru bit će definiran u nastavku i to na način da će se kut mlaza definiran jednadžbama (4.5) ili (4.6) množiti s koeficijentom koji uzima u obzir aksijalni vrtlog plina u cilindru.

4.1.5. Kut mlaza goriva θ_{AV} (s aksijalim vrtlogom)

Definiranje kuta mlaza goriva pri postojanju aksijalnog vrtloga težak je i zahtjevan zadatak. Kod ubrizgavanja goriva u komoru s aksijalnim vrtlogom (što je slučaj kod cilindra dizelskoga motora) mlaz goriva se savija i sukladno s time mijenja se kut mlaza goriva u ovisnosti o udaljenosti od otvora mlaznice. U tom slučaju kut mlaza goriva definira se kao srednja vrijednost maksimalnoga i minimalnoga kuta mlaza, a njegova trenutna vrijednost može se odrediti pomoću izraza:

$$\theta_{AV} = C_\theta \, \theta , \tag{4.9}$$

gdje je θ kut mlaza goriva bez aksijalnog vrtloga određen prema jednadžbama (4.5) ili (4.6).

Faktor korekcije kuta mlaza goriva u ovisnosti o aksijalnom vrtlogu C_θ određuje se pomoću jednadžbe:

$$C_\theta = \left(1 + \frac{2\pi \; n_M \; R_S \; S_1}{v_1} \right)^b , \tag{4.10}$$

u kojoj je S_1 put prvoga ubrizganog paketa u osi mlaza goriva, v_1 je brzina prvog ubrizganog paketa u osi mlaza na početku ubrizgavanja, a koeficijent b određuje se eksperimentalno i iznosi b = 2.

Kako je C_θ veće od 1, kut mlaza goriva se povećava, što je u skladu s eksperimentima kod postojanja aksijalnoga vrtloga. Ovdje je vidljiv i jedan od ciljeva aksijalnoga vrtloga, a to je da se "razvuče" mlaz goriva radi što boljeg miješanja goriva i zraka odnosno radi čim lakšega i bržeg stvaranja gorive smjese.

4.2. Koeficijent kontrakcije mlaza goriva u mlaznici (koeficijent istjecanja)

Taj se koeficijent za laminarno strujanje u mlaznici ubrizgavača može definirati pomoću jednadžbe:

$$C_d = \frac{v_i}{\sqrt{\dfrac{2\,(p_1 - p_2)}{\rho_{lf}}}} , \tag{4.11}$$

gdje su:

v_i – brzina ubrizgavanja goriva, m/s,
p_1 – tlak goriva na ulazu u mlaznicu, Pa,

p_2 – tlak u cilindru, Pa,

ρ_{1f} – gustoća tekućega goriva na početku ubrizgavanja, kg/m^3.

Zbog visokih tlakova i brzina strujanja strujanje je u mlaznici ubrizgavača turbulentno, a ne laminarno, uz mogućnost pojave kavitacije, tako da postoje korelacije koje izračunavaju koliki udio goriva iz mlaznice ubrizgavača ulazi u cilindar u obliku isparenog goriva odnosno uzima se u obzir da prvi paketi mlaza goriva nisu ispunjeni samo tekućim gorivom nego i dijelom pare goriva.

Kako bi se korigirao ovaj koeficijent, u QD numerički model uvršten je izračun koeficijenta kontrakcije mlaza iz rada Von Kuensberg Sarrea i sur. [135], koji uzima u obzir turbulentno strujanje u mlaznici, ali bez pojave kavitacije i samim time pare goriva.

Uzme li se u obzir turbulentno strujanje u mlaznici, koeficijent kontrakcije mlaza goriva C_d može se definirati kao:

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{K_{inlet} + f\,\frac{l}{d} + 1}}. \tag{4.12}$$

U jednadžbi (4.12) l je duljina provrta mlaznice u mm, d je promjer mlaznice u mm, a faktor f definira se putem izraza:

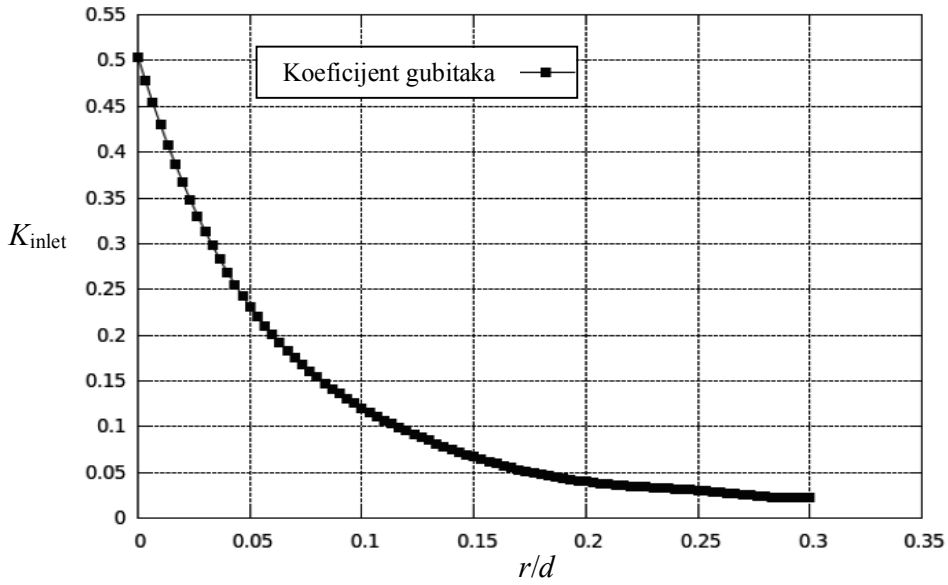
$$f = \text{Max}\,(0{,}316\,\text{Re}^{-0{,}25}, \frac{64}{\text{Re}}), \tag{4.13}$$

gdje je Reynoldsov broj:

$$\text{Re} = \frac{v_i\, d}{\mu_{lf}} 10^{-3}, \tag{4.14}$$

ukoliko je promjer mlaznice d u mm, a μ_{lf} je dinamička viskoznost tekućeg goriva u kg/(m·s).

Posljednji nedefinirani član iz jednadžbe (4.12) jest K_{inlet}, koji se očitava iz dijagrama u ovisnosti od omjera r/d, gdje je r unutarnji radijus provrta mlaznice, što je prikazano na slici 4.5.



Slika 4.5. Koeficijent gubitaka prilikom turbulentnoga strujanja u mlaznici

Nakon određivanja koeficijenta kontrakcije mlaza za turbulentno strujanje, treba korigirati ulazni tlak u mlaznicu ubrizgavača p_1 prema jednadžbi:

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho_{\text{lf}}}{2}\left(\frac{v_{\text{i}}}{C_{\text{d}}}\right)^2, \tag{4.15}$$

gdje je p_2 tlak u cilindru motora.

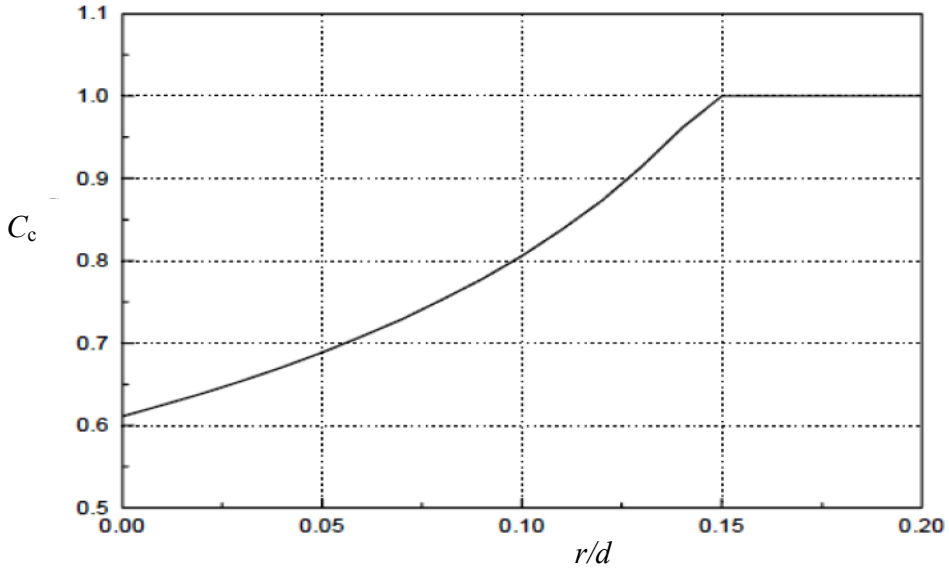
Nakon što se izračunao tlak na ulazu u mlaznicu pomoću jednadžbe (4.15), može se provjeriti dolazi li pri ovakvome strujanju goriva kroz mlaznicu ubrizgavača do kavitacije. Pretpostavljajući ravni profil brzina i koristeći Nurickov [136] izraz za veličinu kontrakcije (sužavanja) mlaza tekućega goriva u mlaznici, dobije se brzina u najužem strujnom presjeku unutar mlaznice:

$$v_{\text{vena}} = \frac{v_{\text{i}}}{C_{\text{c}}}, \tag{4.16}$$

gdje se koeficijent C_{c} očitava iz dijagrama sa slike 4.6.

U slučaju pojave kavitacije teorija potencijalnoga protoka dopušta primjenu Bernoulijeve jednadžbe od ulaza u mlaznicu do mjesta najvećega suženja mlaza goriva u mlaznici bez ikakvih gubitaka:

$$p_{\text{vena}} = p_1 - \frac{\rho_{\text{lf}}}{2} v_{\text{vena}}^2 . \tag{4.17}$$



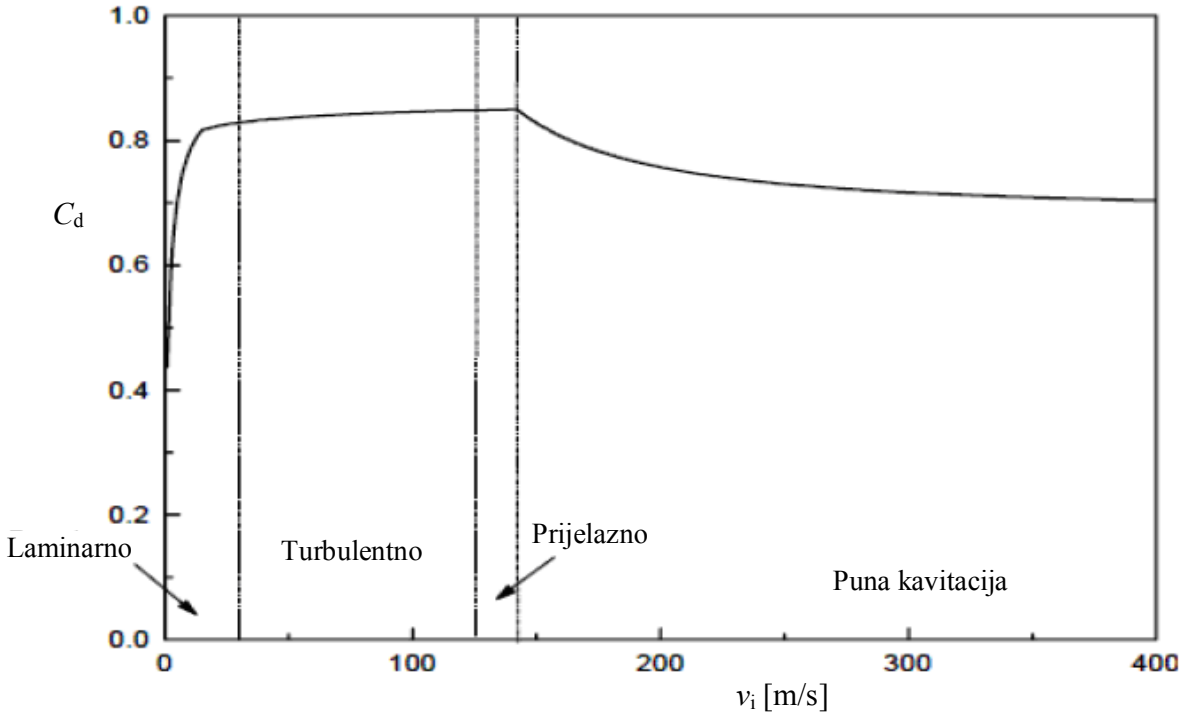
Slika 4.6. Promjena koeficijenta C_c u ovisnosti od omjera *r*/*d* [135]

Ako je tlak na mjestu najvećega suženja mlaza goriva u mlaznici p_{vena} niži od tlaka pare goriva p_{vap}, koja se pojavljuje prilikom kavitacije u mlaznici, tada je riječ o protoku s punom (potpunom) kavitacijom, a tlak goriva na ulazu u mlaznicu i koeficijent kontrakcije mlaza se u tom slučaju definiraju prema jednadžbama:

$$p_1 = p_{vap} + \frac{\rho_{lf}}{2} v_{vena}^2 , \tag{4.18}$$

$$C_d = C_c \sqrt{\frac{p_1 - p_{vap}}{p_1 - p_2}} . \tag{4.19}$$

U konačnici, može se zaključiti kako se koeficijent kontrakcije mlaza za strujanje goriva kroz mlaznicu ubrizgavača kreće različito, ovisno o tome je li strujanje laminarno, turbulentno ili se pojavljuje kavitacija prilikom strujanja. Prikaz kretanja koeficijenta kontrakcije mlaza za različite režime strujanja u ovisnosti od brzine ubrizgavanja goriva vidljiv je na slici 4.7.



Slika 4.7. Promjena koeficijenta kontrakcije mlaza C_d u ovisnosti o brzini ubrizgavanja goriva v_i za različita područja strujanja [135]

4.3. Put, brzina i ubrzanje paketa mlaza goriva

Pod pojmom put paketa podrazumijeva se udaljenost težišta svakoga paketa mlaza goriva u odnosu na izlaz otvora mlaznice. To je jedini parametar kod QD numeričkih modela koji neposredno pokazuje vremenski promjenjivu osobinu mlaza goriva kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem.

Položaj vrha mlaza goriva (najisturenijega paketa) moguće je odrediti fotografiranjem mlaza goriva. Eksperimenti su pokazali da postoje dvije različite faze u kretanju paketa mlaza goriva. U prvoj fazi brzina prodiranja paketa praktički je konstantna, a zatim u drugoj fazi postupno opada. Obje faze pokazuju linearnu ovisnost između logaritma vremena i logaritma prijeđenoga puta paketa.

Prvi parametar koji treba definirati kako bi se moglo računati put, brzinu i ubrzanje paketa mlaza goriva jest karakteristično vrijeme raspada tekućega goriva (break-up time). U procesu ubrizgavanja goriva tekuća se jezgra mlaza, zbog nestabilnosti u tekućini, počne raspadati u kapljice nakon isteka određenoga vremena. Interakcijom kapljica s okolnim zrakom dolazi do značajnije razmjene količine gibanja, koje se u QD modelu promatra kao ubacivanje zraka iz okoline u paket mlaza. To se vrijeme za svaki paket mlaza računa zasebno.

Vrijeme raspada u osi mlaza definirano je izrazom:

$$t_{\mathrm{b}} = BB \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\, d_{\mathrm{o}}}{(\rho_{\mathrm{a}}\, \Delta p)^{0,5}}, \tag{4.20}$$

dok je prema rubovima mlaza vrijeme raspada definirano na način da se ono linearno smanjuje od osi ($j_{\min} = 1$) do ruba mlaza ($j_{\max} = 5$):

$$t_{\mathrm{b,k}} = t_{\mathrm{b}} \left(1 - \frac{j-1}{j_{\max}} \right). \tag{4.21}$$

Koeficijent BB iz jednadžbe (4.20) kod većine je autora usvojen kao konstanta koja iznosi 28,65. Međutim ako se taj koeficijent usvoji kao konstanta za sve pakete, tada se prilikom izračuna puta, brzine i ubrzanja za svaki paket pojavljuje jedan specifičan problem.

Primjerice prilikom izračuna puta određenoga paketa događa se linearno napredovanje paketa u vremenu, sve dok se ne dostigne vrijeme raspada tekućega goriva. Nakon toga put paketa se počinje smanjivati (što bi u praksi značilo da se paket umjesto daljnjega napredovanja počinje vraćati prema otvoru mlaznice), a tek nakon određenoga vremena paket počne dalje napredovati prema stijenkama cilindra. Kako bi se izbjegao takav efekt, koji je fizikalno nemoguć, koeficijent *BB* se dobiva iterativno, što znači da se vrijednost koeficijenta *BB*, a samim time i veličina vremena raspada tekućega goriva, za svaki paket računaju zasebno. Na ovaj se način dobivaju kontinuirane krivulje za put, brzinu i ubrzanje paketa, bez nepredviđenih efekata.

U QD numeričkome modelu mlaz je podijeljen u 5 radijalnih zona (paketa) po jednom uzdužnom sloju. Broj radijalnih paketa proizvoljno se odabire, a identična podjela može se pronaći i kod brojnih drugih autora koji su se bavili ovom problematikom.

Još jedan neizostavan parametar, nužan za definiranje puta, brzine i ubrzanja svakoga pojedinog paketa u mlazu goriva, jest brzina ubrizgavanja goriva v_{i}, koja se definira jednadžbom (4.4).

Varijabla C_{ds} (koeficijent kontrakcije mlaza vezan za dinamiku mlaza) je konstanta, a u radovima Cvetića [103] i Stiescha [104] uzima se da iznosi 0,39. Put, brzina i ubrzanje svakoga paketa mlaza definiraju se u ovisnosti o vremenu raspada tekućega goriva t_{b} odnosno $t_{\mathrm{b,k}}$.

4.3.1. Put paketa mlaza goriva

Put paketa mlaza goriva (udaljenost od otvora mlaznice ubrizgavača do težišta paketa) definira se na dva načina: do raspada kontinuiranoga mlaza goriva u kapljice i nakon raspada kontinuiranoga mlaza goriva.

U vremenu $0 < t < t_{\mathrm{b,k}}$ definira se izrazom Cvetića [103]:

$$S = v_{\mathrm{i}}\ t = C_{\mathrm{ds}} \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\ t\,, \tag{4.22}$$

dok se u vremenu $t \rangle t_{\mathrm{b,k}}$ put paketa definira kao:

$$S_1 = 2 \cdot 1{,}48 \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{d_{\mathrm{o}}\ t}\ \exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right], \tag{4.23}$$

$$S_2 = S_1 \left(1 + \frac{\pi\ n_{\mathrm{M}}\ R_{\mathrm{S}}\ S_1}{30\ v_{\mathrm{i}}}\right)^{-1}, \tag{4.24}$$

$$S = S_2 \left(1 + \sqrt{\frac{i-1}{i_{\max}-1}}\ 0{,}2\right). \tag{4.25}$$

U jednadžbi (4.23) eksponencijalna funkcija predstavlja faktor korekcije brzine paketa. Naime kao što se vrijeme raspada tekućega goriva definira različito za pakete u osi mlaza u odnosu na pakete koji se nalaze na periferiji mlaza, jednadžbe (4.20) i (4.21), na isti način treba izvršiti korekciju brzine paketa. Korekcija uzima u obzir sve pakete udaljene od osi mlaza, smanjenje njihovih brzina i time kraće puteve, u odnosu na pakete istoga reda (aksijalne varijable *i*), ali u osi mlaza. Varijabla *j* u jednadžbi (4.23) predstavlja radijalni indeks paketa mlaza. Razlog zbog kojega dolazi do usporenja paketa na rubu mlaza jest taj što u te pakete prije ulazi zrak iz zone bez izgaranja (što je paket bliži zoni bez izgaranja, to će u njega prije ustrujati zrak), tako da su posljednji paketi u koje ustrujava zrak paketi u osi mlaza. Ustrujavanje zraka u pakete, koje se događa nakon što istekne vrijeme raspada tekućega goriva za svaki pojedini paket, rezultira usporenjem paketa i njegovim sporijim napredovanjem. Tu karakteristiku potvrđuju i mjerenja vidljive konture mlaza goriva, kod kojih je uočljivo da najveću brzinu i najveći prijeđeni put ima sam vrh mlaza, dok svi ostali segmenti mlaza na rubnim dijelovima imaju manju brzinu i samim time manji prijeđeni put u istomu vremenskom intervalu.

U jednadžbi (4.24) izraz $\left(1 + \frac{\pi\ n_{\mathrm{M}}\ R_{\mathrm{S}}\ S_1}{30\ v_{\mathrm{i}}}\right)^{-1}$ predstavlja faktor korekcije puta mlaza goriva s obzirom na aksijalni vrtlog zraka koji se javlja u cilindru. Stanje u cilindru, poglavito tijekom usisa, nije mirno, već zrak struji u obliku vrtloga, što ima velik utjecaj na mlaz goriva, jer ga

pomiče i skreće mu vrh, a ovim faktorom ta je činjenica uzeta u obzir. U toj jednadžbi n_M je brzina vrtnje motora u min^{-1}, R_S je koeficijent aksijalnoga vrtloga, a v_i je brzina ubrizgavanja goriva u m/s.

Jednadžba (4.25) prikazuje konačan izraz za definiranje prijeđenoga puta paketa mlaza goriva u periodu nakon isteka vremena raspada tekućega goriva. Izraz $\left(1+\sqrt{\frac{i-1}{i_{max}-1}}\,0{,}2\right)$ uzima u obzir treću, poslijednju korekciju prijeđenoga puta paketa mlaza. Naime kinetička energija, koja se unosi gibanjem mlaza u cilindar, za dva je reda veličine veća od kinetičke energije vrtloga ili preljevnoga strujanja u cilindru. Posljedica toga jest ta da su početni dijelovi mlaza više zakočeni okolnim zrakom od onih dijelova mlaza koji su ubrizgani naknadno i koji se kreću u "sjeni" prednjih dijelova mlaza. Iz tih je razloga potrebno izvršiti tu korekciju u ovisnosti o aksijalnomu (uzdužnom) položaju paketa u mlazu (varijabla *i*). Brzina samoga ubrizgavanja se ne korigira. Varijabla i_{max} predstavlja maksimalan broj aksijalnih paketa (maksimalan broj redova), što znači da se za proračun puta svakoga pojedinog paketa mora poznavati trajanje ubrizgavanja, kako bi se mogao odrediti maksimalan aksijalni indeks.

Brzina i ubrzanje svakoga pojedinačnog paketa definiraju se vrlo slično, kao i put paketa iz jednadžbi (4.22), (4.23), (4.24) i (4.25).

4.3.2. Brzina paketa mlaza goriva

Brzina paketa mlaza goriva u vremenu $0 < t < t_{b,k}$ definira se izrazom Stiescha [104]:

$$v_{paket} = v_i = C_{ds}\sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{lf}}}, \tag{4.26}$$

dok se u vremenu $t \rangle t_{b,k}$ brzina paketa definira kao:

$$v_a = 1{,}48\sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_a}}\sqrt{\frac{d_o}{t}}\exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right], \tag{4.27}$$

$$v_b = v_a\left(1+\frac{\pi\, n_M\, R_S\, S_l}{30\, v_i}\right)^{-1}, \tag{4.28}$$

$$v_{paket} = v_b\left(1+\sqrt{\frac{i-1}{i_{max}-1}}\,0{,}2\right). \tag{4.29}$$

Faktori korekcije u jednadžbama (4.27), (4.28) i (4.29) identični su prethodnim faktorima korekcije iz jednadžbi (4.23), (4.24) i (4.25), samo što se u ovom slučaju odnose na brzinu paketa.

4.3.3. Ubrzanje paketa mlaza goriva

Ubrzanje paketa mlaza goriva u vremenu $0 < t < t_{\mathrm{b,k}}$ definira se izrazom iz radova Cvetića [103] i Stiescha [104]:

$$a_{\mathrm{paket}} = \frac{\mathrm{d}v_{\mathrm{paket}}}{\mathrm{d}t} = 0, \tag{4.30}$$

dok se u vremenu $t \rangle t_{\mathrm{b,k}}$ ubrzanje paketa definira kao:

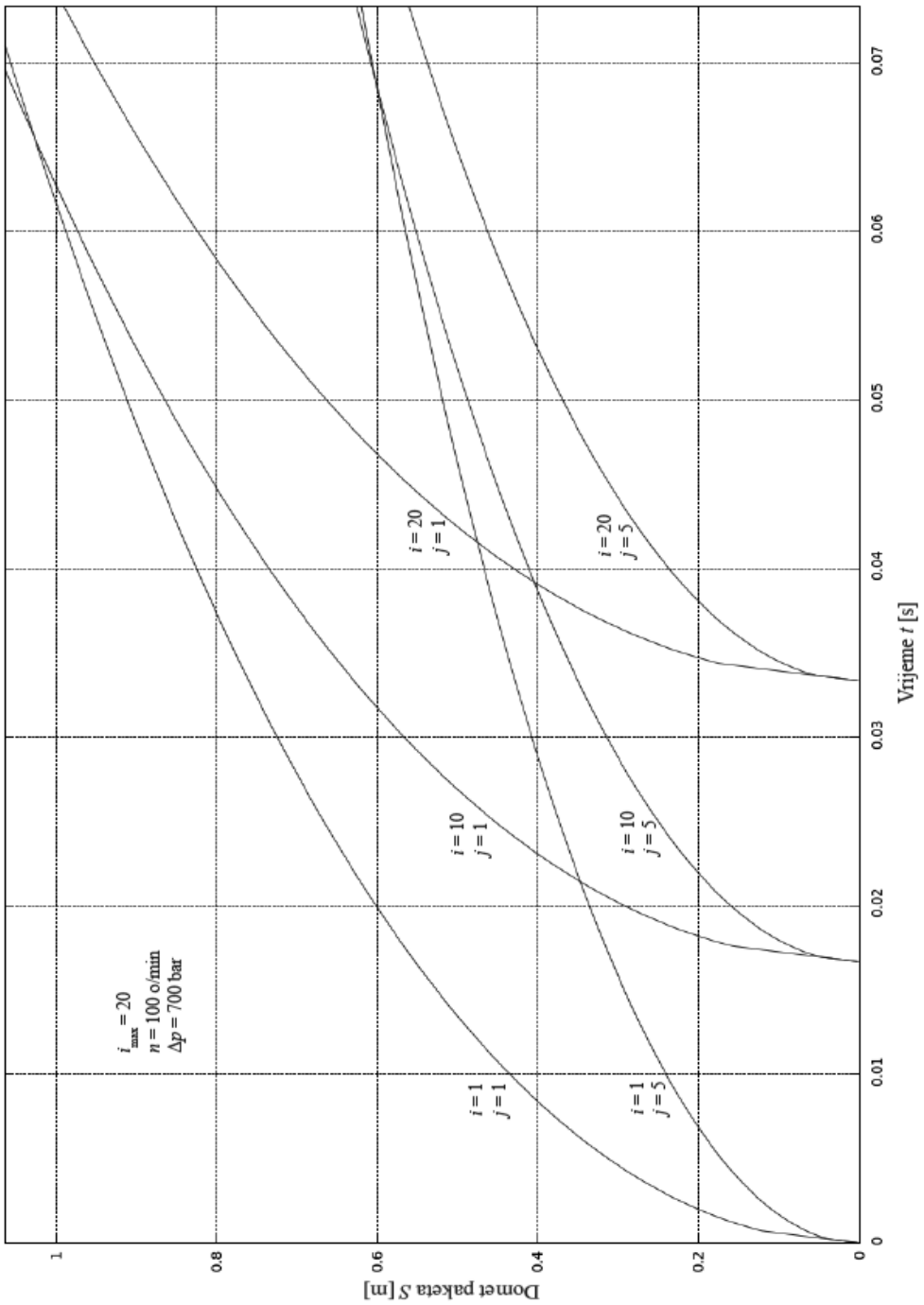
$$a_{\mathrm{a}} = -\frac{1{,}48}{2} \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}} \sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t^3}} \exp\left[-0{,}0386\left(j-1\right)^2\right], \tag{4.31}$$

$$a_{\mathrm{b}} = a_{\mathrm{a}} \left(1 + \frac{\pi\ n_{\mathrm{M}}\ R_{\mathrm{S}}\ S_{\mathrm{l}}}{30\ v_{\mathrm{i}}}\right)^{-1}, \tag{4.32}$$

$$a_{\mathrm{paket}} = a_{\mathrm{b}} \left(1 + \sqrt{\frac{i-1}{i_{\max}-1}}\ 0{,}2\right). \tag{4.33}$$

Faktori korekcije u jednadžbama (4.31), (4.32) i (4.33) identični su prethodnim faktorima korekcije iz jednadžbi (4.23), (4.24) i (4.25), samo što se u ovom slučaju odnose na ubrzanje paketa.

Iz navedenih izraza vidljiva je izrazita ovisnost između prodornosti paketa (puta paketa), početnoga tlaka ubrizgavanja goriva (tj. tlaka otvaranja ubrizgavača) i početne vrijednosti brzine ubrizgavanja goriva u cilindar (zakona ubrizgavanja). S visokim početnim vrijednostima intenziteta ubrizgavanja (zakona ubrizgavanja) bit će veći put paketa, čak i pri nižim tlakovima otvaranja ubrizgavača. Dakle put paketa je kontroliran intenzitetom količine gibanja ubrizganoga goriva tijekom rane faze ubrizgavanja, što se može vidjeti iz rada Hiroyasua i Araia [133]. Prikaz krivulja puta paketa na raznim područjima mlaza goriva (ovisno o aksijalnome indeksu i i radijalnome indeksu j) prikazan je na slici 4.8.



Slika 4.8. Put (domet) paketa mlaza goriva u vremenu

Sa slike 4.8. vidljivo je kako će kasnije ubrizgani paketi nakon određenoga vremena dostići i prestići ranije ubrizgane pakete koji ostaju „zakočeni“ zrakom koji se nalazi unutar cilindra. Zahvaljujući toj činjenici, kasnije ubrizgani paketi nalaze se u sjeni onih koji su prije ubrizgani, te se kod njih ne javlja toliko nagli pad brzine i puta napredovanja u cilindru motora.

4.3.4. Izvod koeficijenata u jednadžbama za napredovanje paketa mlaza goriva

Izvod se odnosi na pakete mlaza goriva koji su izvan središnje osi mlaza.

Jednadžbe koje vrijede za os mlaza kako prije tako i nakon vremena raspada mlaza definirane su u prethodnim izrazima. Radi bolje preglednosti izvoda, potrebne jednadžbe će se prepisati, a u njih će biti uvrštene konstante korištene u radovima Cvetića [103] i Stiescha [104].

Brzina istjecanja tekuće jezgre mlaza, ujedno i brzina paketa do vremena raspada, definira se jednadžbom (4.4). Kada se u tu jednadžbu uvrsti $C_{\mathrm{ds}} = 0{,}39$, ona poprima oblik:

$$v_{\mathrm{i}} = 0{,}39 \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,. \tag{4.34}$$

Vrijeme raspada tekuće jezgre mlaza definirano je jednadžbom (4.20), a uz $BB = 28{,}65$ jednadžba glasi:

$$t_{\mathrm{b}} = 28{,}65\,\frac{\rho_{\mathrm{lf}}\,d_{\mathrm{o}}}{(\rho_{\mathrm{a}}\,\Delta p)^{0{,}5}}\,. \tag{4.35}$$

U izrazu za brzinu napredovanja paketa nakon vremena raspada prema jednadžbi (4.27), sukladno istraživanju Stiescha [104], konstanta kojom se jednadžba množi iznosi 1,48 pa izraz glasi:

$$v_{\mathrm{a}} = 1{,}48 \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\,\sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t}}\,. \tag{4.36}$$

Cvetić [103] jednadžbu (4.27) ne množi faktorom 1,48, već faktorom 1,495, pa taj izraz glasi:

$$v_{\mathrm{a}} = 1{,}495 \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\,\sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t}}\,. \tag{4.37}$$

Cilj izvoda jest točno proračunati konstante iz jednadžbi od (4.34) do (4.37), prvenstveno za pakete u osi mlaza, a na temelju toga izračuna prikazati kako bi se navedene konstante mijenjale za pakete koji su udaljeni od osi mlaza.

Prevaljeni put mlaza do vremena raspada mora biti jednak po jednadžbama (4.34) i (4.35). Umjesto konstanti u jednadžbama se definiraju nepoznanice koje će se računati, tako da jednadžbe (4.34), (4.35) i (4.36) sada izgledaju:

$$v_{\mathrm{i}} = A \sqrt{\frac{2\ \Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,, \tag{4.38}$$

$$t_{\mathrm{b}} = BB\ \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\ d_{\mathrm{o}}}{(\rho_{\mathrm{a}}\ \Delta p)^{0,5}}\,, \tag{4.39}$$

$$v_{\mathrm{a}} = C \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t}}\,. \tag{4.40}$$

Prijeđeni put paketa općenito se definira kao:

$$S = \int_0^t v\,\mathrm{d}t\,. \tag{4.41}$$

Prijeđeni put za tekuću jezgru mlaza jest:

$$S_{\mathrm{i}} = \int_0^t v_{\mathrm{i}}\,\mathrm{d}t = A \sqrt{\frac{2\ \Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,t\,. \tag{4.42}$$

Prijeđeni put za mlaz nakon raspada u kapljice jest:

$$S_{\mathrm{a}} = \int_0^t v_{\mathrm{a}}\,\mathrm{d}t = \int_0^t C \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t}}\,\mathrm{d}t = 2\ C \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{d_{\mathrm{o}}\,t}\,. \tag{4.43}$$

Ako se u jednadžbe (4.42) i (4.43) umjesto općenite varijable za vrijeme t uvrsti vrijeme raspada tekuće jezgre mlaza t_{b} nakon izjednačavanja dobije se:

$$A \sqrt{\frac{2\ \Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\ t_{\mathrm{b}} = 2\ C \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{d_{\mathrm{o}}\ t_{\mathrm{b}}}\,, \tag{4.44}$$

$$A \sqrt{\frac{2\ \Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\ BB \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\ d_{\mathrm{o}}}{\sqrt{\rho_{\mathrm{a}}\ \Delta p}} = 2\ C \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\ \sqrt{d_{\mathrm{o}}\ BB \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\ d_{\mathrm{o}}}{\sqrt{\rho_{\mathrm{a}}\ \Delta p}}}\,, \tag{4.45}$$

$$A\ BB\ d_{\mathrm{o}}\ \sqrt{2}\ \frac{\sqrt{\rho_{\mathrm{lf}}}}{\sqrt{\rho_{\mathrm{a}}}} = 2\ C\ d_{\mathrm{o}} \sqrt{BB \frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}}\,. \tag{4.46}$$

Nakon skraćivanja dobije se konačno:

$$A\sqrt{BB} = \sqrt{2}\,C\,. \tag{4.47}$$

Sada se može provjeriti vrijednost C za poznate $A = 0{,}39$ i $BB = 28{,}65$:

$$C = \frac{A\sqrt{BB}}{\sqrt{2}} = \frac{0{,}39\sqrt{28{,}65}}{\sqrt{2}} = 1{,}476086\,. \tag{4.48}$$

Izrazom (4.48) dobije se mnogo točnija vrijednost konstante C, s obzirom na vrijednosti iz radova Cvetića [103] i Stiescha [104].

Do sada je prikazana analiza za paket mlaza goriva u jezgri mlaza (u osi mlaza). Daljnja analiza obuhvaća razmatranja za pakete koji se nalaze izvan osi mlaza (varijabla j iznosi 2 ili više). U numeričkome je modelu usvojeno da je broj radijalnih podjela mlaza $j_{\max} = 5$. Jednadžba za vrijeme raspada bočnih paketa mlaza goriva, uz radijalni indeks j, definirana je izrazom (4.21), dok je brzina paketa nakon raspada definirana izrazom (4.27).

Ovdje treba napomenuti da u radu Stiescha [104] nije uzeto u obzir zanošenje mlaza zbog vrtloga zraka u cilindru, tako da nije korigiran domet vrha mlaza. Stoga se usporedba ovoga modela, za zone izvan osi mlaza, može izvršiti samo u odnosu na rad Cvetića [103].

Još je jednom potrebno izjednačiti jednadžbe (4.42) i (4.43) za hod mlaza, s time da jednadžbu (4.43) treba korigirati faktorom koji uzima u obzir radijalni indeks mlaza. U izjednačene jednadžbe treba uvrstiti korigirano vrijeme raspada mlaza prema izrazu (4.21). Sređivanjem se dobije:

$$A\sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,t_{\mathrm{b,k}} = 2\,C\,\sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\,\sqrt{d_{\mathrm{o}}\,t_{\mathrm{b,k}}}\,\exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right], \tag{4.49}$$

$$A\sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,BB\,\frac{\rho_{\mathrm{lf}}\,d_{\mathrm{o}}}{(\rho_{\mathrm{a}}\,\Delta p)^{0{,}5}}\left(1-\frac{j-1}{j_{\max}}\right) = 2\,C\,\sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}}\,\sqrt{d_{\mathrm{o}}\,BB\,\frac{\rho_{\mathrm{lf}}\,d_{\mathrm{o}}}{(\rho_{\mathrm{a}}\,\Delta p)^{0{,}5}}\left(1-\frac{j-1}{j_{\max}}\right)}\cdot \cdot\exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right]. \tag{4.50}$$

U konačnici, dobiveni izraz glasi:

$$A\,\sqrt{BB}\,\sqrt{\left(1-\frac{j-1}{j_{\max}}\right)} = \sqrt{2}\;C\,\exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right], \tag{4.51}$$

odnosno

$$C = \frac{A}{\exp\left[-0{,}0386\left(j-1\right)^2\right]}\sqrt{\frac{BB}{2}\left(1-\frac{j-1}{j_{\max}}\right)} = D\,A\sqrt{\frac{BB}{2}}\,. \tag{4.52}$$

U jednadžbi (4.52) faktor D za različite radijalne indekse j iznosi:

Tablica 4.1. Promjena konstante D za različite radijalne indekse j mlaza goriva

j	D
1	1
2	0,929627
3	0,903921
4	0,895167
5	0,829345

U tablici 4.1. vidljivo je da se brzina napredovanja za bočne pakete mlaza dodatno smanjuje, što odgovara stvarnim fizikalnim pretpostavkama kvazidimenzijskoga numeričkog modela.

Kako bi se dobile glatke, neprekinute krivulje hoda za svaki paket mlaza, problemu usklađivanja konstanti može se pristupiti i na drugačiji način. Naime za poznate i konstantne koeficijente A i C moguće je izračunati samo koeficijent BB koji korigira vrijeme raspada mlaza, što u svakome slučaju ima manji utjecaj na opće ponašanje mlaza u odnosu na korigiranje koeficijenata koji definiraju napredovanje mlaza. Vrijeme raspada mlaza nema većega utjecaja na napredovanje mlaza, koje se pak prati i usklađuje s eksperimentalnim podacima. Ta se logika razmišljanja koristila pri slaganju programskoga kvazidimenzijskog koda, a dobiveni rezultati za hod i brzinu paketa u mlazu goriva su zadovoljavajući, identični onima u radu Cvetića [103].

Izraz za koeficijent BB na osi mlaza (indeks $j = 1$), a koristeći jednadžbu (4.47) jest:

$$BB = 2\left(\frac{C}{A}\right)^2. \tag{4.53}$$

Uz $A = 0{,}39$ i $C = 1{,}48$ dobije se:

$$BB = 2\left(\frac{C}{A}\right)^2 = 2\left(\frac{1{,}48}{0{,}39}\right)^2 = 28{,}802104. \tag{4.54}$$

Za pakete izvan osi mlaza (indeks j = 2 do j = 5), koristeći jednadžbu (4.52), koeficijent jednadžbe za vrijeme raspada glasi:

$$BB = 2\left(\frac{C}{A}\right)^2 \frac{\left\{\exp\left[-0{,}0386\left(j-1\right)^2\right]\right\}^2}{\left(1-\frac{j-1}{j_{\max}}\right)}. \tag{4.55}$$

Jednadžba (4.55) pokazuje kako se koeficijent BB malo povećava s j, ali se vrijeme raspada mlaza smanjuje.

4.4. Domiješavanje zraka u paket mlaza goriva

Kako bi se mogla formirati goriva smjesa koja će izgoriti u cilindru, uz gorivo, tj. paru goriva, potreban je i zrak. Pod pojmom zraka kod ovakvoga numeričkog modela podrazumijeva se zrak koji u svaki paket pojedinačno dolazi iz zone bez izgaranja. Riječ je uglavnom o čistome zraku, u kojem se nalaze i produkti izgaranja iz prethodnoga procesa koji su zaostali u cilindru odnosno koji se nisu izbacili iz cilindra tijekom ispuha. Stoga prilikom proračuna ubacivanja (domiješavanja) zraka u pakete mlaza goriva ne treba računati sa čistim zrakom, već treba uzeti u obzir i zaostale produkte izgaranja iz prethodnoga procesa koji su u smjesi s njime.

Jednostavan način za definiranje ubacivanja zraka u paket mlaza goriva temelji se na pretpostavci o održanju količine gibanja zone mlaza:

$$m_{\mathrm{g,in}}\, v_{\mathrm{i}} = (m_{\mathrm{g,in}} + m_{\mathrm{up}})\, v_{\mathrm{paket}}, \tag{4.56}$$

gdje je $m_{\mathrm{g,in}}$ početna (inicijalna) masa goriva u paketu u kg, m_{up} je masa ubačena u paket u kg, v_{i} je početna brzina ubrizgavanja goriva (brzina ubrizgavanja na početku povijesti paketa) u m/s, te u konačnici, v_{paket} je trenutna brzina paketa u m/s.

Na lijevoj strani jednadžbe (4.56) definirana je količina gibanja u početnomu trenutku, tj. kada se u promatranomu paketu mlaza goriva nalazi samo ubrizgano gorivo, dok desna strana definira količinu gibanja istoga paketa mlaza goriva nakon nekog vremena t, do kada je u paket ukupno umetnuta (ubačena) masa m_{up}.

Masa zraka, koja je ubačena u paket mlaza goriva do nekog vremenskog trenutka t, definirana je jednadžbom:

$$m_{\mathrm{up}} = m_{\mathrm{g,in}}\left(\frac{v_{\mathrm{i}}}{v_{\mathrm{paket}}} - 1\right). \tag{4.57}$$

Brzina ubacivanja mase u zonu (paket mlaza) dobiva se diferenciranjem jednadžbe (4.57):

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{up}}}{\mathrm{d}t} = -\frac{m_{\mathrm{g,in}}\ v_{\mathrm{i}}}{v_{\mathrm{paket}}^{2}} \frac{\mathrm{d}v_{\mathrm{paket}}}{\mathrm{d}t} \,. \tag{4.58}$$

Derivacija brzine po vremenu (tj. ubrzanje paketa) za period do isteka vremena raspada tekućega goriva (do dostizanja break-up time-a) jednaka je nuli jer je brzina mlaza do toga trenutka konstantna. Nakon što se dostigne vrijeme raspada tekućega goriva, derivacija brzine po vremenu za paket mlaza definira se izrazom:

$$\frac{\mathrm{d}v_{\mathrm{paket}}}{\mathrm{d}t} = -0{,}7375 \left(\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}} \right)^{0{,}25} d_{\mathrm{o}}^{0{,}5}\ t^{-1{,}5} \,. \tag{4.59}$$

Uvrštavanjem jednadžbe (4.59) u jednadžbu (4.58) dobije se još jedan izraz za brzinu ubacivanja zraka u zonu (paket) mlaza:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{up}}}{\mathrm{d}t} = 0{,}34\ m_{\mathrm{g,in}}\ v_{\mathrm{i}} \left(\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}} \right)^{-0{,}25} d_{\mathrm{o}}^{-0{,}5}\ t^{-0{,}5} \,. \tag{4.60}$$

Brzinu ubacivanja zraka u pakete mlaza goriva nužno je korigirati ovisno o periodu koji se promatra. Korekcija se vrši pomoću konstante C, tako da je potrebno razlikovati tri perioda:

a) period prije početka izgaranja,
b) period nakon početka izgaranja do udara vrha mlaza goriva u stijenke,
c) period nakon udara vrha mlaza goriva u stijenke.

Sukladno s time, korigirana brzina ubacivanja zraka u paket mlaza definirana je izrazom:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{up,kor}}}{\mathrm{d}t} = C\ \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{up}}}{\mathrm{d}t} \,, \tag{4.61}$$

gdje je brzina ubacivanja zraka u paket s desne strane jednadžbe definirana izrazom (4.58) ili (4.60).

Konstanta C ima vrijednost:

a) za period prije početka izgaranja $C = 1$,
b) za period nakon početka izgaranja do udara vrha mlaza goriva u stijenke $C = 0{,}58$,
c) za period nakon udara vrha mlaza goriva u stijenke C = 1,2.

Također treba imati na umu da i ovdje vrijede dosad definirani zaključci za slučaj postojanja aksijalnoga vrtloga u cilindru motora, kao i za slučaj kada se uzima u obzir relativno zaostajanje rubnih zona mlaza goriva, te specifičnost nailaska prednjih zona mlaza goriva na "zračni zid" u cilindru.

4.5. Stehiometrijska masa zraka

Stehiometrijska masa zraka određuje se prema masenim udjelima komponenti u gorivu. Ona prikazuje masu zraka koju treba dovesti za idealno (stehiometrijsko) izgaranje jedinice goriva.

Stehiometrijska masa kisika, koju je potrebno dovesti za izgaranje jedinice goriva, definira se izrazom:

$$O_{\text{steh}} = 8h + 2{,}6667c + s - o\,, \tag{4.62}$$

gdje su:

h – maseni udio vodika H_2 u gorivu,
c – maseni udio ugljika C u gorivu,
s – maseni udio sumpora S u gorivu,
o – maseni udio kisika O_2 u gorivu.

S obzirom na to da je maseni udio kisika u zraku jednak 0,232, stehiometrijska masa zraka iznosi:

$$L_{\text{steh}} = \frac{O_{\text{steh}}}{0{,}232}\,. \tag{4.63}$$

U QD proračunu korištena su fizikalna svojstva dizelskog goriva D2, a svojstva produkata izgaranja računata su sa zamjenskim ugljikovodikom $C_{14}H_{30}$. Kako nema konkretnih podataka o masenim udjelima sumpora i kisika u gorivu, njihovi utjecaji su zanemareni i uzeto je da se kompletna struktura goriva sastoji samo iz ugljika i vodika.

Maseni udjeli pojedinih komponenti u gorivu D2 izračunati su na sljedeći način:

$$14\ \text{kmol C} + 30\ \text{kmol H} \rightarrow 1\ \text{kmol } C_{14}H_{30}\ . \tag{4.64}$$

Da bi se dobili maseni udjeli pojedinih komponenti u gorivu, potrebno je množiti jednadžbu (4.64) s atomskim masama komponenti:

$$m_{\text{a}}(\text{C}) = 12{,}01\ \text{kg/kmol}\,, \tag{4.65}$$
$$m_{\text{a}}(\text{H}) = 1{,}008\ \text{kg/kmol}\,, \tag{4.66}$$

čime se dobiva:

$$14\ \text{kmol C} \cdot m_{\text{a}}(\text{C}) + 30\ \text{kmol H} \cdot m_{\text{a}}(\text{H}) \rightarrow 198\ \text{kg } C_{14}H_{30}\,, \tag{4.67}$$
$$168\ \text{kg C} + 30\ \text{kg H} \rightarrow 198\ \text{kg } C_{14}H_{30}\,. \tag{4.68}$$

Sukladno s jednadžbom (4.68), maseni udjeli ugljika i vodika u gorivu D2 su:

$$c = 0{,}85\ (85\ \%)\,, \tag{4.69}$$
$$h = 0{,}15\ (15\ \%)\,. \tag{4.70}$$

Ti maseni udjeli uvrštavaju se u jednadžbu (4.63), koja se za taj slučaj pojednostavljeno može napisati:

$$L_{\text{steh}} = \frac{\left(\frac{32c}{12} + 8h\right)}{0{,}232}. \tag{4.71}$$

4.6. Sauterov srednji promjer i broj kapljica goriva

Određivanje veličine kapljica tekućega goriva jedan je od najzahtjevnijih zadataka svakoga QD numeričkog modela. Tijekom procesa ubrizgavanja goriva moguće su znatne promjene uvjeta pod kojima se taj proces odvija. Ti su uvjeti efektivni protočni presjek mlaznice ubrizgavača, brzina ubrizgavanja, efektivna razlika tlakova (tlak ubrizgavanja goriva minus tlak u cilindru), intenzitet aksijalnoga vrtloga u cilindru i sl. Kako se mijenjaju ovi uvjeti tako se mogu očekivati varijacije veličine kapljica i njihove razdiobe po prostoru mlaza goriva.

Osim navedenog prilikom ubrizgavanja goriva treba voditi računa i o sudarima između kapljica te o njihovom sjedinjavanju, kao i naknadnomu raspadanju nestabilnih kapljica goriva. Te su pojave posebno izražene u području blizu otvora mlaznica, gdje je mlaz veoma gust. Mada postoje modeli koji uzimaju u obzir i ove pojave, što su prikazali O'Rourke i Bracco [137], oni su se u razvoju QD numeričkoga modela zanemarili, prvenstveno radi iznimne kompleksnosti te potencijalne numeričke nestabilnosti.

Da bi se u potpunosti opisala svojstva i karakteristike mlaza goriva, potrebno je odrediti srednju vrijednost promjera kapljica i razdiobu veličine kapljica. Kako bi se ovaj zadatak mogao ispuniti, najčešće se koriste eksperimentalno utvrđene korelacije, a kao mjera veličine kapljica uzima se određena srednja vrijednost promjera kapljica.

Do isparavanja goriva u paketu dolazi tek nakon isteka vremena raspada tekućega goriva (break-up time), pri čemu dolazi do raspršivanja tekućine u kapljice, i to je trenutak kada počinje domiješavanje zraka u paket mlaza goriva. Nakon toga gorivo je raspršeno u sitne kapljice čija se ukupna svojstva isparavanja izračunavaju iz Sauterova srednjega promjera. Sauterov srednji promjer opisuje reprezentativnu kapljicu čiji je omjer volumena i površine jednak omjeru ukupnoga volumena i ukupne površine svih kapljica u paketu mlaza. U literaturi se mogu pronaći različiti izrazi za definiranje Sauterova srednjega promjera kapljice, od kojih će se samo određeni uzeti u razmatranje.

Opći izraz za srednji promjer kapljica prema Gravesu i Bahru [138] glasi:

$$D_{\mathrm{sr}} = \left[\frac{\int_0^{N_\mathrm{d}} D_\mathrm{d}^{\mathrm{c}} \cdot \mathrm{d}(N_\mathrm{d})}{\int_0^{N_\mathrm{d}} D_\mathrm{d}^{\mathrm{s}} \cdot \mathrm{d}(N_\mathrm{d})} \right]^{\frac{1}{\mathrm{c-s}}}, \tag{4.72}$$

gdje je D_d promjer kapljica goriva u m, a $\mathrm{d}(N_\mathrm{d})$ je broj kapljica u intervalu veličine promjera kapljice oko promatranoga promjera $D_\mathrm{d} - \frac{\mathrm{d}D_\mathrm{d}}{2} < D_\mathrm{d} < D_\mathrm{d} + \frac{\mathrm{d}D_\mathrm{d}}{2}$.

Za c = 3 i s = 2 dobije se uobičajeni Sauterov srednji promjer kapljica D_{32} :

$$D_{32} = \frac{\int_0^{N_\mathrm{d}} D_\mathrm{d}^3 \cdot \mathrm{d}(N_\mathrm{d})}{\int_0^{N_\mathrm{d}} D_\mathrm{d}^2 \cdot \mathrm{d}(N_\mathrm{d})}. \tag{4.73}$$

Postavljeni QD numerički model ima ugrađen izbor izračuna Sauterova srednjega promjera prema 3 različita autora.

Prvi autor je Elkotb [139], prema kojemu se Sauterov srednji promjer (*SMD* – Sauter Mean Diameter) računa pomoću izraza:

$$SMD = 3{,}08 \cdot 10^6 \, \nu^{0{,}385} \, \sigma^{0{,}737} \, \rho_\mathrm{lf}^{0{,}737} \, \rho_\mathrm{a}^{0{,}06} \, \Delta p^{-0{,}54}, \tag{4.74}$$

gdje su:

ν	– kinematska viskoznost tekućega goriva, $\mathrm{m^2/s}$,
σ	– površinska napetost tekućega goriva, N/m,
ρ_lf	– gustoća tekućega goriva, $\mathrm{kg/m^3}$,
ρ_a	– gustoća plina u cilindru (volumenu), $\mathrm{kg/m^3}$,
Δp	– razlika tlaka pri ubrizgavanju na mlaznici, bar.

Izračunati *SMD* prema ovomu autoru dobiva se u m.

Prema Stieschu [104] (modificirana formula Elkotba), Sauterov srednji promjer računa se pomoću izraza:

$$SMD = 6156 \cdot 10^6 \, \nu^{0{,}385} \, \rho_\mathrm{lf}^{0{,}737} \, \rho_\mathrm{a}^{0{,}06} \, \Delta p^{-0{,}54}, \tag{4.75}$$

gdje su:

ν – kinematska viskoznost tekućega goriva, m^2/s,
ρ_{lf} – gustoća tekućega goriva, kg/m^3,
ρ_a – gustoća plina u cilindru (volumenu), kg/m^3,
Δp – razlika tlaka pri ubrizgavanju na mlaznici, kPa.

Izračunati *SMD* i prema ovom autoru dobiva se u m.

Nakon izračunatoga *SMD* prema jednom od dosad navedenih načina izračunava se broj kapljica u paketu mlaza goriva, što je definirano posebnim potprogramom. Izračun broja kapljica u paketu mlaza goriva temelji se na činjenici da sve kapljice imaju jednak promjer, koji se izračunava na početku samoga ubrizgavanja iz mase ubrizganoga goriva, koje pripada paketu, i srednjega Sauterova promjera.

Broj kapljica u paketu mlaza goriva računa se putem jednadžbe iz rada Stiescha [104]:

$$N_{d,paket} = \frac{m_{lf,paket}}{SMD^3 \frac{\pi}{6} \rho_{lf}}, \tag{4.76}$$

gdje su:

$m_{lf,paket}$ – ukupna masa tekućega goriva u paketu, kg,
SMD – Sauterov srednji promjer, m,
ρ_{lf} – gustoća tekućega goriva, kg/m^3.

Prilikom izračuna broja kapljica pomoću jednadžbe (4.76) treba imati na umu da sve kapljice goriva imaju isti promjer koji je jednak *SMD*-u. U realnim uvjetima takvu je pojavu vrlo teško očekivati odnosno kapljice goriva nakon raspršenja imaju različite promjere. Kako jednadžbe (4.74) i (4.75) nisu jednadžbe tipične za višedimenzijske simulacijske modele, one ne uključuju razdiobu kapljica prema različitim promjerima. Stoga treba uzeti neke od predloženih funkcija statističke razdiobe promjera kapljica u paketu mlaza, dostupnih u literaturi, koje pokazuju veoma dobra poklapanja s eksperimentalnim mjerenjima. Tu će biti spomenute samo neke funkcije razdiobe veličina kapljica.

Tako se npr. u radu Stiescha [104] kao funkcija razdiobe koristi poznata funkcija iz programskoga paketa KIVA prema Amsdenu i sur. [140]:

$$g(r) = \frac{r^3}{6\,\bar{r}^4} \exp\left(\frac{-r}{\bar{r}}\right), \tag{4.77}$$

gdje je r radijus konkretne kapljice, a $\bar{r}$ najčešći radijus, tj. radijus najvećega broja kapljica. Taj je radijus zadan jednadžbom:

$$\bar{r} = \frac{SMR}{3} = \frac{SMD}{6}. \tag{4.78}$$

U radu Gravesa i Bahra [138] opisana je dvoparametarska Rosin-Rammlerova razdioba, koja se često koristi zbog jednostavnog oblika kumulativne funkcije:

$$m_{\mathrm{lf,grel}} = 1 - \exp\left[-\left(\frac{D_{\mathrm{d}}}{a} \right)^{\mathrm{b}} \right]. \tag{4.79}$$

Diferencijalna funkcija Rosin-Rammlerove razdiobe glasi:

$$\frac{\mathrm{d}\, m_{\mathrm{lf,grel}}}{\mathrm{d}\, D_{\mathrm{d}}} = \frac{b}{a^{\mathrm{b}}}\, D_{\mathrm{d}}^{\mathrm{b}-1}\, \exp\left[-\left(\frac{D_{\mathrm{d}}}{a} \right)^{\mathrm{b}} \right], \tag{4.80}$$

a Sauterov srednji promjer kod ovakve razdiobe definira se jednadžbom:

$$D_{32} = \frac{a}{\Gamma\left(1 - \frac{1}{b} \right)}. \tag{4.81}$$

U jednadžbama (4.79), (4.80) i (4.81) varijable a i b su konstante. Varijabla b ima vrijednost $b \approx 3{,}75 - 4{,}5$ prema Quocu i Brunu [141], dok se konstanta a, koja se naziva i konstantom veličine, može odrediti prema jednadžbi (4.81). S D_{d} označen je promjer kapljica goriva u m, a s $m_{\mathrm{lf,grel}}$ definiran je maseni udio goriva u kojem su kapljice manje od D_{d}, tj.:

$$m_{\mathrm{lf,grel}} = \frac{m_{\mathrm{lf,paket}}\,(D < D_{\mathrm{d}})}{m_{\mathrm{lf,paket}}}. \tag{4.82}$$

Hiroyasu i sur. u dva rada ([133] i [142]) koriste χ^2 razdiobu s osam stupnjeva slobode, čiji se parametri podešavaju na temelju eksperimentalnih podataka. Diferencijalni oblik ove razdiobe definira se kao:

$$\frac{\mathrm{d}\, m_{\mathrm{lf,grel}}}{\mathrm{d}\, D_{\mathrm{d}}} = 13{,}5\, \frac{D_{\mathrm{d}}^3}{D_{32}^4}\, \exp\left[-3 \left(\frac{D_{\mathrm{d}}}{D_{32}} \right) \right]. \tag{4.83}$$

Tu su prikazane samo one razdiobe koje se u proračunima najčešće koriste i imaju najširu primjenu. Dodatno se u literaturi mogu pronaći i druge vrste različitih razdioba, karakteristične za točno definirane vrste motora, a koje uzimaju u obzir parametre ubrizgavanja goriva u najširem smislu.

Kod višedimenzijskih modela ubrizgavanja goriva i izgaranja, za određivanje Sauterova srednjega promjera kapljica, najuputnije je koristiti jednadžbe prema radu Hiroyasua i sur. [143], a prema ovim se jednadžbama u razvijenom QD kodu i računa *SMD*. Kod primjene ovakvih jednadžbi pretpostavljeno je da nakon raspada tekućega goriva sve kapljice u paketu (zoni) imaju jednak početni promjer, koji je jednak Sauterovu srednjemu promjeru (*SMD*). Na taj se način zanemaruju detalji raspada mlaza i statistička razdioba promjera kapljica. Pretpostavljena je i normalna razdioba veličine kapljica u radijalnom smjeru presjeka mlaza. *SMD* u svakome paketu mlaza ovisi o trenutnim uvjetima ubrizgavanja, a određuje se kao veća vrijednost od dvije izračunate, jedne za nepotpuno i druge za potpuno raspadnuti mlaz goriva prema jednadžbi:

$$\frac{D_{32}}{d_{\mathrm{o}}} = MAX\left[\frac{D_{32}^{\mathrm{NM}}}{d_{\mathrm{o}}}, \frac{D_{32}^{\mathrm{PM}}}{d_{\mathrm{o}}}\right]. \tag{4.84}$$

Sauterov srednji promjer nepotpunoga mlaza goriva određen je izrazom:

$$\frac{D_{32}^{\mathrm{NM}}}{d_{\mathrm{o}}} = 4{,}12\ \mathrm{Re}^{0{,}12}\ \mathrm{We}^{-0{,}75}\left(\frac{\mu_{\mathrm{lf}}}{\mu_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}54}\left(\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}18}, \tag{4.85}$$

dok je Sauterov srednji promjer potpunoga mlaza goriva definiran kao:

$$\frac{D_{32}^{\mathrm{PM}}}{d_{\mathrm{o}}} = 0{,}38\ \mathrm{Re}^{0{,}25}\ \mathrm{We}^{-0{,}32}\left(\frac{\mu_{\mathrm{lf}}}{\mu_{\mathrm{a}}}\right)^{0{,}37}\left(\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{\rho_{\mathrm{a}}}\right)^{-0{,}47}. \tag{4.86}$$

Reynoldsov i Webberov broj definiraju se izrazima:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\ v_{\mathrm{i}}\ d_{\mathrm{o}}}{\mu_{\mathrm{lf}}}, \tag{4.87}$$

$$\mathrm{We} = \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\ v_{\mathrm{i}}^2\ d_{\mathrm{o}}}{\sigma}. \tag{4.88}$$

U jednadžbama od (4.84) do (4.88) varijable jesu:

d_{o} – promjer mlaznice ubrizgavača, m,
μ_{lf} – dinamička viskoznost tekućega goriva, kg/(m·s),
μ_{a} – dinamička viskoznost zraka, kg/(m·s),
ρ_{lf} – gustoća tekućega goriva, $\mathrm{kg/m^3}$,
ρ_{a} – gustoća zraka, $\mathrm{kg/m^3}$,
v_{i} – brzina ubrizgavanja goriva, m/s,
σ – površinska napetost tekućega goriva, N/m.

Područja u kojima vrijede jednadžbe od (4.84) do (4.88):

a) brzina ubrizgavanja goriva 19 ~ 300 m/s (tlak ubrizgavanja 3,5 ~ 90,0 MPa),
b) gustoća zraka u koji se ubrizgava gorivo 1,3 ~ 39,0 kg/m^3 (tlak okoliša 0,1 ~ 3,0 MPa),
c) promjer otvora mlaznica $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ ~ $0{,}4 \cdot 10^{-3}$ m (odnos promjer/duljina otvora ≈ 3 ~ 6),
d) kinematska viskoznost tekućega goriva $0{,}8 \cdot 10^{-6}$ ~ $210 \cdot 10^{-6}$ m^2/s,
e) površinska napetost tekućega goriva $33 \cdot 10^{-3}$ ~ $75 \cdot 10^{-3}$ N/m,
f) gustoća tekućega goriva $0{,}8 \cdot 10^{3}$ ~ $1{,}3 \cdot 10^{3}$ kg/m^3.

4.7. Isparavanje tekućega goriva

Isparavanje tekućega goriva vrši se u paketima mlaza goriva, tako da bi bilo ispravnije tretirati isparavanje cjelokupnoga mlaza goriva, ali se takav pristup veoma rijetko susreće u praksi. Razvijeni QD numerički modeli prate isparavanje u svakome pojedinom paketu, a ukupno isparavanje u jednom koraku proračuna je suma isparenoga goriva po svim paketima (zonama) mlaza.

Proračun isparavanja kapljica raspršenoga goriva u mlazu je veoma složen proces, na koji utječe niz fizikalnih i kemijskih čimbenika. Kako bi se izračunala količina pare goriva koja ispari sa svih kapljica goriva unutar jednog paketa mlaza u koraku proračuna, treba voditi računa o sljedećim elementima:

a) potrebno je poznavati razdiobu veličine (promjera) kapljica u paketu,
b) potrebno je poznavati relativne brzine između kapljica i okolnoga plina (zraka) u paketu mlaza goriva,
c) mora se voditi računa o fizikalnim pojavama karakterističnima za gibanje i isparavanje fluida, kao što su izobličenje kapljica, nestacionarno isparavanje, sudari kapljica i sl.

Teorijski pokušaji izračuna isparavanja mlaza goriva provode se uglavnom na način da se pretpostave određena razdioba veličine kapljica i nulta relativna brzina između kapljica goriva i okolnoga plina u mlazu pa se potom proračunava isparavanje pojedinih kapljica odnosno skupina kapljica što prikazuju Graves i Bahr [138]. Ovakvim pristupom problem isparavanja mlaza goriva svodi se na problem isparavanja pojedinačne kapljice goriva.

Zbog iznimne složenosti procesa isparavanja te brojnih parametara koje bi trebalo uzeti u obzir pri numeričkom simuliranju tog procesa nužno je uvesti određene pretpostavke koje omogućavaju jednostavniju numeričku analizu ovoga procesa. Sve pretpostavke koje se uvode moraju imati u vidu realno gorivo koje se koristi u dizelskim motorima, kao i njegova svojstva.

Realno je gorivo svih motora s unutarnjim izgaranjem, neovisno o tome jesu li dizelski ili benzinski, mješavina velikoga broja različitih ugljikovodika, pa samim time takvo gorivo ne

posjeduje jedinstvenu točku vrenja kao što je to slučaj s jednokomponentnim gorivima kojima se u numeričkim proračunima realno gorivo obično aproksimira. Zbog toga se isparavanje realnih goriva obično prikazuje tzv. krivuljom isparavanja (destilacije) goriva, koja pokazuje koji postotak goriva ispari pri određenoj temperaturi goriva. Posebno zanimljiva pojava prilikom isparavanja goriva jest činjenica da tijekom isparavanja kapljica goriva mijenja sastav, tako da pri kraju isparavanja ostaju teže isparljive frakcije goriva. O toj pojavi postoje brojni podaci, poglavito s eksperimentalnih ispitivanja dizelskih motora.

Gorivo se ubrizgava u okoliš u kojemu vladaju veoma visoki tlakovi i temperature, često veći od kritičnih vrijednosti ovih veličina za promatrano gorivo. Poglavito je kod dizelskih goriva uobičajena pojava da je tlak goriva, pri njegovu ubrizgavanju u cilindar motora, znatno iznad kritične vrijednosti, dok je temperatura niža od kritične vrijednosti. No treba imati u vidu da se kapljica goriva zagrijava veoma brzo, tako da nije nemoguće da i temperatura goriva veoma brzo dostigne kritičnu vrijednost. Dostizanje kritičnih vrijednosti tlaka i temperature za promatrano gorivo ima velik utjecaj na isparavanje kapljica goriva i sve procese koji se pritom događaju.

Zbog velike razlike u temperaturama kapljice goriva i okoliša u koji se ta kapljica ubrizgava, kao i uslijed stalne promjene stanja okoliša, proces isparavanja kapljice goriva je kod klasičnoga dizelskog motora nestacionaran, tj. kapljica ne postiže svoju ravnotežnu temperaturu za dato stanje okoliša. Isto tako paralelno odvijanje dva procesa, prijenos mase i energije (topline) dodatno komplicira numeričke simulacije zbog međusobnoga utjecaja te dvije pojave. U takvim situacijama obično se pribjegava primjeni tzv. „trostruke analogije“ između pojava prijenosa količine gibanja, topline i mase, prema kojoj je dovoljno poznavanje npr. procesa prijenosa topline, koji se očituje u definiranju Nusseltova broja kao funkcije Reynoldsova i Prandtlova broja (Nu = Nu (Re, Pr)) da bi se mogao odrediti i proces prijenosa mase (Nu' = Nu' (Re, Sc)), gdje je Sc Schmidtov broj. Primjenom zakonitosti „trostruke analogije“ te dvije funkcije apsolutno su jednake i tu činjenicu prezentirali su Isachenko i sur. [144].

Ukoliko se uzme u razmatranje klasični, automobilski dizelski motor, okvirne vrijednosti radnih parametara i Reynoldsova broja koje se mogu očekivati jesu prema radu Sitkeia [145] iz 1964. godine:

a) brzina ubrizganog goriva od 150 do 200 m/s,
b) promjer kapljica goriva od 10 do 40 μm ,
c) tlak u cilindru u trenutku ubrizgavanja goriva između 30 i 40 bara,
d) temperatura zraka u cilindru u trenutku ubrizgavanja goriva od 500 do 600 °C,
e) Reynoldsov broj od 3000 do 150.

Iako postoje numerički modeli isparavanja kapljica goriva koji uzimaju u obzir i gradijent temperaturnoga polja te cirkulaciju fluida unutar same kapljice, češće se koristi pristup koji je teorijski i numerički jednostavniji. Takav pristup pretpostavlja homogeno temperaturno polje u kapljici odnosno beskonačno velik koeficijent provođenja topline u unutrašnjosti kapljice. Sami proces isparavanja moguće je opisati na temelju prijenosa topline, ili na temelju prijenosa mase. Ukoliko se isparavanje opisuje prijenosom topline, „pokretački element“ je razlika temperatura, a ukoliko se isparavanje opisuje prijenosom mase, „pokretački element“ je koncentracija pare goriva i to na dva mjesta: na površini kapljice i daleko od kapljice. Kod nekih modela isparavanja

kapljica goriva koji se koriste u QD numeričkim simulacijama, ovisno o uvjetima koji vladaju na površini kapljice, prelazi se s jednog mehanizma isparavanja na drugi kao npr. u radu Morela i Wahiduzzamana [132].

U konačnici, treba razmotriti i problematiku zagrijavanja kapljice odnosno načina prijenosa topline s okoliša na kapljicu. Dosadašnja znanstvena istraživanja pokazala su da je dominantan utjecaj prisilne konvekcije, dok je utjecaj prijenosa topline zračenjem veoma malen, osim u slučaju kada se gorivu dodaju čvrste čestice koje mogu pojačati isparavanje kapljica, dok je utjecaj turbulencije neznatan. Zagrijavanje kapljice posebno su ispitivali Graves i Bahr [138].

Sve dosad rečeno pokazuje da se prilikom numeričke simulacije procesa isparavanja mora koristiti određena teorijsko-eksperimentalna korelacija. Prilikom odabira adekvatnoga modela, barem u ovome slučaju, potrebno je naglasiti kako je velik broj eksperimenata iz područja isparavanja goriva izvršen pri znatno nižemu tlaku i temperaturi okoline u odnosu na vrijednosti istih koje vladaju u radnom prostoru dizelskoga motora. Iz tih eksperimentalnih istraživanja izvedene su brojne korelacije, ali je za primjenu kod dizelskih motora njihova točnost veoma upitna.

Kao za izgaranje i za isparavanje goriva u QD numeričkom modelu napravljen je poseban potprogram.

Prvi problem koji se pojavljuje kod proračuna isparavanja goriva jest za koju će se temperaturu računati transportne i druge osobine pare goriva, tj. svojstva pare goriva. Ta mjerodavna temperatura je zapravo srednja temperatura između temperature kapljice goriva i temperature okoliša (ambijenta – indeks a). Prema dostupnoj literaturi Amsdena i sur. [146], ovu temperaturu treba računati kao:

$$\overline{T}_{\mathrm{S}} = \frac{T_{\mathrm{a}} + 2\,T_{\mathrm{d}}}{3}, \tag{4.89}$$

gdje je T_{d} temperatura kapljice goriva. Sve su temperature izražene u K.

Inače se temperatura i svojstva u graničnom sloju kapljice (indeks S) za jednokomponentno gorivo uzimaju kao aritmetičke srednje vrijednosti zasićene pare i plina u paketu mlaza goriva što prikazuju Borman i Johnson [147].

Molna masa u graničnom sloju kapljice za jednokomponentno gorivo računa se prema Stieschu [104] po jednadžbi:

$$M_{\mathrm{S}} = \left(1 - \frac{p_{\mathrm{sat}}}{2\,p_{\mathrm{c}}}\right) M_{\mathrm{prizg+zrak}} + \frac{p_{\mathrm{sat}}}{2\,p_{\mathrm{c}}}\,M_{\mathrm{V}}\,, \tag{4.90}$$

gdje su:

M_S – molna masa u graničnom sloju kapljice, g/mol,
p_{sat} – tlak zasićenja pare odabranoga goriva na površini kapljice, Pa,
p_c – tlak u cilindru, Pa,
$M_{prizg+zrak}$ – molna masa za smjesu zraka i produkata izgaranja, g/mol,
M_V – molna masa zasićene pare goriva, g/mol (iz podataka za odabrano gorivo).

Dinamička viskoznost u graničnom sloju kapljice dobije se prema jednadžbi sličnoj izrazu (4.90):

$$\mu_S = \left(1 - \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\right) \mu_{prizg+zrak} + \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\ \mu_V\ , \tag{4.91}$$

gdje su:

$\mu_{prizg+zrak}$ – dinamička viskoznost za zrak s produktima izgaranja, kg/(m·s),
μ_V – dinamička viskoznost pare goriva, kg/(m·s).

Sukladno s jednadžbama (4.90) i (4.91) definiraju se i specifična toplina pri konstantnom tlaku u graničnom sloju kapljice, kao i toplinska vodljivost u graničnom sloju kapljice:

$$c_{p,S} = \left(1 - \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\right) c_{p,prizg+zrak} + \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\ c_{p,V}\ , \tag{4.92}$$

$$k_S = \left(1 - \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\right) k_{prizg+zrak} + \frac{p_{sat}}{2\ p_c}\ k_V\ , \tag{4.93}$$

gdje su specifične topline pri konstantnom tlaku u J/(kg·K), a toplinske vodljivosti u W/(m·K).

Gustoća u graničnom sloju kapljice u kg/m^3 definira se jednadžbom:

$$\rho_S = \frac{p_c\ M_S}{\Re\ T_S}\ , \tag{4.94}$$

gdje je $\Re$ opća plinska konstanta.

Reynoldsov broj na površini kapljice računa se pomoću izraza:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_S\ v_{rel}\ D_d}{\mu_S}\ , \tag{4.95}$$

gdje je:

D_d – srednji (Sauterov) promjer kapljice goriva, m,

v_rel – relativna brzina između kapljice i okolnog plina, m/s, (ova se brzina uzima prema radu Nishide i Hiroyasua [148] kao $v_\mathrm{rel} = 0{,}3\ v_\mathrm{paket}$, dakle kao 30 % od trenutne brzine paketa).

Prandtlov i Schmidtov broj računaju se prema izrazima:

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_\mathrm{p,S}\ \mu_\mathrm{S}}{k_\mathrm{S}}, \tag{4.96}$$

$$\mathrm{Sc} = \frac{\mu_\mathrm{S}}{\rho_\mathrm{S}\ D_\mathrm{V}}, \tag{4.97}$$

gdje je D_V srednja vrijednost koeficijenta difuzije pare goriva u $\mathrm{m^2/s}$.

Za određivanje Nusseltova broja prve (Nu) i Nusseltova broja druge vrste (Nu'), koji se u literaturi naziva i Sherwoodovim brojem Sh, koristi se Ranz-Marshallova korelacija [149]:

$$\mathrm{Nu} = 2{,}0 + 0{,}6\ \sqrt[3]{\mathrm{Pr}}\ \sqrt{\mathrm{Re}}, \tag{4.98}$$

$$\mathrm{Nu'} = \mathrm{Sh} = 2{,}0 + 0{,}6\ \sqrt[3]{\mathrm{Sc}}\ \sqrt{\mathrm{Re}}. \tag{4.99}$$

Kako bi se mogla izračunati masa goriva koja ispari sa svih kapljica u jednom paketu mlaza goriva u koraku integracije, potrebno je poznavati koliko se kapljica nalazi u svakome pojedinom paketu. Taj se podatak računa pomoću zasebnoga potprograma. Sva daljnja razmatranja vezana za isparavanje vrijede za jednu kapljicu u paketu, a množenjem s brojem kapljica dobiju se podaci o isparavanju i kretanju masa za cijeli paket, osim u slučaju kada to nije drugačije eksplicitno navedeno.

Najznačajniji podatak, koji govori kakvo će isparavanje s kapljice zapravo biti, jest kritična temperatura za promatrano gorivo, dakle podatak koji se dobije od proizvođača goriva. Ukoliko je temperatura kapljice goriva (tekućega goriva) niža od kritične, isparavanje je klasično (standardno), a ukoliko je temperatura kapljice goriva viša od kritične, isparavanje je naglo (ograničeno samo difuzijom).

Kod klasičnoga (standardnog) isparavanja promjena mase kapljice u vremenu (količina goriva koja ispari s kapljice) definira se jednadžbom:

$$\frac{\mathrm{d}\, m_\mathrm{kap}}{\mathrm{d}\, t} = -\pi\ D_\mathrm{d}\ D_\mathrm{V}\ \rho_\mathrm{S}\ \ln\left(\frac{p_\mathrm{c}}{p_\mathrm{c} - p_\mathrm{sat}}\right)\mathrm{Sh}. \tag{4.100}$$

Kod visokih tlakova u cilindru tijekom ubrizgavanja goriva isparavanje bi se odvijalo suviše sporo ukoliko bi se računalo s jednadžbom (4.100). U takvim uvjetima mogu nastupiti situacije u kojima se prekorači kritična temperatura goriva prije negoli je kapljica potpuno isparila. Prekoračenjem kritične temperature za odabrano gorivo prijenos mase u plinsku fazu paketa ograničen je samo koeficijentom difuzije, a ne više utjecajem temperature. Tada za proračun promjene mase kapljice treba koristiti izraz:

$$\frac{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t} = -0{,}018\,\pi\,D_{\mathrm{d}}\left(\frac{p_{\mathrm{c}}}{100}\right)^{-1{,}1}. \tag{4.101}$$

Ukupni toplinski tok na kapljicu može se izračunati pomoću jednadžbe:

$$\frac{\mathrm{d}\,Q_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t} = \pi\,D_{\mathrm{d}}\,k_{\mathrm{S}}\left(T_{\mathrm{a}} - T_{\mathrm{d}}\right)\frac{z}{e^{z}-1}\,\mathrm{Nu}\,, \tag{4.102}$$

pri čemu je z bezdimenzijski faktor korekcije, koji smanjuje preneseni toplinski tok pri istovremenomu pojačanom prijenosu mase (isparavanju) zbog povezanosti prijenosa mase i topline:

$$z = \frac{c_{\mathrm{p,V}}\,\dfrac{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t}}{\pi\,D_{\mathrm{d}}\,k_{\mathrm{S}}\,\mathrm{Nu}}. \tag{4.103}$$

Masa kapljice goriva u paketu mlaza goriva izračunava se prema:

$$m_{\mathrm{kap}} = \frac{\pi}{6}\,D_{\mathrm{d}}^{3}\,\rho_{\mathrm{kap}}\,, \tag{4.104}$$

gdje je ρ_{kap} gustoća kapljice (tekućega goriva) u kg/m^3.

Tek je sada moguće izračunati brzinu promjene temperature kapljice:

$$\frac{\mathrm{d}\,T_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t} = \frac{1}{m_{\mathrm{kap}}\,c_{\mathrm{p,kap}}}\left(\frac{\mathrm{d}\,Q_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t} - \frac{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}\,t}\,Q_{\mathrm{lf}}\right), \tag{4.105}$$

gdje su:

$c_{\mathrm{p,kap}}$ – specifična toplina tekućega goriva (kapljice), J/(kg·K),

Q_{lf} – latentna toplina isparavanja tekućega goriva, J/kg.

Gubitak topline s plina (atmosfere) unutar paketa mlaza goriva, s obzirom na dotok pare u atmosferu, definira se izrazom:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{a}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}t} - Q_{\mathrm{lf}} \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{kap}}}{\mathrm{d}t} . \tag{4.106}$$

Na koncu, ubrizgavanjem goriva u cilindar motora unosi se određena kinetička energija. Taj prirast kinetičke energije glasi:

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{kt}}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{2} \dot{m}_{\mathrm{g}} v_{\mathrm{i}}^2 , \tag{4.107}$$

gdje je $\dot{m}_{\mathrm{g}}$ maseni protok goriva kroz mlaznicu ubrizgavača u kg/s, a v_{i} je brzina ubrizgavanja goriva u m/s.

Treba napomenuti da se dio ove kinetičke energije transformira u kinetičku energiju turbulencije, što ovisi i o usvojenome modelu turbulencije.

4.8. Zakašnjenje paljenja

Zakašnjenje paljenja je termin koji definira period od ubrizgavanja goriva u cilindar motora pa do početka izgaranja (zapaljenja gorive smjese). Posebno u QD numeričkim modelima, određivanje perioda zakašnjenja paljenja vrlo je delikatan zadatak.

Iz osnova teorije o dizelskim motorima poznato je kako gorivo, nakon što se ubrizga u cilindar motora, ne izgara trenutno, već je potrebno određeno vrijeme kako bi se odvile sve potrebne predreakcije i predradnje da bi moglo doći do izgaranja. Od dva događaja koji definiraju period zakašnjenja paljenja, prvi (a to je početak ubrizgavanja) je dobro definiran i određuje se na temelju mjernoga signala podizanja igle ubrizgavača. Drugi događaj, početak izgaranja, može se definirati na nekoliko načina, primjerice prema Belardiniju i sur. [150]:

a) prva pojava plamena, tzv. zakašnjenje iluminacije,
b) početak nagloga porasta tlaka uslijed izgaranja, tzv. zakašnjenje porasta tlaka,
c) tijek oslobađanja topline uslijed izgaranja goriva.

Predreakcije i predradnje koje spadaju u vremensku domenu, koju obuhvaća zakašnjenje paljenja, mogu se podijeliti u grupu fizikalnih procesa kao što su:

1) raspad mlaza goriva u sitne kapljice,
2) isparavanje kapljica goriva,
3) miješanje para goriva i zraka, te stvaranje gorive smjese,
4) specifično za QD modele – ubacivanje zraka u pakete mlaza goriva i sl.

te kemijske procese u koje se ubrajaju pretplamene reakcije između zraka, para goriva i zaostalih produkata izgaranja iz prethodnog procesa prije nego što dođe do samozapaljenja smjese. Svi ti procesi u najvećoj mjeri ovise o konstrukcijskim i radnim parametrima motora što je prezentirano u knjizi Heywooda [116].

Iznimno zahtjevni, poglavito u području numeričkog modeliranja jesu kemijski procesi, tj. pretplamene reakcije. Pretplamene reakcije nisu još uvijek detaljno numerički objedinjene i nije ih u potpunosti moguće simulirati. Presudnu ulogu u njima imaju određene lančane reakcije raspadanja molekula težih ugljikovodika i pojava visokoreaktivnih radikala. S obzirom na složenu strukturu smjese ugljikovodika koji čine realno dizelsko gorivo, broj mogućih međudjelovanja u lančanim reakcijama iznimno je velik. Osobiti problem kod dizelskih motora jest heterogenost smjese, tj. istovremeno postojanje tekućega i plinovitoga goriva, tako da se pojedine pretplamene reakcije javljaju i u samome tekućem gorivu.

Cetanski broj je najvažnija karakteristika dizelskoga goriva koja pokazuje njegovu sklonost ka samozapaljenju. Obično se skala cetanskoga broja kreće od 0 do 100. Gorivo koje ima cetanski broj 0 je gorivo izrazito nesklono samozapaljenju, dok je gorivo s cetanskim brojem 100 ono koje je izrazito sklono samozapaljenju. Cetanski se broj određuje eksperimentalno prema unaprijed definiranim procedurama. To svojstvo ima najveći utjecaj na radne karakteristike motora kao što su buka, lakoća pokretanja, emisije, vibracije motora i sl. Cetanski se broj za uobičajeno dizelsko gorivo kreće oko 50, dok se za teška goriva koja se koriste u brodskim motorima može spustiti do 32.

Zakašnjenjem paljenja definirana je faza homogenoga izgaranja. Naime u periodu zakašnjenja paljenja u cilindru se stvara smjesa para goriva i produkata izgaranja. U trenutku početka izgaranja do tada nastala smjesa izgara trenutno, što se na krivulji oslobađanja topline vidi u naglome povećanju količine topline u cilindru. Nakon što se izvrši homogeno izgaranje, slijedi pad na krivulji oslobođene topline odnosno u jednomu kratkom periodu nakon homogenoga izgaranja tekuće gorivo oduzima toplinu plinovitomu radnom mediju u cilindru, kako bi se moglo nastaviti isparavanje. Difuzijsko izgaranje je drugi dio izgaranja koji istovremeno uz izgaranje uključuje isparavanje goriva i miješanje goriva sa zrakom u gorivu smjesu.

Jednadžbe koje definiraju vrijeme zakašnjenja paljenja dobivene su uglavnom eksperimentalno. One pokazuju da na zakašnjenje paljenja najviše utječu tlak i temperatura u cilindru, tj. u prostoru u koji se ubrizgava gorivo. Pojedine eksperimentalne korelacije kojima se određuje zakašnjenje paljenja definirane su prilikom ispitivanja ubrizgavanja goriva u posudu konstantnoga volumena (CVB – Constant Volume Bomb).

Ipak, za primjenu u numeričkim simulacijama dizelskih motora, pogodnije je koristiti izraze i faktore koji su dobiveni ispitivanjima izravno na motoru. Sve dostupne korelacije, koje definiraju zakašnjenje paljenja, mogu se prikazati jednadžbom tipa:

$$\tau_{\mathrm{ZP}} = \frac{A}{p^{\mathrm{n}}} \exp\left(\frac{E_{\mathrm{A}}}{\Re\, T}\right), \tag{4.108}$$

koja nosi poznati naziv Arrheniusova jednadžba. Kako bi se τ_{ZP} dobilo u ms, tlak p treba uvrstiti u barima, a temperaturu T u Kelvinima.

Radovi Belardinija i sur. [150] te Pleea i Ahmada [151] daju detaljan pregled postojećih, eksperimentalno izmjerenih konstanti, koje se uvrštavaju u jednadžbu (4.108) kako bi se dobilo zakašnjenje paljenja. Prikaz svih dostupnih konstanti dat je u tablici 4.2.:

Tablica 4.2. Vrijednosti konstanti n, A, $E_A/\Re$ za izračun zakašnjenja paljenja

R. br.	Istraživač(i)	Uvjeti određivanja konstanti				Konstante		
		Uređaj	Gorivo	p [atm]	T [K]	n	A	$E_A/\Re$ [K]
1	Wolfer	Motor (?) – CVB	Gorivo s CB > 50	8–48	590–782	1,19	0,429; (0,44) *	4650
2	Zimmerman	Motor	-	-	-	1,05	0,392	4650
3	Schmidt	-	-	-	-	1,08	0,0646	6330
4	Watson	Motor	-	-	-	1,022	3,52	2100
5	Shipinsky et al. +	Motor	-	-	-	0,386	$0{,}0097 \cdot (40/CB)^{0,69}$	4644
6	Witchakowski	Motor	-	-	-	1,00	2,221	1450
7	Pedersen	Motor – jedna kapljica	-	-	-	1,39	25,33	1207
8	Stringer et al.	Stacionarno strujanje	Dizelsko CB 45–50	30–60	770–980	0,757	0,0399; (0,0405) *	5473
9	Hiroyasu et al.	CVB	Kerozin	1–30	673–973	1,23	$0{,}272 \cdot (\phi)^{-1,6}$ ‡	7280
10	Spaddacini i TeVelde No1	Stacionarno strujanje	No2 dizelsko	10–30	650–900	2	$2{,}43 \cdot 10^{-9}$ *	20926
11	Spaddacini i TeVelde No2	Stacionarno strujanje	No2 dizelsko	10–30	650–900	1	$4{,}00 \cdot 10^{-10}$ *	20080

U tablici 4.2. dodatne oznake imaju slijedeće značenje:

a) * – za tlak u atm,
b) + – zahtijeva određivanje srednjih vrijednosti tlaka i temperature tokom perioda homogenoga izgaranja,
c) ‡ – $\phi = p_{O_2}/(0{,}21 \cdot p)$, gdje je p_{O_2} parcijalni tlak kisika u CVB, a p je ukupni tlak u CVB.

Vidljivo je kako se konstante za proračun zakašnjenja paljenja uvelike razlikuju, ovisno o odabranim autorima, a isto tako u nekim izrazima nije sigurno da je izvršeno preračunavanje tlaka u bare. Prema Belardiniju i sur. [150] najbolje poklapanje s izmjerenim vrijednostima kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem pokazuju konstante pod rednim brojem (1), (8) i (9) iz tablice 4.2.

Odstupanja koja se pojavljuju prema koeficijentima iz tablice 4.2. mogu biti posljedica:

1) ekstrapolacija korelacija izvan područja za koje su inicijalno postavljene,
2) različitih metoda određivanja zakašnjenja paljenja,
3) različitih metoda pripreme gorive smjese i različitih uređaja s kojima su korelacije određene.

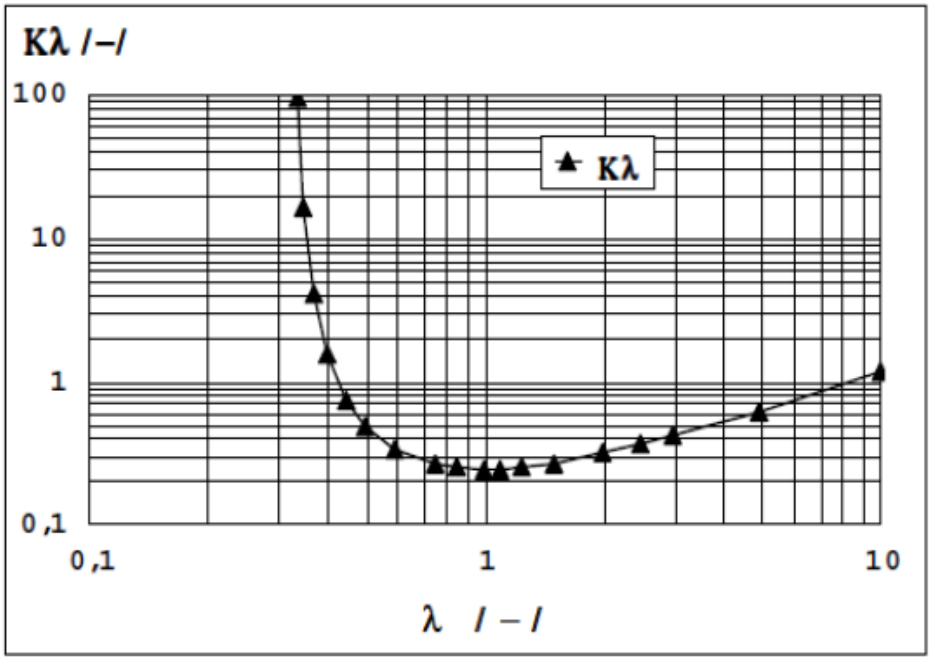
U zaključku rada Belardinija i sur. [150] iznosi se činjenica kako nijedna formula za određivanje trajanja perioda homogenog izgaranja ne može biti dobra u širokom rasponu rada motora.

U općenitom slučaju, razdoblje zakašnjenja paljenja ovisi o temperaturi smjese koja izgara, tlaku, sastavu smjese (koeficijentu viška zraka) i o osobinama goriva. U radu Morela i Wahiduzzamana [132] predlaže se korekcija jednadžbe (4.108) te sada nova jednadžba glasi:

$$\tau_{ZP} = \frac{A}{p^{n}} \frac{\lambda^{3}}{(3\lambda - 1)^{2}} \exp\left(\frac{E_{A}}{\Re\, T}\right), \tag{4.109}$$

čime se postiže da vrijeme zakašnjenja paljenja ima svoj minimum pri $\lambda \approx 1{,}0$ i da postaje beskonačno veliko kada se sastav gorive smjese približava granicama upaljivosti, koje su u radu Morela i Wahiduzzamana [132] usvojene kao 0,33 i $+\infty$.

Faktor korekcije $K\lambda = \frac{\lambda^{3}}{(3\lambda - 1)^{2}}$ može se prikazati dijagramom sa slike 4.9, u ovisnosti o promjeni pretička zraka.



Slika 4.9. Korekcija trajanja perioda homogenoga izgaranja ovisno o sastavu gorive smjese [132]

Tokom faze homogenoga izgaranja u cilindru motora dolazi do promjene tlaka i temperature. Da bi se ta činjenica mogla uzeti u obzir, izgaranje počinje tek kada je zadovoljen uvjet prema radovima Heywooda [116], Morela i Wahiduzzamana [132] te Pleea i Ahmada [152]:

$$\int_{t_{\mathrm{PU}}}^{t_{\mathrm{PU}}+\tau_{\mathrm{ZP}}} \frac{\mathrm{d}t}{\tau_{\mathrm{ZP}}} \geq 1{,}0\,. \tag{4.110}$$

U jednadžbi (4.110) t_{PU} je trenutak početka ubrizgavanja goriva, a τ_{ZP} se određuje prema jednadžbi (4.108), ili prema jednadžbi (4.109), ovisno o usvojenom modelu za razdoblje zakašnjenja paljenja, i promjenjivo je tijekom razdoblja integriranja.

U QD numeričkom modelu zakašnjenje paljenja računa se pomoću jednadžbe (4.109) i prema modelu Wolfera, koji se pokazao najtočnijim u odnosu na eksperimentalno dobivene rezultate. Isto tako nužno je u istom modelu primijeniti i izraz iz jednadžbe (4.110) kako bi se dobila točna vrijednost zakašnjenja paljenja za svaki paket (zonu) mlaza goriva pojedinačno.

Od niza ostalih izraza za određivanje zakašnjenja paljenja treba izdvojiti izraz prema Heywoodu [116] te Dentu i Mehti [153], koji pokazuje dobra poklapanja s mjerenjima u širokom području rada motora. Izraz glasi:

$$\tau_{\mathrm{ZP}} = \frac{0{,}36 + 0{,}22\,\overline{v}_{\mathrm{kl}}}{2\pi\,10^{-3}\,n_{\mathrm{M}}} \exp\left[E_{\mathrm{A}} \left(\frac{1}{\Re\,T} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21{,}2}{p - 12{,}4} \right)^{0{,}63} \right], \tag{4.111}$$

gdje je $\overline{v}_{\mathrm{kl}}$ srednja klipna (stapna) brzina u m/s, $\Re$ je univerzalna plinska konstanta koja iznosi 8,314 J/(mol·K), a E_{A} je prividna energija aktivacije u J/mol. Prividna energija aktivacije iz jednadžbe (4.111) jest funkcija cetanskog broja goriva:

$$E_{\mathrm{A}} = \frac{618840}{CN + 25}\,. \tag{4.112}$$

Jednadžba (4.111) ne može se koristiti za izračun zakašnjenja paljenja pojedinih zona mlaza goriva, jer su u njoj temperatura i tlak dani u gornjoj mrtvoj točki, a oni se mogu odrediti pretpostavljajući politropsku promjenu od trenutka zatvaranja usisnog ventila, s konstantnom vrijednošću eksponenta politrope. Eksponent politrope ovisi o uvjetima rada motora, o stupnju kompresije i brzini vrtnje motora, a moguće ga je očitati s odgovarajućih dijagrama.

4.9. Izgaranje

U radu Cvetića [103] dat je prikaz nekoliko različitih modela izgaranja iz više izvora, a koji su svoju primjenu pronašli u QD numeričkim modelima. Svaki od spomenutih modela izgaranja ima određene prednosti i nedostatke, a u QD numeričkoj simulaciji odabran je model izgaranja prema Yoshizakiu i sur. [152].

Za proračun izgaranja u razvijenome QD numeričkom modelu napravljen je posebni potprogram. Izgaranje se računa u svakom paketu mlaza goriva nakon što istekne zakašnjenje paljenja za taj paket i kada se steknu ostali potrebni uvjeti. Ulazni podaci u potprogram za izgaranje jesu L_{steh} – stehiometrijska masa zraka, u kg zraka/kg goriva koja je određena sastavom goriva, kao i H_{d} – donja ogrjevna moć goriva u J/kg dobivena laboratorijskim ispitivanjem korištenoga goriva. Ostali ulazni podaci potprograma jesu masa neizgorene pare goriva m_{pg} i masa slobodnoga kisika m_{O_2} (obje veličine u kg).

Prije korištenja Yoshizaki modela izgaranja treba izračunati λs – pretičak zraka za izgaranje pare goriva. Taj je pretičak zraka određen odnosom raspoložive mase pare goriva i raspoložive mase kisika u paketu mlaza goriva:

$$\lambda\text{s} = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{pg}}\ m_{\text{O}_2,\text{steh}}}. \tag{4.113}$$

U jednadžbi (4.113) $m_{\text{O}_2,\text{steh}}$ je stehiometrijska masa kisika (masa kisika po kilogramu goriva potrebna za potpuno izgaranje goriva), a izračunava se pomoću izraza:

$$m_{\text{O}_2,\text{steh}} = Y_{\text{O}_2}\ L_{\text{steh}}, \tag{4.114}$$

gdje je Y_{O_2} poznati maseni udio kisika u zraku koji iznosi 0,232, tj. 23,2 %.

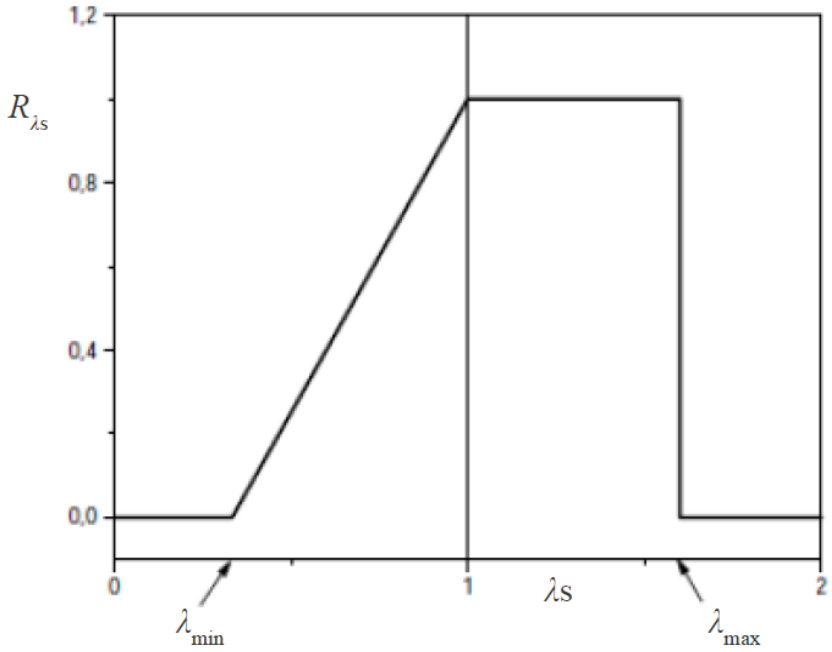
Ovisno o ovako izračunatom λs odabire se pomoćna funkcija $R_{\lambda\text{s}}$ iz Yoshizakijeva modela izgaranja.

4.9.1. Yoshizakiev model izgaranja

Model izgaranja je specifičan po činjenici što za razliku od ostalih modela uvodi granice upaljivosti smjese i jednu pomoćnu funkciju koja određuje koliko će pare goriva izgorjeti, odnosno biti prebačeno u zonu izgorenog goriva unutar svakoga pojedinoga promatranog volumena. Za sam proces izgaranja uzima se da je stehiometrijski. Izgled pomoćne funkcije vidljiv je na slici 4.10.

Pomoćna funkcija ovisi o λs na sljedeći način:

$$\begin{aligned} &0 < \lambda s < \lambda_{min} && R_{\lambda s} = 0\,, \\ &\lambda_{min} < \lambda s < 1 && R_{\lambda s} = \frac{\lambda s - \lambda_{min}}{1 - \lambda_{min}}\,, \\ &1 < \lambda s < \lambda_{max} && R_{\lambda s} = 1\,, \\ &\lambda_{max} < \lambda s < +\infty && R_{\lambda s} = 0\,. \end{aligned} \tag{4.115}$$



Slika 4.10. Korekcija brzine izgaranja pare goriva [152]

Uz tako definiranu pomoćnu funkciju (4.115) potpuno je definirana količina pare goriva koja će izgorjeti odnosno koja će biti prebačena u područje produkata izgaranja:

$$\mathrm{d}\, m_{pgs} = R_{\lambda s}\, \mathrm{d}\, m_{pg}\,. \tag{4.116}$$

Yoshizaki i sur. ustanovili su da bez granica upaljivosti temperatura zone s produktima izgaranja unutar određena volumena postaje previsoka, što dovodi do visoke koncentracije dušikovih oksida. Linearna ovisnost korekcije u području bogate smjese također smanjuje brzinu izgaranja i smanjuje temperaturu zone produkata izgaranja.

Uz pomoć jednadžbe (4.116) može se odrediti količina topline koja se oslobađa izgaranjem pare goriva:

$$\frac{\mathrm{d}\, Q_{pg}}{\mathrm{d}\, t} = H_d\, \frac{\mathrm{d}\, m_{pgs}}{\mathrm{d}\, t}\,. \tag{4.117}$$

Ukupna oslobođena toplina, izgaranjem goriva u cilindru, u određenu trenutku suma je po svim paketima mlaza goriva (suma po svim promatranim volumenima).

Taj model izgaranja karakterizira još jedno zanimljivo svojstvo, a to je da on dopušta nagomilavanje pare goriva u određenu volumenu (paketu) mlaza goriva. U slučaju previše siromašne smjese oksidant će „pričekati“ dok se ne stvori dovoljno pare goriva, dok će u slučaju prebogate smjese para goriva „pričekati“ dok se ne ubaci dovoljno kisika u paket mlaza goriva. Granice upaljivosti postavljene su na $\lambda_{\min} = 0{,}22$ i $\lambda_{\max} = 1{,}60$, prema podacima iz literature za čisti ugljikovodik n-Dodekan ($C_{12}H_{26}$).

Prikazani model izgaranja predložen je za uvjete izgaranja homogene gorive smjese, u situaciji kada je tekuće gorivo isparilo u potpunosti, pare goriva su se izmiješale sa zrakom, a goriva smjesa se još nije upalila. Kod dizelskih motora javlja se upravo suprotna pojava pri izgaranju. Prilikom pokušaja izravne primjene ovoga modela u kvazidimenzijskomu numeričkom modelu u paketu mlaza ostajala bi na kraju izgaranja određena količina neizgorenih para goriva, tako da bi veliki dio goriva (gotovo 20 %) ostao neizgoren.

U dizelskim motorima uobičajena je pojava da se, sve dok kapljice isparavaju, oko kapljice nalazi područje stehiometrijske gorive smjese u kojem se odvija difuzijsko izgaranje, čak i kada bi, hipotetski, u cijelom cilindru postojala samo jedna kapljica goriva i vrlo velika masa zraka oko nje, tj. za vrlo velik pretičak zraka.

Iz opisanih razloga model izgaranja koji je korišten u kvazidimenzijskomu numeričkom modelu ispravljen je, tako da se izgaranje odvija i za vrlo siromašnu smjesu ako su temperature u paketu više od 1000 K. Dodatno je ograničena i brzina izgaranja raspoložive gorive smjese primjenom jednadžbe u obliku koji se koristi za kinetiku kemijskih reakcija (poglavlje 4.10). Bez te jednadžbe izgaranje se odvijalo neobično brzo i dobiveni zakoni oslobađanja topline nisu odgovarali onima koji su dobiveni iz eksperimentalno izmjerenih podataka. Tek uvođenjem jednadžbe za ograničavanje maksimalne brzine izgaranja postignuto je bolje poklapanje sa rezultatima mjerenja.

Masa neizgorene pare goriva m_{pg} u određenu paketu mlaza goriva, a iz jednadžbi (4.113) i (4.116), jest zbroj mase pare goriva koja je ostala u promatranom volumenu nakon izgaranja i ukupne mase pare goriva koja je nastala isparavanjem sa svih kapljica goriva tijekom koraka integracije:

$$m_{\mathrm{pg}} = m_{\mathrm{pg,NI}} + \frac{\mathrm{d}\, m_{\mathrm{isp}}}{\mathrm{d}\, t}, \tag{4.118}$$

dok je masa pare goriva nakon izgaranja jednaka masi pare goriva na početku izgaranja umanjenoj za masu izgorene pare goriva u koraku proračuna:

$$m_{\mathrm{pg,NI}} = m_{\mathrm{pg}} - m_{\mathrm{pgs}}\,. \tag{4.119}$$

Posljednji nedefinirani član iz jednadžbe (4.113) jest masa slobodnoga kisika $m_{\mathrm{O_2}}$ u kg.

Kada se govori o kisiku koji se nalazi u paketu mlaza goriva, on se može pojaviti na dva mjesta, tj. u dva podvolumena, u području svježega zraka koji je ušao u paket, a s druge je strane kisik vezan u stehiometrijskim produktima izgaranja.

Kisik koji je kemijski vezan u produktima izgaranja ne može se koristiti za izgaranje u sljedećem koraku integracije. S druge strane kisik relevantan za izgaranje nalazi se u masi zraka koja egzistira u paketu, a dosad nije sudjelovala u procesu izgaranja, s time da se masi zraka pribraja i novoustrujani slobodni (čisti) zrak iz zone bez izgaranja u svakom koraku integracije. Ukupna masa zraka u kojoj se nalazi sav kisik raspoloživ za izgaranje označena je s $m_{\text{zrak,paket}}$.

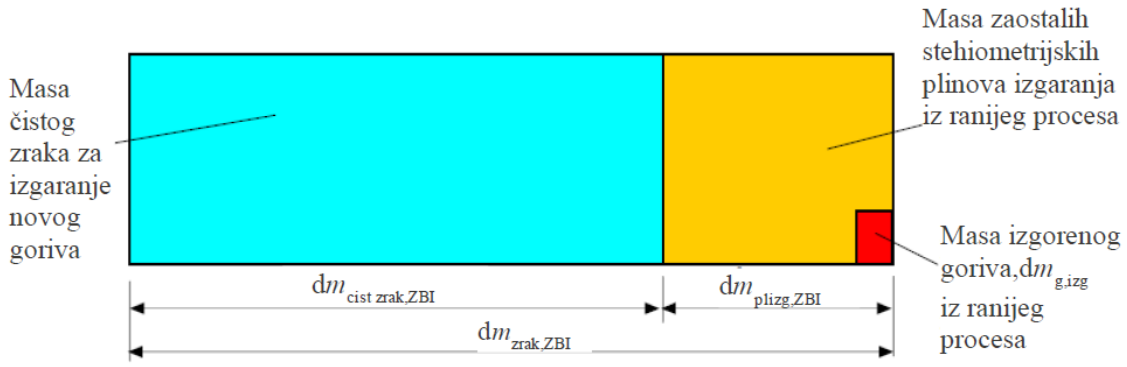
Masa slobodnoga kisika u paketu mlaza goriva definirana je jednadžbom:

$$m_{O_2} = m_{\text{zrak,paket}}\ Y_{O_2}\ . \tag{4.120}$$

Masa zraka $m_{\text{zrak,paket}}$ je prilikom nastanka paketa mlaza goriva jednaka nuli. Kasnije se ta masa povećava prilikom ustrujavanja svježega zraka u paket iz zone bez izgaranja, a smanjuje se izgaranjem para goriva pomiješanih sa zrakom. Promjena mase zraka $m_{\text{zrak,paket}}$ prati se prilikom ubacivanja zraka iz zone bez izgaranja u paket mlaza goriva i prilikom izgaranja.

4.9.2. Promjena mase slobodnoga zraka prilikom ubacivanja zraka iz ZBI u paket

Ukupna masa zraka koja ulazi u paket iz zone bez izgaranja sastoji se iz mase čistoga zraka i mase zaostalih stehiometrijskih plinova izgaranja iz ranijega procesa. Masu stehiometrijskih plinova izgaranja može se podijeliti na masu zraka kemijski vezanoga u plinovima izgaranja i masu izgorenoga goriva. Ovu zakonitost prikazuje slika 4.11.



Slika 4.11. Masa zraka koja je iz zone bez izgaranja ušla u paket mlaza goriva [101]

Zrak s masom $\mathrm{d}m_{\text{zrak,ZBI}}$ doveden je iz zone bez izgaranja u paket mlaza goriva. Pretičak zraka je λ_{ZBI} i on je zadan mjestom odakle dolazi masa. Masa izgorjeloga goriva iz prethodnoga procesa

$\mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}}$, koja se nalazi u ukupnoj masi zraka koja ustrujava u paket $\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}}$, definira se jednadžbama:

$$\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1\right) = \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{plizg,ZBI}}, \tag{4.121}$$

$$\mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}}}{\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1}. \tag{4.122}$$

Ukupna dovedena masa zraka iz zone bez izgaranja $\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}}$ može se izraziti i preko mase čistoga zraka za izgaranje novoga goriva $\mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}}$:

$$\begin{aligned}\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}} &= \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1\right) = \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{plizg,ZBI}} = \\ &= \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}}\left(L_{\mathrm{steh}} + 1\right) = \\ &= \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}}\ \frac{L_{\mathrm{steh}} + 1}{\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1},\end{aligned} \tag{4.123}$$

$$\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}}\ \frac{\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1}{L_{\mathrm{steh}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}} - 1\right)}. \tag{4.124}$$

Uvrštavajući jednadžbu (4.122) u jednadžbu (4.124) dobije se izraz:

$$\mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{g,izg}}\ L_{\mathrm{steh}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}} - 1\right), \tag{4.125}$$

koji se u QD numeričkome modelu koristi za izračun ukupne mase čistoga zraka u kg, koji je ušao u paket mlaza goriva iz zone bez izgaranja.

Masa stehiometrijskih plinova izgaranja iz prethodnoga procesa, koji ulaze u paket mlaza goriva kao sastavni dio ukupno dovedenog zraka jest:

$$\begin{aligned}\mathrm{d}m_{\mathrm{plizg,ZBI}} &= \mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,ZBI}} - \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{ZBI}}\ L_{\mathrm{steh}} + 1}{L_{\mathrm{steh}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}} - 1\right)} - 1\right) = \\ &= \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}}\ \frac{L_{\mathrm{steh}} + 1}{L_{\mathrm{steh}}\left(\lambda_{\mathrm{ZBI}} - 1\right)}.\end{aligned} \tag{4.126}$$

Promjena ukupne mase čistoga zraka u paketu mlaza goriva prilikom ubacivanja zraka u paket mlaza goriva definira se izrazom:

$$\mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,paket}} = \mathrm{d}m_{\mathrm{zrak,paket}} + \mathrm{d}m_{\mathrm{cist\ zrak,ZBI}}, \tag{4.127}$$

kod kojega je uočljivo da se masa čistoga zraka, koja nije potrošena tokom izgaranja u paketu, zbraja s novom masom svježega zraka spremnoga za sudjelovanje u izgaranju $\mathrm{d}\,m_{\text{cist zrak,ZBI}}$, a koji je ustrujao u paket iz zone bez izgaranja.

4.9.3. Promjena mase slobodnoga zraka prilikom izgaranja

U potprogramu za izgaranje masa izgorene pare goriva u koraku integracije definira se umnoškom raspoložive mase pare goriva i pomoćne funkcije prema jednadžbi (4.116).

Masa slobodnoga kisika, koja se utroši na izgaranje u kg, definirana je izrazom:

$$\mathrm{d}\,m_{\mathrm{O_2,utr.\,izg}} = \mathrm{d}\,m_{\mathrm{pgs}}\, L_{\mathrm{steh}}\,. \tag{4.128}$$

Nakon što se masa kisika utrošenog na izgaranje izračuna prema izrazu (4.128), uz prethodno poznatu masu pare goriva, koja izgara u integracijskome koraku, potrebno je izvršiti provjeru ima li u paketu dovoljno slobodnoga kisika za izgaranje izračunate mase pare goriva. Ukoliko se pokaže da nema dovoljno slobodnoga kisika, potrebno je izvršiti korekciju mase pare goriva koja će izgorjeti u koraku integracije. Ta korekcija vrši se pomoću izraza:

$$\mathrm{d}\,m_{\mathrm{pgs}} = \frac{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{pgs}}\;\mathrm{d}\,m_{\mathrm{O_2}}}{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{O_2,utr.\,izg}}}\,. \tag{4.129}$$

Masa slobodnog kisika u kg, koja eventualno može ostati kao višak u paketu mlaza goriva, nakon izgaranja u koraku integracije definira se jednadžbom:

$$m_{\mathrm{O_2,NI}} = m_{\mathrm{O_2}} - m_{\mathrm{O_2,utr.\,izg}}\,. \tag{4.130}$$

Da bi se definirala masa slobodnoga zraka u paketu nakon izgaranja, najprije je potrebno izračunati masu utrošenoga slobodnog zraka za izgaranje goriva u koraku integracije:

$$\mathrm{d}\,m_{\mathrm{zrak,izg}} = \frac{\mathrm{d}\,m_{\mathrm{O_2,utr.\,izg}}}{Y_{\mathrm{O_2}}}\,. \tag{4.131}$$

U konačnici, masa slobodnoga zraka koji ostaje u paketu mlaza goriva nakon izgaranja definirana je izrazom:

$$\mathrm{d}\,m_{\mathrm{zrak,paket}} = \mathrm{d}\,m_{\mathrm{zrak,paket}} - \mathrm{d}\,m_{\mathrm{zrak,izg}}\,. \tag{4.132}$$

Toj masi slobodnoga zraka u volumenu (paketu mlaza goriva) pridodaje se masa slobodnoga zraka, koja u narednom koraku integracije ulazi u volumen iz zone bez izgaranja.

4.10. Numerički model kemijskih reakcija

Procesi (reakcije), koji se dešavaju u cilindru motora s unutarnjim izgaranjem, imaju na raspolaganju za svoje odvijanje vrlo malo vremena. Zbog veoma ograničenoga vremena kemijske reakcije u dizelskomu motoru prate se pomoću jednadžbi kemijske kinetike. Numerički model kojim se prate kemijske reakcije, a koji će biti iznesen u ovome radu, definiran je u disertaciji Škifića [101].

Kinetika kemijskih reakcija služi za opis vremenske promjene jednog ili više sastojaka tijekom odvijanja kemijske reakcije stvaranja, tj. tvorbe (reaktanti → produkti) ili raspada (produkti → reaktanti). Za jednu kemijsku reakciju u homogenoj smjesi plinova može se napisati stehiometrijska jednadžba kemijske reakcije:

$$v_1^{'} A_1 + v_2^{'} A_2 + v_3^{'} A_3 + ... + v_{\mathrm{N}}^{'} A_{\mathrm{N}} \longleftrightarrow v_1^{''} A_1 + v_2^{''} A_2 + v_3^{''} A_3 + ... + v_{\mathrm{N}}^{''} A_{\mathrm{N}}, \tag{4.133}$$

gdje su $v_{\mathrm{i}}^{'}$ stehiometrijski koeficijenti za reaktante, $v_{\mathrm{i}}^{''}$ stehiometrijski koeficijenti za produkte, A_{i} su oznake kemijskih sastojaka, a N je broj različitih kemijskih sastojaka u reakciji. Jednadžba (4.133) može se pisati skraćeno u obliku:

$$\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} v_{\mathrm{i}}^{'} A_{\mathrm{i}} \longleftrightarrow \sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} v_{\mathrm{i}}^{''} A_{\mathrm{i}}. \tag{4.134}$$

Primjer jedne jednadžbe kemijske reakcije jest:

$$\mathrm{O_2} + 2\ \mathrm{CO} \longleftrightarrow 2\,\mathrm{CO_2}.$$

Tu su:

$$\mathrm{N} = 3,$$
$$A_1 = \mathrm{O_2} \qquad A_2 = \mathrm{CO} \qquad A_3 = \mathrm{CO_2},$$
$$v_1^{'} = 1 \qquad v_2^{'} = 2 \qquad v_3^{'} = 0,$$
$$v_1^{''} = 0 \qquad v_2^{''} = 0 \qquad v_3^{''} = 2.$$

Brzina odvijanja kemijske reakcije prati se preko vremenske promjene koncentracije sastojka A_{i}: $\mathrm{d}[A_{\mathrm{i}}]/\mathrm{d}t$. Pod koncentracijom sastojka podrazumijeva se broj atoma ili molekula sastojka A_{i} u jedinici volumena:

$$[A_{\mathrm{i}}] = \frac{n_{\mathrm{i}}}{V}, \tag{4.135}$$

gdje je n_{i} broj molova (broj atoma ili molekula) sastojka A_{i}, a V je volumen reaktora.

Brzina promjene koncentracije produkta A_i ujedno predstavlja brzinu odvijanja kemijske reakcije:

$$\frac{\mathrm{d}\left[A_\mathrm{i}\right]}{\mathrm{d}t} = \left(\nu_\mathrm{i}^{''} - \nu_\mathrm{i}^{'}\right)\left(k_\mathrm{f}\prod_{\mathrm{j}=1}^{\mathrm{N}}\left[A_\mathrm{j}\right]^{\nu_\mathrm{j}^{'}} - k_\mathrm{b}\prod_{\mathrm{j}=1}^{\mathrm{N}}\left[A_\mathrm{j}\right]^{\nu_\mathrm{j}^{''}}\right). \tag{4.136}$$

U jednadžbi (4.136) molarne koncentracije $\left[A_\mathrm{i}\right]$ daju utjecaj raspoloživih molarnih količina na vremensku promjenu koncentracija. Varijable k_f i k_b konstante su brzine (f za tvorbu, b za raspad produkata) kemijske reakcije.

Konstante brzine kemijske reakcije ovise o temperaturi T i energiji aktivacije E. Za opis te ovisnosti koristi se Arrheniusova jednadžba:

$$k_\mathrm{f} = A_\mathrm{k}\ T^{\beta}\ \exp\left(-\frac{E}{\Re\ T}\right), \tag{4.137}$$

pri čemu je $\Re$ opća plinska konstanta, A_k je predeksponencijalni koeficijent, β je eksponent temperature i E je energija aktivacije. A_k, β i E empirijski su određene konstante i vrijede za cijelo područje temperatura ako jednadžba kemijske reakcije predstavlja elementarnu kemijsku reakciju. Kod globalnih kemijskih reakcija (globalne kemijske reakcije sastoje se od niza elementarnih) te eksperimentalno dobivene konstante vrijede samo u naznačenomu temperaturnom području u kojem su izvršena mjerenja.

Brzina promjene drugih sastojaka u reakciji može se dobiti primjenom jednadžbe:

$$\frac{\mathrm{d}\left[A_\mathrm{m}\right]}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\left[A_\mathrm{i}\right]}{\mathrm{d}t}\,\frac{\nu_\mathrm{m}^{''} - \nu_\mathrm{m}^{'}}{\nu_\mathrm{i}^{''} - \nu_\mathrm{i}^{'}}. \tag{4.138}$$

Ako postoji više kemijskih reakcija koje se odvijaju istovremeno, koncentracija sastojka A_i, koji sudjeluje u više reakcija, pri čemu se u svakoj od reakcija njegova koncentracija mijenja po jednadžbama (4.136) ili (4.138), doživjet će višestruku promjenu. Ukupna brzina promjene koncentracije sastojka A_i u sustavu od r = 1, 2, 3, …, N reakcija definirana je izrazom:

$$\frac{\mathrm{d}\left[A_\mathrm{i}\right]}{\mathrm{d}t} = \sum_{\mathrm{r}=1}^{\mathrm{N}}\left(\frac{\mathrm{d}\left[A_\mathrm{i}\right]}{\mathrm{d}t}\right)_\mathrm{r}. \tag{4.139}$$

Tijekom kemijske reakcije dolazi do potrošnje reaktanata i stvaranja produkata. Čim se u reaktoru pojave produkti, počet će se vršiti i reakcije raspada, tako da će produkti u reakciji raspada stvarati reaktante. Budući da su reakcije tvorbe mnogo brže od reakcija raspada, u početku će doći do značajnog smanjenja koncentracije reaktanata, zbog njihove potrošnje u reakcijama.

Ako se kemijskoj reakciji stavi na raspolaganje dovoljno vremena za njezino nesmetano odvijanje, u jednom će trenutku doći do stanja kada se više neće mijenjati sastav smjese kemijskih sastojaka, što vrijedi za bilo koju kemijsku reakciju. Kod sporih reakcija vrijeme koje je potrebno za dostizanje takvog stanja bit će vrlo dugo i obrnuto, a kod brzih reakcija takvo će se stanje dostići u vrlo kratku vremenu. Ovakvo stanje, kada se koncentracija sastojaka s vremenom više ne mijenja, naziva se stanje kemijske ravnoteže.

U kemijskoj termodinamici stanje kemijske ravnoteže definira se kao problem minimizacije Gibbsove slobodne energije, prema radu Filipovića i Lipanovića [154]. Gibbsova slobodna energija G može se prikazati kao:

$$G = H - T\,S\,, \tag{4.140}$$

gdje je G – Gibbsova slobodna energija, H – entalpija, T – temperatura i S – entropija.

Kada se pri konstantnome tlaku i temperaturi dostigne minimum Gibbsove slobodne energije:

$$\left(\mathrm{d}G\right)_{\mathrm{p,T}} = 0\,, \tag{4.141}$$

u kemijskome reaktoru dolazi do stanja kemijske ravnoteže. Taj se kriterij vrlo često primjenjuje za određivanje udjela kemijskih sastojaka pri stanju kemijske ravnoteže.

Umjesto ukupne Gibbsove slobodne energije G, može se koristiti specifična slobodna energija sastojka i (po 1 kmolu) u obliku:

$$g_{\mathrm{i}} = h_{\mathrm{i}} - T\,s_{\mathrm{i}}\,. \tag{4.142}$$

Specifična entropija sastojka i definira se jednadžbom:

$$s_{\mathrm{i}} = s_{\mathrm{i}}^{0} - \Re\,\ln\!\left(\frac{p_{\mathrm{i}}}{p_0}\right), \tag{4.143}$$

gdje je s_{i}^{0} entropija tvorbe sastojka i, $\Re = 8{,}3143$ kJ/(kmol·K) je opća plinska konstanta, p_{i} je parcijalni tlak sastojka i, a p_0 je referentni tlak ($p_0 = 0{,}1$ MPa) što se može pronaći u JANAF tablicama [155]. Ukoliko se jednadžba (4.143) uvrsti u jednadžbu (4.142), dobije se:

$$g_{\mathrm{i}} = h_{\mathrm{i}} - T\,s_{\mathrm{i}}^{0} + \Re\,T\,\ln\!\left(\frac{p_{\mathrm{i}}}{p_0}\right). \tag{4.144}$$

Uvođenjem izraza za specifičnu molarnu Gibbsovu slobodnu energiju tvorbe sastojka i:

$$g_{\mathrm{i}}^{0} = h_{\mathrm{i}} - T\,s_{\mathrm{i}}^{0}\,, \tag{4.145}$$

dobije se:

$$g_{\mathrm{i}} = g_{\mathrm{i}}^{0} + \Re\, T\, \ln\left(\frac{p_{\mathrm{i}}}{p}\right) + \Re\, T\, \ln\left(\frac{p}{p_0}\right), \tag{4.146}$$

gdje je p tlak u reaktoru. Izraz $\left(p_{\mathrm{i}} / p\right)$ predstavlja volumni, odnosno molarni udio sastojka i u reaktoru. Uvjet za minimum ukupne specifične Gibbsove energije za smjesu kemijskih sastojaka u reaktoru jest:

$$\mathrm{d}\left(\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} n_{\mathrm{i}}\; g_{\mathrm{i}}\right) = 0\,. \tag{4.147}$$

Potpuno razvijen izraz za parcijalne tlakove sastojaka u smjesi u kemijskom reaktoru pri stanju kemijske ravnoteže dobije se matematičkom obradom, a glasi, prema Filipoviću i Lipanoviću [154]:

$$\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)\left(-\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T}\right) = \ln\left(\prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(p_{\mathrm{i}}\right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}\right) + \ln\left(p_0\right)^{-\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}}\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}. \tag{4.148}$$

Isključenjem prirodnoga logaritma iz jednadžbe (4.148) dobije se:

$$\exp\left\{\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)\left(-\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T}\right)\right\} = \left(\prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(p_{\mathrm{i}}\right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}\right)\left(p_0\right)^{-\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}}\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}. \tag{4.149}$$

Kako je referentni tlak $p_0 = 1\,\mathrm{bar}$, uzme li se da su svi tlakovi izraženi u barima, dobije se pojednostavljenje izraza (4.149), i on sada glasi:

$$\exp\left\{\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)\left(-\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T}\right)\right\} = \left(\prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(p_{\mathrm{i}}\right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}\right). \tag{4.150}$$

Izraz na lijevoj strani jednadžbe (4.150) ovisan je samo o temperaturi i predstavlja konstantu kemijske ravnoteže K_{p} za smjesu kemijskih sastojaka u reaktoru prema Bormanu i Raglandu [127]:

$$K_{\mathrm{p}} = \exp\left\{\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)\left(-\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T}\right)\right\}. \tag{4.151}$$

Supstitucijom jednadžbe (4.151) u jednadžbu (4.149) dobije se izraz:

$$K_{\mathrm{p}} = \left(\prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(p_{\mathrm{i}} \right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right)} \right) \left(p_0 \right)^{-\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right)}. \tag{4.152}$$

Jednadžbu (4.152) može se preoblikovati u zapis za molarne udjele x_{i} sastojka i u smjesi:

$$K_{\mathrm{p}} = \left(\prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(x_{\mathrm{i}} \right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right)} \right) \left(p / p_0 \right)^{-\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right)}. \tag{4.153}$$

Kako kemijskih reakcija obično ima mnogo više nego kemijskih spojeva, najčešće nije poznata vrijednost konstante kemijske ravnoteže K_{p} za određenu kemijsku reakciju. Međutim tu je vrijednost moguće izračunati iz vrijednosti konstanti kemijske ravnoteže $K_{\mathrm{f,i}}$ za reakcije tvorbe pojedinih kemijskih sastojaka. Za kemijski sastojak i vrijednost ove konstante iznosi:

$$\ln K_{\mathrm{f,i}} = -\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T}. \tag{4.154}$$

Iz izraza (4.151) može se dobiti jednadžba za određivanje konstante kemijske ravnoteže za kemijsku reakciju pomoću konstanti kemijske ravnoteže za reakcije formiranja pojedinih sastojaka u toj reakciji prema Pischingeru [156]:

$$\ln K_{\mathrm{p}} = \sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right) \left(-\frac{g_{\mathrm{i}}^{0}}{\Re\, T} \right) = \sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} \left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right) \ln K_{\mathrm{f,i}}, \tag{4.155}$$

$$K_{\mathrm{p}} = \prod_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} K_{\mathrm{f,i}}^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}' \right)}. \tag{4.156}$$

Vrijednosti $K_{\mathrm{f,i}}$ za čiste kemijske sastojke mogu se pronaći u JANAF tablicama u obliku vrijednosti dekadskoga logaritma od $K_{\mathrm{f,i}}$, prikazanih tablično, u ovisnosti o temperaturi:

$$\log_{10} K_{\mathrm{f,i}} = f(T). \tag{4.157}$$

Za sve kemijske reakcije za koje se pretpostavlja da se odvijaju u kemijskom reaktoru slaže se set jednadžbi prema jednadžbi (4.153). Tako definirane jednadžbe tvore sustav nelinearnih jednadžbi čije je rješenje potrebno pronaći primjenom odgovarajućih numeričkih metoda (npr. Newton-Raphsonova metoda), kao što je predloženo u radu Matheusa [157]. Rješenja su molarni udjeli x_{i} kemijskih sastojaka pri stanju kemijske ravnoteže.

Iz poznatih molarnih udjela x_{i} mogu se odrediti mase m_{i} pojedinih sastojaka u reaktoru pomoću izraza:

$$m_{\mathrm{i}} = M_{\mathrm{i}}\ x_{\mathrm{i}}\ n_{\mathrm{uk}}, \tag{4.158}$$

gdje je M_{i} molarna masa kemijskog sastojka i, a n_{uk} je ukupan broj molova smjese kemijskih sastojaka u reaktoru.

Kemijska ravnoteža predstavlja asimptotski slučaj kada se reakcija odvija vrlo dugo, tako da su postignuti ravnotežni uvjeti. Ravnotežni uvjeti podrazumijevaju da se reakcije gradnje i razgradnje odvijaju jednakom brzinom i da se koncentracije sastojaka ne mijenjaju tokom vremena.

Ukoliko su poznate kemijske reakcije koje se odvijaju, do koncentracije sastojaka u uvjetima kemijske ravnoteže može se doći primjenom uvjeta da se pri postignutoj kemijskoj ravnoteži s vremenom više ne mijenja koncentracija sastojka. Primjeni li se taj uvjet na jednadžbu (4.136), dobije se izraz:

$$k_{\mathrm{f}} \prod_{\mathrm{j=1}}^{\mathrm{N}} \left[A_{\mathrm{j}}\right]^{\nu_{\mathrm{j}}'} - k_{\mathrm{b}} \prod_{\mathrm{j=1}}^{\mathrm{N}} \left[A_{\mathrm{j}}\right]^{\nu_{\mathrm{j}}''} = 0\,. \tag{4.159}$$

Iz jednadžbe (4.159) može se izvesti izraz za kemijsku ravnotežu:

$$K_{\mathrm{p}} = \frac{\prod_{\mathrm{j=1}}^{\mathrm{N}} \left[A_{\mathrm{j}}\right]^{\nu_{\mathrm{j}}''}}{\prod_{\mathrm{j=1}}^{\mathrm{N}} \left[A_{\mathrm{j}}\right]^{\nu_{\mathrm{j}}'}} = \frac{k_{\mathrm{f}}}{k_{\mathrm{b}}} = \prod_{\mathrm{i=1}}^{\mathrm{N}} \left(x_{\mathrm{i}}\right)^{\left(\nu_{\mathrm{i}}'' - \nu_{\mathrm{i}}'\right)}, \tag{4.160}$$

koji vrijedi uz uvjet da je tlak $p = p_0 = 1\,\mathrm{bar}$.

Jednadžba (4.160) ima najčešću primjenu kod određivanja koeficijenta brzine za kemijsku reakciju raspada produkata:

$$k_{\mathrm{b}} = \frac{k_{\mathrm{f}}}{K_{\mathrm{p}}}. \tag{4.161}$$

4.11. Kemijski ravnotežni sastav plinova izgaranja

U literaturi je moguće pronaći više različitih programa za izračun kemijskoga ravnotežnog sastava plinova izgaranja, koji se kao potprogrami mogu implementirati u postavljeni QD numerički model. U ovome radu odabran je program iz knjige Strehlova [158], gdje se pomoću tri parametra, koji opisuju karakteristike plinova izgaranja, mogu izračunati ravnotežni molarni udjeli različitih elemenata (program uzima u obzir 14 elemenata) unutar plinova izgaranja.

Program se zove Wein, a kemijski ravnotežni sastav moguće je računati ovisno o tlaku ili temperaturi. Potonji je način odabran kao primjereniji za numeričke simulacije dizelskih motora.

Ulazni podaci u programu Wein, korištenu u ovom radu, i raspon ulaznih vrijednosti unutar kojih program daje točne rezultate jesu:

a) tlak p u Pa za raspon vrijednosti 25 kPa < p < 1 MPa,
b) temperatura T u K za raspon vrijednosti 600 K < T < 5000 K,
c) faktor pretička zraka λ, u svim rasponima.

Kao izlazni podaci dobiju se ravnotežni molarni udjeli za sljedećih 14 sudionika:
H_2, O_2, H_2O, CO, CO_2, OH, H, O, N_2, N, NO, NO_2, CH_4 i inertni sastojci.

Jednadžba izgaranja koju program koristi za gorivo $C_xH_yO_z$ glasi:

$$\mathrm{C}a\mathrm{H}b\mathrm{O}c\mathrm{N}d\mathrm{I}e + \lambda \cdot \left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2} \right) \left(\mathrm{O}_2 + f\ \mathrm{N}_2 + g\ \mathrm{I} + r\ \mathrm{CO}_2 + v\ \mathrm{H}_2\mathrm{O} \right) \rightarrow ....., \tag{4.162}$$

gdje su:

a	– broj atoma ugljika u molekuli goriva,
b	– broj atoma vodika u molekuli goriva,
c	– broj atoma kisika u molekuli goriva,
d	– broj atoma dušika u molekuli goriva,
e	– broj atoma inertnih plinova u molekuli goriva,
λ	– faktor pretička zraka,
f	= 3,727515753 – broj molekula N_2 po jednoj molekuli O_2 u zraku,
g	= 0,044682069 – broj atoma inert. plinova po jednoj molekuli O_2 u zraku,
r	= 0,001527592 – broj molekula CO_2 po jednoj molekuli O_2 u zraku,
xp	– sadržaj vlage u atmosferskom zraku u kg/kg,
v	– broj molekula H_2O po jednoj molekuli O_2 u zraku.

Broj molekula H_2O po jednoj molekuli O_2 u zraku definiran je jednadžbom:

$$v = \frac{xp}{0{,}20948\,(1 - xp)}\,. \tag{4.163}$$

U QD numeričkomu modelu ovaj se program koristi prilikom proračuna dušikovih oksida (NO_x-a) za svaki paket mlaza goriva zasebno od trenutka kada počne izgaranje nadalje. Isto tako Wein je korišten za izračunavanje kemijskoga ravnotežnog sastava radnoga medija u paketima mlaza i zoni bez izgaranja, ili u cijelome cilindru, kada je to bilo potrebno. Korišten je i za izračunavanje parcijalnih derivacija unutarnje energije i plinske konstante u ovisnosti o temperaturi, tlaku i pretičku zraka, koje se koriste u jednadžbama matematičkoga modela.

Mnogi računalni programi za simulaciju dizelskih motora, neovisno radi li se o tipičnim QD ili nekim drugima numeričkim modelima, koriste takav program (Wein) ili njemu slične i kod simulacije procesa izgaranja u cilindru motora. Naime prilikom izračuna parametara izgaranja potrebno je poznavati mase kisika i pare goriva koje trenutno egzistiraju u određenu volumenu. Dok se masa pare goriva računa zasebno, pomoću ovakvih programa izračunava se ravnotežni sastav jednoatomarnoga i dvoatomarnoga kisika, a preko ravnotežnoga sastava dobiju se mase, koje, kada se u konačnici zbroje, daju ukupnu masu kisika u promatranu volumenu.

No u razvijenome QD numeričkom modelu ovakva je praksa izbjegnuta zbog ograničene točnosti i grube aproksimacije, koju je u takvu slučaju potrebno izvesti. Sigurnije je pratiti mase i sastav plinova, kapljevina i para koji se nalaze u promatranu volumenu u bilo kojem vremenskom trenutku izravno, što se ovim QD modelom uspjelo postići.

4.12. Tvorba dušikovih oksida (NO_x-a)

Dušikovi oksidi, u literaturi obično poznati po skraćenoj oznaci NO_x, definiraju spojeve dušika i kisika u različitim atomarnim omjerima. Prilikom izgaranja u motoru s unutarnjim izgaranjem emisija dušikovih oksida sastoji se poglavito iz dušik (II) oksida (NO) – dušikova monoksida (u konkretnom slučaju riječ je o dizelskim motorima, ali se opći zaključci vezani za NO_x-e odnose na sve motore s unutarnjim izgaranjem). NO je u ukupnoj NO_x emisiji iz motora zastupljen s otprilike 90 % volumnih udjela. Drugi po zastupljenosti je dušik (IV) oksid (NO_2) – dušični dioksid, koji je zastupljen s tek 5 % volumnih udjela u ukupnoj emisiji. Ostali spojevi dušika i kisika jesu N_2O, N_2O_3, N_2O_5 i slični, koji nastaju pri izgaranju u motoru u vrlo malim, gotovo zanemarivim volumnim udjelima. Dušikov je monoksid, koji nastaje izgaranjem u motoru, nestabilan i lako prelazi u dušikov dioksid (NO_2), stoga iako je pretežita tvorba dušikova monoksida, pri atmosferskim uvjetima kemijska ravnoteža predstavlja krajnje stanje kada su dovršene kemijske reakcije i kada nastaje pretežito NO_2.

Ipak, većina numeričkih simulacija, u kojima se računaju emisije NO_x-a, pa tako i ovaj QD numerički model, uzima u obzir tvorbu samo dušikova monoksida te se pod pojmom NO_x, za primjenu kod motora s unutarnjim izgaranjem, podrazumijeva tvorba samo NO-a. Iako se u pojedinim radovima ovakav numerički model proširuje i nadopunjava i ostalim spojevima dušika i kisika koji tvore NO_x-e, česti problemi su nedovoljno dobro poznavanje takvih spojeva i njihove tvorbe. Stoga je nerijetko moguće dobiti veća odstupanja od izmjerenih vrijednosti sa složenijim modelima tvorbe NO_x-a u usporedbi s modelom koji promatra samo tvorbu dušikova monoksida.

Dušikov monoksid u procesu izgaranja može nastati na četiri različita načina i to prema Škifiću [101]:

1.) **Termički NO** – nastaje pri visokim temperaturama u cilindru (T > 2000 K) u području produkata izgaranja, iza fronte plamena, iz molekulskog dušika i atmosferskoga zraka pod djelovanjem radikala kisika i radikala OH. Ovom procesu uvelike pridonosi i disocijacija molekula dušika (N_2) u atomarni dušik (N). Kemijska kinetika tvorbe termičkoga NO-a, u većini dostupne literature, prikazuje se Zeldovichevim modelom.

2.) **Promptni NO** – stvara se također iz molekulskog dušika iz zraka unutar tanke fronte plamena, koja je bogata radikalima ugljikovodika, koji s molekulama dušika tvore cijanide. Iz cijanida se međureakcijama stvara NO. Ovaj mehanizam tvorbe dušičnog monoksida prvi je proučavao Fenimor, pa se iz tog razloga još naziva i Fenimor NO. Na taj se način prema mnogim autorima stvara oko 5 % od ukupno stvorenoga NO-a.

3.) **NO iz goriva** – nastaje oksidacijom dušika koji je kemijski vezan u molekuli goriva. Dospije li ova molekula u frontu plamena, pretvara se u radikale odnosno spojeve cijanida (RCN), koji u području plamena dijelom oksidiraju u NO.

4.) **Stvaranje NO iz NO_2** – mehanizam je sličan tvorbi termičkog NO-a. Molekula dušika (N_2) u prisutnosti atmosferskoga kisika (O) i treće inertne molekule (M) daje:

$$N_2 + O + M \rightarrow N_2O + M\,. \tag{4.164}$$

Nakon toga može uslijediti:

$$N_2O + O \rightarrow NO + NO\,. \tag{4.165}$$

S obzirom na to da eksperimentalna istraživanja pokazuju kako je u dizelskim motorima, od ukupno stvorenoga NO-a, čak 90 % termičkoga NO-a, detaljnije će biti analiziran samo taj mehanizam tvorbe. Tvorba termičkoga NO-a može se opisati i definirati različitim modelima, a za primjenu kod dizelskih motora najčešći i najprimjenjeniji je prošireni Zeldovichev mehanizam:

$$\text{R1)}\quad N_2 + O \xleftarrow{k_{1,b}} \xrightarrow{k_{1,f}} NO + N\,, \tag{4.166}$$

$$\text{R2)}\quad N + O_2 \xleftarrow{k_{2,b}} \xrightarrow{k_{2,f}} NO + O\,, \tag{4.167}$$

$$\text{R3)}\quad N + OH \xleftarrow{k_{3,b}} \xrightarrow{k_{3,f}} NO + H\,. \tag{4.168}$$

Prve dvije reakcije odgovaraju tvorbi NO-a u području siromašne smjese, a posljednja u području bogate smjese. Zbog jake trostruke veze (:N ≡ N:) u molekuli dušika prva jednadžba ima veliku aktivacijsku energiju, pa se reakcija može odvijati samo pri visokim temperaturama, zbog čega se i koristi naziv termički NO. U uvjetima izgaranja u dizelskomu motoru reakcije proširenoga Zeldovicheva mehanizma odvijaju se sporo u usporedbi s reakcijama izgaranja ugljikovodika, tako da se za njih kaže da teku kinetički. To znači da u uvjetima, koji pri izgaranju vladaju u dizelskom motoru (pri lokalnim temperaturama i lokalnim pretičcima zraka, kao i pri kratkim vremenima zadržavanja tijekom izgaranja), neće biti postignuta kemijska ravnoteža za koncentraciju dušikovih oksida. Iz jednadžbi (4.166), (4.167) i (4.168) slijedi zakon brzine odvijanja reakcije:

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{NO}]}{\mathrm{d}t} = k_{1,\mathrm{f}}[\mathrm{O}][\mathrm{N}_2] + k_{2,\mathrm{f}}[\mathrm{N}][\mathrm{O}_2] + k_{3,\mathrm{f}}[\mathrm{N}][\mathrm{OH}] - \\ - k_{1,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{N}] - k_{2,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{O}] - k_{3,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{H}]. \tag{4.169}$$

Također vrijedi i izraz:

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{N}]}{\mathrm{d}t} = k_{1,\mathrm{f}}[\mathrm{O}][\mathrm{N}_2] - k_{2,\mathrm{f}}[\mathrm{N}][\mathrm{O}_2] - k_{3,\mathrm{f}}[\mathrm{N}][\mathrm{OH}] - \\ - k_{1,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{N}] + k_{2,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{O}] + k_{3,\mathrm{b}}[\mathrm{NO}][\mathrm{H}]. \tag{4.170}$$

Budući da se može uzeti da je broj atoma dušika kvazistacionaran (zbog brzih reakcija u jednadžbama (4.167) i (4.168)), a i sukladno s dostupnom literaturom Stiescha [104], može se uzeti:

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{N}]}{\mathrm{d}t} = 0. \tag{4.171}$$

Najznačajnije utjecajne veličine na tvorbu termičkoga NO-a jesu:

a) lokalne temperature u prostoru izgaranja (T_i),
b) lokalni pretičak zraka (λ_i) kao mjera za koncentraciju oksidacijskih sastojaka (O, OH, O_2), koji učestvuju u reakciji i općenito sastojaka (N_2, O_2, NO, N, O, OH i H),
c) vrijeme zadržavanja (t_v) promatranoga djelića mase u području s uvjetima T_i, λ_i.

Iz gornjega razmatranja može se zaključiti da je smanjenje NO emisije moguće smanjenjem konstante brzine reakcije, tj. smanjenjem koncentracije kisika i dušika, kao i sniženjem temperature.

Osnovni problem kod izračuna NO_x emisija iz dizelskoga motora je kvalitetan odabir numeričkoga modela za izračun predeksponencijalnih koeficijenata tvorbe (k_f) i razgradnje (k_b) u jednadžbama (4.169), (4.170) i (4.171). Da bi se ti koeficijenti mogli pravilno definirati, potrebno je poznavati numerički princip modeliranja kemijskih reakcija (kojim se definiraju izračun konstante kemijske ravnoteže K_p te izračun koeficijenata tvorbe i razgradnje). Potpun

prikaz numeričkoga modeliranja kemijskih reakcija može se pronaći u radovima Senčića [98] i Škifića [101].

Različiti prijedlozi izračuna predeksponencijalnih kinetičkih koeficijenata tvorbe i razgradnje mogu se pronaći u mnogim izvorima, kao što su radovi Senčića [98], Warnatza i Maasa [159] te Hohlbauma [160]. Izračun u ovim slučajevima ovisi o vrsti numeričke simulacije i načinu na koji se provodila, što znači da se koeficijenti računaju i daju rezultate usporedive sa stvarnim mjerenjima ovisno ne samo o vrsti simulacije nego i o tipu motora s unutarnjim izgaranjem čiji se proces simulira. Zbog toga se na više mjesta mogu pronaći različite metode izračuna predeksponencijalnih koeficijenata. No bez obzira na to koja se metoda primjenila, svima je zajednička činjenica da je vrijednost koeficijenata ili konstantna ili ovisi o temperaturi koja vlada unutar promatranoga volumena.

U QD numerički model uvrštene su četiri metode izračuna predeksponencijalnih koeficijenata, što je prikazano u tablici 4.3.

U konačnici, u numeričkim QD simulacijama primijenjeni su kinetički koeficijenti prema Diotalleviju i Yumu, budući da su ti koeficijenti pokazali najmanja odstupanja simuliranih u odnosu na izmjerene vrijednosti. Uz navedene isproban je i čitav set kinetičkih koeficijenata iz dostupne literature, ali nisu pronađeni oni koji bi se mogli efikasno primijeniti na promatranim motorima. Ovisno o setu ostalih kinetičkih koeficijenata iz literature, moguće je dobiti čitav raspon odstupanja u odnosu na eksperimentalna mjerenja, i to od nekoliko desetaka posto do nekoliko puta.

Tablica 4.3. Kinetički koeficijenti za modele produkcije termičkoga NO-a

Weisser [161]		
R1)	$k_{1,\mathrm{f}} = 6{,}68\cdot10^{6}\,T^{0,4}\exp\left(-\frac{37707{,}3}{T}\right)$	$k_{1,\mathrm{b}} = 3{,}3\cdot10^{6}\,T^{0,3}$
R2)	$k_{2,\mathrm{f}} = 6{,}4\cdot10^{3}\,T\exp\left(-\frac{3160{,}54}{T}\right)$	$k_{2,\mathrm{b}} = 5{,}62\cdot10^{2}\,T^{1,1}\exp\left(-\frac{19086{,}52}{T}\right)$
R3)	$k_{3,\mathrm{f}} = 3{,}8\cdot10^{7}$	$k_{3,\mathrm{b}} = 1{,}29\cdot10^{9}\,T^{-0,3}\exp\left(-\frac{24574\,,7}{T}\right)$
McGrath [162]		
R1)	$k_{1,\mathrm{f}} = 7{,}6\cdot10^{7}\exp\left(-\frac{38000}{T}\right)$	$k_{1,\mathrm{b}} = 3{,}3\cdot10^{6}\,T^{0,3}$
R2)	$k_{2,\mathrm{f}} = 6{,}4\cdot10^{3}\,T\exp\left(-\frac{3160}{T}\right)$	$k_{2,\mathrm{b}} = 1{,}5\cdot10^{3}\,T\exp\left(-\frac{19500}{T}\right)$
R3)	$k_{3,\mathrm{f}} = 3{,}8\cdot10^{7}$	$k_{3,\mathrm{b}} = 2{,}0\cdot10^{8}\exp\left(-\frac{23650}{T}\right)$
Diotallevi [184]		
R1)	$k_{1,\mathrm{f}} = 7{,}6\cdot10^{7}\exp\left(-\frac{38000}{T}\right)$	$k_{1,\mathrm{b}} = 3{,}2\cdot10^{7}$
R2)	$k_{2,\mathrm{f}} = 6400\cdot T\cdot\exp\left(-\frac{3150}{T}\right)$	$k_{2,\mathrm{b}} = 1500\cdot T\cdot\exp\left(-\frac{19500}{T}\right)$
R3)	$k_{3,\mathrm{f}} = 4{,}1\cdot10^{7}$	$k_{3,\mathrm{b}} = 2\cdot10^{7}\exp\left(-\frac{23500}{T}\right)$
Yum [185]		
R1)	$k_{1,\mathrm{f}} = 7{,}6\cdot10^{7}\exp\left(-\frac{38000}{T}\right)$	$k_{1,\mathrm{b}} = 1{,}6\cdot10^{7}$
R2)	$k_{2,\mathrm{f}} = 6400\cdot T\cdot\exp\left(-\frac{3150}{T}\right)$	$k_{2,\mathrm{b}} = 1500\cdot T\cdot\exp\left(-\frac{19500}{T}\right)$
R3)	$k_{3,\mathrm{f}} = 4{,}1\cdot10^{7}$	$k_{3,\mathrm{b}} = 2\cdot10^{7}\exp\left(-\frac{23500}{T}\right)$

Svi kinetički koeficijenti u tablici 4.3 su u $\mathrm{m^3/mol\cdot s}$.

4.13. Formiranje i izgaranje čađe

Formiranje i izgaranje čađe u dizelskomu motoru složen je i kompleksan problem, koji uključuje kemijske i fizikalne procese. Mnogo numeričkih simulacija, analiza i proračuna provedeno je u svrhu stjecanja spoznaja o strukturi, kemijskoj kinetici i transportu mase, koji su sastavni dio procesa formiranja i izgaranja čađe. Iako se rezultati simulacija često zadovoljavajuće poklapaju s mjerenjima na stvarnome motoru, postoji mnogo različitih teorija koje opisuju nastanak i izgaranje čađe, a njihovi rezultati uvelike se razlikuju, ili pak imaju striktno ograničenu primjenu, tako da se može zaključiti kako problematika vezana za numeričku simulaciju i analizu čađe još uvijek nije u potpunosti razriješena.

Za sada postoji samo razumijevanje utjecaja rubnih uvjeta na mehanizme stvaranja čađe. Poznato je da odlučujuću ulogu u stvaranju čađe ima lokalni pretičak zraka odnosno lokalna koncentracija pare goriva, dok lokalna koncentracija kisika ima utjecaj na izgaranje čađe. Temperatura na mjestu reakcije kako prilikom stvaranja tako i prilikom izgaranja čađe ima značajnu ulogu, stoga je primjena QD numeričkih modela dobrodošla jer se temperatura i njena promjena prati u svakome promatranom volumenu.

4.13.1. Teorijski modeli tvorbe i oksidacije čađe

Kako postoji više teorijskih modela tvorbe čađe, ovdje će biti navedeni samo najvažniji, isti će biti ukratko opisani, a neki manje poznati i, manje ili ograničeno primjenjivi teorijski modeli, bit će samo spomenuti uz reference na dostupnu literaturu.

4.13.1.1. Model tvorbe čađe u dva koraka

Jedan od najjednostavnijih modela tvorbe čađe definirali su Hiroyasu i sur. [164]. Takav model moguće je pronaći u raznim fenomenološkim QD numeričkim modelima, primjerice u radovima Bazaria [165], Kouremenosa i sur. [166] te Xiaopinga i sur. [167], a naziva se modelom tvorbe čađe u 2 koraka. Sastoji se od dvije empirijske jednadžbe od kojih je jedna za tvorbu – jednadžba (4.172), a druga za oksidaciju čađe – jednadžba (4.173).

Brzina tvorbe (stvaranja) čađe u ovisnosti o masi pare goriva m_{pg} jest:

$$\frac{\mathrm{d}\, m_{\mathrm{R,f}}}{\mathrm{d}\, t} = A_{\mathrm{f}}\ m_{\mathrm{pg}}\ p_{\mathrm{c}}^{0,5}\ \exp\left(\frac{-6310}{T}\right). \tag{4.172}$$

Istovremeno se odvija oksidacija čestica čađe u ovisnosti o masi već stvorene čađe m_{R} i lokalnom molarnom udjelu kisika $x_{\mathrm{O_2}}$:

$$\frac{\mathrm{d}\, m_{\mathrm{R,ox}}}{\mathrm{d}\, t} = A_{\mathrm{ox}}\ m_{\mathrm{R}}\ x_{\mathrm{O_2}}\ p_{\mathrm{c}}^{1,8}\ \exp\left(\frac{-7070}{T}\right). \tag{4.173}$$

Netto promjena koncentracije čađe dobije se isključivo kao razlika intenziteta tvorbe i oksidacije:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{R}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{R,f}}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{R,ox}}}{\mathrm{d}t}. \tag{4.174}$$

Konstante A_{f} i A_{ox} u jednadžbama (4.172) i (4.173) moraju se odrediti iz empirijskih podataka istraživanoga motora. Pri varijaciji parametara pokazuje se da je omjer tih veličina $A_{\mathrm{f}} / A_{\mathrm{ox}}$ odlučujući za izračun mase čađe koja će biti izbačena u atmosferu. Apsolutna vrijednost ovih konstanti pri jednakom omjeru (npr. $A_{\mathrm{f}} / A_{\mathrm{ox}} = 100/10$) u prvoj mjeri odlučuje o maksimalno stvorenoj masi čađe na početku izgaranja. Što su veće brojčane vrijednosti pri istom omjeru, to se više čađe stvara, a prema kraju izgaranja to više čađe oksidira, tako da se ukupna krajnja emisija čađe vrlo malo mijenja.

Prednost modela s dvije jednadžbe, koji na jednostavan način prikazuje stvaran tijek procesa, jest u mogućnosti vrlo jednostavne implementacije u opsežni model izgaranja, kao i ekstremno kratkomu vremenu proračuna. Prevelika apstrakcija cijeloga procesa s druge strane vodi do činjenice kako je potrebno usklađivanje konstanti modela s eksperimentalno dobivenim podacima, što uvelike ograničava općenitost takvoga modela. Sukladno s navedenim nameće se zaključak kako je vrlo rizično koristiti ovaj model izvan područja za koje su usklađeni podaci.

Nadogradnju Hiroyasuova modela [164] izvršili su Moss i sur. [168], koji su razvili nešto kompleksniji model s dvije jednadžbe, ali kojim prate dvije varijable:

a) brojčanu koncentraciju (broj čestica čađe po jedinici volumena),
b) volumni udio (volumen čađe po jedinici volumena).

Tesner predlaže model također u dva koraka, ali bi prema njemu ti koraci bili:

1) tvorba klica koje prethode čađi,
2) tvorba čestica čađe.

Nadogradnju takvoga modela čađe vrši Surovkin, koji sistemu dodaje međukorak koji opisuje rast klica i njihovu pretvorbu u čestice čađe kada dosegnu kritičan promjer.

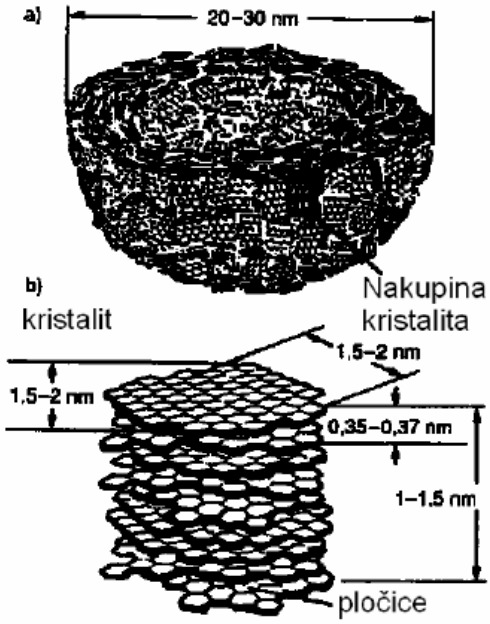
Linstedt je razvio još sofisticiraniji model od Surovkinova, koji se sastoji od četiri koraka. Linstedtov model pomoću reakcija acetilena i benzena predviđa mjesto nastanka i razvoja čađe. Tvorba benzena i acetilena dobiva se iz detaljnoga proračuna kemijske kinetike plinovite faze. Na takvomu konceptu temelje se i drugi numerički modeli kao što su modeli Belardinija, Fuscoa [169], Knox-Kelecya i Fostera.

Tao [60] svoj model temelji na detaljnoj kemijskoj kinetici poliaromatskih ugljikovodika (PAH).

4.13.1.2. Acetilen hipoteza tvorbe čađe

Acetilen hipoteza jedna je od teorijski najspominjanijih hipoteza tvorbe čađe. Karakterizira je činjenica da se policiklički aromatski ugljikovodici (PAH) tvore u području bogate gorive smjese. Oni imaju značajnu ulogu u tvorbi čađe, a mogu biti, najčešće i jesu, kancerogeni.

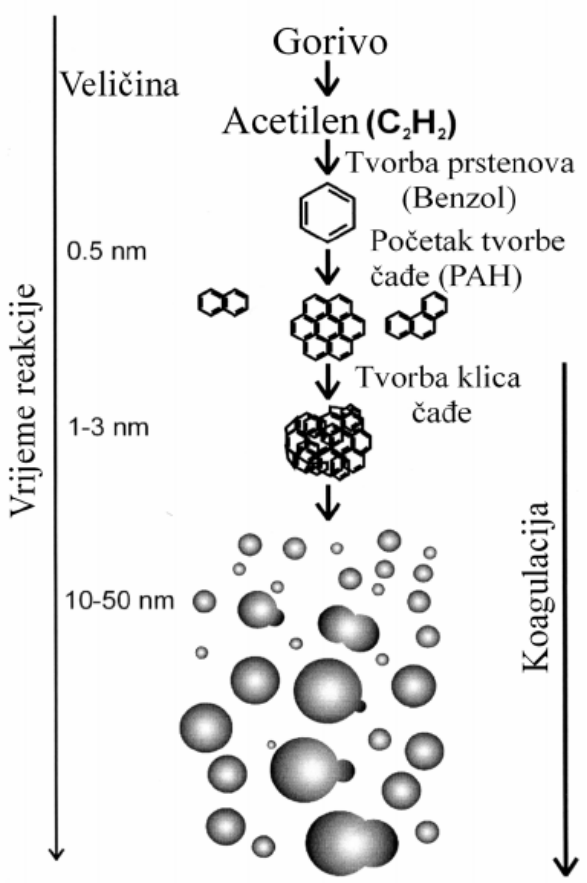
Najvažniji sastojak u predreakcijama za tvorbu PAH je acetilen (C_2H_2), koji se kod reakcije bogate gorive smjese stvara u velikim koncentracijama. Nakon toga daljnjim reakcijama radikala C_xH_y ili C_2H s acetilenom (C_2H_2), prilikom tvorbe propargilradikala (C_3H_3), nastaju aromatske prstenaste strukture benzena (C_6H_6). Kristalne ploče grafita spajaju se zajedno s pozitivnim ionima iz pirolize te tvore kristalnu jezgru. Doticanjem acetilena nadovezuju se sljedeći prstenovi kristala plošno heksagonske geometrije. Vezivanjem kristalnih ploča nastaju prekursori – primarne čestice čađe, koji tijekom svojega rasta postižu kuglastu formu.



Slika 4.12. Tvorba čađe vezivanjem kristalnih pločica benzena [170]

Acetilen hipoteza pretpostavlja tvorbu čađe u četiri koraka, prema Schubigeru [171], Bertholdu [172] i Dehuanu [173] te sukladno slici 4.13.:

1) tvorba prvih policikličkih aromatskih ugljikovodika (PAH-a),
2) ravninski rast PAH-a,
3) tvorba klica čađe kroz trodimenzionalne ljuske iz PAH-a,
4) rast kemijske čađe prema česticama čađe kroz površinski rast i koagulaciju (koagulacija podrazumijeva sudaranje molekula, tj. čestica, koje nastaju sljepljivanjem obiju sudarenih masa).



Slika 4.13. Tvorba čađe u četiri koraka prema acetilen hipotezi [174]

Sa slike 4.13. vidljivo je da se prilikom procesa raspada molekule goriva odvajaju od vodika i tvore acetilen (C_2H_2), nakon čega se stvaraju prvi aromatski prstenovi. Iako ne postoje točni mehanizmi tvorbe prstena, postoje pretpostavke da se prvi prsten benzena (C_6H_6) tvori spajanjem vinila (C_2H_3) s acetilenom. Naknadnom reakcijom acetilen se spaja s vodikom i počinje rast klica čađe.

Prema toj teoriji i provedenim eksperimentalnim istraživanjima tvorba se čađe odvija u području bogate smjese pri λ = 0,5 do 0,8. Temperaturne granice za tvorbu čađe su od 1500 do 1800 K prema Lörzeru [174].

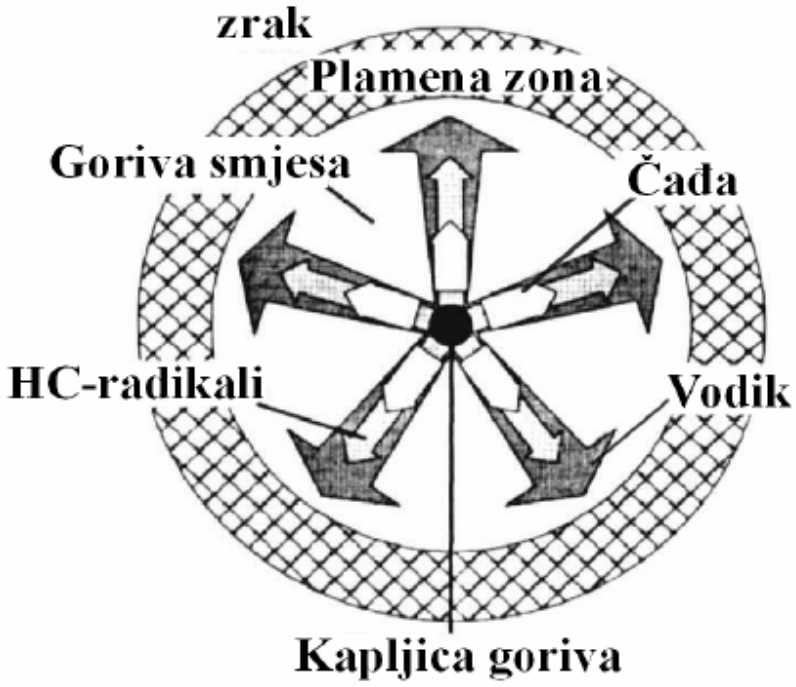
Brojni autori iznijeli su, sukladno ovoj hipotezi, svoje mišljenje o uvjetima pri kojima se odvija tvorba čađe.

Prema Bertholdu [172] tvorba se čađe može podijeliti na stvaranje čađe kroz tri faze:

a) prilikom bogatoga homogenog izgaranja,
b) pomoću goriva koje se izravno ubrizgava u plamenu frontu,
c) pomoću goriva koje se izravno ubrizgava u zonu izgorenih plinova.

Razlaganje tvorbe čestica čađe na tri faze prikazuje da se čađa formira kako kod homogenoga tako i kod difuzijskoga izgaranja u cilindru motora. Stebler [175] daje mišljenje da se čađa stvara u motoru u bogatoj smjesi goriva i zraka već kod $\lambda < 0{,}8$ pri temperaturama od 800 do 1400 K. Prema ovom autoru, tvorba čađe najčešće se događa u jezgri mlaza goriva, ali se isto tako tvorba može, u određenim uvjetima, pojaviti i na vrhu mlaza goriva.

4.13.1.3. Tvorba čađe prema difuzijskoj hipotezi



Slika 4.14. Prikaz tvorbe čađe prema difuzijskoj hipotezi [170]

Prema difuzijskoj hipotezi, isparavanjem kapljice goriva u topli okoliš, u njenoj se okolini stvara plamena zona u koju će, daljnjim isparavanjem, difundirati gorivi sastojci kapljice. Pomoću visoke temperature dolazi do pirolitičke reakcije, uz oslobađanje velike količine vodika. U plamenu zonu dovode se nezasićeni ugljikovodici preko mješavine atoma vodika, HC-radikala i ugljika. Difuzijom se odvija transport svih gorivih tvari od mjesta nastajanja prema gorivoj zoni, a praćenje te pojave vrši se pomoću koeficijenta difuzije. Proces difuzijske hipoteze prikazan je na slici 4.14.

Atomi vodika imaju manji promjer, manju masu i veći koeficijent difuzije od spojeva ugljikovodika. Vodik sustiže plamenu zonu prije od ostalih, za stvaranje čađe relevantnih spojeva. Prosječno se uzima vrijednost da vodik u plamenu zonu difundira oko četiri puta brže od svih ostalih sastojaka para goriva. Reakcija je kontrolirana difuzijom, a brzina reakcije je proporcionalna koeficijentu difuzije. Tom se reakcijom oslobađa toplina koja podupire pirolizu zaostalih ugljikovodika, pri čemu nastaju novi atomi vodika. Tako oslobođen vodik se konstantno

i brže transportira u plamenu zonu te troši kisik reakcijom u plamenoj zoni. Zaostali HC_S (S = solidus) u jezgri može reagirati samo međusobno, stvarajući na taj način veće molekule. Ovim molekulama se difuzija prema plamenoj zoni odvija znatno sporije. Koncentracija čađe raste čestim međusobnim sudarima tih čestica dok ne dođe do fronte plamena. Plamena pak zona stvara dijelom radikale ($HO\cdot$, $HO_2\cdot$, $\cdot O\cdot$) oksidacijom vodika koji reaktiviraju kisik (O_2). Ovim procesom čađa naknadno oksidira i njena se koncentracija smanjuje.

Eksperimentalna istraživanja ovakvoga procesa pokazuju da se kisik potpuno potroši u plamenoj zoni. Pomoću laserski inducirane fluorescencije (LIF) može se eksperimentalno utvrditi činjenica da radijalno simetrični plamen acetilena i zraka, kroz oksidaciju vodika, stvara radikale OH-a isključivo na vanjskom rubu plamena. PAH se, kao preteča čađe, nalaze samo s unutarnje strane plamena. Na granici između obiju tvari, u plamenoj zoni, evidentira se čađa, koja na izlazu iz plamena oksidira s radikalima OH-a.

4.13.1.4. Oksidacija čađe

Istovremeno s procesom tvorbe odvija se i proces oksidacije čađe. To je heterogeni proces jer se odvija uglavnom na površini čestica čađe. Ovim procesom smanjuje se masa ugljika u čestici. Eksperimentalna istraživanja pokazala su kako u ovom procesu sudjeluju molekule O_2, O i OH radikali, dok spojevi kao što su H_2O, CO_2, NO, N_2O i NO_2 također sudjeluju u procesu oksidacije. Oko 10 % sudara s OH radikalima u fronti plamena je djelotvorno, dakle OH radikali imaju vrlo značajnu ulogu u procesu oksidacije čađe.

Oksidacijom se smatra proces od dva koraka pri čemu se u prvom koraku atom O iz plinovite faze veže na česticu, a u drugom koraku čestica gubi atom ugljika. Taj se mehanizam u praksi poprilično pojednostavljuje, a oksidacija čađe se u numeričkim modelima obično prati pomoću jedne kinetičke jednadžbe. Također treba imati na umu da se površinska oksidacija čađe smatra kinetički reguliranim procesom zbog činjenice što je difuzijski transport mase brži od površinskih reakcija za čestice promjera manjeg od $1\ \mu\mathrm{m}$.

Postoji više različitih modela oksidacije čađe čiji je teorijski opis i numeričku podlogu moguće pronaći u različitim izvorima, sistematiziranim i analiziranim u radovima Senčića [98] i Škifića [101].

4.13.1.5. Toksikologija čestica čađe

Čestice čađe djeluju kao transportno sredstvo za štetne sastojke, s kojima inače nisu u kontaktu, a zbog njihove velike unutarnje površine u mogućnosti su povezati i transportirati veliku količinu supstanci.

Čestice čađe su otrovne i kancerogene. Putem ispušnih plinova motora s unutarnjim izgaranjem dolaze u atmosferu gdje se mogu, nošene strujanjem zraka, dodatno "obogaćivati" štetnim elementima iz zraka.

Taloženje čestica čađe na ljudskoj koži problematično je samo ukoliko su čestice radioaktivne, bez obzira na intenzitet radioaktivnosti. Veći problem za ljudsko zdravlje predstavlja činjenica da se one najčešće udisanjem unose u pluća, u plućima se odlažu i ostaju u plućima tako deponirane. Prirodno čišćenje pluća ne uzrokuje značajniju eliminaciju ovakvih čestica, tako da gomilanje čestica čađe može uzrokovati karcinom. Eksperimentalnim je ispitivanjima dokazano da su pojedini PAH kancerogeni, dok se drugima pripisuju mutagena svojstva.

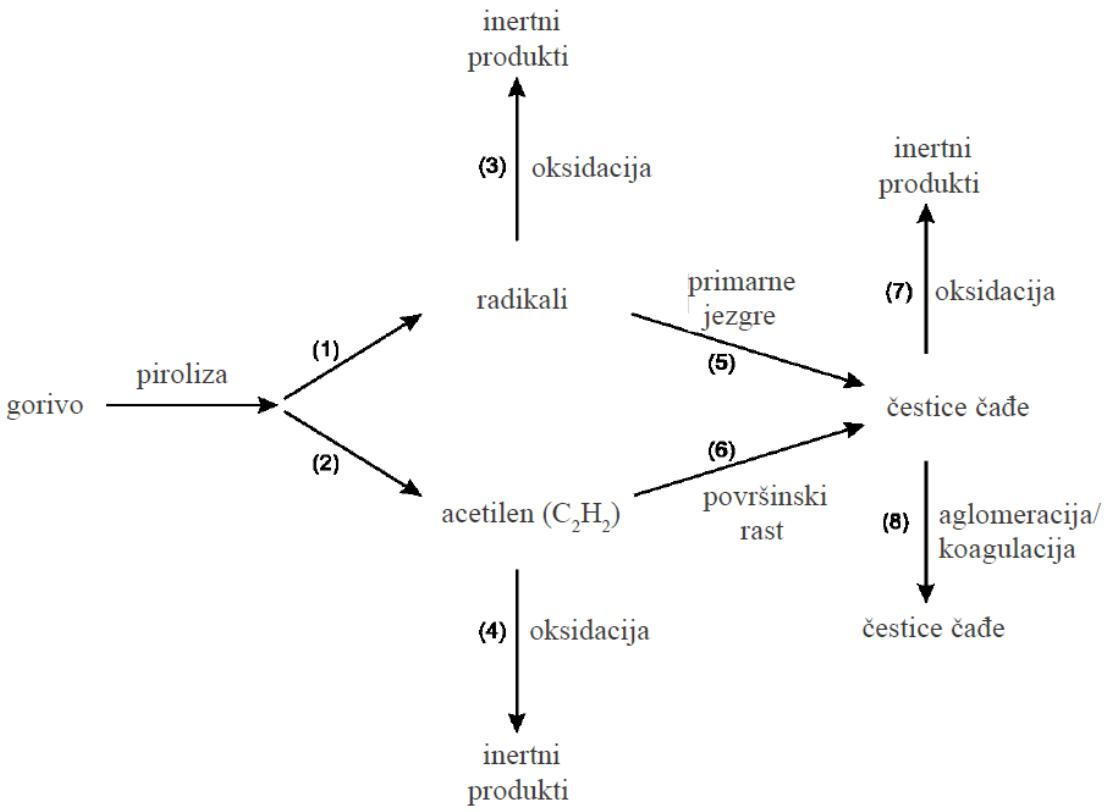
Osobito intenzivno kancerogeno djelovanje imaju nitroaromati, ali se oni, u čađi emitiranoj iz motora s unutarnjim izgaranjem, nalaze u vrlo malim koncentracijama. Kritična koncentracija za čađu definirana je s 2,2 mg/m^3 zraka za radne prostore što prikazuje Bechman [170].

4.13.2. Fuscov model tvorbe i oksidacije čađe u osam reakcija

Model formiranja i izgaranja čađe, korišten u QD numeričkom modelu, jest Fuscov model [169], koji se sastoji iz 8 reakcija, a čiji je shematski model prikazan na slici 4.15.

Princip djelovanja ovoga modela tvorbe i oksidacije čađe sastoji se u činjenici da se para goriva pirolizom raspada na radikale koji prethode čađi (1), dok s druge strane piroliza pospješuje tvorbu acetilena C_2H_2 (2). Oba međusastojka mogu odmah oksidirati (3, 4), ili mogu doprinositi tvorbi čađe. Tvorba čestica čađe nastaje na dva načina: da iz radikala nastaju primarne jezgre čađe (5), a iz primarnih jezgara čestice čađe, ili iz acetilena, procesom površinskoga rasta čestica (6), dolazi do stvaranja čestica čađe. Nastale čestice čađe mogu se nakupljati koagulacijom u manji broj velikih čestica (8), ili oksidirati u inertne produkte (7).

Opisane reakcije navedene su u tablici 4.4, zajedno s brzinama reakcija r_i, korištenim predeksponencijalnim faktorima A_i te energijama aktivacije $E_{\mathrm{A,i}}$.



Slika 4.15. Shema modela tvorbe i oksidacije čađe [169]

U modelu se promatraju četiri varijable:

1) $[N_p]$ – gustoća čestica, $1/\mathrm{cm}^3$,
2) $[\mathrm{VR}]$ – koncentracija radikala prethodnika, $\mathrm{mol/cm}^3$,
3) $[\mathrm{C_2H_2}]$ – koncentracija čestica rasta, $\mathrm{mol/cm}^3$,
4) v_{fR} – volumni udio čestica čađe, $\mathrm{cm}^3/\mathrm{cm}^3$,

koje se dobiju integracijom jednadžbi čiji su članovi brzine opisanih reakcija:

$$\frac{\mathrm{d}[N_p]}{\mathrm{d}t} = N_A \left(r_5 - r_8\right), \tag{4.175}$$

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{VR}]}{\mathrm{d}t} = r_1 - r_3 - r_5, \tag{4.176}$$

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{C_2H_2}]}{\mathrm{d}t} = r_2 - r_4 - r_6, \tag{4.177}$$

$$\frac{\mathrm{d}(v_{\mathrm{fR}})}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\rho_{\mathrm{R}}}\left(r_5\ MW_{\mathrm{VR}} + r_6\ MW_{\mathrm{C}} - r_7\ MW_{\mathrm{C}}\right). \tag{4.178}$$

U diferencijalnim jednadžbama od (4.175) do (4.178) MW_{VR} označava molarnu masu radikala prethodnika čađe (26 kg/kmol), a MW_{C} je molarna masa ugljika (12 kg/kmol). Gustoća čađe ρ_{R} iznosi, prema Wolffu i sur. [176], približno 1800 kg/m^3, a $N_{\mathrm{A}} = 6{,}023 \cdot 10^{26}$ kmol^{-1} je Avogadrov broj.

Jedna od značajnijih pogodnosti Fuscova modela jest ta što on omogućuje izračun dimenzija čestica. Iz volumnog udjela čađe v_{fR} i brojčane koncentracije N_{p} moguće je izračunati prosječan volumen čestice pomoću jednadžbe:

$$V_{\mathrm{P}} = \frac{v_{\mathrm{fR}}}{N_{\mathrm{p}}}. \tag{4.179}$$

Uz pretpostavku sferičnih čestica, moguće je izračunati srednji promjer čestica:

$$D_{\mathrm{P}} = \sqrt[3]{\frac{6\,V_{\mathrm{P}}}{\pi}}. \tag{4.180}$$

Senčić u svojoj disertaciji [98] uvodi nadopunu Fuscova modela. Naime Fuscov model ne uzima u obzir porast tlaka prilikom izračuna tvorbe i oksidacije čađe, a iz više je izvora razvidno kako porast tlaka pospješuje stvaranje čađe. Stoga Senčić jednadžbe za r_2, r_6 i r_7 zamjenjuje sljedećim jednadžbama, u kojima je uočljiv parametar tlak u cilindru p – jednadžbe od (4.181) do (4.183):

$$r_2 = \frac{p}{4{,}4 \cdot 10^6}\,\frac{m}{2}\,A_2\,\exp\!\left(\frac{-E_{\mathrm{A},2}}{R_{\mathrm{m}}\,T}\right)\left[\mathrm{B_g}\right], \tag{4.181}$$

$$r_6 = \left(\frac{p}{4{,}4 \cdot 10^6}\right)^4 A_6\,\exp\!\left(\frac{-E_{\mathrm{A},6}}{R_{\mathrm{m}}\,T}\right)\left[\mathrm{C_2H_2}\right] S_{\mathrm{p}}^{0{,}5}, \tag{4.182}$$

$$r_7 = \frac{4{,}4 \cdot 10^6}{p}\,S\left[x\,\frac{k_{\mathrm{A}}\ p_{\mathrm{O_2}}}{1 + k_{\mathrm{Z}}\ p_{\mathrm{O_2}}} + (1-x)\,k_{\mathrm{B}}\ p_{\mathrm{O_2}}\right]. \tag{4.183}$$

Tablica 4.4. Kem. reakcije, jednadžbe brzina reakcija i korišteni koeficijenti za model čađe [169]

Proces	Kemijska reakcija	Brzina reakcije, r_i	A_i [mol, cm, s]	$E_{A,i}$ [J/mol]
(1) Tvorba radikala	$C_mH_n \rightarrow m/2\ \mathrm{VR}$	$r_1 = \frac{m}{2} A_1 \exp\left(\frac{-E_{A,1}}{R_m T}\right)[B_g]$	$0{,}7 \cdot 10^{12}$	502 400
(2) Tvorba C_2H_2	$C_mH_n \rightarrow m/2\ C_2H_2$	$r_2 = \frac{m}{2} A_2 \exp\left(\frac{-E_{A,2}}{R_m T}\right)[B_g]$	$2{,}0 \cdot 10^{8}$	205 200
(3) Oksidacija radikala	$\mathrm{VR} + O_2 \rightarrow$ inertni produkti	$r_3 = A_3 \exp\left(\frac{-E_{A,3}}{R_m T}\right)[\mathrm{VR}][O_2]$	$1{,}0 \cdot 10^{12}$	167 500
(4) Oksidacija C_2H_2	$C_2H_2 + O_2 \rightarrow$ inertni produkti	$r_4 = A_4 \exp\left(\frac{-E_{A,4}}{R_m T}\right)[C_2H_2][O_2]$	$6{,}0 \cdot 10^{13}$	209 000
(5) Nastanak čestica	$\mathrm{VR} \rightarrow \mathrm{P}$	$r_5 = A_5 \exp\left(\frac{-E_{A,5}}{R_m T}\right)[\mathrm{VR}]$	$1{,}0 \cdot 10^{10}$	209 000
(6) Rast čestica	$\mathrm{P} + C_2H_2 \rightarrow \mathrm{P}$	$r_6 = A_6 \exp\left(\frac{-E_{A,6}}{R_m T}\right)[C_2H_2] S_p^{0,5}$ $S_p = \pi\ D_p^2\ N_p$	$4{,}2 \cdot 10^{4}$	50 200
(7) Oksidacija čestica	$\mathrm{P} + O_2 \rightarrow$ inertni produkti	$r_7 = S\left[x \frac{k_A p_{O_2}}{1 + k_Z p_{O_2}} + (1-x) k_B p_{O_2}\right]$ $x = \left(1 + \frac{k_T}{k_B p_{O_2}}\right)^{-1}$ $k_A = A_A \exp\left(\frac{-E_{A,A}}{R_m T}\right)\left(\frac{\mathrm{g \cdot atom}}{\mathrm{cm^2 \cdot atm}}\right)$ $k_B = A_B \exp\left(\frac{-E_{A,B}}{R_m T}\right)\left(\frac{\mathrm{g \cdot atom}}{\mathrm{cm^2 \cdot atm}}\right)$ $k_T = A_T \exp\left(\frac{-E_{A,T}}{R_m T}\right)\left(\frac{\mathrm{g \cdot atom}}{\mathrm{cm^2}}\right)$ $k_Z = A_Z \exp\left(\frac{-E_{A,Z}}{R_m T}\right)\left(\mathrm{atm^{-1}}\right)$	 20 $4{,}46 \cdot 10^{-3}$ $1{,}51 \cdot 10^{5}$ 21,3	 125 600 63 640 406 100 17 200
(8) Koagulacija	$x\ \mathrm{P} \rightarrow \mathrm{P}$	$r_8 = k_k\ T^{0,5}\ v_{fR}^{1/6}\ N_p^{11/6}$ $k_k = 1{,}05 \cdot 10^{-7}\ (\mathrm{cm\,mix\,s^{-1}\,K^{-1/2}})$		

Nedefinirane varijable u tablici 4.4. su sljedeće:

m – broj atoma ugljika u molekuli goriva (iz kemijske jednadžbe goriva),
n – broj atoma vodika u molekuli goriva (iz kemijske jednadžbe goriva),
R_m = 8,314510 J/(mol·K) - univerzalna plinska konstanta,
T – temperatura, K,
$[B_g]$ – molarna koncentracija para goriva, mol/cm^3,
$[O_2]$ – molarna koncentracija kisika O_2, mol/cm^3,
D_p – srednji promjer čestica čađe, cm,
p_{O_2} – parcijalni tlak kisika O_2, atm.

4.13.3. Crnoća dima u jedinicama po BOSCHu

Rezultati Fuscova modela tvorbe i izgaranja čađe mogu se pretvoriti u volumnu koncentraciju čađe, a sve u svrhu lakše usporedbe s rezultatima mjerenja. Naime prilikom eksperimentalnih mjerenja mjeri se crnoća dima u jedinicama po Boschu (tj. *BSU* - Bosch Smoke Unit). Korelacija za izračun *BSU* iz volumne koncentracije čađe, prema Christianu i sur. [186] glasi:

$$\frac{m_R}{V_c} = \frac{4{,}95\ BSU}{0{,}405} \exp(0{,}38\ BSU)\,, \tag{4.184}$$

gdje je m_R ukupna masa čađe u cilindru u mg, a V_c je volumen cilindra u m^3. Jednadžba (4.184) koristi se na inverzni način kako bi se izračunao *BSU* u rasponu od 0 do 8, za izračunatu volumnu koncentraciju čađe.

Ovakvo preračunavanje treba shvatiti samo kao grubu smjernicu, s obzirom na to da je i samo eksperimentalno određivanje *BSU*, iako se očitava na jednu decimalu, povezano s velikom nesigurnošću.

4.14. Prijelaz topline na stijenke radnoga prostora motora

Prijelaz topline između radne tvari i stijenki radnoga prostora motora vrlo je važan proces koji utječe s jedne strane na veličine stanja radne tvari, a s druge strane na termičko opterećenje pojedinih dijelova motora, ponajviše cilindarske glave, cilindra i klipa. Veličina stanja radne tvari kod motora s unutarnjim izgaranjem ima presudnu važnost jer se brojni procesi numerički modeliraju ovisno o temperaturi radne tvari, a to su npr. isparavanje kapljica goriva, isparavanje goriva sa stijenki cilindra, formiranje polutanata (tu se ponajprije misli na NO_x i čađu) i sl.

U radnome prostoru dizelskoga motora prevladavaju tri načina prijelaza topline:

a) prisilna konvekcija uslijed intenzivnoga turbulentnog strujanja u cilindru,
b) zračenje plinova,
c) zračenje plamena.

Kod kvazidimenzijskih (višezonskih) modela različiti mehanizmi prijelaza topline dominantni su u različitim zonama, a također i u različitim periodima radnoga ciklusa motora.

Generalno na niskotlačnom dijelu ciklusa računa se jedino s konvektivnim prijelazom topline, kao i kod procesa kompresije i ekspanzije za period u kojemu nema izgaranja. Zračenje se, kao mehanizam prijelaza topline, uzima u razmatranje jedino tijekom procesa izgaranja. Usvojeni kvazidimenzijski model također nameće razlikovanje zone bez izgaranja (zone oko mlaza goriva) od zona u kojima se odvija izgaranje.

Pretpostavke koje se u ovom slučaju nužno moraju uvesti kako bi bio moguć točan proračun pomoću višezonskoga modela jesu:

1) zona bez izgaranja (zona oko mlaza goriva) toplinu sa stijenkama radnog prostora motora razmjenjuje samo konvekcijom,
2) tijekom procesa izgaranja, zone mlaza goriva sve dok ne udare u stijenke razmjenjuju toplinu sa stijenkama radnog prostora samo zračenjem, a tek kad mlaz goriva udari u stijenku komore izgaranja izmjena topline vrši se zračenjem i konvekcijom istodobno. Konvektivni se prijelaz topline nastavlja i nakon završetka izgaranja, kada se sve zone ponovo objedinjuju u jedinstvenu zonu,
3) zone međusobno ne razmjenjuju toplinu.

U literaturi je moguće pronaći brojne jednadžbe koje prikazuju način određivanja prijelaza topline između radne tvari i stijenki radnoga prostora motora s unutarnjim izgaranjem. Neke od njih izvedene su na temelju mjerenja na određenom motoru (ili skupini motora), a druge su pak izvedene iz teorije sličnosti sa sličnim strujanjima preko ravne ploče ili u uspravnoj cijevi. Većina ovih jednadžbi obuhvaća i zračenje kao način prijelaza topline, s time da se u većini jednadžbi, koje opisuju zračenje, pojavljuju podesive konstante, koje se određuju na temelju toplinske bilance motora. Prema usvojenim polaznim pretpostavkama QD modela potrebno je podijeliti procese prijelaza topline na prijelaz topline konvekcijom i prijelaz topline zračenjem.

4.14.1. Prijelaz topline konvekcijom

U glavnim pretpostavkama QD modela definirane su dvije vrste prijelaza topline konvekcijom i to između zone bez izgaranja i stijenki radnog prostora te izmjena topline konvekcijom između paketa mlaza goriva (paketa u kojima se odvija izgaranje) i stijenki radnoga prostora nakon što mlaz goriva (njegov prvi paket) udari u stijenku radnoga prostora.

4.14.1.1. Konvekcija između ZBI i stijenke

Toplina koja se izmjenjuje konvekcijom između zone bez izgaranja i stijenki radnoga prostora definirana je prema Newtonovu zakonu:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,K,ZBI}}}{\mathrm{d}t} = -\alpha\ A_{\mathrm{st,ZBI}}\ (T - T_{\mathrm{st}})\,. \tag{4.185}$$

Koeficijent prijelaza topline α određuje korelacije između Nusseltova i Reynoldsova broja za stacionarno turbulentno strujanje u cijevi pri konstantnoj vrijednosti Prandtlova broja:

$$\mathrm{Nu} = C\ \mathrm{Re}^{\mathrm{m}}\,. \tag{4.186}$$

Jednadžba za određivanje koeficijenta prijelaza topline α glasi:

$$\alpha = C\ k_{\mathrm{a}} \left(\frac{\rho_{\mathrm{a}}\ v_{\mathrm{k}}}{\mu_{\mathrm{a}}} \right)^{\mathrm{m}}\ L^{\ \mathrm{m-1}}\,. \tag{4.187}$$

U jednadžbama (4.186) i (4.187) varijable C i m su konstante, ovise o intenzitetu strujanja u radnome prostoru motora, a predložene vrijednosti koje treba odabrati za te konstante, prema Assanisu i Heywoodu [177] te Sitkeiu [178], jesu:

$$C = 0.035 \div 0.13\,, \tag{4.188}$$
$$\mathrm{m} = 0.7 \div 0.8\,. \tag{4.189}$$

Nadalje u jednadžbi (4.187) k_{a} koeficijent je toplinske vodljivosti zraka u W/(m·K), ρ_{a} je gustoća zraka u kg/m^3, μ_{a} je dinamička viskoznost zraka u kg/(m·s). Ta tri svojstva radne tvari (za zonu bez izgaranja radna tvar je samo zrak) određuju se ovisno od trenutnih vrijednosti veličina stanja radne tvari.

Varijabla L predstavlja makrorazmjer turbulencije, tj. karakterističan dužinski razmjer geometrije u kojoj se odvija strujanje i definira se jednadžbom:

$$L = \frac{4\,V_{\mathrm{c}}}{D^2\,\pi}\,, \tag{4.190}$$

gdje je V_{c} trenutni volumen radnoga prostora cilindra u m^3, a D promjer cilindra u m.

Maksimalna vrijednost varijable L ograničava se na polovicu vrijednosti promjera cilindra:

$$L \le \frac{D}{2}\,. \tag{4.191}$$

Posljednja nedefinirana varijabla iz jednadžbe (4.187) jest karakteristična brzina v_k. Prema Assanisu i Heywoodu [177] ona se određuje na temelju brzina iz vrijednosti kinetičke energije srednjega strujanja, kinetičke energije turbulencije – intenziteta turbulencije i polovine trenutne srednje klipne (stapne) brzine:

$$v_k = \sqrt{\overline{U}^2 + u'^2 + (v_{kl}/2)^2} \,. \tag{4.192}$$

Iako je jednadžba (4.192) relativno spekulativna, ona je usvojena zato da porast bilo koje od tri komponente brzine dovodi do porasta intenziteta prijelaza topline, pri čemu su greške doprinosa pojedine komponente minimizirane.

U jednadžbi (4.185) varijabla $A_{st,ZBI}$ predstavlja površinu mjerodavnu za konvektivni prijelaz topline sa zone bez izgaranja na stijenke radnoga prostora unutar cilindra, a definira se s obzirom na volumen zone bez izgaranja prema jednadžbi:

$$A_{st,ZBI} = \frac{V_{ZBI}}{V_c} A_{st,g} \,, \tag{4.193}$$

gdje je V_{ZBI} volumen zone bez izgaranja u m^3. $A_{st,g}$ je ukupna geometrijska površina za prijelaz topline u cilindru, koja se određuje na temelju geometrije radnoga prostora:

$$A_{st,g} = A_{cilg} + A_{celklip} + A_{cilind} \,. \tag{4.194}$$

A_{cilg} je ukupna površina cilindarske glave u m^2, $A_{celklip}$ je ukupna površina čela klipa u m^2 i A_{cilind} je površina stijenke cilindra u m^2. Jedina promjenjiva površina, koja ne ovisi samo o geometriji radnog prostora cilindra nego i o položaju klipa, jest površina stijenke cilindra A_{cilind}, koja se određuje putem jednadžbe:

$$A_{cilind} = D\,\pi\,H_{klip} \,, \tag{4.195}$$

gdje je D promjer cilindra u m i H_{klip} pomak klipa od gornje mrtve točke u m, koji se može izračunati iz poznatih jednadžbi gibanja klipa.

Preostale veličine koje je potrebno objasniti iz jednadžbe (4.185) su temperature.

Temperatura T je srednja vrijednost po cijelome radnom prostoru, a dobiva se na način da se usrednje temperature svih zona s ponderima mase, prema jednadžbi:

$$T = \frac{\sum_k \sum_i \sum_j m_{zkij}\, T_{zkij} + m_{ZBI}\, T_{ZBI}}{\sum_k \sum_i \sum_j m_{zkij} + m_{ZBI}} \,, \tag{4.196}$$

gdje su indeksi:

k – indeks mlaza goriva (za više mlazova goriva),
i – indeks zone duž osi mlaza,
j – indeks zone po radijusu mlaza,
z – zona (paket) mlaza goriva,
ZBI – zona bez izgaranja,

dok se oznaka *m* odnosi na masu u kg, a *T* na temperaturu u K.

Temperatura T_{st} je srednja temperatura stijenki radnoga prostora u određenu trenutku, data jednadžbom:

$$T_{st} = \frac{T_{cilg}\ A_{cilg} + T_{celklip}\ A_{celklip} + T_{cilind}\ A_{cilind}}{A_{cilg} + A_{celklip} + A_{cilind}}. \tag{4.197}$$

Uz pomoć srednje temperature stijenki radnoga prostora motora određuje se prijelaz topline konvekcijom kako iz zone bez izgaranja tako i kod pojave jedinstvene zone, koja nastaje miješanjem svih zona nakon završetka procesa izgaranja, tj. u trenutku otvaranja ispušnoga ventila.

4.14.1.2. Konvekcija između zone mlaza goriva i stijenke

Konvekcija između zone (paketa) mlaza goriva i stijenke računa se tek od onog trenutka kada prvi paket mlaza goriva udari u neku od stijenki radnoga prostora motora. Vrlo je važno naglasiti da se ne određuje količina odvedene topline konvekcijom za svaku zonu mlaza goriva pojedinačno, već se količina ovako odvedene topline određuje globalno za cijeli mlaz.

Količina izmijenjene topline definira se jednadžbom:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{st,K,spr}}{\mathrm{d}t} = -\alpha\ A_{st,spr}\,(T_{spr} - T_{st,spr})\,. \tag{4.198}$$

Koeficijent prijelaza topline α definiran je jednadžbom identičnom jednadžbi (4.187), uz razliku da se u ovom slučaju koriste svojstva radnoga medija koji sačinjava smjesa produkata izgaranja i zraka (koeficijent toplinske vodljivosti, gustoća i dinamička viskoznost).

Površina mjerodavna za konvektivni prijelaz topline sa zona jednoga mlaza goriva na stijenke radnoga prostora definira se kao:

$$A_{st,spr} = \frac{\sum_i \sum_j V_{ij}}{V_c}\ A_{st,g}\,. \tag{4.199}$$

Za mjerodavnu temperaturu radne tvari jednoga mlaza goriva usvojena je usrednjena vrijednost temperatura svih zona jednoga mlaza po masi:

$$T_{\mathrm{spr}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} m_{\mathrm{ij}}\, T_{\mathrm{ij}}}{\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} m_{\mathrm{ij}}}. \tag{4.200}$$

Srednja temperatura stijenki $T_{\mathrm{st,spr}}$, kojom se računa konvektivni prijelaz topline mlaza u jednadžbi (4.198), bit će temperatura čela klipa odnosno stijenki komore u trenutku udara mlaza u stijenku komore ($t_{\mathrm{st,spr}}$), a zatim će se linearno mijenjati do srednje temperature stijenki radnoga prostora, koju će stijenke radnoga prostora postići u trenutku otvaranja ispušnoga ventila motora (t_{IVO}):

$$T_{\mathrm{st,spr}} = \frac{T_{\mathrm{celklip}}\,(t_{\mathrm{IVO}} - t_{\mathrm{st,spr}}) - (T_{\mathrm{celklip}} - T_{\mathrm{st}})\,(t - t_{\mathrm{st,spr}})}{t_{\mathrm{IVO}} - t_{\mathrm{st,spr}}}, \tag{4.201}$$

gdje su dosad nedefinirane varijable:

t_{IVO} – trenutak otvaranja ispušnoga ventila motora, s,
$t_{\mathrm{st,spr}}$ – trenutak udara prve zone mlaza u stijenku komore, s,
t – trenutno vrijeme proračuna, s.

Temperatura T_{st} definirana je jednadžbom (4.197).

Ovakvom definicijom srednje temperature stijenki uzima se u obzir činjenica da se izgaranje u početku odvija u samoj komori u klipu motora (kaloti), a da se zatim proširuje na cijeli radni prostor motora.

Količina topline koja se konvekcijom odvede od mlaza goriva u vremenskom intervalu dt, prema jednadžbi (4.198), dijeli se na sve zone mlaza goriva prema njihovoj masi i temperaturi, tako da je količina topline koju jedna zona mlaza goriva razmijeni konvekcijom s okolnim stijenkama definirana jednadžbom:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,K,z}}}{\mathrm{d}t} = \frac{m_{\mathrm{z}}\, T_{\mathrm{z}}}{\sum_{\mathrm{i}}\sum_{\mathrm{j}} m_{\mathrm{ij}}\, T_{\mathrm{ij}}} \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,K,spr}}}{\mathrm{d}t}. \tag{4.202}$$

Podrazumijeva se da se u slučaju ubrizgavanja s više mlazova goriva provjerava kontakt svakoga mlaza i stijenke komore pojedinačno. Prethodne napomene vrijede i onda kada se pojavi mlaz na stijenci jer se po pretpostavci zadržava kontinuitet zona slobodnoga mlaza i mlaza goriva na stijenci, tj. zona slobodnoga mlaza se po udaru u stijenku trenutno transformira u zonu mlaza goriva na stijenci.

Utjecaj izgaranja na prijelaz topline konvekcijom ogleda se u lokalnom povećanju intenziteta turbulencije, a sukladno tome i koeficijenta prijelaza topline. Prema Trifunoviću [179] ovo povećanje intenziteta turbulencije proporcionalno je razlici gradijenata tlaka s izgaranjem (p) i bez izgaranja (p_{BEZI}) po kutu koljenastoga vratila i može se napisati kao:

$$\Delta u' = b \left(\frac{1}{p} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\varphi} - \frac{1}{p_{\mathrm{BEZI}}} \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{BEZI}}}{\mathrm{d}\varphi} \right). \tag{4.203}$$

Konstanta b ovisi o brzini vrtnje motora i iznosi:

$$b = 1142{,}5 + 0{,}226\, n_{\mathrm{M}}\,, \tag{4.204}$$

gdje brzina vrtnje motora mora biti u min^{-1}.

Vrijednost $\Delta u'$ dobivenu prema jednadžbi (4.203), treba ubaciti u jednadžbu (4.192). Pokazalo se da je ova dodatna brzina, nastala zbog izgaranja, neophodna da bi se dobile dovoljne brzine isparavanja filma goriva na stijenci komore izgaranja dizelskoga motora što prikazuju Trifunović i sur. [180].

4.14.2. Prijelaz topline zračenjem

Prijenos topline zračenjem najintenzivnije se pojavljuje prilikom difuznoga izgaranja kakvo je u najvećemu dijelu izgaranje kod dizelskoga motora. Homogena faza izgaranja kod dizelskoga motora obično traje kratko i u njoj zračenje kao mehanizam prijelaza topline nema presudni, iako ni zanemariv značaj. Prijenos topline zračenjem iznosi od 10 do 50 % od ukupne vrijednosti konvektivnoga prijelaza topline za cijeli radni ciklus što je prikazano u radovima Sitkeia [178], Boulouchosa i Hannoschöka [181] te Morela i Keribara [182].

Najveći izvori zračenja kod dizelskih motora su zračenje s čestica čađe, kao i zračenje s višeatomnih plinova, koji nastaju tijekom procesa izgaranja, zračenje vodene pare i ugljikova dioksida. Kod prijenosa topline zračenjem zračenje plinova se obično zanemaruje prema Boulouchosu i Hannoschöku [181] jer plinovi zrače samo u određenim uskim područjima spektra valnih duljina, a njihov ukupni intenzitet zračenja znatno je manji od zračenja čađe. Čađa zrači u širokom spektru valnih duljina i ima presudan značaj kod mehanizma prijelaza topline zračenjem. Nažalost, u numeričkim modelima još uvijek nije točnije opisan mehanizam prijelaza topline zračenjem s čestica čađe, već se koriste aproksimativni modeli. Isto tako u suvremenim proračunima dizelskih motora prognoza emisije čađe vrlo je osjetljiv parametar, budući da se u najboljem slučaju emisija čađe izračunava s pogreškom 20–30 %, pa je sukladno ovako velikoj pogrješci vrlo diskutabilan proračun izmjene topline zračenjem, čak i uz eventualni razvoj vrlo preciznoga matematičkog modela.

Da bi uopće bio moguć proračun ukupne izmjene topline zračenjem, nužno je razmotriti ključne utjecajne elemente toga procesa. Ti elementi jesu temperatura čestica čađe, apsorpcija i emisija zračenja čestica čađe te geometrijski prostor u kojemu se izmjena topline odvija. Razmatranje tih

najvažnijih utjecajnih veličina dovodi do sljedećih ključnih elemenata modela prijenosa topline zračenjem kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem prema Morelu i Keribaru [182]:

1) model izgaranja,
2) geometrijski opis zone produkata izgaranja u funkciji kuta koljenastoga vratila,
3) temperatura čestica čađe (temperatura zračenja),
4) koeficijent apsorpcije,
5) model koncentracije čađe u radnom prostoru motora,
6) prostorna razdioba toka zračenja.

Uzevši u obzir složenost određivanja geometrijskih faktora kod komplicirane geometrije radnoga prostora motora, u ovome radu i razvijenom QD simulacijskom modelu bit će korišten nešto jednostavniji model Assanisa i Heywooda [177], kod kojega se plamen kojim izgara gorivo promatra kao sivo tijelo u apsolutnoj crnoj komori i koji uvodi koncept tzv. prividne emisivnosti sivoga tijela.

Trenutni tok prijenosa topline zračenjem određen je izrazom:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{ZR}}}{\mathrm{d}t} = -\varepsilon_{\mathrm{a}}\,\sigma\,A\,(T_{\mathrm{ZR}}^4 - T_{\mathrm{st}}^4)\,, \tag{4.205}$$

gdje je $\sigma = 5.66961 \cdot 10^{-8}\ \dfrac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\ \mathrm{K}^4}$ Stefan-Boltzmannova konstanta.

Varijabla ε_{a} je prividni koeficijent emisije sivoga tijela, čija se maksimalna vrijednost preporuča $\varepsilon_{\mathrm{a,max}} = 0{,}9$ na početku izgaranja, a zatim linearno smanjivanje do nule na kraju procesa ekspanzije (zapravo, do trenutka otvaranja ispušnoga ventila). Označi li se s t_{pizg} trenutak u sekundama kada počne izgaranje, onda je promjena prividnoga koeficijenta emisije dana izrazom:

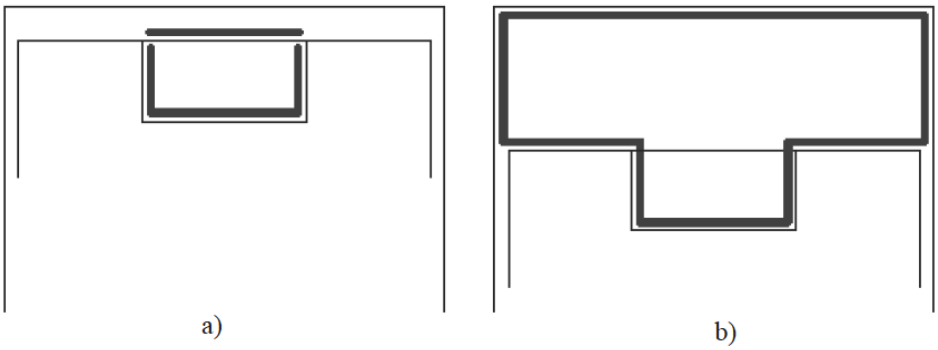
$$\varepsilon_{\mathrm{a}} = \frac{\varepsilon_{\mathrm{a,max}}\,(t_{\mathrm{IVO}} - t)}{t_{\mathrm{IVO}} - t_{\mathrm{pizg}}}\,, \tag{4.206}$$

gdje su ostala vremena objašnjena prije, u dijelu vezanome za konvekciju. Umjesto vremena u sekundama, u jednadžbu (4.206) mogu se uvrstiti i kutevi koljena koljenastoga vratila, što olakšava proračun, a do kuta koljenastoga vratila ekvivalentnoga vremenskom intervalu dolazi se putem izraza:

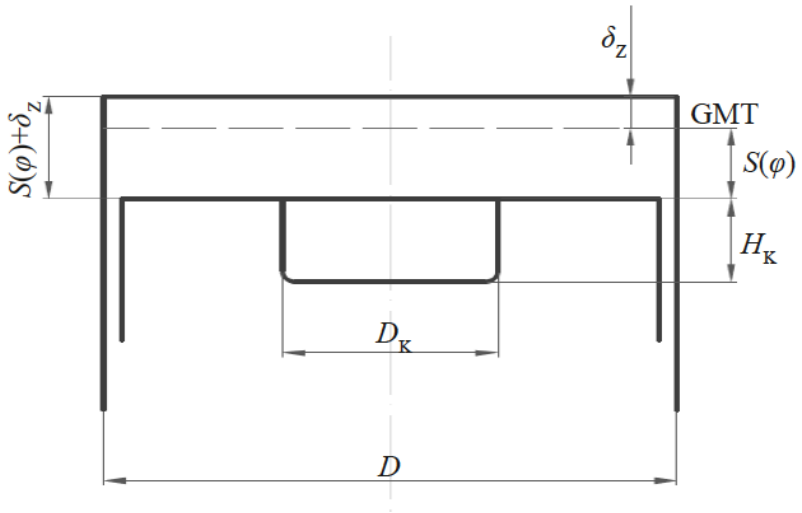
$$t = \frac{\varphi}{6\,n_{\mathrm{M}}}\,, \tag{4.207}$$

gdje je vrijeme t u s, φ je kut koljena koljenastoga vratila, a n_{M} brzina vrtnje motora u min^{-1}.

Površina A iz jednadžbe (4.205) određuje se na specifičan način. Nužno je voditi računa o tome da se u blizini gornje mrtve točke (GMT) iz komore izgaranja "ne vide" sve stijenke radnoga prostora, što je prikazano na slici 4.16. Takvim načinom definiranja površine A uzima se u obzir i geometrijski faktor prijelaza topline zračenjem.



Slika 4.16. Površina prijelaza topline zračenjem: a) kada je klip u GMT-u, b) kada je klip udaljen od GMT-a



Slika 4.17. Geometrijske karakteristike radnoga prostora unutar cilindra

Kada je klip u GMT-u, površina prijelaza topline zračenjem je ukupna vanjska površina cilindra koji ispunjava komoru izgaranja (kalotu) odnosno prema oznakama na slici 4.17.:

$$A_{GMT} = \pi \, D_K \left(\frac{D_K}{2} + H_K \right). \tag{4.208}$$

Pri hodu klipa od GMT-a prema DMT-u (donja mrtva točka) promjenjiva veličina je $S(\varphi)$. Njezina promjena definira se izrazom:

$$A = A_{\mathrm{GMT}} + \frac{S(\varphi)}{H_{\mathrm{K}}}\left(A_{\mathrm{st,g}} - A_{\mathrm{GMT}}\right) \quad \text{za } 0 < S(\varphi) < H_{\mathrm{K}}\,, \tag{4.209}$$

dok se za $S(\varphi) \rangle H_{\mathrm{K}}$ računa s $A_{\mathrm{st,g}}$.

U izrazu (4.205) ostala je još nedefinirana temperatura T_{ZR}, dok se temperatura T_{st} računa prema jednadžbi (4.197).

Mjerodavna temperatura T_{ZR} za proračun zračenja dobije se kao aritmetička sredina temperature plina (radne tvari) i adijabatske temperature plamena blago bogate smjese ($\lambda = 0{,}9$) prema jednadžbi:

$$T_{\mathrm{ZR}} = \frac{T + T(\lambda = 0{,}9)}{2}\,. \tag{4.210}$$

Temperatura T iz jednadžbe (4.210) definira se na način da se uzimaju vrijednosti svih zona (paketa) mlaza goriva, ali **samo one zone kod kojih je već počelo izgaranje**, kao jedinstveni izvor zračenja, prema jednadžbi:

$$T = \frac{\sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i'}}\sum_{\mathrm{j'}} m_{\mathrm{ki'j'}}\, T_{\mathrm{ki'j'}}}{\sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i'}}\sum_{\mathrm{j'}} m_{\mathrm{ki'j'}}}, \tag{4.211}$$

gdje indeksi i' i j' označavaju one zone u kojima je počelo izgaranje.

Temperatura $T(\lambda = 0{,}9)$ je adijabatska temperatura plamena blago bogate smjese, koja se određuje prema sljedećim izrazima:

$$T(\lambda = 0{,}9) = 0 \quad \text{za } T_{\mathrm{v}} < 450\ \mathrm{K}\,, \tag{4.212}$$

$$T(\lambda = 0{,}9) = \left[1 + 0{,}000249\left(T_{\mathrm{v}} - 650\right)\right]\left(2497{,}3 + 4{,}7521\,p - 0{,}11065\,p^2 + 0{,}000898\,p^3\right)$$
$$\text{za } 450\ \mathrm{K} \le T_{\mathrm{v}} < 800\ \mathrm{K}\,, \tag{4.213}$$

$$T(\lambda = 0{,}9) = \left[1 + 0{,}0002317\left(T_{\mathrm{v}} - 950\right)\right]\left(2726{,}3 + 0{,}906\,p - 0{,}003233\,p^2\right)$$
$$\text{za } 800\ \mathrm{K} \le T_{\mathrm{v}} \le 1200\ \mathrm{K}\,, \tag{4.214}$$

$$T(\lambda = 0{,}9) = \left[1 + 0{,}0002317\left(T_{\mathrm{v1}} - 950\right)\right]\left(2726{,}3 + 0{,}906\,p - 0{,}003233\,p^2\right) \quad \text{za } T_{\mathrm{v}} \rangle 1200\ \mathrm{K}, \quad \text{uz } T_{\mathrm{v1}} = 1200\ \mathrm{K}\,. \tag{4.215}$$

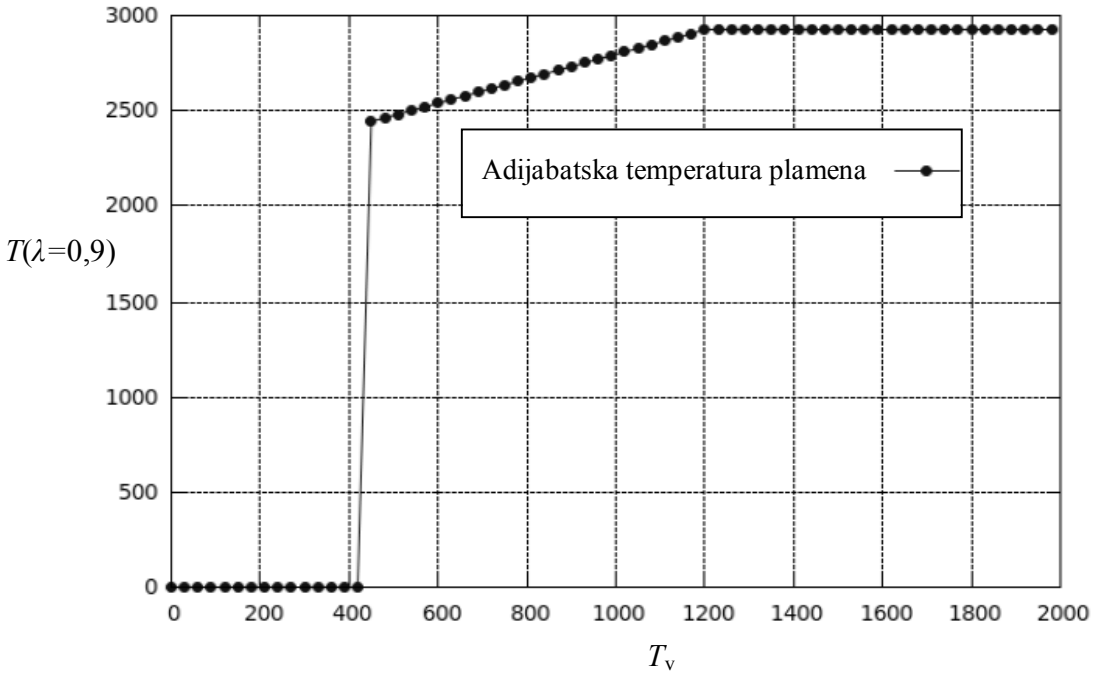
U setu jednadžbi od (4.212) do (4.215) tlak p treba unijeti u barima. Temperatura zraka T_{v} računa se od početka izgaranja pretpostavljajući adijabatsku kompresiju.

Nakon izračuna ukupne količine topline koja se prenosi zračenjem prema jednadžbi (4.205), ona se dijeli svim zonama mlaza u kojima je već počelo izgaranje, a prema njihovoj masi i temperaturi:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{ZR,z}}}{\mathrm{d}t} = \frac{m_{\mathrm{z}}\,T_{\mathrm{z}}}{\sum_{\mathrm{k}}\sum_{\mathrm{i'}}\sum_{\mathrm{j'}} m_{\mathrm{i'j'}}\,T_{\mathrm{i'j'}}}\,\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{ZR}}}{\mathrm{d}t}\,. \tag{4.216}$$

Ukupan iznos topline koja se od promatrane zone mlaza odvede zračenjem (nakon što započne izgaranje u zoni) i konvekcijom (nakon što mlaz udari u stijenke) iznosi:

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,uk}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{st,K,z}}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}Q_{\mathrm{ZR,z}}}{\mathrm{d}t}\,. \tag{4.217}$$



Slika 4.18. Promjena adijabatske temperature plamena blago bogate smjese u ovisnosti od temperature zraka T_{v}, uz p = 50 bar

5. USREDNJAVANJE ZONA (PAKETA) MLAZA GORIVA

Prilikom početnih simulacija, koje su provedene QD numeričkim modelom, uočeno je da postavljeni matematički model ne daje dobre rezultate s obzirom na odabrani korak integracije (početno je postavljen korak integracije od jednoga stupnja koljenastoga vratila – 1 °KV). Ostali autori, koji se bave problematikom višedimenzijskoga modeliranja procesa izgaranja u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem goriva pokazali su kako njihove simulacije daju zadovoljavajuće rezultate upravo s tim, prvotno odabranim korakom integracije.

Osjetljivost složenoga numeričkog modela postavljenoga u ovome radu nužno je zahtijevala smanjenje koraka integracije ispod 1 °KV. Kako se u dostupnoj literaturi nijedan autor nije pozabavio tom problematikom, rješavanju problema se pristupilo na nekoliko načina. Odabran je onaj koji ne samo da daje najbolje rezultate već mu je potrebno minimalno vrijeme za izvršenje QD simulacije.

Zona bez izgaranja kao zasebni volumen unutar cilindra motora nije sudjelovala u odabranome rješenju. Za nju vrijede ista pravila i zakonitosti, bez obzira na odabrani korak integracije. Izmjene koje je bilo nužno napraviti odnosile su se na zone mlaza goriva, način njihova nastanka, njihovo kretanje kroz radni prostor cilindra i sve procese koji se na te zone (pakete) odnose.

Da bi se razumjelo rješenje ovoga problema, potrebno je razlikovati dvije vrste zona mlaza goriva, tzv. “male pakete” i “velike pakete”. Početkom ubrizgavanja goriva u cilindar formiraju se najprije “mali paketi”. Oni nastaju svakih 0,1 °KV i za njih vrijede sve već postavljene zakonitosti. Dolaskom na puni kut procesa (cijeli kut unutar jednoga okretaja motora), ili prestankom ubrizgavanja goriva, svi nastali “mali paketi” usrednjavaju se u jedan novi, “veliki paket”. U trenutku nastanka “velikoga paketa” na punom kutu koljena svi parametri potrebni za proračun usrednjavaju se i vrijede za novonastali “veliki paket”. Od trenutka nastanka nadalje “veliki paket” kao zasebna cjelina unutar skupa paketa koji čine mlaz goriva putuje kroz cilindar i za njega se rješavaju sve dosad postavljene jednadžbe.

Takvim rješenjem postigla se ne samo stabilna matematička shema već je omogućeno da sve dosada postavljene jednadžbe ostanu nepromijenjene, samo je nešto drugačiji način stvaranja volumena, za koji se postavljene jednadžbe rješavaju. Pritom je u matematički model bilo potrebno dodati sve izraze koji se odnose na usrednjavanje računatih parametara prilikom stvaranja “velikoga paketa” iz niza “malih paketa”.

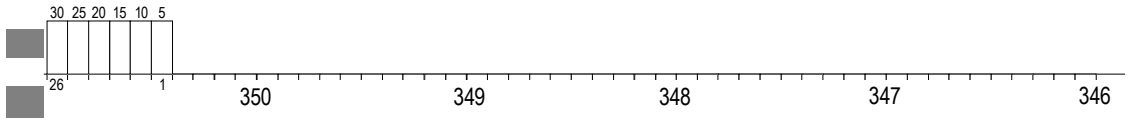
Kasnije se u numerički model implementirala mogućnost da korisnik prilikom pokretanja programa proizvoljno odabere korak integracije te na taj način regulira brzinu izvršenja numeričke simulacije.

U nastavku, dat je primjer procesa usrednjavanja “malih paketa” u “veliki paket” na početku ubrizgavanja, kroz cijeli stupanj koljena i na kraju ubrizgavanja.

5.1. Formiranje i povijest paketa mlaza goriva

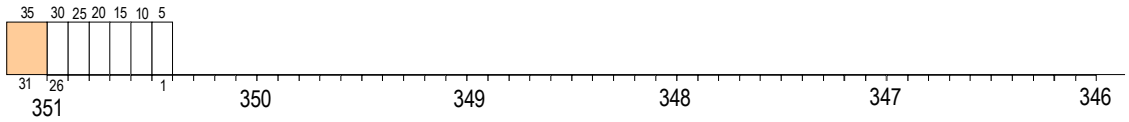
U početku se stvaraju "mali paketi" tijekom svakoga koraka integracije (od 0,1 ^{o}KV), koji se po isteku cijelog kuta, ili po prestanku ubrizgavanja, pretvaraju u "veliki paket" za cijeli stupanj koljenastoga vratila.

Početak ubrizgavanja je npr. na 350,4 ^{o}KV. Ubrizgavanje traje dalje sve do punoga kuta, tj. do kuta 351 ^{o}KV. Formirano je 6 "malih aksijalnih paketa" u koracima integracije po 0,1 ^{o}KV, slika 5.1. Svaki od njih se još u radijalnom smjeru dijeli na po 5 radijalnih paketa. Uz svaki paketić su indeksi tih paketa. Odbrojavanje počinje od unutarnjega (na osi) prema vanjskome, pa su uz pakete navedeni unutarnji i vanjski indeksi.



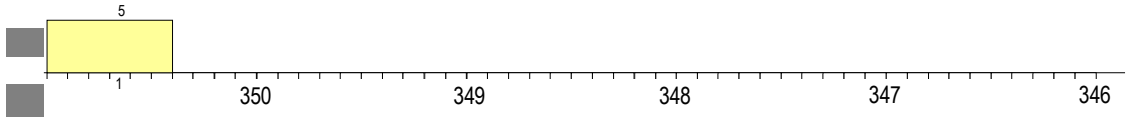
Slika 5.1. Ubrizgavanje "malih paketa" na početku ubrizgavanja

Na kutu 351 ^{o}KV sustav se nalazi na cijelome kutu koljena, tako da se od "malih paketa" stvara novi "veliki paket". Lijevo, na mjestu mlaznice, dodaje se novi fiktivni paket, u koji će biti prebačen sadržaj svih "malih paketa", slika 5.2. Taj fiktivni paket ima isto tako podjelu u radijalnomu smjeru. Sadržaj svih "malih paketa" u osi mlaza prebacuje se u aksijalni dio fiktivnoga paketa, a jednako se postupa i po ostalim paketima prema rubovima mlaza goriva.



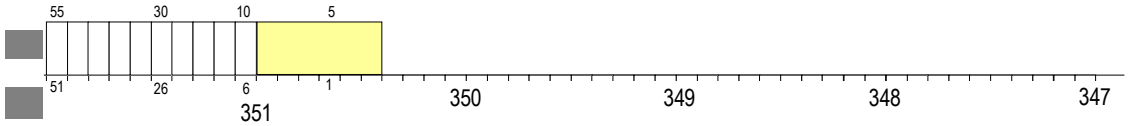
Slika 5.2. Stvaranje fiktivnoga paketa na početku ubrizgavanja

Nakon prebacivanja u fiktivni paket, sav sadržaj se iz njega prebaci natrag u prvi paket (indeksi 1 do 5), a nakon prebacivanja potrebno je izbrisati sve ostale pakete (indeksi od 6 do 35). Na kraju cijeloga procesa ostaje prvi "veliki paket" (indeksi od 1 do 5), slika 5.3.



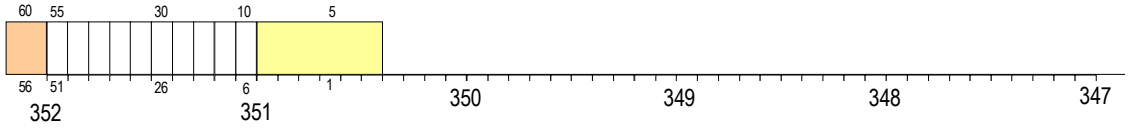
Slika 5.3. Stvaranje "velikoga paketa" na početku ubrizgavanja

Slijedi nastavak ubrizgavanja kroz cijeli sljedeći stupanj sa stvaranjem nove serije od 10 "malih aksijalnih paketa" (indeksi od 6 do 55), slika 5.4.



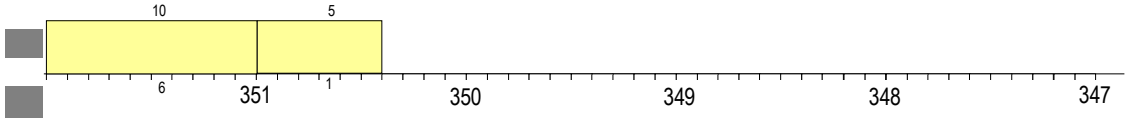
Slika 5.4. Ubrizgavanje "malih paketa" na cijelom stupnju koljena

Ponovno se od "malih paketa" stvori novi, "veliki paket" za cijeli stupanj. Dodaje se fiktivni paket s indeksima od 56 do 60 i u njega je potrebno prebaciti, po radijalnim slojevima, sadržaj svih novih "malih paketa", slika 5.5.



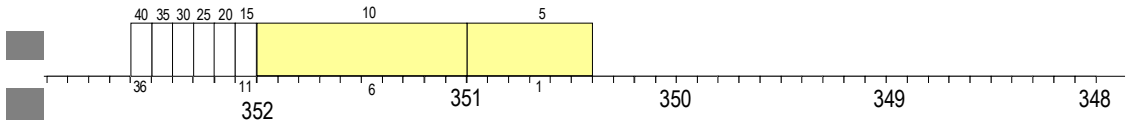
Slika 5.5. Stvaranje fiktivnoga paketa na cijelom stupnju koljena

Nakon prebacivanja u fiktivni paket, sav sadržaj je iz njega potrebno prebaciti natrag u prvi "mali paket" (indeksi 6 do 10), a nakon prebacivanja izbrišu se svi ostali paketi (indeksi od 11 do 60). Na kraju ovoga procesa ostaje novi "veliki paket" (indeksi od 6 do 10), slika 5.6.



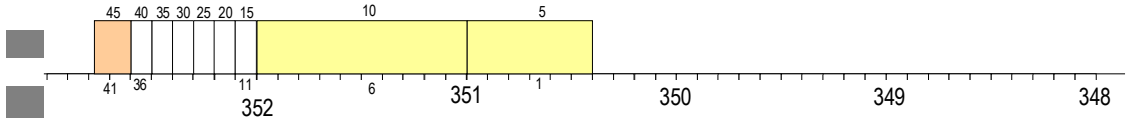
Slika 5.6. Stvaranje "velikoga paketa" na cijelom stupnju koljena

Na taj se način nastavi stvaranje novih "velikih paketa", dok proces ne stigne do kraja ubrizgavanja. Ako se pretpostavi da je kraj ubrizgavanja na kutu 352,6 ^{o}KV, do kuta kraja ubrizgavanja (od punog kuta koljena) bit će ubrizgano 6 "malih paketa" s indeksima od 11 do 40, slika 5.7.



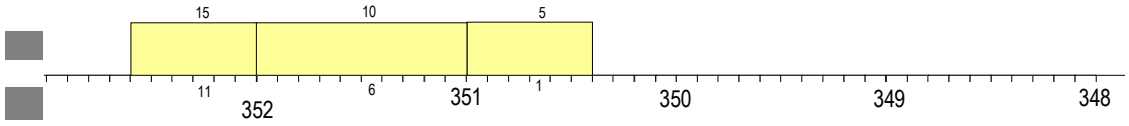
Slika 5.7. Ubrizgavanje "malih paketa" na kraju ubrizgavanja

Sada je ponovno potrebno na kraj svih paketa dodati novi fiktivni aksijalni paket s indeksima od 41 do 45 i u njega, po radijalnim slojevima, prebaciti sadržaj svih "malih paketa", slika 5.8.



Slika 5.8. Stvaranje fiktivnoga paketa na kraju ubrizgavanja

Nakon prebacivanja u fiktivni paket, sav sadržaj se iz njega prebaci natrag u prvi "mali paket" (indeksi 11 do 15), a nakon prebacivanja potrebno je izbrisati sve ostale pakete (indeksi od 16 do 45). Tako se dobije posljednji novi "veliki paket" (indeksi od 11 do 15), slika 5.9.



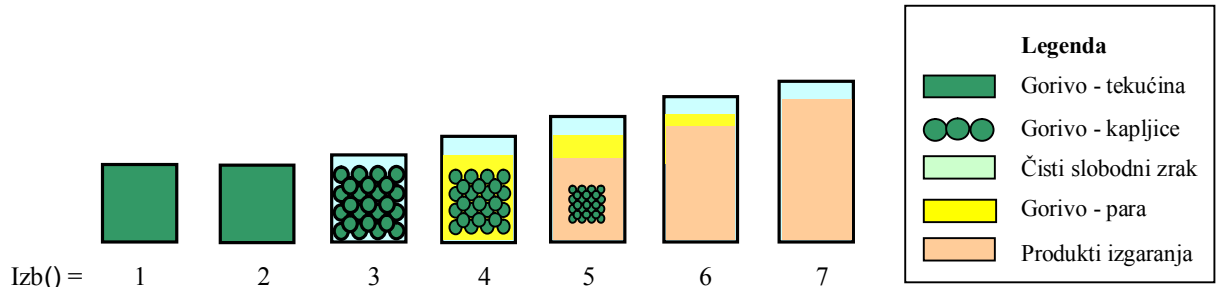
Slika 5.9. Stvaranje "velikoga paketa" na kraju ubrizgavanja

5.2. Indeks stanja u svakom paketu mlaza goriva

Da bi se uspješno moglo pakete mlaza provesti kroz potrebne dijelove programa u njihovoj obradi, uveden je opisni indeks stanja paketa Izb(Ja, KQD), gdje se indeks Ja odnosi na određeni cilindar kao kontrolni volumen motora, a indeks KQD je indeks određenoga paketa u mlazu. Indeks KQD izračunava se iz uzdužnoga indeksa paketa i i radijalnoga indeksa paketa j po jedandžbi:

$$\mathrm{KQD} = (i-1)\, N_{\mathrm{radial}} + j\,, \tag{5.1}$$

gdje je N_{radial} unaprijed definiran broj radijalnih paketa mlaza.



Slika 5.10. Moguća stanja u paketu mlaza goriva

Opisni indeks Izb(Ja, KQD) može poprimiti sljedeće vrijednosti, ovisno o stanju procesa u paketu mlaza (slika 5.10.):

0 – paket (zona još nije formirana) - inicijalna vrijednost,
1 – zona nakuplja ubrizgano gorivo,
2 – zona je formirana, sadrži samo tekuće gorivo (prije isteka vremena raspada tekućega goriva),
3 – dostignuto je vrijeme raspada tekućega goriva, u zonu ulazi zrak iz zone bez izgaranja, još nema isparavanja goriva,
4 – počelo je isparavanje goriva, još nije isteklo vrijeme zakašnjenja paljenja,
5 – isteklo vrijeme zakašnjenja paljenja, isparavanje još uvijek traje, javlja se izgaranje,
6 – isparavanje u paketu završeno, izgaranje traje i dalje,
7 – izgorena je sva para goriva.

5.3. Jednadžbe za usrednjavanje

Usrednjavanje na novi "veliki paket" vrši se po svim "malim paketima". Elementi QD proračuna koje je potrebno usrednjavati su:

Ukupna masa novoga "velikog paketa":

$$m_{\mathrm{uk,j}} = \sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{uk,i,j}} \,. \tag{5.2}$$

Ukupna početna masa ubrizganoga tekućeg goriva u novomu "velikom paketu":

$$m_{\mathrm{lf,0,j}} = \sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{lf,0,i,j}} \,. \tag{5.3}$$

Ukupna masa tekućega goriva u novomu "velikom paketu":

$$m_{\mathrm{lf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{lf,i,j}} \,. \tag{5.4}$$

Ukupna masa izgorjeloga goriva u novomu "velikom paketu":

$$m_{\mathrm{cf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{cf,i,j}} \,. \tag{5.5}$$

Ukupna masa pare goriva u novomu "velikom paketu":

$$m_{\mathrm{vf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{vf,i,j}} \,. \tag{5.6}$$

Ukupna entalpija novoga "velikog paketa":

$$H_{\mathrm{uk,j}} = \sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{uk,i,j}} \,. \tag{5.7}$$

Ukupna i specifična entalpija tekućega goriva u novomu "velikom paketu":

$$H_{\mathrm{lf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{lf,i,j}} \,, \tag{5.8}$$

$$h_{\mathrm{lf,j}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{lf,i,j}}}{m_{\mathrm{lf,j}}} \,. \tag{5.9}$$

Ukupna i specifična entalpija plinovite smjese u novomu "velikom paketu":

$$H_{\mathrm{TD,j}} = \sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{TD,i,j}} \,, \tag{5.10}$$

$$h_{\mathrm{TD,j}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{TD,i,j}}}{m_{\mathrm{uk,j}} - m_{\mathrm{lf,j}}} \,. \tag{5.11}$$

Ukupna i specifična entalpija pare goriva u novomu "velikom paketu":

$$H_{\mathrm{vf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{vf,i,j}} \,, \tag{5.12}$$

$$h_{\mathrm{vf,j}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} H_{\mathrm{vf,i,j}}}{m_{\mathrm{vf,j}}} \,. \tag{5.13}$$

Ukupna početna količina gibanja novoga "velikog paketa":

$$(mv)_{0,\mathrm{j}} = \sum_{\mathrm{i}} (mv)_{0,\mathrm{i,j}} \,. \tag{5.14}$$

Srednja početna brzina novoga "velikog paketa":

$$v_{0,\mathrm{j}} = \frac{(mv)_{0,\mathrm{j}}}{m_{\mathrm{lf,0,j}}} \,. \tag{5.15}$$

Trenutna količina gibanja novoga "velikog paketa":

$$(mv)_{\mathrm{j}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} m_{\mathrm{uk,i,j}}\, v_{\mathrm{i,j}}}{m_{\mathrm{uk,j}}}. \tag{5.16}$$

Srednja trenutna brzina gibanja novoga "velikog paketa":

$$v_{\mathrm{j}} = \frac{(mv)_{\mathrm{j}}}{m_{\mathrm{uk,j}}}. \tag{5.17}$$

Novi Sauterov srednji promjer kapljica:

– Ukupni volumen svih kapljica u novomu "velikom paketu":

$$V_{\mathrm{lf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} \frac{\pi\, D_{\mathrm{i,j}}^3}{6}\, N_{\mathrm{i,j}} = \frac{\pi}{6} \sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^3\, N_{\mathrm{i,j}}\,. \tag{5.18}$$

– Ukupno oplošje svih kapljica (ukupna oplakana površina) u novomu "velikom paketu":

$$A_{\mathrm{lf,j}} = \sum_{\mathrm{i}} \pi\, D_{\mathrm{i,j}}^2\, N_{\mathrm{i,j}} = \pi \sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^2\, N_{\mathrm{i,j}}\,. \tag{5.19}$$

– Omjer ukupnoga volumena i ukupne oplakane površine u novomu "velikom paketu":

$$k = \frac{V_{\mathrm{lf,j}}}{A_{\mathrm{lf,j}}} = \frac{\frac{\pi}{6} \sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^3\, N_{\mathrm{i,j}}}{\pi \sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^2\, N_{\mathrm{i,j}}} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^3\, N_{\mathrm{i,j}}}{6 \sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^2\, N_{\mathrm{i,j}}}. \tag{5.20}$$

– Kapljica sa srednjim Sauterovim promjerom ima isti omjer volumena i površine oplošja, kao i sve kapljice zajedno:

$$k = \frac{\frac{\pi}{6} D_{32}^3}{\pi\, D_{32}^2} = \frac{D_{32}}{6}. \tag{5.21}$$

– Izjednačavanjem jednadžbi (5.20) i (5.21) za isti omjer volumena i oplakane površine dobije se jednadžba za Sauterov srednji promjer kapljice u novomu "velikom paketu":

$$D_{32} = \frac{\sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^3\, N_{\mathrm{i,j}}}{\sum_{\mathrm{i}} D_{\mathrm{i,j}}^2\, N_{\mathrm{i,j}}}. \tag{5.22}$$

Ovdje je nužno pretpostaviti da se cijelo gorivo (ako postoji uvjet u barem jednom paketu mlaza goriva da je isteklo vrijeme raspada tekućeg mlaza) raspalo u kapljice sa Sauterovim srednjim promjerom, pa se broj kapljica izračunava za ukupnu masu tekućega goriva.

Pripadno vrijeme za usrednjeni "veliki paket" treba odrediti iz početne srednje brzine $v_{0,\mathrm{j}}$ paketa pri ubrizgavanju i trenutne srednje brzine v_{j} paketa.

– Brzina novoga "velikog paketa" u vremenu $0 < t < t_{\mathrm{b,k}}$ definira se izrazom ($t_{\mathrm{b,k}}$ je vrijeme raspada tekućega goriva):

$$v_{0,\mathrm{j}} = C_{\mathrm{ds}} \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\rho_{\mathrm{lf}}}}\,, \tag{5.23}$$

dok se u vremenu $t \rangle t_{\mathrm{b,k}}$ brzina novoga "velikog paketa" definira kao:

$$v_{\mathrm{j}} = 1{,}48 \sqrt[4]{\frac{\Delta p}{\rho_{\mathrm{a}}}} \sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}}{t}} \exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right]. \tag{5.24}$$

– Iz jednadžbe (5.23) za početnu brzinu novoga "velikog paketa" može se dobiti razlika tlaka pri ubrizgavanju goriva:

$$\Delta p = \frac{\rho_{\mathrm{lf}}\, v_{0,\mathrm{j}}^2}{2\, C_{\mathrm{ds}}^2}, \tag{5.25}$$

$$v_{\mathrm{j}} = 1{,}48 \sqrt[4]{\frac{\rho_{\mathrm{lf}}}{2\, C_{\mathrm{ds}}^2\, \rho_{\mathrm{a}}}} \sqrt{\frac{d_{\mathrm{o}}\, v_{0,\mathrm{j}}}{t}} \exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right], \tag{5.26}$$

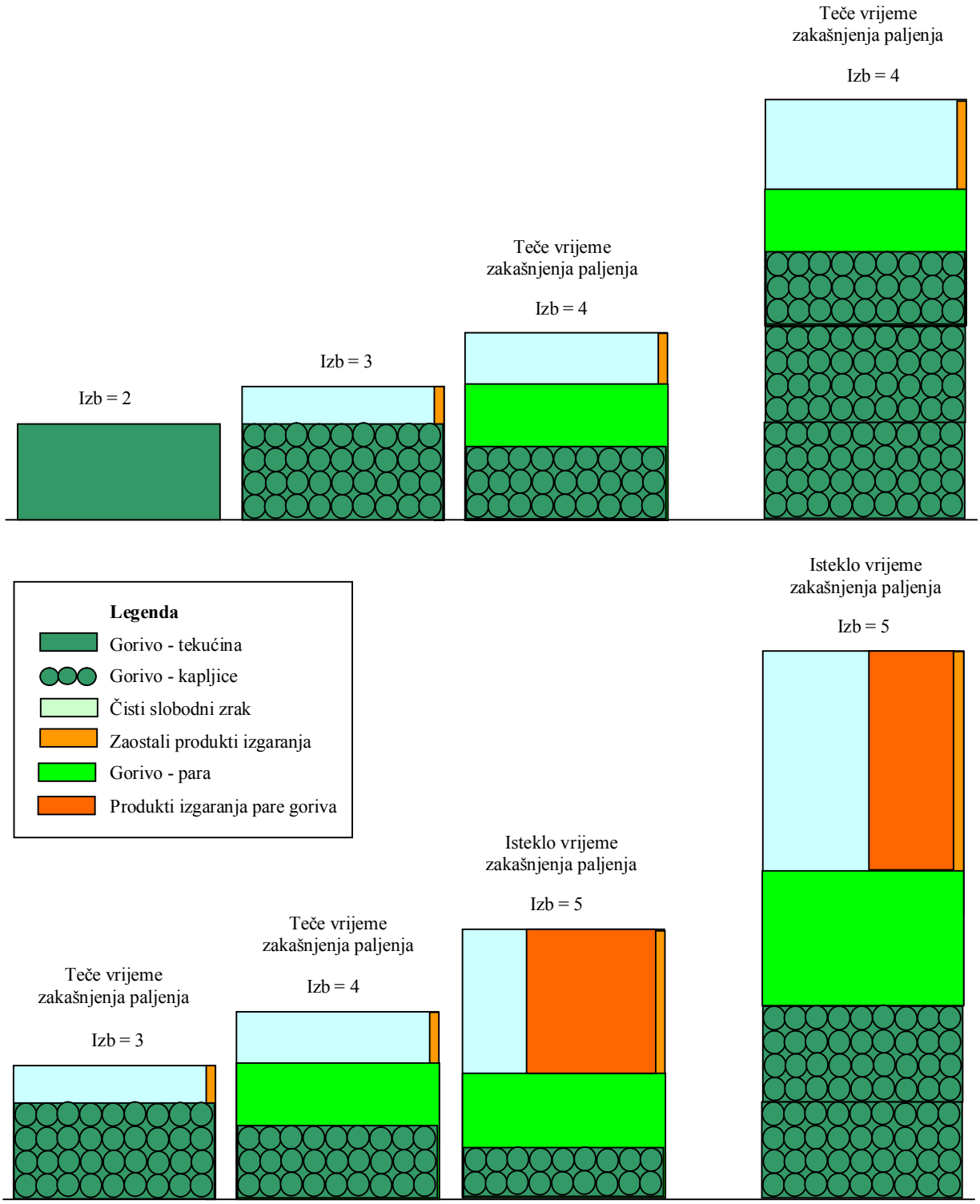
pa jednadžba za vrijeme novoga "velikog paketa" glasi:

$$t = \frac{\sqrt{\dfrac{\rho_{\mathrm{lf}}}{2\,\rho_{\mathrm{a}}}}\, \dfrac{d_{\mathrm{o}}\, v_{0,\mathrm{j}}}{C_{\mathrm{ds}}} \left\{1{,}48 \exp\left[-0{,}0386\,(j-1)^2\right]\right\}^2}{v_{\mathrm{j}}^2}. \tag{5.27}$$

5.4. Zakašnjenje paljenja prilikom usrednjavanja

Jedno od svojstava koje je potrebno prilagoditi logici simulacije s usrednjavanjem paketa jest i zakašnjenje paljenja. Ideja usrednjavanja paketa ne smije nikako narušiti razvoj situacije u cilindru u odnosu na simulaciju kada usrednjavanja ne bi bilo.

Na slici 5.11. dat je prikaz stanja u tri "mala paketa" mlaza iz kojih se stvara novi, "velik paket", a svako stanje prati odgovarajući Izb(Ja, KQD) indeks.



Slika 5.11. Prikaz stanja u tri "mala paketa" mlaza iz kojih se stvara "veliki paket"

Iz slike 5.11. slijedi da se problem zakašnjenja paljenja prilikom usrednjavanja rješava na sljedeći način:

– Stanje "velikoga paketa" (indeks Izb) potrebno je preuzeti od "maloga paketa" s najvišim Izb indeksom.

– Sumu za istek vremena zakašnjenja paljenja potrebno je preuzeti od paketa s najvišom sumom (ako još nije došlo do izgaranja ni u jednome "malom paketu"). Tu će nužno doći do manjega odstupanja jer bi se "manji paket" zagrijavao mnogo brže od "velikoga paketa". Iz tog će razloga početak izgaranja biti malo pomaknut na kasnije, a početni intenzitet izgaranja bit će nešto viši. Ta će se karakteristika odraziti na većoj „tvrdoći" izgaranja.

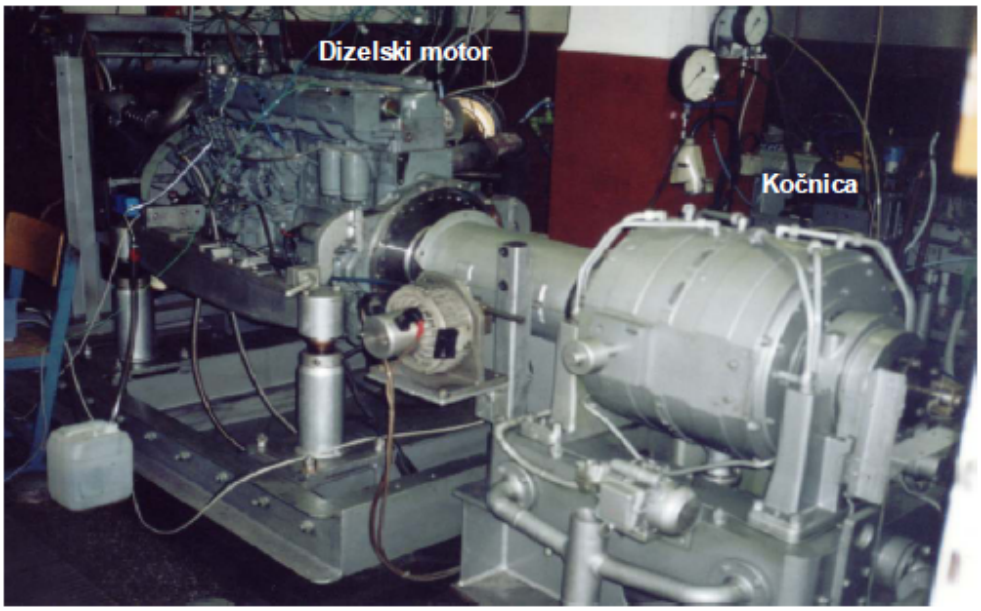
– Ako je već došlo do izgaranja u nekome "malom paketu", tada se izgaranje pojavljuje i u novome "velikom paketu". Ta karakteristika već je zadovoljena preuzimanjem najviše vrijednosti indeksa Izb od svih "malih paketa" na novi "veliki paket".

6. VALIDACIJA QD NUMERIČKOG MODELA

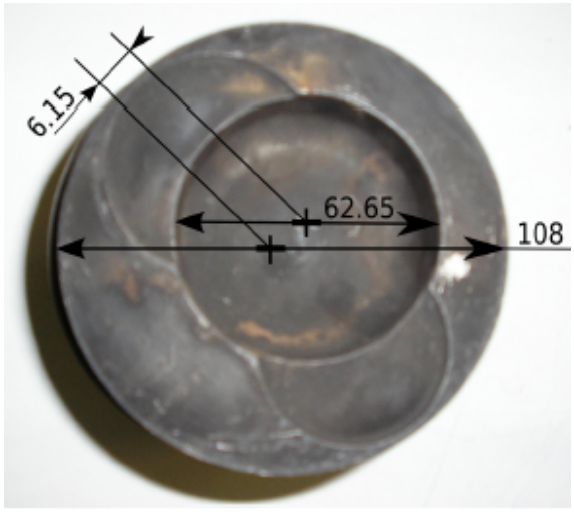
Za validaciju QD numeričkog modela korištena su mjerenja na motoru MAN D 0826 LOH15, koji se nalazi montiran na kočnicu u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani, slika 6.1. Osnovne karakteristike motora date su u tablici 6.1. Geometrija klipa je karakteristična po ekscentrično postavljenoj udubini, slika 6.2. Kako bi protočna površina 2 ventila (usisnog i ispušnog) bila što veća, ubrizgavač je smješten ekscentrično, pa je stoga i udubina u klipu (kalota) tako postavljena.

Tablica 6.1. Osnovne karakteristike motora MAN D 0826 LOH15

Ukupni radni volumen	6,87 l
Broj cilindara	6
Snaga	160 kW
Promjer cilindra	0,108 m
Stapaj	0,125 m
Stapajni volumen (1 cilindar)	0,00114511 m^3
Stupanj kompresije	18
Radijus koljena	0,0625 m
Dužina ojnice	0,1872 m



Slika 6.1. Dizelski motor MAN D 0826 LOH15 u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani [98]



Slika 6.2. Klip motora MAN D 0826 LOH15 [98]

6.1. Oprema i mjerni instrumenti korišteni prilikom mjerenja

Motor MAN D 0826 LOH15 je tijekom mjerenja priključen na mjernu kočnicu s vrtložnim strujama proizvođača Zöllner (B-350AC). Za kontrolu mjerne kočnice korišten je kontrolni sustav proizvođača Kristl, Seibt & Co (KS ADAC/Tornado).

Za mjerenje tlaka u cilindru koristio se laboratorijski mjerni senzor AVL GH12D pozicioniran u dodatni provrt u glavi cilindra. Dobiveni mjerni signal vodio se na 4-kanalno pojačalo AVL MicroIFEM, a s pojačala na 4-kanalnu, 16-bitnu NI-9223 karticu za snimanje signala s maksimalnom frekvencijom uzorkovanja od 1 MS/s po kanalu. Kartica je umetnuta u NI cDAQ-9178 kućište. Na kućište su također dovedeni i TRG mjerni signal (signal početka mjerenja) i CAM signal (signal takta mjerenja) iz davača kuta.

Gornja mrtva točka klipa određivala se kapacitivnim senzorom COM Type 2653, a položaj koljenastoga vratila s davačem kuta Kistler CAM UNIT Type 2613B s točnošću od 0,1° okretaja koljenastoga vratila.

Oprema za mjerenje ispušnih plinova sastojala se od sljedećih uređaja: Horiba OBS-2200, Siemens Ultramat 23 i Bosch EFAW 65A/6. Tri zasebne mjerne cijevi zavarene su na ispušnu cijev motora i spojene na mjernu opremu.

Grijana mjerna cijev (temperatura cijevi se održavala konstantnom na 195 °C) koristila se za odvođenje „mokrih“ ispušnih plinova u Horiba analizator ispušnih plinova, koji je mjerio ukupne ugljikovodike (THC) u FID ćeliji, ugljikov monoksid (CO) u NDIR ćeliji i dušikove okside (NO_x) u CLD ćeliji.

Emisija SO_2 mjerila se Siemensovim analizatorom ispušnih plinova, koji upotrebljava NDIR mjernu tehniku. Ispušni su se plinovi sušili prije ulaska u taj mjerni uređaj. Osnovni uvid u emisiju čestica (PM) dobiven je Boschovim mjeračem dimnosti.

THC, NO_x i CO emisije mjerile su se kontinuirano tijekom ispitivanja motora, dok su SO_2 i crnoća dima po Boschu (*BSU*) mjereni istovremeno s tlakom.

6.2. Rezultati mjerenja

Provedeno je ukupno osam mjerenja na motoru, na dvije različite brzine vrtnje. Sva su mjerenja provedena bez uključenoga hladnjaka zraka iza puhala. Rezultati mjerenja i ulazne mjerene veličine dati su u tablici 6.2.

Tablica 6.2. Rezultati mjerenja na motoru MAN D 0826 LOH15

Oznaka mjerenja	Potrošnja goriva [kg/h]	Potrošnja zraka [kg/s]	Brzina vrtnje [min^{-1}]	Snaga [kW]	Emisija čađe [*BSU*]	NO_x emisija [ppm]
D215HI10	9,198	0,100764	1498	43,776	0,25	870,41
D215HI15	13,447	0,111920	1502	67,560	0,4	1222,91
D215HI20	18,040	0,126717	1502	89,319	0,55	1202,46
D215HI25	22,453	0,141457	1501	110,296	0,7	1259,51
D224HI10	14,773	0,191578	2401	56,266	0,5	391,38
D224HI15	21,815	0,224946	2402	93,958	0,2	637,24
D224HI20	28,841	0,260685	2399	126,047	0,15	773,07
D224HI25	35,364	0,293871	2399	153,189	0,2	907,28

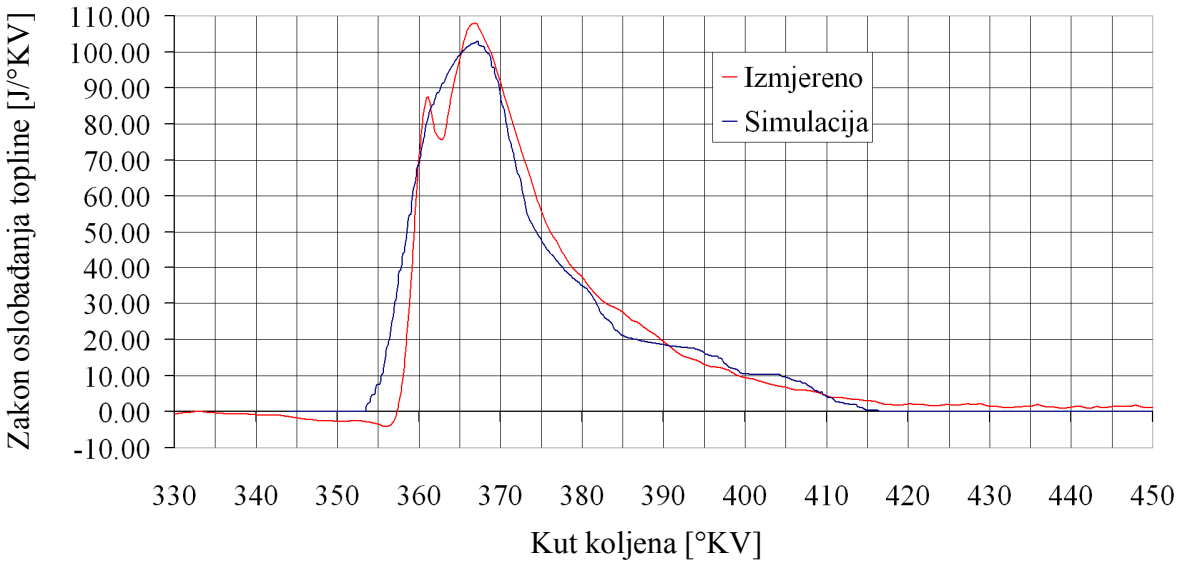
Osim navedenih dobiven je i niz ostalih rezultata kako samih radnih parametara motora tako i emisije različitih elemenata u dimnim plinovima, koji su se dostupnom mjernom opremom mogli mjeriti.

6.3. Validacija numeričkog modela u četiri mjerne točke

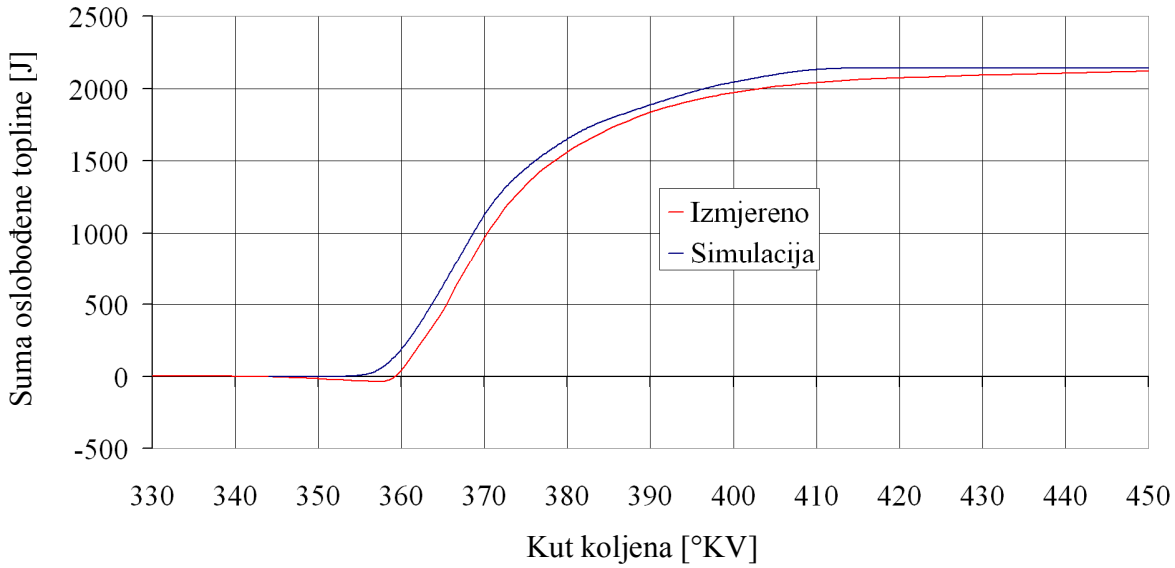
Validaciju bilo kojeg, pa tako i ovoga numeričkog modela nužno je provesti u barem dvije mjerne točke, kako bi se provjerilo odgovaraju li izračunati parametri izmjerenima. U ovom je slučaju validacija provedena u četiri od osam mjernih točaka.

Kao najvažniji elementi validacije uzeta su tri parametra: tlak u cilindru motora, zakon oslobađanja topline u cilindru motora i, kao treći, emisija dušikovih oksida. U brojnim znanstvenim radovima, isključivo vezanim za kvazidimenzijske numeričke modele, ali i za dizelske motore općenito, ta se tri parametra (ili češće dva od navedena tri) uzimaju kao najmjerodavnija za validaciju matematičkoga modela. Razlog tome jest činjenica da je numeričko modeliranje ta tri parametra najosjetljiviji dio numeričkih modela i već vrlo male pogreške izračuna mogu osjetno utjecati na dobivene rezultate.

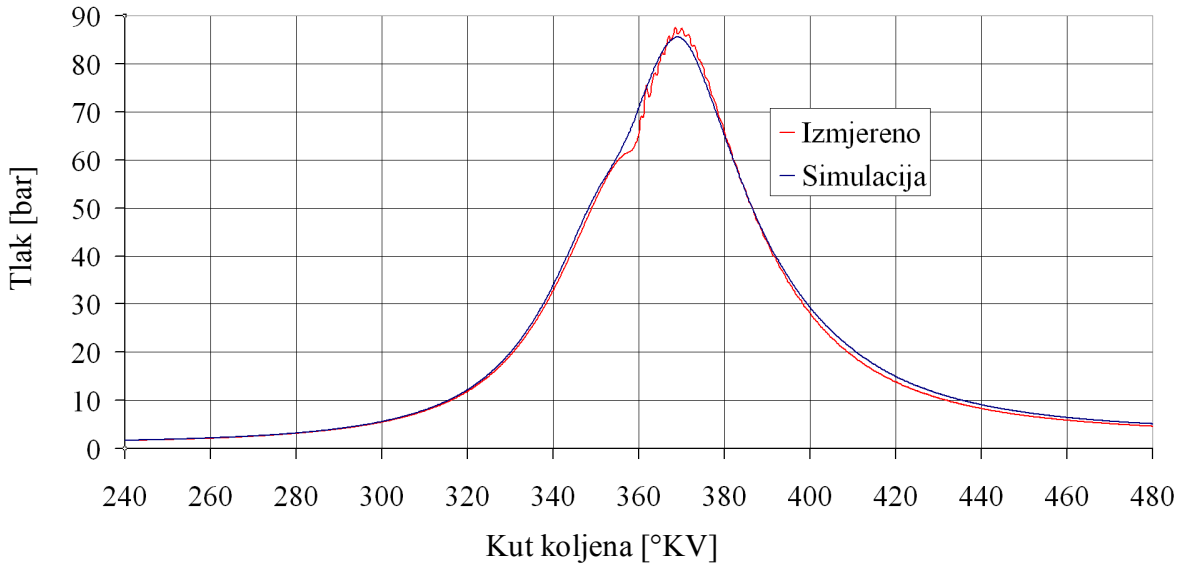
*6.3.1. Validacija za mjernu točku **D215HI15***



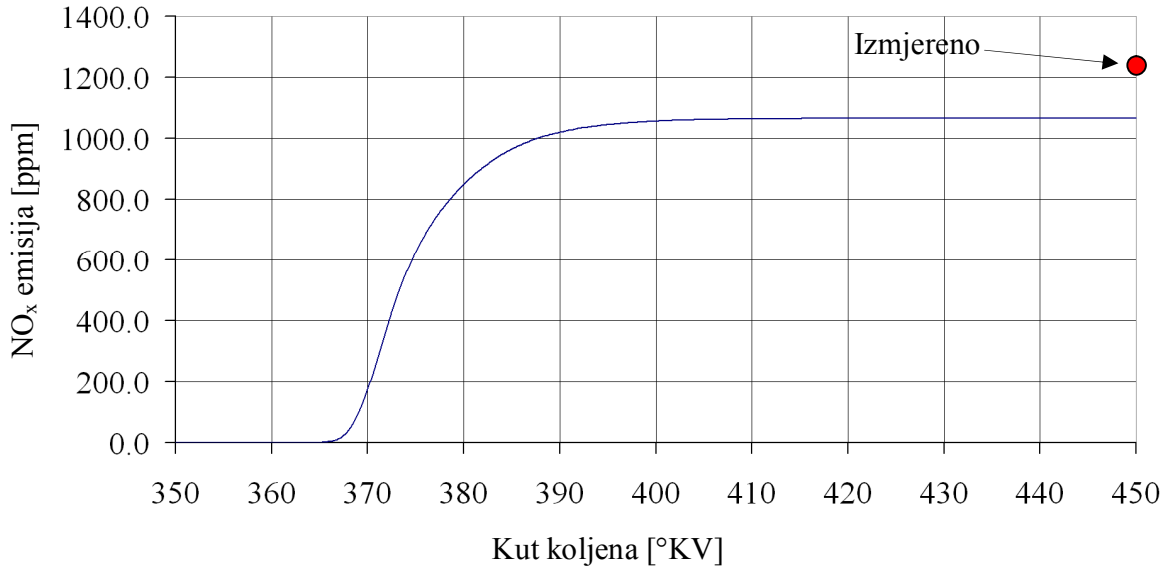
Slika 6.3. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D215HI15



Slika 6.4. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D215HI15



Slika 6.5. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D215HI15



Slika 6.6. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D215HI15

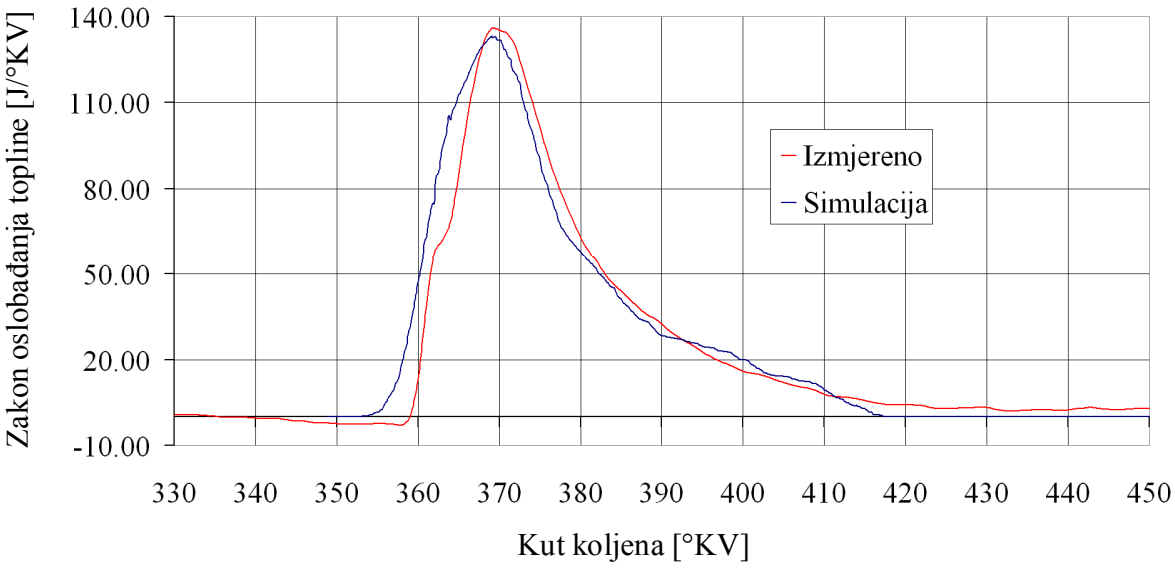
Rezultati numeričke simulacije za ovu mjernu točku pokazuju gotovo idealno poklapanje tlaka (slika 6.5) i vrlo dobro poklapanje u krivulji zakona oslobađanja topline (slika 6.3). Izgaranje u simulaciji počinje nešto ranije u odnosu na mjerenje, ali je ukupna količina oslobođene topline gotovo ista (slika 6.4). U konačnici, upotrijebljeni numerički model za izračun emisije dušikovih oksida pokazuje odstupanje od otprilike 13 % u odnosu na izmjerene vrijednosti (slika 6.6). Kod predviđanja emisije dušikovih oksida numerički se modeli smatraju zadovoljavajućima ako je predviđanje unutar 25 % od izmjerene vrijednosti, a vrlo točnima ako su rezultati simulacije u

rasponu 15 – 25 % od izmjerenih vrijednosti. Kako u ovome tako i u svima ostalima numeričkim simulacijama za ispitivane radne točke nijedan izračun emisije dušikovih oksida ne prelazi raspon 15 % odstupanja od izmjerenih vrijednosti. Ta činjenica pokazuje kako je razvijen točan simulacijski model, a njegovi rezultati su vrlo pouzdani i precizni.

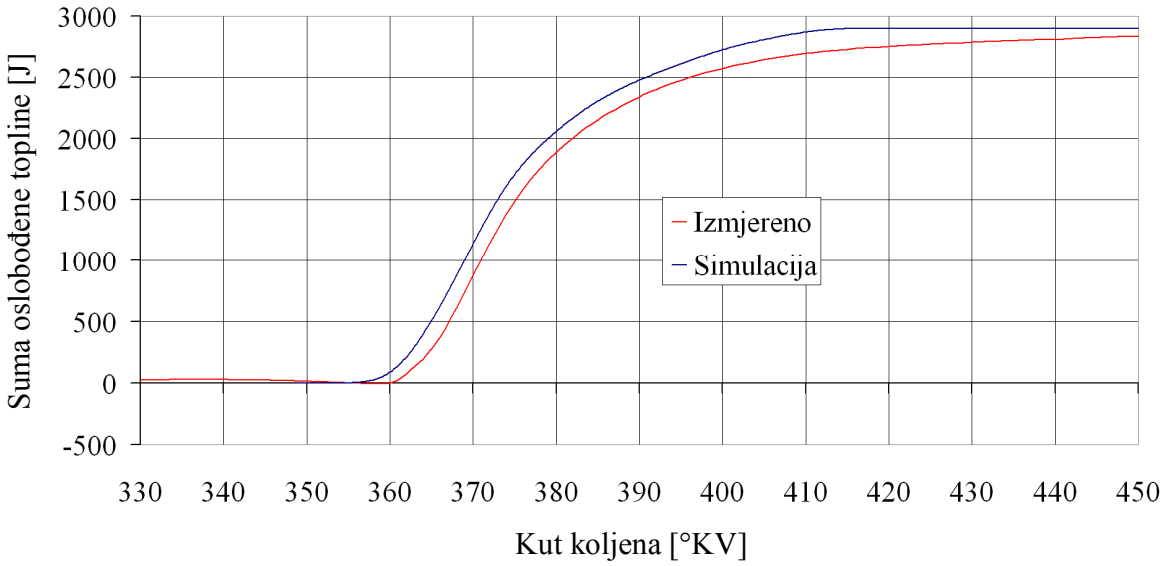
Isto tako na slici 6.6. prikazana je izmjerena mjerna točka za dušikove okside. Nužno je napomenuti kako se mjerenje provodi tek na ispuhu iz motora odnosno na ispuhu iz cilindra, koje je za ispitivani motor bilo na kutu 483 °KV. No zbog karakteristike da se kemijske reakcije, koje uzrokuju tvorbu dušikovih oksida, zbog sniženja temperature tijekom ekspanzije zamrzavaju, mjerna točka je prikazana nešto ranije, na kutu od 450 °KV. Zbog zamrzavanja reakcija volumni udio dušikovih oksida na ispuhu iz motora, tj. na 483 °KV, jednak je volumnomu udjelu dušikovih oksida na prikazanome kutu koljena.

Posebno je važno naglasiti kako je u zakonu oslobađanja topline (slika 6.3), kao i u zakonima oslobađanja topline za sve ostale mjerne točke, u rezultatima mjerenja prikazano i oduzimanje topline za isparavanje kapljica mlaza. Kod izračunatoga zakona oslobađanja topline prikazana je samo toplina oslobođena izgaranjem.

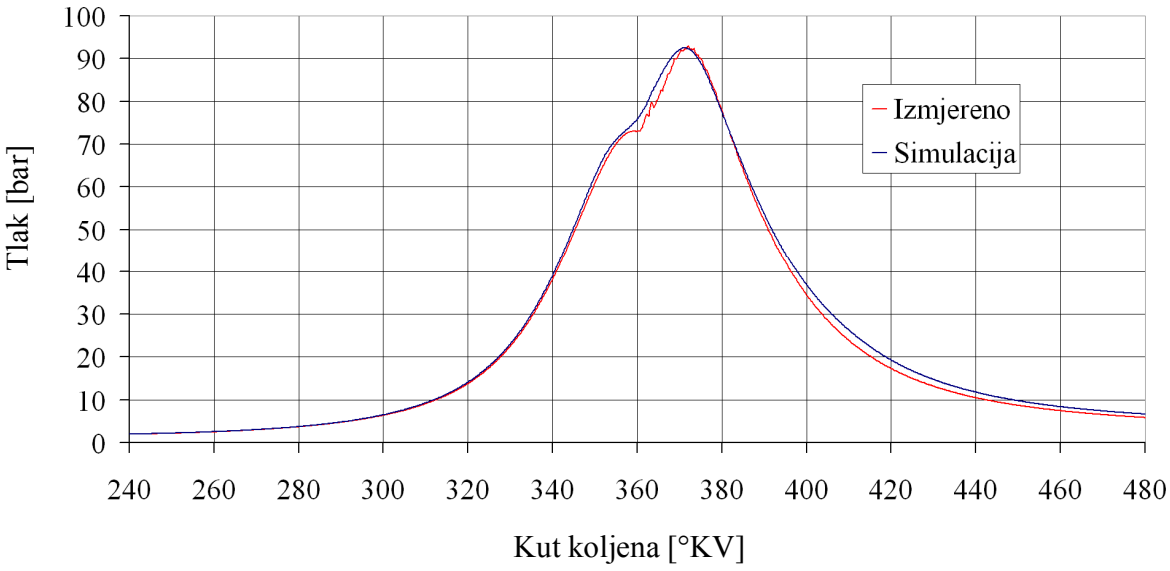
*6.3.2. Validacija za mjernu točku **D215HI20***



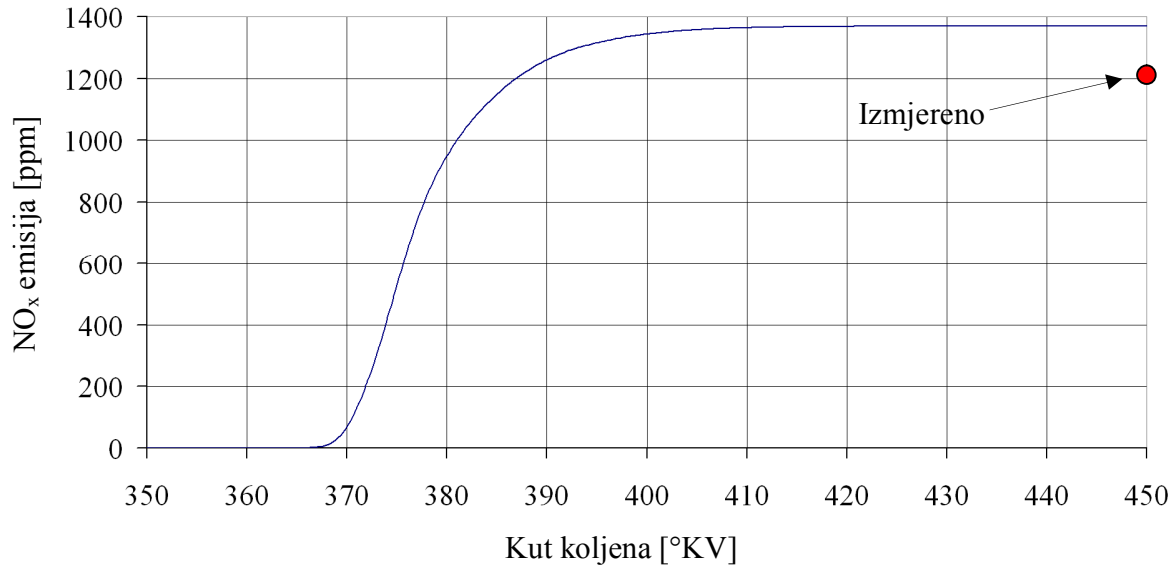
Slika 6.7. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D215HI20



Slika 6.8. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D215HI20



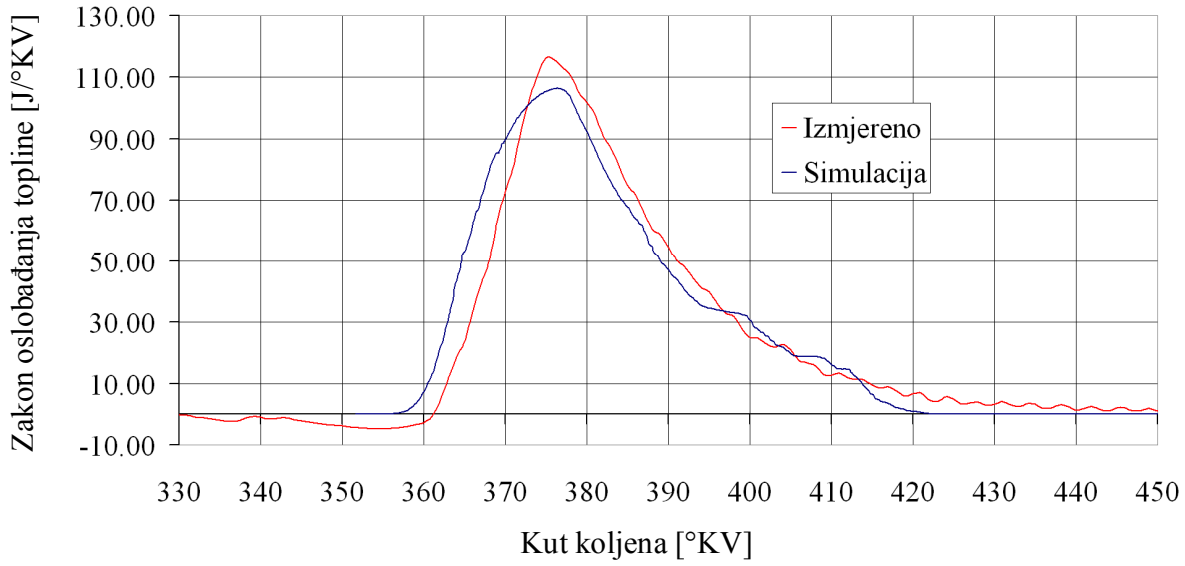
Slika 6.9. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D215HI20



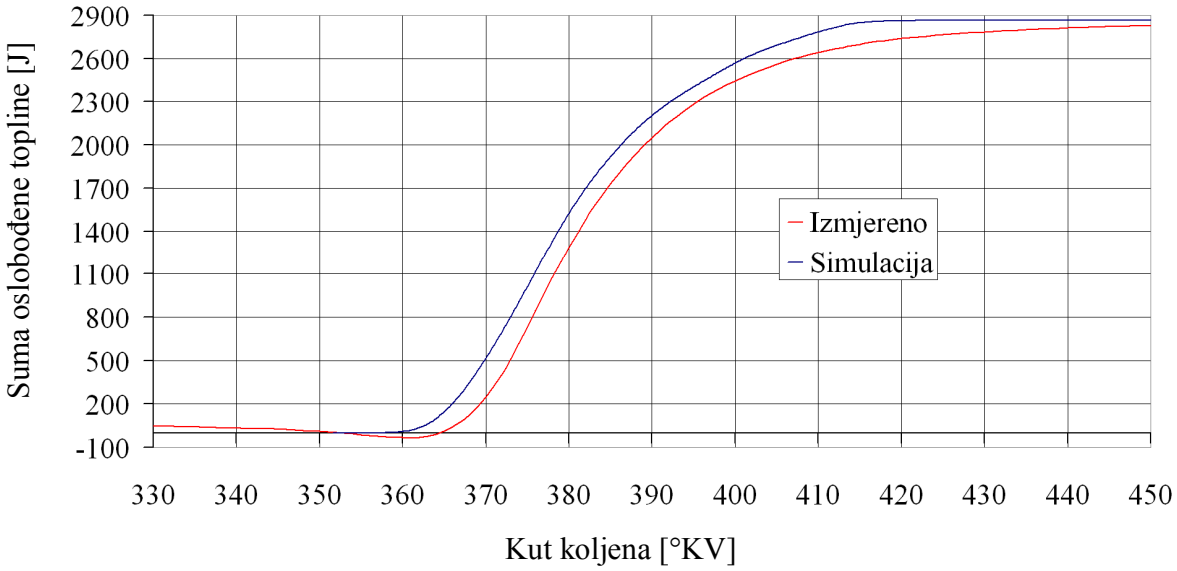
Slika 6.10. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D215HI20

Oslobađanje topline u simulaciji za ovu radnu točku počinje nešto ranije u odnosu na mjerenje, dakle u početku oslobađanja topline poklapanje s izmjerenim vrijednostima je nešto lošije, dok za ostatak mjerenja simulacijska krivulja vjerno prati izmjereni zakon oslobađanja topline (slika 6.7). Suma oslobođene topline u cilindru stoga pokazuje kako se u simulaciji toplina oslobađa nešto brže (ranije u procesu) u odnosu na mjerenje (slika 6.8). Poklapanje simuliranog i izmjerenog tlaka u cilindru (slika 6.9) gotovo je idealno. Zbog ranijega oslobađanja topline u simulaciji u cilindru se brže stvore i nešto više temperature u odnosu na mjerenje, pa je oslobađanje dušikovih oksida intenzivnije (slika 6.10). Bez obzira na nešto više temperature u cilindru, emisija dušikovih oksida u simulaciji razlikuje se od izmjerenih vrijednosti za oko 14 %, što i dalje predstavlja vrlo zadovoljavajuće odstupanje. I u ovom je slučaju izmjerena točka na slici 6.10. postavljena nešto ranije jer je volumni udio dušikovih oksida u toj točki (na kutu 450 °KV) jednak onome na ispuhu iz motora.

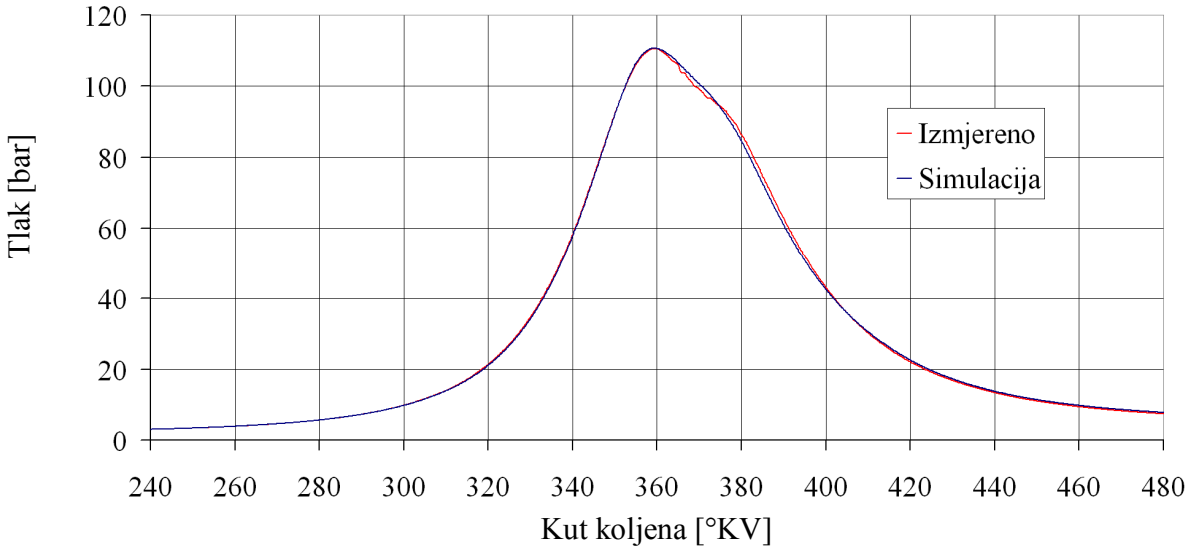
*6.3.3. Validacija za mjernu točku **D224HI20***



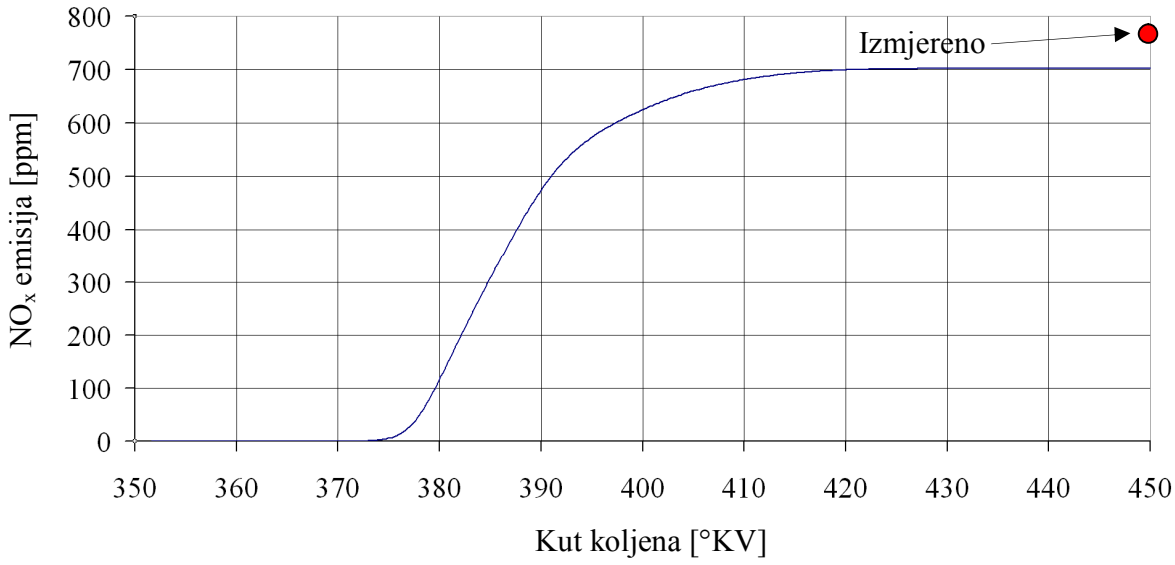
Slika 6.11. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D224HI20



Slika 6.12. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D224HI20



Slika 6.13. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D224HI20

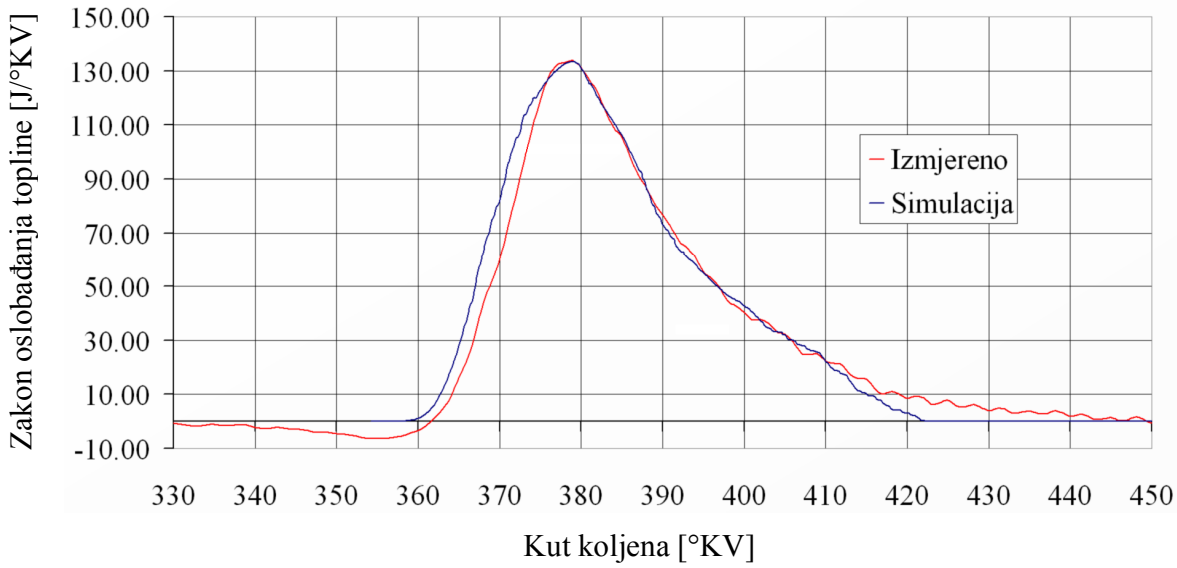


Slika 6.14. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D224HI20

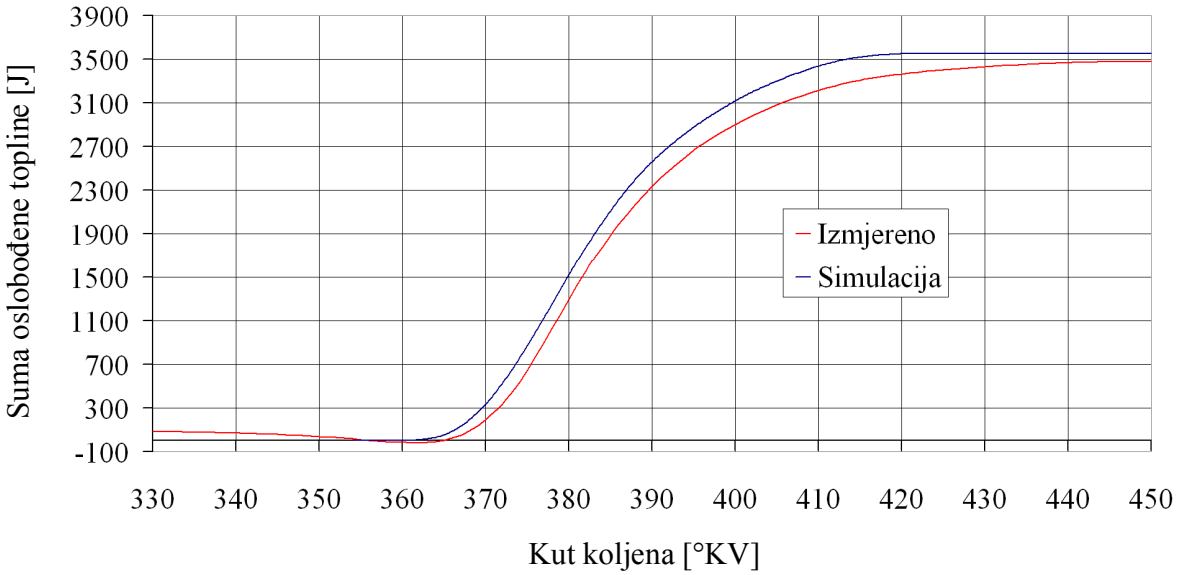
I u ovoj mjernoj točki, slično kao i u prethodnoj, toplina se oslobađa nešto prije u simulaciji u odnosu na mjerenje. Temperatura raste brže, ali je vrh oslobađanja topline u simulaciji nešto niži u odnosu na mjerenje, tako da je srednja maksimalna temperatura u cilindru približno ista u oba slučaja (slika 6.11). Ranije oslobađanje topline u simulaciji posebno je uočljivo na krivulji sume oslobođene topline u cilindru (slika 6.12). Kao i u prethodnoj, i u ovoj mjernoj točki poklapanje tlaka mjerenja u odnosu na simulaciju je gotovo idealno (slika 6.13). Kako je maksimalna temperatura u cilindru za simulaciju i mjerenje u ovoj radnoj točki približno ista, emisija dušikovih oksida izračunata simulacijom razlikuje se od mjerenja tek za oko 9 %, što je najniže odstupanje od mjerenja u svim ispitanim mjernim točkama. Slika 6.14. pokazuje izmjerenu

vrijednost na kutu 450 °KV jer je u toj točki volumni udio dušikovih oksida jednak kao i na ispuhu (na kutu 483 °KV), tj. nakon dosizanja maksimalne vrijednosti emisija dušikovih oksida do ispuha ostaje nepromijenjena.

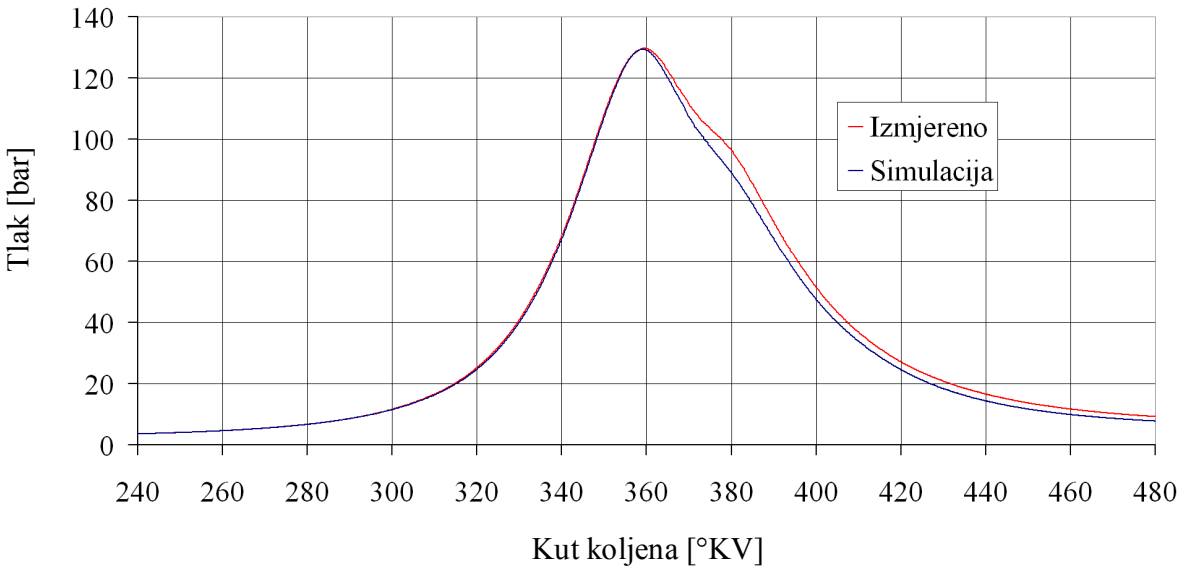
*6.3.4. Validacija za mjernu točku **D224HI25***



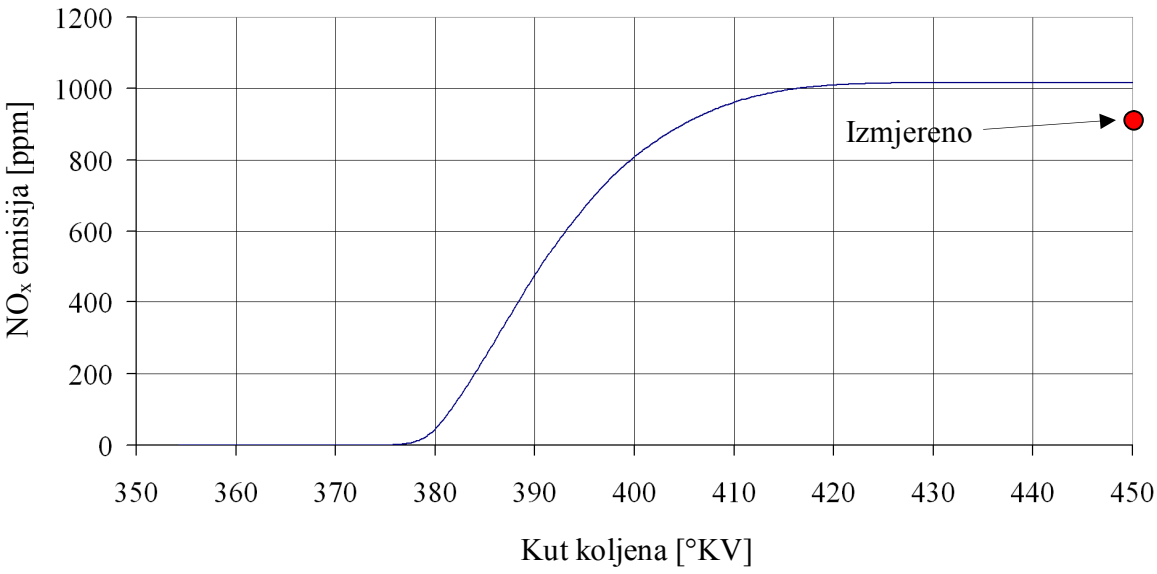
Slika 6.15. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D224HI25



Slika 6.16. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D224HI25



Slika 6.17. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D224HI25



Slika 6.18. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D224HI25

Posljednja mjerna točka za koju su vršene usporedbe simulacije i mjerenja je D224HI25. U zakonu oslobađanja topline (slika 6.15) vidljivo je ranije izgaranje u simulaciji u odnosu na mjerenje, poklapanje maksimuma oslobođene topline u cilindru, kao i određeno odstupanje pri kraju oslobađanja topline. Odstupanje izmjerenog i simuliranog još je uočljivije u dijagramu sume oslobođene topline u cilindru (slika 6.16), gdje se pri kraju izgaranja mogu uočiti najveća odstupanja. U ovoj mjernoj točki pojavljuju se i najveće razlike u promjeni tlaka u cilindru (slika 6.17). Dok se u fazi kompresije krivulje simuliranog i izmjerenog tlaka u potpunosti poklapaju, u fazi ekspanzije simulacija daje nešto niže vrijednosti tlaka od izmjerenih. Kako su poklapanja

rezultata mjerenja i simulacije u ovoj točki najlošija od svih prikazanih, bilo bi za očekivati da će se u ovoj mjernoj točki pojaviti i najveća odstupanja u izmjerenim i simuliranim emisijama dušikovih oksida. No baš naprotiv, simulacija daje nešto veće vrijednosti emisija NO_x-a od izmjerenih, ali je pogreška u izračunu svega 12 % (slika 6.18). Kako se vrijednosti za emisije dušikovih oksida ne mijenjaju od kuta 450 °KV do ispuha, izmjerena točka je na slici 6.18. postavljena nešto ranije u odnosu na stvarno mjerenje.

Iz prikazanih rezultata može se zaključiti kako je razvijen kvazidimenzijski model, koji s vrlo visokom točnošću prati izmjerene radne parametre realnoga četverotaktnog motora. Taj se model, sa zadovoljavajućom sigurnošću i uz određene preinake, može koristiti za numeričke simulacije brodskih dvotaktnih dizelskih motora. Preinake koje treba napraviti u numeričkom modelu odnose se na razliku četverotaktnoga u odnosu na dvotaktni proces, dok sva logika razvijenoga kvazidimenzijskog modela ostaje ista u oba slučaja.

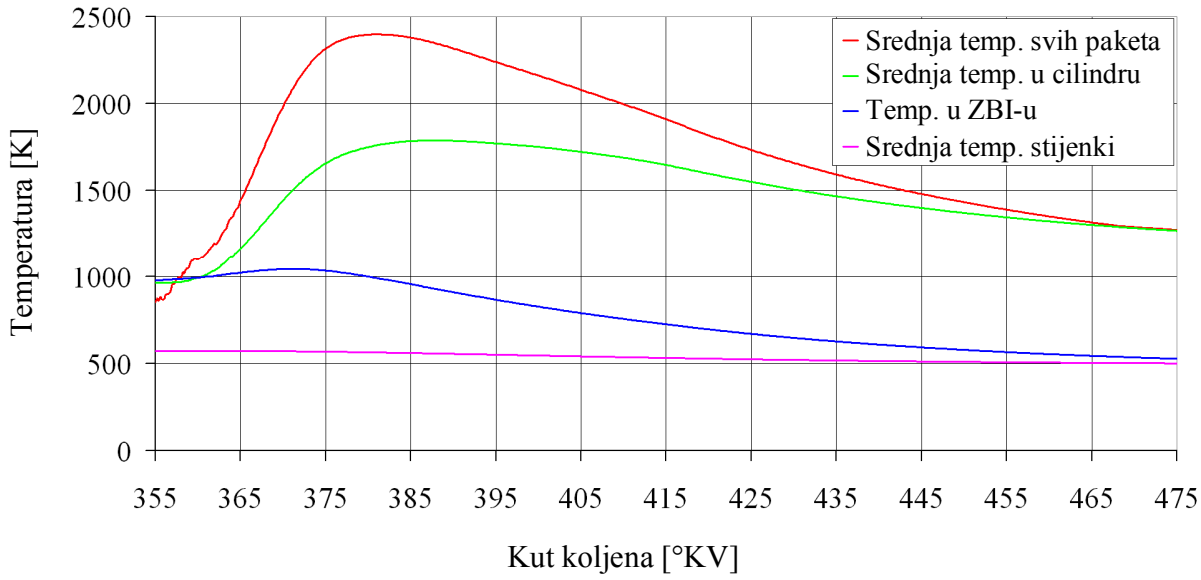
Validacija numeričkoga modela u svim prikazanim mjernim točkama provedena je na način da se za osnovni simulacijski parametar odabrao tlak i prvenstveni cilj numeričkoga modela bio je čim bolje poklapanje krivulja simuliranoga i izmjerenoga tlaka u cilindru motora. Pokušaj da se dobije čim bolje poklapanje zakona oslobađanja topline dovodio je značajnih razlika u krivuljama izmjerene i simulirane promjene tlaka u cilindru. Osim toga, trendovi promjene emisija dušikovih oksida nisu odgovarali izmjerenim vrijednostima. Tek postizanjem poklapanja krivulja promjene tlaka u cilindru postignuto je poklapanje trendova u emisiji dušikovih oksida. To je za posljedicu imalo prihvatljive razlike u simuliranim i izmjerenim krivuljama zakona oslobađanja topline što je usporedivo sa sličnim objavljenim rezultatima u znanstvenoj literaturi.

7. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA ZA MOTOR MAN D 0826 LOH15

Nakon uspješno provedene validacije numeričkoga kvazidimenzijskog modela, ispitivanje modela i svih njegovih sastavnih komponenti vršeno je kroz niz simulacija za različite mjerne točke motora prikazane u tablici 6.2. Kako bi disertacija imala razuman broj stranica, u nastavku je dat pregled rezultata numeričkih simulacija samo za jednu mjernu točku motora – D215HI20.

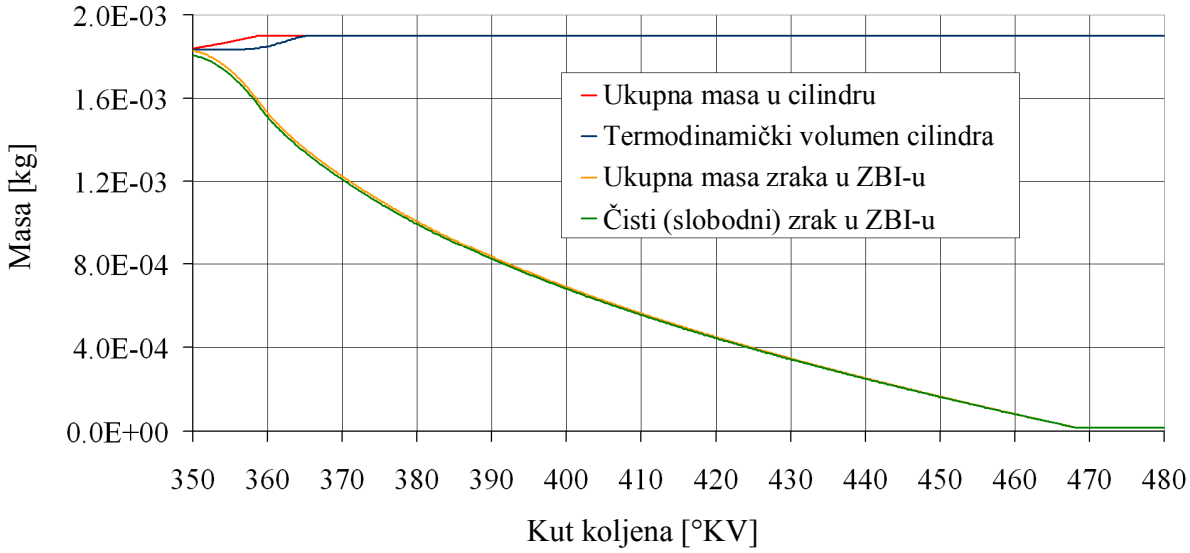
Rezultati simulacija za mjernu točku D215HI20 prikazani su u dvije cjeline. Prva cjelina obuhvaća rezultate simulacija koji se odnose na zonu bez izgaranja i usrednjene vrijednosti za cijeli cilindar, a druga se cjelina odnosi na rezultate simulacija u navedenoj mjernoj točki za različite pakete mlaza goriva.

7.1. Rezultati simulacija za ZBI i usrednjeni rezultati po cijelom cilindru



Slika 7.1. Temperature u cilindru motora

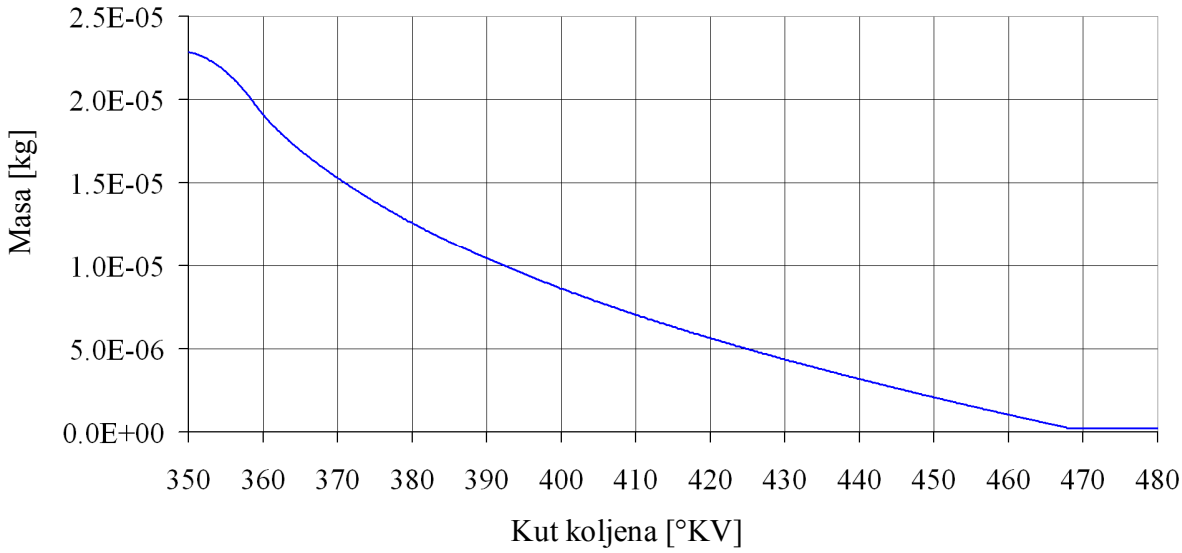
Slika 7.1. prikazuje temperature pojedinih područja u cilindru motora. Najvišu vrijednost ima srednja temperatura svih paketa mlaza, što je rezultat izgaranja i najintenzivnijega oslobađanja topline baš u paketima mlaza. Srednja temperatura u cilindru nešto je niža od srednje temperature svih paketa mlaza, čemu je uzrok niska temperatura u zoni bez izgaranja. To je i očekivano, jer je zona bez izgaranja velika zona oko paketa u kojoj nema izgaranja, što opravdava njezinu nisku temperaturu. Najniža je srednja temperatura stijenki radnoga prostora, koja je vrlo bitna za točan proračun izmjene topline. Sve navedene temperature intenzivno rastu za vrijeme izgaranja, a značajno opadaju prilikom ekspanzije u cilindru.



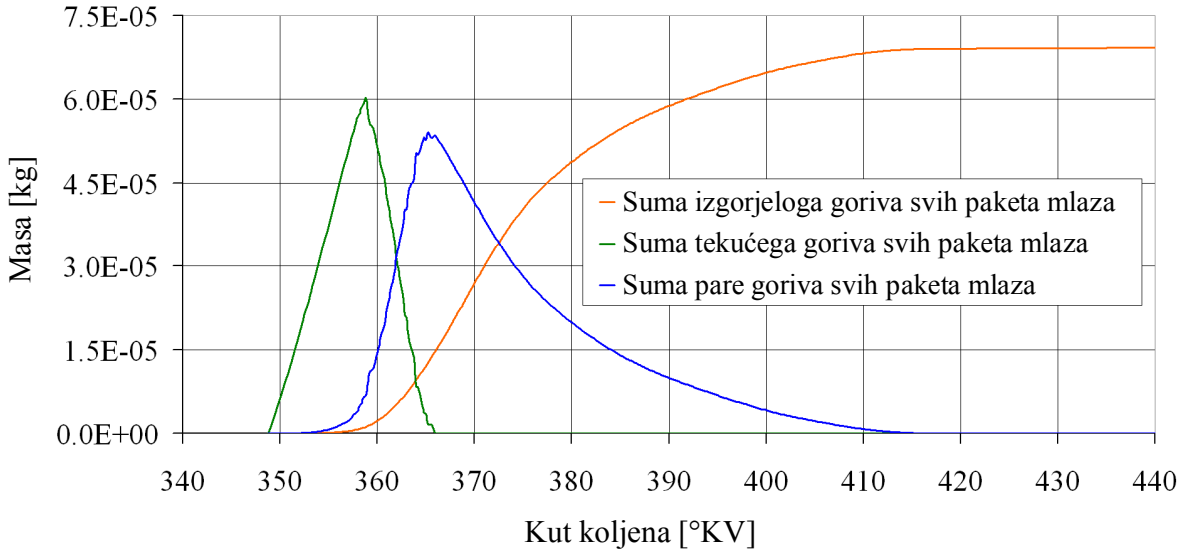
Slika 7.2. Ukupna masa u cilindru, masa termodinamičkoga volumena cilindra, ukupna masa zraka u ZBI-u i masa čistoga (slobodnog) zraka u ZBI-u

Ukupne mase u cilindru po volumenima prikazane su na slici 7.2. Ukupna masa u cilindru raste tokom ubrizgavanja goriva, dostiže svoju maksimalnu vrijednost i na njoj se zadržava sve do otvaranja ispušnoga ventila. Masa termodinamičkoga volumena raste nešto sporije, kako se odvija isparavanje tekućega goriva, da bi se u konačnici izjednačila s ukupnom masom u cilindru te ostaje konstantna sve do otvaranja ispušnoga ventila. Ukupna masa zraka u zoni bez izgaranja kontinuirano opada kako zrak iz ZBI-a ulazi u pakete mlaza. Masa čistoga (slobodnog) zraka u ZBI-u nešto je niža od ukupne mase, a razliku predstavlja masa produkata izgaranja u toj zoni. U ZBI-u masa produkata izgaranja je razmjerno mala i predstavlja onu količinu produkata izgaranja koja se nije uspjela izbaciti iz cilindra na kraju prethodnoga procesa. Masa zraka angažiranog u produktima izgaranja u ZBI-u prikazana je na slici 7.3. Iako je masa stehiometrijskih produkata izgaranja u ZBI-u vrlo mala, ona se također ubacuje u pakete mlaza, zajedno sa slobodnim zrakom iz ZBI-a, i na nju treba obratiti posebnu pozornost, budući da smanjuje raspoloživu masu čistoga zraka, koji sudjeluje u izgaranju u svaku pojedinu paketu mlaza.

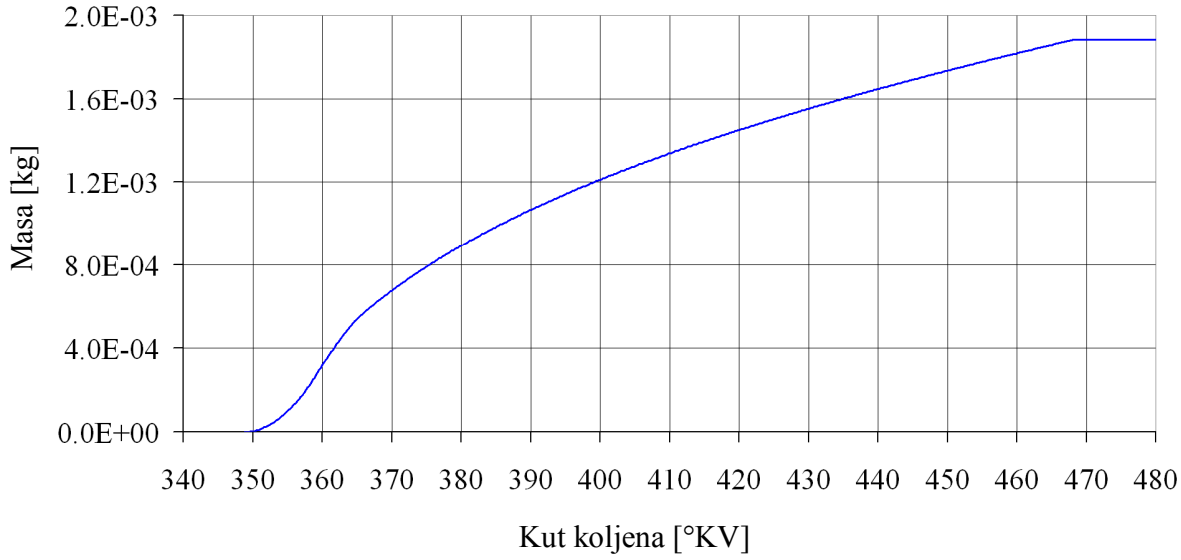
Ukupne mase u svim paketima mlaza prikazane su na slikama 7.4. i 7.5. Masa tekućega goriva u svim paketima mlaza raste kako teče ubrizgavanje goriva, a opada kako tekuće gorivo isparava i izgara. Masa pare goriva u početku se povećava jer je isparavanje tekućega goriva intenzivnije, a zatim se smanjuje jer nastala para goriva izgara. Masa izgorjeloga goriva neprestano raste od početka ubacivanja zraka iz ZBI-a u pakete mlaza nadalje, sve dok ne dostigne maksimalnu vrijednost, na kojoj se zadržava sve do otvaranja ispušnoga ventila. S druge strane suma masa termodinamičkih volumena svih paketa mlaza (slika 7.5) neprestano raste kako se paketi mlaza pune medijem iz ZBI-a. Kada masa zone bez izgaranja postane vrlo mala, prestaje punjenje paketa i od toga trenutka nadalje suma masa termodinamičkih volumena paketa mlaza ostaje nepromijenjena do otvaranja ispušnoga ventila.



Slika 7.3. Masa zraka vezanoga u stehiometrijskim produktima izgaranja u ZBI-u

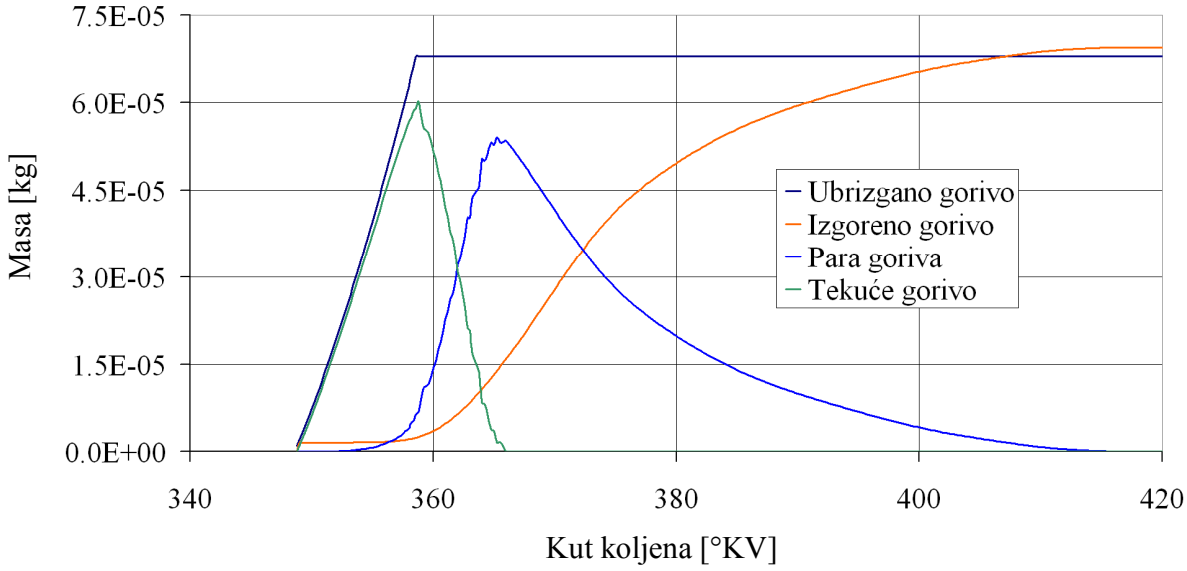


Slika 7.4. Suma masa po svim paketima mlaza



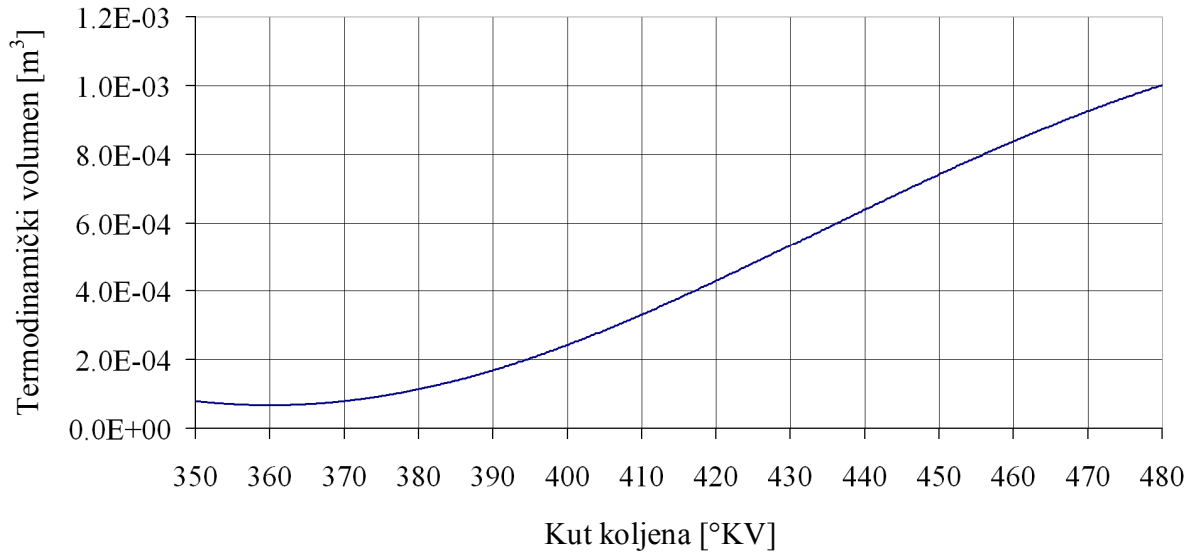
Slika 7.5. Suma masa termodinamičkih volumena svih paketa mlaza (plin + para goriva)

Posebno je zanimljiv prikaz kretanja masa različitih agregatnih stanja goriva u cjelokupnomu cilindru, koji je prikazan na slici 7.6. Masa ubrizganoga goriva raste kako traje ubrizgavanje i kako se formiraju paketi mlaza. Kada se ubrizga cjelokupna količina goriva po procesu, ubrizgavanje prestaje i masa se ubrizganoga goriva od toga trenutka ne mijenja. Izgoreno gorivo, kada se promatra na razini cijeloga cilindra, od početnoga trenutka ubrizgavanja goriva ima određenu masu, za razliku od sume mase izgorjeloga goriva po svim paketima mlaza. Razlog tome jest izgoreno gorivo koje je zaostalo u ZBI-u iz prethodnoga procesa, pa je u trenutku otvaranja ispušnoga ventila masa izgorenoga goriva u cijelome cilindru veća od ubrizgane mase goriva upravo za tu zaostalu masu u ZBI-u.

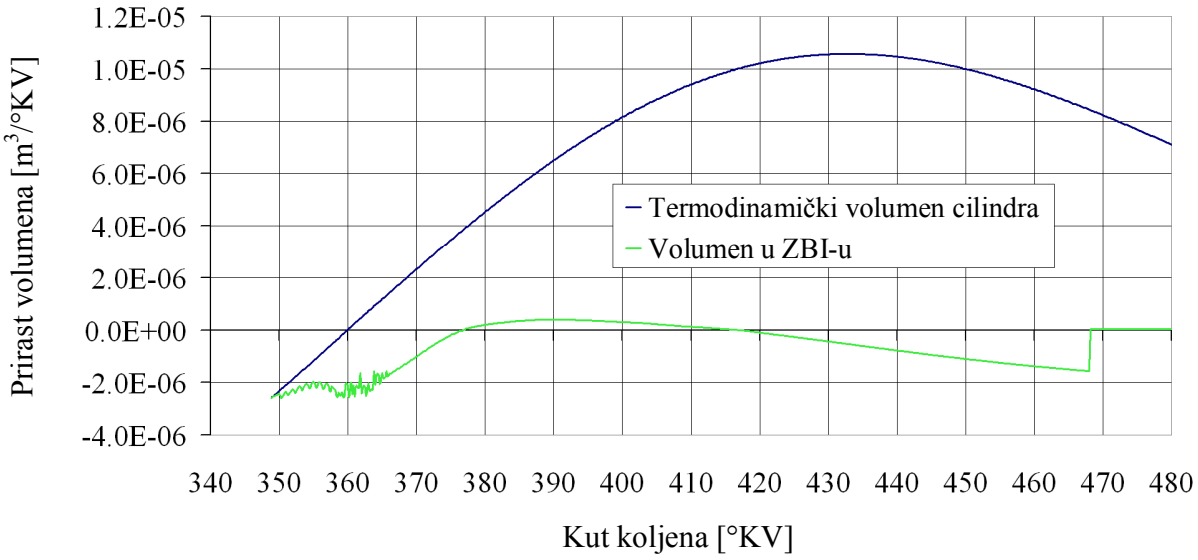


Slika 7.6. Promjena ukupnih masa različitih agregatnih stanja goriva u cilindru

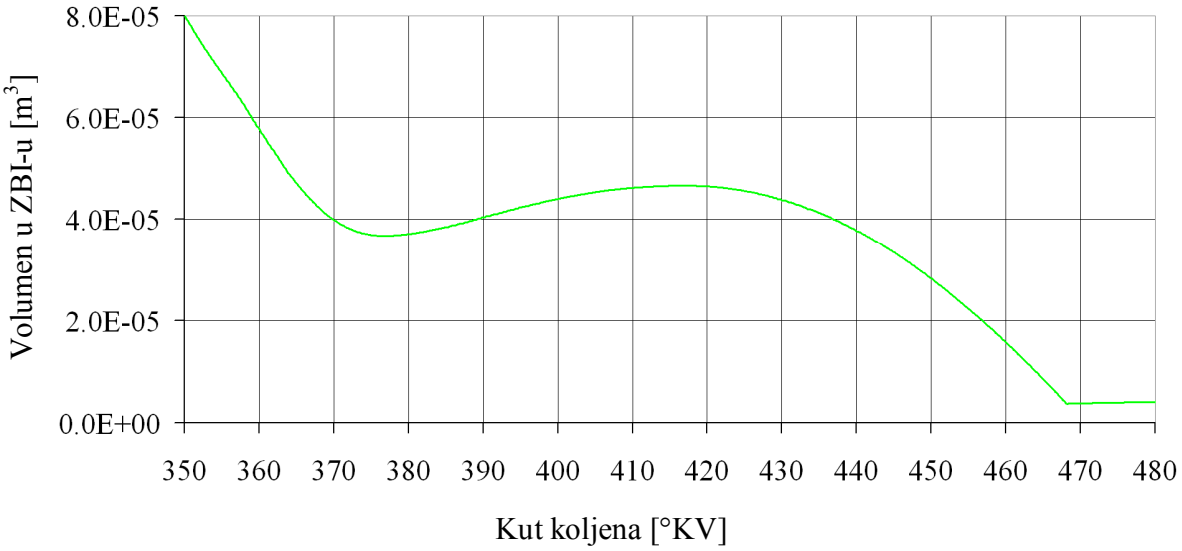
Kada se u razmatranje uzmu volumeni, slika 7.7. prikazuje promjenu termodinamičkoga volumena cilindra. Termodinamički volumen cilindra opada u fazi kompresije, a raste tokom ekspanzije.



Slika 7.7. Promjena termodinamičkoga volumena cijeloga cilindra



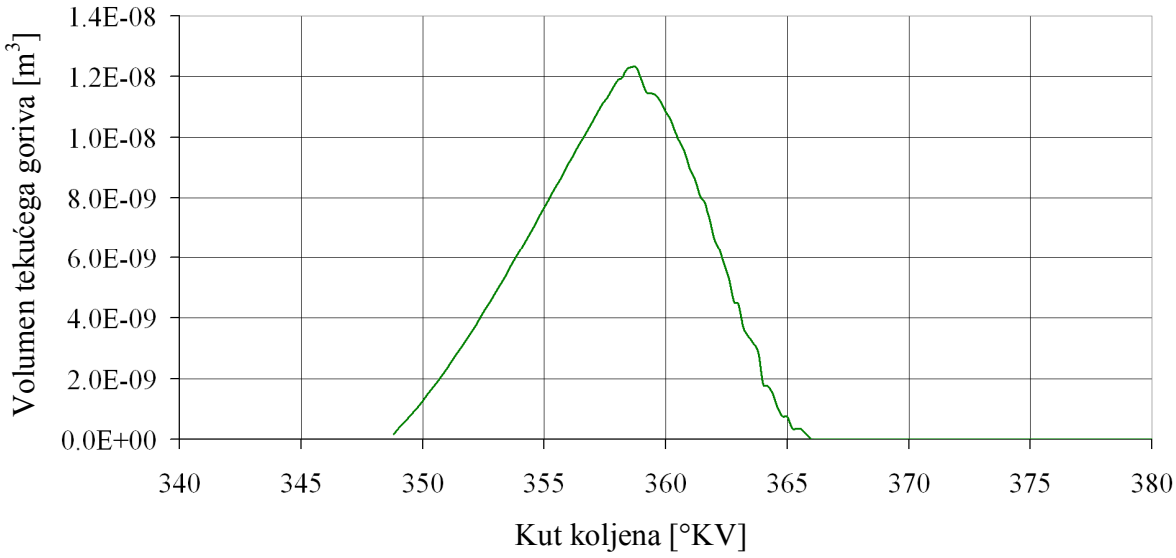
Slika 7.8. Prirasti termodinamičkoga volumena cilindra i volumena u ZBI-u



Slika 7.9. Promjena volumena u zoni bez izgaranja

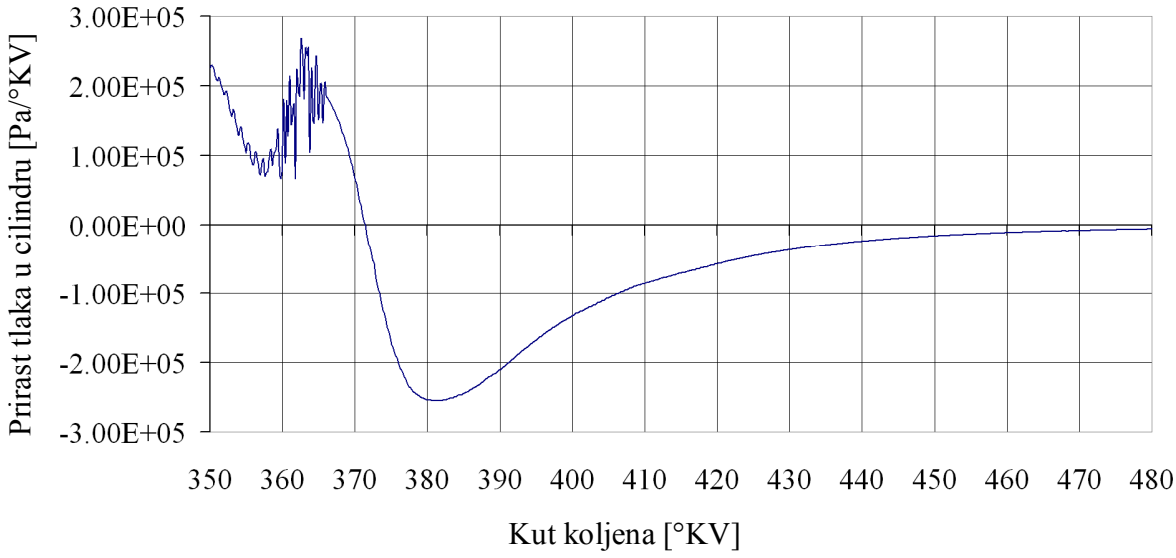
Slika 7.8. prikazuje priraste termodinamičkoga volumena cilindra i volumena u ZBI-u. Kako bi se lakše moglo objasniti priraste volumena u ZBI-u, na slici 7.9. prikazana je promjena cjelokupnoga volumena u ZBI-u. Na početku ulaza medija iz ZBI-a u pakete mlaza smanjuje se volumen zone bez izgaranja, proporcionalno volumenu medija koji ustrujava u pakete. Istrujavanje iz ZBI-a postaje sve intenzivnije kako paketi mlaza napreduju kroz cilindar, a istovremeno se ekspanzijom u cilindru povećava volumen zone bez izgaranja. Rezultat je takav da ekspanzija ima veći utjecaj na volumen ZBI-a od istrujavanja u pakete, pa prirasti volumena postaju pozitivni, a ukupni se volumen zone bez izgaranja u tome području povećava. Nastavkom ekspanzije istrujavanje volumena u pakete mlaza postaje intenzivnije od povećanja volumena ZBI-a uzrokovana ekspanzijom, pa prirasti volumena za ZBI postaju negativni, a volumen zone bez izgaranja se smanjuje. Ukupno smanjenje volumena ZBI-a u ovome području uzrokovano je i povećanjem volumena paketa mlaza goriva koji postaju sve veći i dodatno smanjuju volumen zone bez izgaranja. Nešto prije 470 °KV postiže se minimalna masa u ZBI-u te se volumen, koji odgovara minimalnoj masi, zadržava konstantnim sve do otvaranja ispušnoga ventila. Povećanje volumena uzrokovanoga ekspanzijom od toga trenutka nadalje uzrokuje povećanje samo volumena paketa mlaza, dakle ne i zone bez izgaranja. U kvazidimenzijski model uvedeno je takvo numeričko ograničenje kako bi se spriječilo da u pakete ustrujava nepostojeća masa medija iz ZBI-a. U trenutku otvaranja ispušnoga ventila sve se zone unutar cilindra pomiješaju i tako pomiješane izlaze u ispuh motora.

Od ostalih volumena još je zanimljivo prikazati promjenu ukupnoga volumena tekućega goriva u cilindru, što pokazuje slika 7.10. Ukupni se volumen tekućega goriva u cilindru najprije povećava tijekom ubrizgavanja goriva. Početkom isparavanja goriva volumen tekućine se smanjuje, a smanjenje volumena sve je veće što je isparavanje intenzivnije. Kada završi isparavanje cjelokupnoga tekućeg goriva, volumen tekućine postaje jednak nuli.



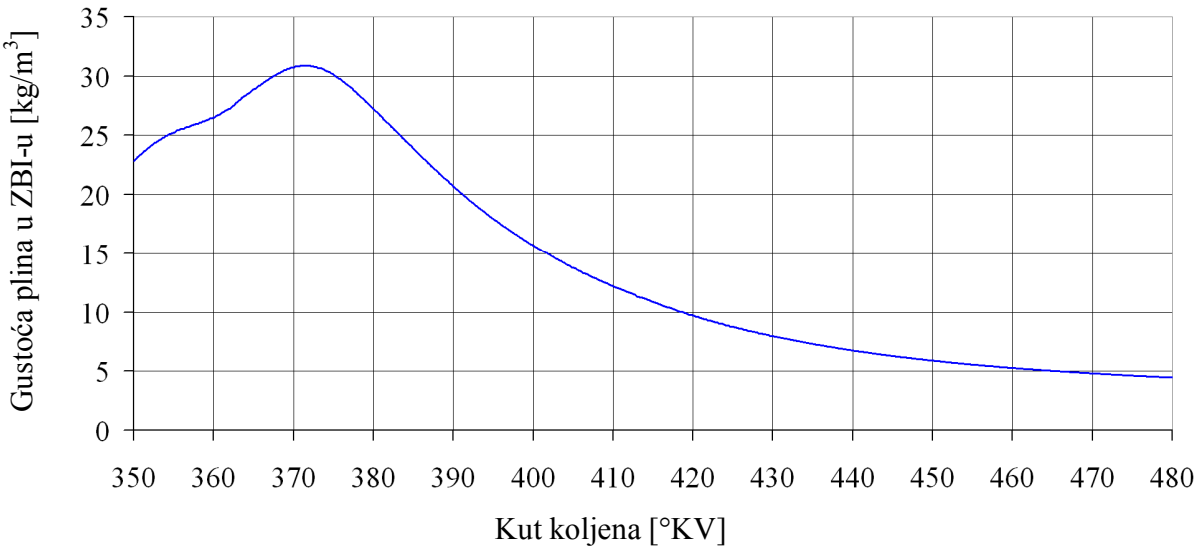
Slika 7.10. Promjena ukupnoga volumena tekućega goriva u cijelom cilindru

Usporedba izmjerenoga i izračunatoga tlaka u cilindru za mjernu točku D215HI20 prikazana je na slici 6.9. Na slici 7.11. prikazan je prirast tlaka u cilindru po kutu koljenastoga vratila. Kao što se može uočiti, u početku ubrizgavanja goriva prirast tlaka pokazuje određene oscilacije, koje su uzrok stvaranja "malih paketa" i njihovog usrednjavanja u "velike pakete". Bez usrednjavanja paketa ove numeričke oscilacije postajale bi toliko intenzivne da bi uzrokovale zaustavljanje proračuna. Tlak u cilindru jednak je u određenu trenutku u svim volumenima, za razliku od temperatura.

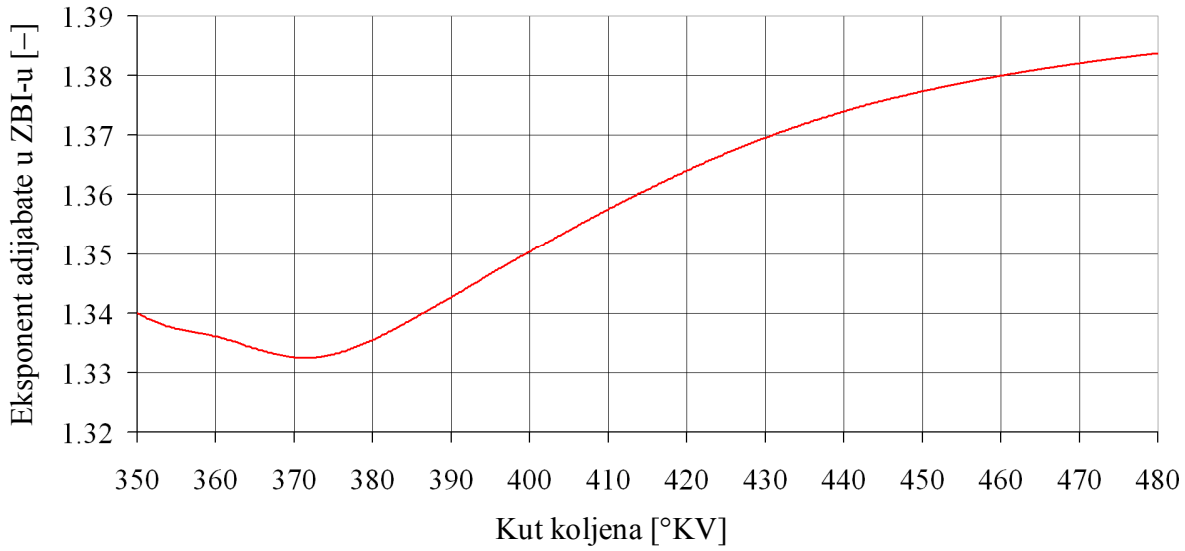


Slika 7.11. Promjena prirasta tlaka u cilindru

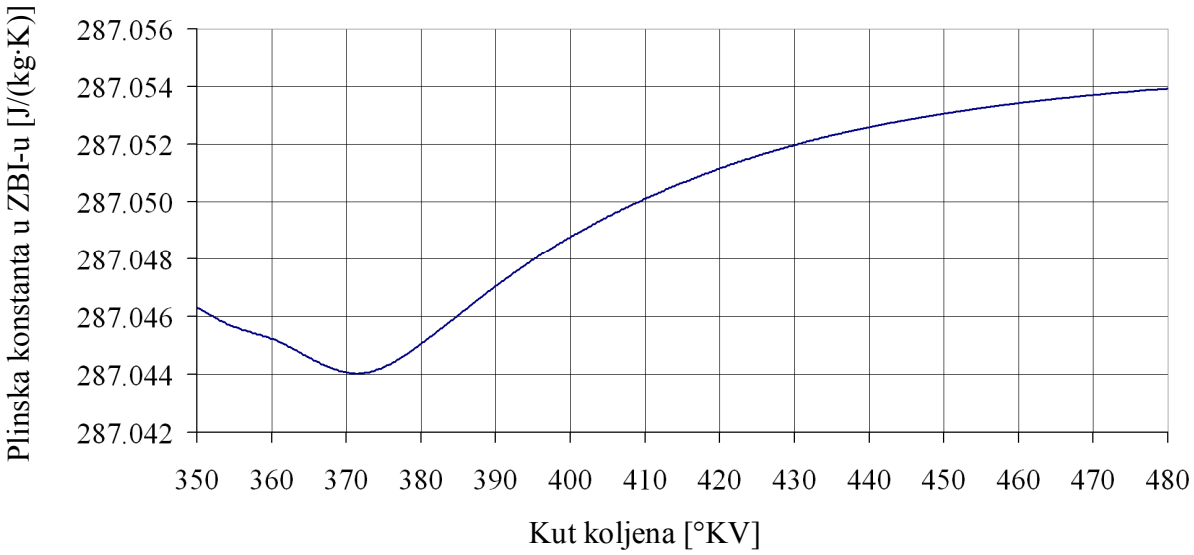
Od mnogo izračunatih svojstava za zonu bez izgaranja, zanimljivo je prikazati samo neke. Gustoća plina u zoni bez izgaranja (slika 7.12) raste tokom faze kompresije i početka izgaranja, a nakon toga opada zbog ekspanzije i istrujavanja medija u pakete mlaza.



Slika 7.12. Gustoća plina u zoni bez izgaranja

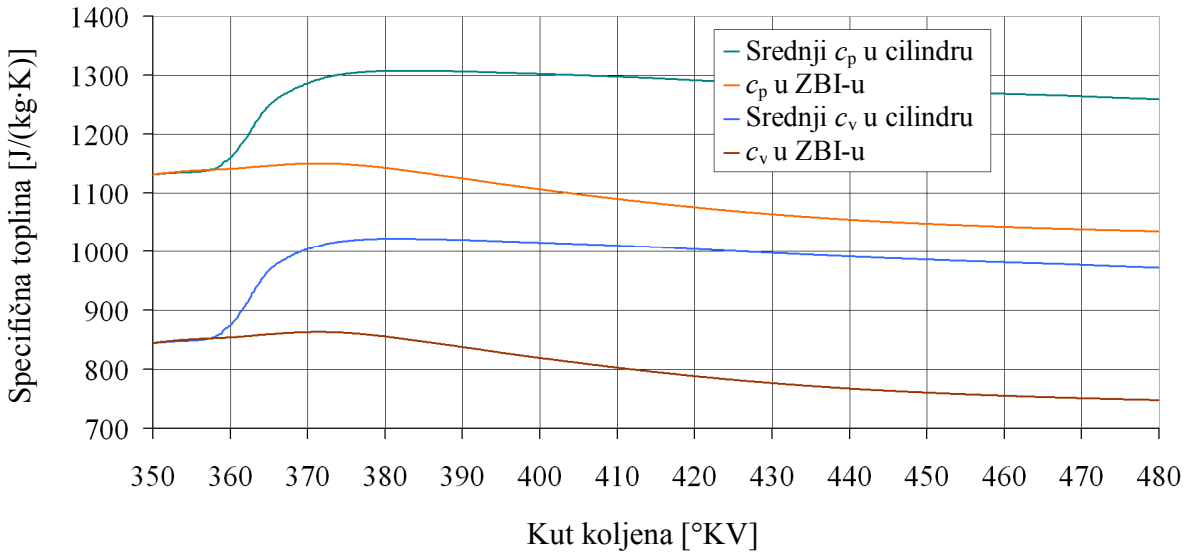


Slika 7.13. Promjena eksponenta adijabate u zoni bez izgaranja



Slika 7.14. Plinska konstanta smjese u zoni bez izgaranja

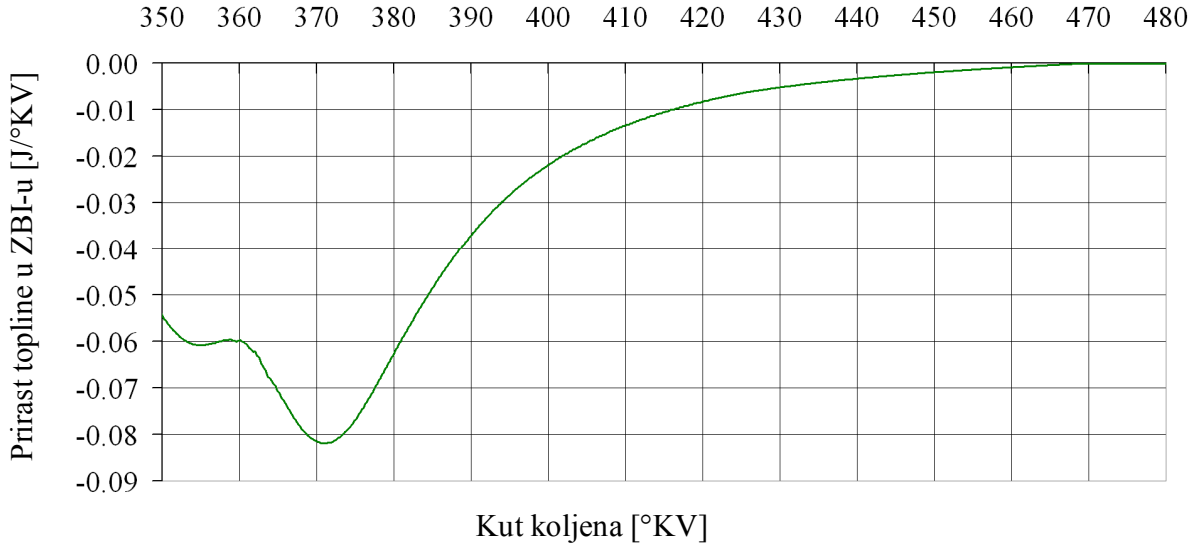
Eksponent adijabate u zoni bez izgaranja (slika 7.13) opada tokom kompresije i početkom izgaranja, a potom raste u fazi ekspanzije te postaje gotovo jednak eksponentu adijabate za zrak prilikom otvaranja ispušnoga ventila. Plinska konstanta u zoni bez izgaranja (slika 7.14) ima trend identičan eksponentu adijabate.



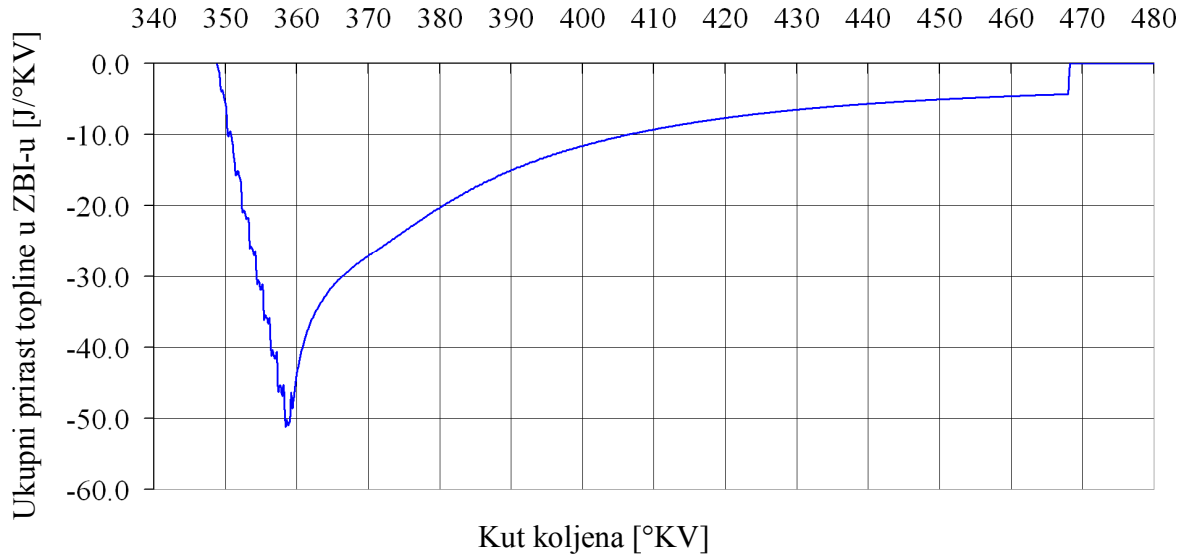
Slika 7.15. Specifična toplina pri konstantnome volumenu i tlaku za cijeli cilindar i ZBI

Specifične topline pri konstantnome volumenu i tlaku (slika 7.15) pokazuju iste trendove. U cijelome cilindru specifične topline naglo porastu početkom izgaranja, a nakon porasta kontinuirano opadaju sve do otvaranja ispušnoga ventila. U zoni bez izgaranja događa se isti

trend, samo je porast početkom izgaranja za obje specifične topline puno blaži u odnosu na cijeli cilindar. To je i očekivano jer se u ZBI-u ne odvija izgaranje.



Slika 7.16. Prirast topline u ZBI-u zbog izmjene topline konvekcijom na stijenci

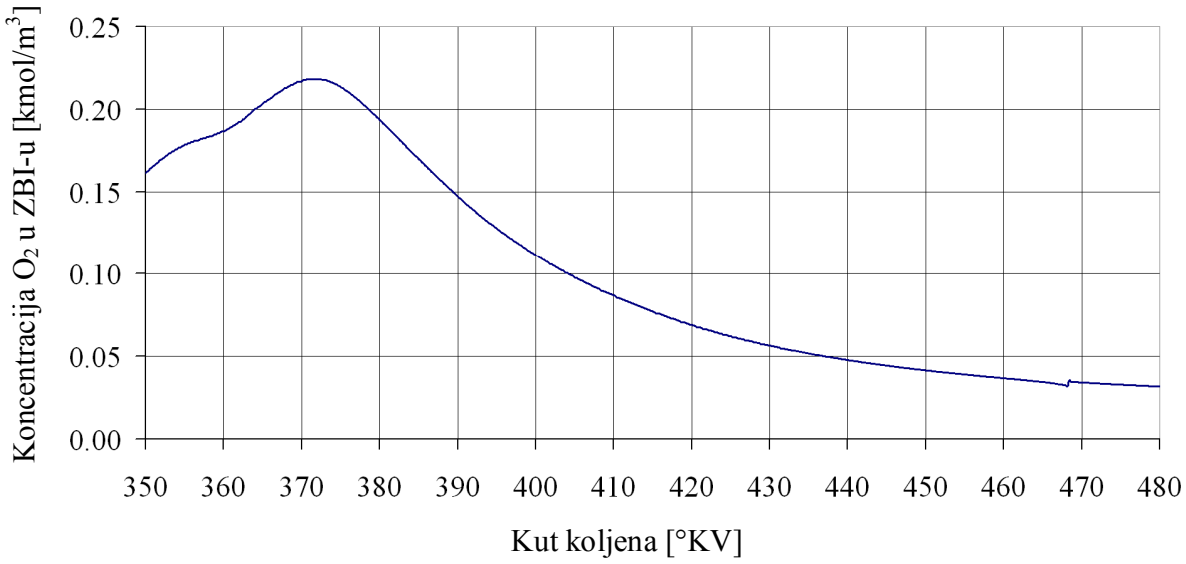


Slika 7.17. Ukupni prirast topline u ZBI-u (konvekcija i izmjena mase)

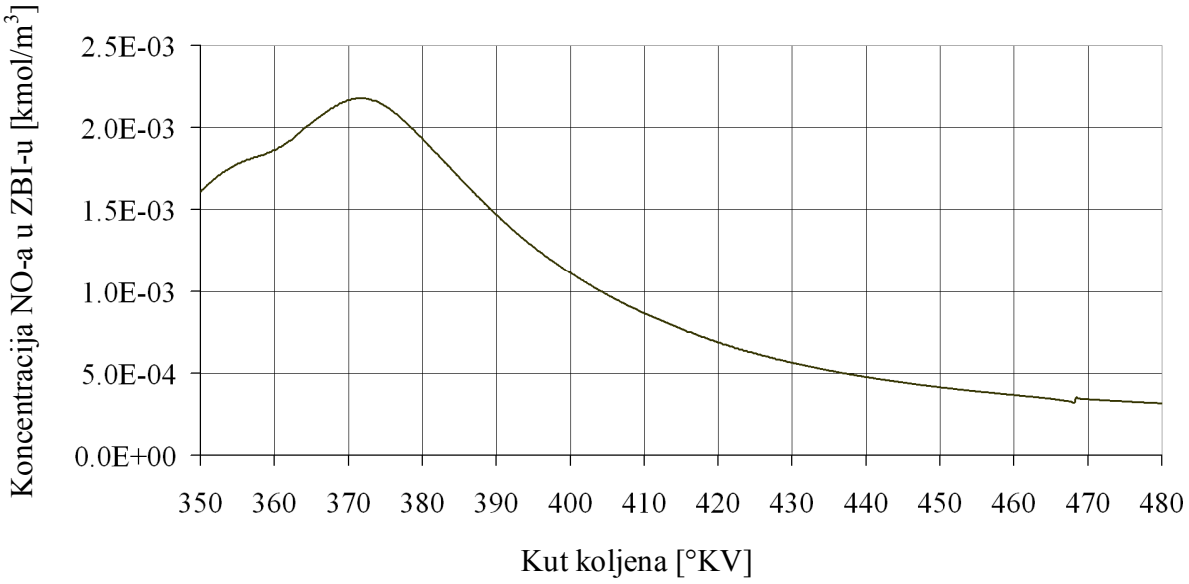
Na slici 7.16. prikazan je prirast topline u zoni bez izgaranja zbog izmjene topline konvekcijom na stijenkama prostora izgaranja. Kako je ZBI toplija od stijenki, toplina sa ZBI-a prelazi na stijenke radnoga prostora, ali kada je riječ samo o konvekciji, taj je prijelaz topline zanemariv. Ukupni prirast topline u ZBI-u (slika 7.17) pokazuje kako najveći dio izmijenjene topline zone

bez izgaranja s okolinom otpada na izmjenu mase. Izmijenjena masa je ona koja iz ZBI-a ulazi u pakete mlaza, a taj medij sa sobom u pakete donosi određenu količinu energije (topline). Kako je punjenje paketa mlaza medijem iz ZBI-a najintenzivnije tijekom isparavanja tekućega goriva, tada je i ukupni prirast topline u ZBI-u najveći.

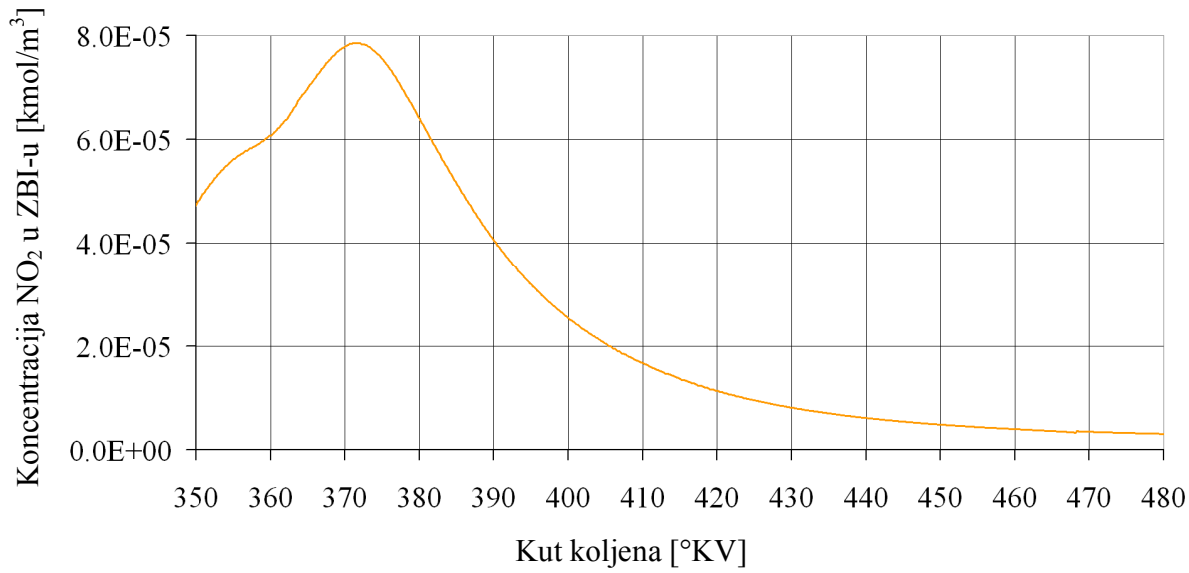
Ravnotežne molarne koncentracije različitih elemenata u zoni bez izgaranja prikazane su na slikama od 7.18. do 7.22. Sve ravnotežne molarne koncentracije za ZBI pokazuju isti trend – rastu tijekom isparavanja goriva, a početkom izgaranja krenu se smanjivati te se smanjuju sve do otvaranja ispušnoga ventila. Slika 7.23. pokazuje s druge strane kinetičku molarnu koncentraciju NO-a u zoni bez izgaranja. Kinetička molarna koncentracija dušikova monoksida u ZBI-u veoma je bitna za proračun emisije dušikovih oksida. Ona u ZBI-u raste polako, sve do trenutka neposredno prije otvaranja ispušnoga ventila. Tada naglo naraste i djelomično se smanji sa svoje maksimalne vrijednosti prilikom otvaranja ispušnoga ventila.



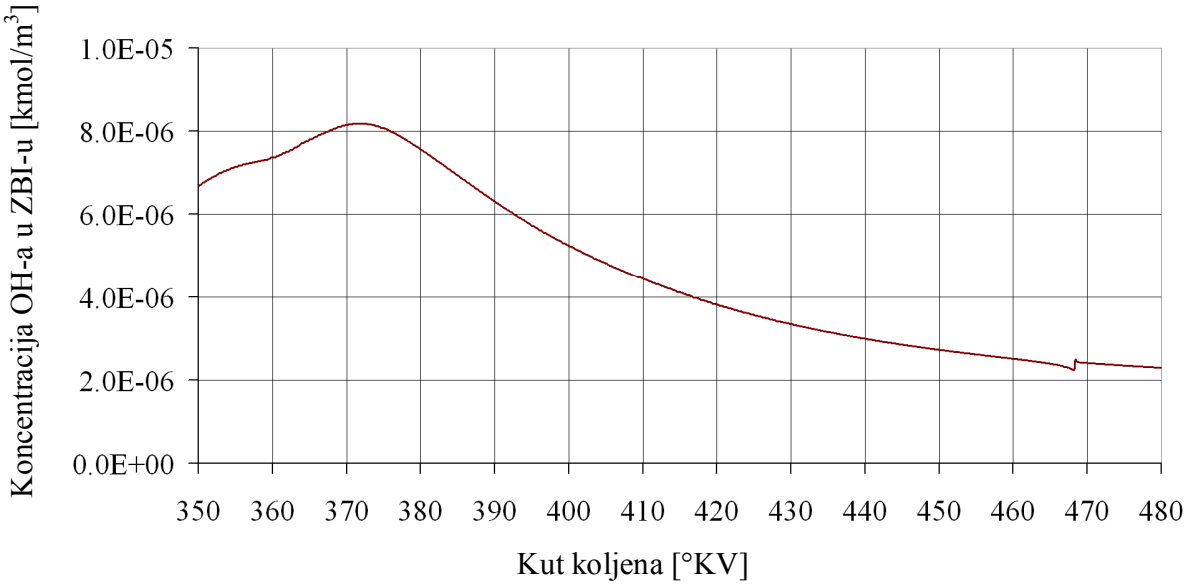
Slika 7.18. Ravnotežna molarna koncentracija O_2 u zoni bez izgaranja



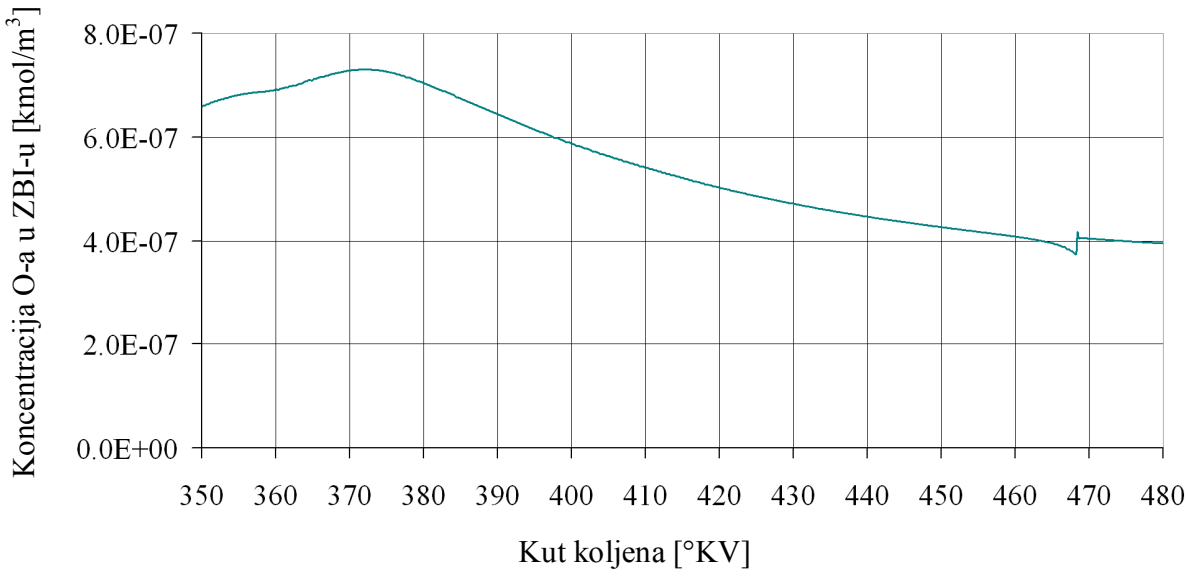
Slika 7.19. Ravnotežna molarna koncentracija NO-a u zoni bez izgaranja



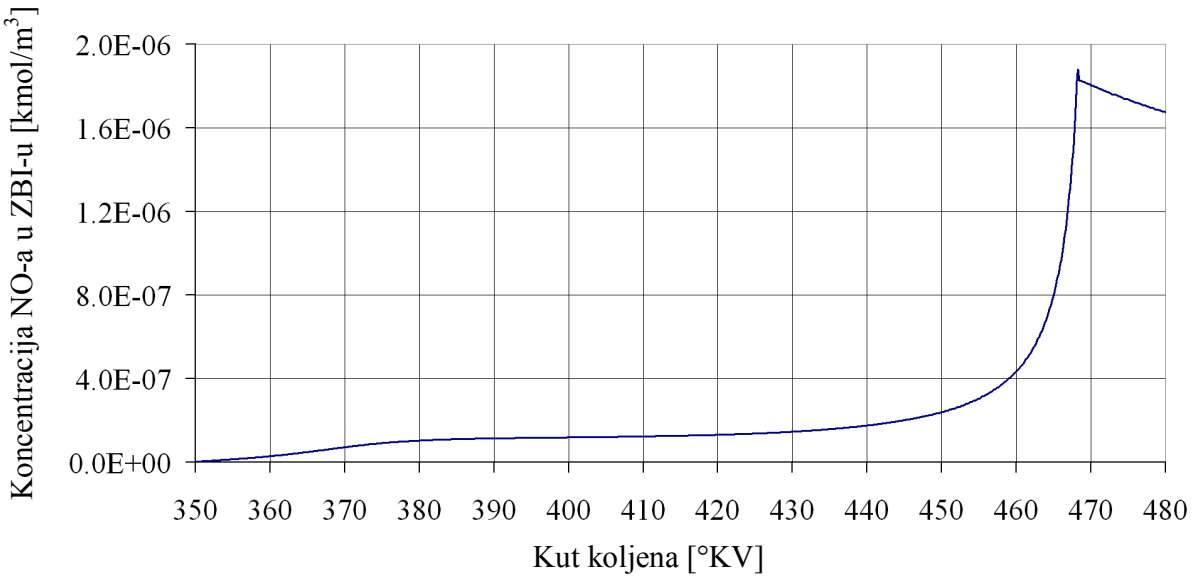
Slika 7.20. Ravnotežna molarna koncentracija NO_2 u zoni bez izgaranja



Slika 7.21. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a u zoni bez izgaranja

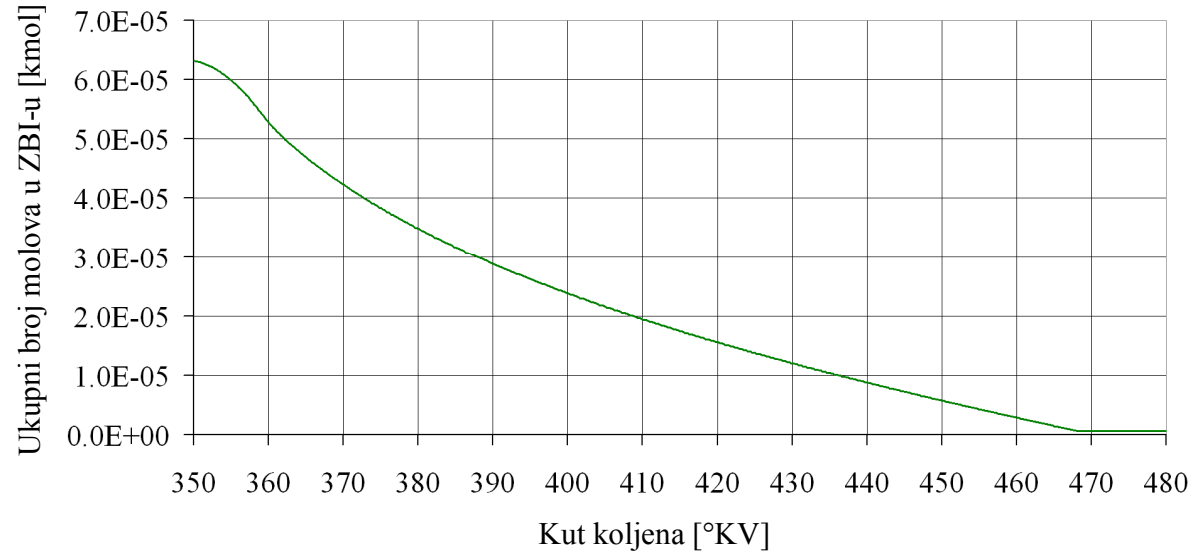


Slika 7.22. Ravnotežna molarna koncentracija O-a u zoni bez izgaranja



Slika 7.23. Kinetička molarna koncentracija NO-a u zoni bez izgaranja

Slika 7.24. prikazuje ukupni broj molova u zoni bez izgaranja. Ukupni se broj molova smanjuje kako medij iz ZBI-a istrujava u pakete mlaza. Intenzitet istrujavanja iz ZBI-a u svaki pojedini paket mijenja se kako se mijenjaju uvjeti unutar termodinamičkoga volumena paketa.

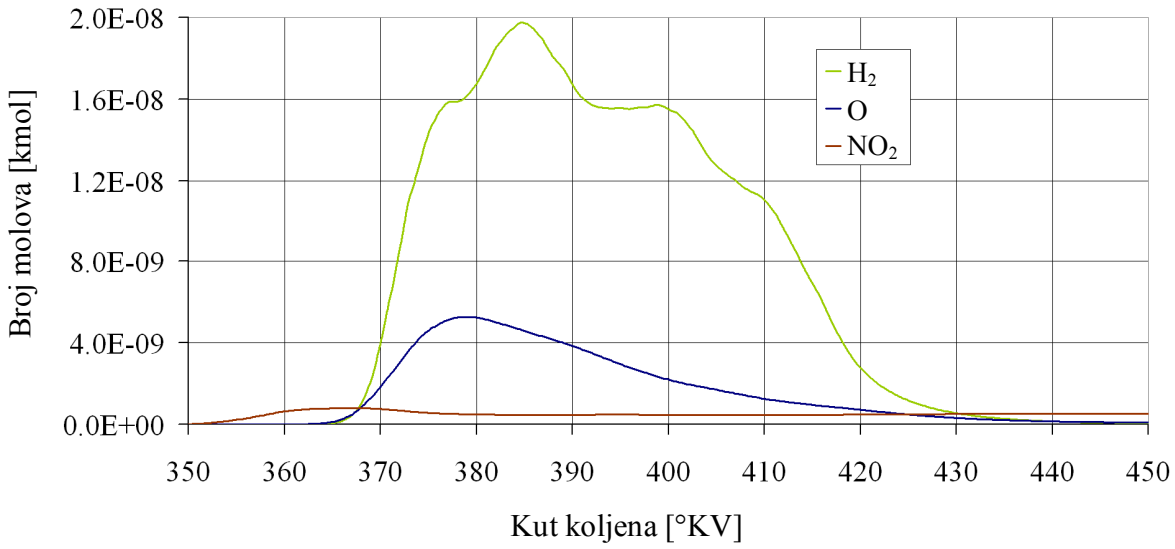


Slika 7.24. Ukupni broj molova u zoni bez izgaranja

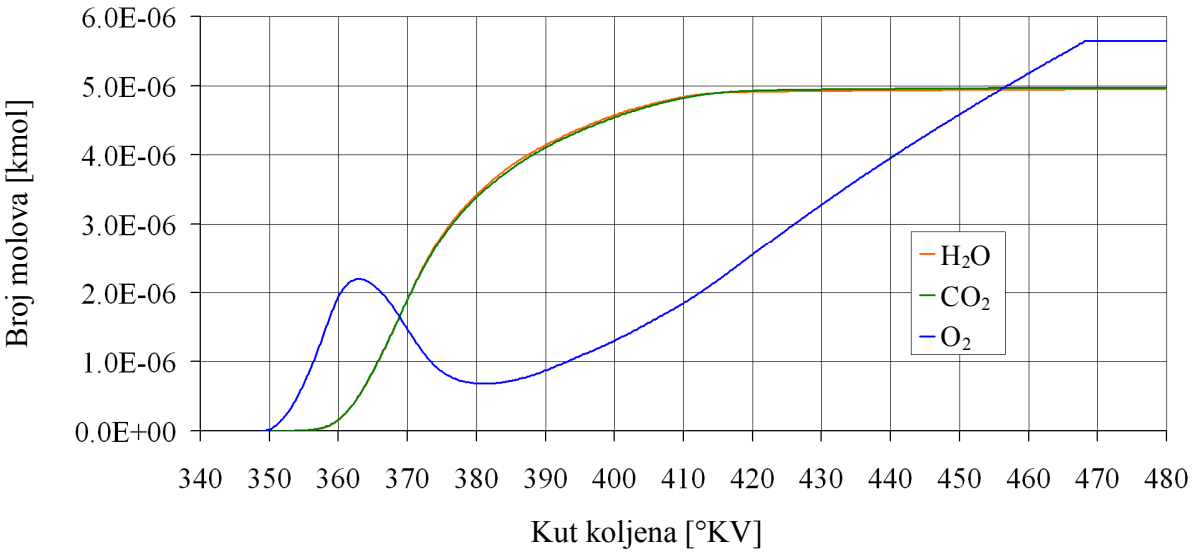
Slike od 7.25. do 7.27. prikazuju promjene sume broja molova različitih elemenata po svim paketima mlaza. Za H_2O i CO_2 treba naglasiti da se prema broju molova u svim paketima mlaza međusobno vrlo usko prate, oboje počinju rasti tokom izgaranja, dostižu svoju maksimalnu vrijednost i s tom maksimalnom vrijednošću izlaze iz cilindra kroz ispuh (slika 7.26). Za

izgaranje je pak najbitnije kretanje dvoatomarnoga kisika O_2 jer on predstavlja medij bez kojeg isparavanje tekućine te izgaranje pare goriva ne bi bilo moguće. Za O_2 je karakteristično (slika 7.26) da sumarno u paketima počinje rasti kako se paketi pune medijem iz zone bez izgaranja. Tokom izgaranja O_2 se troši, da bi u paketima nastavio rasti sve do maksimalne vrijednosti kako medij iz ZBI-a ustrujava u pakete. Maksimalnu vrijednost u svim paketima O_2 zadržava sve do ispuha jer od trenutka dostizanja maksimalne vrijednosti medij iz ZBI-a više ne ustrujava u pakete (trenutak kada se postigne zadana minimalna masa u ZBI-u).

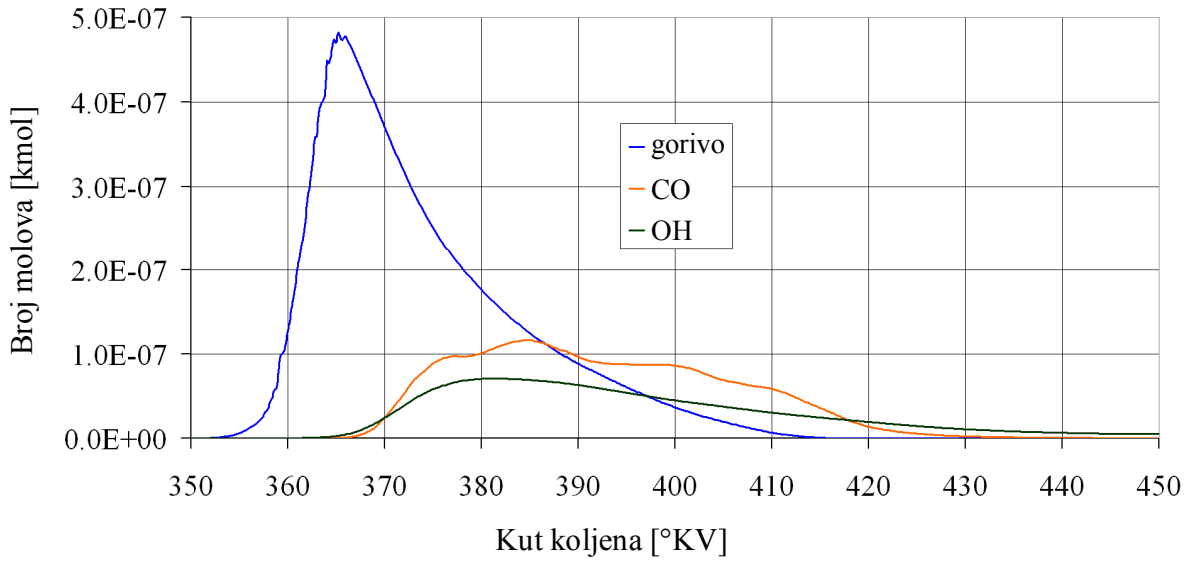
U konačnici, slike od 7.28. do 7.30. pokazuju promjenu ukupnoga broja molova u cilindru motora za različite elemente. I za cijeli cilindar vrijedi da se H_2O i CO_2 vrlo usko prate, gotovo preklapaju (slika 7.30). Dvoatomarni kisik O_2, ako ga se promatra na razini cijelog cilindra, počinje se smanjivati izgaranjem pare goriva. Završetkom izgaranja O_2 se stabilizira i s tom stabiliziranom vrijednošću izbacuje se iz cilindra tokom ispuha (slika 7.30). Ukupni broj molova goriva raste tokom isparavanja goriva, a smanjuje se tokom izgaranja te je nakon završenoga izgaranja njegova vrijednost jednaka nuli. Krivulje za gorivo na slikama 7.27. i 7.29. su identične, budući da se para goriva nalazi samo u paketima mlaza, dakle ne i u zoni bez izgaranja.



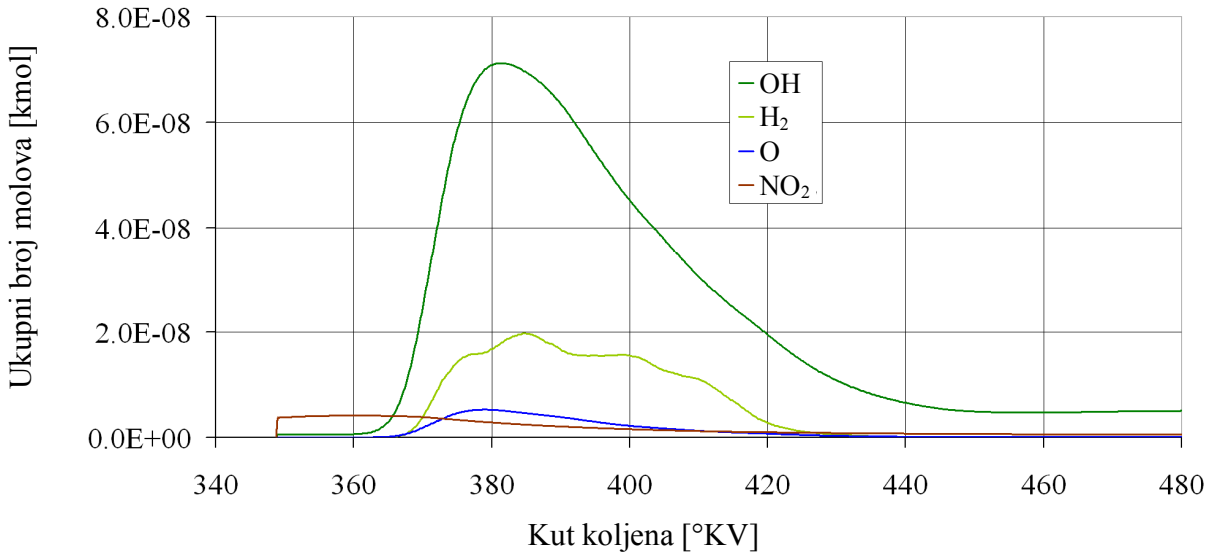
Slika 7.25. Promjena sume broja molova H_2, O-a i NO_2 po svim paketima mlaza



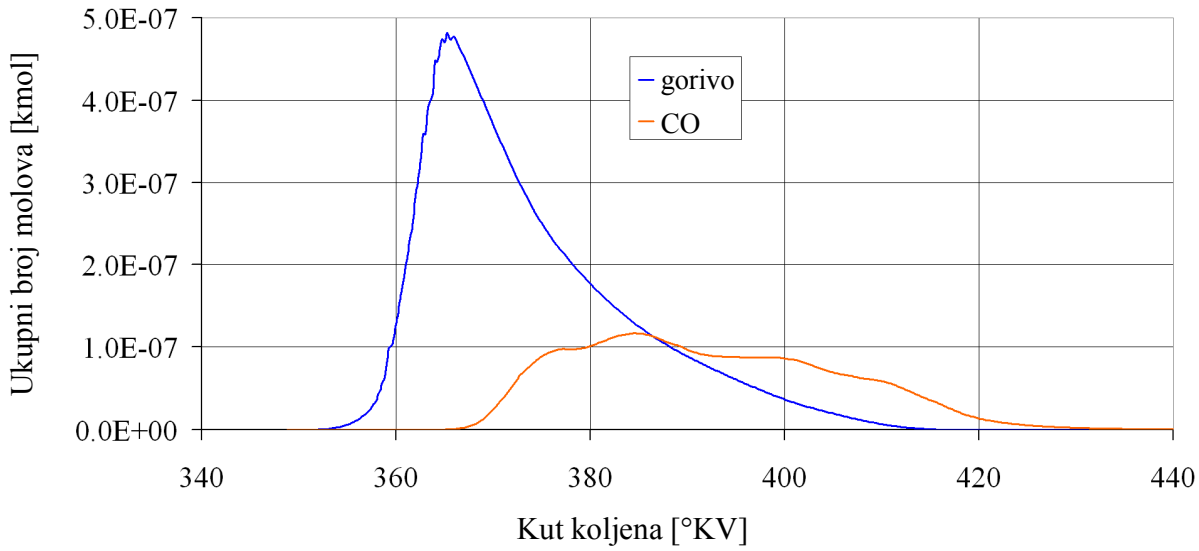
Slika 7.26. Promjena sume broja molova H_2O-a, CO_2 i O_2 po svim paketima mlaza



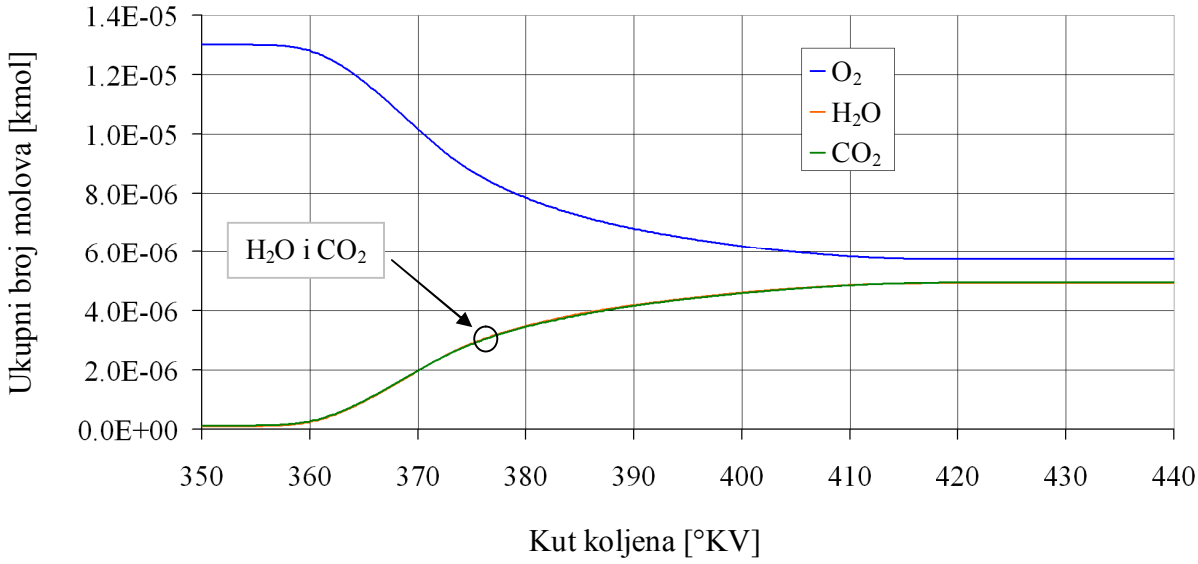
Slika 7.27. Promjena sume broja molova goriva, CO-a i OH-a po svim paketima mlaza



Slika 7.28. Ukupni broj molova OH-a, H_2, O-a i NO_2 u cilindru motora

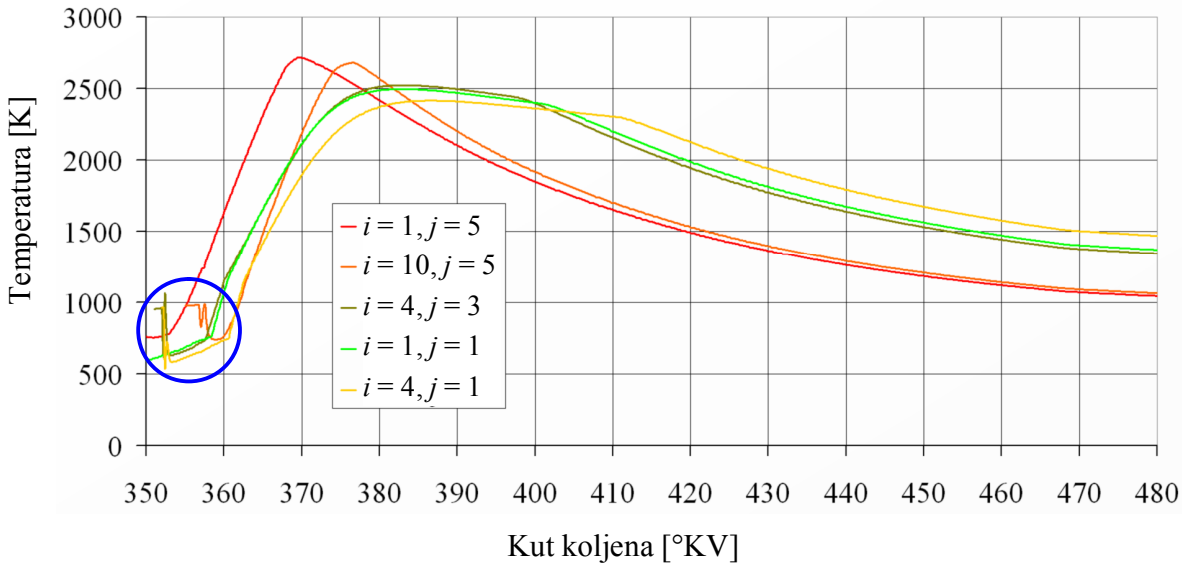


Slika 7.29. Ukupni broj molova goriva i CO-a u cilindru motora



Slika 7.30. Ukupni broj molova O_2, H_2O-a i CO_2 u cilindru motora

7.2. Rezultati simulacija za različite pakete mlaza goriva

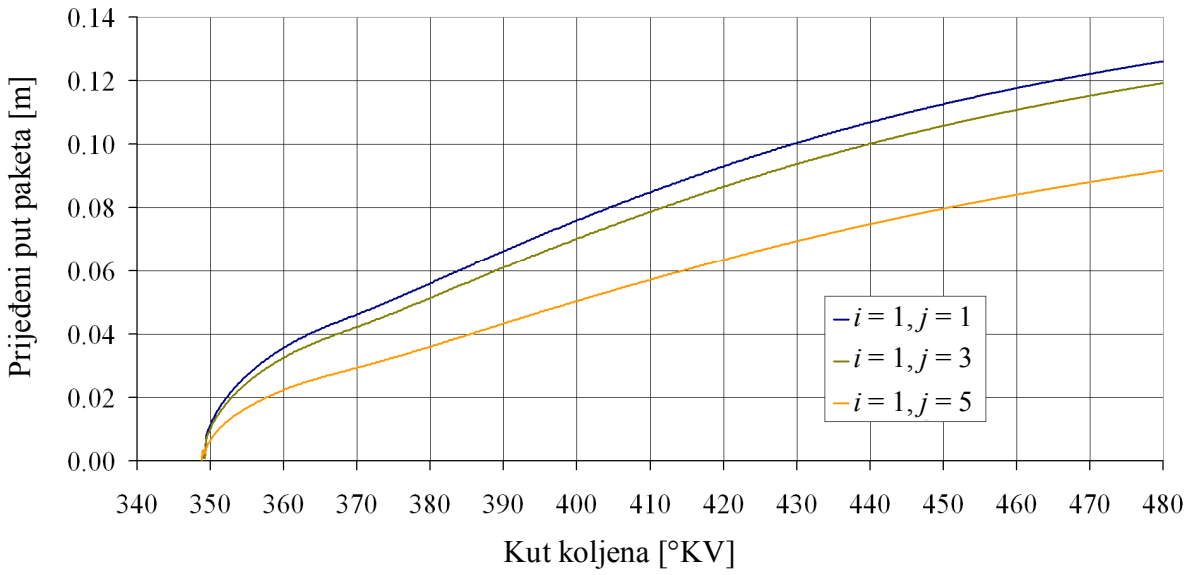


Slika 7.31. Promjena temperature u pojedinim paketima mlaza goriva

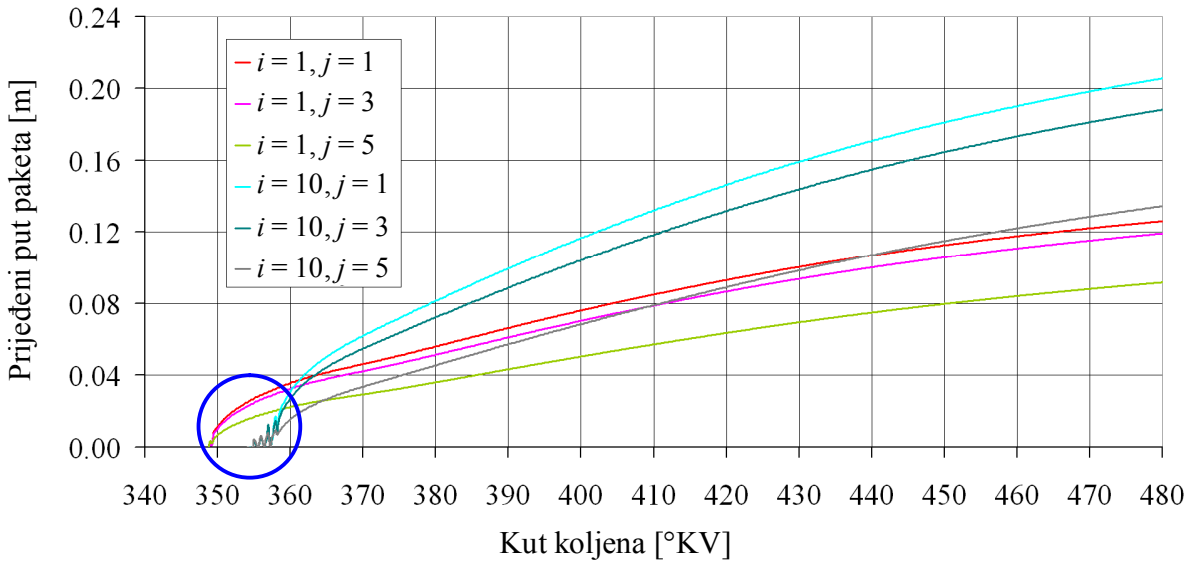
Promjena temperature u pojedinim paketima mlaza goriva pokazuje kako se najviše maksimalne temperature razvijaju u paketima na rubu mlaza (j = 5), što je i očekivano jer u te pakete prve ustrujava zrak iz ZBI-a, u njima isparava i izgara gorivo, a kako su najbliži zoni bez izgaranja, uvijek im je za izgaranje dostupna zadovoljavajuća masa zraka (slika 7.31). S druge strane u

rubnim se paketima najbrže oslobađa toplina, a oni se i najbrže hlade jer su najbliži hladnoj ZBI, pa je kod otvaranja ispušnoga ventila njihova temperatura niža za razliku od paketa koji su bliži osi mlaza. Što je paket bliži osi mlaza, to u njega sporije dostrujava zrak iz ZBI-a, a oslobađanje topline nije naglo kao kod paketa na rubu mlaza. Zato su u paketima koji su bliži osi mlaza maksimalne temperature nešto niže, ali zbog nedostatka zraka iz ZBI-a u njima se toplina sporije oslobađa, pa ti paketi prilikom ispuha imaju višu temperaturu od onih na rubu mlaza.

U plavom je krugu na slici 7.31. označen vrlo važan detalj za cjelokupni kvazidimenzijski proračun, a to su oscilacije koje se događaju prilikom samoga nastajanja paketa ili neposredno nakon njegova nastajanja. Prije nego što je uvedeno usrednjavanje iz malih paketa u velike, kada su se formirali paketi na cijelome stupnju koljena koljenastoga vratila, te su oscilacije, zbog osjetljivosti numeričkoga modela, bile toliko intenzivne da bi uzrokovale zaustavljanje proračuna i nemogućnost njegova izvršenja. Čak i s uvedenim usrednjavanjem, oscilacije su u temperaturi na početku „života paketa“ i dalje vidljive te ukazuju na činjenicu da bi za postavljeni numerički model bilo poželjno izvršiti usrednjavanje još detaljnije. Usrednjavanjem, kakvo je provedeno u kvazidimenzijskome modelu, početne oscilacije u temperaturi paketa nisu otklonjene, ali se vrlo brzo stabiliziraju i od stabilizacije nadalje temperature paketa imaju očekivan tijek.



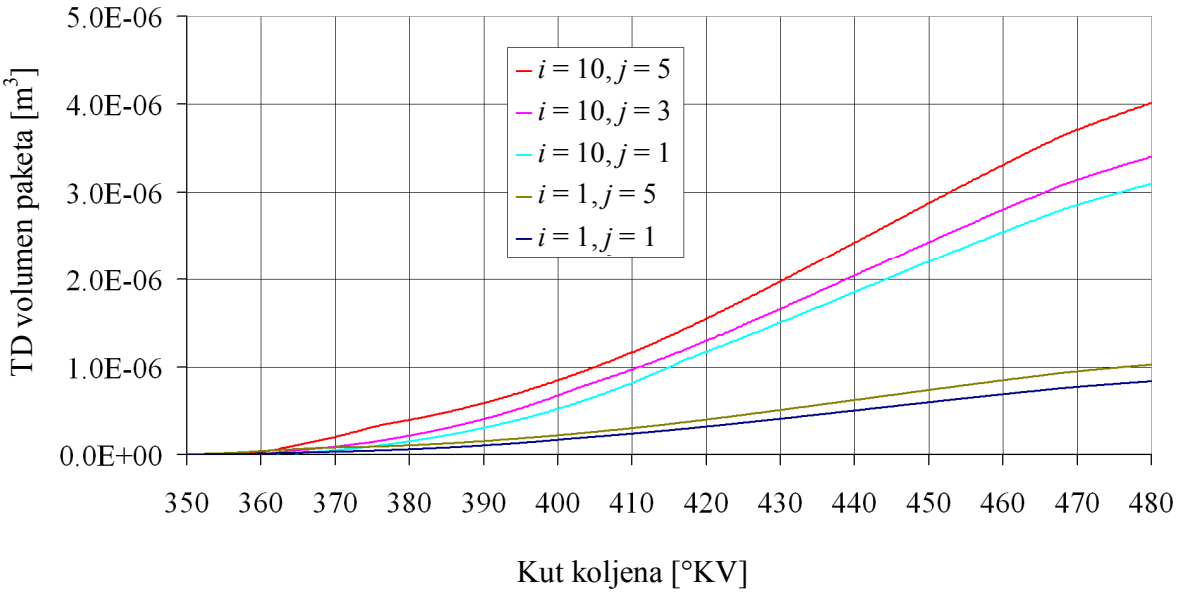
Slika 7.32. Prijeđeni put paketa od mlaznice za pakete iz prvoga ubrizganoga aksijalnog reda



Slika 7.33. Prijeđeni put paketa od mlaznice za različite pakete mlaza

Slika 7.32. prikazuje prijeđeni put od mlaznice za tri odabrana paketa iz prvoga ubrizganog reda. Kako je i očekivano, u istome vremenu najkraći put prelazi paket koji se nalazi na rubu mlaza jer u njega prvoga ustrujava medij iz ZBI-a i na taj ga način usporava. Najveći put u istome vremenu prijeći će paket u osi mlaza, budući da medij iz ZBI-a do njega dolazi najkasnije. Slika 7.33. pokazuje pak kako kasnije ubrizgani paketi (paketi iz 10-og reda mlaza) vrlo brzo dostižu i prestižu ranije ubrizgane pakete. Ta je pojava opravdana činjenicom kako prvoubrizgani paketi udaraju u tzv. „zračni zid“ u cilindru te su na taj način djelomično zakočeni. Kasnije ubrizgani paketi nalaze se u „sjeni“ prvoubrizganih, oni nailaze na manji otpor medija u cilindru i stoga vrlo brzo prestižu pakete ubrizgane prije njih.

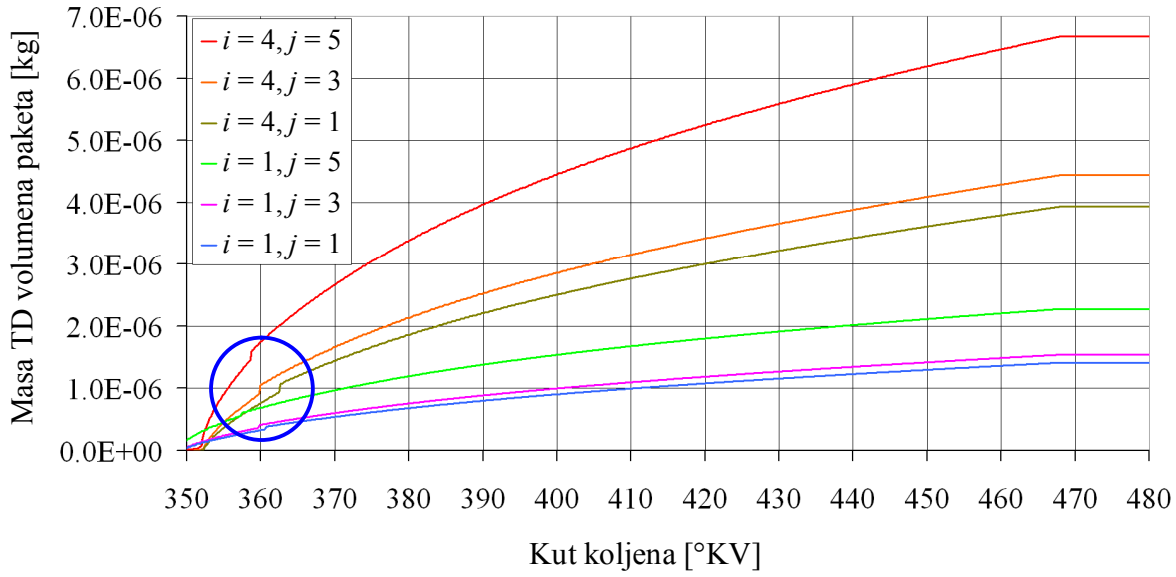
U plavome krugu na slici 7.33. bitno je izdvojiti detalj pojave oscilacija puta paketa, što je posebno vidljivo na kasnije ubrizganim paketima. Naime u dostupnoj se literaturi može pronaći kako je put paketa u početku kontinuiran zbog konstantne brzine, sve do dostizanja vremena raspada tekućega goriva. Međutim loše je objašnjena ili zanemarena činjenica da to vrijedi samo u slučaju kada je tlak ubrizgavanja goriva konstantan. Kako je u kvazidimenzijskom modelu odabran promjenjiv tlak ubrizgavanja goriva, ta činjenica rezultira malenim oscilacijama u putu paketa na početku povijesti paketa. No te su oscilacije kratkotrajne i krivulje puta paketa se vrlo brzo stabiliziraju, još prije dostizanja vremena raspada tekućega goriva. Ta je pojava posebno izražena kod kasnije ubrizganih paketa jer je baš kod njih tlak ubrizgavanja goriva niži u odnosu na prve ubrizgane pakete.



Slika 7.34. Termodinamički volumen paketa za različite pakete u mlazu goriva

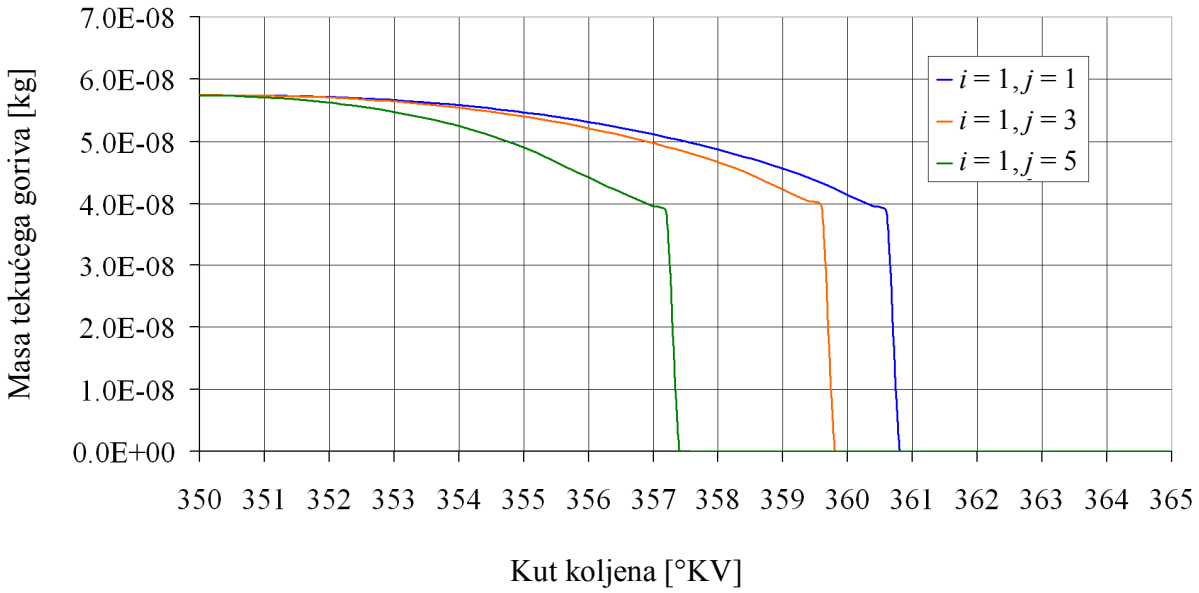
Termodinamički volumeni paketa (slika 7.34) ovise o masi tekućega goriva koja se nalazi u paketu, i o količini zraka, koja je iz ZBI-a dostrujala u pojedini paket. Paketi iz prvoga reda mlaza (paketi s indeksom i = 1) nisu ubrizgani na punome kutu koljena, pa je masa tekućega goriva u njima manja u odnosu na kasnije ubrizgane pakete (paketi s indeksom i = 10 i ostali). Proporcionalno količini tekućega goriva u paketu i brzini paketa, u paket ustrujava zrak iz ZBI-a. Stoga je i za očekivati da će kasnije ubrizgani paketi imati veći volumen. S druge strane više zraka iz ZBI-a ulazi u pakete koji su bliži zoni bez izgaranja (paketi s indeksom j = 5), u odnosu na ostale pakete iz istoga aksijalnog reda. Kretanjem od rubova mlaza prema njegovoj jezgri termodinamički volumen paketa je sve manji jer u te pakete nešto kasnije ustrujava zrak iz ZBI-a.

Promatraju li se mase termodinamičkoga volumena paketa (slika 7.35), vidljivo je ponovno kako su mase TD volumena manje za prvoubrizgane pakete jer oni nisu formirani na punome kutu koljena. Masa paketa iz istoga aksijalnog reda bit će to veća što je u paket ustrujalo više zraka iz ZBI-a odnosno što je paket dalje od osi mlaza. Plavim krugom na slici 7.35. označen je primjetan skok u masi TD volumena za svaki paket mlaza. Taj skok rezultat je intenzivnoga isparavanja tekućega goriva. Para goriva u kratkome periodu, dok se nakuplja, uzrokuje osjetno povećanje mase termodinamičkoga volumena paketa mlaza. Naglo isparavanje prouzročeno je činjenicom što su kapljice goriva zagrijavanjem dosegle kritičnu temperaturu. Izgaranjem pare goriva njen se utjecaj na masu TD volumena paketa gubi.

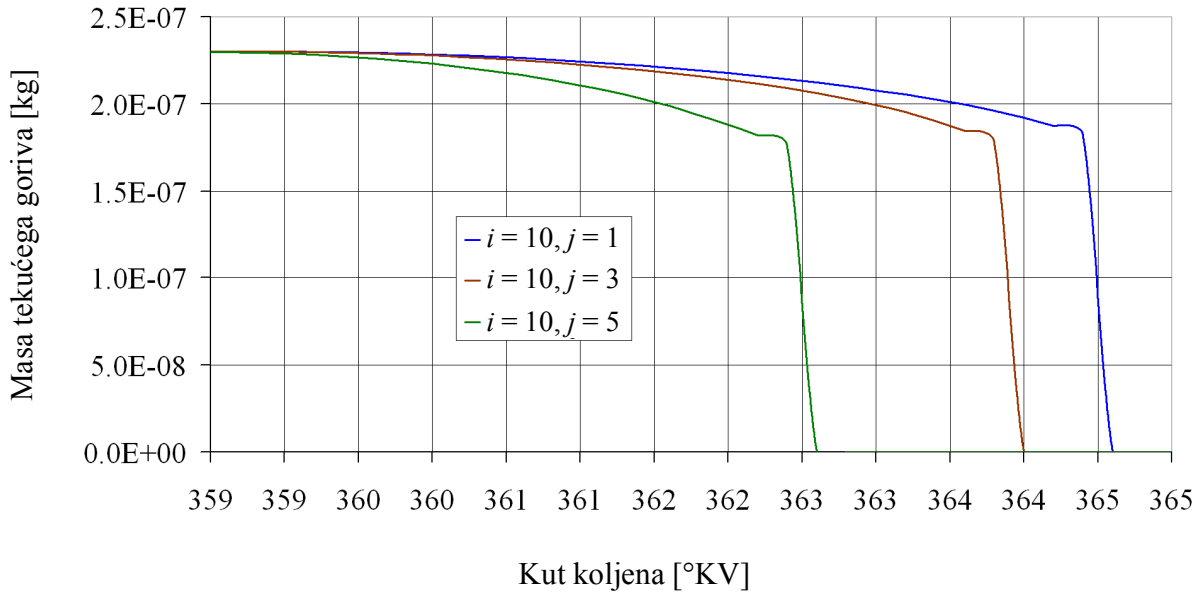


Slika 7.35. Ukupna masa termodinamičkoga volumena paketa bez tekućeg goriva za različite pakete mlaza

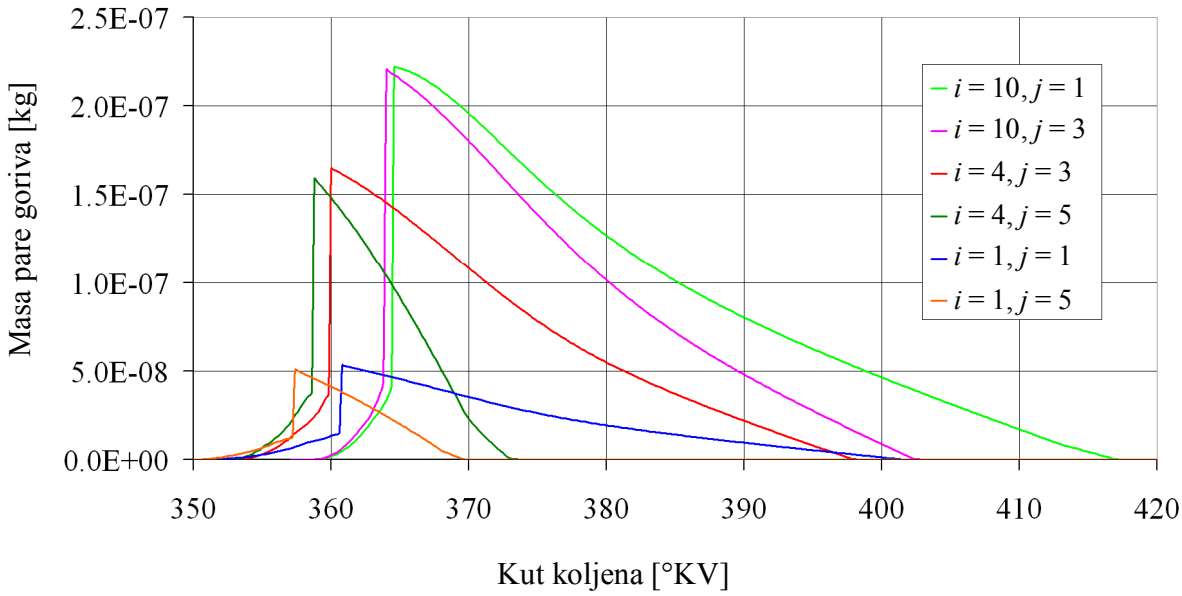
Mase tekućega goriva u paketima mlaza za prvi i deseti aksijalni red prikazane su na slikama 7.36. i 7.37. Trend promjene isti je za sve pakete, masa tekućega goriva se u početku polagano smanjuje, smanjenje ima veći intenzitet što je isparavanje intenzivnije te u trenutku kada su zadovoljeni potrebni uvjeti, a isparavanje iznimno uznapreduje, masa kapljica u tekućemu gorivu dostigne svoju zadanu minimalnu vrijednost. Nagli pad mase tekućega goriva prouzročen je naglim isparavanjem kapljice kada njena temperatura prijeđe vrijednost kritične temperature za ugljikovodik, koji je u modelu odabran umjesto stvarnoga dizelskog goriva. U stvarnosti se ovakva pojava ne događa i isparavanje teče kontinuiranije iz razloga što je stvarno dizelsko gorivo smjesa mnogo različitih ugljikovodika, od kojih svaki ima svoju kritičnu temperaturu. Sastojci s višom kritičnom temperaturom opstaju kao tekućina najdulje, sve do dostizanja njihove kritične temperature. Isparavanje kapljice goriva u paketu mlaza zasigurno je jedna od komponenti kojoj treba posvetiti mnogo vremena u budućim istraživanjima jer u sebe uključuje brojne, nekada i vrlo upitne parametre, a zahtijeva brojna nužna ograničenja. Masa tekućega goriva na slikama 7.36. i 7.37. najbrže dolazi na nulu u paketima najudaljenijima od osi mlaza (j = 5), budući da je kod njih isparavanje najintenzivnije i najranije se događa. Kretanjem od ruba mlaza prema osi mlaza vidljivo je kako se produžuje period potreban tekućem gorivu da ispari.



Slika 7.36. Masa tekućega goriva u paketu mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda



Slika 7.37. Masa tekućega goriva u paketu mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda

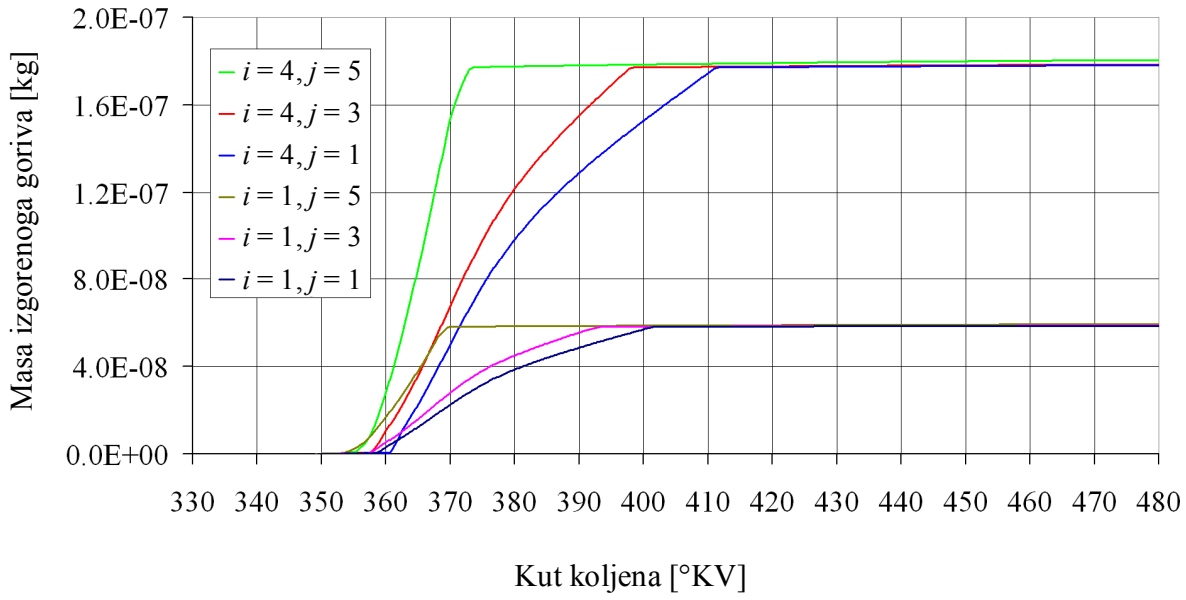


Slika 7.38. Masa pare goriva u različitim paketima mlaza goriva

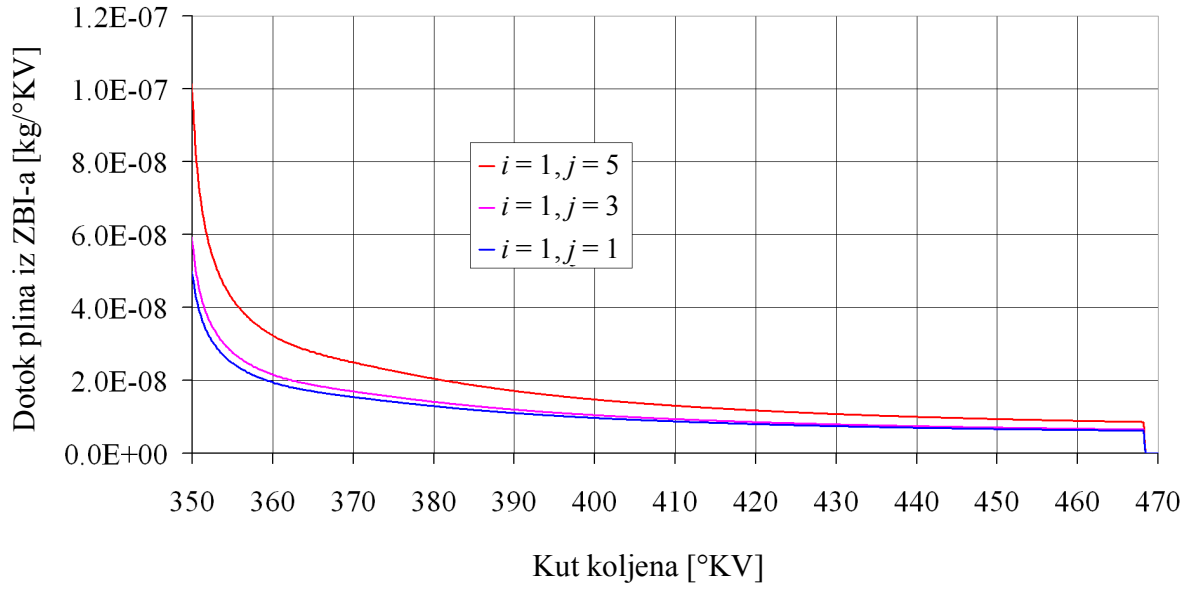
Promjena mase pare goriva u različitim paketima mlaza prikazana je na slici 7.38. U svim paketima trend promjene je isti – tekuće gorivo u početku isparava polagano (početkom isparavanja jedan je od važnijih limita nedovoljna količina svježega zraka u paketu), da bi vremenom isparavanje postalo sve intenzivnije, te na koncu, kada se steknu svi potrebni uvjeti u paketu, isparavanje postaje gotovo trenutačno. Trenutačno isparavanje posljedica je dostizanja kritične temperature za ugljikovodik odabran u numeričkome modelu. Kako je realno dizelsko gorivo smjesa različitih ugljikovodika, a svaki od njih ima svoju kritičnu temperaturu, u stvarnosti trenutačno isparavanje nije očekivana pojava. Nakon dostizanja maksimalne vrijednosti mase pare goriva u paketu ona se smanjuje, a intenzitet smanjenja ovisi o intenzitetu izgaranja. Masa pare goriva u svakome paketu ponajprije ovisi o masi tekućega goriva, a slika 7.38. prikazuje kako se masa tekućega goriva u paketu povećava što su paketi kasnije ubrizgani. Ta je činjenica posljedica promjenjivoga tlaka ubrizgavanja goriva.

Para goriva najbrže izgara u paketima najudaljenijima od osi mlaza, pa je u tim paketima i najstrmija krivulja porasta mase izgorenoga goriva (slika 7.39). Krivulje promjene mase izgorenoga goriva u paketima sve su položenije što je paket bliži osi mlaza. Nakon potpunoga izgaranja u paketu masa izgorenoga goriva ne mijenja se, već u paket samo ustrujava dodatni medij iz ZBI-a. Količina izgorenoga goriva ovisi o masi tekućega goriva i pare goriva u paketu, a brzina nastajanja izgorenoga goriva ovisi o brzini izgaranja. Brzina izgaranja je pak definirana nizom uvjeta, ponajprije količinom raspoloživoga zraka za izgaranje.

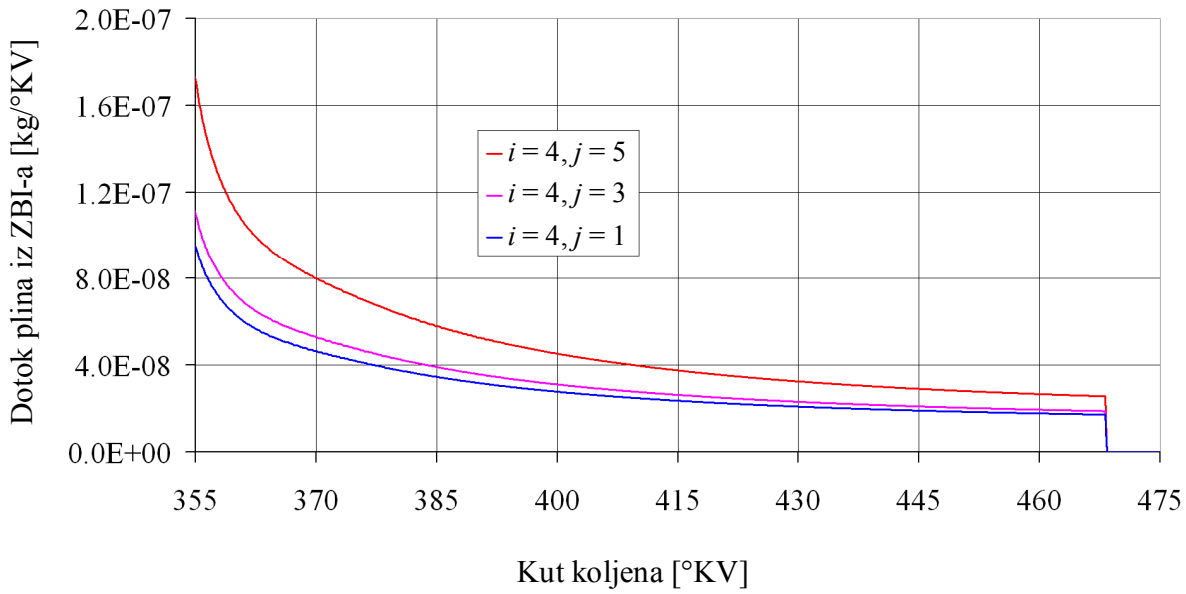
Za sve slike od 7.34. do 7.39. potrebno je naglasiti kako paketi u prvome aksijalnom redu ($i = 1$) nisu ubrizgavani cijeli stupanj koljenastoga vratila, već samo manji dio punoga stupnja. Oni su prikazani kao nastali veliki paket, manji od onih koji slijede iza njega i kod kojih je ubrizgavanje trajalo cijeli stupanj. Zato ti paketi uzajamno imaju različite mase tekućega goriva i svega ostaloga što slijedi kao posljedica toga.



Slika 7.39. Masa izgorenoga goriva u različitim paketima mlaza goriva



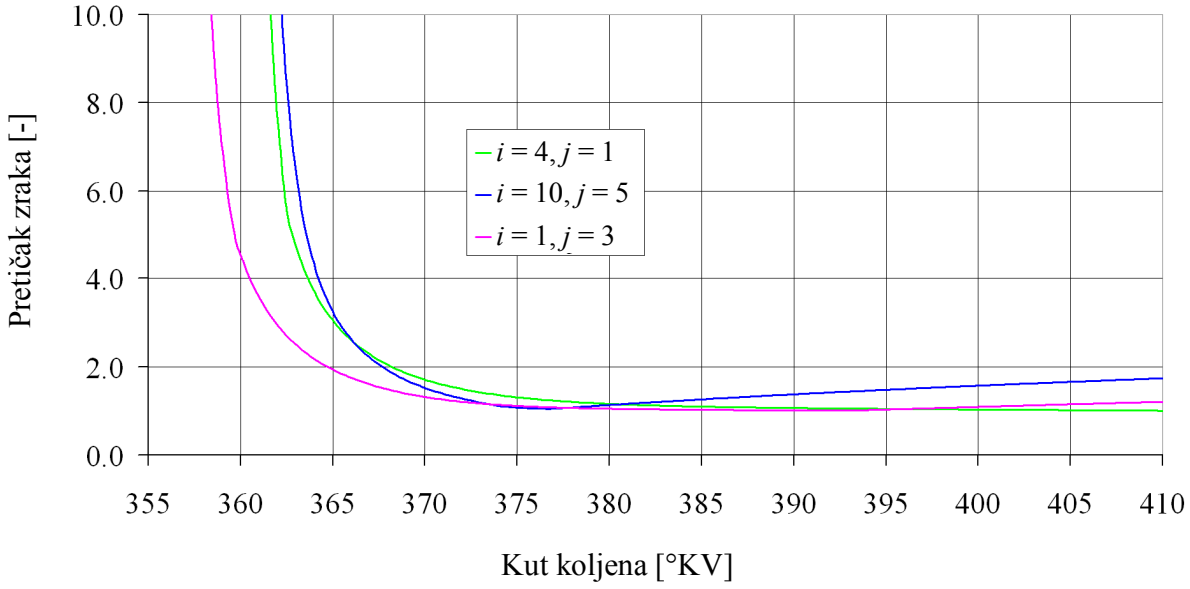
Slika 7.40. Dotok plina iz zone bez izgaranja za pakete iz prvoga aksijalnog reda



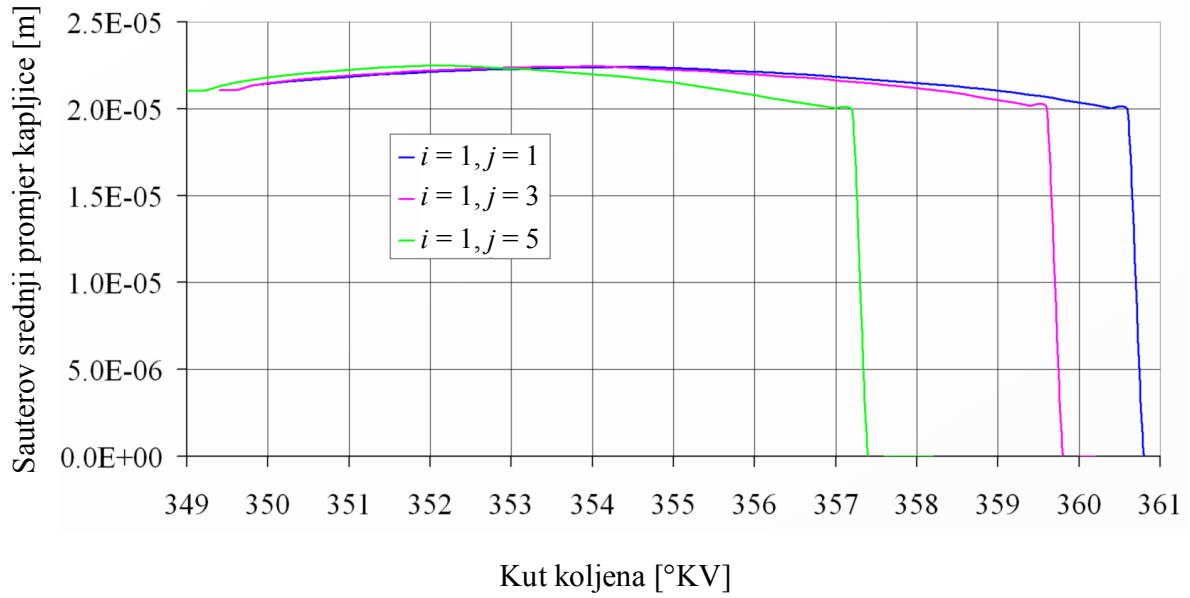
Slika 7.41. Dotok plina iz zone bez izgaranja za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda

Na slikama 7.40. i 7.41. vidljiv je dotok plina iz zone bez izgaranja u pakete mlaza. Bez obzira o kojemu aksijalnom redu paketa je riječ, ustrujavanje je najintenzivnije u one pakete koji su najbliži zoni bez izgaranja (paketi j = 5). Ustrujavanje plina iz ZBI-a u pakete ima sve manji intenzitet što je paket bliži osi mlaza, tako da je najmanji intenzitet ustrujavanja upravo za pakete u osi mlaza (j = 1). Količina zraka koji će ustrujati u neki paket ovisi o brzini paketa, masi tekućega goriva koja se u paketu nalazi, o količini gibanja paketa, njegovoj udaljenosti od osi mlaza te o ostalim varijablama opisanima u matematičkom modelu. Ustrujavanje zraka iz ZBI-a u pakete prestaje u trenutku kada se postigne zadana minimalna masa u ZBI-u.

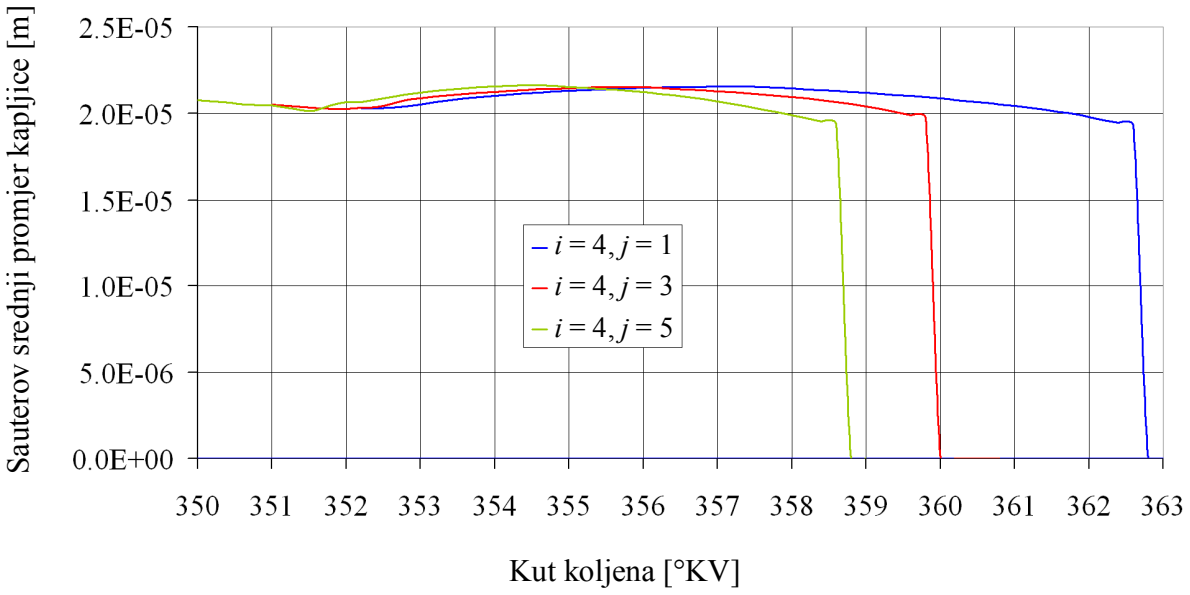
Kretanje pretička zraka u nekoliko paketa mlaza prikazano je slikom 7.42. Prati se promjena pretička zraka samo u termodinamičkom volumenu paketa mlaza i za taj se volumen računaju cjelokupna svojstva. Pretičak zraka je u početku vrlo visok jer se termodinamički volumen paketa, kada se u paketu prvi put pojavi ustrujavanje, sastoji samo od medija ustrujanoga iz ZBI-a. Kako se vrši isparavanje goriva, pretičak zraka u paketu opada i njegova se vrijednost stabilizira na otprilike 1. Faktor pretička zraka ima velik utjecaj na izgaranje odnosno na masu pare goriva koja će u koraku integracije izgoriti prema postavljenome modelu izgaranja.



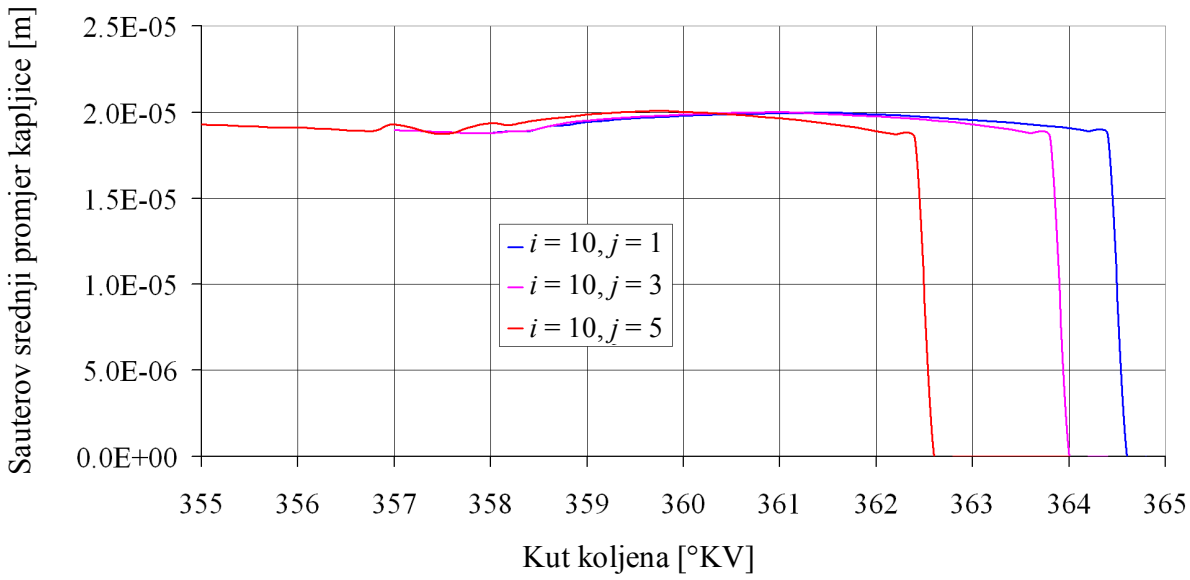
Slika 7.42. Kretanje pretička zraka u nekoliko paketa mlaza goriva



Slika 7.43. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz prvoga aksijalnog reda



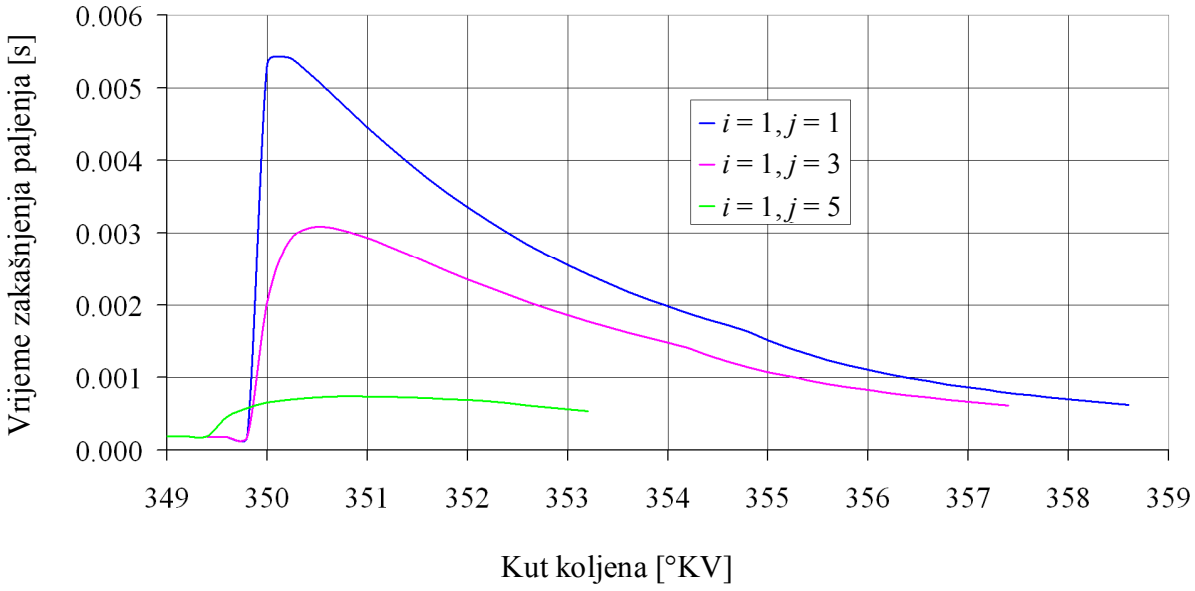
Slika 7.44. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda



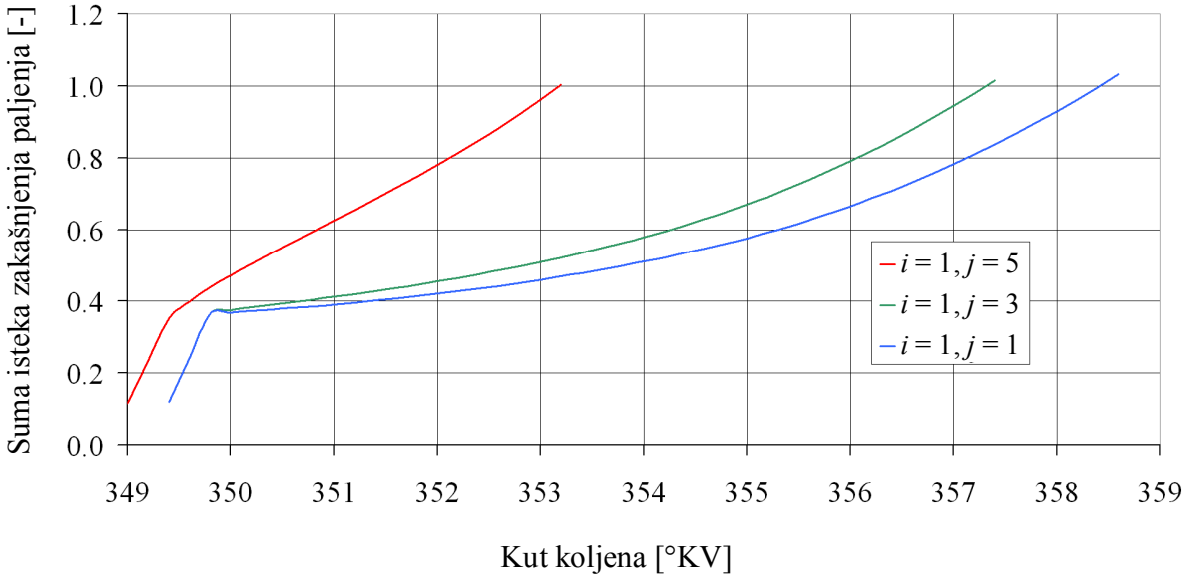
Slika 7.45. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz desetoga aksijalnog reda

Slike od 7.43. do 7.45. prikazuju Sauterov srednji promjer kapljice goriva u tri različita aksijalna reda paketa. Kretanje Sauterova srednjega promjera u svim paketima ima i mora imati isti trend. Nakon raspada tekućega goriva (sve kapljice u nekome paketu imaju jednak Sauterov srednji promjer) kapljice se zagrijavaju, pa se Sauterov srednji promjer svake kapljice povećava. Isparavanjem se promjer kapljice smanjuje, a kada temperatura kapljice dosegne svoju kritičnu vrijednost, kapljica isparava trenutačno. Nakon trenutačnoga isparavanja promjer kapljice jednak je nuli. Sauterov srednji promjer, uz masu kapljice, predstavlja matematički limit koji je u model

isparavanja nužno postaviti kako ne bi dolazilo do pogrešaka, ili nemogućnosti izvršenja programskoga koda. Očekivano, kapljice se najbrže zagrijavaju i isparavaju u paketima najudaljenijima od osi mlaza, a za pakete u osi mlaza zagrijavanje i isparavanje je najsporije.



Slika 7.46. Vrijeme zakašnjenja paljenja za pakete iz prvoga aksijalnog reda

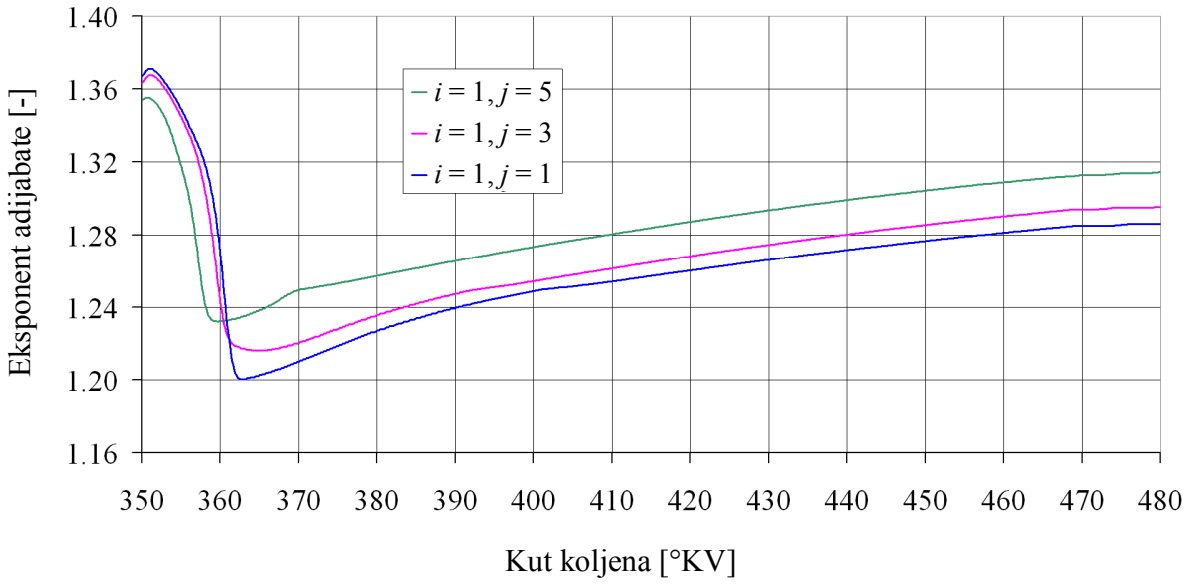


Slika 7.47. Suma isteka zakašnjenja paljenja u paketu za pakete iz prvoga aksijalnog reda

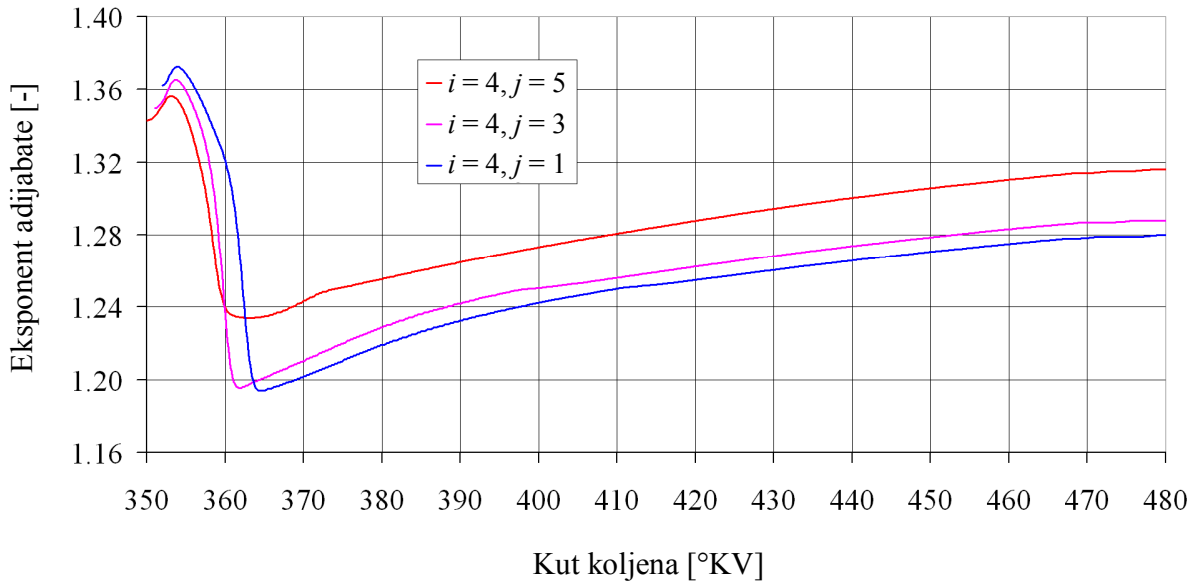
Vrijeme zakašnjenja paljenja računa se za svaki pojedinačni paket u mlazu (slika 7.46). Ono je najkraće za pakete koji su najudaljeniji od osi mlaza (paketi na rubu mlaza), a najdulje je za pakete u samoj osi mlaza. To je opravdano činjenicom da u jezgru mlaza medij iz ZBI-a dolazi najkasnije, pa tim paketima treba duže vremena da se unutar njih stvori goriva smjesa i da se zadovolje svi uvjeti za početak izgaranja.

Suma isteka zakašnjenja paljenja, izračunata prema jednadžbi (4.110), također se računa zasebno za svaki pojedini paket mlaza. I ovaj parametar pokazuje kako suma isteka zakašnjenja paljenja najbrže dostiže vrijednost veću ili jednaku 1 u paketima s najvišim radijalnim indeksom. Što je paket bliži osi mlaza, suma isteka zakašnjenja paljenja kasnije dostiže vrijednost veću ili jednaku 1 (slika 7.47).

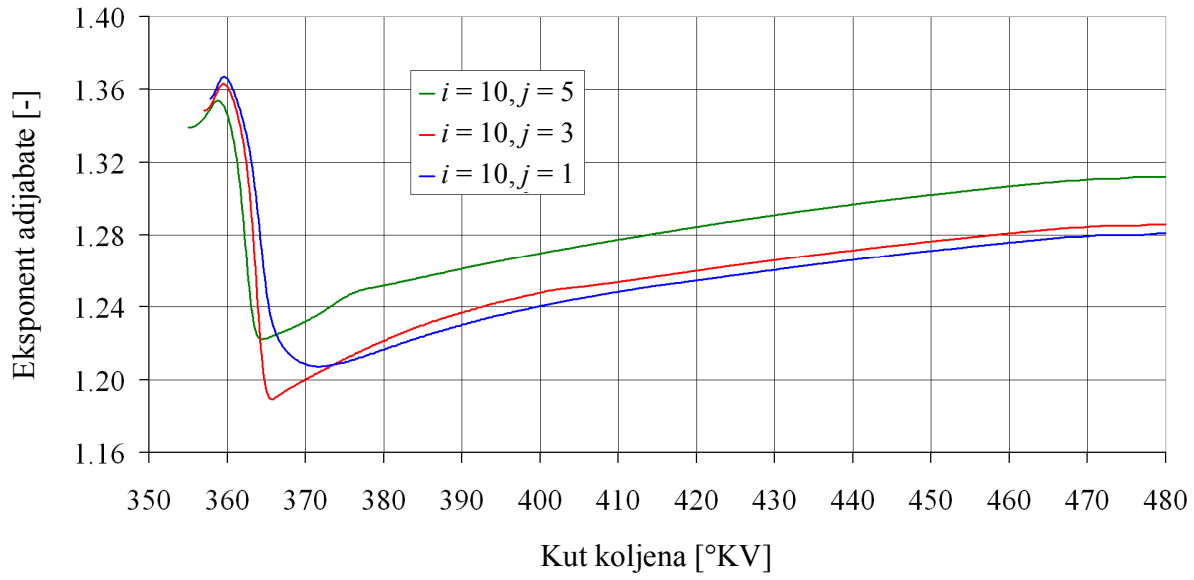
Iako su na slikama 7.46. i 7.47. prikazani vrijeme zakašnjenja paljenja i suma isteka zakašnjenja paljenja samo za pakete iz prvoga aksijalnog reda, navedena razmatranja i zaključci vrijede i za sve ostale pakete mlaza.



Slika 7.48. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda



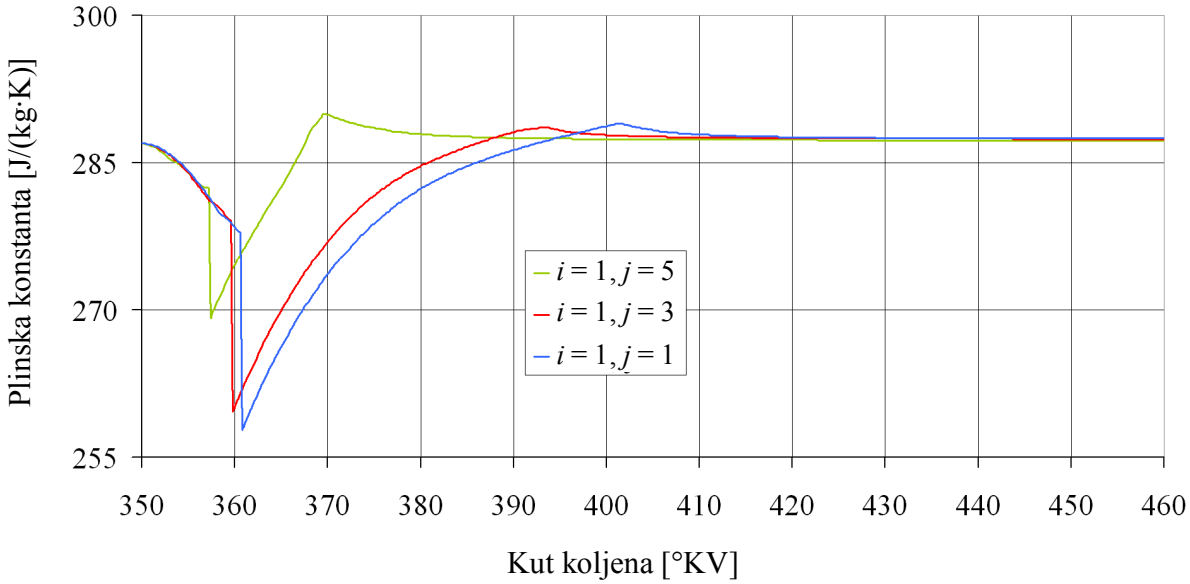
Slika 7.49. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda



Slika 7.50. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda

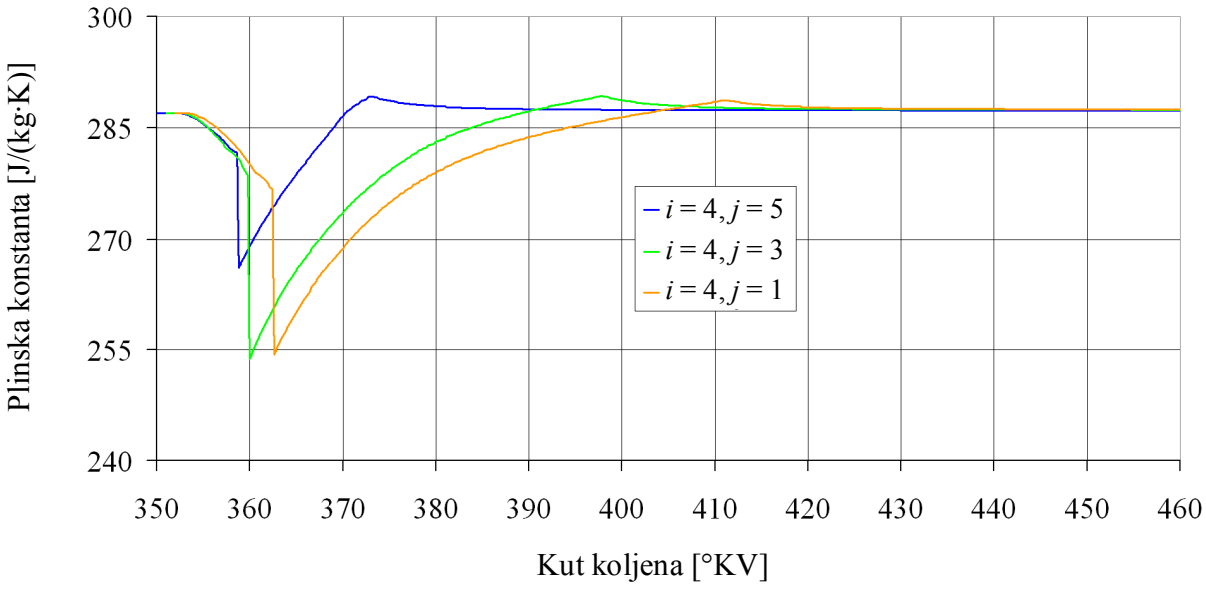
Slike od 7.48 do 7.50 prikazuju promjenu eksponenta adijabate za termodinamički volumen paketa u različitim aksijalnim redovima mlaza. Bez obzira o kojem aksijalnom redu je riječ, trendovi su isti u svim paketima. Zbog velike molarne mase goriva plinska konstanta za paru goriva ima mnogo nižu vrijednost od one za zrak ili produkte izgaranja. Do većega pada plinske

konstante, a time i eksponenta adijabate, dolazi zbog većega masenog udjela pare goriva u paketu. Potrošnjom pare goriva izgaranjem i nastankom produkata izgaranja, eksponent adijabate se oporavlja. Eksponent adijabate ovisan je i o temperaturi u paketu, tako da se povećanjem temperature smanjuje.

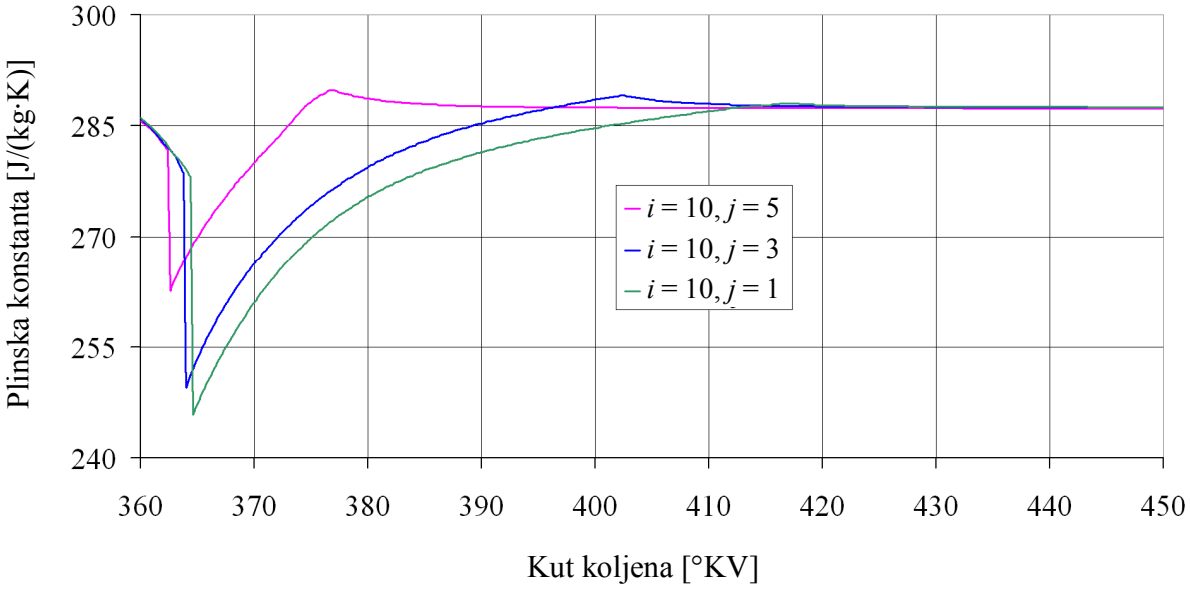


Slika 7.51. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa za pakete iz prvoga aksijalnog reda

Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa mlaza (slike od 7.51. do 7.53) pokazuje isti trend, bez obzira na odabrani aksijalni red paketa. Nakon ubrizgavanja goriva, tj. nakon formiranja paketa, plinska konstanta termodinamičkoga volumena u paketu naglo pada. Iako naoko neuobičajna pojava, ona je opravdana činjenicom da je u trenutku nagloga propada plinske konstante u paketu najintenzivnije isparavanje. Kako para goriva ima plinsku konstantu oko 80 J/(kg·K), otuda slijedi takav nagli pad plinske konstante za cijeli termodinamički volumen. Izgaranjem pare goriva u paketu plinska konstanta u termodinamičkome volumenu raste, stabilizira se na približno konstantnoj vrijednosti i do ispuha se zadržava na vrijednosti plinske konstante za zrak. Najmanji pad plinske konstante termodinamičkoga volumena i njezin najbrži oporavak događa se u paketima najudaljenijima od osi mlaza, u kojima je izgaranje najintenzivnije. Približavanjem osi mlaza isparavanje je sporije, pa je sporiji i oporavak plinske konstante termodinamičkoga volumena.



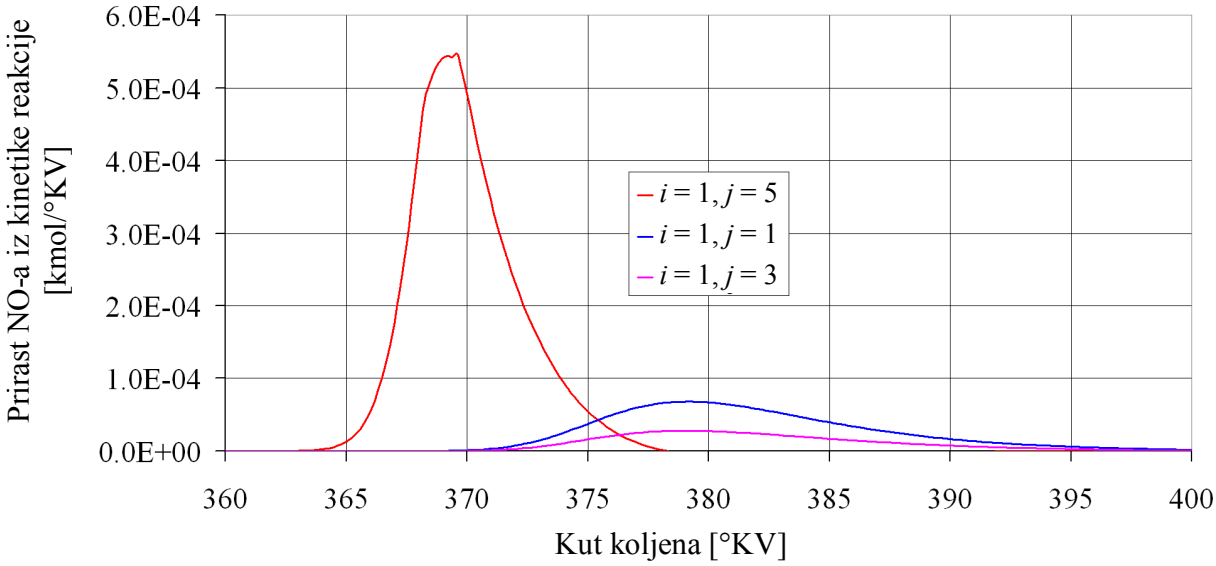
Slika 7.52. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda



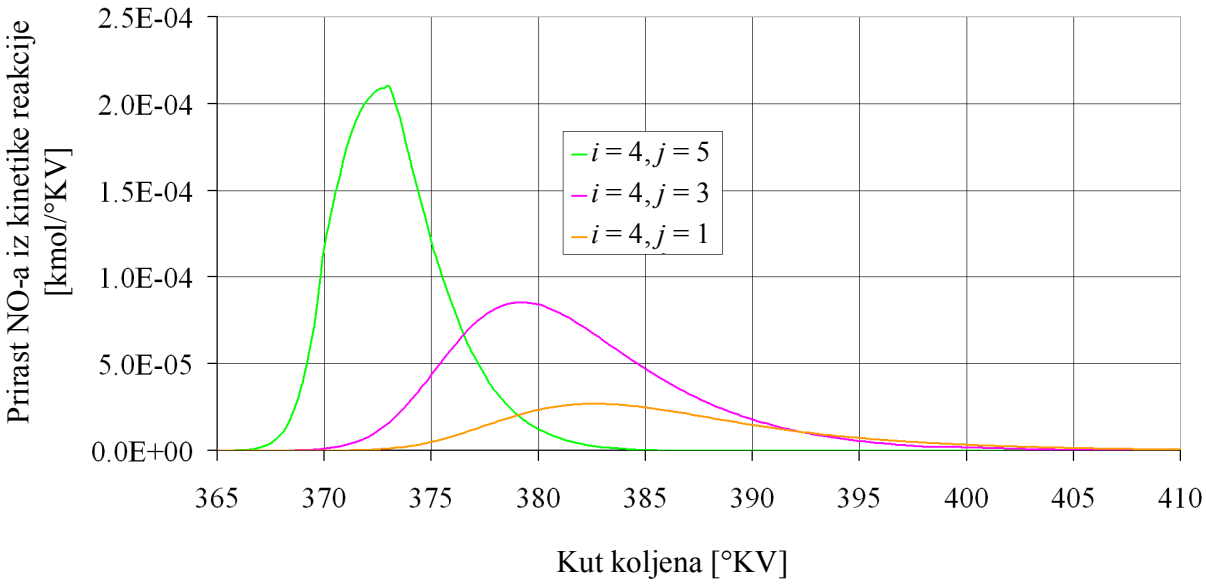
Slika 7.53. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa za pakete iz desetoga aksijalnog reda

Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije u paketima mlaza iz različitih aksijalnih redova prikazan je na slikama od 7.54. do 7.56. Vrlo je uočljivo kako se najviši prirast postiže u paketima na rubu mlaza, najudaljenijima od osi mlaza, u trenutku najintenzivnijega izgaranja u tim paketima. I ovo je još jedna potvrda činjenice kako je emisija dušikovih oksida vrlo usko vezana za temperaturu i oslobađanje topline u cilindru motora. Što su paketi bliži osi mlaza,

prirast količine NO-a iz kinetike reakcije u njima je sve manji, tako da paketi u samoj osi mlaza imaju gotovo zanemariv NO prirast.



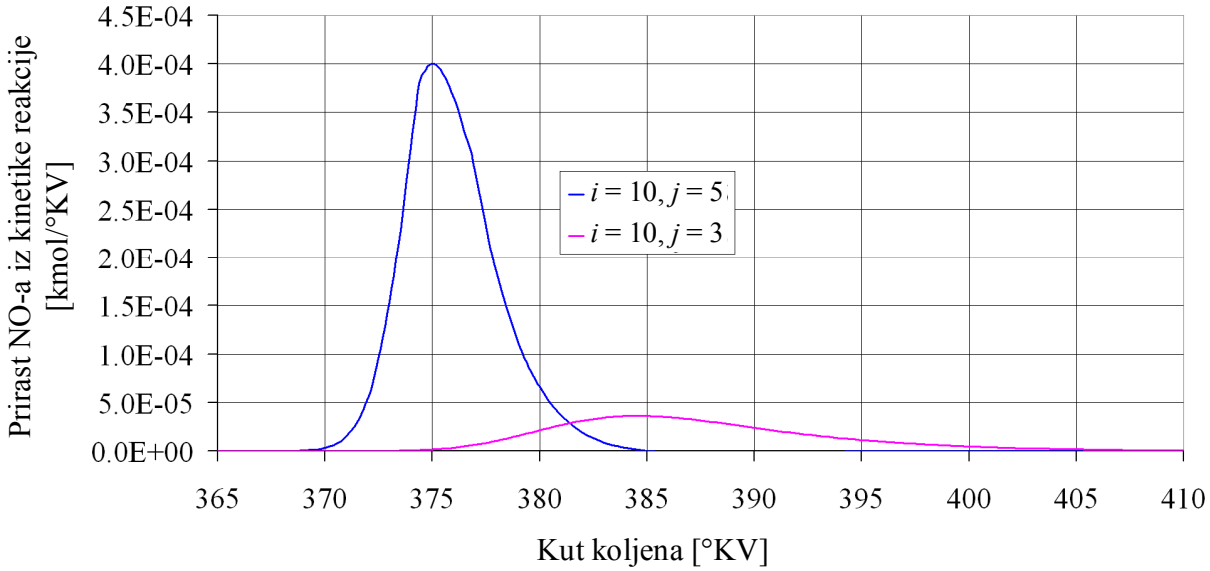
Slika 7.54. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz prvoga aksijalnog reda



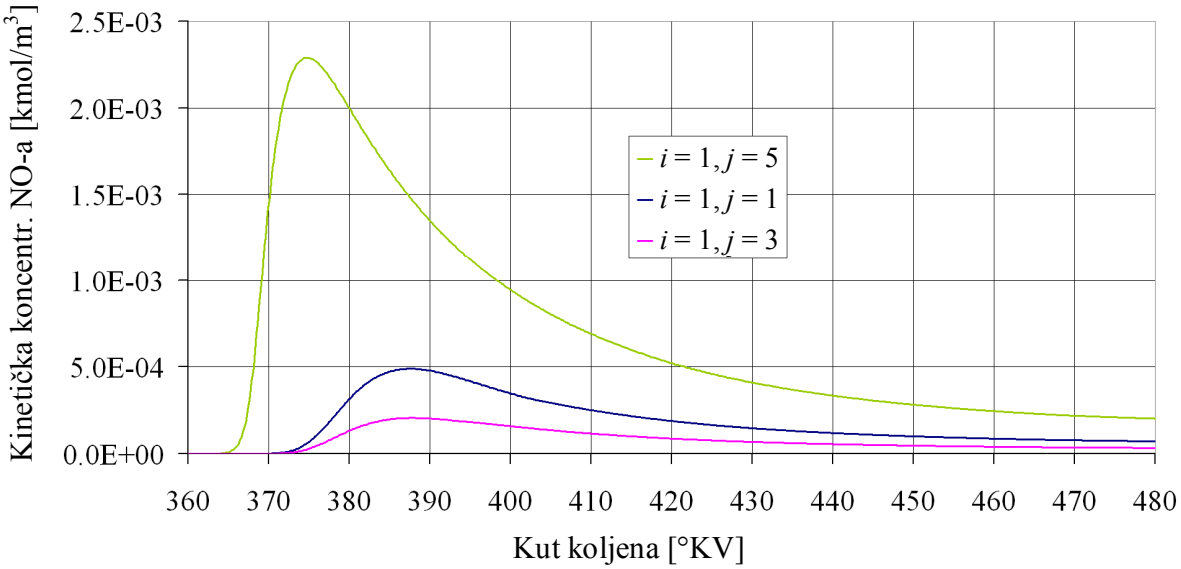
Slika 7.55. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda

Slike od 7.57. do 7.59. prikazuju kinetičku molarnu koncentraciju NO-a za pakete mlaza iz različitih aksijalnih redova. I ovdje se primjećuje kako koncentracija NO-a ima daleko najvišu vrijednost u paketima najudaljenijima od osi mlaza, što je opet uzrok najintenzivnijega

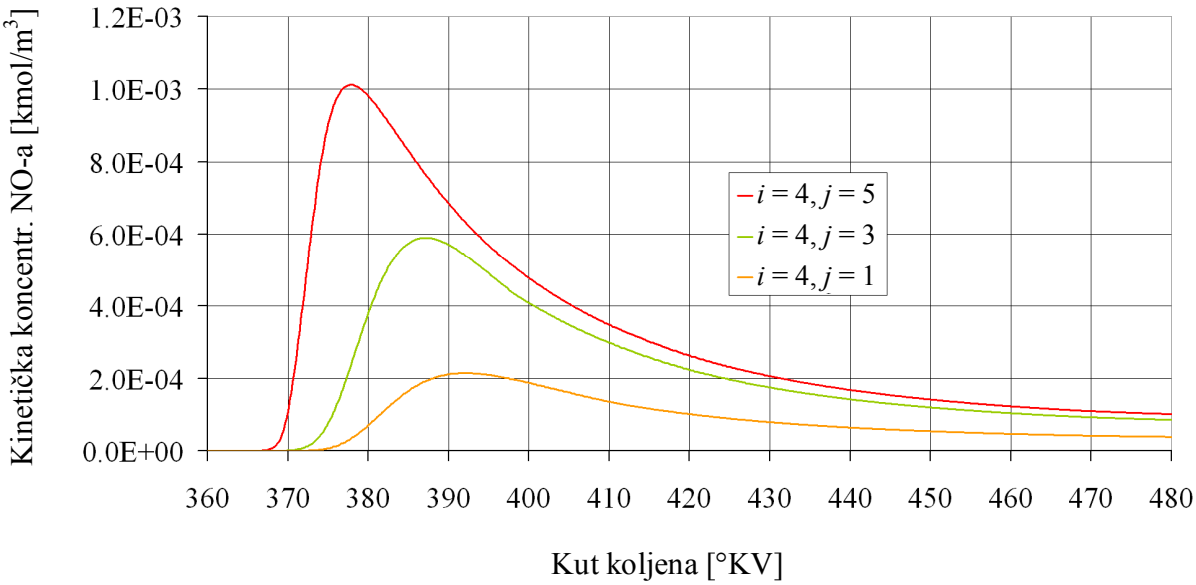
oslobađanja topline i najviših temperatura u tim paketima. U pravilu što je paket bliži osi mlaza, to je kinetička molarna koncentracija NO-a u paketu manja, a njen se maksimum postiže kasnije. Jasno, i tu postoje iznimke jer je sa slike 7.57. vidljivo kako je kinetička molarna koncentracija NO-a iz prvoga aksijalnog reda paketa mlaza viša kod paketa u samoj osi mlaza ($i = 1, j = 1$) nego kod paketa koji je od osi mlaza udaljen prema rubu mlaza ($i = 1, j = 3$). Smanjenje molarne koncentracije nakon rasta posljedica je povećanja broja molova termodinamičkoga volumena paketa zbog dotoka zraka iz ZBI-a u paket.



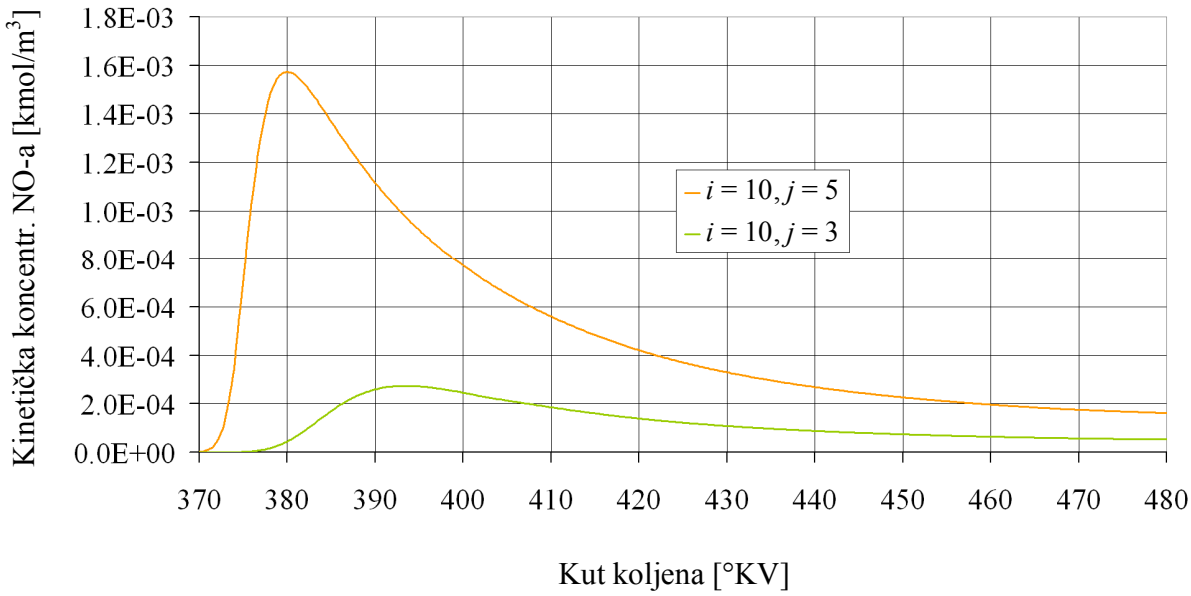
Slika 7.56. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz desetoga aksijalnog reda



Slika 7.57. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda

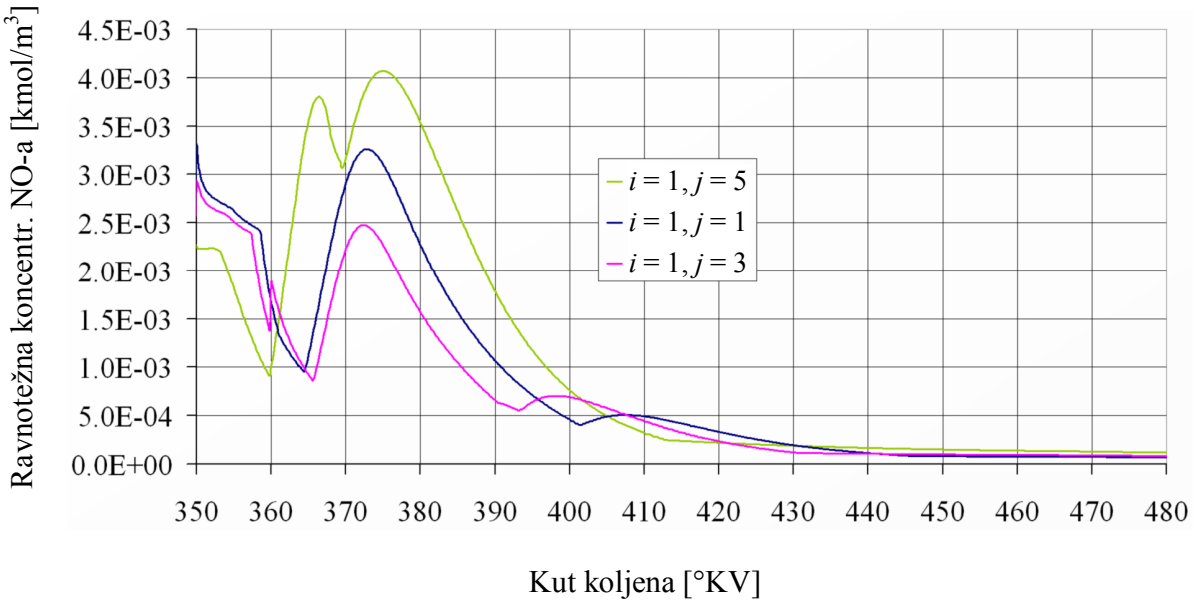


Slika 7.58. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda



Slika 7.59. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda

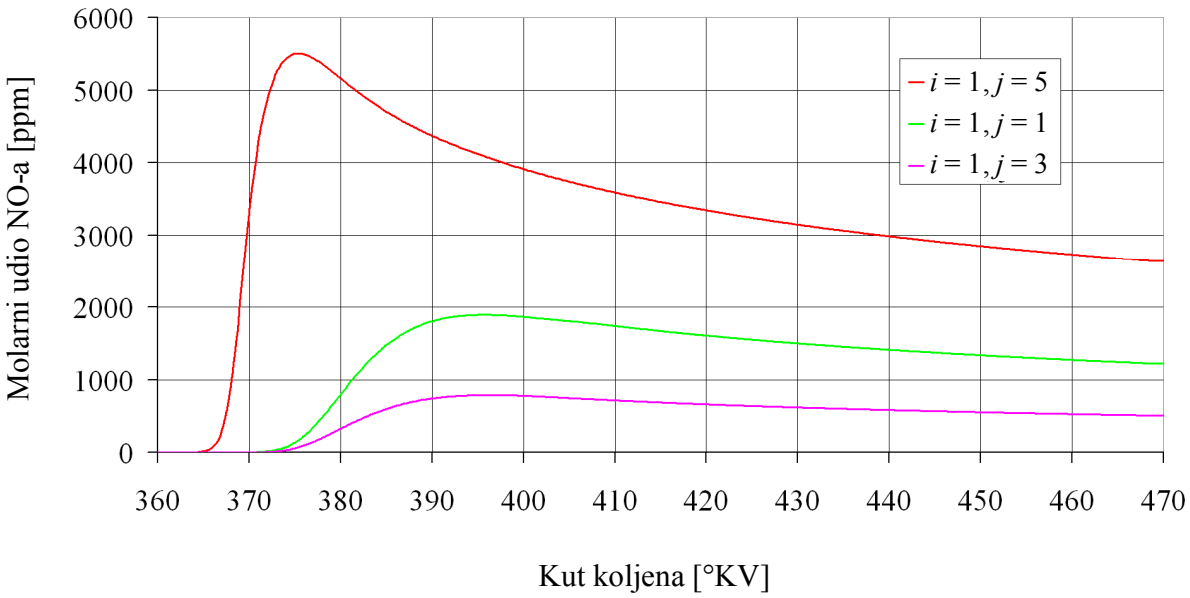
Ravnotežna molarna NO koncentracija prikazana je na slici 7.60. samo za prvi aksijalni red paketa mlaza. Tokom isparavanja tekućega goriva ova koncentracija NO-a pada, a raste tijekom izgaranja. Rast nije simetričan u svim paketima, ali se najviše vrijednosti ravnotežne molarne NO koncentracije postižu opet u paketu mlaza, koji je najudaljeniji od osi mlaza, a u kojem je izgaranje najintenzivnije te koji ima najvišu temperaturu.



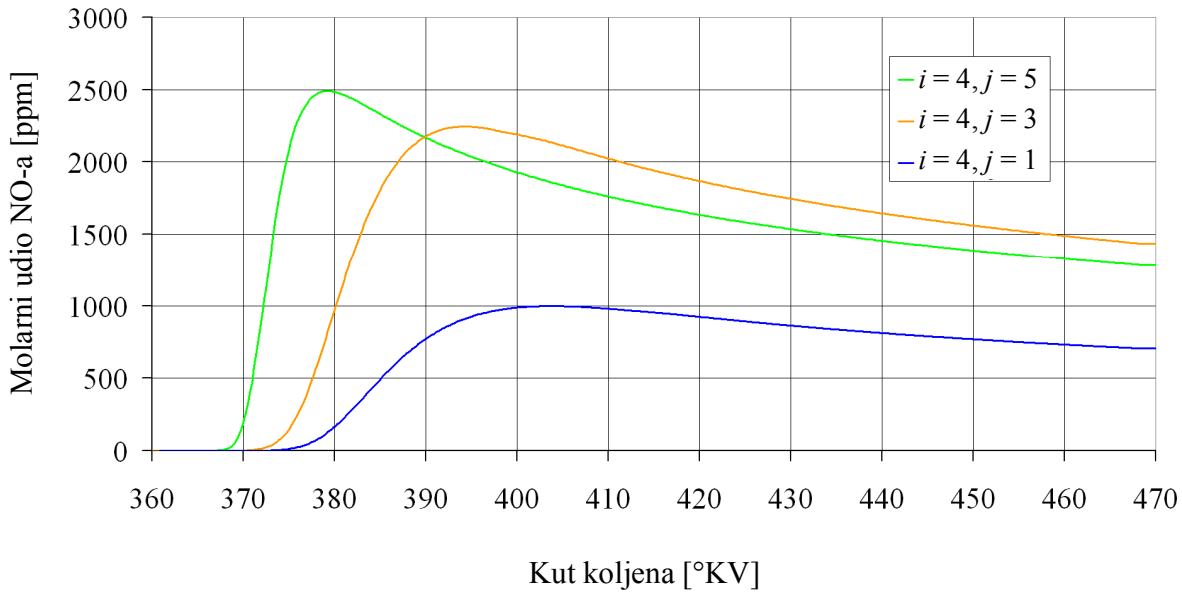
Slika 7.60. Ravnotežna molarna koncentracija NO-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda

Molarni udjeli NO-a u paketima mlaza, za pakete iz različitih aksijalnih redova, prikazani su na slikama od 7.61. do 7.63. Najviši NO udjeli pojavljuju se u rubnim paketima mlaza, najudaljenijima od osi mlaza, i postižu se za vrijeme maksimuma oslobađanja topline u svakom paketu pojedinačno. Nakon izgaranja u paketu molarni udio NO-a opada do otvaranja ispušnoga ventila, a ukupna usrednjena vrijednost molarnih udjela NO-a za sve pakete i ZBI predstavlja ukupnu emisiju dušikovih oksida, koja se mjeri na ispuhu iz motora. Opadanje molarnoga udjela NO-a mnogo je brže u paketima na rubu mlaza, u usporedbi s paketima u osi mlaza. Sve dok su temperature dovoljno visoke kemijske reakcije rasta i razgradnje odvijaju se brže u paketima na rubu mlaza, za razliku od paketa bližih osi mlaza. Ovi dijagrami prikazuju najvažniji razlog upotrebe kvazidimenzijskoga modeliranja jer bez poznavanja detaljnije razdiobe temperatura unutar cilindra motora ne bi bilo moguće modeliranje štetnih tvari u emisijama motora s unutarnjim izgaranjem.

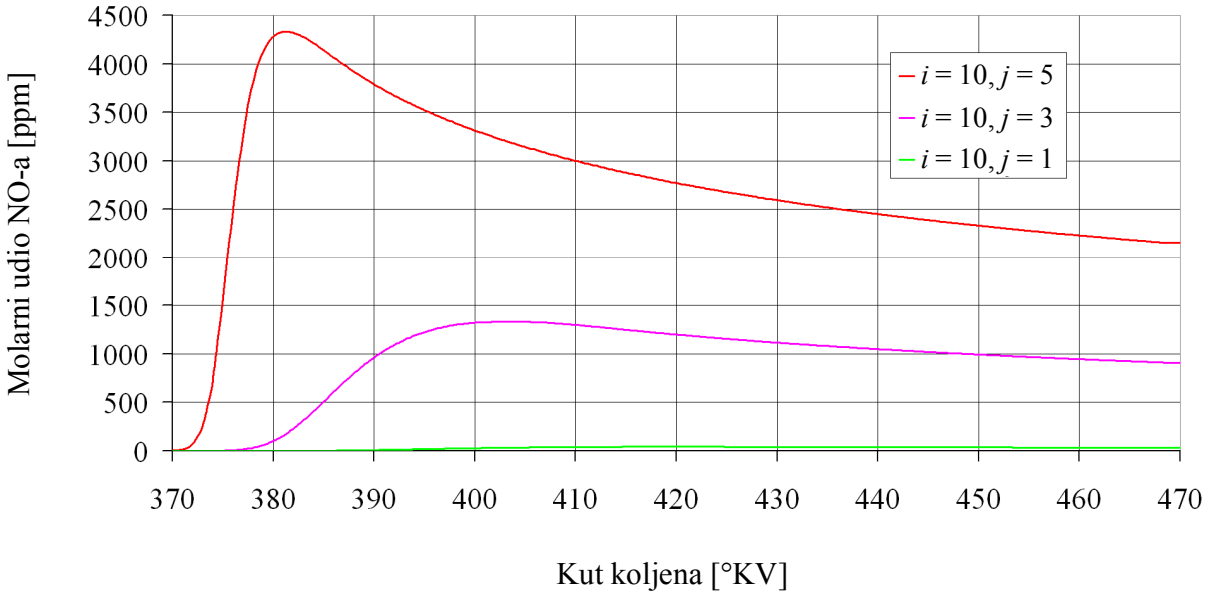
Slika 7.61. isto tako pokazuje da se najviša vrijednost molarnoga udjela NO-a ostvaruje u rubnom paketu mlaza iz prvoga aksijalnog reda. Kako prvi aksijalni red paketa predstavlja one pakete koji nisu ubrizgani na punom kutu koljena, kada se izvrši usrednjavanje, njihova je masa mnogo manja u odnosu na ostale pakete iz mlaza goriva. Ta činjenica pokazuje kako emisija dušikovih oksida ne ovisi o masi goriva u kontrolnom volumenu, već isključivo o temperaturi razvijenoj unutar kontrolnoga volumena (paketa mlaza).



Slika 7.61. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda

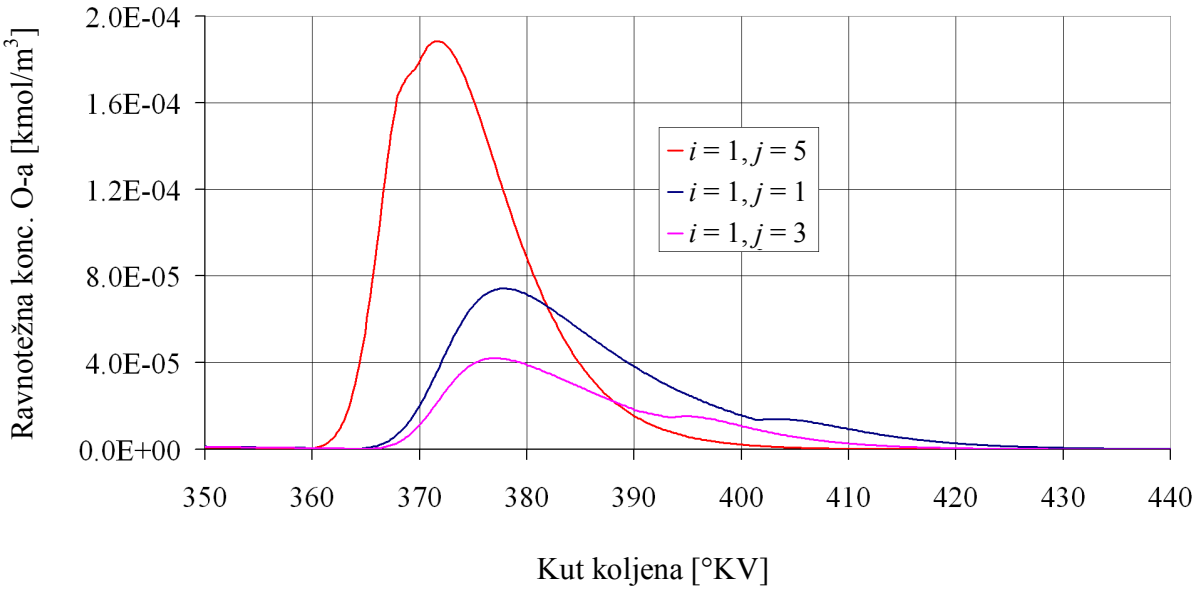


Slika 7.62. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda

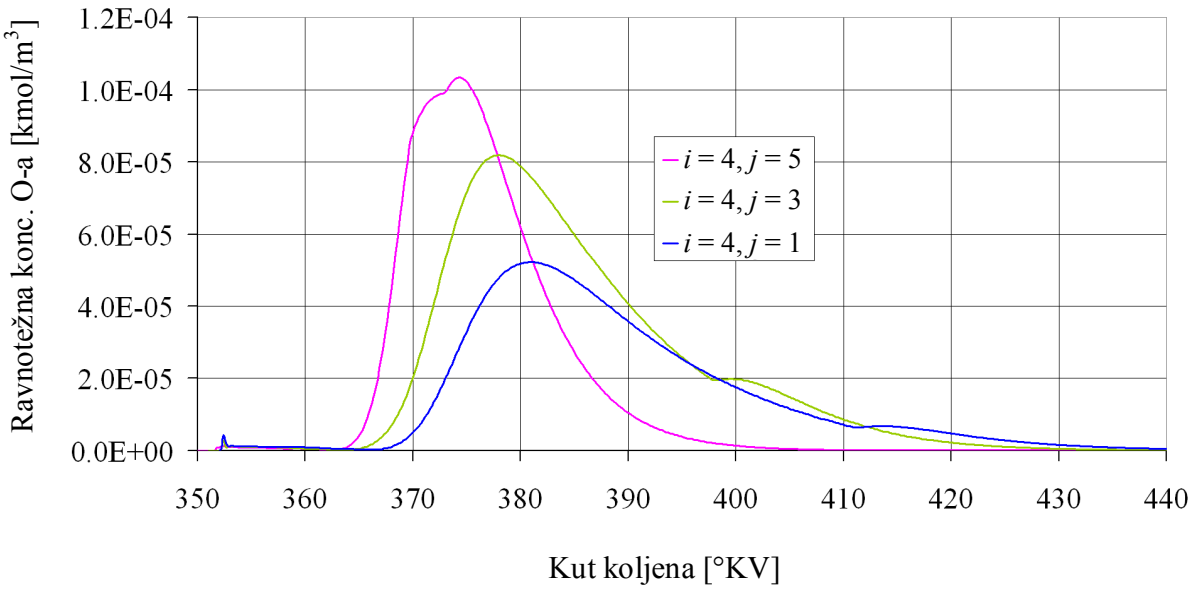


Slika 7.63. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda

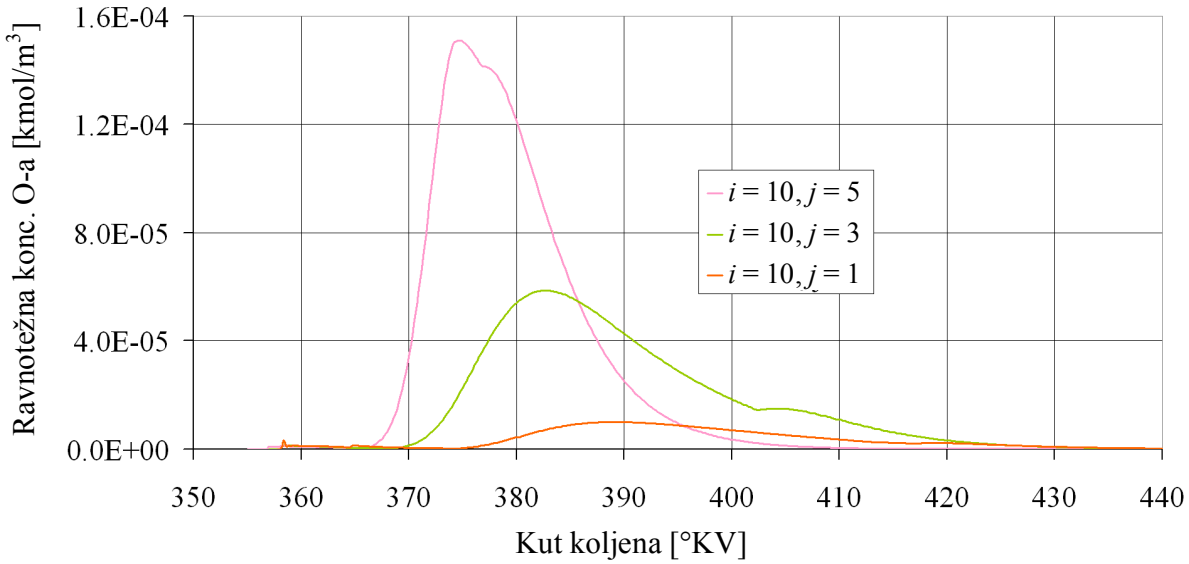
Ravnotežne molarne koncentracije jednoatomarnoga kisika O (slike od 7.64. do 7.66) u svim paketima, bez obzira na aksijalni red paketa, pokazuju kako koncentracija O-a u paketu raste dok se paket puni medijem iz ZBI, nakon čega slijedi potrošnja i smanjenje koncentracije O-a tokom izgaranja. Nakon završenoga izgaranja u paketu ravnotežna molarna koncentracija O-a jednaka je nuli. Najveću O koncentraciju imaju paketi na rubu mlaza, a ona se smanjuje što je paket bliže osi mlaza.



Slika 7.64. Ravnotežna molarna koncentracija O-a, za pakete iz prvoga aksijalnog reda



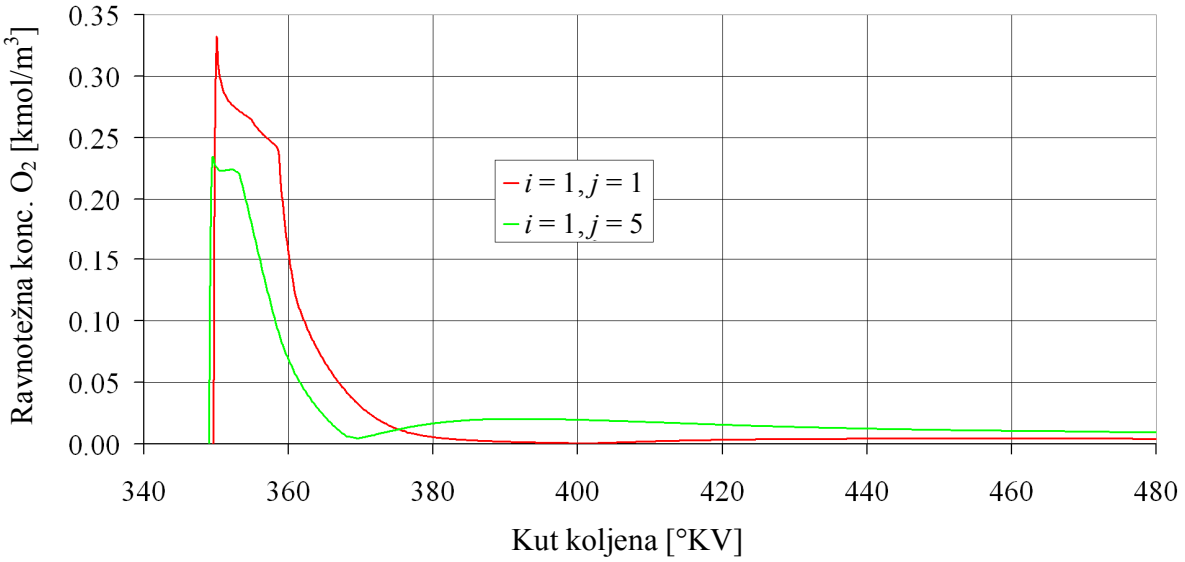
Slika 7.65. Ravnotežna molarna koncentracija O-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda



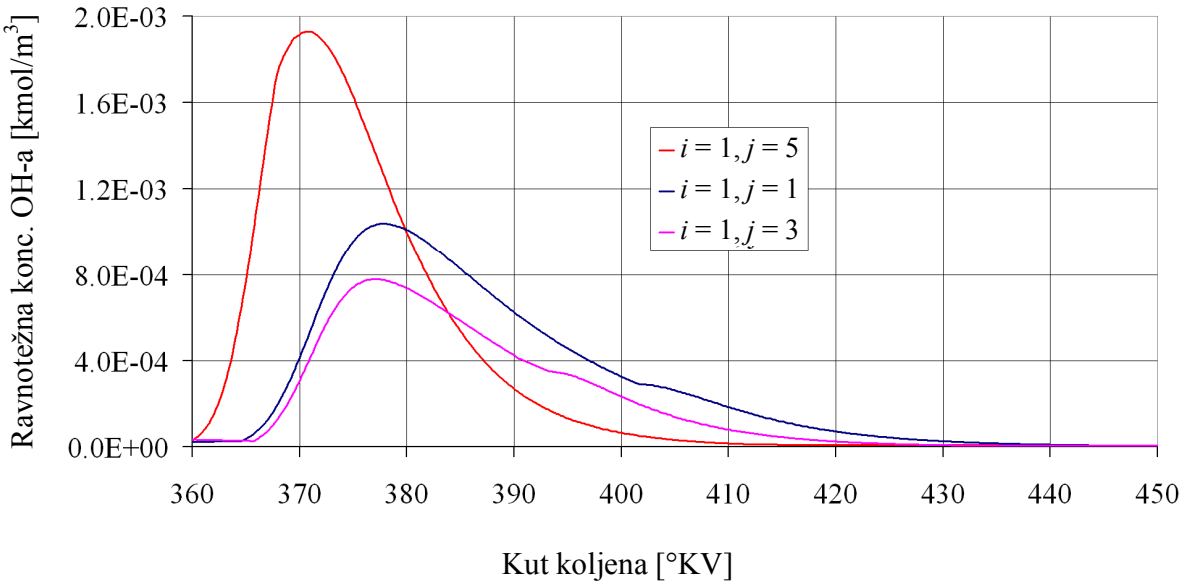
Slika 7.66. Ravnotežna molarna koncentracija O-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda

Ravnotežna molarna koncentracija dvoatomarnog kisika O_2 u paketu mlaza goriva pokazuje gotovo trenutačni porast prilikom ustrujavanja medija iz ZBI-a u paket mlaza (slika 7.67). Početkom izgaranja pare goriva u paketu ravnotežna molarna O_2 koncentracija počinje se smanjivati i dostiže vrijednost vrlo blisku nuli nakon završenoga izgaranja u paketu. Nakon završenog izgaranja koncentracija O_2 u paketu mlaza povećava se samo daljnjim ustrujavanjem medija iz ZBI-a u paket, ali je u tom periodu povećanje O_2 ravnotežne koncentracije gotovo

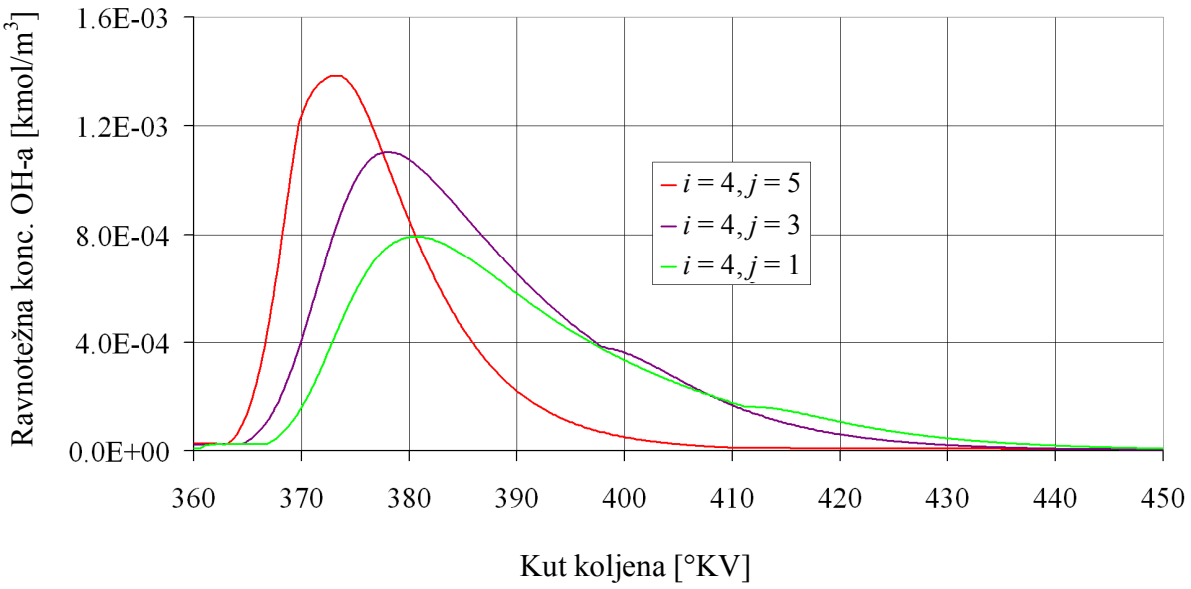
neprimjetno. Koncentracija O_2 jedan je od glavnih parametara, kojim se regulira i kontrolira brzina izgaranja u paketu mlaza.



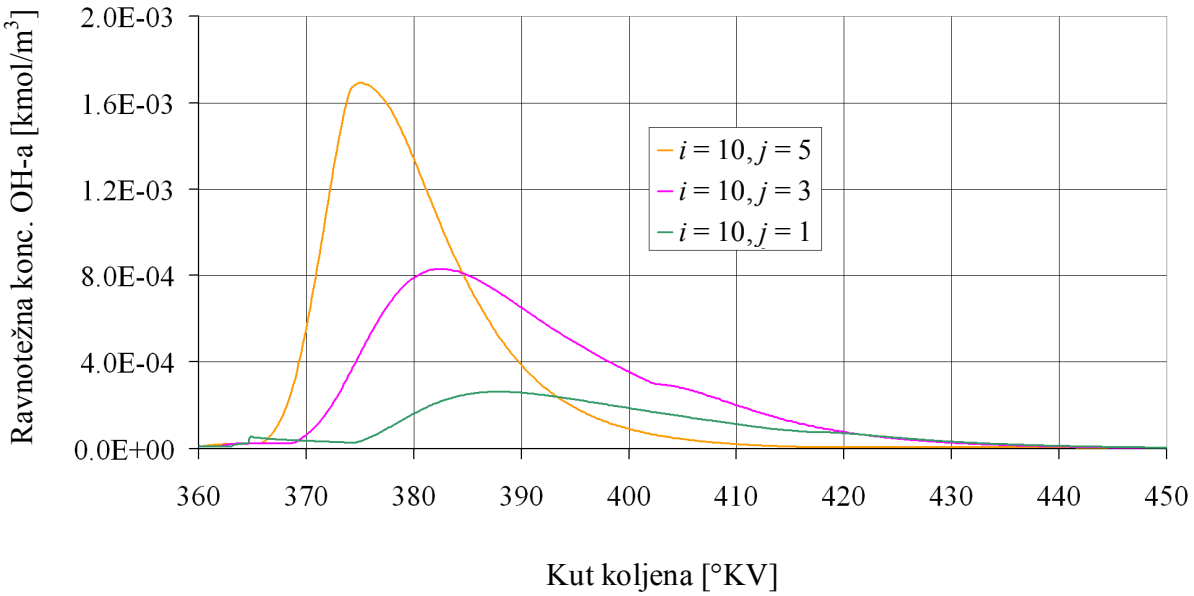
Slika 7.67. Ravnotežna molarna koncentracija O_2 za dva paketa mlaza



Slika 7.68. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda



Slika 7.69. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda

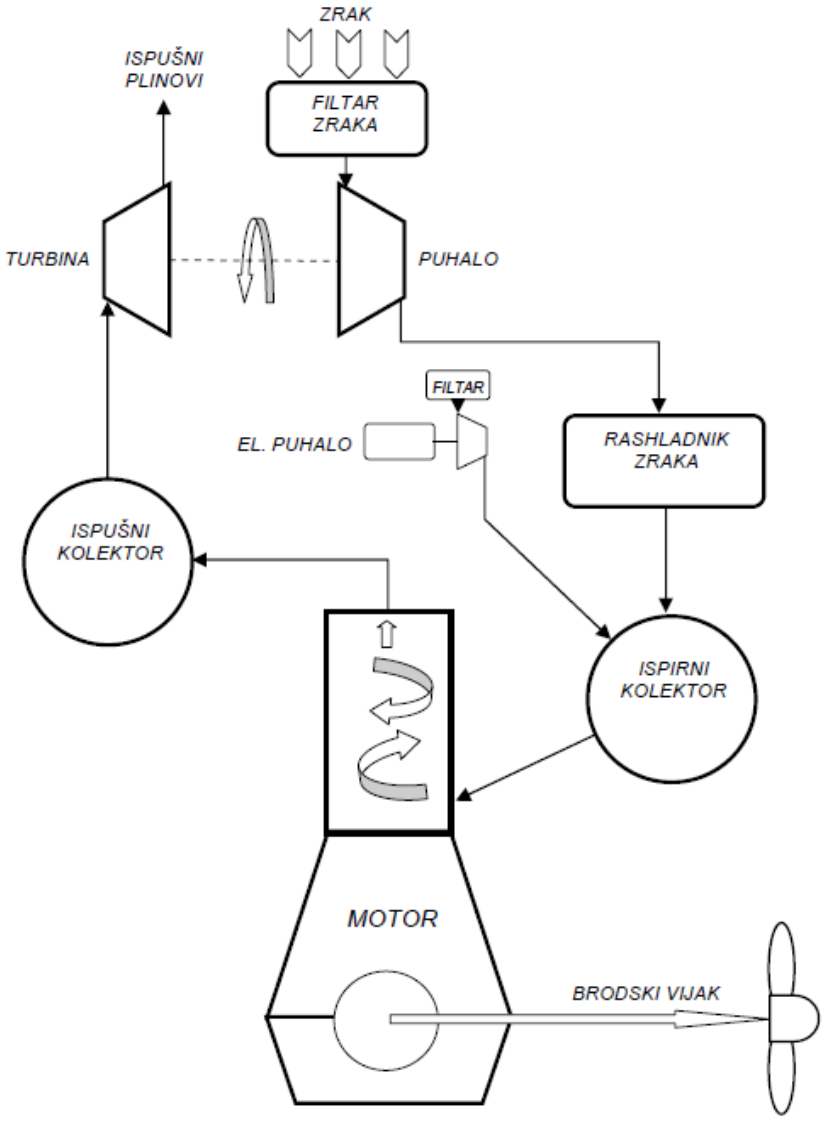


Slika 7.70. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda

Slike od 7.68. do 7.70. pokazuju promjene ravnotežne molarne koncentracije OH-a u različitim paketima mlaza u nekoliko aksijalnih redova. Sa slika su uočljivi trendovi intenzivnoga porasta OH-a tokom izgaranja u paketu mlaza i smanjivanja nakon završetka procesa izgaranja. Najviše vrijednosti OH radikala postižu se u paketima najudaljenijima od osi mlaza. Upravo se kemijska ravnotežna molarna koncentracija OH-a koristi u proračunu stvaranja i oksidacije čađe po opisanome modelu Fuscoa.

8. SUVREMENI SPOROHODNI BRODSKI DVOTAKTNI DIZELSKI MOTORI

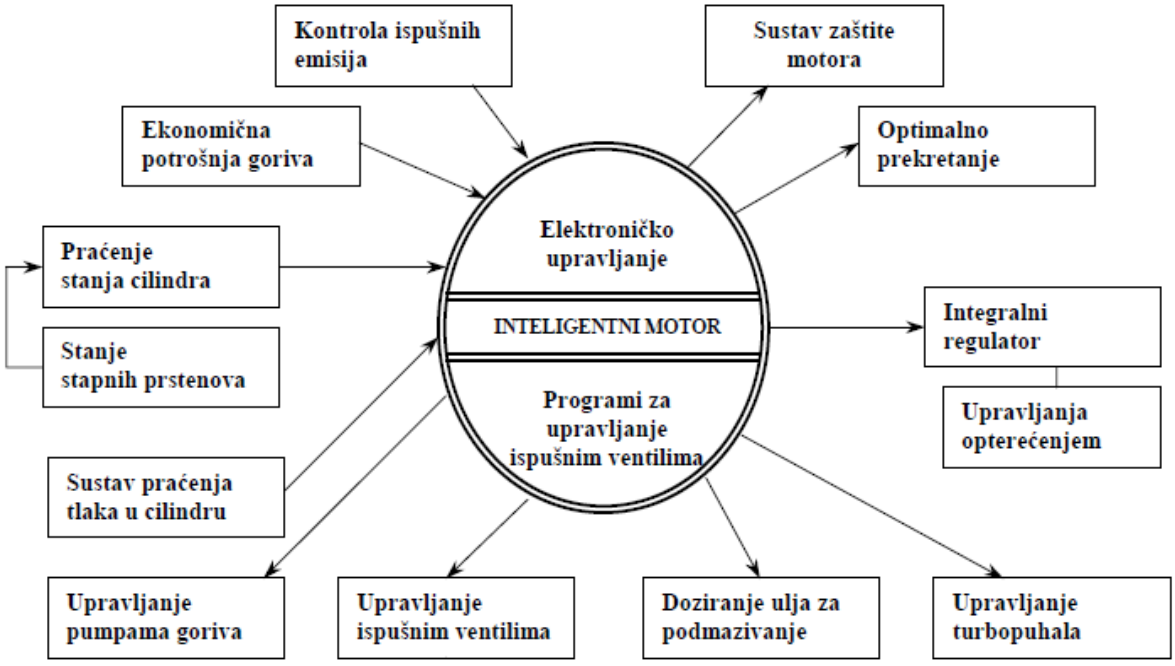
Od svih brodskih sustava, propulzijski sustav, pogotovo u današnje vrijeme, predstavlja područje neprestanih inovacija i neprekidnoga razvoja, kako bi se ne samo zadovoljile norme i ograničenja koje se pred taj sustav stavljaju već kako bi se efikasnost i ekonomičnost cijeloga sustava doveli do maksimalne moguće razine. Integralni i nezaobilazni dio propulzijskoga sustava u brojnim brodovima koji danas plove širom svijeta jest upravo sporohodni brodski dizelski motor. Osnovna shema brodskoga dizelskoga sporohodnog motora prikazana je na slici 8.1.:



Slika 8.1. Shema dizelskoga propulzijskog sustava sa sporohodnim dvotaktnim dizelskim motorom s prednabijanjem [100]

Najveća dostignuća, kada je riječ o sporohodnim brodskim dvotaktnim dizelskim motorima, predstavljaju novi motori kod kojih je umjesto bregastoga vratila ugrađen sustav za elektro-hidrauličko upravljanje ubrizgavanjem goriva i otvaranjem ispušnih ventila. Takvi motori su dobili naziv „inteligentni“ motori. Za razliku od klasičnih dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem, „inteligentnim“ motorom moguće je upravljati pomoću različitih sustava koji moraju biti pouzdani te istovremeno i fleksibilni. Fleksibilnost se postiže mogućnošću odabira rada motora s optimalnom potrošnjom goriva i smanjenom emisijom štetnih plinova. Sustav upravljanja tih motora moguće je voditi prikladnim algoritmima za postizanje optimalnih uvjeta rada motora ili specifično zahtjevanih uvjeta (plovidba morima s povećanim emisijskim zahtjevima).

Važan zahtjev u cijeloj filozofiji „inteligentnoga“ brodskog motora jest zaštititi motor od oštećenja zbog preopterećenosti, nedovoljno kvalitetnoga održavanja ili pogrešne ugradnje. Vrlo je važna i upotreba sustava praćenja da se održe radni parametri motora unutar postavljenih, unaprijed zadanih granica. Filozofiju „inteligentnoga“ motora najbolje opisuje slika 8.2.:

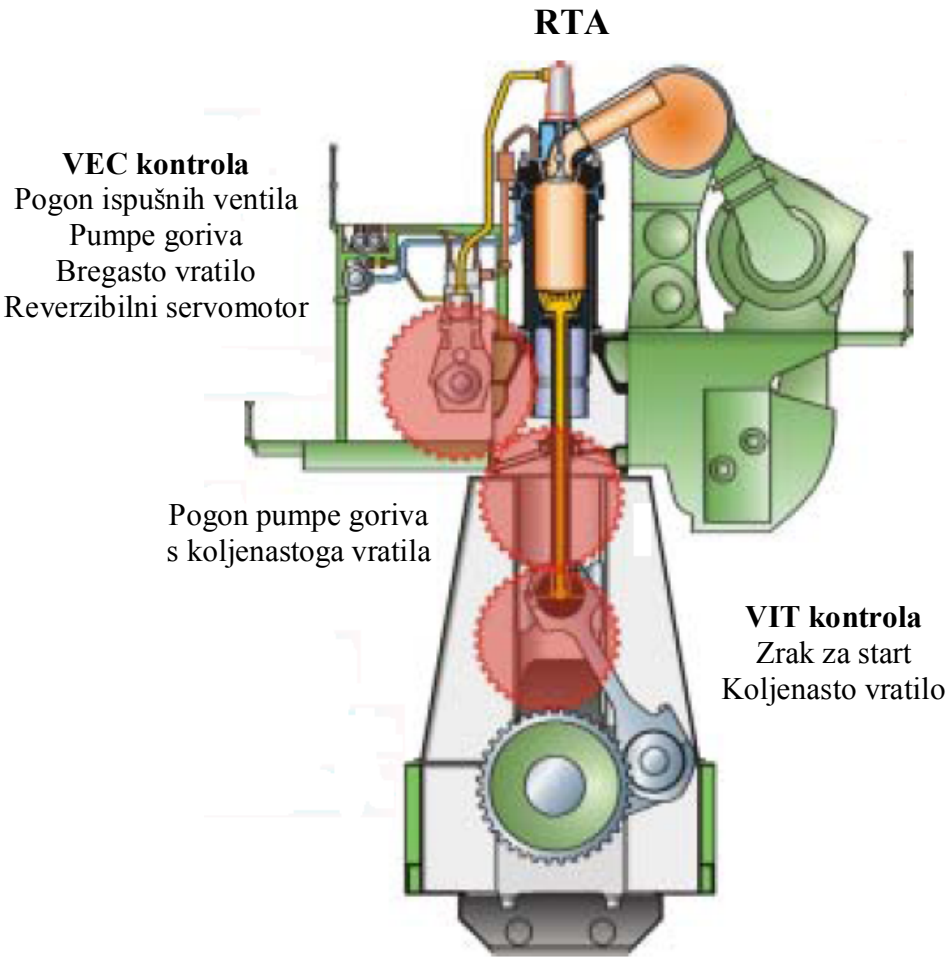


Slika 8.2. Princip funkcioniranja „inteligentnoga“ motora [105]

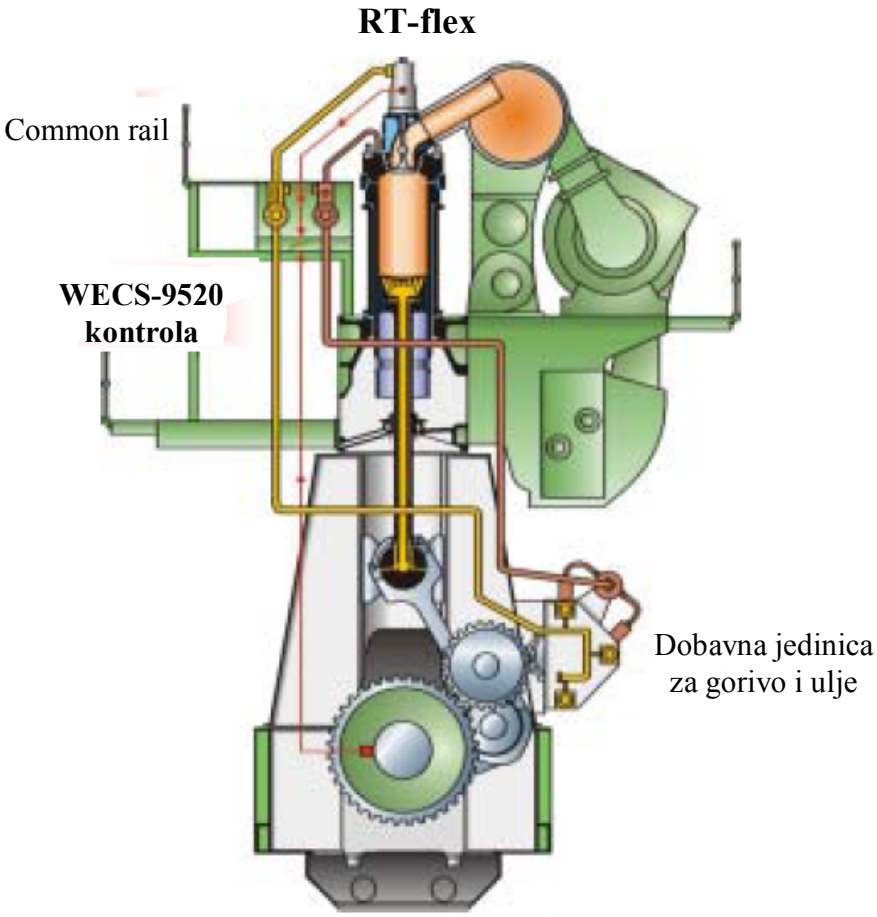
Dva vodeća svjetska proizvođača sporohodnih dvotaktnih dizelskih motora razvili su, u svojim najnovijim serijama, motore koji, između ostaloga, imaju common-rail sustav ubrizgavanja goriva te elektronsko (ili hidrauličko) upravljanje ispušnim ventilima i elektronsko upravljanje cjelokupnim sustavom ubrizgavanja goriva. Te serije motora su RT-flex serija proizvođača Wärtsilä i ME serija proizvođača MAN.

8.1. Wärtsilä RT-flex serija motora

Sporohodni dvotaktni dizelski motori ove serije odlikuju se brojnim važnim karakteristikama, koje ih svrstavaju u red „inteligentnih“ motora. Od svih, posebno je značajan common-rail sustav ubrizgavanja goriva te hidrauličko upravljanje ispušnim ventilom. Navedeni sustavi elektronski su upravljani pomoću WECS-9520 kontrolnoga sustava. Na slikama 8.3. i 8.4. dat je prikaz usporedbe starije RTA serije i nove RT-flex serije brodskih dvotaktnih motora toga proizvođača.



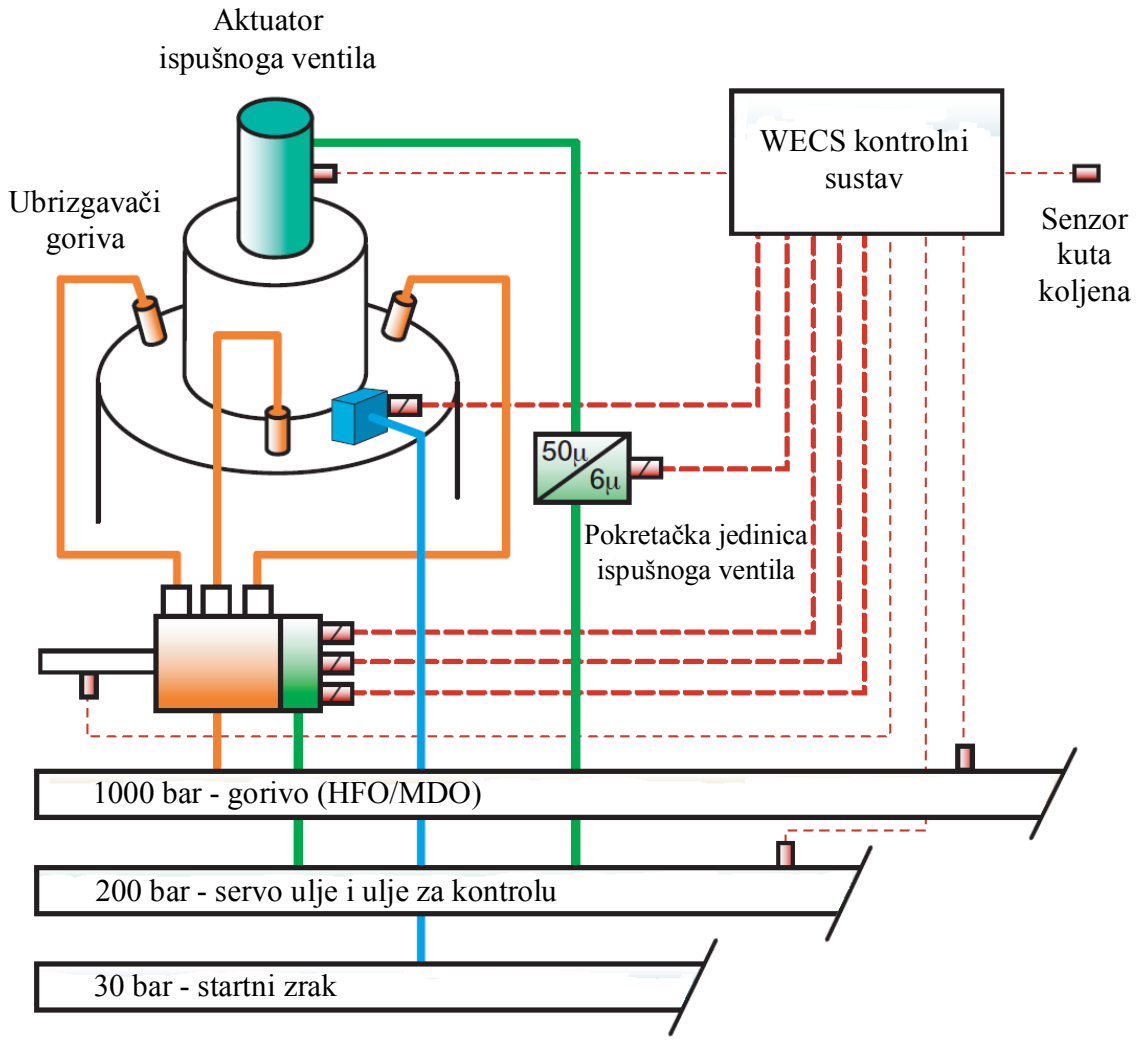
Slika 8.3. RTA serija sporohodnih dvotaktnih dizelskih motora (Wärtsilä) [187]



Slika 8.4. RT-flex serija sporohodnih dvotaktnih dizelskih motora (Wärtsilä) [187]

Sa slika 8.3 i 8.4. vidljiv je napredak u izvedbi motora RT-flex serije. Dvije upravljačke jedinice zamijenjene su jednom, ubrizgavanje goriva vrši se visokotlačnim common-rail sustavom, a dobavna jedinica za gorivo i ulje sastoji se od samo jednoga sklopa, koji se, u slučaju kvara, može lako i brzo zamijeniti novim. U odnosu na stariji sustav na RTA motorima, potpuno su uklonjena dva velika zupčanika za pogon pumpe goriva, a cijeli sustav je ne samo praktičniji već i mnogo učinkovitiji te jednostavniji za upotrebu.

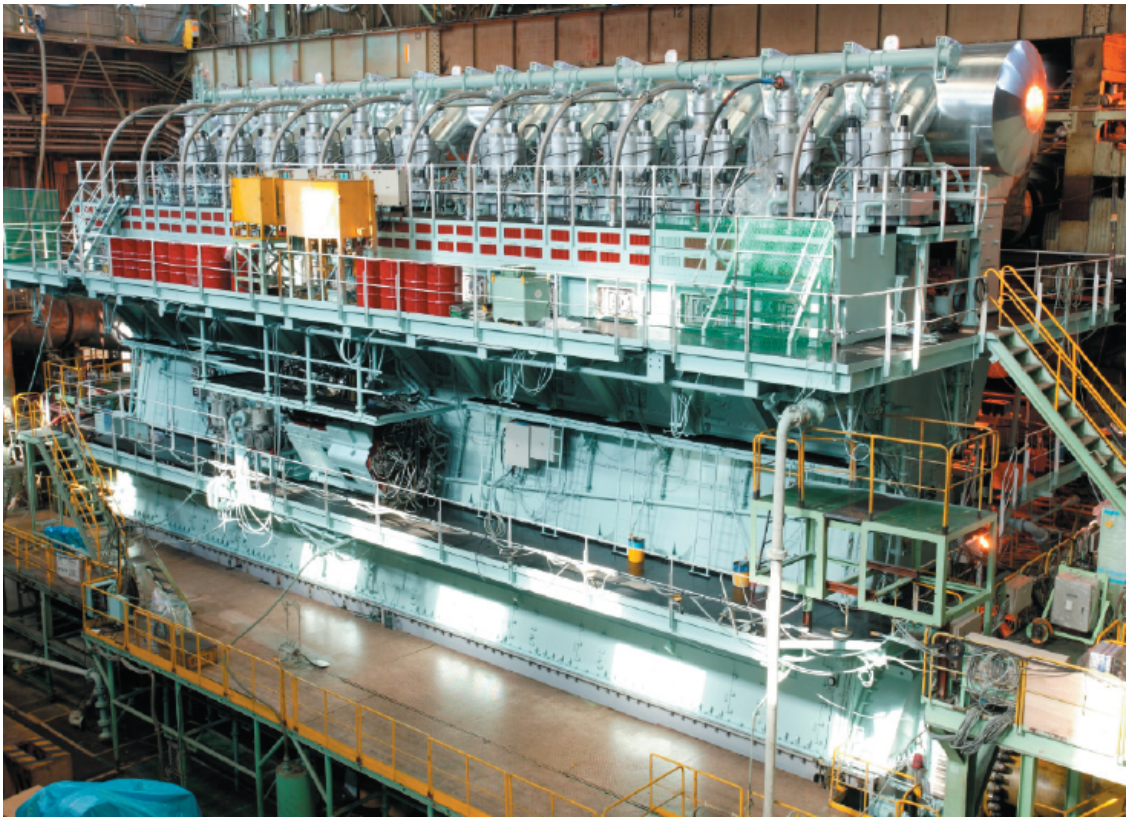
Navedeni sustavi, koji se koriste u RT-flex inteligentnim motorima, shematski se mogu jednostavno prikazati slikom 8.5.



Slika 8.5. Shema common-rail sustava goriva, ulja i startnoga zraka na RT-flex motorima [187]

Shema sa slike 8.5. pokazuje kako se složeni i kompleksni sustavi ubrizgavanja goriva, upravljanja ispušnim ventilom, kao i sustav startnoga zraka mogu kontrolirati s jednim kontrolnim sustavom, što štedi vrijeme, prostor i troškove. U tom slučaju sustav kontrole nudi niz mogućnosti i podešavanja, od reguliranja kuta početka otvaranja ispušnoga ventila, do pojedinačnoga upravljanja ubrizgavačima goriva na svakome cilindru i sl.

Najveći motor RT-flex serije, koji razvija i najveću snagu, prikazan je na slici 8.6. Oznaka motora je 12 RT-flex 96C i on razvija 68640 kW pri brzini vrtnje od 102 min^{-1}. Duljina motora je 24 m, a visina 13,5 m. Dobavna jedinica goriva i ulja sa slike 8.4. vidljiva je na sredini motora.



Slika 8.6. Motor 12 RT-flex 96C proizvođača Wärtsilä [187]

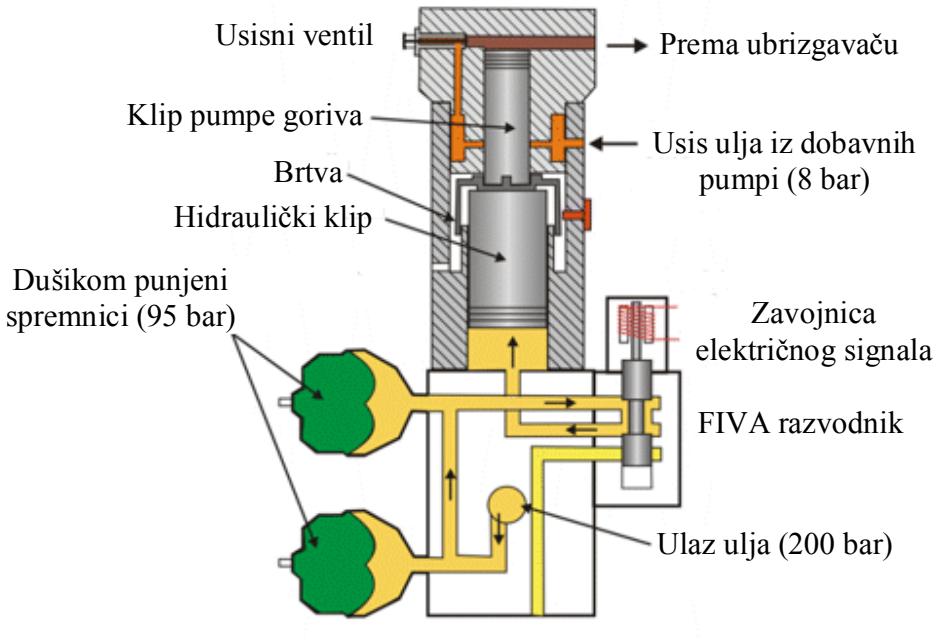
8.2. MAN-ME serija motora

ME serija motora proizvođača MAN također se odlikuje sustavima inteligentnoga ubrizgavanja goriva i sustavima inteligentnoga upravljanja ispušnim ventilom motora.

Sustav inteligentnoga **ubrizgavanja goriva** naziva se InFI sustav (Inteligent Fuel Injection Unit). Sustav ima sposobnost za precizno ubrizgavanje potrebne količine goriva u točno određenome trenutku pod određenim tlakom. InFI sustav sastoji se od:

– visokotlačne pumpe goriva,
– visokotlačnih cijevi goriva,
– ubrizgavača goriva kliznoga tipa.

Na slici 8.7. dat je prikaz visokotlačne pumpe goriva InFI sustava.



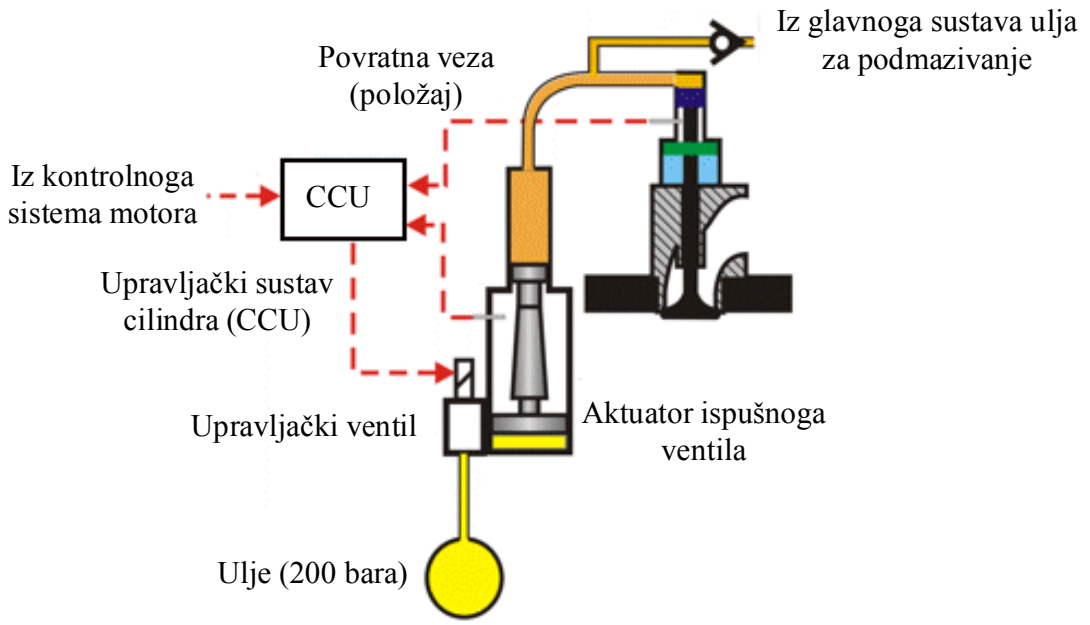
Slika 8.7. Visokotlačna pumpa goriva na motorima tipa MAN-ME [189]

Princip rada visokotlačne pumpe goriva InFI sustava vidljiv je na slici 8.7. Upravljački sustav motora generira električne signale za upravljački FIVA (Fuel Injection Valve Activation Unit) razvodnik ovisno o položaju koljenastoga vratila, opterećenju motora i zadanom režimu rada. Po djelovanju električnog signala FIVA razvodnik propušta hidrauličko ulje, koje zatim djeluje na hidraulički klip, a hidraulički klip silu prenosi na klip pumpe goriva. Iznad klipa pumpe goriva nalazi se cilindar s usisanim gorivom iz dobavnih pumpi. Gorivo se nadalje tlači visokotlačnim cijevima do ubrizgavača goriva na potrebni tlak ubrizgavanja.

Takva izvedba visokotlačne pumpe goriva manje je podložna habanju jer ima puno veću površinu brtvljenja u usporedbi s klasičnom visokotlačnom pumpom goriva, čime se produljuje njezin radni vijek. Radni tlak hidrauličkoga ulja može biti i do 250 bara, dok se tlakovi ubrizgavanja goriva, koje može postići ovaj sustav, kreću od 600 do 1000 bara.

Sustav inteligentnoga **upravljanja ispušnim ventilom** naziva se InVA (Inteligent Valve Actuation Unit). Sustav je osmišljen na način da otvori i zatvori ispušni ventil u bilo kojem trenutku, kada je to potrebno. InVA sustav sastoji se od:

– hidrauličkoga aktuatora ispušnoga ventila,
– visokotlačnoga voda hidrauličkoga ulja,
– jedinice ispušnoga ventila.



Slika 8.8. Sustav upravljanja ispušnim ventilom na motorima tipa MAN-ME [189]

Nakon izvršenoga dijela radnoga takta u cilindru motora, upravljački ventil se otvara i u željenom trenutku otvara vod hidrauličkom ulju pod radnim tlakom prema aktuatoru. Aktuator se podiže i stlačuje ulje iz glavnoga sustava ulja za podmazivanje. Ulje za podmazivanje u tlačni kanal iznad aktuatora dostrujava kroz nepovratni ventil, pa nema mogućnosti curenja ili propuštanja. Stlačivanjem ulja u tlačnom kanalu iznad aktuatora ostvaruje se potrebna sila za otvaranje ventila. Hidraulički sustav drži ispušni ventil otvoren dok traje ispiranje cilindra motora. Po završetku ispiranja upravljački se ventil zatvara, pa hidraulički sustav više ne drži ispušni ventil otvoren i on se tada, pomoću zračne opruge, zatvara [188].

Glavna prednost ovakvoga sustava upravljanja ispušnim ventilom jest činjenica da se eliminiralo bregasto vratilo, a sam hidraulički sustav nudi brojne mogućnosti za regulaciju i podešavanje, kakve s bregastim vratilom ne bi bile moguće.

8.3. Usporedba sporohodnih dizelskih motora s drugim vrstama propulzijskih strojeva

Sporohodni dvotaktni dizelski motori danas se vrlo često koriste na različitim brodovima i u najvećem broju slučajeva predstavljaju jedino razumno rješenje pri odabiru propulzijskoga sustava. Prednosti ovih motora u odnosu na ostale vrste propulzije ogledaju se u sljedećem:

– imaju daleko najpovoljniji stupanj djelovanja u odnosu na bilo koji drugi propulzijski sustav u području snaga potrebnih za pogon broda,
– raspoloživo vrijeme izgaranja je dulje nego kod srednjehodnih motora, pa je veća mogućnost izgaranja teškoga goriva slabije kvalitete (HFO),
– brodski vijak i sporohodni motor izravno su spojeni,

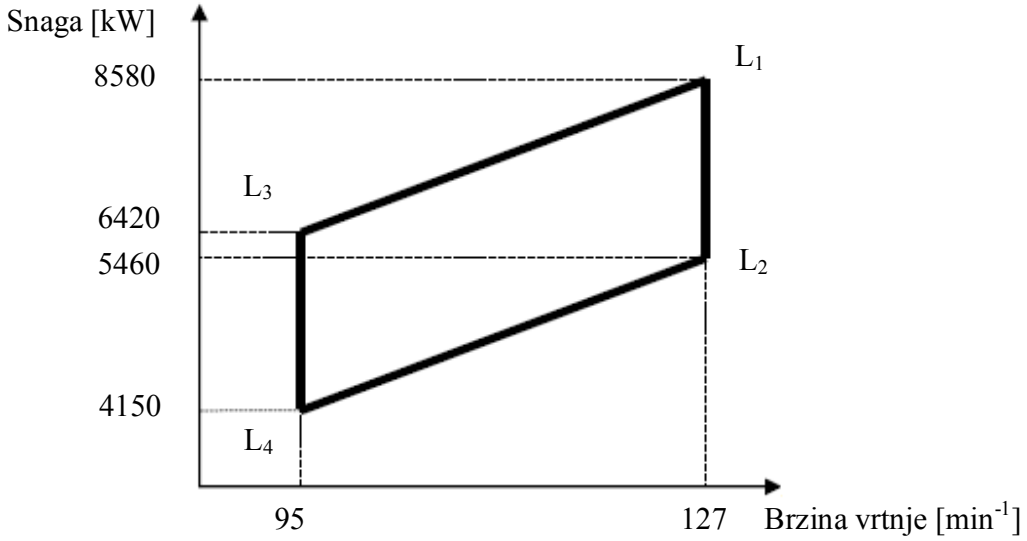
– u odnosu na druge vrste porivnih strojeva, broj cilindara im je do 14, pa je manji broj pokretnih dijelova, kao i njihova brzina, što rezultira većom pouzdanošću i duljim vijekom trajanja potrošnih komponenti,
– omogućuju najlakše planirano održavanje, koje u cijelosti izvodi posada broda i to tijekom eksploatacije.

Jasno, uz niz prednosti, sporohodni dvotaktni dizelski motori imaju i određene nedostatke kao što su velika masa, a isto tako velike dimenzije, visok intenzitet vibracija tokom rada i slično. Stoga ih se na određenim tipovima brodova, kao što su putnički, zbog njihovih negativnih karakteristika, u pravilu ne upotrebljava.

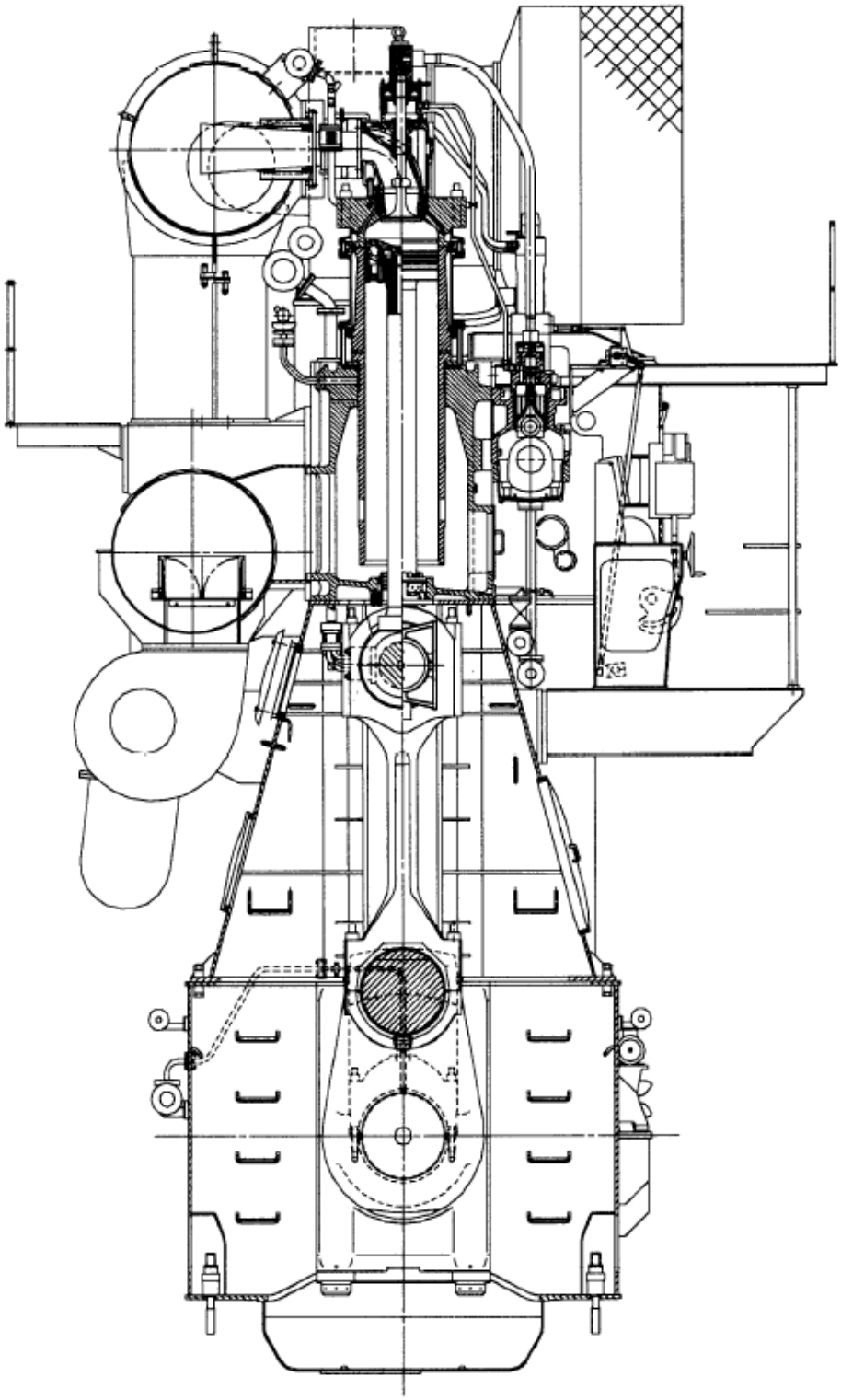
8.4. Karakteristike ispitivanoga brodskoga sporohodnoga dvotaktnoga dizelskog motora

Za ispitivanje sporohodnoga brodskoga dvotaktnoga dizelskog motora nabavljena je mjerna oprema i izvršene su sve potrebne predradnje međutim teška gospodarska situacija, u kojoj se našao čitav svijet, pa tako i naša zemlja, onemogućila je provedbu samih ispitivanja. Stoga nisu bili na raspolaganju izmjereni podaci za odgovarajući sporohodni brodski dvotaktni dizelski motor, pa su za potrebe numeričkih simulacija provedenih prilagođenim kvazidimenzijskim modelom preuzeti podaci za MAN-MC motor, proizveden u tvornici dizelskih motora u Splitu prema licenci proizvođača MAN. Detaljni podaci za taj motor nalaze se u disertaciji Račića [107].

Sporohodni dizelski motor je prekretnoga tipa s prednabijanjem i veoma dugim stapajem. Tipska oznaka motora je 6S50MC. Proizvođač garantira da motor udovoljava propisima o zaštiti okoliša od onečišćenja, poglavito prema pravilu *ISO 8178 E2/E3* za dizelske motore namijenjene teškom radu. Područje rada motora, prema dokumentaciji proizvođača, prikazano je na slici 8.9, a poprečni presjek motora prikazan je na slici 8.10.



Slika 8.9. Područje rada motora MAN 6S50MC [107]



Slika 8.10. Poprečni presjek dizelskoga motora MAN 6S50MC [107]

Osnovni tehnički podaci motora dobiveni su od proizvođača, a prikazani su u tablici 8.1.

Tablica 8.1. Tehnički podaci motora MAN 6S50MC [107]

Proces	2-taktni, izravno ubrizgavanje
Broj cilindara	6 u liniji
Promjer cilindra	500 mm
Stapaj	1910 mm
Redoslijed paljenja	1-5-3-4-2-6
Maksimalna trajna snaga	8580 kW
Maksimalna trajna brzina vrtnje	127 min^{-1}
Maksimalni srednji efektivni tlak	18 bara
Maksimalni tlak izgaranja	143 bara
Specifična potrošnja goriva (s turbopuhalom velike efikasnosti)	171 g/(kW·h), 100 % opterećenja
Stupanj kompresije (dobiven proračunom)	17,2 (ovisi o podlošci ispod stapaice)
Omjer polužja	0,436
Volumen ispušnoga kolektora	6,13 m^3
Volumen usisnoga kolektora (ukupni s prostorom rashladnika zraka)	7,179 m^3
Kut otvaranja usisnih raspora	40° prije DMT-a
Kut zatvaranja usisnih raspora	40° poslije DMT-a
Kut otvaranja ispušnoga ventila	61° prije DMT-a
Kut zatvaranja ispušnoga ventila	80° poslije DMT-a
Masa motora	232 000 kg

Provedena mjerenja vršena su za vrijeme ispitivanja novoga motora na ispitnom stolu. U tablici 8.2. prikazane su izmjerene veličine za odabrani motor u stacionarnim točkama za 25 %, 50 %, 75 %, 93,5 %, 100 % i 110 % maksimalnoga trajnog opterećenja (MCR).

Ispitivanje je izvršeno uz stanje okoline:

– temperatura okoline 30 °C,
– tlak okoline 1005 mbar,
– relativna vlažnost 50 %.

Motor je ispitivan s dizelskim gorivom D-2 čije su značajke prema izvješću dobavljača:

– gustoća 844,7 kg/m^3,
– kinematska viskoznost 3,03 mm^2/s,
– udio sumpora 0,45 %,
– donja ogrjevna moć goriva 42,625 MJ/kg.

Tablica 8.2. Značajke dizelskoga motora MAN 6S50MC na ispitnome stolu [107]

Opterećenje motora (od MCR)	25 %	50 %	75 %	93,5 %	100 %	110 %
Indicirana snaga [kW]	2401	4406	6580	8170	8656	9499
Efektivna snaga [kW]	2142	4099	6160	7667	8182	9014
Brzina vrtnje [min^{-1}]	76,5	96	110,4	118,5	121,4	125,2
Indeks regulatora	44,3	55,4	68,1	77,3	79,2	85,8
Tlak kompresije [bar]	46,2	70,3	97,5	117,6	123,7	137,8
Maksimalni tlak izgaranja [bar]	66,6	97,4	129,6	143,3	141,4	139,3
Srednji indicirani tlak [bar]	8,37	12,24	15,89	18,38	19,01	20,23
Položaj poluge goriva [mm]	39,7	50,3	63,3	73	75	81,8
Tlak usisnoga kolektora [bar]	1,39	2,03	2,76	3,33	3,55	3,93
Temp. u usisnom kolektoru [°C]	25	29	34	40	41	45
Tlak ispušnoga kolektora [bar]	1,3	1,86	2,51	3,06	3,26	3,64
Temperatura prije turbine [°C]	308	327	346	384	404	458
Brzina vrtnje turbopuhala [min^{-1}]	7290	11360	13870	15360	15895	17110
Spec. potrošnja goriva [g/(kW·h)]	186,83	174,06	171,18	171,82	174,66	-

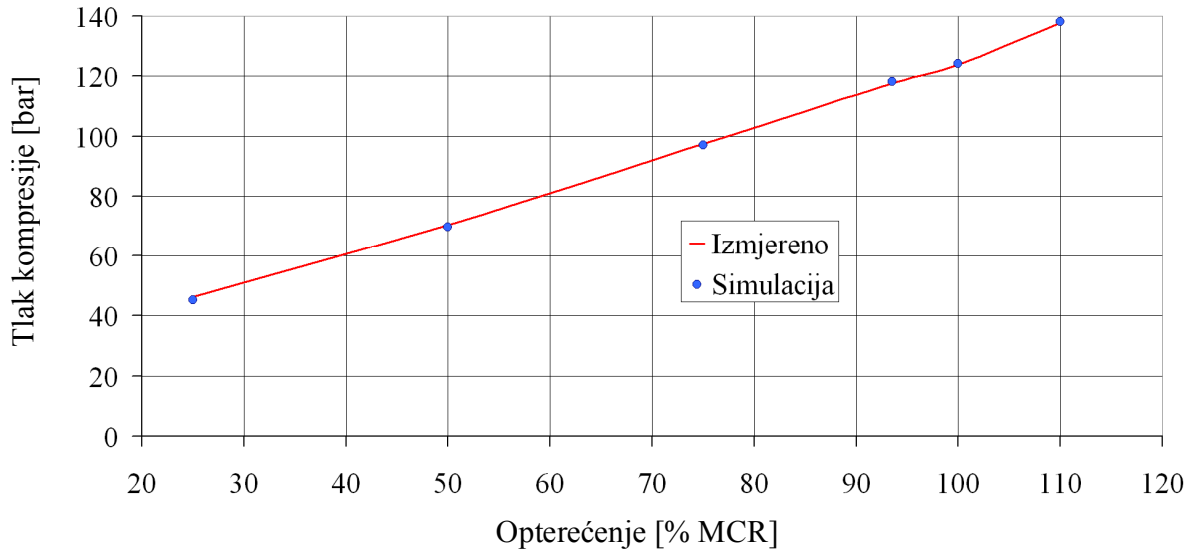
9. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA ZA MOTOR MAN 6S50MC

Razvijeni kvazidimenzijski numerički model prilagođen je za simulaciju na dvotaktnome motoru. Više detalja o samome dvotaktnom procesu, njegovim specifičnostima (kao što je npr. ispiranje) te problemima vezanim za numeričko modeliranje dvotaktnoga motora moguće je pronaći u disertaciji Mrakovčića [97]. Iz navedene disertacije preuzeti su različiti numerički modeli prilikom izrade kvazidimenzijskoga modela za dvotaktni motor te je učinjen niz preinaka i modifikacija kako bi se dobio stabilan i pouzdan kvazidimenzijski model za dvotaktni motor.

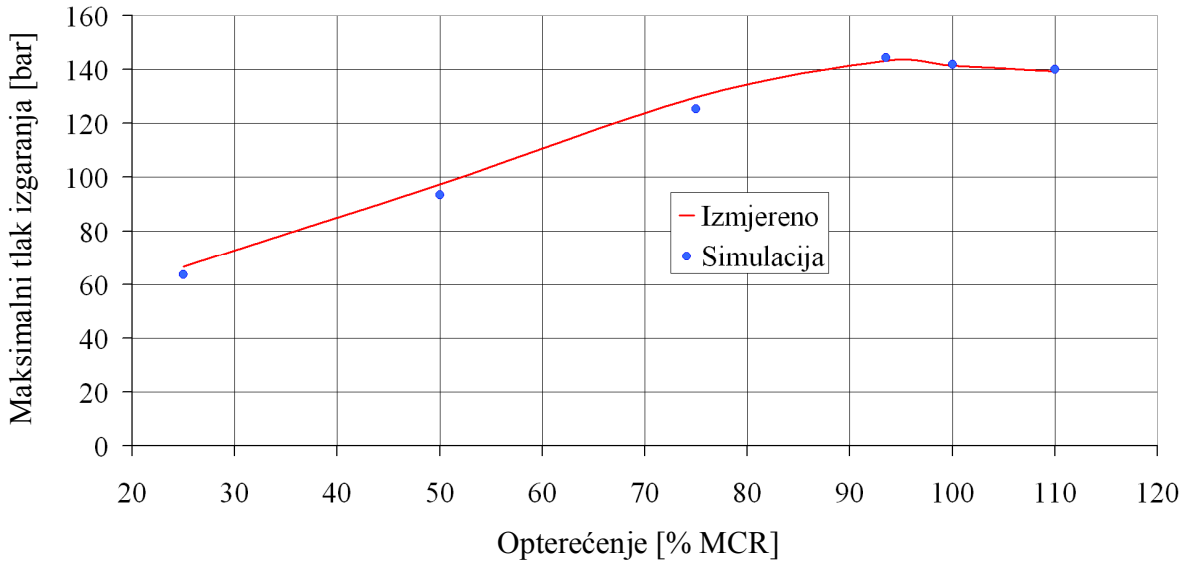
Kvazidimenzijski model za dvotaktni motor dobiven je tako da je klasični 0D program za proračun rada i karakteristika dvotaktnoga motora nadograđen razvijenim QD modelom za ubrizgavanje goriva i izgaranje u cilindrima motora. Pretpostavljeno je da se koriste 2 ubrizgavača po cilindru i da svaki ubrizgavač ubrizgava gorivo u tri jednaka mlaza. Program omogućuje i odvojeno praćenje promjena u svakome mlazu goriva ako su oni uzajamno različiti.

Numerički je model podešen tako da su poklapanja u rezultatima simulacije i mjerenja (tablica 8.2) za određene mjerne veličine idealna (npr. za indiciranu i efektivnu snagu motora). Rezultati ostalih simuliranih veličina, kao i njihova odstupanja od izmjerenih, dati su dijagramima u nastavku.

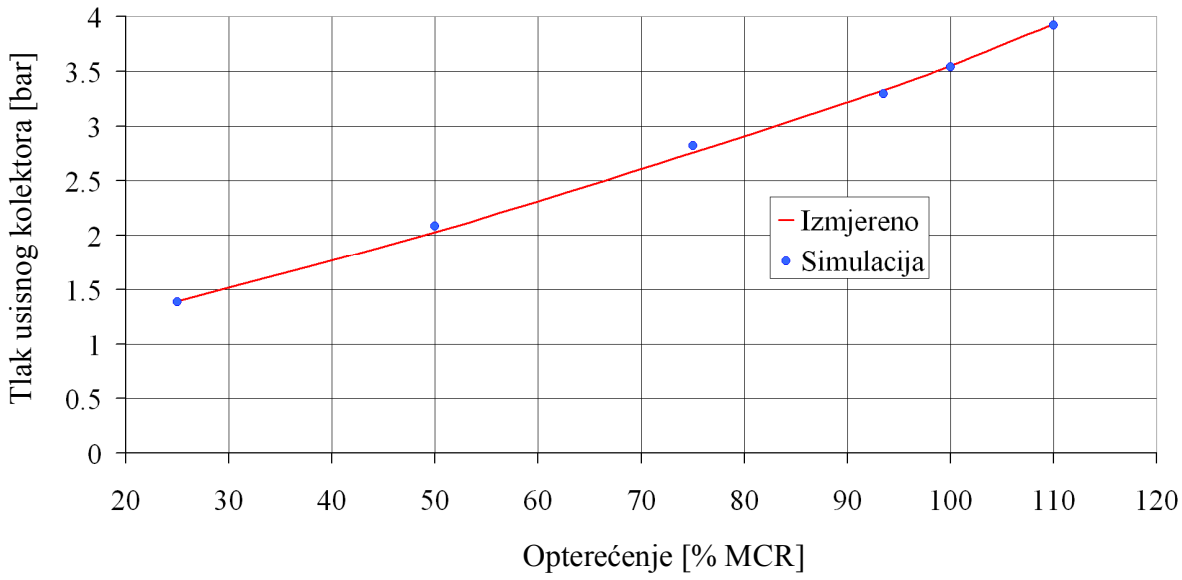
Važno je naglasiti kako je cijela logika simulacijskoga modela, uz sve njegove specifičnosti, ostala nepromijenjena, a jedina je razlika u odnosu na četverotaktni motor drugačiji izračun veličina samoga radnog procesa.



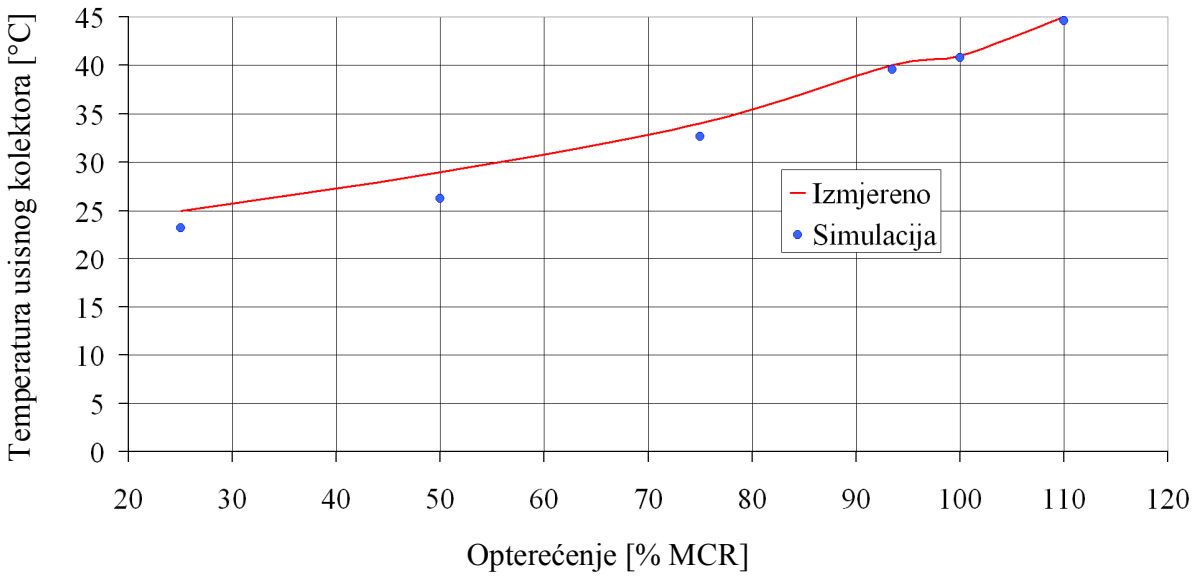
Slika 9.1. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka kompresije na motoru MAN 6S50MC



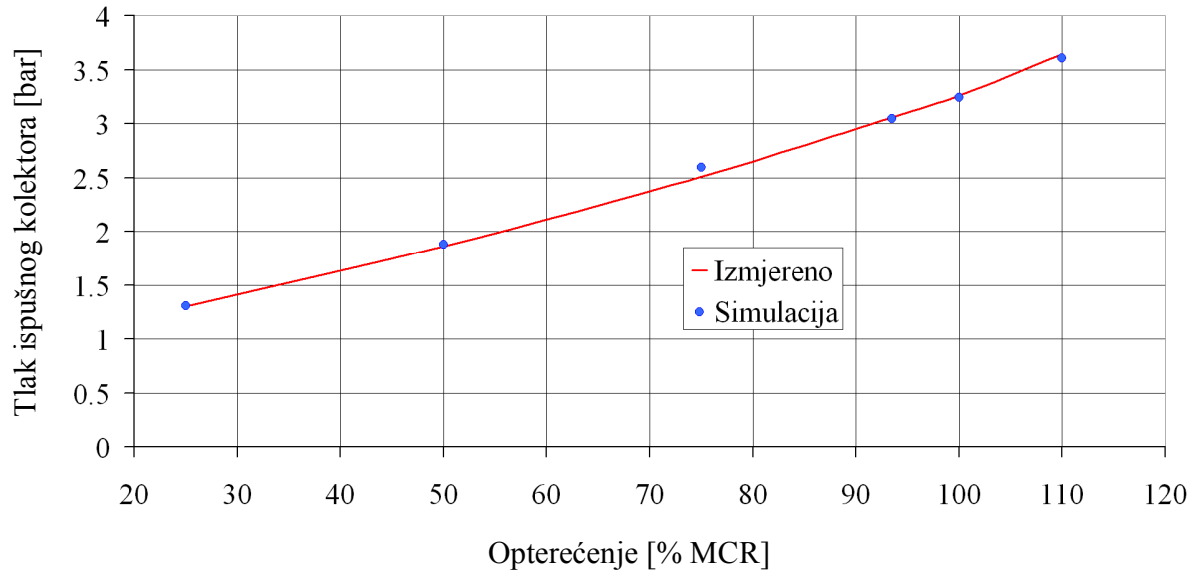
Slika 9.2. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga maksimalnog tlaka izgaranja na motoru MAN 6S50MC



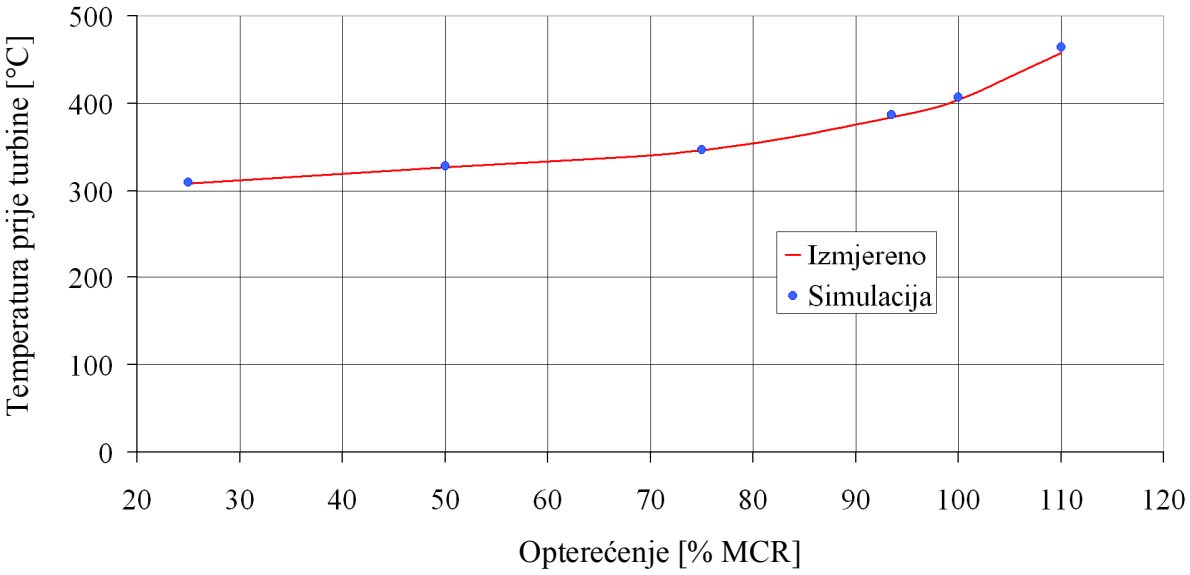
Slika 9.3. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka u usisnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC



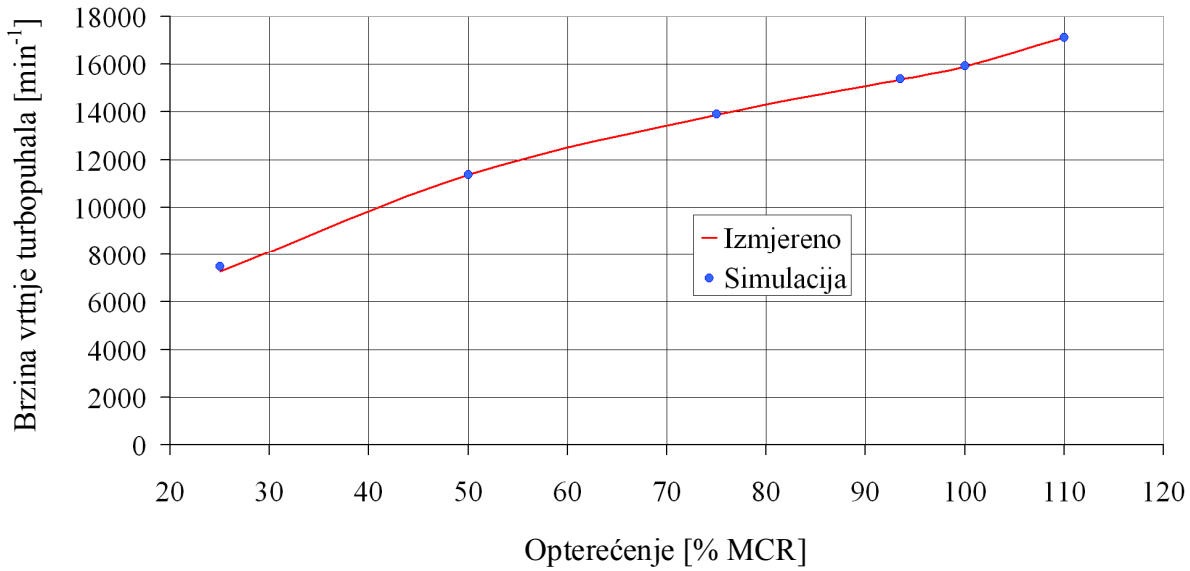
Slika 9.4. Usporedba izmjerene i simulirane temperature u usisnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC



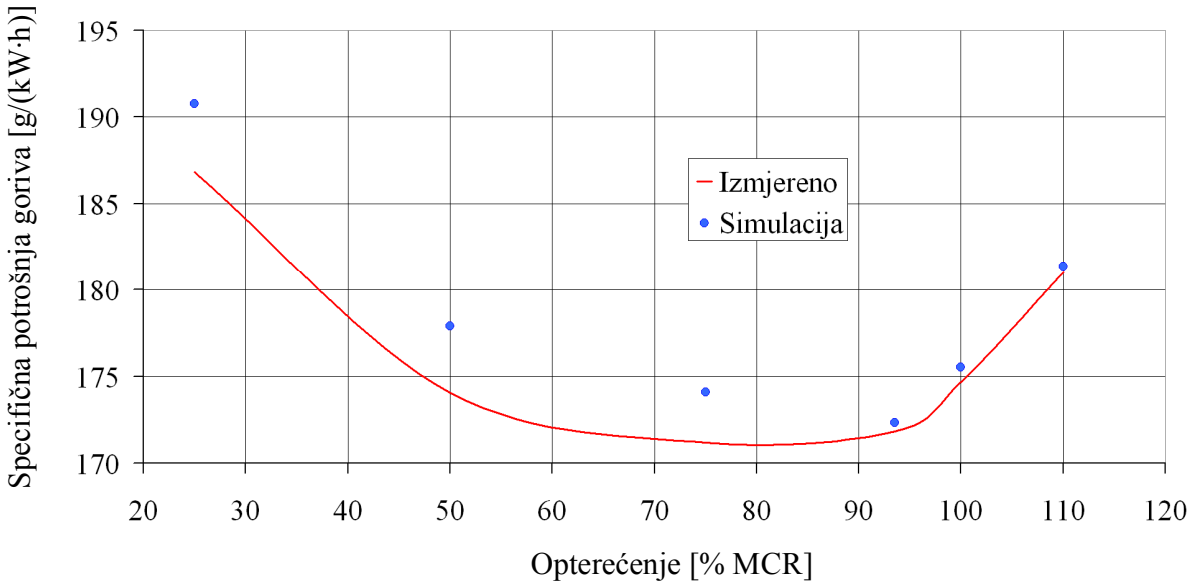
Slika 9.5. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka u ispušnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC



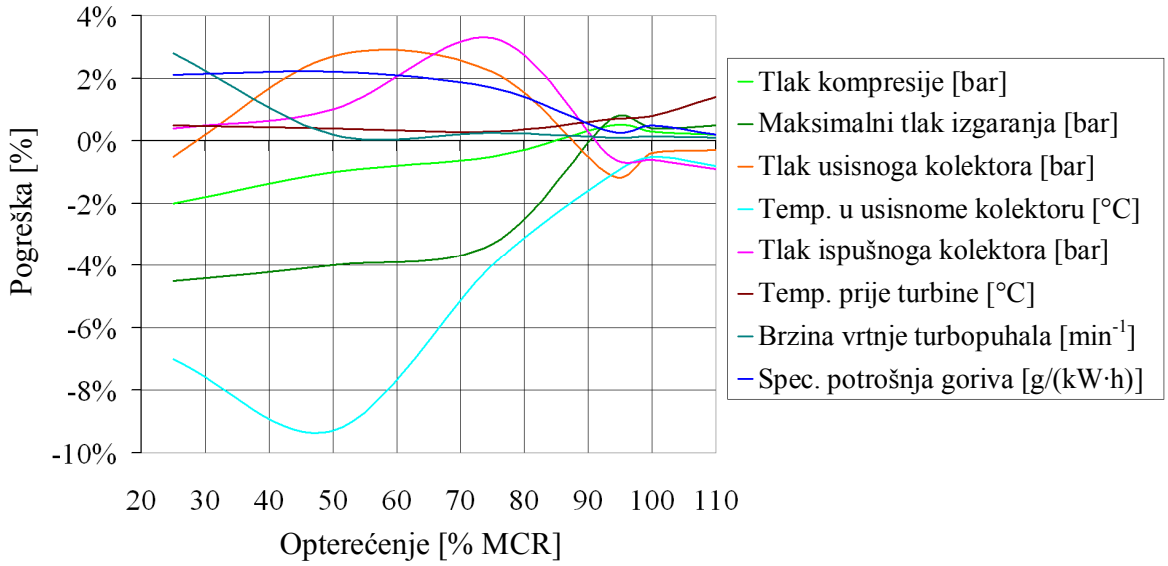
Slika 9.6. Usporedba izmjerene i simulirane temperature prije turbine na motoru MAN 6S50MC



Slika 9.7. Usporedba izmjerene i simulirane brzine vrtnje turbopuhala na motoru MAN 6S50MC



Slika 9.8. Usporedba izmjerene i simulirane specifične potrošnje goriva na motoru MAN 6S50MC



Slika 9.9. Pogreške simulacije za različite izmjerene radne parametre motora MAN 6S50MC

Usporedba izmjerenih i simuliranih veličina na sporohodnomu brodskomu dvotaktnom motoru MAN 6S50MC pokazuje kako simulacija vjerno prati izmjerene podatke i ni u jednom području ne primjećuju se intenzivnija odstupanja. Najveće odstupanje kvazidimenzijskoga modela vidljivo je kod prognoze temperature u usisnome kolektoru, ali tu je prihvatljivo veće odstupanje jer temperatura u usisnome kolektoru ne igra presudnu važnost u ispitivanju radnih parametara unutar cilindra motora. Isto tako relativna pogreška temperature u usisnome kolektoru izračunata je za temperaturu u °C, a ne za apsolutnu temperaturu u K, koja bi bila znatno manja.

10. ZAKLJUČAK

Osnovni cilj ove doktorske disertacije bio je razvoj i uspješna implementacija kvazidimenzijskoga numeričkog modela u model za numeričke simulacije karakteristika, emisija i rada brodskoga dvotaktnoga dizelskog motora. Kvazidimenzijski numerički model predstavlja kompromisno tzv. „inženjersko“ rješenje između postojećih numeričkih modela za proračune dizelskih motora. Numerički model nije preuzet od drugih autora, ili kupljen kao gotov program na tržištu, već je razvijen iz temelja, uvažavajući brojne smjernice i zakonitosti, kao i numeričke podmodele dostupne u prikupljenoj i obrađenoj literaturi. Za razliku od ostalih autora, koji se bave ovakvom vrstom numeričkoga modeliranja, razvijeni kvazidimenzijski model poboljšan je u raznim specifičnim segmentima, što zasigurno predstavlja značajan znanstveni doprinos u razvoju numeričkih modela toga tipa.

Kao prvu važnu prednost ovoga kvazidimenzijskoga numeričkog modela potrebno je istaknuti da se prirast tlaka i temperature u cilindru motora ne računaju iteracijski, kao što je slučaj u kvazidimenzijskim numeričkim modelima brojnih drugih autora, već izravno, tako da se promjene mogu pratiti u trenutku kada nastanu. Dobivene jednadžbe za izravno izračunavanje prirasta tlaka i temperature u svakom su kontrolnom volumenu modela veoma kompleksne i zahtijevale su dugotrajno istraživanje i poboljšavanje kako bi se došlo do zadovoljavajućih rezultata simulacija te kako bi se proračuni mogli nesmetano izvršavati.

Tokom razvoja cjelokupnoga numeričkoga kvazidimenzijskog modela u brojnim jednadžbama karakterističnima za kvazidimenzijske numeričke modele uočeni su brojni propusti ili nedostaci, koji su ne samo ispravljeni nego su, u nekim segmentima, date i nove, korigirane jednadžbe. Od važnijih poboljšanja posebno je važno naglasiti ispravak koeficijenta za izračun vremena raspada tekućega goriva (break-up time) u paketu mlaza, koji je potrebno korigirati ovisno o radijalnom položaju svakoga pojedinog paketa. U disertaciji su dane jednadžbe koje prikazuju pravilan izračun navedenoga koeficijenta. O toj pojavi u dostupnoj literaturi ostali autori nisu govorili, niti na nju skretali pozornost, već se navedeni koeficijent uzimao kao konstantan za sve pakete mlaza goriva, što ni u kojem slučaju nije ispravno.

Čak i uz određivanje limita postavljenoga i primijenjenoga numeričkog modela, razvijene diferencijalne jednadžbe pokazale su izrazitu nestabilnost pri izračunima različitih radnih parametara ispitivanih motora. Provedenim analizama utvrđeno je kako osjetljivost razvijenih diferencijalnih jednadžbi ne ovisi značajno o odabranoj metodi numeričke integracije, već je uočeno kako bi bilo potrebno smanjiti primijenjeni korak integracije da bi se postigla numerička stabilnost. Kako je vrlo mali broj znanstvenika, koji se bave ovakvim numeričkim modelima, pokušao razviti kvazidimenzijske modele s izravnim izračunom radnih parametara unutar cilindra motora, nisu bile dostupne diferencijalne jednadžbe koje bi se mogle usporediti s jednadžbama razvijenima u ovome radu. Stoga nisu bili dostupni podaci ili informacije kako odabir manjega koraka integracije utječe na takve numeričke modele te koja su možebitna ograničenja takvoga postupka.

Fizikalno, smanjenje numeričkoga koraka integracije znači da se paketi mlaza goriva, koji nastaju ubrizgavanjem goriva u cilindar dizelskoga motora, moraju formirati pri koraku integracije manjem od 1° kuta koljenastoga vratila. Svi kvazidimenzijski numerički modeli, čiji se rezultati

mogu pronaći u literaturi, rade s korakom integracije od 1° kuta koljenastoga vratila, i ni jedan autor nije pokušavao smanjivati korak integracije jer bi se na taj način, zbog iznimno velikoga broja paketa mlaza, proračun jako usporio. Stoga je bilo potrebno ne samo smanjiti korak integracije za uspješnu primjenu razvijenoga numeričkog modela u ovom radu već je dodatno ograničenje bila činjenica da se pritom vrijeme potrebno za izvršenje proračuna ne smije drastično povećati.

Od više analiziranih mogućih rješenja navedenoga problema, u matematički kvazidimenzijski model uvedeno je rješenje s formiranjem "malih paketa" mlaza na svakih 0,1° kuta koljenastoga vratila te njihovo usrednjavanje na cijelome kutu koljena u novi, "veliki paket". Na taj se način postigla numerička stabilnost cjelokupnoga razvijenog modela, a proračun se tek neznatno usporio, budući da se usrednjavanje vrši samo za aksijalne redove trenutno ubrizganih paketa unutar 1° kuta koljenastoga vratila. Usrednjavanjem "malih paketa" mlaza u nove, "velike", riješio se još jedan problem u numeričkim simulacijama današnjih suvremenih dizelskih motorima. Naime postojeći kvazidimenzijski modeli uzimaju u obzir činjenicu kako je neko vrijeme nakon ubrizgavanja svaki paket mlaza u potpunosti ispunjen tekućim gorivom i kao takav putuje kroz cilindar, sve dok se ne steknu uvjeti da u paket počinje ustrujavanje zraka iz zone bez izgaranja. Nakon ustrujavanja zraka u paket mlaza rješavaju se složene jednadžbe za sve procese koje prethode izgaranju. Kako su u suvremenim dizelskim motorima iznimno visoki tlakovi ubrizgavanja goriva, što uzrokuje intenzivnu kavitaciju u mlaznici, u numeričke se modele danas često ugrađuje činjenica kako u cilindar motora ne ulazi tekuće gorivo, već se od izlaza iz mlaznice računa s parom goriva i njezinim miješanjem s okolnim zrakom. Ta činjenica dokazuje da je usrednjavanje paketa, implementirano u razvijeni numerički model, rješenje koje omogućava praćenje svih pojava vezanih za ubrizgavanje goriva, od izlaska iz mlaznice nadalje. Upravo početnim praćenjem na "malim paketima" i naknadnim grupiranjem u "veliki paket" može se detaljnije pratiti početne procese pri ubrizgavanju mlaza, kao što su procesi do trenutka raspada mlaza tekućine u paketu i početka dotoka zraka iz ZBI-a, što bi bilo vrlo grubo praćeno primjenom "velikoga paketa" odmah od početka njegova ubrizgavanja.

Sa svim provedenim doradama i poboljšanjima, numerički je model postao stabilan, a rezultati dobiveni numeričkim simulacijama uspoređeni su s mjerenjima na stvarnim motorima. Numerički je model validiran na četverotaktnome dizelskom motoru, da bi se nakon toga prepravio i dopunio novim numeričkim podmodelima, kako bi se mogao koristiti za proračune dvotaktnih motora.

Validacija numeričkoga modela provedena je na četverotaktnome dizelskom motoru MAN D 0826 LOH15. Potrebna mjerenja provedena su u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani i nakon izvršenih mjerenja pristupilo se usporedbi izmjerenih rezultata s rezultatima numeričke simulacije. Dobivena su vrlo zadovoljavajuća poklapanja rezultata te se na taj način numerički model validirao. Poslije izvršene validacije, numeričkim kvazidimenzijskim modelom izvršeni su dodatni proračuni, kojima su se dobila kretanja različitih radnih parametara u cilindrima ispitivanoga motora. Brojne parametre u cilindru motora nije ni moguće izmjeriti dostupnom mjernom opremom, ali se zato mogu pratiti njihove vrijednosti i promjene zahvaljujući numeričkim modelima. Neki od rezultata provedenih simulacija prikazani su u disertaciji. Pritom treba napomenuti kako je dat prikaz kretanja radnih parametara ispitivanoga motora za jednu radnu točku (validacija se provela u četiri radne točke), što pokazuje

koliko se podataka za neki motor može dobiti detaljno izrađenom numeričkom simulacijom u svakoj radnoj točki motora.

Nakon uspješne validacije numerički je model dorađen kako bi se njime mogle provoditi simulacije za sporohodne dvotaktne brodske motore. Zbog gospodarske krize, koja je još uvijek vrlo prisutna u svim dijelovima našega društva i gospodarstva, nije bilo moguće provesti mjerenja na stvarnome brodskome dvotaktnom motoru, iako je nabavljena sva potrebna mjerna oprema. Kako bi se ispitala točnost i preciznost dorađenoga kvazidimenzijskog modela, podaci za brodski sporohodni dvotaktni dizelski motor uzeti su iz disertacije Račića [107]. Usporedba rezultata s ispitnoga stola i rezultata dobivenih numeričkom simulacijom pokazala je kako i u ovome slučaju dorađeni kvazidimenzijski model vrlo vjerno prati izmjerene radne podatke dvotaktnoga motora. Kod simulacija vezanih za brodski dvotaktni motor treba naglasiti da je prioritet dat razvoju i kvaliteti numeričkoga modela, a ne nužno eksperimentalnim ispitivanjima.

Razvijeni numerički kvazidimenzijski model predstavlja izvor vrlo velikoga broja informacija za sve one koje, na bilo koji način, zanimaju dizelski motori, ili one koji se njima bave. Njegove mogućnosti, detaljnost i vrlo velika količina dobivenih informacija, uz vrlo kratko vrijeme potrebno za provedbu simulacije, omogućavaju široku primjenu ovoga numeričkog modela. Osim studentima i inženjerima, ovakav model može vrlo korisno poslužiti u svakome postrojenju, koje u sebi sadrži dizelski motor.

Znanstvenici koji se bave kvazidimenzijskim modeliranjem zasigurno će u ovome radu pronaći barem nekoliko elemenata, kojima bi svoje modele mogli poboljšati. Ipak, razvijeni i validirani numerički model ne treba shvatiti kao završenu i zaokruženu cjelinu, on sa znanstvenoga stajališta predstavlja samo kvalitetnu platformu za daljnja istraživanja. U numerički model tek je potrebno ugraditi numeričke podmodele za sudar mlaza goriva sa stijenkama prostora izgaranja, za detaljni izračun vrtloga zraka u komori izgaranja, potrebno je ispitati točnost rezultata modela pri simulacijama s više različitih korištenih goriva. Također vrlo zanimljivo, ali i vrlo zahtjevno područje jest višestruko ubrizgavanje goriva, koje bi se u budućnosti također moglo i trebalo obuhvatiti ovim modelom.

Konačno, razvidno je kako je razvijenim numeričkim modelom i ovim radom postignut znanstveni doprinos u procesu numeričkoga modeliranja dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem, ali cjelokupni znanstveni i praktični doprinos ovim radom ne završava, nego tek započinje.

LITERATURA

[1] Fusco, A., Knox-Kelecy, A. L., Foster, D. E.: *Application of a Phenomenological Soot Model to Diesel Engine Combustion*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[2] Maly, R. R., Stapf, P., König, G.: *Progress in Soot Modeling for Engines*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[3] Kidoguchi, Y., Miwa, K., Mohammadi, A.: *Reduction mechanism of NOx in Rich and High Turbulence Diesel Combustion*, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, COMODIA 2001, Nagoya, 2001.

[4] Ogawa, T., Daisho, Y., Kurata, O., Saito, T.: *Partuiculate Formation in Compression-Ignited Fuel-Rich Mixtures*, International Symposium COMODIA 90, page 633-638, 1990.

[5] Machacon, H. T. C., Shiga, S., Karasawa, T., Nakamura, H.: *The Effect of EGR on Diesel Particulate Emissions*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[6] Yosihara, Y., Wang, H., Frenklach, M.: *Modeling od NOx Formation in Natural Gas Fueled Diesel Combustion*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[7] Araki, T., Kikuta, K., Chikahisa, T., Hishinuma, Y.: *Analysis of Major Parameters in Smoke Reduction with Turbulent Jets Aimed at Spray Flame in DI Diesel Engines*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[8] Fukuda, M., Yamane, K., Neichi, T., Ikegami, M.: *Reduction of Nitrogen Oxides of Diesel Engines by Exhaust-Gas-Selective Recirculation*, The Fourth International Symposium COMODIA 98., 1998.

[9] Kadota, T., Yamasaki, H., Segawa, D., Kawatsu, T., Tsue, M.: *Instantaneous Two Dimensional Visualization of Soot Concentration Profiles in the Diesel Spray Flame*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[10] Li, X., Gülder, Ö. L.: *Effects of Fuel Cetane Number, Density and Aromatic Content on Diesel Engine NOx Emissions at Different Operating Conditions*, Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[11] Abraham, J., Iyer, V., Magi, V., Fujita, N.: *An Evaluation of a Discrete Particle Model for Soot Formation, Growth, Transport and Oxidation in Diesel Engines*, Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[12] Agarwal, A., Assanis, D. N.: *Multi-Dimensional Modeling of Nitric Oxide Formation in Direct Injection Natural Gas Engines*, Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[13] Mehta, P. S., Bhaskar, T.: *Prediction of Combustion and In-Cylinder Emissions in a Direct Injection Diesel Engine Using Multi-Process Models*, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines COMODIA 2001, 2001.

[14] Grover, R. O. Jr., Assanis, D. N.: *A Spray Wall Impingement Model Based upon Conservation Principles*, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines COMODIA 2001, 2001.

[15] Nakagawa, H., Oda, Y., Kato, S., Nakashima, M., Tatcishi, M.: *Fuel Spray Motion in Side Injection Combustion System for Diesel Engines*, International Symposium COMODIA 90, 1990.

[16] Chen, B. X., Wang, R. S.: *An Experimental Study and Computer Analysis on Oblique Impingement of Diesel Type Spray upon a Plane Wall*, International Symposium COMODIA 90, 1990.

[17] Nishida, K., Hiroyasu, H., Arai, M.: *Comparison of 3-D Modeling of D. I. Diesel Engine Combustion with Gas Sampling Experiment*, International Symposium COMODIA 90, 585-600, 1990.

[18] Lilleheie, N. I., Pedersen, E.: *Numerical Investigation of a Marine Two-Stroke Diesel Engine Using the Eddy Dissipation Concept with NO and Auto-Ignition Model*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[19] Renner, G., Maly, R. R.: *A Universal Model for Spray Characteristics of Technical Diesel Sprays*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[20] Senda, J., Kobayashi, M., Iwashita, S., Fujimoto, H.: *Modeling on Diesel Spray Impinging on Flat Wall*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[21] Bhaskar, T., Mehta, P. S.: *A Multi-Zone Diesel Combustion Model Using Eddy Dissipation Concept*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[22] Ebara, T., Amagai, K., Arai, M.: *Penetration Model of a Diesel Spray along a Wall*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[23] Tao, F., Golovitchev, V. I., Chomiak, J.: *Application of Complex Chemistry to Investigate the Combustion Zone Structure of DI Diesel Sprays under Engine-Like Conditions*, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines COMODIA 2001, 2001.

[24] Yamane, K., Ueta, A., Shimamoto, Y.: *Influence of Physical and Chemical Properties of Biodiesel Fuel on Injection, Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a DI-CI Engine*, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines COMODIA 2001, 2001.

[25] Boulouchos, K., Isch, R.: *Modeling of Heat Transfer during Combustion*: *A Quasi-Dimensional Approach with Emphasis on Large Low-Speed Diesel Engines*, International Symposium COMODIA 90, 1990.

[26] Matsuoka, S., Sugimoto, G.: *Cooling and Suppression Phenomena of the Flames by Mixing of the High Speed Jet in the Engines and Their NO Reduction Mechanism*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[27] Ishida, M., Chen, Z. L., Ueki, H., Sakaguchi, D.: *Combustion Analysis by Two-Zone Model in a DI Diesel Engine*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[28] Aligrot, C., Champoussin, J. C., Guerrassi, N., Claus, G.: *Prediction of Self-Ignition Delay of Different Liquid Diesel Fuels*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[29] Naitoh, K., Takagi, Y.: *Oval-Parabola Trajectories (OPT) Model of Droplet-Wall Interaction in Engine*, International Symposium COMODIA 94, 1994.

[30] Ishida, M., Ueki, H., Sakaguchi, D.: *Effect of Pilot Injection Rate on Combustion and Trade-off in a DI Diesel Engine*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[31] Moon, Y. W., You, Y. W., Kim, Y. M.: *Numerical Modeling for Evaporating Spray Dynamics in High-Pressure Environment*, The Fourth International Symposium COMODIA 98, 1998.

[32] Rakopoulos, C. D., Antonopoulos, K. A., Rakopoulos, D. C.: *Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels*, Energy Conversion and Management 47, 1550-1573, 2006.

[33] Tao, F., Golovitchev, V. I., Chomiak, J.: *A phenomenological model for the prediction of soot formation in diesel spray combustion*, Combustion and Flame 136, 270-282, 2004.

[34] Lipatnikov, A. N., Chomiak, J.: *Turbulent flame speed and thickness*: *phenomenology, evaluation, and application in multi-dimensional simulations*, Progress in Energy and Combustion Science 28, 1-74, 2002.

[35] Imaoka, R. T., Sirignano, W. A.: *Transient vaporization and burning in dense droplet arrays*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 4354-4366, 2005.

[36] Nabi, M. N., Shamim Akhter, M., Zaglul Shahadat, M.: *Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel-biodiesel blends*, Bioresource Technology 97, 372-378, 2006.

[37] Jay, S., Lacas, F., Candel, S.: *Combined surface density concepts for dense spray combustion*, Combustion and Flame 144, 558-577, 2006.

[38] Sirignano, W. A.: *Volume averaging for the analysis of turbulent spray flows*, International Journal of Multiphase Flow 31, 675-705, 2005.

[39] Samec, N., Kegl, B., Dibble, R. W.: *Numerical and experimental study of water/oil emulsified fuel combustion in a diesel engine*, Fuel 81, 2035-2044, 2002.

[40] Bertoli, C., Migliaccio, M.: *A finite conductivity model for diesel spray evaporation computations*, International Journal of Heat and Fluid Flow 20, 552-561, 1999.

[41] Xue, H., Aggarwal, S. K.: *NOx emissions in n-heptane/air partially premixed flames*, Combustion and Flame 132, 723-741, 2003.

[42] Ficarella, A., Laforgia, D.: *Experimental and Numerical Investigation of Cavitating Flows in Diesel Injection Systems*, Meccanica 33, 407-425, 1998.

[43] Kavtaradze, R. Z., Zeilinger, K., Zitzler, G.: *Ignition Delay in a Diesel Engine Utilizing Different Fuels*, High Temperature, Vol. 43, No. 6, pp. 951-960, 2005.

[44] Engl, G.: *The modeling and numerical simulation of gas flow networks*, Numerische Mathematik 72, 349-366, 1996.

[45] Gradinger, T. B., Boulouchos, K.: *Modeling Turbulent Droplet Motion in Vaporizing Sprays*, Flow, Turbulence and Combustion 65, 1-29, 2000.

[46] Mayer, W. O. H., Branam, R.: *Atomization characteristics on the surface of a round liquid jet*, Experiments in Fluids 36, 528-539, 2004.

[47] Nasser, S. H., Playfoot, B. B.: *A Turbocharger Selection Computer Model*, SAE Technical Paper 1999-01-0559, 1999.

[48] Arias, J. R., Varela, E., Pérez, R., Navarro, E., Moreno, E.: *Numerical Simulation of the Scavenging Process in a Two Stroke Turbocharged Diesel Engine*, SAE Technical Paper 2001-01-1094, 2001.

[49] Hiroyasu, T., Miki, M., Kamiura, J., Watanabe, S., Hiroyasu, H.: *Multi-Objective Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Economy using Genetic Algorithms and Phenomenological Model*, SAE Technical Paper 2002-01-2778, 2002.

[50] Giannattasio, P., Micheli, D.: *Phenomenological Modelling of IDI Diesel Engines*, SAE Technical Paper 971592, 1997.

[51] Winterbone, D. E.: *Advanced Thermodynamics for Engineers*, Arnold - member of the Hodder Headline Group, London, 1997.

[52] Jung, D, Assanis, D. N.: *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions*, SAE Paper 2001-01-1246, 2001.

[53] Torres, D. J., O'Rourke, P. J., Amsden, A. A.: *Efficient multicomponent fuel algorithm*, Combustion Theory and Modelling 7, 67-86, 2003.

[54] Kralj, C.: *Numerical simulation of diesel spray processes*, Doctoral Thesis, Imperial College, London, 1995.

[55] Golovitchev, V., Nordin, N., Tao, F.: *Modeling of Spray Formation, Ignition and Combustion in Internal Combustion Engines*, Annual Report, Göteborg, December, 1998.

[56] Nordin, P. A. N.: *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion*, Doctoral Thesis, Chalmers University of Technology, Goeteborg, 2001.

[57] Golovitchev, V. I., Tao, F., Chomiak, J.: *Numerical Evaluation of Soot Control at Diesel-Like Conditions by Reducing Fuel Injection Timing*, SAE Paper 1999-01-3552, 1999.

[58] Tao, F., Golovitchev, V. I., Chomiak, J.: *Self-Ignition and Early Combustion Process of n-Heptane Sprays Under Diluted Air Conditions*: *Numerical Studies Based on Detailed Chemistry*, SAE Paper 2000-01-2931, 2000.

[59] Tao, F., Chomiak, J.: *Numerical Investigation of Reaction Zone Structure and Flame Liftoff of DI Diesel Sprays with Complex Chemistry*, SAE Paper 2002-01-1114, 2002.

[60] Tao, F.: *Numerical Modeling of Soot and NOx Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry*, Doctoral thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2003.

[61] Argachoy, C., Pimenta, A. P.: *Phenomenological Model of Particulate Matter Emission from Direct Injection Diesel Engines*, ABCM, Vol. XXVII, No. 3, pag. 266-273, July-September, 2005.

[62] Yamane, K., Ikegami, M., Shioju, M.: *Fuel Injection Pressure and Nozzle Orifice Diameter in Direct-Injection Diesel Engines*, International Symposium COMODIA 94, p. 225 – 230, 1994.

[63] Catania, A.E., Dongiovanni, C., Mittica, A., Negri, C., Spessa, E.: *Diesel Injection-System Simulation at part Loads under Steady-State and Transient Operations***,** The Fourth Int. Symp. COMODIA 98, pp. 489 – 498, 1998.

[64] Catania, A. E., Dongiovanni, C., Mittica, A., Negri, C., Spessa, E.: *Study of Automotive Diesel Injection-System Dynamic Under Control*, Intnl. Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, San Antonio. Texas, October 14-17, SAE Paper 962020, 1996.

[65] De Blas, L. J. M.: *Pollutant formation and interaction in the combustion of heavy liquid fuels*, Doctoral thesis, University of London, 1998.

[66] Bawady, A. H., Abdul Aziz, M., Hassaneen, A. E. F.: *Fuel Injectors in Diesels with Large Needle-Barrel Clearance*, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 25. – March 1., SAE Paper 910183, 1991.

[67] Strunk, R. D.: *The Dynamics of Pumpe-Line-Nozzle Fuel Injection Systems*, International Off-Highway & Powerplant Congress and Exposition, Milwaukee, Wisconsin, Sept. 9 – 12, SAE Paper 911818, 1991.

[68] Chmela, F. G., Orthaber, G. C.: *Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion*, SAE Technical Paper, 1999-01-0186, 1999.

[69] Brunt, M. F. J., Platts, K. C.: *Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines*, SAE Technical Paper 1999-01-0187, 1999.

[70] Arrègle, J., Pastor, J. V., Ruiz, S.: *The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics*, SAE Technical Paper 1999-01-0200, 1999.

[71] Danov, S. N., Gupta, A. K.: *Effect of Sautre Mean Diameter on the Combustion Related Parameters in a Large-Bore Marine Diesel Engine*, SAE Technical Paper 1999-01-0224, 1999.

[72] Bianchi, G. M., Pelloni, P.: *Modeling the Diesel Fuel Spray Breakup by Using a Hybrid Model*, SAE Technical Paper 1999-01-0226, 1999.

[73] Tinaut, F. V., Melgar, A., Giménez, B.: *A Model of Atomization of a Transient Evaporative Spray*, SAE Technical Paper 1999-01-0913, 1999.

[74] Abramzon, B., Sazhin, S.: *Convective vaporization of a fuel droplet with thermal radiation absorption*, Fuel 85, p. 32-46, 2006.

[75] Saario, A., Rebola, A., Coelho, P. J., Costa, M., Oksanen, A.: *Heavy fuel oil combustion in a cylindrical laboratory furnace*: *measurements and modeling*, Fuel 84, p. 359-369, 2005.

[76] Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Giakoumis, E. G., Kyritsis, D. C.: *Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction*, Energy Conversion and Management 45, p. 1471-1495, 2004.

[77] Chiu, H. H.: *Advances and challenges in droplet and spray combustion. I. Toward a unified theory of droplet aerothermochemistry*, Progress in Energy and Combustion Science 26, p. 381-416, 2000.

[78] Sornek, R. J., Dobashi, R., Hirano, T.: *Effect of Turbulence on Vaporization, Mixing, and Combustion of Liquid-Fuel Sprays*, Combustion and Flame 120, p. 479-491, 2000.

[79] Amagai, K., Hashimoto, Y., Arai, M.: *Ignition and combustion characteristics of two-stage injection diesel spray*, JSAE Review 20, p. 407-411, 1999.

[80] Stanton, D. W., Rutland, C. J.: *Multi-dimensional modeling of thin liquid films and spray-wall interactions resulting from impinging sprays*, International Journal of Heat and Mass Transfer 41, p. 3037-3054, 1998.

[81] Sazhin, S. S.: *Advanced models of fuel droplet heating and evaporation*, Progress in Energy and Combustion Science 32, p. 162-214, 2006.

[82] Aggarwal, S.K., Mongia, H.C.: *Multicomponent and High-Pressure Effects on Droplet Vaporization*, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, pp. 248-255, April, 2002.

[83] Payri, F., Benajes, J., Tinaut, F. V.: *A phenomenological combustion model for direct-injection, compression-ignition engines*, Alllied Mathematical Modelling, Vol. 12, June 1988.

[84] Zhao, H., Peng, Z., Calnan, P., Ladommatos, N., Ma, T.: *Analysis of stratified EGR and air on combustion and NO formation in spark-ignition engine*, IMechE, D01499, Vol. 213, Part D, 1999.

[85] Cui, Y., Deng, K., Wu, J.: *A direct injection diesel combustion model for use in transient condition analysis*, IMechE, D07400, Vol. 215, Part D, 2001.

[86] Rakopoulos, C. D., Antonopoulos, K. A., Rakopoulos, D. C.: *Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its bio-diesel*, Energy Conversion and Management, 2007.

[87] Rakopoulos, C. D., Taklis, G. N., Tzanos, E. I.: *Analysis of combustion chamber insulation effects on the performance and exhaust emissions of a DI Diesel engine using a multi-zone model*, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 7, pp. 691-706, 1995.

[88] Salem, H., El-Bahnasy, S. H., Elbaz, M.: *Prediction of the effect of injection parameters on NOx emission and burning quality in the direct injection diesel engine using a modified multizone model*, IMechE, D01797, Vol. 212, Part D, 1998.

[89] Jung, D., Assanis, D. N.: *Modeling of direct injection diesel engine emissions for a quasi-dimensional multi-zone spray model*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 5, No. 3, pp. 165-172, 2004.

[90] Tauzia, X., Maiboom, A., Chesse, P., Thouvenel, N.: *A new phenomenological heat release model for thermodynamical simulation of modern turbocharged heavy duty Diesel engines*, Applied Thermal Engineering 26, pp. 1851-1857, 2006.

[91] Liu, Y., Midkiff, K. C., Bell, S. R.: *Development of a multizone model for direct injection diesel combustion*, IMechE, JER02601, Vol. 5, No. 1, 2004.

[92] Meng, X., Jiang, Z., Wang, X., Jiang, D.: *Quasi-dimensional multizone combustion model for direct injection engines fuelled with dimethyl ether*, IMechE, D01403, Vol. 218, Part D, 2004.

[93] Ono, S., Hirayama, Y., Kawano, H., Nakaya, M.: *Improvement of performance and exhaust emission characteristics in gas engine by heat release control*, JSAE Review 23, pp. 3-8, 2002.

[94] Poetsch, C., Ofner, H., Schutting, E.: *Assessment of a Multi Zone Combustion Model for Analysis and Prediction of CI Engine Combustion and Emissions*, SAE International, 2011-01-1439, 2011.

[95] Poetsch, C., Ofner, H., Cartellieri, W.: *Analysis of Thermodynamic Characteristics of Diesel Engine Emission Control Strategies Using a Multi-Zone Combustion Model*, SAE International, 2012-01-3340, 2012.

[96] Medica, V.: *Simulation of turbocharged diesel engine driving electrical generator under dynamic working conditions*, Doctoral Thesis, University of Rijeka, Rijeka, 1988.

[97] Mrakovčić, T.: *Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2003.

[98] Senčić, T.: *Analiza mogućnosti smanjenja emisija čađe i NOx na suvremenim sporohodnim dizelskim dvotaktnim motorima*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2010.

[99] Bukovac, O.: *Predviđanje parametara rada brodskog dizelskog motora primjenom neuronskih mreža*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2012.

[100] Bernečić, D.: *Analiza utjecaja višestrukog ubrizgavanja na procese i produkte izgaranja u sporookretnom brodskom dizelskom motoru*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2010.

[101] Škifić, N: *Analiza utjecajnih parametara opreme na značajke dizelskog motora*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2003.

[102] Grljušić, M.: *Termodinamička analiza i optimizacija rada brodskoga pogonskoga sporohodnog dizelskoga motora s korištenjem otpadne topline*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2012.

[103] Cvetić, M.: *Modeliranje toka sagorjevanja na osnovu toka ubrizgavanja kod dizel-motora sa direktnim ubrizgavanjem*, Doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu, Beograd, 2000.

[104] Stiesch, G.: *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor*, Doctoral Thesis, Technische Universitaet Hannover, Hannover, 1999.

[105] Radica, G.: *Ekspertni sustav za dijagnostiku stanja i optimiranje rada brodskog dieselovog motora*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 2004.

[106] Katrašnik, T.: *Numerično modeliranje prehodnih pojavov v tlačno polnjenem dizelskem motorju*, Doktorska disertacija, Univerza v Ljubljani, Ljubljana, 2004.

[107] Račić, N.: *Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2008.

[108] Blasig, K.: *Analiza procesa u cilindru dizelskog motora pomoću indikatorskog dijagrama*, Magistarski rad, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2011.

[109] Baumgarten, C.: *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006.

[110] Benson, R. S.: *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines, Volume I, II*, Clarendon Press, Oxford, 1982.

[111] Demirbas, A.: *Biodiesel A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines*, Springer-Verlag, London, 2008.

[112] Blair, G. P.: *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*, Society of Automotive Engineers, 1996.

[113] Hiereth, H., Prenninger, P.: *Charging the Internal Combustion Engine*, Springer-Verlag, Wien, 2007.

[114] Sher, E.: *Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines - Pollutant Formation and Control*, Academic Press., 1998.

[115] Mollenhauer. K, Tschöke, H.: *Handbuch Dieselmotoren, 3. neubearbeitete Auflage*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007.

[116] Heywood, J. B.: *INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS*, McGraw-Hill, New York, 1988.

[117] Markatos, N. C.: *COMPUTER SIMULATION OF FLUID FLOW, HEAT AND MASS TRANSFER AND COMBUSTION IN RECIPROCATING ENGINES*, Hemisphere Publishing Corporation, 1987.

[118] Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F.: *Simulating Combustion-Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006.

[119] Ylva Nilsson: *Modelling for Fuel Optimal Control of a Variable Compression Engine*, Doctoral Thesis, Linköping University, Linköping, 2007.

[120] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G.: *Diesel Engine Transient Operation - Principles of Operation and Simulation Analysis*, Springer-Verlag, London, 2009.

[121] Ramos, J. I.: *INTERNAL COMBUSTION ENGINE MODELING*, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

[122] Xiros, N.: *Robust Control of Diesel Ship Propulsion*, Springer-Verlag, London, 2002.

[123] Stiesch, G.: *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2003.

[124] Stone, R.: *Introduction to Internal Combustion Engines, Third edition*, MacMillan Press LTD, London, 1999.

[125] Winterbone, D. E., Pearson, R. J.: *Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines,* Professional Engineering Publishing, 1999.

[126] Winterbone, D. E., Pearson, R. J.: *Theory of Engine Manifold Design - Wave action methods for IC engines*, Professional Engineering Publishing, 2000.

[127] Borman, G. L., Ragland, K. W.: *Combustion Engineering*, The McGraw-Hill Companies, 1998.

[128] Gelalles, A. G., Marsh, E. T.: *Effect of orifice length-diameter ratio on the coefficient of discharge of fuel-injection nozzles*, NASA TN 369, 1931.

[129] Gelalles, A. G.: *Effect of orifice length-diameter ratio on spray characteristics*, NASA TN 352, 1930.

[130] Trifunović, R., Cvetić, M., Petrović, M., Janićijević, D.: *Potprojekat PP7 - Razvoj sustava direktnog ubrizgavanja goriva kod motora IMR S-54, Izvješće za II fazu*, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.

[131] Constien, M., Woschni, G., Zeilinger, K., Augustin, U., Schwarz, V.: *Ermittlung des Einspritzverlaufes am schnellaufenden Dieselmotor*, MTZ 53 (1992), 4., 1992.

[132] Morel, T., Wahiduzzaman, S.: *Modeling of Diesel Combustion And Emissions*, Paper P1672, XXVIth Congress FISITA, Prague, 1996.

[133] Hiroyasu, H., Arai, M.: *Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines*, SAE Paper 900475, 1990.

[134] Bracco, F. V.: *Modeling of Engine Sprays*, SAE Paper 850394, 1985.

[135] Von Kuensberg Sarre, C., Song-Charng, K., D. Reitz, R.: *Modeling the effects of injector nozzle geometry on diesel sprays*, reprinted from: Technology for diesel fuel injection and sprays (SP-1415), SAE paper 1999-01-0912, 1999.

[136] Nurick, W.H.: *Orifice cavitation and its effects on spray mixing*, J. Fluids Eng., Vol. 98, pp. 681-687, 1976.

[137] O'Rourke, P. J., Bracco, F. V.: *Modelling of drop interactions in thick sprays and a comparison with experiments*, I Mech E Paper C404/80, 1980.

[138] Graves, C. C., Bahr, D. W.: *Atomization and evaporation of liquid fuels. Chapter I of*: *Basic Considerations in the combustion of hydrocarbon fuels with air*, ed. by H. C. Barnett and R. R. Hibbard, NASA Report 1300, 1957.

[139] Elkotb, M. M.: *Fuel Atomization for Spray Modeling*, Prog. Energy Comb. Sc., Vol 8., pp. 61-91, 1982.

[140] Amsden, A. A., O'Rourke, P. J., Butler, T. D.: *KIVA-II*: *A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Labs, LA-11560-MS, 1989.

[141] Quoc, H. X., Brun, M.: *Study on Atomisation and Fuel Drop Size Distribution in Direct Injection Diesel Spray*, SAE Paper 940191, 1994.

[142] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M.: *Supplementary comments*: *Fuel spray characterization in diesel engines,* Combustion modeling in reciprocating engines, ed. J. M. Mattavi and C. A. Amann, Plenum Press, New York-London, 1980.

[143] Hiroyasu, H., Arai, M., Tabata, M.: *Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray*, SAE Paper 890464, 1989.

[144] Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S.: *Heat Transfer*, MIR Publishers, Moscow, 1977.

[145] Sitkei, G.: *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*, Springer-Verlag, Berlin, 1964.

[146] Amsden, A. A., Ramshaw, J. D., O'Rourke, P. J., Dukowicz, J. K.: *KIVA: A Computer Program for two- and three-dimensional fluid flows with chemical reactions and fuel sprays*, LA-10245-MS, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, 1985.

[147] Borman, G.L., Johnson, J.H.: *Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air*, SAE Technical Paper 598 C, 1962.

[148] Nishida, K., Hiroyasu, H.: *Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine*, SAE Technical Paper 890269, 1989.

[149] Ranz, W. E., Marshall JR., W. R.: *Evaporation from drops*, Chem Eng Progs, Vol. 48, No. 3, and No. 4, 1952.

[150] Belardini, P., Bertoli, C., Corcione, F. E., Police, G.: *Ignition delay measurement in a direct injection diesel engine*, I Mech E Paper C86/83, 1983.

[151] Plee, S. L., Ahmad, T.: *Relative Roles of Premixed and Diffusion Burning in Diesel Combustion*, SAE Paper 831733, 1983.

[152] Yoshizaki, T., Nishida, K., Hiroyasu, H.: *Approach to Low Nox and Smoke Emission Engines by Using Phenomenological Simulation*, SAE Paper 930612, 1993.

[153] Dent, J. C., Mehta, P. S.: *Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine*, SAE Paper 811235, 1981.

[154] Filipović, I., Lipanović,S.: *Opća i anorganska kemija*, Školska knjiga, Zagreb, 1995.

[155] *JANAF Thermochemical Tables, 3rd ed.*, American Chemical Society, ISBN 0-88318-473-7, New York, 1985.

[156] Pischinger F.: *Vehicle Engine Development Trends under Future Boundary Conditions*, XXV FISITA Congres, 945001, 17-21 Octobar, 1.-14., Beijing, 1994.

[157] Matheus, J. H.: *Numerical Methods for Mathematics science and Engineering*, California State University, Fullerton, 1992.

[158] Strehlov, R.A.: *Combustion Fundamentals*, McGraw Hill Book Co., Singapore, ISBN 0-07-Y66599-0, str. 518-525., 1988.

[159] Warnatz, J., Maas, U.: *Technische Verbrennung*: *Physikalisch-chemisch Grundlagen, Modellbildung, Shadestoffentstehung*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest ,1993.

[160] Hohlbaum, B.: *Beitrag zur rechnerischen Unrersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schellaufender Hohleistungsdieselmotoren*, Dissertation, Universität Fridricijana Karlsruche, Karlsruche 1992.

[161] Weisser, G. A.: *Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines*: *A Comparative Evaluation of Zero and Thre-Dimensional Approaches*, Doctoral Thesis, ETH Swiss Federal Institute of Technology, Zürich, 2001.

[162] Herding, G.: *Emissionsvehalten eines DI Dieselmotors bai Verwendung von Modulirter-und Pilot-Einspritzung*, Dissertation, Technische Universität, Graz, 1991.

[163] Isenburg, R., Creping, J., Beer, A.: *Diesel-Speichereinspritzsystem Common-Rail*, (Bosch), Stuttgart, 1998.

[164] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M.: *Development and Use of a Spray combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions (Part I: Combustion Modeling)*, Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 214, 1983.

[165] Bazari, Z.: *A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation*, SAE Technical Paper 920462, 1992.

[166] Kouremenos, D. A., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D. T.: *Multi-Zone Combustion Modeling for thr Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines*, SAE Technical Paper 970635, 1997.

[167] Xiaoping, B., Shu, H., Dai, Z., Yin, S., Duan, C.: *A Multi-Zone Model for Prediction of DI Diesel Engine Combustion and Soot Emission*, SAE Technical Paper 941900, 1994.

[168] Moss, J. B., Stewart, C. D., Young, K. J.: *Modeling Soot Formation and Burnout in a High Temperature Laminar Diffusion Flame Burning under Oxygen-Enriched Conditions*, Combustion and Flame 101: 491-500, 1995.

[169] Tao, F., Sprinivas, S., Reitz, D. R., Foster, E., D.: *Current status of soot modeling applied to diesel combustion simulations*, International Symposium COMMODIA 2004, Paper A7-2-060, 2004.

[170] Bechman, O.: *Untersuchungen zur Ablagerung von Rußpartikeln aus dem Abgas von Dieselmotoren*, Dissertation, Universität Hannover, Hannover 2000.

[171] Schubiger, R. A.: *Untersuchungen zur Rußbildung und-oxidation in der dieselmotoririschen Verbrennung*: *Thermodinamynamische Kenngrössen, Vebrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie*, Dissertation, ETH Zürich, Zürich 2001.

[172] Berthold, F.: *Über den Einfluss einer wässrigen H_2O_2-Lösung auf die Verbrennung und die Schadstoffemission eines DI-Dieselmotors*, Dissertation, Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, Duisburg, 2001.

[173] Dehuan H.: *Modellierung und Modellentwicklung der Rußbildung bei hohem Druck in vorgemischten Verbrennungssystemen*, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001.

[174] Lörzer, J.: *Messungen ausgewählter Abgaskomponenten in einem Verkehrstunnel zur Bestimmung von Emissionsfaktoren*, Dissertation, Bergischen Universität-Gesamthochschule Wuppertal, Wuppertal, 2002.

[175] Stebler, H,: *Luft und brenstoffseitige Massnahmen zur internen NO_x-Reduktion von schnell laufenden direct eigenspritzten Dieselmotoren*, Dissertation, ETH Zürich, Zürich 1998.

[176] Wolff, A., Boulouchos, K., Mueller, R.: *Computational Investigation of Unsteady Heat Flux Through an I.C. Engine Wall Including Soot Layer Dynamics*, SAE Technical Paper 970063, 1997.

[177] Assanis, D. N., Heywood, J. B.: *Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies*, SAE Paper 860329, 1986.

[178] Sitkei, G.: *Heat Transfer and Thermal Loading in Internal Combustion Engines*, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974.

[179] Trifunović, R.: *Koeficijent prijelaza topline u komori izgaranja dizel-motora*, JUMV Simpozijum "Znanost motorna vozila", Beograd, 1977.

[180] Trifunović, R., Radić, D., Cvetić, M.: *Fuel-Film Evaporation In The Open Combustion Chamber Of The Two Stroke Diesel Engine*, Paper 885120, XXII Fisita Congress, Dearborn, 1988.

[181] Boulouchos, K., Hannoschök, N.: *Der Wärmetransport zwischen Arbeitsmedium und Brennraumwand*, MTZ 47, 1986.

[182] Morel, T., Keribar, R.: *Heat Radiation in D.I. Diesel Engines*, SAE Paper 860445, 1986.

[183] Ng, H. K., Shayler, P.J.: *CFD investigation of the effects of split main fuel injection parameters on combustion and emissions in a light-duty diesel engine*, Proceedings of the Regional Conference on Vehicle Engineering and Technology: Towards a Competitive Vehicle Development for Regional Market, Kuala Lumpur, Malaysia, 3-5 July 2006.

[184] Diotallevi, F.: *Development of a Multi-Zone Model for NOx Formation in Diesel Engines*, Master of Science Thesis, MMK 2007:55 MFM109, KTH, Stockholm 2007.

[185] Yum, K.K.: *Modeling and Simulation of Transient Performance and Emission of Diesel Engine - Pseudo Bond Graph Approach to Modelling the Thermodynamic Process*, Master Thesis, Norvegian University of Science and Technology, Trondheim, 2012.

[186] Christian, R., Knopf, F., Jaschek, A., Schindler, W.: *Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhoehter Empfindlichkeit*, Motortechnische Zeitschrift, 54, pp. 16–22., 1993.

[187] http://www.wartsila.com/en/Home

[188] http://marine.man.eu/

[189] http://www.marinediesels.info/

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Prostor izgaranja jednog cilindra s granicama sustava 24
Slika 3.1. Shema stvaranja dodatnih zona u cilindru ubrizgavanjem mlaza goriva i ustrujavanja zraka iz zone bez goriva u zone mlaza goriva 36
Slika 3.2. Mlaz goriva podijeljen na pakete mlaza 37
Slika 3.3. Prikaz masa u zoni mlaza goriva 56
Slika 3.4. Tokovi energije za zonu bez izgaranja 58
Slika 3.5. Tokovi energije za zonu mlaza goriva 59
Slika 4.1. Glavne geometrijske dimenzije ubrizgavača i protočni presjeci 64
Slika 4.2. Osnovne karakteristike mlaza goriva 66
Slika 4.3. Ovisnost duljine raspada mlaza L_b o brzini ubrizgavanja goriva v_i 66
Slika 4.4. Unutarnja struktura nepotpuno raspadnutoga i potpuno raspadnutoga mlaza 67
Slika 4.5. Koeficijent gubitaka prilikom turbulentnoga strujanja u mlaznici 72
Slika 4.6. Promjena koeficijenta C_c u ovisnosti od omjera r/d 73
Slika 4.7. Promjena koeficijenta kontrakcije mlaza C_d u ovisnosti o brzini ubrizgavanja goriva v_i za različita područja strujanja 74
Slika 4.8. Put (domet) paketa mlaza goriva u vremenu 79
Slika 4.9. Korekcija trajanja perioda homogenoga izgaranja ovisno o sastavu gorive smjese 101
Slika 4.10. Korekcija brzine izgaranja pare goriva 104
Slika 4.11. Masa zraka koja je iz zone bez izgaranja ušla u paket mlaza goriva 106
Slika 4.12. Tvorba čađe vezivanjem kristalnih pločica benzena 123
Slika 4.13. Tvorba čađe u četiri koraka prema acetilen hipotezi 124
Slika 4.14. Prikaz tvorbe čađe prema difuzijskoj hipotezi 125
Slika 4.15. Shema modela tvorbe i oksidacije čađe 128
Slika 4.16. Površina prijelaza topline zračenjem: a) kada je klip u GMT-u, b) kada je klip udaljen od GMT-a 139
Slika 4.17. Geometrijske karakteristike radnoga prostora unutar cilindra 139
Slika 4.18. Promjena adijabatske temperature plamena blago bogate smjese u ovisnosti od temperature zraka T_v, uz p = 50 bar 141
Slika 5.1. Ubrizgavanje "malih paketa" na početku ubrizgavanja 144
Slika 5.2. Stvaranje fiktivnoga paketa na početku ubrizgavanja 144
Slika 5.3. Stvaranje "velikoga paketa" na početku ubrizgavanja 144
Slika 5.4. Ubrizgavanje "malih paketa" na cijelom stupnju koljena 145
Slika 5.5. Stvaranje fiktivnoga paketa na cijelom stupnju koljena 145
Slika 5.6. Stvaranje "velikoga paketa" na cijelom stupnju koljena 145
Slika 5.7. Ubrizgavanje "malih paketa" na kraju ubrizgavanja 145
Slika 5.8. Stvaranje fiktivnoga paketa na kraju ubrizgavanja 146
Slika 5.9. Stvaranje "velikoga paketa" na kraju ubrizgavanja 146
Slika 5.10. Moguća stanja u paketu mlaza goriva 146
Slika 5.11. Prikaz stanja u tri "mala paketa" mlaza iz kojih se stvara "veliki paket" 151
Slika 6.1. Dizelski motor MAN D 0826 LOH15 u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani 153

Slika 6.2. Klip motora MAN D 0826 LOH15 ... 154
Slika 6.3. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D215HI15 ... 156
Slika 6.4. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D215HI15 ... 156
Slika 6.5. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D215HI15 ... 157
Slika 6.6. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D215HI15 ... 157
Slika 6.7. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D215HI20 ... 158
Slika 6.8. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D215HI20 ... 159
Slika 6.9. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D215HI20 ... 159
Slika 6.10. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D215HI20 ... 160
Slika 6.11. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D224HI20 ... 161
Slika 6.12. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D224HI20 ... 161
Slika 6.13. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D224HI20 ... 162
Slika 6.14. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D224HI20 ... 162
Slika 6.15. Zakon oslobađanja topline u cilindru za mjernu točku D224HI25 ... 163
Slika 6.16. Suma oslobođene topline u cilindru za mjernu točku D224HI25 ... 163
Slika 6.17. Usporedba izmjerenog i izračunatog tlaka u cilindru za mjernu točku D224HI25 ... 164
Slika 6.18. Emisija dušikovih oksida za mjernu točku D224HI25 ... 164
Slika 7.1. Temperature u cilindru motora ... 167
Slika 7.2. Ukupna masa u cilindru, masa termodinamičkoga volumena cilindra, ukupna masa zraka u ZBI-u i masa čistoga (slobodnog) zraka u ZBI-u ... 168
Slika 7.3. Masa zraka vezanoga u stehiometrijskim produktima izgaranja u ZBI-u ... 169
Slika 7.4. Suma masa po svim paketima mlaza ... 169
Slika 7.5. Suma masa termodinamičkih volumena svih paketa mlaza (plin + para goriva) ... 170
Slika 7.6. Promjena ukupnih masa različitih agregatnih stanja goriva u cilindru ... 170
Slika 7.7. Promjena termodinamičkoga volumena cijeloga cilindra ... 171
Slika 7.8. Prirasti termodinamičkoga volumena cilindra i volumena u ZBI-u ... 171
Slika 7.9. Promjena volumena u zoni bez izgaranja ... 172
Slika 7.10. Promjena ukupnoga volumena tekućega goriva u cijelom cilindru ... 173
Slika 7.11. Promjena prirasta tlaka u cilindru ... 173
Slika 7.12. Gustoća plina u zoni bez izgaranja ... 174
Slika 7.13. Promjena eksponenta adijabate u zoni bez izgaranja ... 174
Slika 7.14. Plinska konstanta smjese u zoni bez izgaranja ... 175
Slika 7.15. Specifična toplina pri konstantnome volumenu i tlaku za cijeli cilindar i ZBI ... 175
Slika 7.16. Prirast topline u ZBI-u zbog izmjene topline konvekcijom na stijenci ... 176
Slika 7.17. Ukupni prirast topline u ZBI-u (konvekcija i izmjena mase) ... 176
Slika 7.18. Ravnotežna molarna koncentracija O_2 u zoni bez izgaranja ... 177
Slika 7.19. Ravnotežna molarna koncentracija NO-a u zoni bez izgaranja ... 178
Slika 7.20. Ravnotežna molarna koncentracija NO_2 u zoni bez izgaranja ... 178
Slika 7.21. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a u zoni bez izgaranja ... 179
Slika 7.22. Ravnotežna molarna koncentracija O-a u zoni bez izgaranja ... 179
Slika 7.23. Kinetička molarna koncentracija NO-a u zoni bez izgaranja ... 180
Slika 7.24. Ukupni broj molova u zoni bez izgaranja ... 180

Slika 7.25. Promjena sume broja molova H_2, O-a i NO_2 po svim paketima mlaza 181
Slika 7.26. Promjena sume broja molova H_2O-a, CO_2 i O_2 po svim paketima mlaza 182
Slika 7.27. Promjena sume broja molova goriva, CO-a i OH-a po svim paketima mlaza 182
Slika 7.28. Ukupni broj molova OH-a, H_2, O-a i NO_2 u cilindru motora 183
Slika 7.29. Ukupni broj molova goriva i CO-a u cilindru motora 183
Slika 7.30. Ukupni broj molova O_2, H_2O-a i CO_2 u cilindru motora 184
Slika 7.31. Promjena temperature u pojedinim paketima mlaza goriva 184
Slika 7.32. Prijeđeni put paketa od mlaznice za pakete iz prvoga ubrizganoga aksijalnog reda 185
Slika 7.33. Prijeđeni put paketa od mlaznice za različite pakete mlaza 186
Slika 7.34. Termodinamički volumen paketa za različite pakete u mlazu goriva 187
Slika 7.35. Ukupna masa termodinamičkoga volumena paketa bez tekućeg goriva za različite pakete mlaza 188
Slika 7.36. Masa tekućega goriva u paketu mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda 189
Slika 7.37. Masa tekućega goriva u paketu mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda 189
Slika 7.38. Masa pare goriva u različitim paketima mlaza goriva 190
Slika 7.39. Masa izgorenoga goriva u različitim paketima mlaza goriva 191
Slika 7.40. Dotok plina iz zone bez izgaranja za pakete iz prvoga aksijalnog reda 191
Slika 7.41. Dotok plina iz zone bez izgaranja za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 192
Slika 7.42. Kretanje pretička zraka u nekoliko paketa mlaza goriva 193
Slika 7.43. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz prvoga aksijalnog reda 193
Slika 7.44. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 194
Slika 7.45. Sauterov srednji promjer kapljice za pakete iz desetoga aksijalnog reda 194
Slika 7.46. Vrijeme zakašnjenja paljenja za pakete iz prvoga aksijalnog reda 195
Slika 7.47. Suma isteka zakašnjenja paljenja u paketu za pakete iz prvoga aksijalnog reda 195
Slika 7.48. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda 196
Slika 7.49. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 197
Slika 7.50. Eksponent adijabate za termodinamički volumen paketa mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda 197
Slika 7.51. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa za pakete iz prvoga aksijalnog reda 198
Slika 7.52. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 199
Slika 7.53. Plinska konstanta termodinamičkoga volumena paketa, za pakete iz desetoga aksijalnog reda 199
Slika 7.54. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz prvoga aksijalnog reda 200
Slika 7.55. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 200
Slika 7.56. Prirast količine NO-a iz kinetike reakcije za pakete iz desetoga aksijalnog reda 201
Slika 7.57. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda 201
Slika 7.58. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 202
Slika 7.59. Kinetička molarna koncentracija NO-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda 202

Slika 7.60. Ravnotežna molarna koncentracija NO-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda ... 203
Slika 7.61. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz prvoga aksijalnog reda 204
Slika 7.62. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 204
Slika 7.63. Molarni udio NO-a u paketu mlaza za pakete iz desetoga aksijalnog reda 205
Slika 7.64. Ravnotežna molarna koncentracija O-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda 205
Slika 7.65. Ravnotežna molarna koncentracija O-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda .. 206
Slika 7.66. Ravnotežna molarna koncentracija O-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda ... 206
Slika 7.67. Ravnotežna molarna koncentracija O_2 za dva paketa mlaza 207
Slika 7.68. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz prvoga aksijalnog reda 207
Slika 7.69. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz četvrtoga aksijalnog reda 208
Slika 7.70. Ravnotežna molarna koncentracija OH-a za pakete iz desetoga aksijalnog reda 208
Slika 8.1. Shema dizelskoga propulzijskog sustava sa sporohodnim dvotaktnim dizelskim motorom s prednabijanjem 209
Slika 8.2. Princip funkcioniranja „inteligentnoga“ motora 210
Slika 8.3. RTA serija sporohodnih dvotaktnih dizelskih motora (Wärtsilä) 211
Slika 8.4. RT-flex serija sporohodnih dvotaktnih dizelskih motora (Wärtsilä) 212
Slika 8.5. Shema common-rail sustava goriva, ulja i startnoga zraka na RT-flex motorima 213
Slika 8.6. Motor 12 RT-flex 96C proizvođača Wärtsilä 214
Slika 8.7. Visokotlačna pumpa goriva na motorima tipa MAN-ME 215
Slika 8.8. Sustav upravljanja ispušnim ventilom na motorima tipa MAN-ME 216
Slika 8.9. Područje rada motora MAN 6S50MC 217
Slika 8.10. Poprečni presjek dizelskoga motora MAN 6S50MC 218
Slika 9.1. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka kompresije na motoru MAN 6S50MC 221
Slika 9.2. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga maksimalnog tlaka izgaranja na motoru MAN 6S50MC 222
Slika 9.3. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka u usisnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC 222
Slika 9.4. Usporedba izmjerene i simulirane temperature u usisnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC 223
Slika 9.5. Usporedba izmjerenoga i simuliranoga tlaka u ispušnome kolektoru na motoru MAN 6S50MC 223
Slika 9.6. Usporedba izmjerene i simulirane temperature prije turbine na motoru MAN 6S50MC 224
Slika 9.7. Usporedba izmjerene i simulirane brzine vrtnje turbopuhala na motoru MAN 6S50MC 224
Slika 9.8. Usporedba izmjerene i simulirane specifične potrošnje goriva na motoru MAN 6S50MC 225
Slika 9.9. Pogreške simulacije za različite izmjerene radne parametre motora MAN 6S50MC 225

POPIS TABLICA

Tablica 4.1. Promjena konstante *D* za različite radijalne indekse *j* mlaza goriva..... 83
Tablica 4.2. Vrijednosti konstanti n, A, $E_A/\Re$ za izračun zakašnjenja paljenja..... 100
Tablica 4.3. Kinetički koeficijenti za modele produkcije termičkoga NO-a..... 120
Tablica 4.4. Kem. reakcije, jednadžbe brzina reakcija i korišteni koeficijenti za model čađe..... 130
Tablica 6.1. Osnovne karakteristike motora MAN D 0826 LOH15..... 153
Tablica 6.2. Rezultati mjerenja na motoru MAN D 0826 LOH15 155
Tablica 8.1. Tehnički podaci motora MAN 6S50MC 219
Tablica 8.2. Značajke dizelskoga motora MAN 6S50MC na ispitnome stolu..... 220

POPIS OZNAKA I SIMBOLA

Latinična slova

SIMBOL	MJERNA JEDINICA	NAZIV
a	m/s^2	ubrzanje
A	m^2	površina
A_i	-	oznake kemijskih sastojaka
A_i	mol, cm, s, K	predeksponencijalni faktori (čađa)
A_k	-	predeksponencijalni koeficijent
$[B_g]$	mol/cm^3	molarna koncentracija para goriva
BSU	-	crnoća dima po Boschu (Bosch Smoke Unit)
c_p	$J/(kg \cdot K)$	specifični toplinski kapacitet pri p = const.
c_R	kg/m_N^3	masena koncentracija čađe
$[C_2H_2]$	mol/cm^3	koncentracija čestica rasta (čađa)
C_c	-	koeficijent strujanja kroz mlaznicu
C_d	-	koeficijent kontrakcije mlaza goriva
CN	-	cetanski broj goriva
d	m	promjer
D	m	promjer klipa
D2	-	oznaka korištenoga goriva
D_{32}	m	Sauterov srednji promjer kapljice goriva
D_d	m	promjer kapljice goriva
D_K	m	promjer kalote klipa
D_P	cm	srednji promjer čestica čađe
D_v	m^2/s	srednja vrijednost difuzije pare goriva
E	J	sadržaj energije
E_A	J/mol	prividna energija aktivacije
$E_{A,i}$	J/mol	energije aktivacija (čađa)
f	-	faktor ovisan o Reynoldsovu broju
f_m^*	-	funkcija Taylorova broja
g	J/kmol	specifična Gibbsova energija
g^0	J/kmol	specifična Gibbsova energija tvorbe sastojaka
G	J	Gibbsova energija
h	J/kg	specifična entalpija

H	J	entalpija
H	m	pomak
H_{d}	J/kg	donja ogrjevna moć goriva
H_{K}	m	visina kalote klipa
i	-	aksijalna varijabla paketa mlaza goriva
i'	-	aksijalna varijabla paketa u kojem je počelo izgaranje
j	-	radijalna varijabla paketa mlaza goriva
j'	-	radijalna varijabla paketa u kojem je počelo izgaranje
k	W/(m·K)	toplinska vodljivost
k	$m^3/(mol \cdot s)$	konstanta brzine kemijske reakcije
K	-	faktor gubitaka strujanja u mlaznici
$K_{\mathrm{f,i}}$	-	konstante kemijske ravnoteže za reakcije tvorbe
K_{p}	-	konstanta kemijske ravnoteže
$\mathrm{K}\lambda$	-	faktor korekcije za zakašnjenje paljenja
l	mm	duljina provrta mlaznice
L	m	duljina
L	m	makrorazmjer turbulencije
L_{b}	m	duljina raspada mlaza
L_{c}	m	duljina pravilnog stupa mlaza
L_{d}	m	efektivni početak deformacijskog konusa
L_{s}	m	efektivni početak nepotpunog mlaza
L_{steh}	kg/kg	stehiometrijska količina zraka
m	kg	masa
$\dot{m}_{\mathrm{g}}$	kg/s	maseni protok goriva
M	g/mol	molarna masa
MW_{C}	kg/kmol	molarna masa ugljika
MW_{VR}	kg/kmol	molarna masa radikala prethodnika čađe
n	min^{-1}	brzina vrtnje
n_{i}	-	broj molova i-tog sastojka
N_{A}	1/kmol	Avogadrov broj
N_{d}	-	broj kapljica goriva
$[N_{\mathrm{p}}]$	$1/cm^3$	gustoća čestica (čađa)
N_{radial}	-	broj radijalnih paketa mlaza
Nu	-	Nusseltov broj
Nu′	-	Nusseltov broj druge vrste
$[\mathrm{O}_2]$	mol/cm^3	molarna koncentracija kisika

p	Pa	tlak
Δp	Pa	razlika tlakova
Pr	-	Prandtlov broj
Q	J	toplina
Q_{lf}	J/kg	latentna toplina isparavanja tekućeg goriva
r	m	radijus
$\bar{r}$	m	radijus najvećeg broja kapljica goriva
r_{i}	mol/(m^3·s)	brzina reakcija (čađa)
R	J/(kg·K)	plinska konstanta
$\Re$	J/(mol·K)	opća plinska konstanta
Re	-	Reynoldsov broj
R_{s}	-	kvocijent aksijalnog vrtloga
$R_{\lambda \mathrm{s}}$	-	pomoćna funkcija iz Yoshizaki modela izgaranja
s	J/(kg·K)	specifična entropija
s^0	J/(kg·K)	specifična entropija tvorbe sastojaka
S	J/K	entropija
S	m	put (domet) paketa mlaza
$S(\varphi)$	m	pomak čela klipa od GMT
Sc	-	Schmidtov broj
Sh	-	Sherwoodov broj
SMD	m	Sauterov srednji promjer kapljica
t	s	vrijeme
t_{v}	s	vrijeme zadržavanja
T	K	temperatura
$\bar{T}$	K	srednja temperatura
ΔT	K	razlika temperatura
$\mathrm{T_a}$	-	Taylorov broj
u	J/kg	specifična unutarnja energija
U	J	unutarnja energija
v	m/s	brzina
v_{k}	m/s	karakteristična brzina
v_{kl}	m/s	srednja klipna (stapna) brzina
V	m^3	volumen
V_{P}	m^3	prosječan volumen čestice čađe
[VR]	mol/cm^3	koncentracija radikala prethodnika (čađa)
W	J	rad

We	-	Webberov broj
x_i	mol/mol	molarni udio sastojka
xp	kg/kg	sadržaj vlage u atmosferskom zraku
Y	kg/kg	maseni udio
z	-	bezdimenzijski faktor korekcije

Grčka slova

SIMBOL	MJERNA JEDINICA	NAZIV
α	W/(m^2·K)	koeficijent prijelaza topline
β	-	eksponent temperature
Γ	-	gama funkcija
δ_Z	m	visina štetnog prostora
ε_a	-	prividni koeficijent emisije sivog tijela
η	-	stupanj djelovanja
θ	°	kut mlaza goriva
θ_d	°	kut deformacijskog konusa
θ_s	°	kut konusa mlaza goriva
λ	-	pretičak zraka
λs	-	pretičak zraka za izgaranje pare goriva
μ	kg/(m·s)	dinamička viskoznost
ν	m^2/s	kinematska viskoznost
ν'	-	stehiometrijski koeficijent za reaktante
ν''	-	stehiometrijski koeficijent za produkte
ν_{fR}	cm^3/cm^3	volumni udio čestica čađe
π	-	Ludolphov broj
ρ	kg/m^3	gustoća
σ	N/m	površinska napetost
σ	W/(m^2·K^4)	Stefan–Boltzmannova konstanta
τ_{ZP}	ms	vrijeme zakašnjenja paljenja
φ	°KV	kut zakreta osnog koljena
χ^2	-	razdioba veličine kapljica goriva

Indeksi

INDEKS	TUMAČENJE
0	otvor rupice ubrizgavača
a	okolina (ambijent)
az	svježi medij koji je ušao u zonu mlaza
AV	aksijalni vrtlog
b	raspad
bz	svježi medij u ZBI
BEZI	bez izgaranja
c	cilindar motora
ca	zrak utrošen na stehiometrijsko izgaranje
celklip	čelo klipa
cf	izgoreno gorivo
cilg	cilindarska glava
cilind	stijenka cilindra
conv	konvekcija
CHP	Combined Heat and Power (kogeneracija)
CLD	ChemiLuminescence Detector
CVB	Constant Volume Bomb
d	donja, kapljica (droplet)
ds	dinamika mlaza
DMT	donja mrtva točka
f	tvorba
FID	Flame Ionization Detector
g	gorivo, geometrijski
grel	maseni udio pare goriva u kojem su kapljice manje od D_d
GMT	gornja mrtva točka
hf	zagrijavanje tekućeg goriva
i	aksijalni indeks paketa mlaza goriva
i	volumen (zona), ispuh, sastojak
in	inicijalno (početno)
inlet	ulaz
inj	ubrizgavanje (injection)
isp	isparavanje tekućeg goriva

izg	izgaranje, izgoreno
IVO	ispušni ventil otvoren
j	radijalni indeks paketa mlaza goriva
k	indeks mlaza goriva
kap	kapljica tekućeg goriva
kor	korigirano
kt	kinetička
K	konvekcija kod prijelaza topline
lf	tekuće gorivo
lif	ubrizgano gorivo u zonu mlaza goriva
max	maksimum
min	minimum
M	motor
MCR	maksimalno trajno opterećenje
N	broj zona, broj sastojaka u reakciji
NDIR	Non-Dispersive InfRared module
NI	nakon izgaranja
NM	nepotpun mlaz goriva
ox	oksidacija
pa	čisti zrak
paket	paket mlaza goriva
pg	para goriva
pgs	para goriva koja izgara (sagorijeva)
pizg	početak izgaranja
plizg	plinovi izgaranja
pr	propuštanje
prizg	produkti izgaranja
proc	proces
PM	potpun mlaz goriva
PU	početak ubrizgavanja goriva
rc	rekondenzacija
rel	relativno
R	čađa
sat	zasićenje (saturation)
sh	osjetna entalpija
spr	mlaz goriva

sr	srednji
st	stijenka
steh	stehiometrijski
S	granični sloj kapljice
SIB	protočni presjek na ubrizgavaču
T	temperaturni indeks
TD	termodinamički
u	usis
uk	ukupno
up	ubačeno u paket mlaza goriva
utr	utrošeno
vap	para goriva
vena	najuži strujni presjek unutar mlaznice
vf	para goriva u zoni mlaza
vfb	para goriva u graničnom sloju
V	zasićena para goriva
w	mehanički rad pri promjeni volumena
z	zona mlaza goriva
ZBI	zona bez izgaranja
ZR	zračenje

BIOGRAFIJA AUTORA

Vedran Mrzljak rođen je 22. siječnja 1985. godine u Rijeci, u Republici Hrvatskoj. Osnovnoškolsko obrazovanje stekao je u Novom Vinodolskom, u Osnovnoj školi "Ivan Mažuranić". Srednjoškolsko obrazovanje stekao je u Crikvenici u Srednjoj školi "Dr. Antun Barac", u kojoj 2003. godine završava srednju Ekonomsku školu.

Godine 2003. upisuje se na Sveučilišni studij strojarstva Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Diplomirao je 2009. godine s temom diplomskog rada "*Wolfrom planetni reduktor avionskog propelera*". Tijekom studija, više je puta nagrađivan nagradom dekana Tehničkog fakulteta za postignuti uspjeh u studiranju.

Nakon završetka studija kratko vrijeme radi kao inženjer pripravnik u Brodograđevnoj industriji "3. Maj" u Rijeci, odjel "Rekonstrukcija i servis".

Godine 2009. upisuje poslijediplomski studij za znanstveno usavršavanje na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, Modul "*Termoenergetika*". Iste godine zapošljava se na znanstvenom projektu "*Numerička simulacija i optimizacija brodskih dizelskih motora*" na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci te radi kao znanstveni novak na *Zavodu za termodinamiku i energetiku*.

Održava, ili je održavao auditorne i konstrukcijske vježbe iz predmeta na preddiplomskom i diplomskom studiju strojarstva, na stručnom studiju strojarstva, te na diplomskom studiju brodogradnje:

"*Nauka o toplini 1*"
"*Toplina*"
"*Toplinski strojevi i uređaji*"
"*Brodski pogonski strojevi*"
"*Pogonski i radni strojevi*"
"*Toplinske turbine*"

Kao koautor ima 4 objavljena znanstvena rada. Govori, čita i piše engleski jezik.

POPIS OBJAVLJENIH RADOVA

[1] Senčić, T., Mrzljak, V., Bukovac, O.: *Internal combustion engine soot and NOx formation simulation*, IAT 2012, Novo Mesto/Dolenjske toplice, 2012.

[2] Bukovac, O., Senčić, T., Mrzljak, V.: *GA algorithm method for finding multiple Viebe functions describing heat release rate in ICE*, IAT 2012, Novo Mesto/Dolenjske toplice, 2012.

[3] Senčić, T., Lucchini, T., Mrzljak, V.: *Tuning and Validation of a Diesel Spray Model*, Transactions of FAMENA, Zagreb, 34 (2010), 4.

[4] Vrcan, Ž., Lovrin, N., Mrzljak, V.: *Some considerations on the application of Wolfrom planetary gear trains*, XII International Conference On Mechanical Engineering, Bratislava, Slovakia, Nov 13-14 2008.

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

Ime i prezime:	Vedran Mrzljak
Datum i mjesto rođenja:	22. siječnja 1985., Rijeka
Naziv fakulteta, studija i godina završetka diplomskog studija:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Sveučilišni diplomski studij strojarstva, 2009.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Termoenergetika, 2015.
Sadašnje zaposlenje:	Znanstveni novak

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Kvazidimenzijski model za numeričke simulacije brodskoga dvotaktnoga dizelskog motora
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	263, 142, 8, 189
Znanstveno polje i grana:	Strojarstvo, Brodsko strojarstvo
Voditelj rada:	prof. dr. sc. Vladimir Medica
Fakultet na kojem je rad obranjen:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme:	08. lipnja 2010.
Datum predaje rada:	17. veljače 2015.
Datum prihvaćanja ocjene rada:	27. ožujka 2015.
Sastav Povjerenstva za ocjenu:	prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić prof. dr. sc. Vladimir Medica izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik prof. dr. sc. Gojmir Radica doc. dr. sc. Tomislav Senčić
Datum obrane:	17. travnja 2015.
Sastav Povjerenstva za obranu:	prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić prof. dr. sc. Vladimir Medica izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik prof. dr. sc. Gojmir Radica doc. dr. sc. Tomislav Senčić
Datum promocije:	

Oznaka: DD Tek. broj: UDK: 519.6:629.5.03-843.6:621.436.1.018:536.253(043)

KVAZIDIMENZIJSKI MODEL ZA NUMERIČKE SIMULACIJE BRODSKOGA DVOTAKTNOGA DIZELSKOG MOTORA

Vedran Mrzljak

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: nultodimenzijski (0D) numerički model; kvazidimenzijski (QD) numerički model; izgaranje; izmjena topline; dizelski motor

SAŽETAK:
U doktorskoj disertaciji razvijen je kvazidimenzijski (QD) model izgaranja koji je uspješno implementiran u postojeći nultodimenzijski (0D) numerički model. U odnosu na slična znanstvena istraživanja dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem, razvijenim kvazidimenzijskim modelom napravljena su brojna poboljšanja u području matematičkog modeliranja. U ovoj se disertaciji koriste svojstva realnih para i plinova za termodinamičke proračune u cilindru motora, što čini matematički model iznimno kompleksnim. Kako se koriste svojstva realnog, a ne idealiziranog radnog medija, bilo je nužno smanjiti korak integracije unutar uobičajenog koraka integracije, koji koriste ostali autori u istraživanjima na temu kvazidimenzijskog modeliranja. Takav zahtjev stvara dodatnu komplikaciju, jer nužno zahtijeva drugačiji način definiranja kontrolnih volumena (paketa), koji nastaju u cilindru dizelskog motora, prema postavkama kvazidimenzijskog modeliranja. Predstavljeno rješenje tog problema ne samo da čini matematičku shemu stabilnom i robusnom već ne usporava proračun, a dobiveni rezultati simulacija su vrlo točni i precizni u odnosu na provedena mjerenja istih radnih parametara na realnom motoru.

Rad nije objavljen.

Mentor:	prof. dr. sc. Vladimir Medica
Komentor:	izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik
Povjerenstvo za ocjenu:	prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić prof. dr. sc. Vladimir Medica izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik prof. dr. sc. Gojmir Radica doc. dr. sc. Tomislav Senčić
Povjerenstvo za obranu:	prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić prof. dr. sc. Vladimir Medica izr. prof. dr. sc. Tomaž Katrašnik prof. dr. sc. Gojmir Radica doc. dr. sc. Tomislav Senčić
Datum obrane: 17. 04. 2015.	Datum promocije:

Rad je pohranjen na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.

(263 stranice, 142 slike, 8 tablica, 189 bibliografskih podataka, hrvatski jezik)

DD

UDK: 519.6:629.5.03-843.6:621.436.1.018:536.253(043)

1. Kvazidimenzijski model za numeričke simulacije brodskoga dvotaktnoga dizelskog motora

I Mrzljak, V.

II Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: nultodimenzijski (0D) numerički model
kvazidimenzijski (QD) numerički model
izgaranje
izmjena topline
dizelski motor

Code: DD No.: UDK: 519.6:629.5.03-843.6:621.436.1.018:536.253(043)

QUASIDIMENSIONAL MODEL FOR NUMERICAL SIMULATIONS OF MARINE TWO-STROKE DIESEL ENGINE

Vedran Mrzljak

University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Keywords: zerodimensional (0D) numerical model; quasidimensional (QD) numerical model; combustion; heat exchange; diesel engine

ABSTRACT:
In doctoral thesis, quasidimensional (QD) combustion model was developed, and successfully implemented in existing zerodimensional (0D) numerical model. Compared to another similar scientific researches of diesel internal combustion engines, with developed quasidimensional model, a number of improvements in the field of mathematical modeling were made. In this thesis are used properties of real gases and vapors for thermodynamic calculations in the engine cylinder, which makes that the mathematical model is extremely complex. Because of real, not an idealized working fluid properties, it was necessary to reduce the integration step, within usual integration step, used by other authors in their quasidimensional modeling research. This requirement creates an additional complication, because it necessarily requires a different way of defining volumes, for volumes generated in diesel engine cylinder, according to the quasidimensional modeling settings. Presented solution of this problem, not only makes the mathematical scheme stable and robust, but does not slow down the simulations, and the obtained results are very accurate and precise in relation to the measurements of the same operating parameters on a real engine.

This thesis has not been published.

Mentor:	Professor D. Sc. Vladimir Medica
Comentor:	Associate Professor D. Sc. Tomaž Katrašnik
Reviewers:	Professor D. Sc. Tomislav Mrakovčić Professor D. Sc. Vladimir Medica Associate Professor D. Sc. Tomaž Katrašnik Professor D. Sc. Gojmir Radica Assistant Professor D. Sc. Tomislav Senčić
Examiners:	Professor D. Sc. Tomislav Mrakovčić Professor D. Sc. Vladimir Medica Associate Professor D. Sc. Tomaž Katrašnik Professor D. Sc. Gojmir Radica Assistant Professor D. Sc. Tomislav Senčić
Oral examination: 17. 04. 2015.	Degree conferred:

This thesis is deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.

(263 pages, 142 figures, 8 tables, 189 references, croatian language)

DD

UDK: 519.6:629.5.03-843.6:621.436.1.018:536.253(043)

1. Quasidimensional model for numerical simulations of marine two-stroke diesel engine

I Mrzljak, V.

II University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Keywords: zerodimensional (0D) numerical model
quasidimensional (QD) numerical model
combustion
heat exchange
diesel engine