

# Nadogradnja i validacija kvazidimenzijskog modela dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora

---

**Krajnović, Josip**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2019**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:347474>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-04-01**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Josip Krajnović**

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Josip Krajnović

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem izv.prof.dr sc. Darku Kozarcu na mentorstvu i podršci tijekom izrade diplomskog rada te doc.dr.sc. Momiru Sjeriću na pomoći i korisnim savjetima.

Josip Krajnović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Josip Krajnović** Mat. br.: 0035177639

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Nadogradnja i validacija kvazidimenzijskog modela dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Upgrade and validation of the quasi-dimensional model for dual fuel combustion in engine cycle simulations**

Opis zadatka:

Na Katedri za motore i vozila razvijen je kvazidimenzijski model dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem. Iz početne validacije proizašle su potencijalne nadogradnje modela s ciljem postizanja veće točnosti. Definirane nadogradnje modela potrebno je implementirati u program te provesti analizu njihovog utjecaja na povećanje točnosti simulacijskih rezultata.

U radu je potrebno:

- Ukratko opisati glavne značajke novorazvijenog modela dvogorivnog izgaranja.
- Provesti parametrizaciju modela na nekoliko radnih točaka na temelju eksperimentalnih rezultata izmjerenih u Laboratoriju za motore i vozila na motoru Hatz 1D81.
- Definirati proceduru za izračun slobodnih ploha plamena i izgorjelog volumena u ovisnosti o poziciji centra plamena, polumjeru plamena i poziciji klipa koristeći stvarnu geometriju prostora izgaranja u nekom od CAD programa te automatsko kreiranje tablica za opisivanje geometrije plamena.
- U model propagacije plamena implementirati evaluaciju slobodnih ploha plamena korištenjem generiranih tablica iz CAD modela.
- Implementirati stratifikaciju goriva u model propagacije plamena.
- Implementirati efikasnost izgaranja u model propagacije plamena.
- Provesti validaciju nadograđenog modela te analizirati utjecaj pojedinih nadogradnji na točnost modela.
- Ispitati prediktivnost modela na nekoliko radnih točaka korištenjem jedinstvenog seta parametara.
- Temeljem dobivenih rezultata simulacija izvesti zaključke.

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

Zadatak zadan:

7. ožujka 2019.

Datum predaje rada:

9. svibnja 2019.

Predviđeni datum obrane:

15., 16. i 17. svibnja 2019.

Zadatak zadao:

izv. prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA .....	V
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY .....	VII
1. UVOD.....	1
1.1. Izgaranje u dvogorivnim motorima.....	1
1.2. Novorazvijeni model dvogorivnog izgaranja (DFMZCM).....	3
1.2.1. Višezonski pristup u 0-D modeliranju .....	4
1.2.2. Kvazidimenzijski pristup u 0-D modeliranju.....	5
1.2.3. Model turbulencije .....	7
1.2.4. Izmjena topline.....	7
1.2.5. Model spreja.....	7
1.2.6. Model širenja plamena .....	9
1.2.7. Izračun štetnih emisija .....	10
1.2.8. Model detonantnog izgaranja.....	10
1.3. Cilj rada.....	10
2. PARAMETRIZACIJA I VALIDACIJA MODELA .....	11
2.1. Eksperimentalni postav i odabrane radne točke.....	11
2.2. Simulacijski model motora Hatz 1D81 .....	12
2.3. Rezultati provedene validacije .....	14
3. NADOGRAĐNJE MODELA .....	18
3.1. Evaluacija slobodnih ploha plamena iz stvarne geometrije motora pomoću CAD programa .....	18
3.1.1. Procedura za izračun slobodnih ploha plamena.....	19
3.2. Stratifikacija goriva.....	21
3.3. Efikasnost izgaranja .....	22
4. PARAMETRIZACIJA I VALIDACIJA NADOGRAĐENOG MODELA .....	24
4.1. Validacija nadograđenog modela.....	25
4.2. Analiza izoliranog utjecaja pojedinih nadogradnji na točnost rezultata .....	27
4.2.1. Rezultati analize za radnu točku OP 1787 .....	27
4.2.2. Rezultati analize za radnu točku OP 1799 .....	31
4.3. Analiza prediktivnosti nadograđenog modela.....	33
4.3.1. Rezultati analize za brzinu vrtnje 1000 min <sup>-1</sup> .....	34
4.3.2. Rezultati analize za brzinu vrtnje 1800 min <sup>-1</sup> .....	42
5. ZAKLJUČAK.....	49
LITERATURA.....	50

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Princip rada konvencionalnog dvogorivnog MSUI [1].....	2
Slika 2.	Lijevo: Brzina oslobađanja topline u dvogorivnom motoru, desno: slike procesa izgaranja u dvogorivnom motoru [7].....	3
Slika 3.	Stvaranje zona unutar cilindra za vrijeme visokotlačnog procesa [1].....	4
Slika 4.	Opis geometrije brizgaljke [1].....	6
Slika 5.	Prikaz utjecaja broja i pozicije plamena na interakciju sa stjenkama [1].....	6
Slika 6.	Stvaranje i opis procesa unutar sprej zona [12].....	8
Slika 7.	Eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila [21].....	11
Slika 8.	Simulacijski model motora Hatz 1D81 .....	13
Slika 9.	Rezultat validacije za radnu točku OP 1766 .....	15
Slika 10.	Rezultat validacije za radnu točku OP 1787 .....	16
Slika 11.	Rezultat validacije za radnu točku OP 1799 .....	16
Slika 12.	Usporedni dijagram brzine oslobađanja topline izgaranjem u spreju i širenjem plamena .....	17
Slika 13.	Usporedba realne i pojednostavljene geometrije prostora izgaranja Hatz 1D81 motora.....	19
Slika 14.	Prikaz procedure evaluacije geometrije plamena u CAD programu .....	20
Slika 15.	Usporedba evaluacije geometrije plamena realne i pojednostavljene geometrije prostora izgaranja Hatz 1D81 motora .....	20
Slika 16.	Primjer utjecaja stratifikacije goriva na faktor pretička zraka na fronti plamena (OP 1787) .....	21
Slika 17.	Ovisnost efikasnosti izgaranja o faktoru pretička zraka.....	23
Slika 18.	Primjer utjecaja efikasnosti izgaranja u kombinaciji sa stratifikacijom goriva na faktor pretvorbe goriva na fronti plamena (OP 1787).....	23
Slika 19.	Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1766 .....	25
Slika 20.	Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1787 .....	26
Slika 21.	Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1799 .....	26
Slika 22.	Rezultat validacije originalnog DFMZCM modela s novim kalibracijskim konstantama za OP 1787 .....	27
Slika 23.	Uključen samo utjecaj realne geometrije prostora izgaranja za OP 1787 .....	28
Slika 24.	Uključen samo utjecaj efikasnosti izgaranja za OP 1787.....	28
Slika 25.	Uključen samo utjecaj stratifikacije goriva za OP 1787 .....	29
Slika 26.	Kombinacija utjecaja realne geometrije i efikasnosti izgaranja za OP 1787 .....	29
Slika 27.	Kombinacija utjecaja realne geometrije i stratifikacije goriva za OP 1787 .....	30
Slika 28.	Kombinacija utjecaja efikasnosti izgaranja i stratifikacije goriva za OP 1787 .....	30
Slika 29.	Rezultat validacije originalnog DFMZCM modela s novim kalibracijskim konstantama za OP 1799 .....	31
Slika 30.	Uključen samo utjecaj realne geometrije prostora izgaranja za OP 1799 .....	32
Slika 31.	Uključen samo utjecaj stratifikacije goriva za OP 1799 .....	32
Slika 32.	Rezultati analize za OP0 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	35
Slika 33.	Rezultati analize za OP1 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	37
Slika 34.	Rezultati analize za OP2 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	37
Slika 35.	Rezultati analize za OP3 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	38
Slika 36.	Rezultati analize za OP4 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	38
Slika 37.	Rezultati ponovne analize za OP0 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	39

---

Slika 38.	Rezultati ponovne analize za OP1 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	40
Slika 39.	Rezultati ponovne analize za OP2 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	40
Slika 40.	Rezultati ponovne analize za OP3 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	41
Slika 41.	Rezultati ponovne analize za OP4 pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	41
Slika 42.	Rezultati analize za OP1 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	43
Slika 43.	Rezultati analize za OP2 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	44
Slika 44.	Rezultati analize za OP3 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	44
Slika 45.	Rezultati analize za OP4 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	45
Slika 46.	Rezultati analize za OP5 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	45
Slika 47.	Rezultati analize za OP6 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	46
Slika 48.	Rezultati analize za OP7 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	46
Slika 49.	Rezultati analize za OP8 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	47
Slika 50.	Rezultati analize za OP9 pri 1800 min <sup>-1</sup> .....	47



**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Osnovni podaci modificiranog motora Hatz 1D81 .....	12
Tablica 2. Validacijske radne točke motora Hatz 1D81 .....	12
Tablica 3. Kalibracijske konstante relevantnih podmodela DFMZCM .....	14
Tablica 4. Kalibracijske konstante relevantnih podmodela nadograđenog DFMZCM-a .....	24
Tablica 5. Usporedba Hatz 1D81 i UC Berkley motora.....	33
Tablica 6. Validacijske radne točke za brzinu vrtnje 1000 min <sup>-1</sup> .....	34
Tablica 7. Usporedba kalibracijskih konstanti originalnog i nadograđenog modela za baznu radnu točku UC Berkley motora pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	34
Tablica 8. Kalibracijske konstante za brzinu vrtnje 1000 min <sup>-1</sup> .....	36
Tablica 9. Validacijske radne točke za brzinu vrtnje 1800 min <sup>-1</sup> .....	42
Tablica 10. Kalibracijske konstante za brzinu vrtnje 1800 min <sup>-1</sup> .....	43

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{00}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$A_{10}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$A_{inj}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_{00}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_{10}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_2$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_{comb}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{discr,ax}$	degCA	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{discr,rad}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{entrain}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{EOF}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{evap}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{evap,HT}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{ign,UZ,transf}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{ignition}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_{inj}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_L$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_{SOWC}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{SOWC,shp}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{trans}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{UZ, strat}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{transf,mult}$	-	Kalibracijski parametar modela širenja plamena
$C_{ZHT,SZ}$	-	Kalibracijski parametar modela spreja
$C_\varepsilon$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
$C_{\varepsilon,UZ}$	-	Kalibracijski parametar modela turbulencije
DFMZCM		engl. <i>Dual Fuel Multi Zone Combustion Model</i>
$m_{f,pilot}$	kg	Masa dizelskog goriva
$m_{f,main}$	kg	Masa prirodnog plina
GMT		Gornja mrtva točka
MSUI		Motori s unutarnjim izgaranjem
SOFP		Početak širenja plamena, engl. <i>Start of Flame Propagation</i>
EOFP		Kraj širenja plamena, engl. <i>End of Flame Propagation</i>

## **SAŽETAK**

U okviru ovog diplomskog rada provedena je nadogradnja i validacija novorazvijenog kvazidimenzijskog modela dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora. Glavni cilj rada bio je povećati točnost simulacijskih rezultata, uz zadržavanje ili poboljšanje prediktivnosti modela.

U uvodnom dijelu rada ukratko su opisani fizikalni procesi karakteristični za ovakav tip izgaranja, kao i glavne značajke novorazvijenog kvazidimenzijskog modela dvogorivnog izgaranja. Iz parametrizacije i validacije modela temeljem eksperimentalnih rezultata izmjerenih u Laboratoriju za motore i vozila na motoru Hatz 1D81, prikazane u drugom poglavlju, definirana su određena ograničenja modela te određene poželjne nadogradnje modela s ciljem povećanja točnosti simulacijskih rezultata. Nadogradnje modela, prikazane su u trećem poglavlju, implementirane su u model te je provedena validacija nadograđenog modela. Rezultati parametrizacije i validacije nadograđenog modela prikazani su u četvrtom poglavlju, a provedena je te prikazana i analiza izoliranog utjecaja pojedinih nadogradnji na točnost simulacijskih rezultata, kao i dodatna analiza prediktivnosti nadograđenog modela. Na samom kraju rada izvedeni su zaključci na temelju provedenih analiza.

Ključne riječi: dvogorivni motor, izgaranje, simulacija

## **SUMMARY**

In this master thesis an upgrade and validation of the newly developed quasi-dimensional model for dual fuel combustion in engine cycle simulations is presented. The main goal of the thesis was to increase the accuracy of the simulation results while maintaining, or even increasing the predictivity of the model.

At the beginning of the thesis, the physical processes occurring in dual fuel combustion are described and the main features of the newly developed quasi-dimensional model for dual fuel combustion are presented. From the parametrization and validation of the model based on the experimental results obtained on Hatz 1D81 engine in Laboratory for engines and vehicles and shown in second chapter of this thesis, possible upgrades of the model are identified which could increase the accuracy of the simulation results. The upgrades, presented in third chapter, are implemented in the model and such upgraded model is again parametrized and validated. The parametrization and validation of the upgraded model is shown in fourth chapter. The isolated impact of every upgrade on the accuracy of simulation results and the predictability of the upgraded model are also analyzed and presented. At the end of the thesis the conclusions are drawn based on the performed analysis.

Keywords: dual-fuel engine, combustion, simulation

## 1. UVOD

Na Katedri za motore i vozila razvijen je kvazidimenzijski model dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem. Razvijeni model ugrađen je u postojeći programski paket za proračun radnog ciklusa MSUI, a naziva se engl. *Dual Fuel Multi Zone Combustion Model* (DFMZCM).

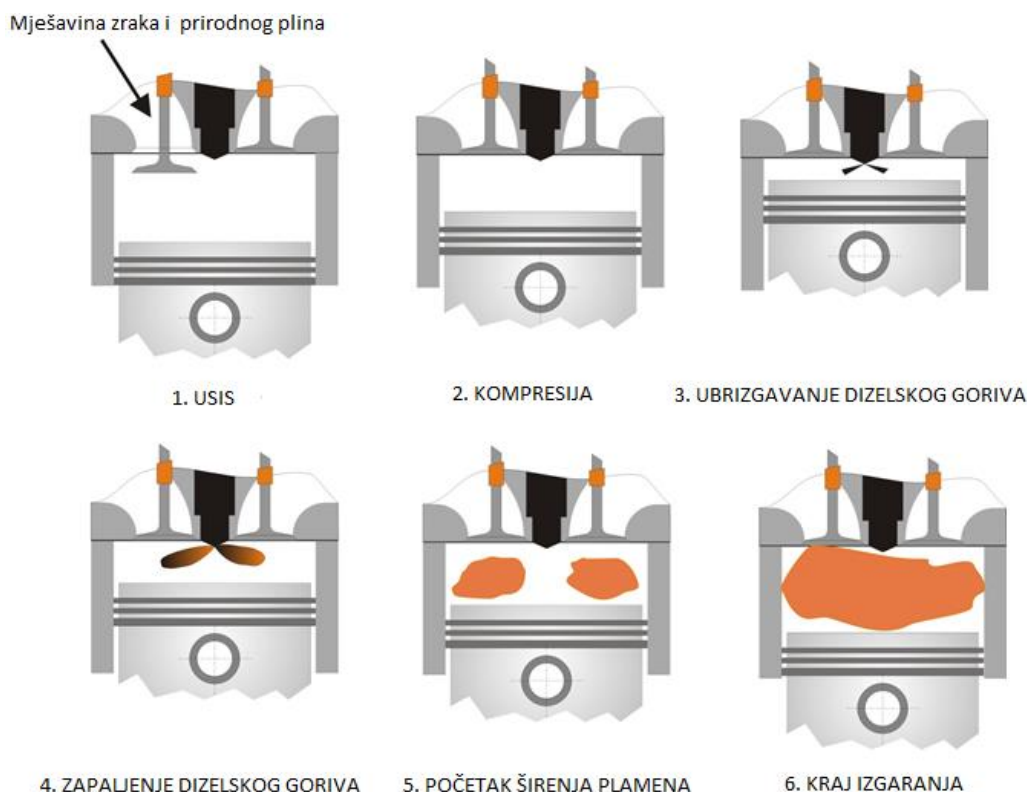
DFMZCM spada u nultodimenzijske modele (0-D), za koje je karakteristično da su u danom vremenskom trenutku smjesa i stanje unutar cilindra motora homogeni, odnosno razmatraju se samo vremenske promjene u sastavu smjese i termodinamičkim značajkama u cilindru. Kako bi se čim bolje opisale stvarne fizikalne pojave koje se odvijaju u cilindru, primijenjeni su u modelu kvazidimenzijski i višezonski pristupi u 0-D modeliranju izgaranja. Kvazidimenzijski pristup omogućuje uključivanje utjecaja geometrijskih pojava na brzinu oslobađanja topline, dok je višezonskim pristupom moguće opisati heterogenost sastava smjese i temperature u cilindru. [1] Fizikalne pojave karakteristične za izgaranje u dvogorivnim motorima, kao i glavne značajke novorazvijenog modela, ukratko su opisane u narednim potpoglavljima, dok se detaljan opis, validacija i primjena DFMZCM modela može pronaći u [1], [2] i [3].

### 1.1. Izgaranje u dvogorivnim motorima

Dvogorivni (engl. *dual fuel*) MSUI su MSUI s kompresijskim paljenjem koji koriste kombinaciju dva goriva i to visokoreaktivno gorivo (najčešće dizelsko gorivo) te niskoreaktivno gorivo (najčešće prirodni plin). S obzirom na sam proces izgaranja postoje tri vrste dvogorivnih MSUI [4]:

1. HPDI (engl. *High Pressure Direct Injection*) motori, u kojima se i prirodni plin i dizelsko gorivo ubrizgavaju pod visokim tlakom izravno u cilindar motora [5].
2. Dvogorivni HCCI motori (engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition*), u kojima su oba goriva (prirodni plin i dizelsko gorivo) predmiješani i pale se uslijed kompresije [6].
3. Konvencionalni dvogorivni motori, kod kojih se primarno gorivo (prirodni plin) ubrizgava u usisnu cijev dok se sekundarno gorivo (dizelsko gorivo) ubrizgava pod visokim tlakom izravno u cilindar motora.

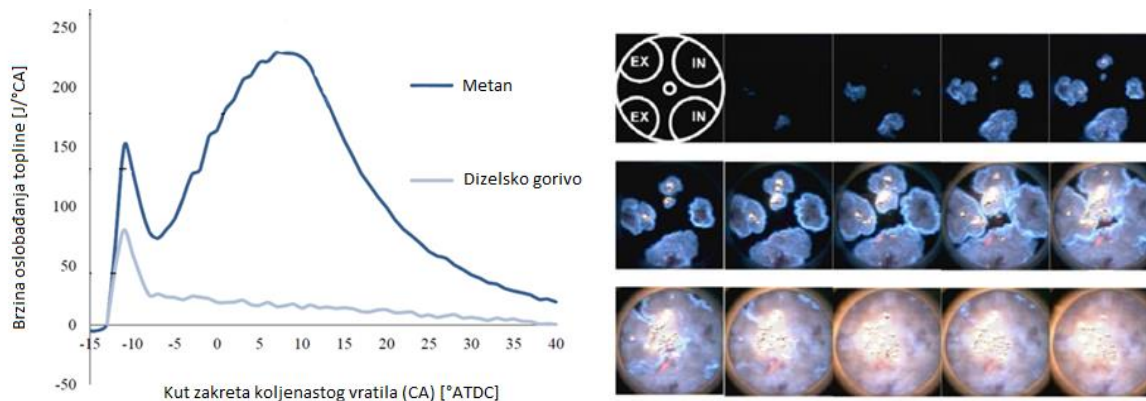
Novorazvijeni DFMZCM model baziran je na konvencionalnim dvogorivnim motorima, čiji je princip rada prikazan na slici 1.



**Slika 1. Princip rada konvencionalnog dvogorivnog MSUI [1].**

U konvencionalnim dvogorivnim motorima, prirodni plin se ubrizgava u usisnu cijev gdje se miješa sa zrakom te u taktu usisa uvlači u cilindar. S obzirom da prirodni plin ima visoku temperaturu samozapaljenja, ne može se zapaliti u uvjetima tlaka i temperature u cilindru MSUI u okolici GMT, pa se kao izvor zapaljenja koristi visokoreaktivno dizelsko gorivo koje se ubrizgava pod visokim tlakom izravno u cilindar motora. Dizelsko gorivo pritom se razbija na niz kapljica koje prodiru duboko u prostor izgaranja te postepeno isparavaju. Tada se pare dizelskog goriva miješaju sa okolnom smjesom prirodnog plina i zraka, čime dolazi do stvaranja zapaljive smjese. Vrijeme koje protekne od ubrizgavanja dizelskog goriva do zapaljenja smjese u cilindru naziva se zakašnjenje paljenja. Tako zapaljena smjesa djeluje kao izvor paljenja koji dovodi do širenja plamena kroz predmiješanu smjesu prirodnog plina i zraka. U početnom dijelu, proces izgaranja vođen je brzinom kemijskih reakcija u pripremljenoj smjesi goriva i zraka. Nakon iniciranja procesa širenja plamena, izgaranje u dvogorivnim MSUI nastavlja se kao kombinacija izgaranja vođenog miješanjem, karakterističnog za klasične, tzv. Dieselove MSUI s kompresijskim paljenjem te izgaranja

vođenog širenjem plamena kroz predmiješanu smjesu karakterističnog za motore sa stranim paljenjem (Ottovi MSUI). [1] Primjer dijagrama brzine oslobađanja topline tipičan za dvogorivne motore prikazan je na slici 2 - lijevo.



Glavne razlike u procesu širenja plamena u dvogorivnim MSUI u odnosu na Ottove MSUI proizlaze iz činjenice da se kao izvor zapaljenja umjesto svjećice koristi visokoreaktivno dizelsko gorivo, pri čemu je pokazano da broj iniciranih plamenova odgovara broju mlaznica na brizgaljci dizelskog goriva [7]. Ovaj efekt vidljiv je na slici 2 - desno.

## 1.2. Novorazvijeni model dvogorivnog izgaranja (DFMZCM)

Novorazvijeni DFMZCM model je višezonski, kvazidimenzijski 0-D model kojim je moguće opisati cijeli proces izgaranja u konvencionalnim dvogorivnim MSUI. Značajke novorazvijenog 0-D modela izgaranja su: [1]

1. Višezonski pristup u 0-D modeliranju.
2. Kvazidimenzijski pristup u 0-D modeliranju.
3. Opis turbulencije u cilindru motora.
4. Opis izmjene topline između pojedinih zona, kao i između smjese u cilindru i stijenki prostora izgaranja.
5. Opis procesa koji se odvijaju u spreju dizelskog goriva.
6. Opis procesa širenja plamena kroz predmiješanu smjesu.
7. Izračun emisije UHC ispred fronte plamena (unutar ne izgorjele zone).
8. Izračun pojave i intenziteta detonantnog izgaranja ispred fronte plamena (unutar ne izgorjele zone).

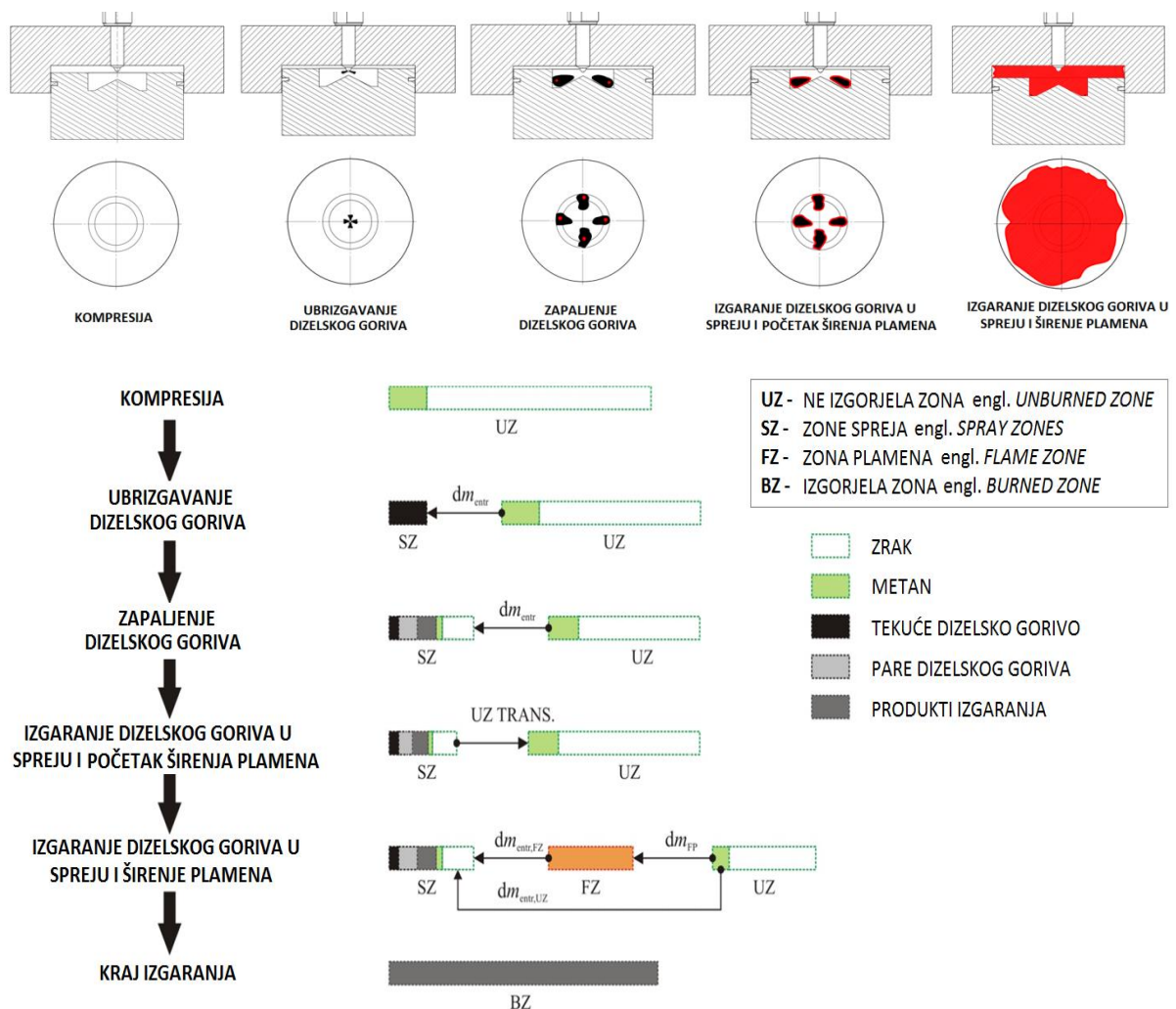
U narednim potpoglavljima samo ukratko će biti opisane glavne značajke modela, dok se detaljan opis svih podmodela može pronaći u [1].

### 1.2.1. Višezonski pristup u 0-D modeliranju

Višezonskim pristupom u 0-D modeliranju moguće je opisati heterogenost sastava smjese i temperature u cilindru, pri čemu se u DFMZCM modelu prostor izgaranja dijeli na: [1]

1. Ne izgorjelu zonu.
2. N zona spreja.
3. Zonu plamena.

Stvaranje pojedinih zona unutar cilindra za vrijeme visokotlačnog procesa prikazano je na slici 3.



Slika 3. Stvaranje zona unutar cilindra za vrijeme visokotlačnog procesa [1].



Za vrijeme kompresije prostor izgaranja opisan je samo ne izgorjelom zonom koja sadrži predmiješanu smjesu zraka i metana. Za vrijeme ubrizgavanja dizelskog goriva dolazi do stvaranja sprej zona i opisa fizikalnih procesa unutar svake zone. Produranjem spreja u prostor izgaranja dolazi do interakcije između zona spreja i ne izgorjele zone pri čemu sprej zahvaća predmiješanu smjesu. U trenutku zapaljenja zone spreja sadrže mješavinu tekućeg dizelskog goriva, para dizelskog goriva, zraka, metana i produkata izgaranja. Sastav unutar sprej zona utječe osim na zakašnjenje paljenja i na intenzitet izgaranja u sprej zonama. Jednom zapaljena sprej zona služi kao izvor zapaljenja predmiješane smjese zraka i metana u ne izgorjeloj zoni pri čemu se stvara zona plamena. Tada dolazi do istovremenog izgaranja u spreju i širenja plamena kroz ne izgorjelu zonu. Na samom kraju izgaranja prostor izgaranja opisan je izgorjelom zonom koja objedinjuje produkte izgaranja iz sprej zona i zone plamena.

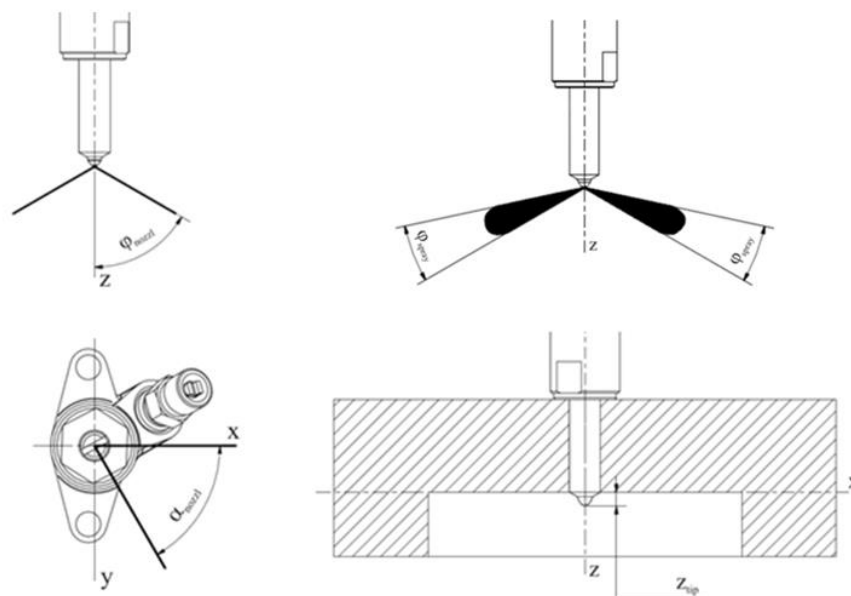
Bitno je naglasiti kako slika 3 opisuje idealiziran proces izgaranja. U stvarnosti, ne izgorjela zona sadrži već u taktu kompresije određeni udio zaostalih produkata izgaranja, što model računa i opisuje. Također, na samom kraju izgaranja, ne izgorjela zona ne iščezava nužno u potpunosti odnosno model može opisati i nepotpuno izgaranje.

### **1.2.2. Kvazidimenzijski pristup u 0-D modeliranju**

Kvazidimenzijski pristup u 0-D modeliranju primijenjen u DFMZCM modelu omogućuje opis utjecaja geometrijskih parametara na brzinu oslobađanja topline i to: [1]

1. Utjecaj geometrije prostora izgaranja.
2. Utjecaj geometrije brizgaljke za izravno ubrizgavanje dizelskog goriva (broj i orijentacija te lokacija mlaznica na brizgaljci).
3. Praćenje položaja svake od zona spreja čime se omogućuje točan izračun centra spreja te lokacije početka širenja plamena kroz predmiješanu smjesu.
4. Utjecaj broja plamenova koji se šire kroz predmiješanu smjesu.
5. Utjecaj raznih interakcija između plamenova kao i između pojedinog plamena i stijenki prostora izgaranja.

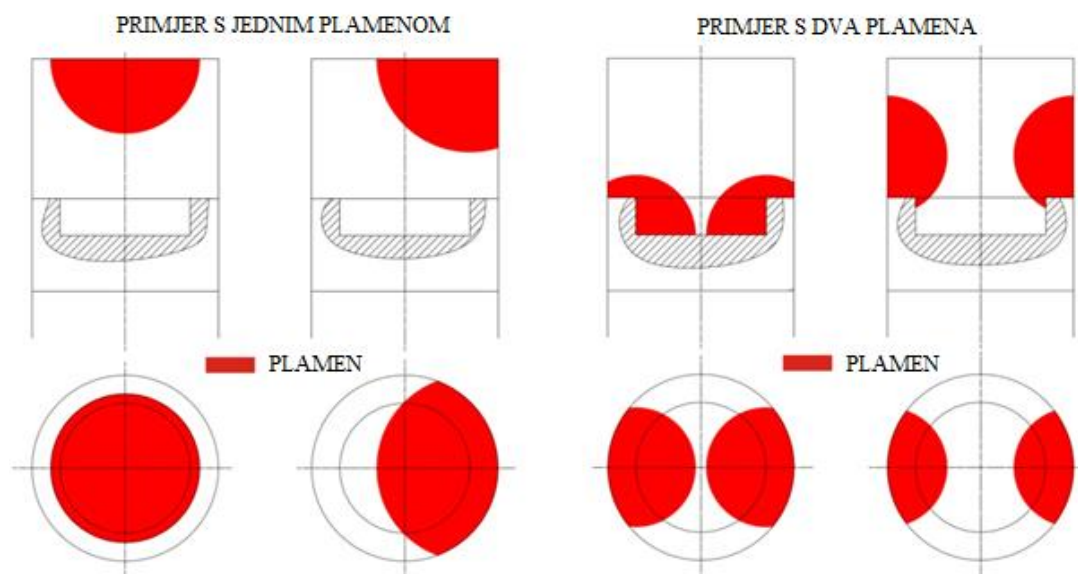
Dizajn i geometrijske karakteristike brizgaljke imaju značajan utjecaj na procese vezane za model spreja, a posljedično i na širenje plamena. Uključivanje opisa geometrije brizgaljke prikazanog na slici 4 omogućuje izračun orijentacije i pozicije centra spreja, odnosno točnu poziciju iniciranja jezgre plamena što bitno utječe na evaluaciju geometrije plamena. Matematički opis i način praćenja lokacije sprej zona detaljno je opisan u [1].



Slika 4. Opis geometrije brizgaljke [1].

Prostor izgaranja može se opisati s dva tipa pojednostavljene geometrije prostora izgaranja tipične za motore s kompresijskim paljenjem. Glava motora pretpostavljena je kao ravna ploha, dok čeona površina klipa može biti opisana kao ravna ploha ili može sadržavati simetričnu cilindričnu kupolu.

Slika 5 prikazuje utjecaj broja plamenova i pozicije njihovog iniciranja, kao i geometrije prostora izgaranja na interakciju plamena sa stjenkama prostora izgaranja. Matematički opis i način same evaluacije geometrije plamena detaljno je opisan u [1].



Slika 5. Prikaz utjecaja broja i pozicije plamena na interakciju sa stjenkama [1].

### 1.2.3. Model turbulencije

Za opis turbulencije u cilindru motora korišten je 0-D k- $\epsilon$  model turbulencije koji je razvijen i validiran u [8]. U okviru istraživanja prikazanog u [1] taj model je dodatno proširen kako bi se obuhvatile sljedeće pojave: [1]

1. Utjecaj izravnog ubrizgavanja na razinu turbulentne kinetičke energije, na veličinu turbulentnih vrtloga koji naboravaju frontu plamena te na vrijeme raspada turbulentnih vrtloga koje definira tranziciju iz laminarnog u turbulentni predmiješani plamena te trajanje izmjene topline između pojedinih zona u cilindru.
2. Utjecaj geometrije na veličinu turbulentnih vrtloga koji naboravaju frontu plamena. Budući da je vrijeme raspada vrtloga u funkciji veličine turbulentnog vrtloga, ovim proširenjem poboljšan je i izračun vremena raspada turbulentnih vrtloga.

### 1.2.4. Izmjena topline

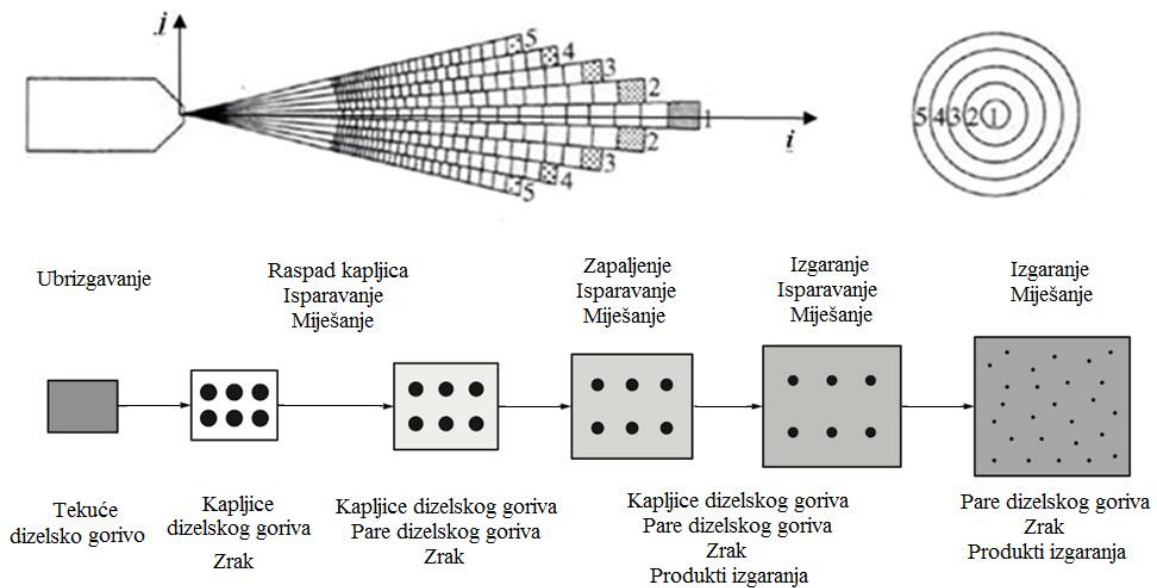
Izmjena topline između smjese koja se nalazi u cilindru te stijenki cilindra opisana je s poznatom Woschnijevom korelacijom za konvektivni prijenos topline [9]. Izmjena topline između pojedinih zona u cilindru temelji se na pristupu koji je razvijen u [10], [11] i bazira se na pretpostavci da će nakon što protekne odgovarajuće vrijeme (tzv. vrijeme izmjene topline) cijeli sadržaj cilindra biti na istoj temperaturi. Međutim, suprotno originalnom modelu [10], [11] u kojem je vrijeme izmjene topline bilo zadano kao parametar, u DFMZC-u je vrijeme izmjene topline povezano s vremenom raspada turbulentnih vrtloga. [1]

### 1.2.5. Model spreja

Procesi koji se odvijaju u spreju dizelskog goriva su: [1]

1. Ubrizgavanje goriva.
2. Proces raspada goriva na kapljice.
3. Zahvaćanje predmiješane smjese u zone spreja.
4. Zagrijavanje i isparavanje kapljica tekućeg goriva.
5. Paljenje smjese u zonama te izgaranje vođeno miješanjem.
6. Izračun formiranja štetnih tvari u zonama spreja.

Pojave u spreju dizelskog goriva opisane su na temelju Hiroyasuovog modela spreja [12], prikazanog na slici 6.



**Slika 6. Stvaranje i opis procesa unutar sprej zona [12].**

S obzirom da se u dvogorivnim motorima dizelsko gorivo u spreju ne miješa s čistim zrakom nego s predmiješanom smjesom prirodnog plina i zraka, te na činjenicu da to dodatno gorivo ima veliki utjecaj na zakašnjenje paljenja kao i na izgaranje u spreju vođeno miješanjem [13], postojeći model je nadograđeni i prošireni s dodatnim podmodelima kako bi obuhvatio slijedeće pojave: [1]

1. Utjecaj dodatnog goriva na stanje unutar svake zone spreja.
2. Novi način izračuna brzine ubrizgavanja goriva.
3. Izračun pozicije svake zone u cilindru te izračun pozicije centra spreja.
4. Novi pristup u izračunu zakašnjenja paljenja (početka izgaranja), kroz koji su obuhvaćeni kvaliteta gorive smjese te utjecaj umiješanog prirodnog plina.
5. Novi pristup u izračunu brzine oslobađanja topline uslijed izgaranja vođenog miješanjem kroz koji su obuhvaćeni kvaliteta gorive smjese (brzina kemijskih reakcija) te utjecaj umiješanog prirodnog plina.

Zakašnjenje paljenja i brzina kemijskih reakcija računaju se na temelju podataka iz tablica (tablice zakašnjenja paljenja i brzine kemijskih reakcija). Te su tablice generirane posebnim novorazvijenim kodom unutar kojeg se za niz različitih početnih uvjeta (tlak, temperatura, sastav smjese) u zatvorenom adijabatskom reaktoru konstantnog volumena izračunavaju visokotemperaturno i niskotemperaturno zakašnjenje paljenja, udio energije oslobođen za vrijeme niskotemperaturnih kemijskih reakcija te sama brzina kemijskih reakcija. Osim kod

izračuna pojava u spreju dizelskog goriva (paljenje i brzina oslobađanja topline), iste tablice koriste se i za izračun pojave i intenziteta detonantnog izgaranja. [1]

### 1.2.6. Model širenja plamena

Model širenja plamena obuhvaća: [1]

1. Izračun početka širenja plamena kroz predmiješanu smjesu.
2. Izračun laminarne brzine širenja plamena na temelju trenutnog tlaka i temperature te sastava smjese u ne izgorjeloj zoni.
3. Izračun ukupne površine plamene plohe na temelju broja plamenova koji se šire kroz prostor izgaranja te na temelju lokacije centra pojedinog plamena.
4. Izračun turbulentne brzine oslobađanja topline.
5. Izračun formiranja štetnih tvari unutar zone plamena.

Pojava širenja plamena kroz predmiješanu smjesu može se izračunati sa dva različita 0-D modela: [1]

1. Postojeći fraktalni model (FCM) koji je prvi put predstavljen u [14] te kasnije doraden u [8], [15], [16].
2. Novorazvijeni turbulentni model (TCM) koji je baziran na izračunu turbulentne brzine plamena prema izrazu iz [17]. Isti izraz se primjenjuje kod izračuna brzine izgaranja vođenog širenjem plamena kroz predmiješanu smjesu u 3-D CFD programskom paketu *AVL Fire<sup>TM</sup>*.

Kako bi se na odgovarajući način opisao rani razvoj plamena kao i tranzicija predmiješanog plamena iz laminarnog u turbulentni, razvijeni su novi podmodeli inicijacije plamena kao i novi podmodel za izračun tranzicije iz laminarnog u turbulentni plamen. Također, s ciljem boljeg opisa završne faze izgaranja razvijen je novi podmodel za izračun završe faze dogorijevanja uz stjenke cilindra. [1]

Trenutačna laminarna brzina širenja plamena računa se posebno razvijenim i novougrađenim tablicama, koje su dobivene su od partnera u istraživanju prikazanom u [1], tvrtke *AVL List GmbH*. Trenutačna laminarna površina plamena računa se iz tablica koje se kreiraju na početku proračuna, na temelju novorazvijenog matematičkog modela koji uključuje i efekt istovremenog širenja većeg broja plamenova kroz prostor izgaranja kao i mogućnost da se centri plamena nalaze na bilo kojoj lokaciji unutar cilindra. [1]

### **1.2.7. Izračun štetnih emisija**

Za izračun stvaranja štetnih spojeva unutar zone plamena i zona spreja korišteni su postojeći modeli koji su dostupni unutar programskog paketa *AVL Boost<sup>TM</sup>*. S obzirom da u sklopu ovog diplomskog rada validacija modela za izračun štetnih emisija nije provedena, detaljniji opis samih modela je izostavljen, a može se pronaći u [1].

### **1.2.8. Model detonantnog izgaranja**

Pojava detonantnog izgaranja u zoni ispred fronte plamena računa se na temelju postojećeg modela koji je razvijen i integriran u programski paket *AVL Boost<sup>TM</sup>* kroz istraživanje koje je predstavljeno u [18] i [19]. Kako bi se poboljšao opis stvarnih fizikalnih procesa koji dovode do pojave detonantnog izgaranja u dvogorivnim motorima, postojeći je model nadograđen i proširen te sada uključuje: [1]

1. Izračun niskotemperaturnog i visokotemperaturnog zapaljenja smjese od početka visokotlačnog dijela ciklusa. Uvođenjem ovakvog načina proračuna moguće je obuhvatiti efekt samozapaljenja smjese prije početka širenja plamena kroz prostor izgaranja.
2. Zakašnjenje paljenja kao i intenzitet detonantnog izgaranja računaju se na temelju novih kemijskih tablica.

## **1.3. Cilj rada**

Parametrizacijom i validacijom modela temeljem eksperimentalnih rezultata izmjerenih u Laboratoriju za motore i vozila na motoru Hatz 1D81, pokazalo se da određena ograničenja u modelu širenja plamena uzrokuju odstupanja simulacijskih rezultata od eksperimentalnih. Stoga je glavni cilj ovog rada implementirati određene nadogradnje u DFMZCM model kako bi se povećala točnost simulacijskih rezultata, uz zadržavanje ili poboljšanje prediktivnosti modela.

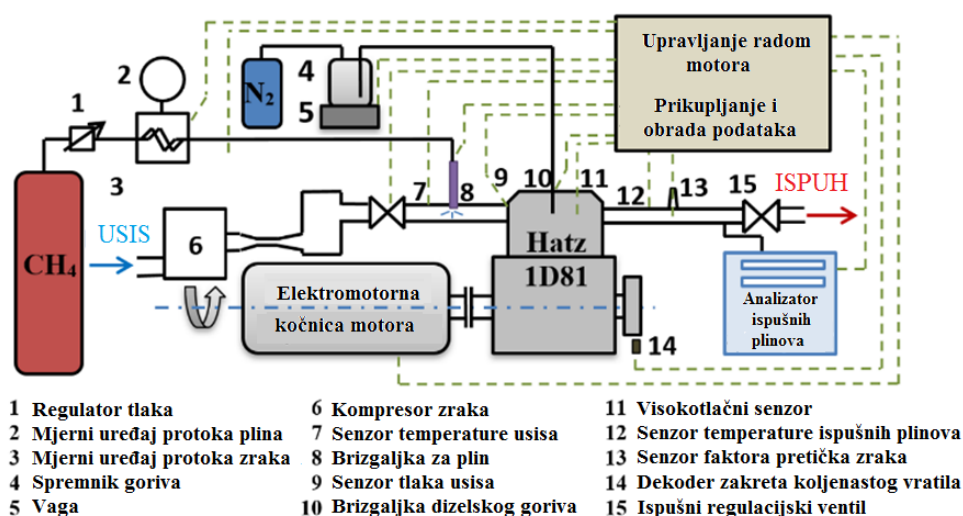
## 2. PARAMETRIZACIJA I VALIDACIJA MODELA

Već u okviru razvoja DFMZCM modela [1], provedena je parametrizacija i validacija modela na temelju eksperimentalnih rezultata izmjerenih na eksperimentalnom postavu na Sveučilištu u Berkley-u. Na temelju provedene validacije pokazano je da se simulacijski rezultati jako dobro poklapaju s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja te je zaključeno kako je s novorazvijenim 0-D modelom izgaranja moguće na zadovoljavajući način opisati pojave u konvencionalnom dvogorivnom MSUI. Ipak, predloženi su odmah i određeni nedostaci modela, kao i neke potencijalne nadogradnje.

S obzirom da su u sklopu istraživanja prikazanog u [20] provedena eksperimentalna istraživanja dvogorivnog izgaranja i u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje, provedena je u svrhu konačnog određivanja nadogradnji modela u sklopu ovog diplomskog rada dodatna validacija DFMZCM modela na temelju eksperimentalnih rezultata izmjerenih u sklopu tog istraživanja.

### 2.1. Eksperimentalni postav i odabrane radne točke

Eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila prikazan je na slici 7. Ispitivani motor je Hatz 1D81, modificiran kako bi se omogućilo ispitivanje dvogorivnog izgaranja. Više o samom eksperimentalnom postavu i modifikacijama na motoru može se pronaći u [20] i [21].



Slika 7. Eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila [21].

Tablica 1 prikazuje osnovne podatke modificiranog motora Hatz 1D81.

**Tablica 1. Osnovni podaci modificiranog motora Hatz 1D81**

Promjer cilindra (mm)	100
Hod klipa (mm)	85
Kompresijski omjer (-)	16:1
Duljina klipnjače (mm)	127
Promjer kupole u klipu (mm)	44
Dubina kupole u klipu (mm)	15
Promjer mlaznica brizgaljke ( $\mu\text{m}$ )	100
Broj mlaznica brizgaljke (-)	7
Dubina prodiranja brizgaljke u cilindar (mm)	1
Kut mlaznica brizgaljke ( $^{\circ}$ )	76

Za validaciju su odabrane tri radne točke motora ispitane na eksperimentalnom postavu. Relevantni radni parametri prikazani su u tablici 2.

**Tablica 2. Validacijske radne točke motora Hatz 1D81**

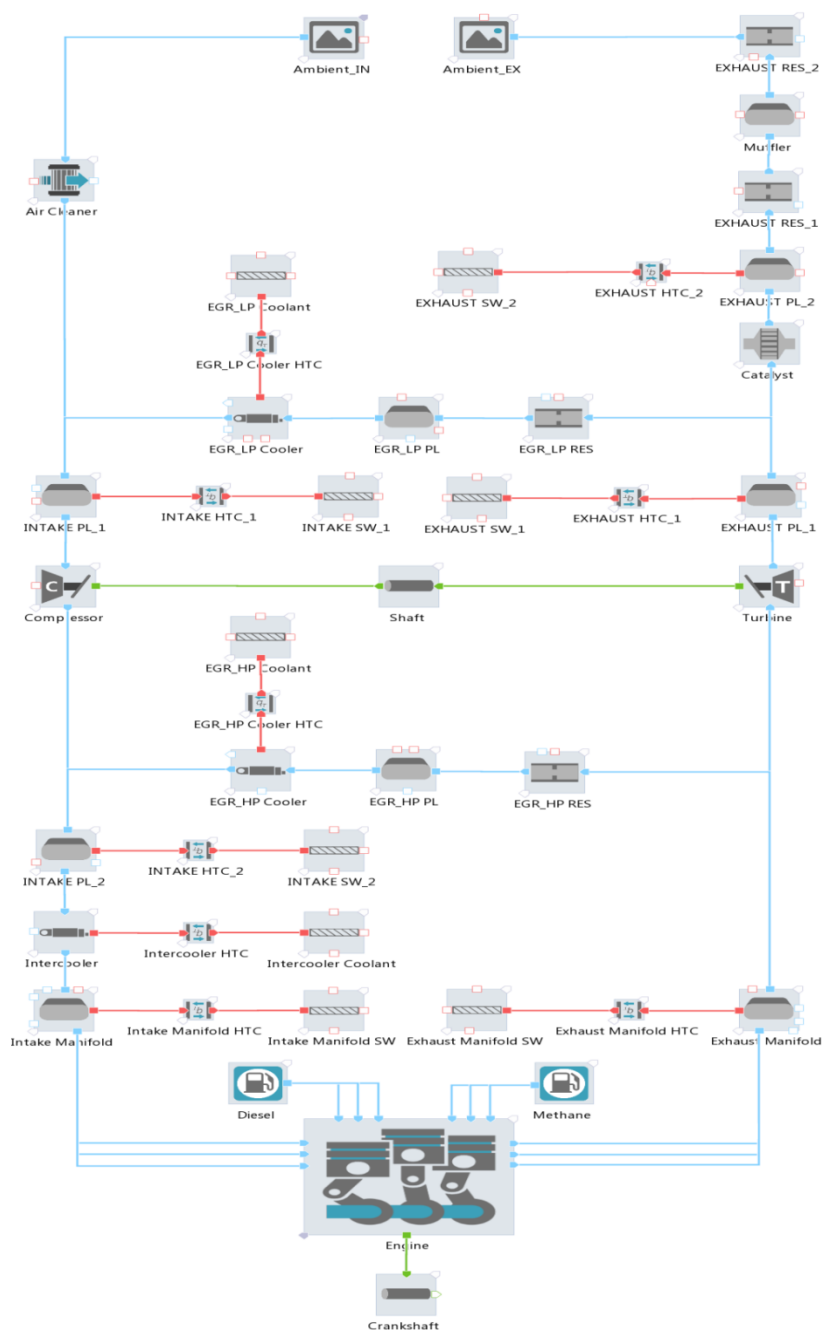
	OP 1766	OP 1787	OP 1799
Srednji indicirani tlak (bar)	4		~8
Brzina vrtnje ( $\text{min}^{-1}$ )	1600		
Tlak u trenutku zatvaranja usisnog ventila (bar)	1,20	1,18	1,21
Temperatura u trenutku zatvaranja usisnog ventila (K)	376	373	408
Početak ubrizgavanja dizelskog goriva ( $^{\circ}\text{CA BTDC}$ )	6	14	8
Trajanje ubrizgavanja ( $^{\circ}\text{CA}$ )	4	1,4	2,6
Tlak ubrizgavanja (bar)	500	700	300
Masa dizelskog goriva (mg)	8,7	0,87	1,63
Masa metana (mg)	8,7	17,1	28,5
Globalni factor pretička zraka (-)	2,15	1,89	1,0
Faktor pretička zraka predmiješane smjese metana i zraka (-)	3,99	1,98	1,03

## 2.2. Simulacijski model motora Hatz 1D81

Slika 8 prikazuje kompletan simulacijski model motora Hatz 1D81 izrađen u programskom paketu *AVL CruiseM™*. Model je izrađen na bazi ispitnog motora Hatz 1D81, kao trocilindrični četverotaktni motor s prednabijanjem, kako bi omogućio simulaciju kompletnog radnog ciklusa motora u realnim radnim uvjetima, uključujući i sve elemente usisnog i



ispušnog sustava. Ipak, za potrebe validacije modela izgaranja moguće je razmatrati samo visokotlačni ciklus bez potrebe za parametrizacijom modela izmjene radne tvari i to direktnim zadavanjem stanja u cilindru na početku visokotlačnog procesa, što je upravo proces koji je korišten u okviru ovog diplomskog rada.



**Slika 8. Simulacijski model motora Hatz 1D81**

Prije same kalibracije konstanti modela izgaranja, potrebno je kalibrirati parametre kao što su stvarni kompresijski omjer, parametri izmjene topline sa stjenkama itd. To se provodi korištenjem tabličnog zadavanja profila brzine oslobađanja topline u cilindru dobivenog

direktno iz eksperimentalnih mjerenja te podešavanjem navedenih konstanti kako bi se dobilo točno poklapanje simulacijskih i eksperimentalnih rezultata. Tek tada, na taj način kalibriran simulacijski model može poslužiti kao pouzdana baza za daljnji postupak parametrizacije i validacije samog modela izgaranja. Također je bitno naglasiti kako je prije kalibracije konstanti modela izgaranja potrebno kalibrirati i konstante modela turbulencije u cilindru, što se može provesti na temelju 3-D CFD rezultata ukoliko su dostupni ili na temelju iskustva uzimajući u obzir preporuke i pretpostavke proizašle iz raznih istraživanja pojave turbulencije u MSUI. U sklopu ovog diplomskog rada 3-D CFD rezultati za validaciju nisu dostupni, pa je kalibracija konstanti modela turbulencije provedena sukladno preporukama iz [22].

### 2.3. Rezultati provedene validacije

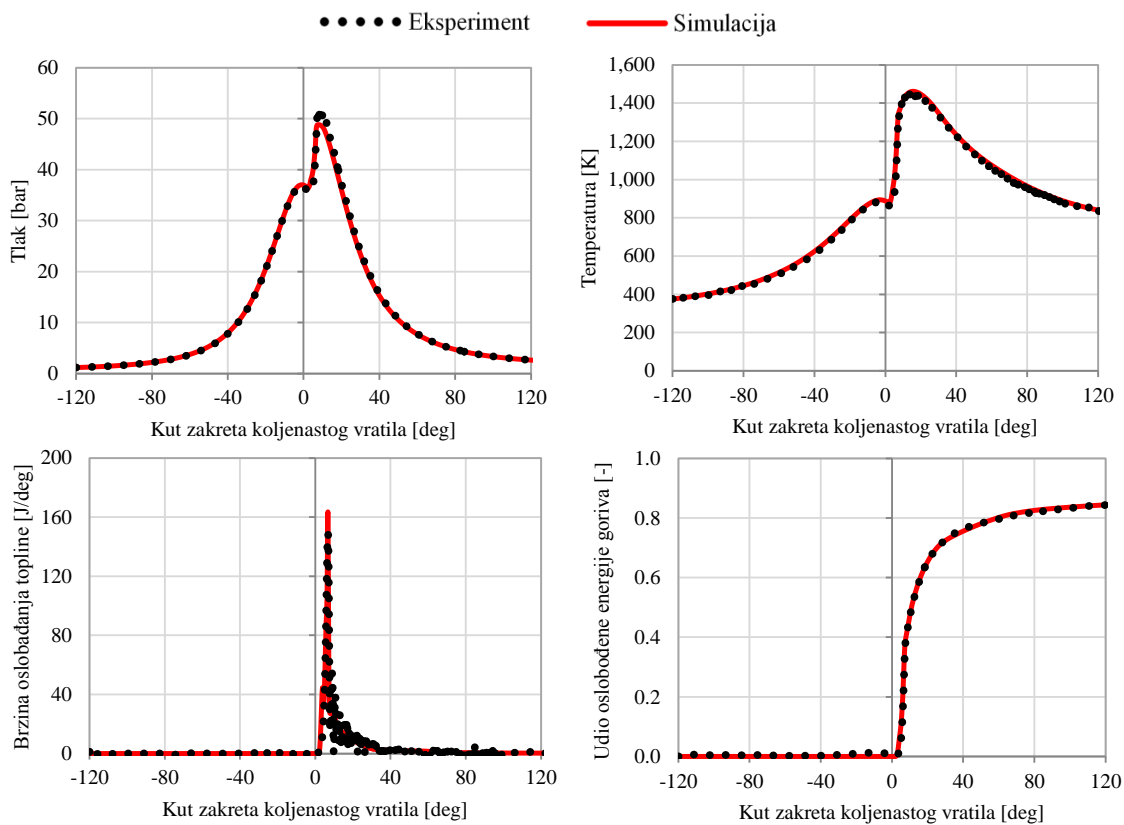
Tablica 3 prikazuje kalibracijske konstante relevantnih podmodela DFMZCM modela nakon provedene parametrizacije. Odmah je uočljivo kako je većinu parametara podmodela spreja i širenja plamena bilo potrebno kalibrirati za svaku radnu točku.

**Tablica 3. Kalibracijske konstante relevantnih podmodela DFMZCM**

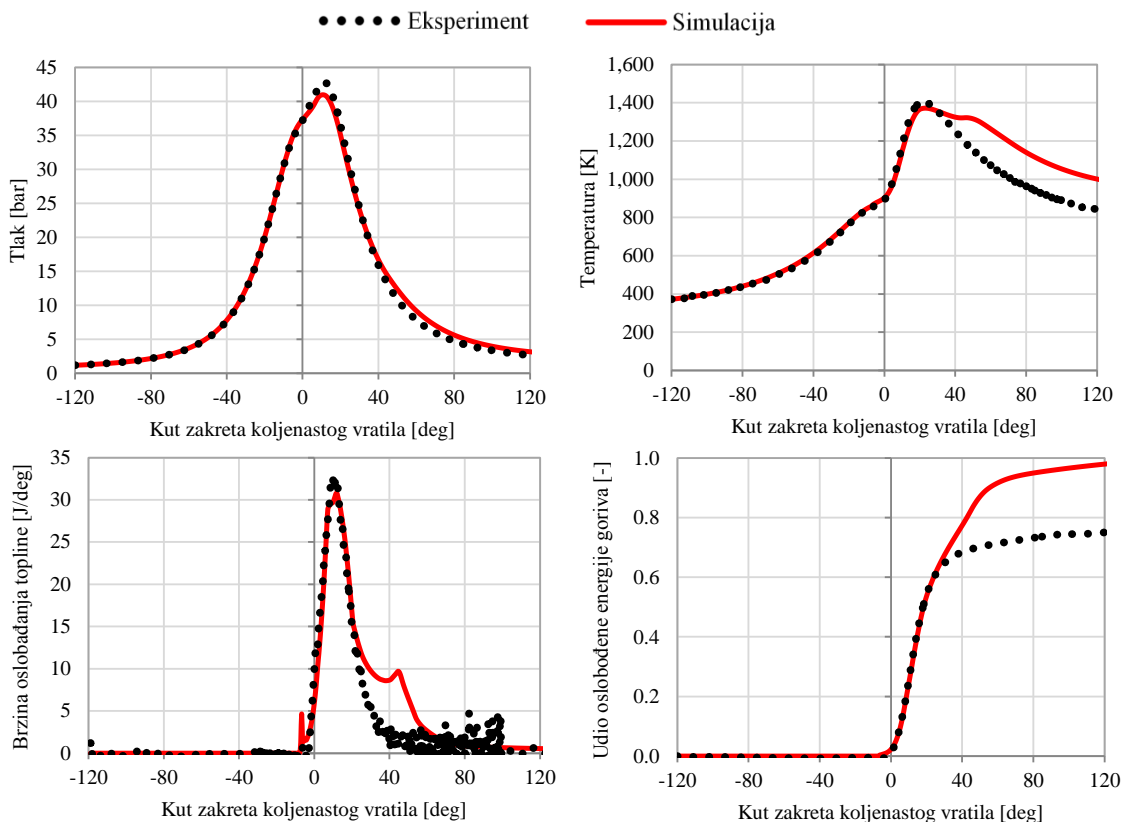
<b>Parametri modela spreja</b>			
	<b>OP 1766</b>	<b>OP 1787</b>	<b>OP 1799</b>
$C_{\text{evap,HT}} (-)$	2	2,8	8
$C_{\text{evap}} (-)$	2	1	
$C_{\text{entrain}} (-)$	0,5		0,7
$C_{\text{ignition}} (-)$	1	0,5	0,4
$C_{\text{discr,ax}} (-)$	0,6		
$C_{\text{discr,rad}} (-)$	6		
$C_{\text{ZHT,SZ}} (-)$	0,15	1	
<b>Parametri modela širenja plamena</b>			
$C_{\text{ign,UZ,transf}} (-)$	0	0,95	
$C_{\text{trans}} (-)$	0,4	2,8	0,8
$C_{\text{SOWC}} (-)$	0,5	0,45	0,6
$C_{\text{SOWC,shp}} (-)$	1	2	1
$C_{\text{comb}} (-)$	2,46	2,44	2,42
$C_{\text{EOF}} (-)$	1		

Parametri modela turbulencije	
$A_{00}$ (-)	0
$A_{10}$ (-)	$1,6 \times 10^{-5}$
$C_{00}$ (-)	4
$C_{10}$ (-)	-1,8
$A_{inj}$ (-)	$5 \times 10^{-3}$
$C_{inj}$ (-)	50
$C_2$ (-)	1,92
$C_\varepsilon$ (-)	2,30
$C_{\varepsilon,UZ}$ (-)	4,5
$C_L$ (-)	0,5

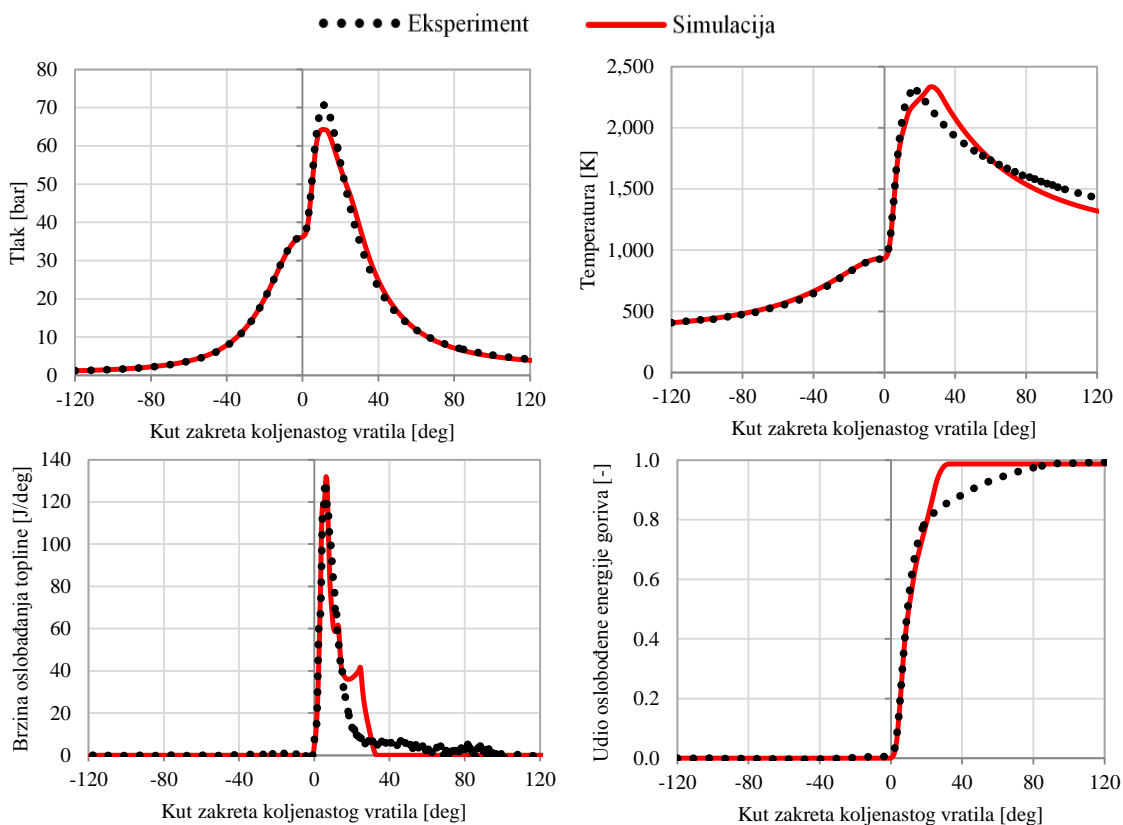
Na slikama 9 do 11 prikazani su rezultati provedene validacije DFMZCM modela za motor Hatz 1D81. Iz prikazanih rezultata vidljivo je da je za radnu točku OP 1766 postignuto jako dobro poklapanje simulacijskih rezultata s eksperimentalnim rezultatima, dok kod radnih točaka OP 1787 i OP 1799 dolazi do značajnih odstupanja u kasnijoj fazi izgaranja.



Slika 9. Rezultat validacije za radnu točku OP 1766

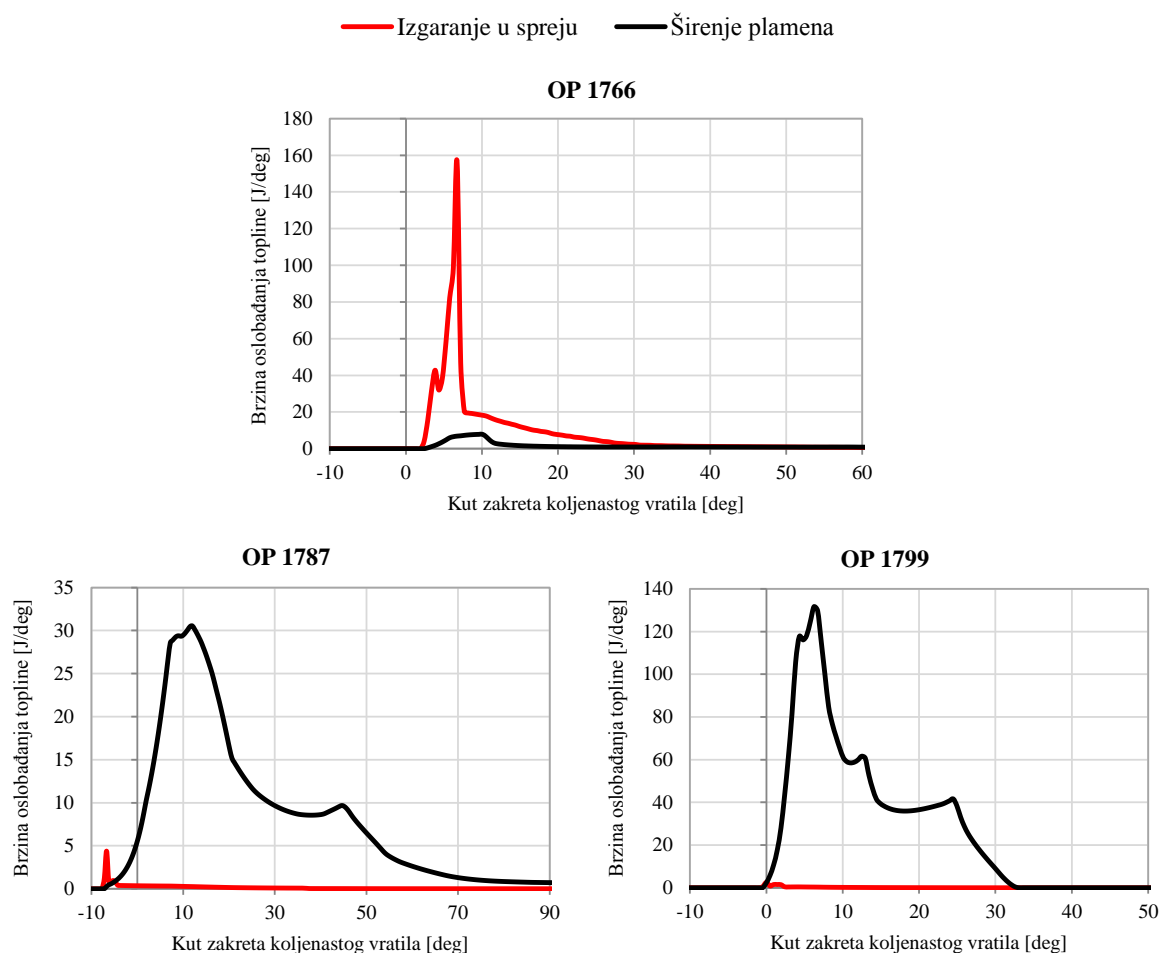


Slika 10. Rezultat validacije za radnu točku OP 1787



Slika 11. Rezultat validacije za radnu točku OP 1799

Detaljnijom analizom rezultata zaključeno je kako su razlog odstupanja ograničenja u modelu širenja plamena, a takav zaključak je potkrijepljen dijagramima na slici 12. Naime, iz prikazanih dijagrama je vidljivo kako je za radnu točku s vrlo dobrim poklapanjem rezultata (OP 1766) dominantno izgaranje u spreju, dok je za preostale dvije radne točke kod kojih se javljaju odstupanja izgaranje u spreju neznatno, a dominantno je izgaranje širenjem plamena.



**Slika 12. Usporedni dijagram brzine oslobađanja topline izgaranjem u spreju i širenjem plamena**

### 3. NADogradnje Modela

Nakon provedene parametrizacije i validacije DFMZCM modela na temelju eksperimentalnih rezultata izmjerenih u Laboratoriju za motore i vozila na motoru Hatz 1D81, zaključeno je kako do odstupanja u simulacijskim rezultatima u odnosu na eksperimentalne dolazi prvenstveno uslijed ograničenja vezanih na model širenja plamena. Stoga su definirane poželjne nadogradnje modela:

1. Tablični unos i očitavanje vrijednosti slobodnih ploha plamena evaluiranih na temelju stvarne geometrije motora pomoću CAD programa.
2. Implementaciju modela stratifikacije goriva.
3. Uključivanje utjecaja efikasnosti izgaranja u ovisnosti o faktoru pretička zraka u zoni plamena uzimajući u obzir stratifikaciju goriva.

Svaka od navedenih nadogradnji detaljnije je opisana u narednim potpoglavljima.

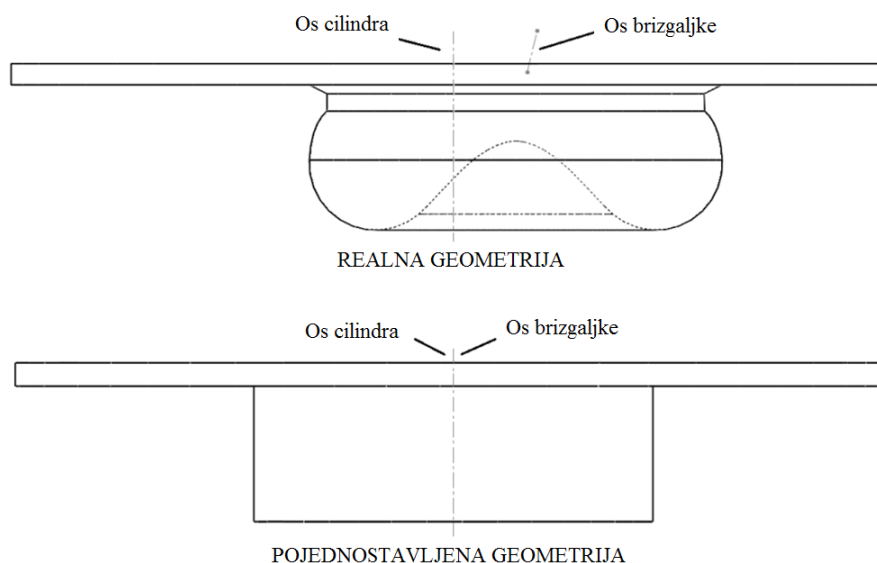
#### 3.1. Evaluacija slobodnih ploha plamena iz stvarne geometrije motora pomoću CAD programa

U originalnom DFMZCM modelu razvijen je i implementiran kod za izračun slobodnih ploha plamena, opisan u [1]. Međutim, takav model temelji se na pojednostavljenoj geometriji prostora izgaranja te unosi određena ograničenja:

1. Os brizgaljke kolinearna je s centralnom osi cilindra, što znači da je smještaj brizgaljke ograničen na način da se uvijek razmatra striktno centralno i vertikalno ugrađena brizgaljka.
2. Relevantna geometrija glave motora pretpostavljena je kao striktno ravna ploha, dok čeona površina klipa može biti ili ravna ploha ili imati pravilnu cilindričnu kupolu simetričnu u odnosu na centralnu os cilindra.

S obzirom da su kod motora Hatz 1D81 geometrijske karakteristike značajne za dvogorivno izgaranje znatno složenije nego što je moguće opisati originalnim DFMZCM modelom, prva nadogradnja odnosi se na omogućavanje tabličnog unosa i očitavanja vrijednosti slobodnih ploha plamenova. Tablica je kreirana na temelju realne geometrije motora, što je omogućeno upotrebom CAD programa za evaluaciju relevantnih vrijednosti.

Slika 13 prikazuje usporedbu realne geometrije prostora izgaranja motora Hatz 1D81 i pojednostavljene geometrije korištene u originalnom modelu. Vidi se kako je kod realnog motora brizgaljka zamaknuta od središnje osi cilindra te je ugrađena pod kutom, što u konačnici rezultira nesimetričnim geometrijama plamenova. Os kupole u klipu također je zamaknuta u odnosu na centralnu os cilindra, a vidljiva je i razlika između stvarne i pojednostavljene geometrije kupole.



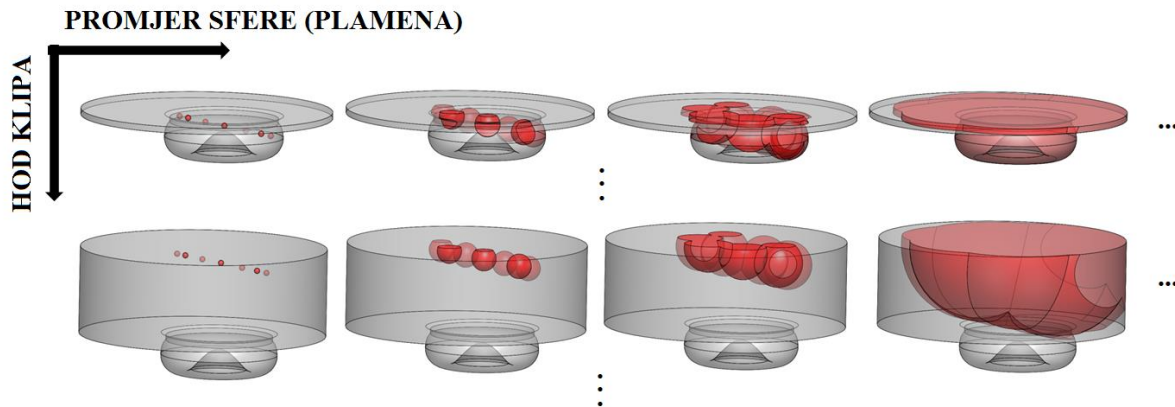
**Slika 13. Usporedba realne i pojednostavljene geometrije prostora izgaranja Hatz 1D81 motora**

### 3.1.1. Procedura za izračun slobodnih ploha plamena

Slika 14 prikazuje proceduru evaluacije slobodnih ploha plamena pomoću CAD programa SolidWorks. Jednako kao i kod koda ugrađenog u originalni DFMZCM model, geometrija plamenova pretpostavljena je u obliku sfera. Relevantne vrijednosti (slobodna ploha plamena i zahvaćeni volumen u prostoru izgaranja) funkcije su tri varijable:

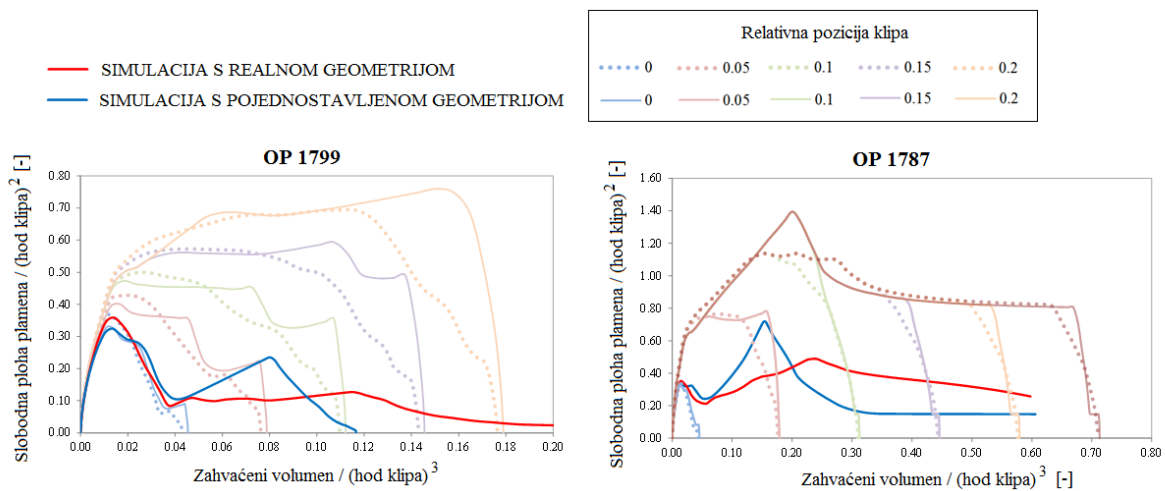
1. Pozicija klipa.
2. Lokacija težišta sfere koja opisuje plamen.
3. Polumjer sfere koja opisuje plamen.

U svrhu automatizacije izračuna slobodne plohe plamena i zahvaćenog volumena u prostoru izgaranja za različite vrijednosti iznad prikazanih varijabli i automatsko kreiranje tablica s izračunatim vrijednostima napisan je u sklopu ovog diplomskog rada *Macro* kod unutar SolidWorks-a.



Slika 14. Prikaz procedure evaluacije geometrije plamena u CAD programu

Slika 15 prikazuje usporedbu bezdimenzijskih vrijednosti slobodnih ploha plamena u ovisnosti o zahvaćenom volumenu izračunatih za realnu geometriju prostora izgaranja pomoću CAD programa i pojednostavljenu geometriju korištenu u originalnom DFMZCM modelu. Pozadinske krivulje predstavljaju usporedbu tablica kreiranih realnom i pojednostavljenom geometrijom, dok plava i crvena puna krivulja predstavljaju evaluaciju slobodnih ploha plamena iz simulacije za vrijeme izgaranja.



Slika 15. Usporedba evaluacije geometrije plamena realne i pojednostavljene geometrije prostora izgaranja Hatz 1D81 motora

Iz dijagrama se vidi kako dolazi do značajnih odstupanja u izračunatim slobodnim ploham plamena u kasnijim fazama širenja plamena, što potvrđuje početnu pretpostavku izvučenu iz validacije originalnog modela. Međutim, kako je kasnije i pokazano, geometrija plamena nije jedini uzrok odstupanja u rezultatima.



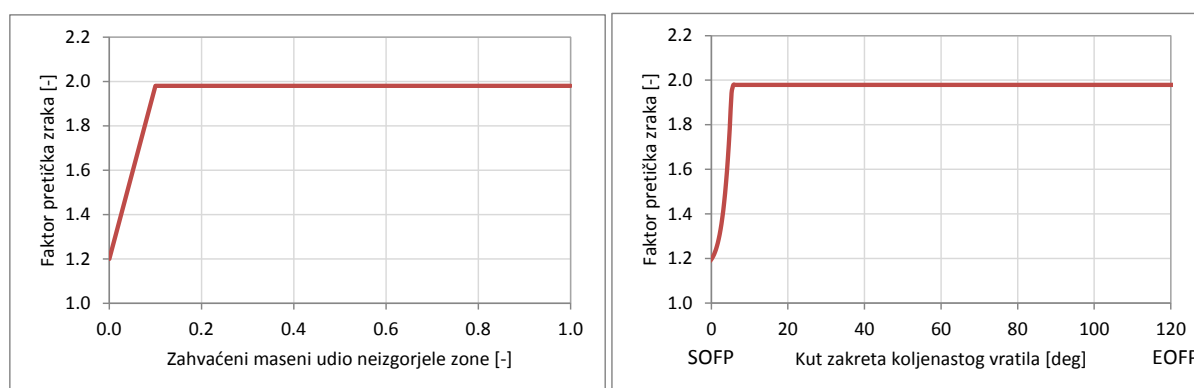
### 3.2. Stratifikacija goriva

U raznim izvorima je navedeno da u isto vrijeme kada se plamen širi kroz prostor izgaranja, ne izgorjelo dizelsko gorivo koje se nalazi unutar plamena se miješa s okolnim zrakom i vrućim produktima izgaranja, te izgara. Ovisno o opterećenju i omjeru dizelskog goriva i prirodnog plina, izgaranje će većim dijelom biti vođeno ili širenjem plamena kroz predmiješanu smjesu, ili miješanjem između goriva, zraka i toplih produkata izgaranja [4]. U DFMZCM modelu, u trenutku zapaljenja smjese u spreju i prije početka širenja plamena, određeni maseni postotak nezapaljenog dizelskog goriva prebacuje se u ne izgorjelu zonu te dalje izgara u procesu širenja plamena, a taj postotak zadaje korisnik jednim od parametara modela ( $C_{ign,UZ,transf}$ ). S obzirom da fizikalno nije moguće da se to dizelsko gorivo homogeno izmiješa s ostatkom neizgorjele zone, predložena je kao nadogradnja modela implementacija stratifikacije goriva koja bi obuhvatila fizikalnu pojavu obogaćivanja dizelskim gorivom samo u ranoj fazi širenja plamena, odnosno samo u određenom volumenu neizgorjele zone u blizini jezgre plamena.

Stoga je uvedena jednadžba koja računa maseni udio neizgorjele zone koja je obuhvaćena u modelu stratifikacije u ovisnosti o omjeru dizelskog goriva i prirodnog plina:

$$C_{UZ\_strat} = \max\left(\min\left(\frac{C_{UZ\_strat\_mult} \cdot 2 \cdot m_{f,pilot}}{m_{f,pilot} + m_{f,main}}; 0,99\right); 0\right) \quad (1)$$

Unutar tako izračunatog udjela neizgorjele zone provedena je linearna raspodjela goriva na način da prvo izgara bogatija smjesa. Primjer utjecaja stratifikacije goriva na faktor pretička zraka na fronti plamena prikazan je na slici 16.



Slika 16. Primjer utjecaja stratifikacije goriva na faktor pretička zraka na fronti plamena (OP 1787)

Također, u originalnoj validaciji DFMZCM modela prikazanoj u [1], parametar  $C_{\text{ign,UZ,transf}}$  iznosio je 0,95 za sve radne točke neovisno o omjeru dizelskog goriva i prirodnog plina, odnosno 95 % dizelskog goriva izgaralo je u procesu širenja plamena. Na taj način je zapravo od strane korisnika definirano da udio oslobođene topline uslijed izgaranja u spreju u ukupno oslobođenoj toplini bude zanemariv. U validaciji provedenoj u sklopu ovog diplomskog rada temeljenoj na eksperimentalnim rezultatima za motor Hatz 1D81, nije bilo moguće na taj način ostvariti dobro poklapanje rezultata za radnu točku s velikim udjelom dizelskog goriva (OP 1766). Vrlo dobro poklapanje rezultata dobiveno je tek za slučaj kada nema prebacivanja dizelskog goriva u neizgorjelu zonu, odnosno kada je  $C_{\text{ign,UZ,transf}} = 0$ . Stoga je kao dodatna nadogradnja modela eliminirana potreba za zadavanjem parametra  $C_{\text{ign,UZ,transf}}$  od strane korisnika, odnosno implementirana je jednadžba za računanje postotka dizelskog goriva koje će izgorjeti u procesu širenja plamena u ovisnosti o omjeru dizelskog goriva i prirodnog plina:

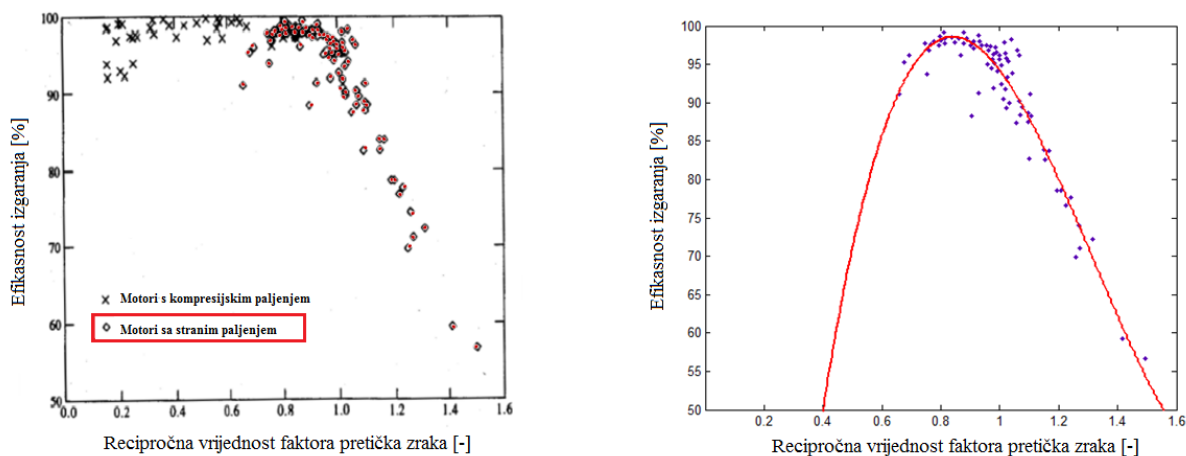
$$C_{\text{ign,UZ,transf}} = \min\left(\max\left(C_{\text{transf, mult}} \cdot \left(1 - \frac{m_{f, \text{pilot}}}{m_{f, \text{main}}}\right); 0\right); 1,0\right) \quad (2)$$

U obje jednadžbe uveden je i parametar za kalibraciju iako, kako je kasnije i pokazano, u sklopu validacije prikazane u ovom radu kalibracija nije bila potrebna.

### 3.3. Efikasnost izgaranja

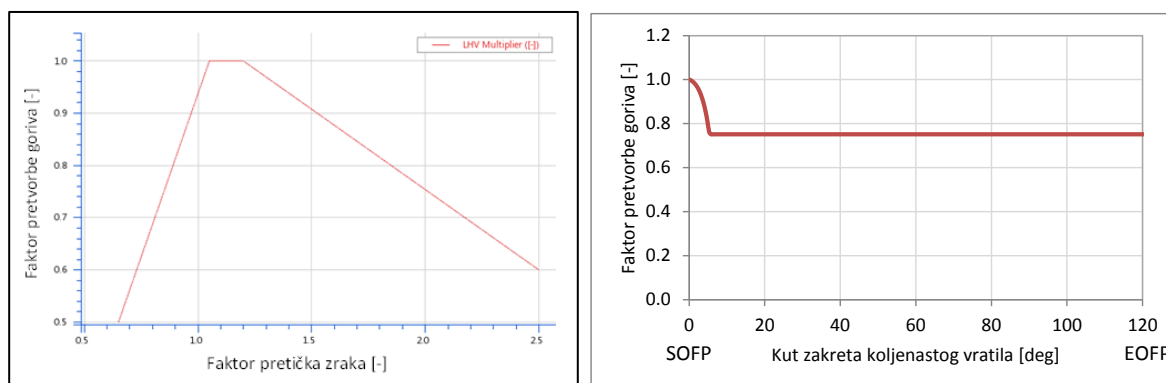
Iz različitih izvora, zabilježeno je da konvencionalni dvogorivni način rada ima niski stupanj djelovanja kod nižih opterećenja što je posljedica lokalnog gašenja plamena zbog siromašne gorive smjese. Ova pojava očituje se i iz eksperimentalnih rezultata korištenih u validaciji DFMZCM modela, gdje je iz prikazanih dijagrama očigledna nepotpunost izgaranja kod djelomičnih opterećenja. S obzirom da u originalnom modelu već postoji mogućnost uključivanja efikasnosti izgaranja u izračun brzine oslobađanja topline u obliku zadavanja faktora pretvorbe goriva u ovisnosti o faktoru pretička zraka, ova opcija je aktivirana i nadograđena na način da uzima u obzir već implementiranu stratifikaciju goriva.

Referentne vrijednosti efikasnosti izgaranja u ovisnosti o bogatstvu smjese uzete su iz [23], a prikazane na slici 17 - lijevo, pri čemu je na apscisi dana recipročna vrijednost faktora pretička zraka. Optimizacijskim algoritmom dobivena je iz dijagrama kubna krivulja prikazana na slici 17 - desno.



**Slika 17. Ovisnost efikasnosti izgaranja o faktoru pretička zraka**

Dobivena krivulja dodatno je pojednostavljena tako da se dobije linearni karakter efikasnosti izgaranja u ovisnosti o faktoru pretička zraka. Primjer tako zadane ovisnosti efikasnosti izgaranja o faktoru pretička zraka prikazan je na slici 18 - lijevo, dok je primjer utjecaja stratifikacije goriva na efikasnost izgaranja kroz proces širenja plamena prikazan na slici 18 - desno.



**Slika 18. Primjer utjecaja efikasnosti izgaranja u kombinaciji sa stratifikacijom goriva na faktor pretvorbe goriva na fronti plamena (OP 1787)**

#### 4. PARAMETRIZACIJA I VALIDACIJA NADOGRAĐENOG MODELA

Implementacijom nadogradnji modela, prethodno kalibrirane konstante podmodela spreja i širenja plamena pokazale su se kao neodgovarajuće te je bilo potrebno ponoviti kalibraciju konstanti. Validacija je provedena na istim radnim točkama prikazanim u poglavlju 2, a nove vrijednosti kalibracijskih konstanti prikazane su u tablici 4.

**Tablica 4. Kalibracijske konstante relevantnih podmodela nadograđenog DFMZCM-a**

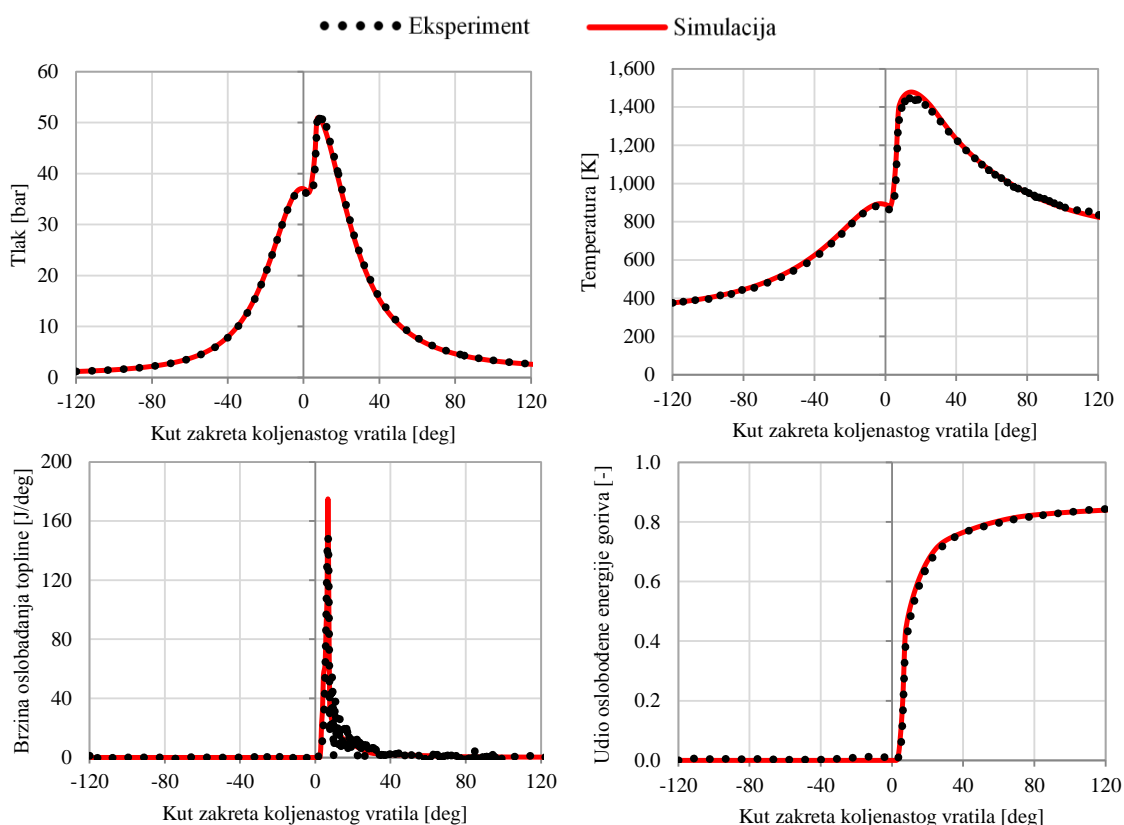
Parametri modela spreja			
	OP 1766	OP 1787	OP 1799
$C_{\text{evap,HT}} (-)$	1,8		
$C_{\text{evap}} (-)$	1		
$C_{\text{entrain}} (-)$	0,5		
$C_{\text{ignition}} (-)$	0,7	1,1	0,2
$C_{\text{discr,ax}} (-)$	0,6		
$C_{\text{discr,rad}} (-)$	6		
$C_{\text{ZHT,SZ}} (-)$	0,15	1	
Parametri modela širenja plamena			
$C_{\text{ign,UZ,transf}} (-)^*$	(0)	(0,949)	(0,943)
$C_{\text{trans}} (-)$	0,4	2,8	1,2
$C_{\text{SOWC}} (-)$	0,5		
$C_{\text{SOWC,shp}} (-)$	3		
$C_{\text{comb}} (-)$	2,62		
$C_{\text{EOF}} (-)$	1		
Parametri modela turbulencije			
$A_{00} (-)$	0		
$A_{10} (-)$	$1,6 \times 10^{-5}$		
$C_{00} (-)$	4		
$C_{10} (-)$	-1,8		
$A_{\text{inj}} (-)$	$5 \times 10^{-3}$		
$C_{\text{inj}} (-)$	50		
$C_2 (-)$	1,92		

$C_\varepsilon$ (-)	2,30
$C_{\varepsilon,UZ}$ (-)	4,5
$C_L$ (-)	0,5

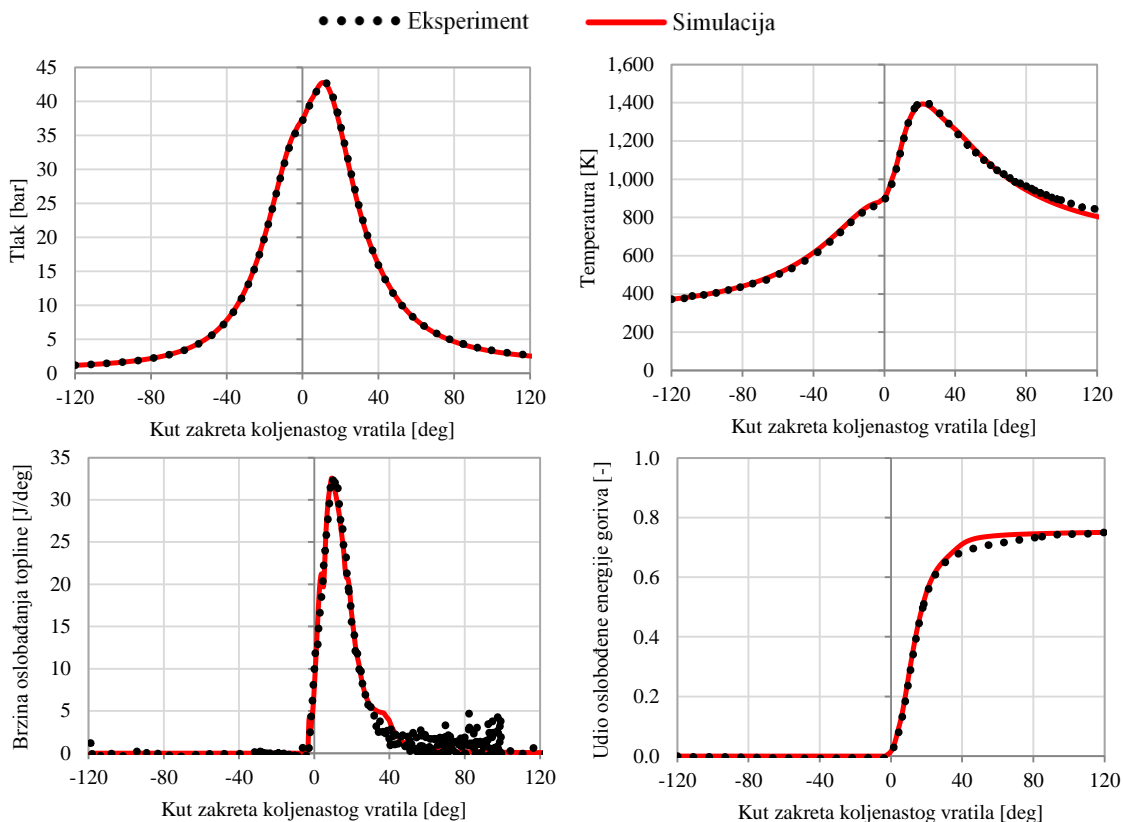
\* vrijednost parametra ne zadaje korisnik nego računa model

#### 4.1. Validacija nadograđenog modela

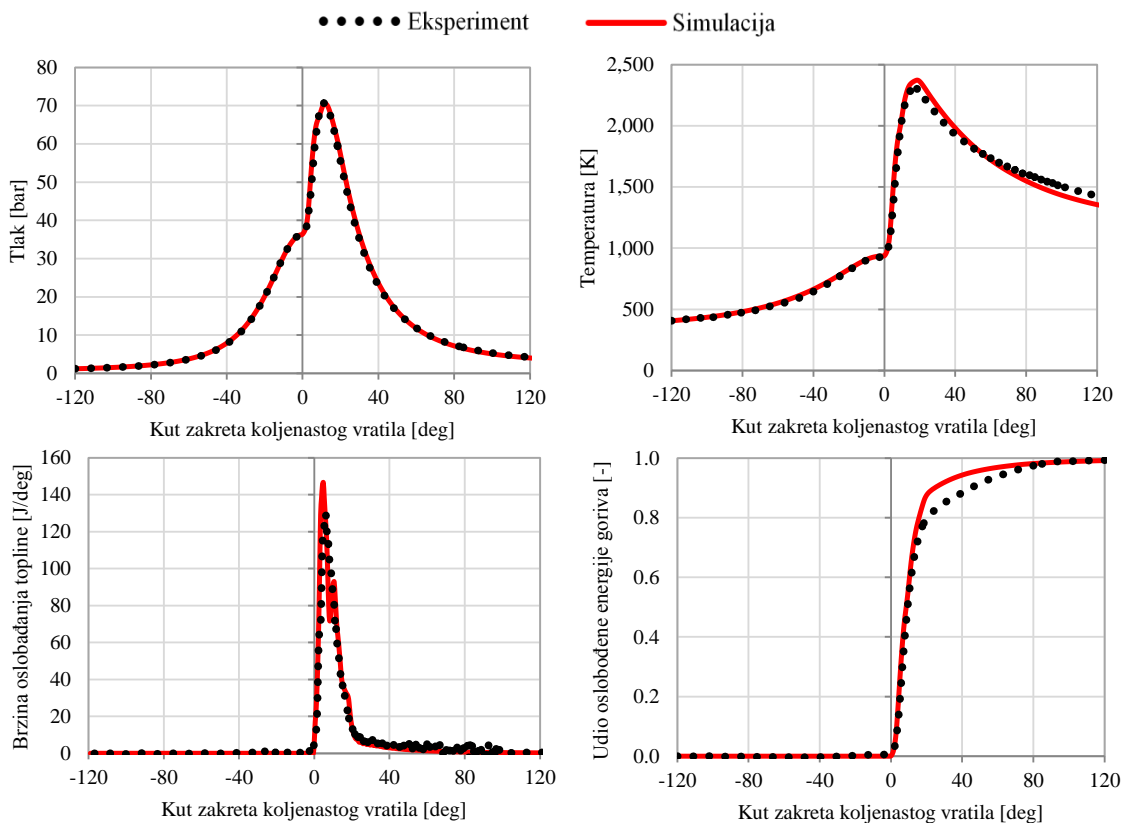
Slike 19 do 21 pokazuju rezultate provedene validacije nadograđenog modela. Iz dijagrama na slikama vidljivo je kako je s nadogradnjama modela postignuto mnogo bolje poklapanje simulacijskih rezultata s eksperimentalnim, dok je iz tablice 4 vidljiva manja potreba za individualnim podešavanjem kalibracijskih konstanti modela za različite radne točke motora, što ukazuje da je postignuta i bolja prediktivnost nadograđenog modela u odnosu na originalni.



Slika 19. Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1766



**Slika 20. Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1787**



**Slika 21. Rezultat validacije nadograđenog modela za radnu točku OP 1799**

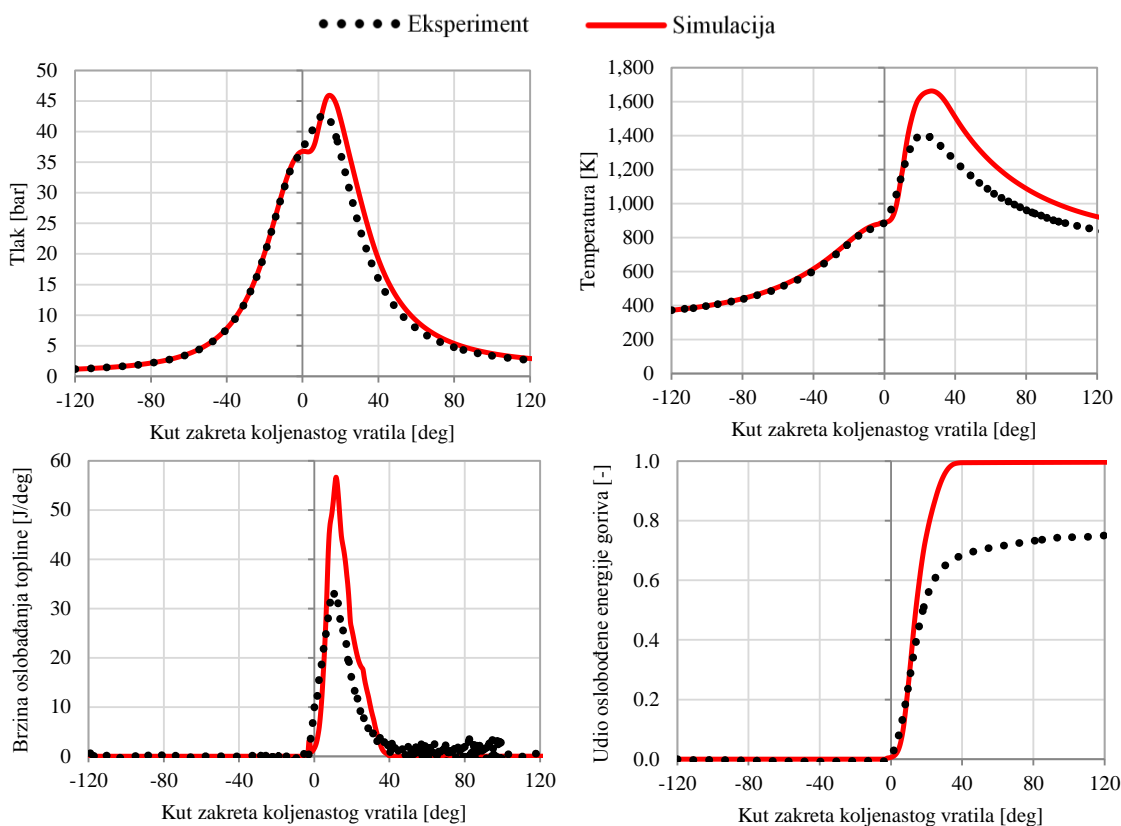
## 4.2. Analiza izoliranog utjecaja pojedinih nadogradnji na točnost rezultata

Kako bi se pokazao izolirani utjecaj pojedinih nadogradnji modela na točnost rezultata, provedene su dodatne simulacije s novim kalibracijskim konstantama na radnim točkama koje su bez nadogradnji imale odstupanja u rezultatima i to:

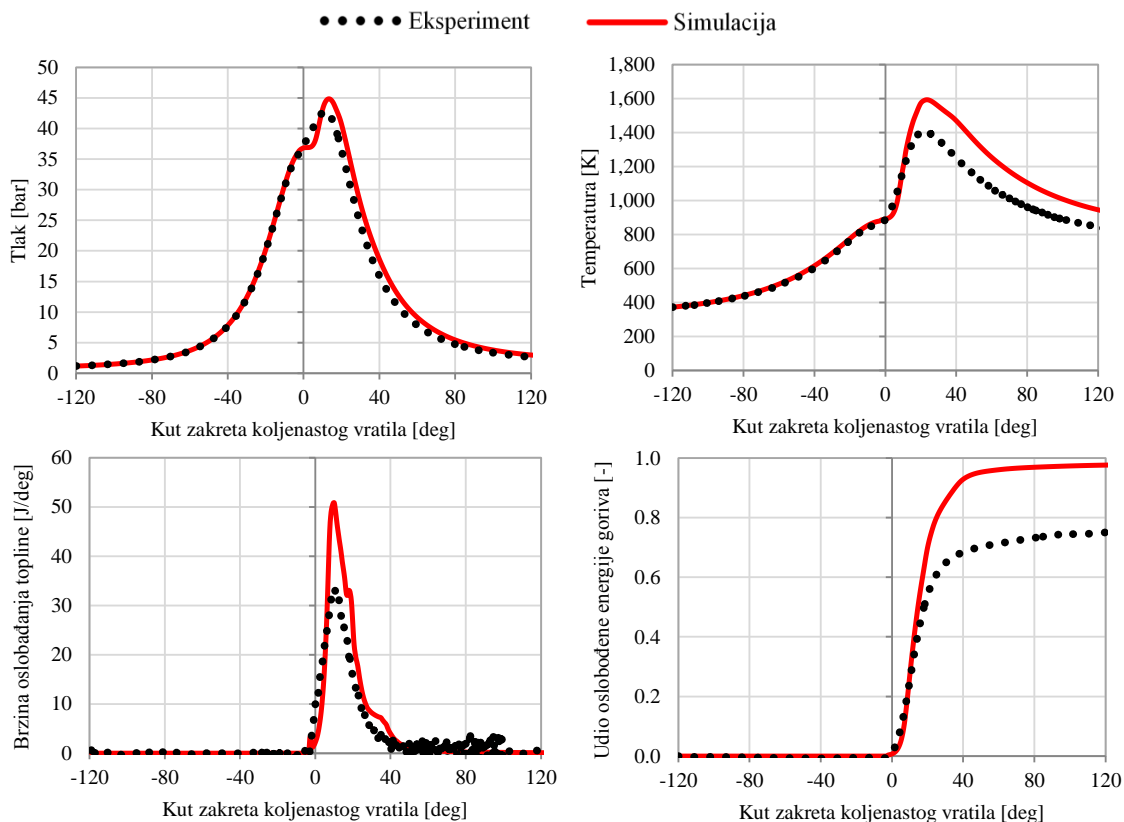
1. Originalni DFMZCM model bez nadogradnji.
2. Uključen je samo utjecaj realne geometrije prostora izgaranja.
3. Uključen je samo utjecaj efikasnosti izgaranja.
4. Uključen je samo utjecaj stratifikacije goriva.
5. Uključen je utjecaj realne geometrije i efikasnosti izgaranja.
6. Uključen je utjecaj realne geometrije i stratifikacije goriva.
7. Uključen je utjecaj efikasnosti izgaranja i stratifikacije goriva.

### 4.2.1. Rezultati analize za radnu točku OP 1787

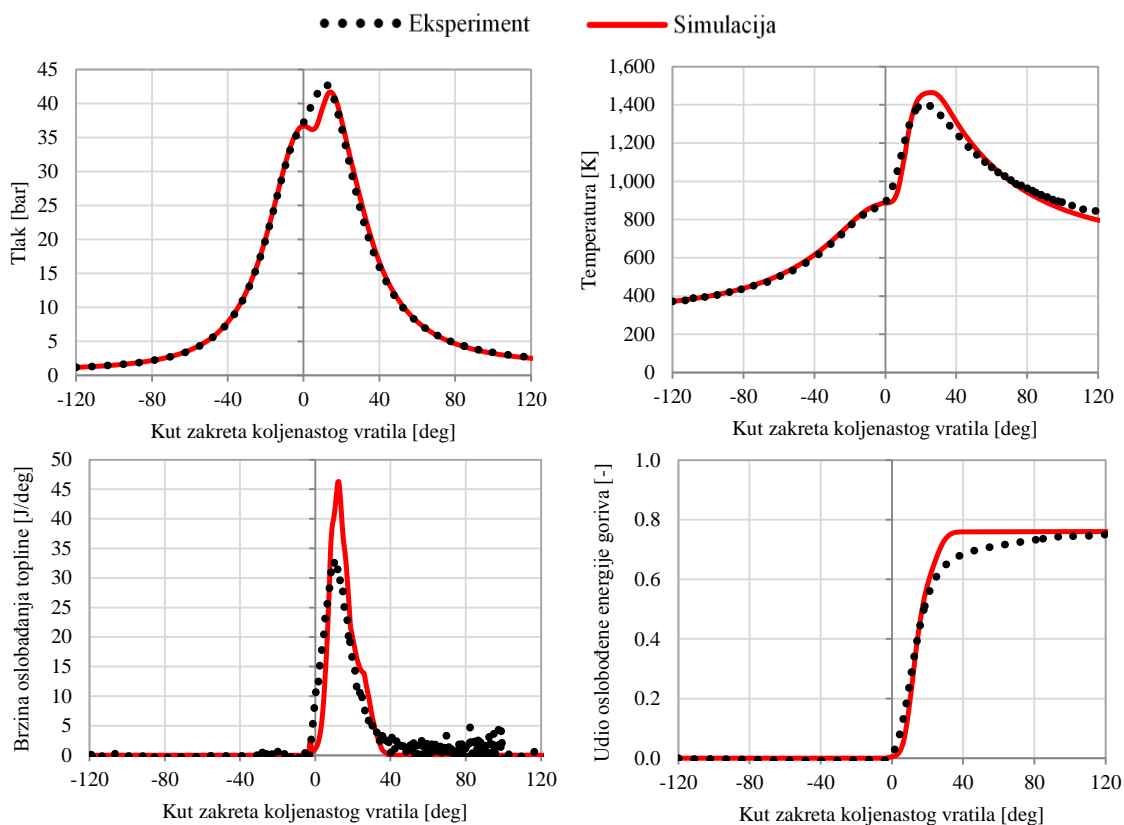
Na slikama 22 do 28 prikazani su rezultati provedene analize za radnu točku OP 1787.



**Slika 22. Rezultat validacije originalnog DFMZCM modela s novim kalibracijskim konstantama za OP 1787**

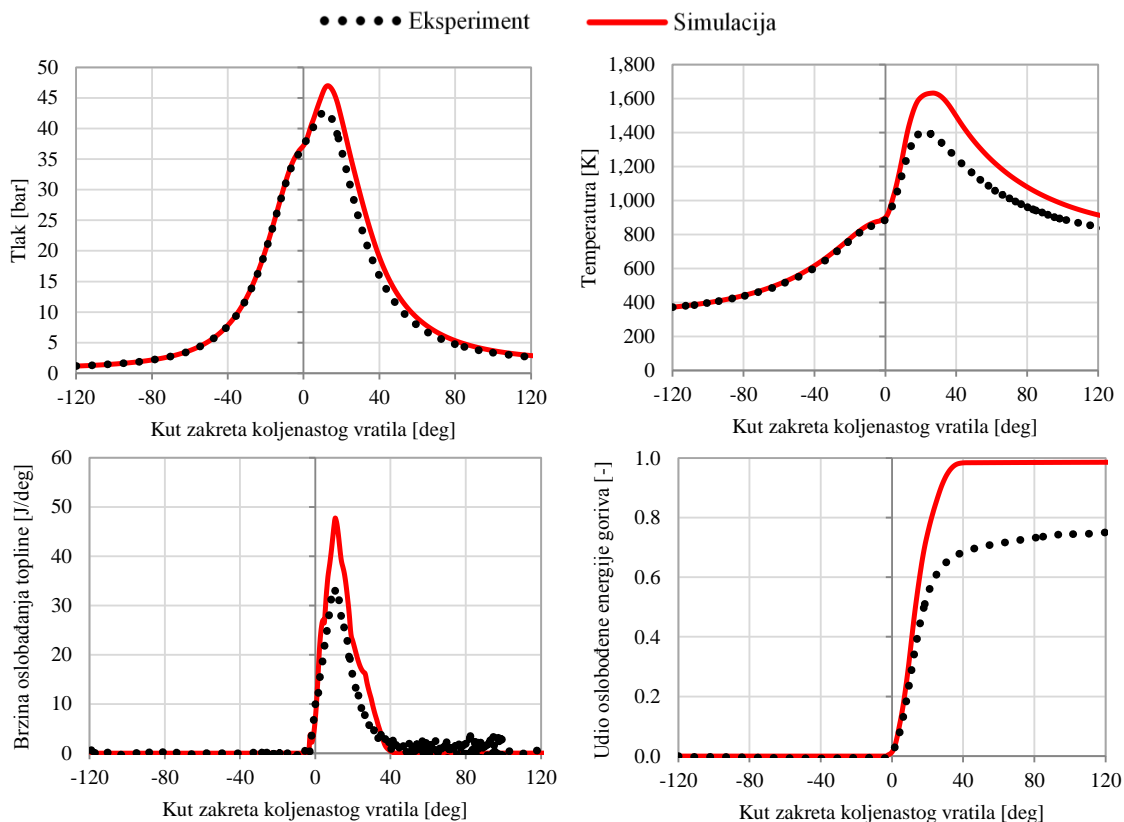


Slika 23. Uključen samo utjecaj realne geometrije prostora izgaranja za OP 1787

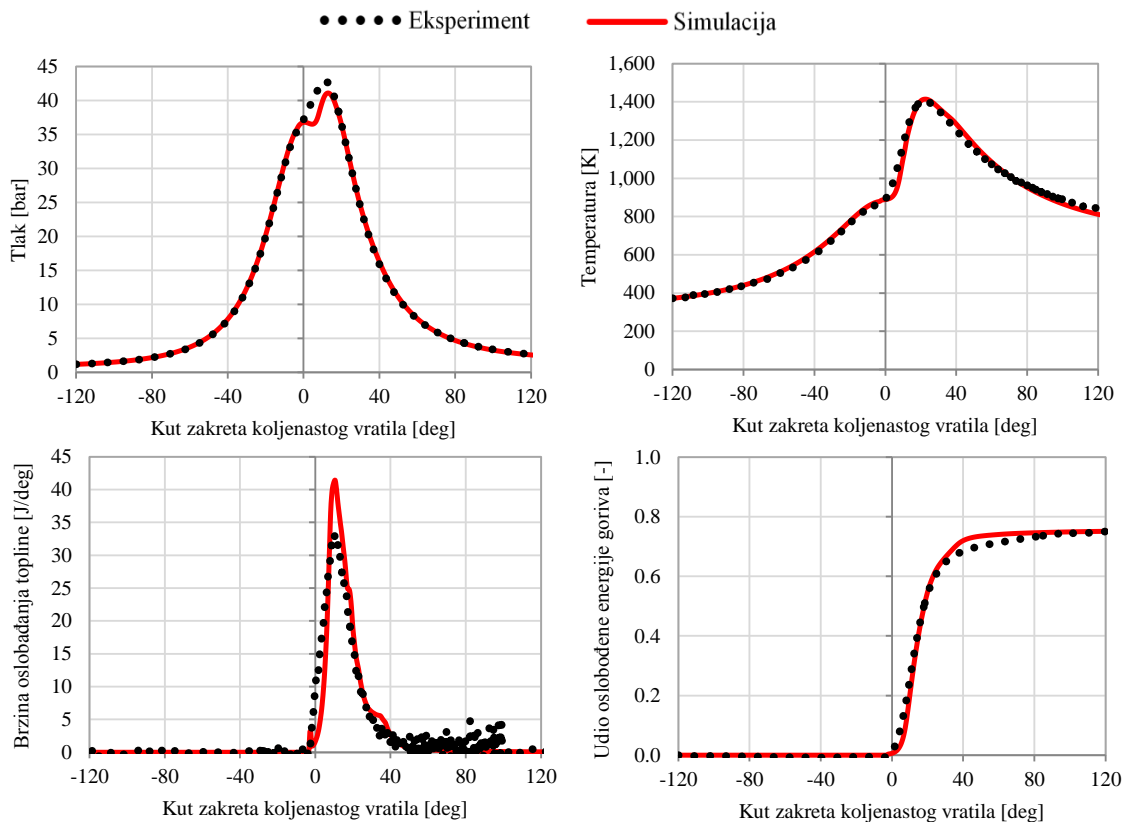


Slika 24. Uključen samo utjecaj efikasnosti izgaranja za OP 1787

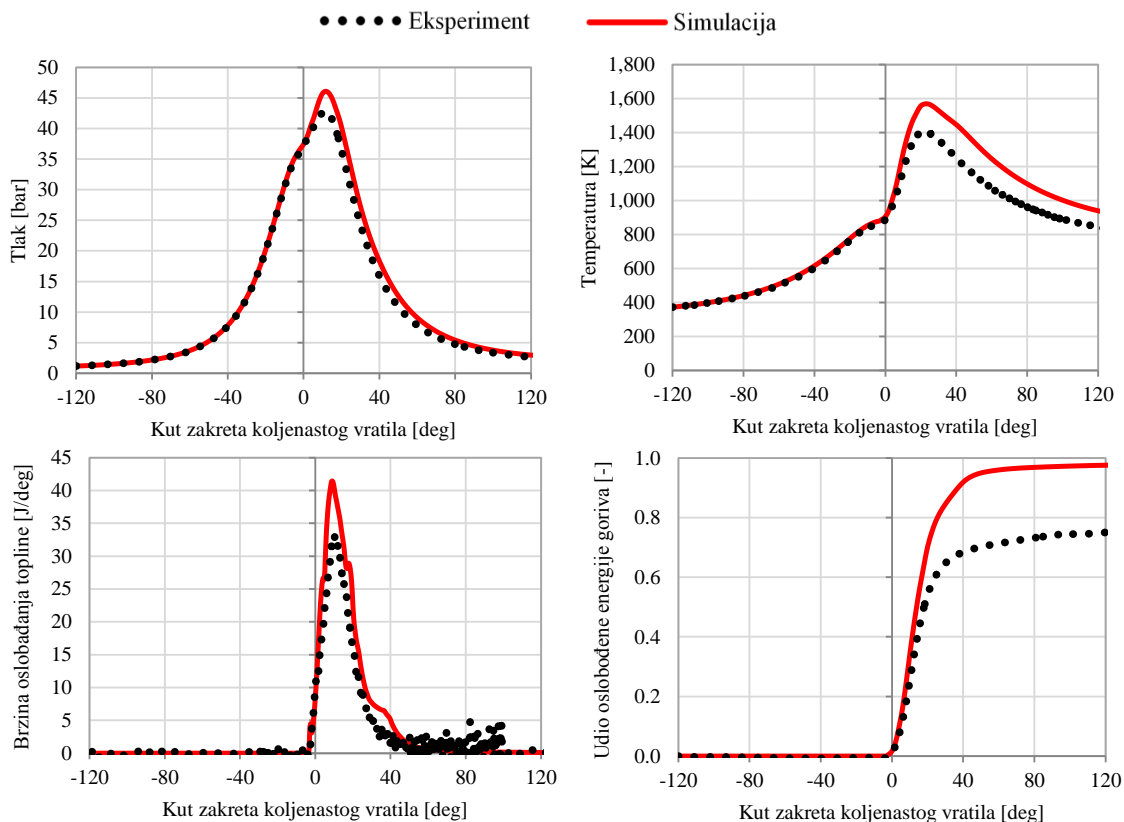




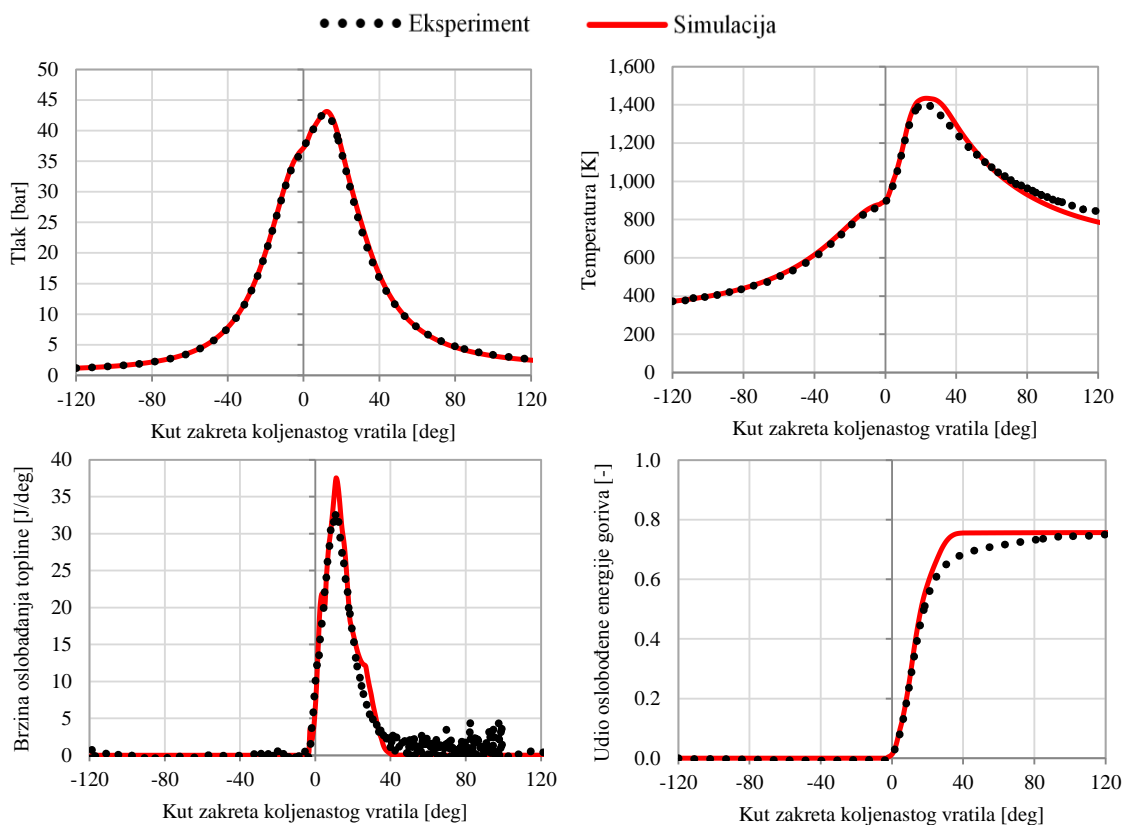
Slika 25. Uključen samo utjecaj stratifikacije goriva za OP 1787



Slika 26. Kombinacija utjecaja realne geometrije i efikasnosti izgaranja za OP 1787



Slika 27. Kombinacija utjecaja realne geometrije i stratifikacije goriva za OP 1787

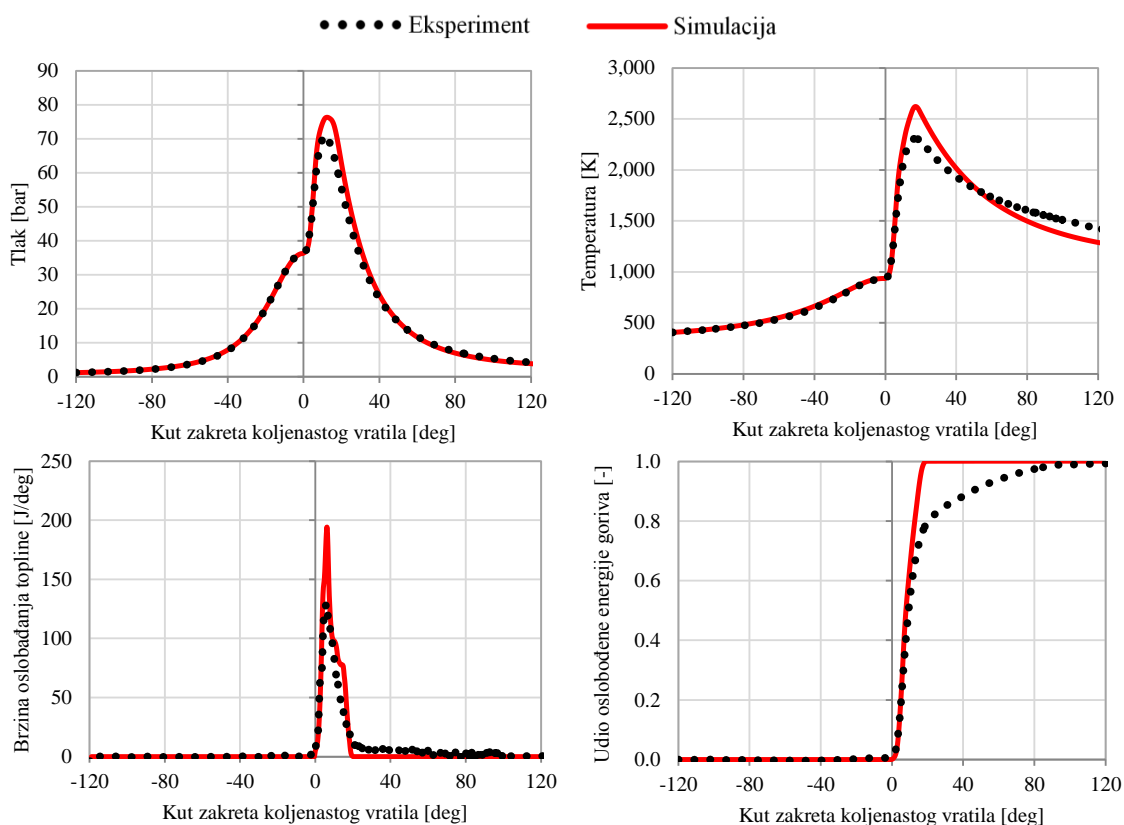


Slika 28. Kombinacija utjecaja efikasnosti izgaranja i stratifikacije goriva za OP 1787

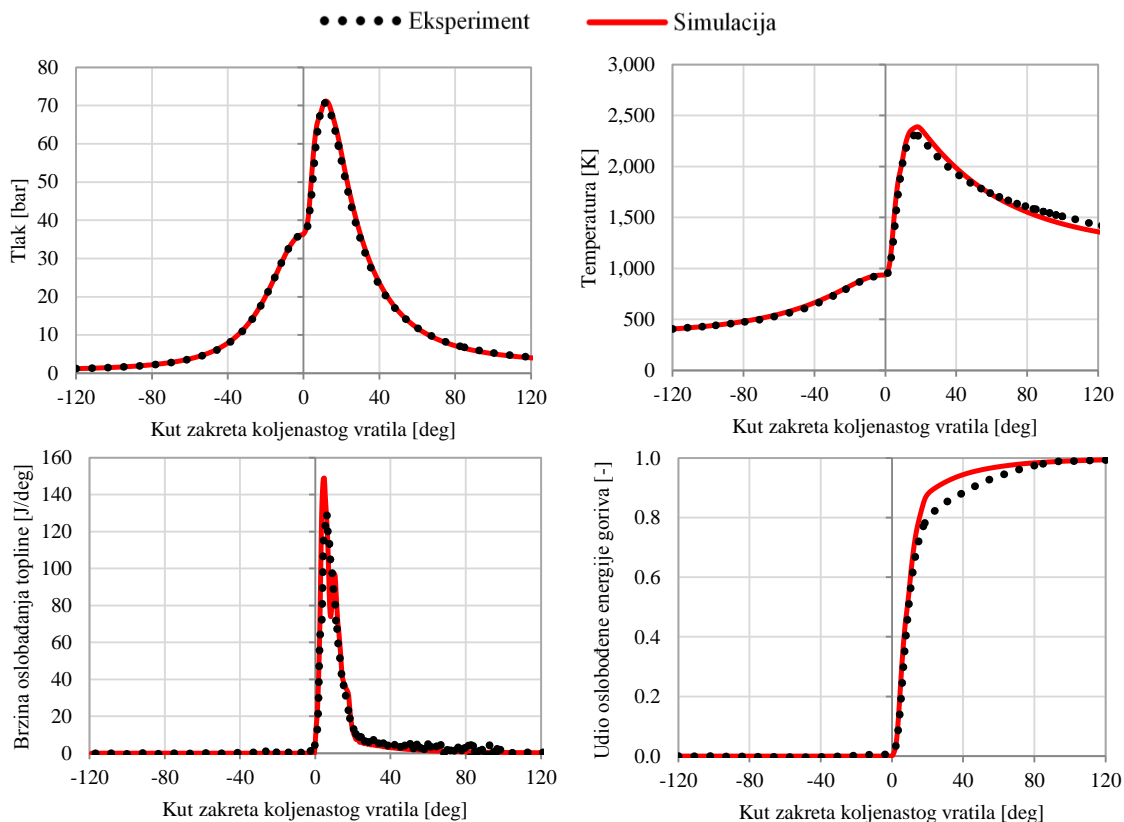
Iz rezultata je vidljivo kako je za radnu točku OP 1787 najveći utjecaj na točnost simulacijskih rezultata imala nadogradnja koja uzima u obzir efikasnost izgaranja, pogotovo u kombinaciji sa stratifikacijom goriva pri čemu stratifikacija goriva značajno poboljšava točnost simulacije u početnoj fazi izgaranja. Nadogradnja koja uzima u obzir realnu geometriju prostora izgaranja svakako pokazuje poboljšanje simulacijskih rezultata u kasnijim fazama širenja plamena, no ipak je pokazano da se i sa pojednostavljenom geometrijom može dobiti zadovoljavajuće poklapanje rezultata.

#### 4.2.2. Rezultati analize za radnu točku OP 1799

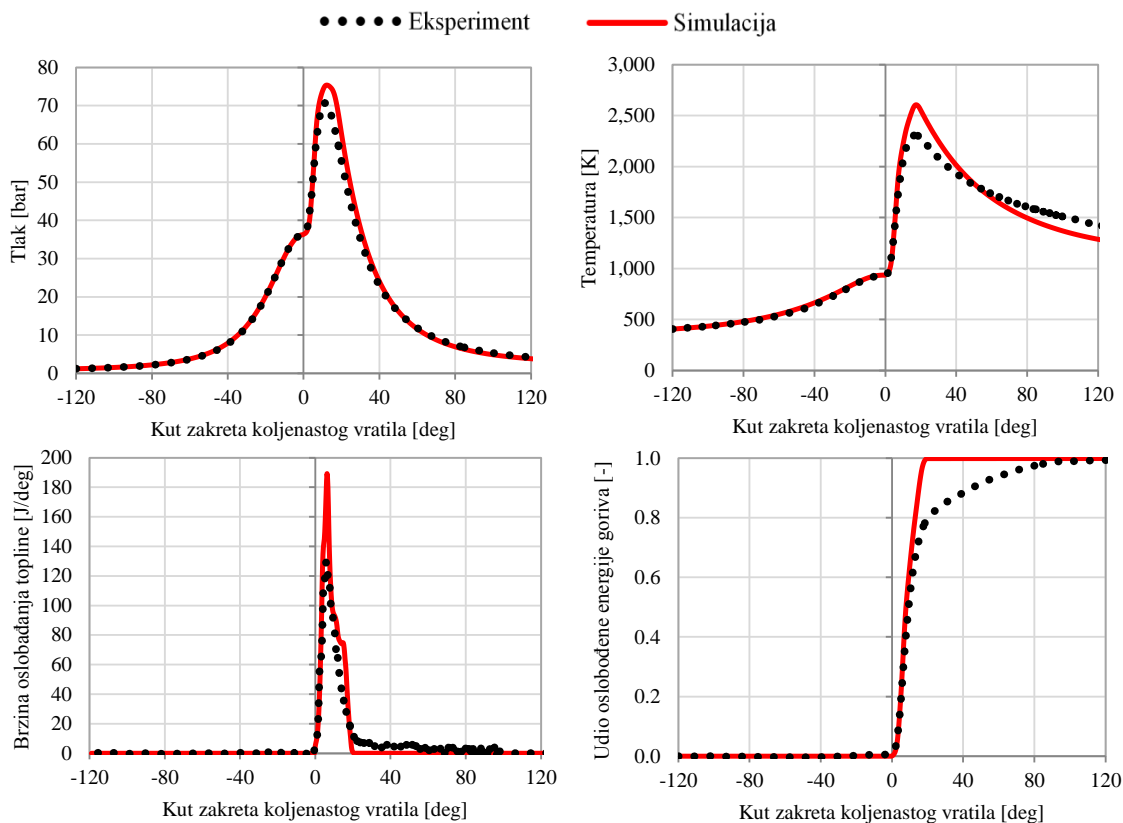
Na slikama 29 do 31 prikazani su rezultati provedene analize za radnu točku OP 1799. S obzirom da se radi o radnoj točki sa gotovo stehiometrijskim omjerom predmiješane smjese zraka i metana, nadogradnja koja uzima u obzir efikasnost izgaranja neće imati nikakvog utjecaja na rezultat. Stoga je provedena samo analiza utjecaja realne geometrije i stratifikacije goriva.



**Slika 29. Rezultat validacije originalnog DFMZCM modela s novim kalibracijskim konstantama za OP 1799**



**Slika 30. Uključen samo utjecaj realne geometrije prostora izgaranja za OP 1799**



**Slika 31. Uključen samo utjecaj stratifikacije goriva za OP 1799**

Iz rezultata je vidljivo da stratifikacija goriva nema gotovo nikakvog utjecaja što je i logično s obzirom da je vrlo mala razlika između globalnog faktora pretička zraka i faktora pretička zraka predmiješane smjese zraka i metana. S druge strane, pokazuje se značajan utjecaj realne geometrije prostora izgaranja bez čega, za razliku od prethodne radne točke, nije bilo moguće postići zadovoljavajuće poklapanje simulacijskih rezultata s eksperimentalnim.

### 4.3. Analiza prediktivnosti nadograđenog modela

Već iz prethodne validacije nadograđenog modela vidljivo je da su nadogradnje modela, osim veće točnosti simulacijskih rezultata, rezultirale i poboljšanjem prediktivnosti modela, koje se očituje u smanjenoj potrebi za individualnim podešavanjem kalibracijskih konstanti za različite radne točke motora. S obzirom na dostupnost simulacijskog modela i eksperimentalnih rezultata iz originalne validacije DFMZCM modela prikazane u [1], provedena je ponovna validacija i tih radnih točaka s nadograđenim modelom. Time je analiziran utjecaj nadogradnji na točnost i prediktivnost modela ne samo na različitim radnim točkama istog motora, nego na dva potpuno različita motora. Ono što je bitno naglasiti je da obrada eksperimentalnih rezultata te izrada i parametrizacija simulacijskog modela za motor UC Berkley nisu rađeni u sklopu ovog diplomskog rada nego je samo provedena dodatna validacija s nadograđenim modelom i ponovna kalibracija konstanti modela. Također, zbog nedostatka CAD modela realne geometrije prostora izgaranja, uz naglasak da se radi ipak o simetričnoj i mnogo jednostavnijoj geometriji nego kod motora Hatz 1D81, simulacije su provedene s pojednostavljenom geometrijom prostora izgaranja.

Usporedni prikaz osnovnih značajki Hatz 1D81 i UC Berkley motora prikazan je u tablici 5.

**Tablica 5. Usporedba Hatz 1D81 i UC Berkley motora**

	Hatz 1D81	UC Berkley motor
Promjer cilindra (mm)	100	84
Hod klipa (mm)	85	94
Kompresijski omjer (-)	16:1	16:1
Duljina klipnjače (mm)	127	142
Promjer kupole u klipu (mm)	44	56
Dubina kupole u klipu (mm)	15	10,1
Promjer mlaznica brizgaljke (μm)	100	100
Broj mlaznica brizgaljke (-)	7	8
Dubina prodiranja brizgaljke u cilindar (mm)	1	1
Kut mlaznica brizgaljke (°)	76	75

### 4.3.1. Rezultati analize za brzinu vrtnje $1000 \text{ min}^{-1}$

Tablica 6 prikazuje radne parametre analiziranih radnih točaka UC Berkley motora pri brzini vrtnje od  $1000 \text{ min}^{-1}$ , dok tablica 7 prikazuje usporedbu originalnih i novih kalibracijskih konstanti za odabranu baznu radnu točku OP0.

**Tablica 6. Validacijske radne točke za brzinu vrtnje  $1000 \text{ min}^{-1}$**

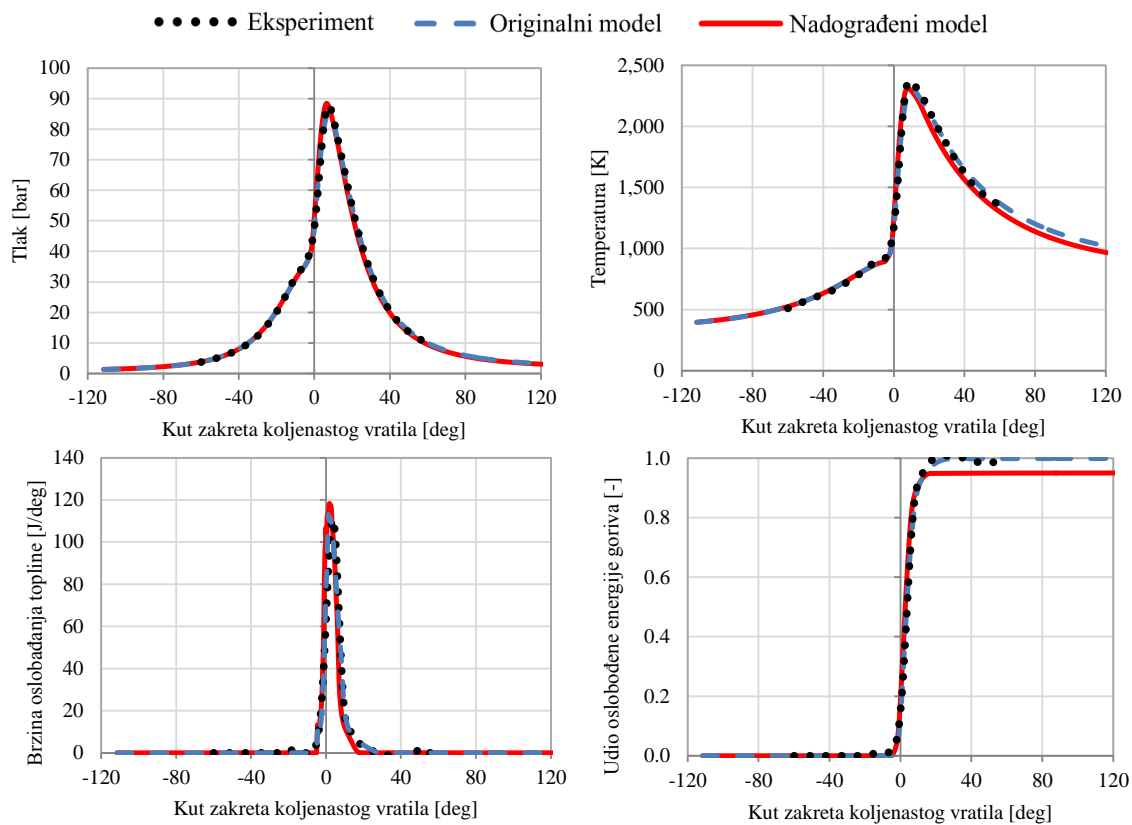
	OP0	OP1	OP2	OP3	OP4
Brzina vrtnje ( $\text{min}^{-1}$ )	1000				
Srednji indicirani tlak (bar)	7,003	7,85	4,54	4,46	8,18
Tlak u trenutku zatvaranja usisnog ventila (bar)	1,33	1,31	1,49	1,49	2,31
Temperatura u trenutku zatvaranja usisnog ventila (K)	396	384	435	442	367
Početak ubrizgavanja dizelskog goriva (degCA bTDC)	20	20	13,5	20	25
Trajanje ubrizgavanja (degCA)	1,5	2,5	2,5	2	2
Tlak ubrizgavanja (bar)	500	250	750	500	500
Masa dizelskog goriva (mg)	1,4	1,71	2,73	2,92	4,19
Masa metana (mg)	18,04	22,25	11,8	10,8	19,99
Globalni factor pretička zraka (-)	1,26	1,09	1,9	2,01	2,11

**Tablica 7. Usporedba kalibracijskih konstanti originalnog i nadograđenog modela za baznu radnu točku UC Berkley motora pri  $1000 \text{ min}^{-1}$**

Parametri modela spreja		
	Originalni model	Nadograđeni model
$C_{\text{evap,HT}} (-)$	1,1	
$C_{\text{evap}} (-)$	1	
$C_{\text{entrain}} (-)$	0,5	
$C_{\text{ignition}} (-)$	1	
$C_{\text{discr,ax}} (-)$	0,6	
$C_{\text{discr,rad}} (-)$	6	
$C_{\text{ZHT,SZ}} (-)$	1	
Parametri modela širenja plamena		
$C_{\text{ign,UZ,transf}} (-)$	0,95	(0,92)
$C_{\text{trans}} (-)$	2,8	
$C_{\text{SOWC}} (-)$	0,8	

$C_{SOWC,shp}$ (-)	3	
$C_{comb}$ (-)	2,46	2,62
$C_{EOF}$ (-)	1	
<b>Parametri modela turbulencije</b>		
$A_{00}$ (-)	$1,5 \times 10^{-3}$	
$A_{10}$ (-)	0	
$C_{00}$ (-)	1,55	
$C_{10}$ (-)	0	
$A_{inj}$ (-)	$35 \times 10^{-3}$	
$C_{inj}$ (-)	150	
$C_2$ (-)	1,92	
$C_\varepsilon$ (-)	2,35	
$C_{\varepsilon,UZ}$ (-)	1	
$C_L$ (-)	0,5	

Slika 32 prikazuje rezultate provedene analize za baznu radnu točku OP0.



Slika 32. Rezultati analize za OP0 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$

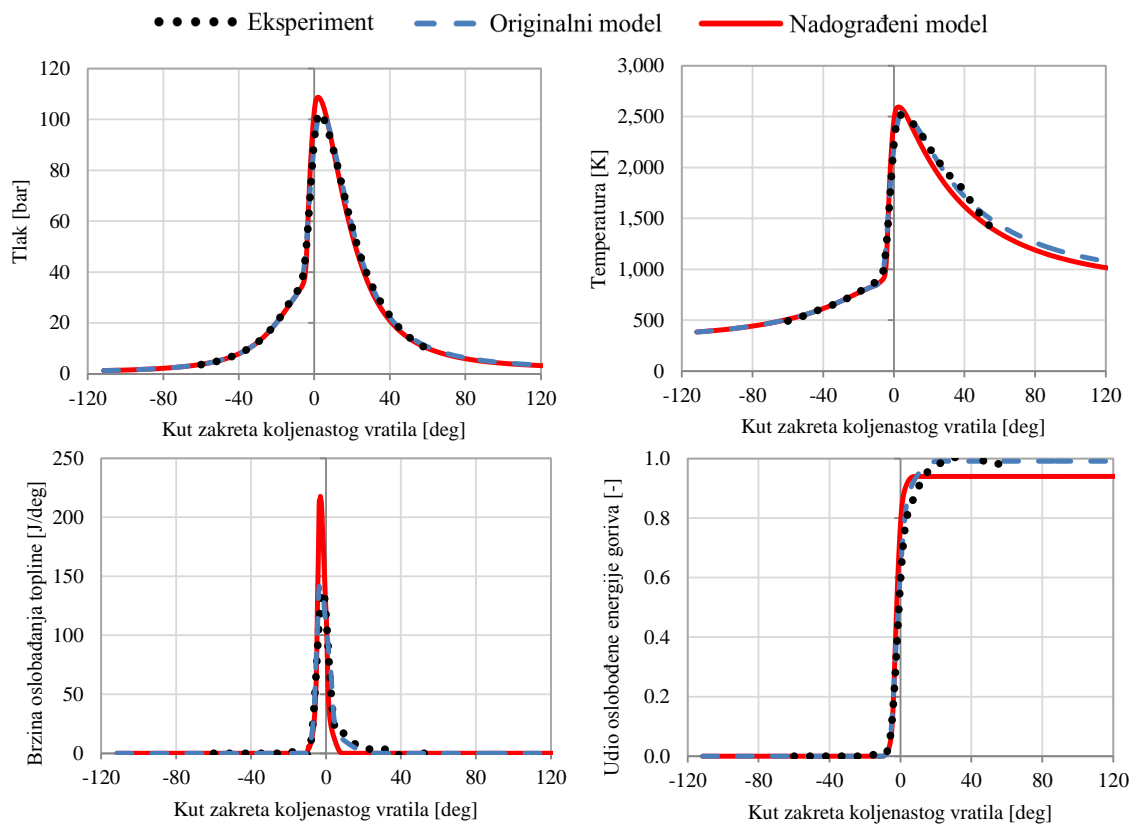
Nakon kalibracije konstanti na odabranoj baznoj radnoj točki motora, korišten je isti set parametara za validaciju svih ostalih radnih točaka, izuzev parametara modela spreja koji utječu na zakašnjenje paljenja, što se pokazalo neizbježnim i u prethodnim validacijama na motoru Hatz 1D81. Usporedba svih promjena kalibracijskih konstanti u odnosu na originalnu validaciju prikazanu u [1], prikazana je u tablici 8.

**Tablica 8. Kalibracijske konstante za brzinu vrtnje 1000 min<sup>-1</sup>**

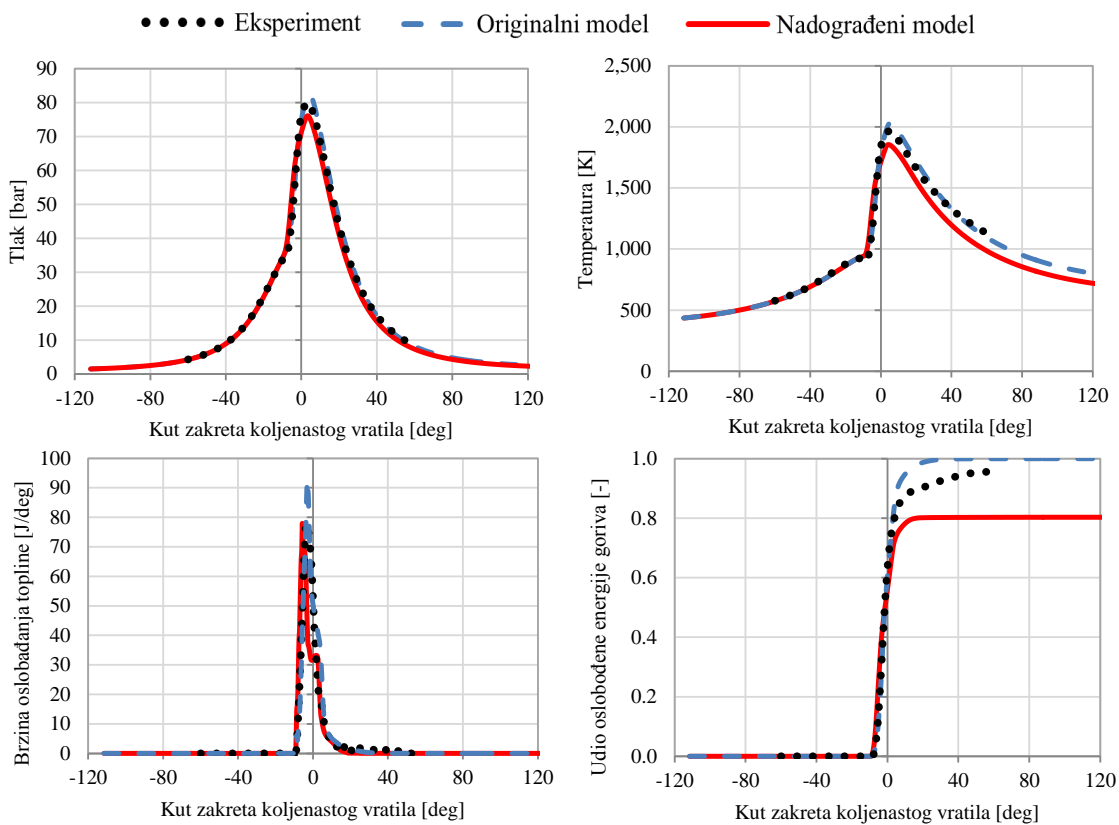
Originalne kalibracijske konstante iz [1]				
	OP1	OP2	OP3	OP4
$C_{\text{evap,HT}} (-)$	4,5	4	1,2	8
$C_{\text{ignition}} (-)$	1			0,7
$C_{\text{ign,UZ,transf}} (-)$	0,95			
$C_{\text{trans}} (-)$	2,8	0,4	0,6	0,35
$C_{\text{SOWC}} (-)$	0,8			
$D_{3,\text{max}} (-)$	2,46	2,31	2,32	2,37
$C_{\text{EOF}} (-)$	1			
Nove kalibracijske konstante nadograđenog modela				
	OP1	OP2	OP3	OP4
$C_{\text{evap,HT}} (-)$	4,5	4	1,2	8
$C_{\text{ignition}} (-)$	1			0,7
$C_{\text{ign,UZ,transf}} (-)$	(0,92)	(0,77)	(0,73)	(0,79)
$C_{\text{trans}} (-)$	2,8			
$C_{\text{SOWC}} (-)$	0,8			
$D_{3,\text{max}} (-)$	2,62			
$C_{\text{EOF}} (-)$	1			

Na slikama 33 do 36 prikazani su rezultati provedene analize za preostale radne točke. Iz prikazanih rezultata vidi se kako je na eksperimentalnom motoru na svim radnim točkama ostvarena bolja efikasnost izgaranja nego što je predviđeno simulacijskih modelom, pri čemu je posebno interesantan rezultat za radnu točku OP4. Jedan od mogućih razloga odstupanja je utjecaj opterećenja motora na efikasnost izgaranja, pogotovo s obzirom da je u ovdje prikazanim radnim točkama prisutno nabijanje usisa, dok je u sklopu ovog diplomskog rada karakterizacija efikasnosti izgaranja rađena samo u ovisnosti o faktoru pretička zraka uz nenabijene uvjete tlaka na usisu.

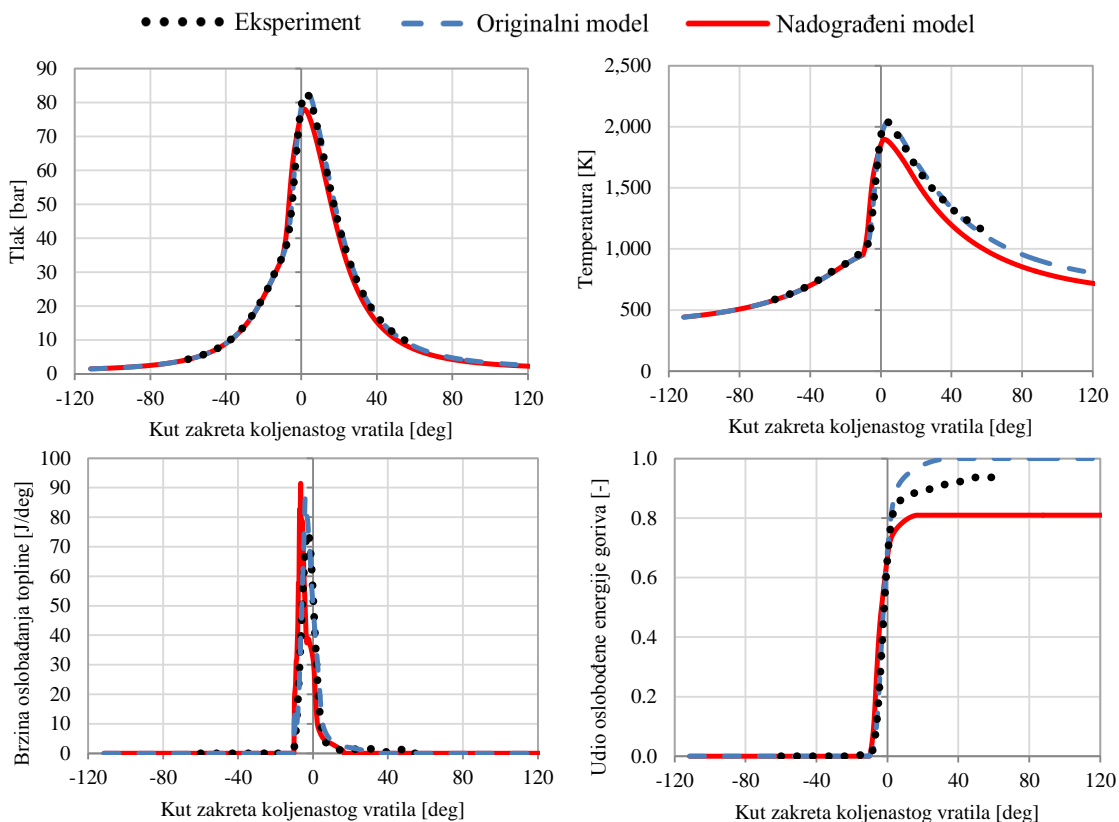




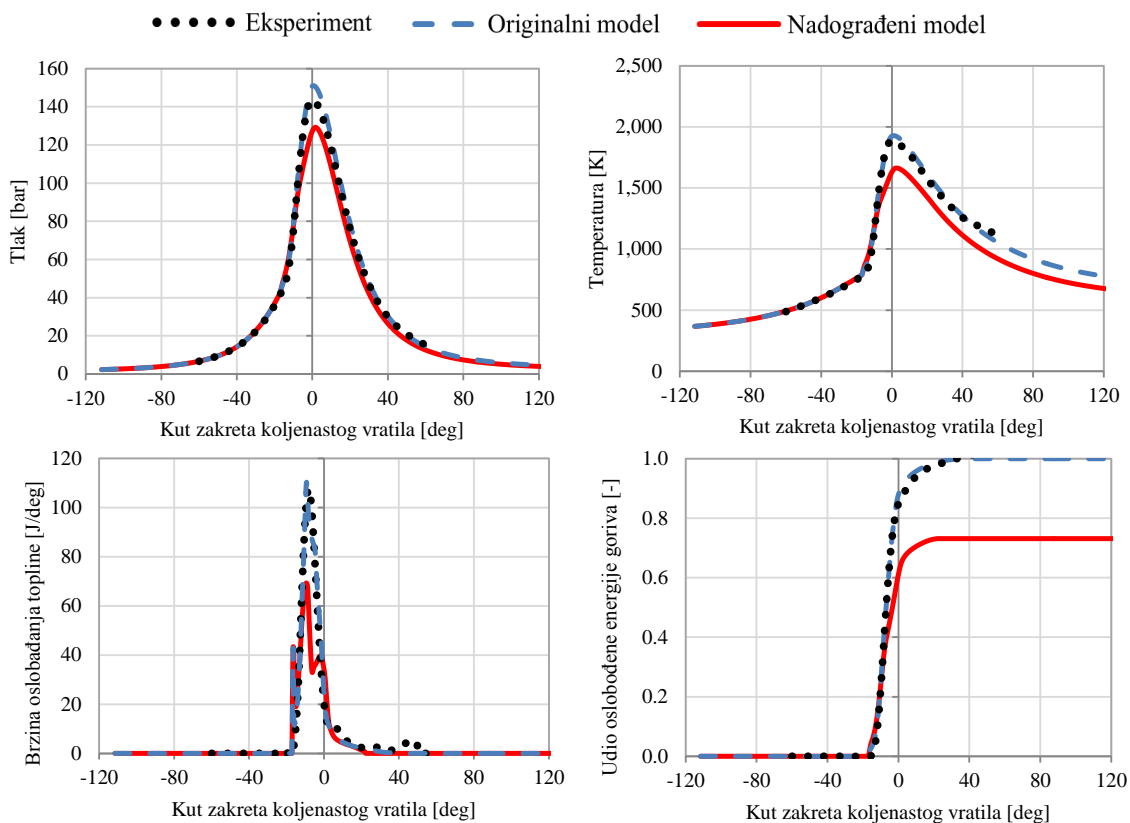
Slika 33. Rezultati analize za OP1 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$



Slika 34. Rezultati analize za OP2 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$



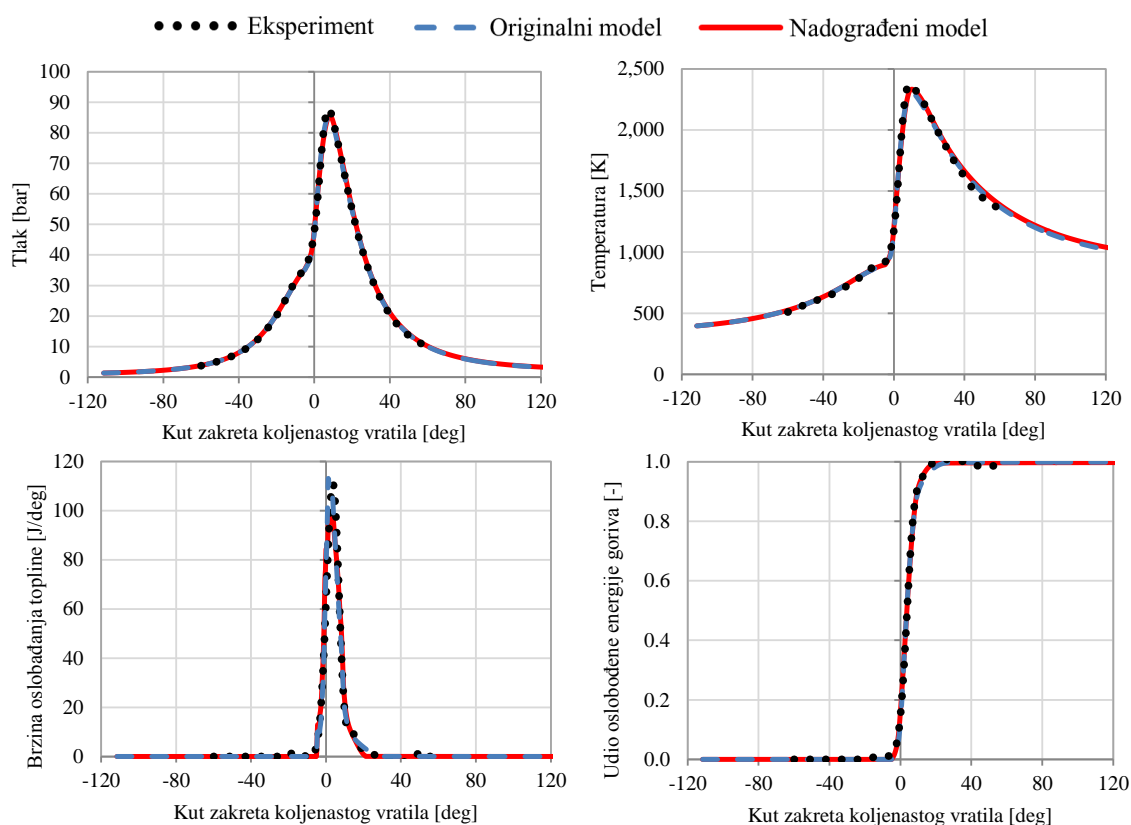
Slika 35. Rezultati analize za OP3 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$



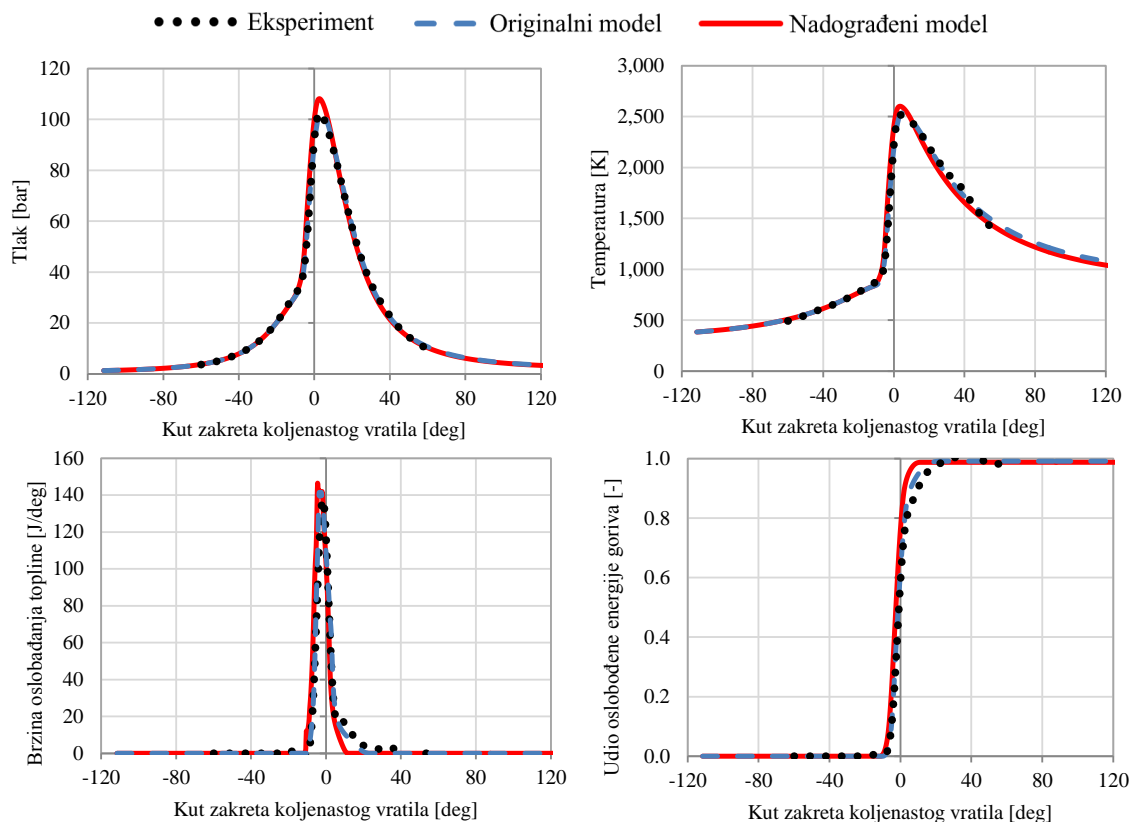
Slika 36. Rezultati analize za OP4 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$

Na dijagramima je također vidljivo da se javljaju i neka dodatna nelogična odstupanja u rezultatima, primjerice znatno veći intenzitet izgaranja na radnoj točki OP1 unatoč manjoj efikasnosti izgaranja. Detaljnijom analizom dostupnih rezultata zaključeno je kako ova odstupanja proizlaze iz modela turbulencije.

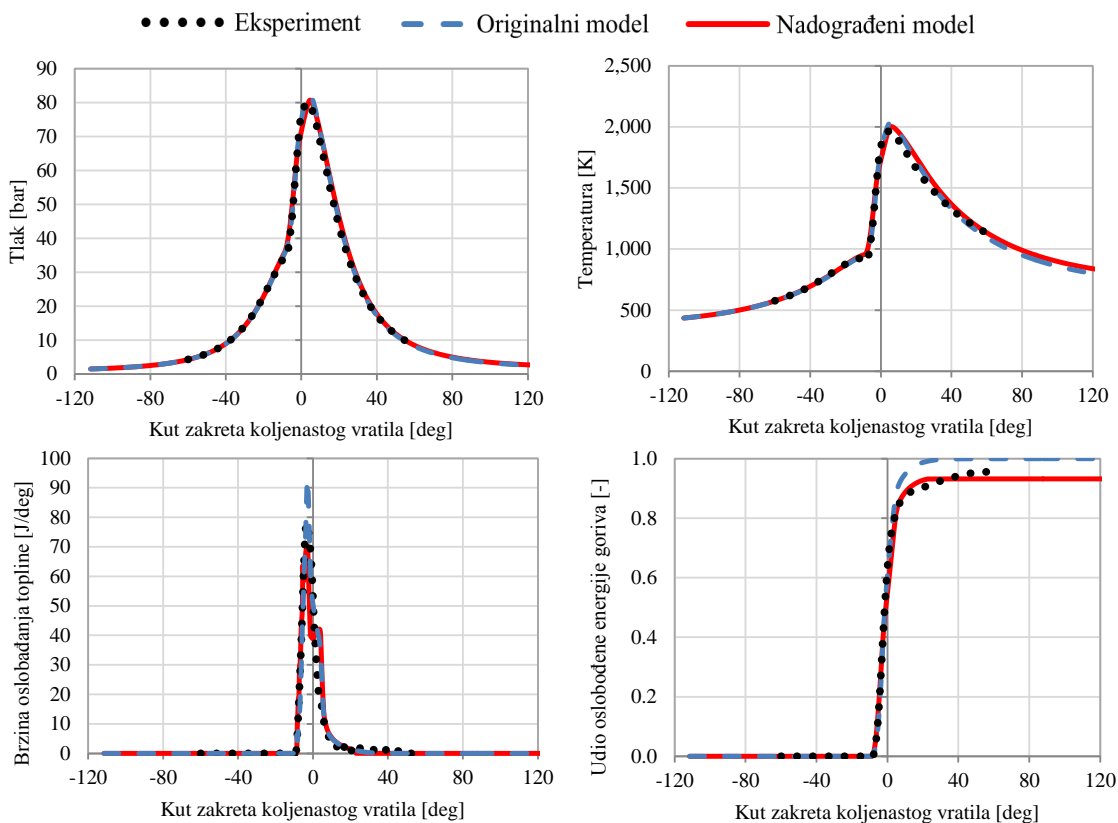
S obzirom na odstupanja u rezultatima i navedene pretpostavke oko razloga tih odstupanja, provedena je ponovna analiza s prilagođenim utjecajem efikasnosti izgaranja s obzirom na eksperimentalne rezultate i ponovnom kalibracijom modela turbulencije. Rezultati ponovljene analize prikazani su na slikama 37 do 41, pri čemu je postignuto puno bolje poklapanje simulacijskih rezultata s eksperimentalnim uz zadržavanje istih konstanti modela širenja plamena.



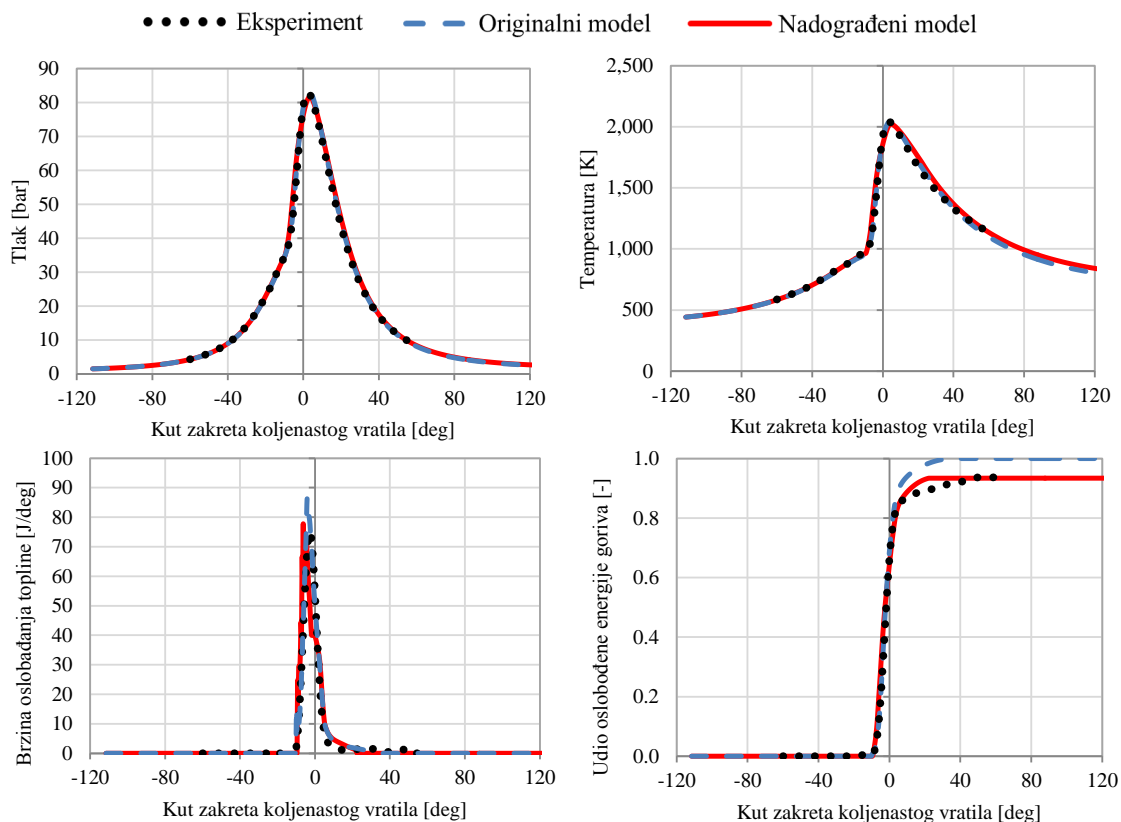
Slika 37. Rezultati ponovne analize za OP0 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$



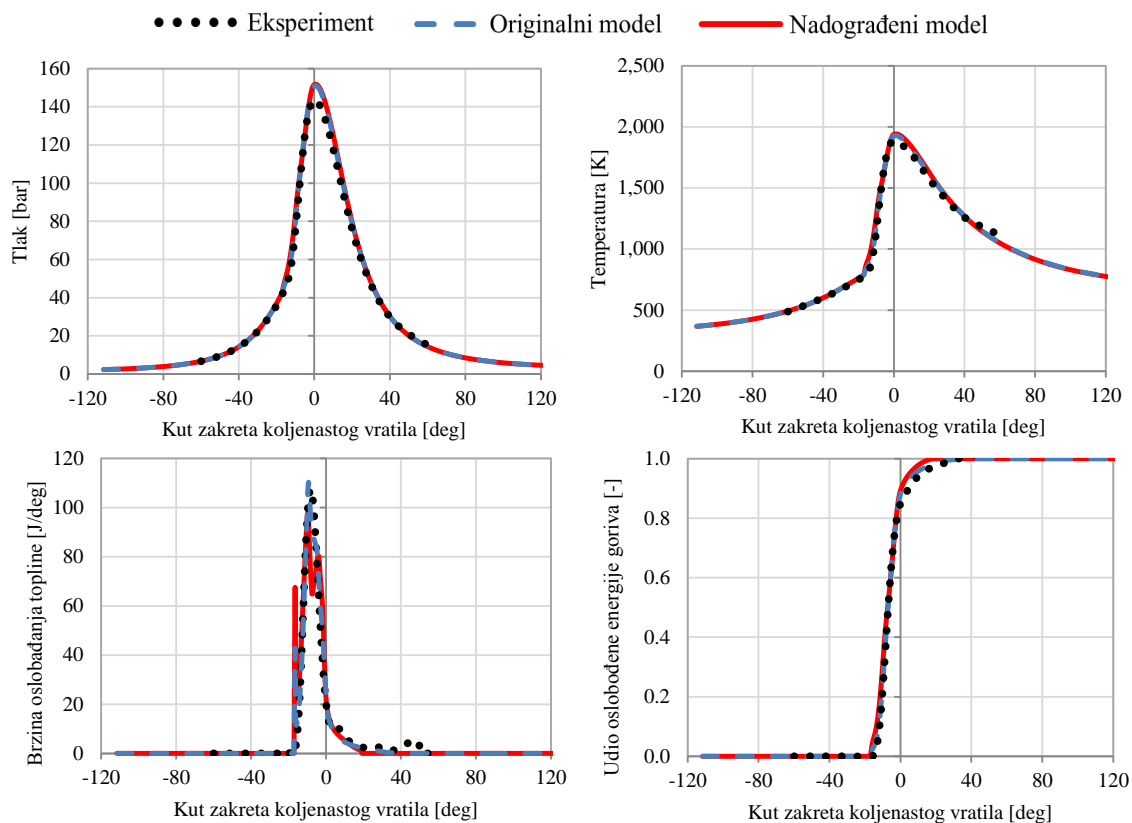
Slika 38. Rezultati ponovne analize za OP1 pri 1000 min<sup>-1</sup>



Slika 39. Rezultati ponovne analize za OP2 pri 1000 min<sup>-1</sup>



Slika 40. Rezultati ponovne analize za OP3 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$



Slika 41. Rezultati ponovne analize za OP4 pri  $1000 \text{ min}^{-1}$

#### 4.3.2. Rezultati analize za brzinu vrtnje 1800 min<sup>-1</sup>

Isti postupak opisan u prethodnom potpoglavlju proveden je i za radne točke pri brzini vrtnje motora od 1800 min<sup>-1</sup>, i to korištenjem istog seta kalibracijskih konstanti modela širenja plamena kao i pri brzini vrtnje motora od 1000 min<sup>-1</sup>. Validacijske radne točke prikazane su u tablici 9.

U skladu s rezultatima validacije za brzinu vrtnje motora od 1000 min<sup>-1</sup> i s obzirom na izvedene zaključke, prije same kalibracije konstanti modela izgaranja provedena je ipak dodatna provjera i podešavanje razine turbulencije u cilindru. Na ovim je radnim točkama i u eksperimentalnim rezultatima uočljiva nepotpunost izgaranja te nije bilo potrebno prilagođavati model efikasnosti izgaranja. Jedino očito odstupanje u efikasnosti izgaranja između simulacijskih i eksperimentalnih rezultata je za radnu točku OP7 koja ima mnogo veći tlak usisa od svih preostalih što ponovno ukazuje na pretpostavku ovisnosti efikasnosti izgaranja o opterećenju motora, koja ovim modelom nije obuhvaćena.

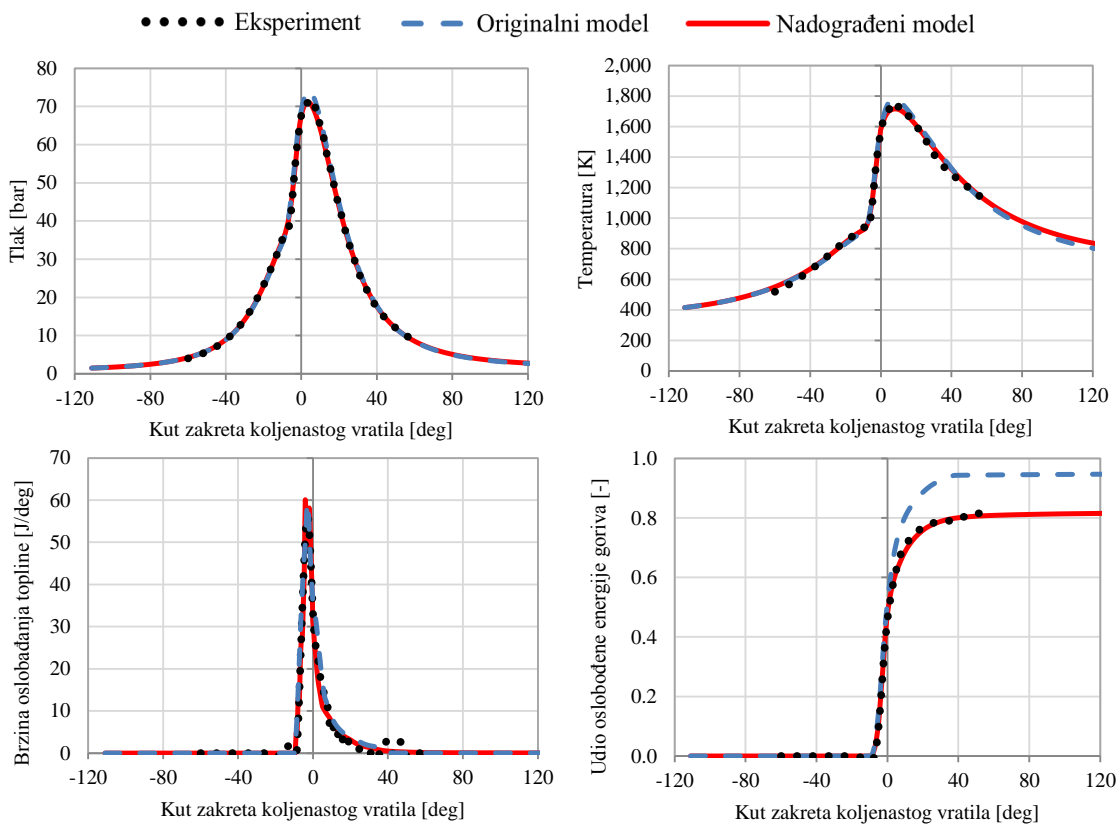
**Tablica 9. Validacijske radne točke za brzinu vrtnje 1800 min<sup>-1</sup>**

	OP1	OP2	OP3	OP4	OP5	OP6	OP7	OP8	OP9
Brzina vrtnje (min <sup>-1</sup> )	1800								
Srednji indicirani tlak (bar)	4,6	4,69	4,71	4,38	8,64	6,41	4,68	5,02	
Tlak u trenutku zatvaranja usisnog ventila (bar)	1,48		1,47	1,5	1,58	2,5	1,49		
Temperatura u trenutku zatvaranja usisnog ventila (K)	414,5	404	413	401	409,5	429,5	396	415	412
Početak ubrizgavanja dizelskog goriva (degCA bTDC)	20				40	30		20	
Trajanje ubrizgavanja (degCA)	4			3,5			4,5		
Tlak ubrizgavanja (bar)	500			750	1000		800	500	
Masa dizelskog goriva (mg)	4,05	5	5,47	5,02	5,08	4,83	5,67	5,29	5,68
Masa metana (mg)	9,43	7,53	9,29	8,61	7,73	16,9	13,9	8,63	9,45
Globalni factor pretička zraka (-)	2,19	2,48	2,04	2,26	2,42	1,35	2,69	2,17	2,01

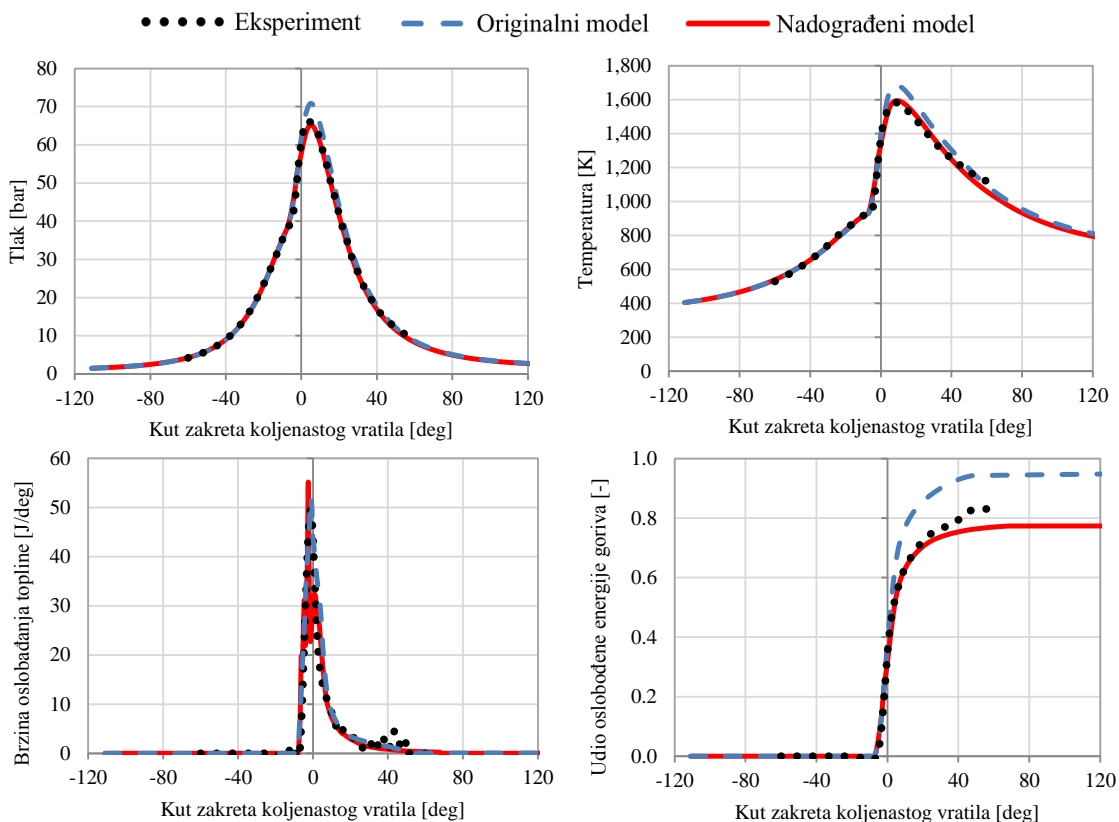
Usporedba svih promjena kalibracijskih konstanti u odnosu na originalnu validaciju provedenu u okviru [1], prikazana je u tablici 10, a rezultati provedene analize prikazani su na slikama 42 do 50.

**Tablica 10. Kalibracijske konstante za brzinu vrtnje 1800 min<sup>-1</sup>**

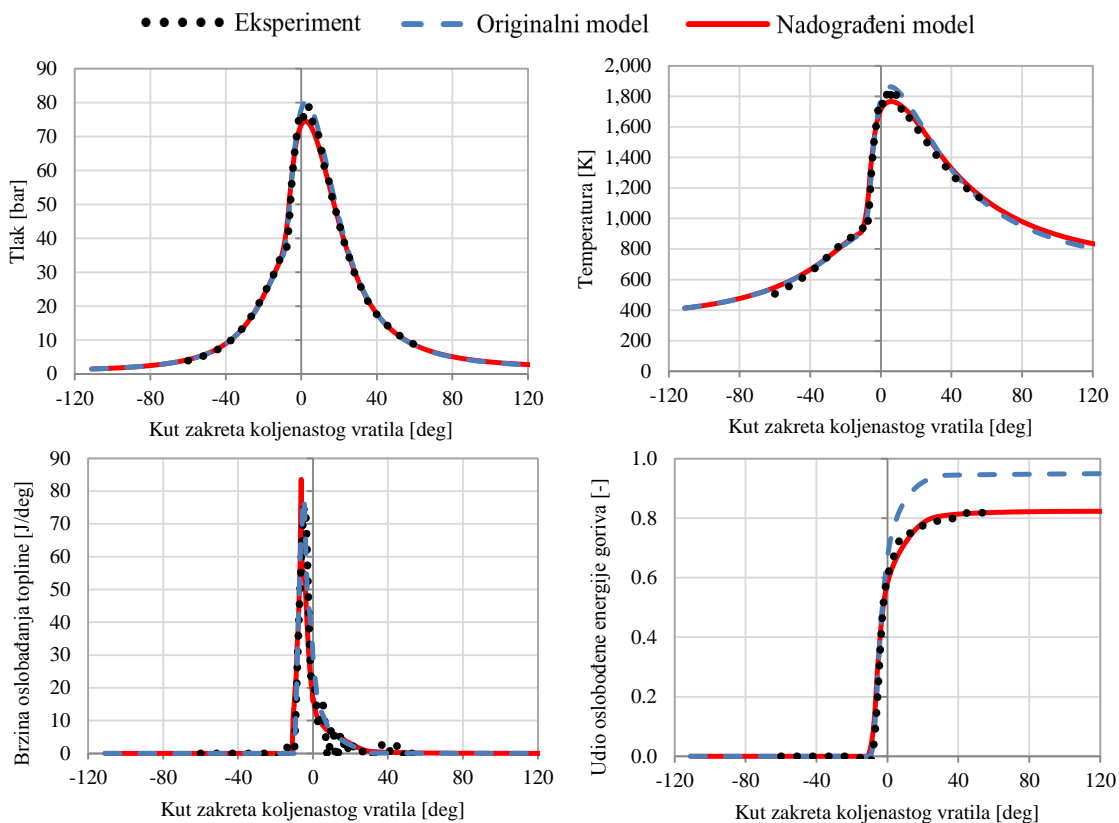
Originalne kalibracijske konstante iz [1]									
	OP1	OP2	OP3	OP4	OP5	OP6	OP7	OP8	OP9
$C_{evap,HT}$ (-)	3,5	2,3	4	1,2	0,9	1,2		2	
$C_{ignition}$ (-)	1								
$C_{ign,UZ,transf}$ (-)	0,95								
$C_{trans}$ (-)	0			0,1	0,2	2	0	0,4	0
$C_{SOWC}$ (-)	0,5					0,8	0,5	0,6	
$D_{3,max}$ (-)	2,45	2,51	2,5	2,42	2,41	2,32	2,45	2,43	2,35
$C_{EOF}$ (-)	0,94					1	0,94		
Nove kalibracijske konstante nadograđenog modela									
	OP1	OP2	OP3	OP4	OP5	OP6	OP7	OP8	OP9
$C_{evap,HT}$ (-)	3,5	2,3	8	1,8	1,2	0,5	1,2	1,6	0,9
$C_{ignition}$ (-)	1			1,5		0,5	0,7	1	0,2
$C_{ign,UZ,transf}$ (-)	(0,57)	(0,34)	(0,41)	(0,42)	(0,34)	(0,71)	(0,59)	(0,38)	(0,41)
$C_{trans}$ (-)	2,8								
$C_{SOWC}$ (-)	0,5								
$D_{3,max}$ (-)	2,62								
$C_{EOF}$ (-)	1								



**Slika 42. Rezultati analize za OP1 pri 1800 min<sup>-1</sup>**

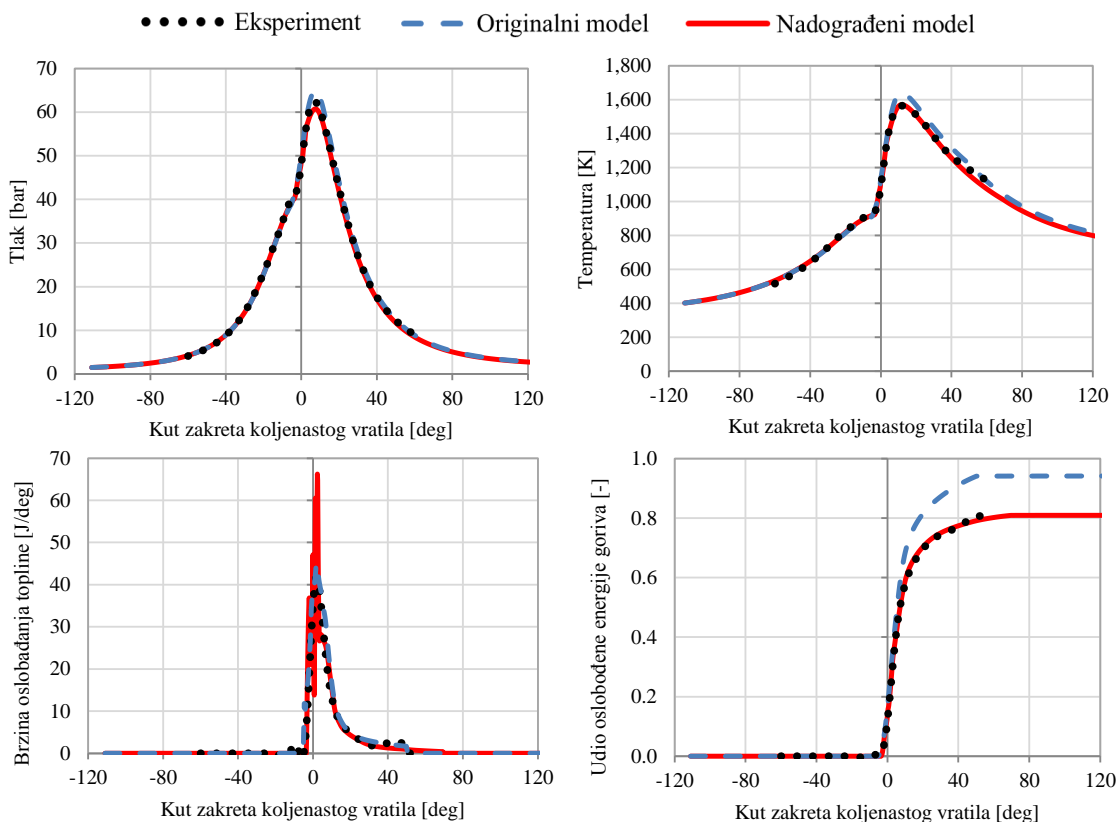


Slika 43. Rezultati analize za OP2 pri 1800 min<sup>-1</sup>

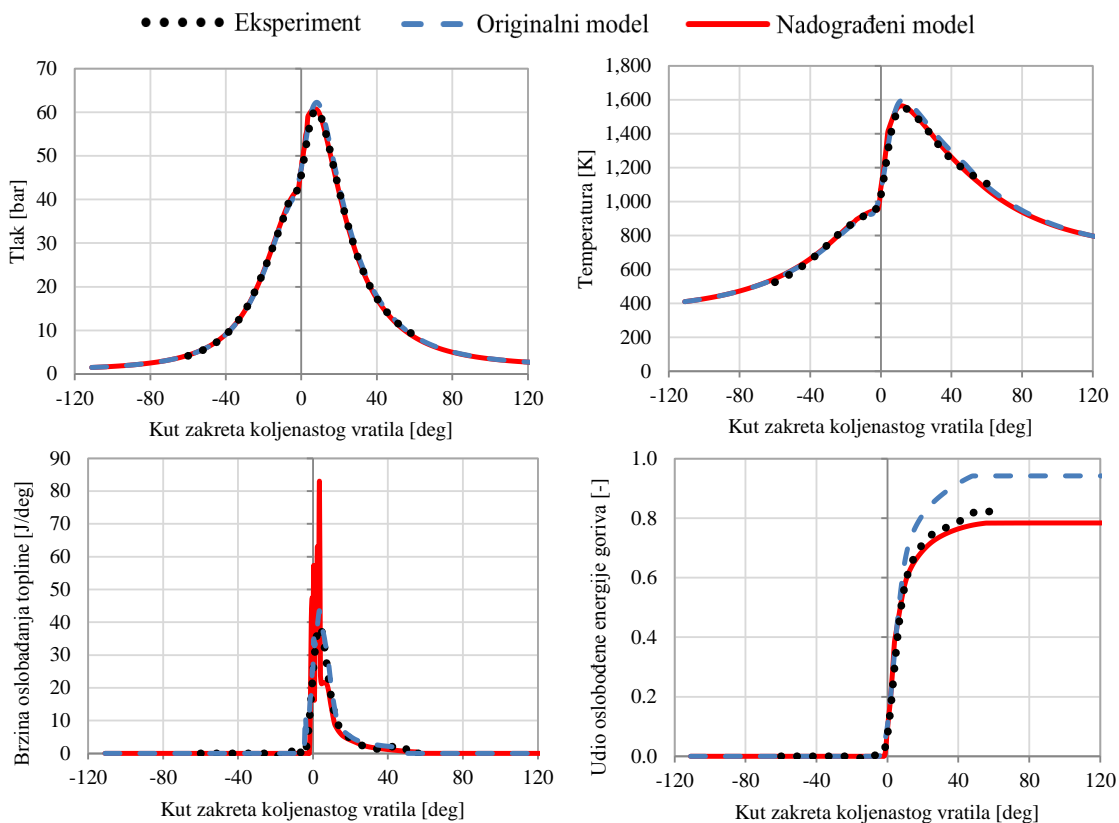


Slika 44. Rezultati analize za OP3 pri 1800 min<sup>-1</sup>

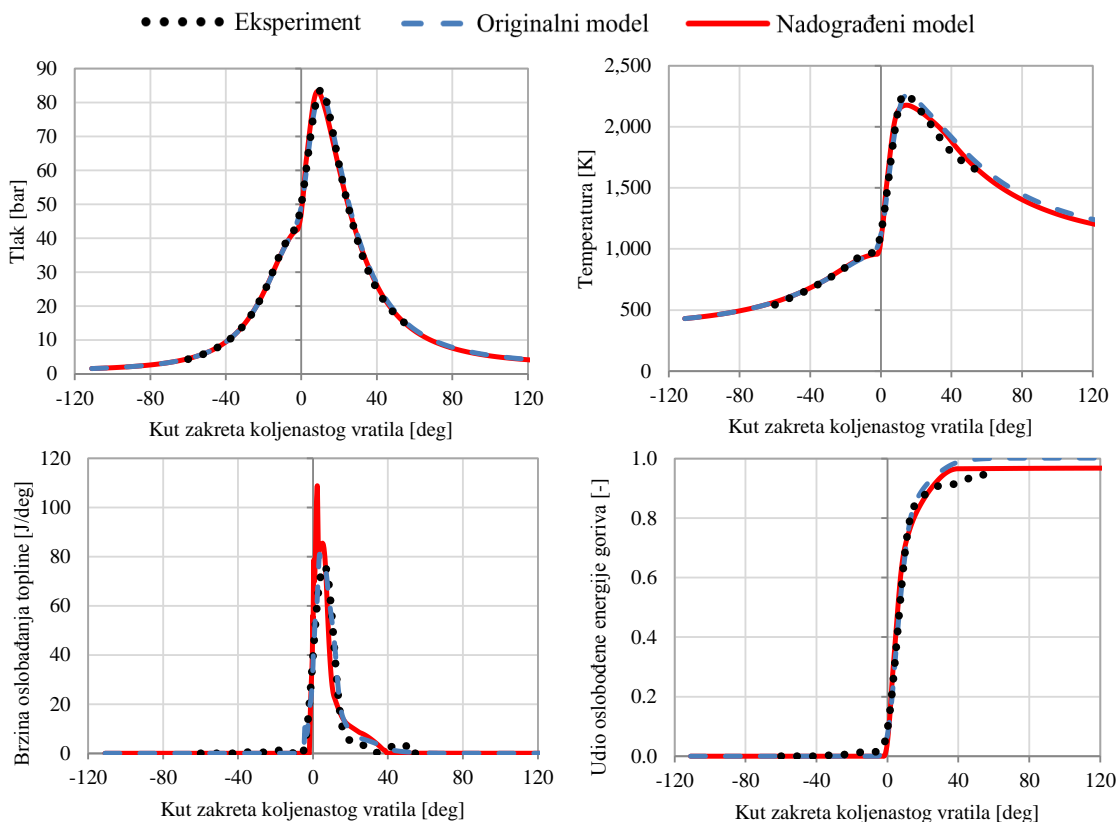




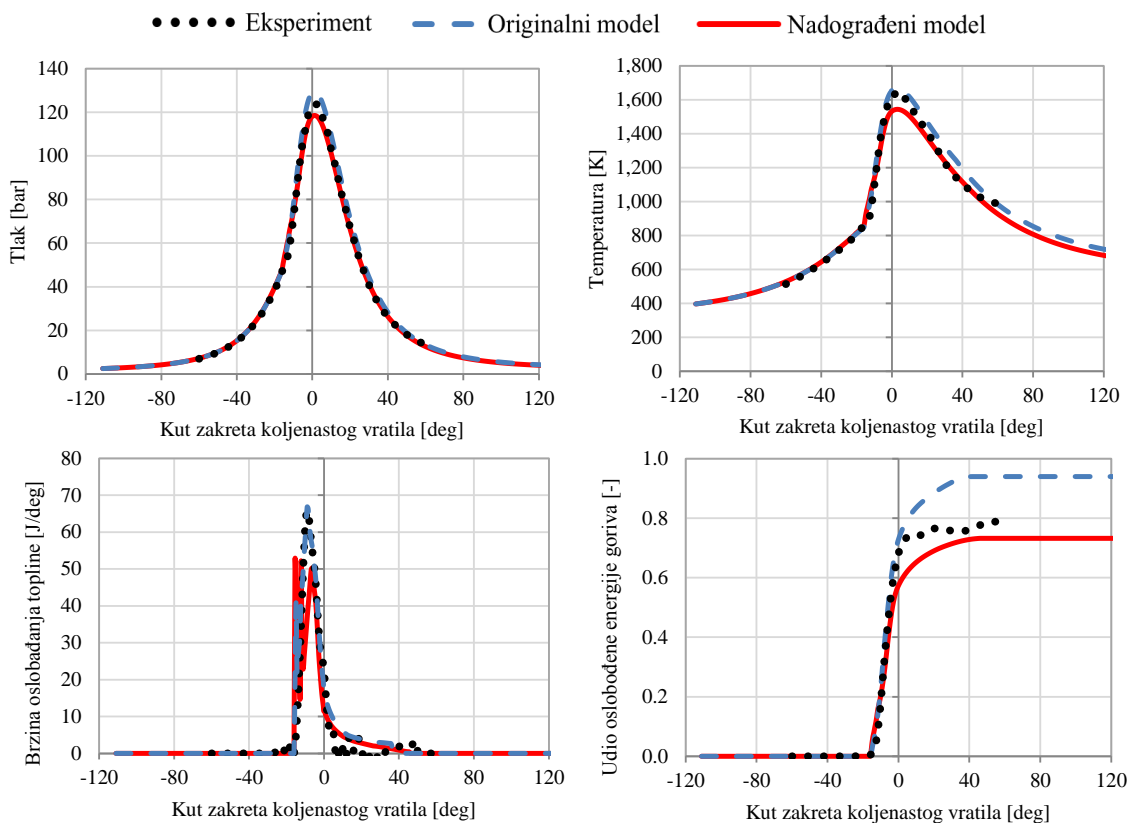
Slika 45. Rezultati analize za OP4 pri 1800 min<sup>-1</sup>



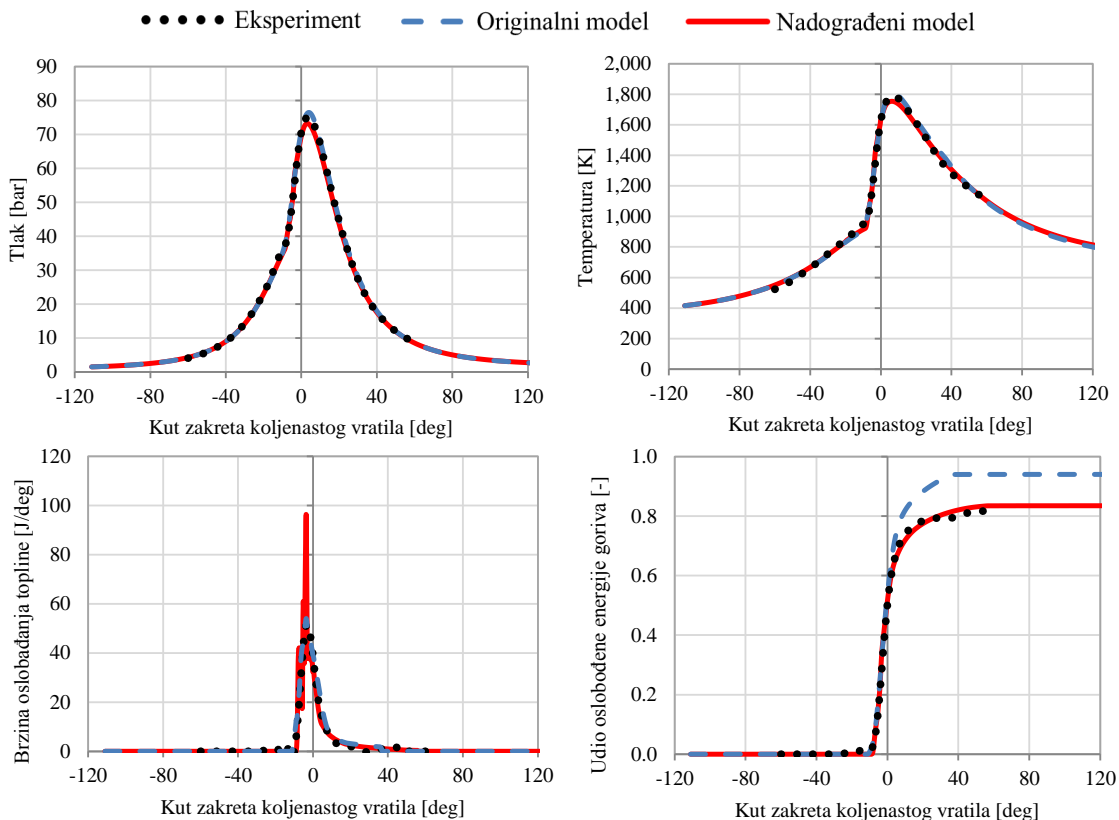
Slika 46. Rezultati analize za OP5 pri 1800 min<sup>-1</sup>



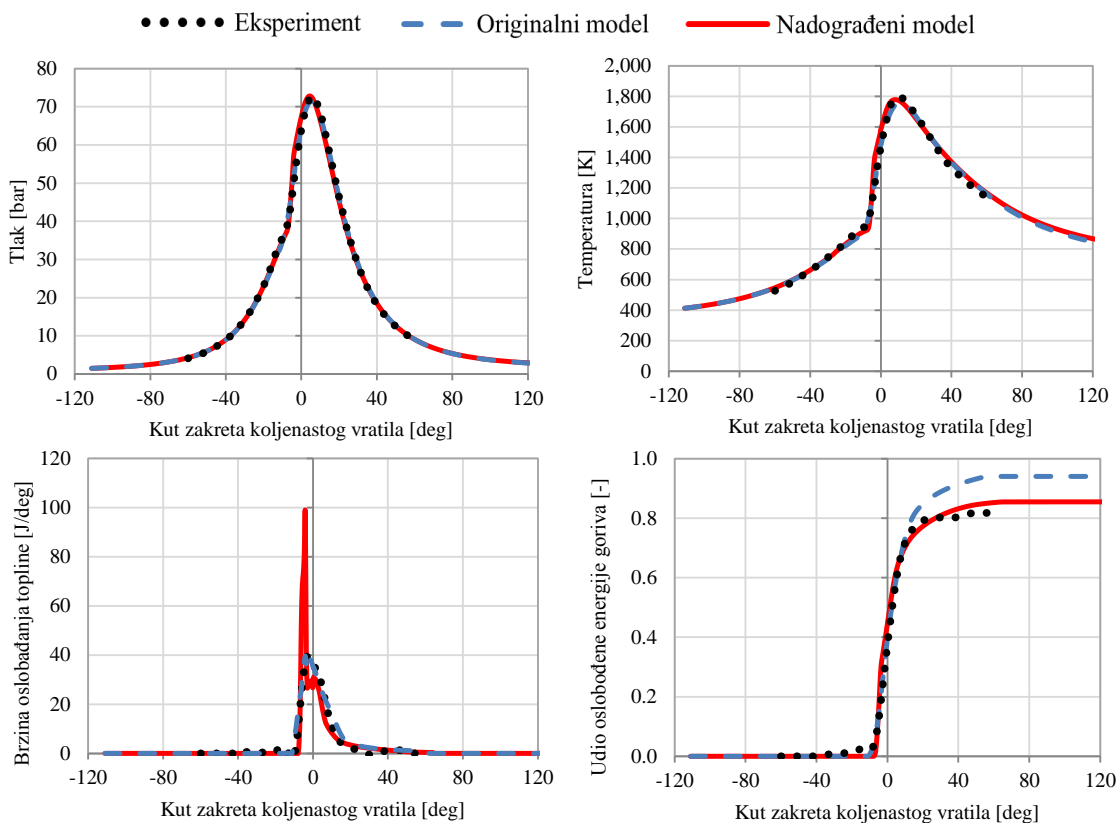
Slika 47. Rezultati analize za OP6 pri 1800 min<sup>-1</sup>



Slika 48. Rezultati analize za OP7 pri 1800 min<sup>-1</sup>



Slika 49. Rezultati analize za OP8 pri 1800 min<sup>-1</sup>



Slika 50. Rezultati analize za OP9 pri 1800 min<sup>-1</sup>

Iz prikazanih rezultata vidljivo je kako je postignuto dobro poklapanje s eksperimentalnim rezultatima. Ipak, na određenim radnim točkama javljaju se odstupanja u brzini oslobađanja topline u početnoj fazi izgaranja. Detaljnijom analizom dostupnih rezultata otkriveno je kako odstupanja proizlaze iz modela spreja s obzirom na nadogradnju modela koja rezultira znatno većim utjecajem izgaranja u spreju nego što je slučaj u originalnoj validaciji prikazanoj u [1], gdje je bilo unaprijed definirano da samo 5% dizelskog goriva izgara u spreju. Sam razlog odstupanja nije detaljno analiziran u okviru ovog diplomskog rada, no jedan od mogućih razloga je osjetljivost modela spreja na proračunski korak simulacijskog modela kao i nedovoljan broj generiranih sprej zona odnosno neadekvatna diskretizacija spreja.

## 5. ZAKLJUČAK

U okviru ovog diplomskog rada provedena je nadogradnja i validacija novorazvijenog kvazidimenzijskog modela dvogorivnog izgaranja u simulacijama radnog ciklusa motora. Glavni cilj rada bio je povećati točnost simulacijskih rezultata, uz zadržavanje ili poboljšanje prediktivnosti modela.

Iz parametrizacije i validacije modela temeljem eksperimentalnih rezultata izmjerenih u Laboratoriju za motore i vozila na motoru Hatz 1D81 definirana su određena ograničenja modela te određene poželjne nadogradnje s ciljem povećanja točnosti simulacijskih rezultata. Nadogradnje su implementirane u model te je provedena validacija tako nadograđenog modela. Validacijom je pokazano kako su nadogradnje rezultirale boljim poklapanjem simulacijskih rezultata s eksperimentalnim, uz smanjenu potrebu za kalibracijom konstanti modela za različite radne točke, što znači da je osim veće točnosti modela poboljšana i prediktivnost modela.

Analiza izoliranog utjecaja pojedinih nadogradnji na točnost simulacijskih rezultata pokazala je kako za adekvatno simuliranje rada dvogorivnih motora efikasnost izgaranja predstavlja jednu od kritičnih fizikalnih pojava koje je modelom potrebno opisati, s posebnim naglaskom na radne točke nižih i srednjih opterećenja motora pri čemu dolazi do širenja plamena kroz siromašnu smjesu. U tim slučajevima također je od velike važnosti i stratifikacija goriva, kao i odnos utjecaja oslobođene energije uslijed izgaranja u spreju i energije oslobođene širenjem plamena. Utjecaj realne geometrije prostora izgaranja nije toliko izražen, a kod simetričnih i jednostavnijih geometrija mogu se dobiti vrlo dobra poklapanja simulacijskih rezultata s eksperimentalnim i upotrebom originalnog koda za evaluaciju geometrije plamena s pojednostavljenom geometrijom prostora izgaranja.

Iako je nadogradnjama poboljšana prediktivnost modela, kalibracija konstanti modela je i dalje u određenoj mjeri potrebna za vjerodostojno opisivanje procesa u dvogorivnim motorima te se može zaključiti kako za adekvatno korištenje i primjenu modela u praksi treba dobro poznavati fizikalne procese u dvogorivnim motorima kako bi se parametrizacija provela na odgovarajući način.

## LITERATURA

- [1] I. Taritaš, “The Development of a Quasi-Dimensional Model for Dual Fuel Combustion in Engine Cycle-Simulation,” Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2018.
- [2] Taritaš, I., Kozarac, D., Sjerić, M., Sierra Aznar, R., M., Vuilleumier, D., and Tatschl, R., Development and Validation of a Quasi-Dimensional Dual Fuel ( Diesel – Natural Gas ) Combustion Model, *SAE Int. J. Engines*, Vol. 10, No. 2, pp. 483–500, 2017.
- [3] D. Kozarac, I. Taritaš, M. Sjerić, J. Krajnović, and M. Sremec, The Optimization of the Dual Fuel Engine Injection Parameters by Using a Newly Developed Quasi-Dimensional Cycle Simulation Combustion Model, *SAE Technical Papers 2018-01-0261*, 2018.
- [4] I. Taritaš, M. Sremec, D. Kozarac, M. Blažić, and Z. Lulić, “The Effect of Operating Parameters on Dual Fuel Engine Performance and Emissions – An Overview,” *Trans. FAMENA*, vol. 41, no. 1, pp. 1–14, 2017.
- [5] D. Goudie, M. Dunn, and S. R. Munshi, “Development of a Compression Ignition Heavy Duty Pilot-Ignited Natural Gas Fuelled Engine for Low NO<sub>x</sub> Emissions,” no. 724, 2015.
- [6] D. Kozarac, I. Taritaš, D. Vuilleumier, S. Saxena, and R. W. Dibble, “Experimental and numerical analysis of the performance and exhaust gas emissions of a biogas/n-heptane fueled HCCI engine,” *Energy*, vol. 115, pp. 180–193, 2016.
- [7] F. Königsson, “Advancing the Limits of Dual Fuel Combustion,” Royal Institute of Technology, Stockholm, 2012.
- [8] M. Sjerić, New Physically Based Sub-Models for the Cycle-Simulation of Spark-Ignition Engine, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2014.
- [9] G. Woschni, “Einfluß von Rußablagerungen auf den Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und Wand im Dieselmotor,” *Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors*, 1991.
- [10] D. Kozarac, Z. Lulic, and G. Sagi, “A six-zone simulation model for HCCI engines with a non-segregated solver of zone state,” *Combust. Theory Model.*, vol. 14, no. 3, pp. 425–451, 2010.

- [11] D. Kozarac, "Višezonski Model Izgaranja u HCCI-Motoru Primjenom Kemijske Kinetike," Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2008.
- [12] H. Hiroyasu, T. Katoda, and M. Arai, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Part 1: Combustion Modeling," *Bulletion JSME*, vol. 26, no. 214, pp. 569–575, 1983.
- [13] a. Shah *et al.*, "Literature Review and Simulation of Dual Fuel Diesel-CNG Engines," *SAE Technical Paper 2011-26-0001*, 2011, pp. 1–12.
- [14] F. C. Gouldin, "An Application of Fractals to Modeling Premixed Turbulent Flames," *Combust. Flame*, vol. 68, pp. 249–266, 1987.
- [15] F. Bozza, G. Fontana, E. Galloni, and E. Torella, "3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine," *SAE Technical Paper 2007-24-0029*, 2007.
- [16] F. Foucher and C. Mounaïm-Rousselle, "Fractal approach to the evaluation of burning rates in the vicinity of the piston in a spark-ignition engine," *Combust. Flame*, vol. 143, no. 3, pp. 323–332, 2005.
- [17] S. M. Frolov *et al.*, "Flame Tracking – Particle Method for 3D Simulation of Normal and Abnormal ( Knocking ) Operation of Spark-Ignition Automotive Engines," *International Automotive Conference NUMV*, 2015, vol. 9, pp. 83–91.
- [18] R. Tomić, "Model of Knock Phenomenon in Spark Ignition Engine," Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2015.
- [19] D. Kozarac, R. Tomic, I. Taritas, J.-Y. Chen, and R. W. Dibble, "A Model for Prediction of Knock in the Cycle Simulation by Detail Characterization of Fuel and Temperature Stratification," *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 4, 2015.
- [20] M. Sremec, "Experimental Investigation of Influence of Dual-Fuel Engine Operating Parameters on Combustion, Efficiency and Exhaust Gas Emissions", Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2018.
- [21] Kozarac, D., Sremec, M., Bozic, M., and Vucetic, A., "The Performance and Emissions of a Conventional Natural Gas/Diesel Dual Fuel Engine at Various Operating Conditions," *SAE Technical Paper 2019-01-1158*, 2019.
- [22] "AVL BOOST - version 2011.1, Users Guide, Edition 12/2011." 2011.
- [23] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals.*, 1988.