Validacija kvazidimenzijskog modela izgaranja za Ottove motore uz primjenu novog K-k- modela turbulencije

Mađerić, Stjepan

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:235:949108

Rights / Prava: Attribution 4.0 International/Imenovanje 4.0 međunarodna

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

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







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Stjepan Mađerić

Zagreb, 2019. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Validacija kvazidimenzijskog modela izgaranja za Ottove motore uz primjenu novog K-k-ε modela turbulencije

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Stjepan Mađerić

Zagreb, 2019. godina.

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

Zahvaljujem se svome mentoru Doc. Dr. Sc. Momiru Sjeriću na objašnjenjima i velikoj pomoći tokom izrade ovog diplomskog rada.

Posebno bih se zahvalio svojoj obitelji koja mi je uvijek bila najveća potpora u svim godinama studija.

Stjepan Mađerić

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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Stjepan Mađerić** Mat. br.: 0035187210

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Validacija kvazidimenzijskog modela izgaranja za Ottove motore uz primjenu novog *K-k-ε* modela turbulencije**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Validation of Quasi-Dimensional Combustion Model for Spark Ignition Engines with the Application of New *K-k-ε* Turbulence Model**

Opis zadatka:

U području simulacija radnih ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem koriste se kvazidimenzijski modeli izgaranja koji uključuju utjecaj geometrije prostora izgaranja te strujanja i turbulencije na tijek oslobađanja topline iako nemaju prostorne diskretizacije cilindra. Zbog velike brzine proračuna ovakvi simulacijski modeli najčešće se koriste za simulaciju rada sustava motora u cjelokupnom radnom području te za analizu utjecaja osnovnih radnih parametara na karakteristiku rada motora. U svrhu poboljšanja prediktivnosti kvazidimenzijskih modela izgaranja razvijen je novi model izgaranja koji se bazira na modelu praćenja plamena (engl. *Flame Tracking Model - FTM*) i novi model turbulencije primjenjiv na motore s izraženim vrtloženjem oko poprečne osi cilindra.

U okviru diplomskog rada je potrebno:

- Napraviti opis Ottovog motora i pregled eksperimentalnih radnih točaka motora.
- Izraditi simulacijski model motora u programskom paketu AVL Boost™.
- Uz primjenu novog kvazidimenzijskog modela izgaranja u kombinaciji s novim *K-k-ε* modelom turbulencije provesti simulaciju rada motora u odabranim radnim točkama motora.
- Napraviti pregled i usporedbu rezultata s eksperimentalnima te kalibracijskih konstanti koje se odnose na izgaranje i turbulenciju.
- Istražiti mogućnost primjene jedinstvenog skupa konstanti na cjelokupno radno područje motora.
- Odrediti minimalan broj referentnih radnih točaka motora potrebnih za kalibraciju simulacijskog modela.
- Analizirati ostvarene simulacijske rezultate i izvesti zaključke.

Po završetku izrade rad bi trebao moći poslužiti kao praktični "*vodič za kalibraciju*" novog kvazidimenzijskog modela izgaranja pri simulaciji radnog područja Ottovog motora.

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

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
2. svibnja 2019.	4. srpnja 2019.	10., 11. i 12. srpnja 2019.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

M. Sjerić

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK X
SUMMARY XI
1. UVOD 1
2. OPIS MOTORA I PREGLED EKSPERIMENTALNIH REZULTATA 2
3. TEORIJSKE OSNOVE MODELIRANJA U PROGRAMSKOM PAKETU AVL BOOST™ 6
3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina 6
3.1.1. Maseni udjeli radne smjese 6
3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru 7
3.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila 9
3.1.4. Model ispiranja cilindra 11
3.1.5. Gibanje klipa 11
3.1.6. Prijelaz topline 12
3.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra 14
3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra 15
3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije K-k 19
3.2.2. Proračunski podmodel turbulencije k - ε 21
3.2.3. Proračunski podmodel turbulencije K - k - ε 23
4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA 27
4.1. Elementi modela 28
4.1.1. Rubni uvjeti 28
4.1.2. Cilindar 28
4.1.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem 29
4.1.3.1. Model praćenja plamena – FTM 31
4.1.3.2. Kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena - QDIM 35
5. KORIŠTENJE FTM MODELA IZGARANJA U SIMULACIJI RADA MOTORA 41
5.1. Analiza osjetljivosti ulaznih parametara 41
5.2. Kalibracija konstanti za odabranih 15 radnih točaka 48
5.3. Parametrizacija modela na temelju 15 RT 49
5.4. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju FTM modela izgaranja 53
6. KORIŠTENJE KVAZIDIMENZIJSKOG MODELA RASTA JEZGRE PLAMENA U SIMULACIJI RADA MOTORA 62
6.1. Kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena pomoću 15 radnih točaka 62
6.2. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena 66

7. USPOREDBA REZULTATA 70
8. ZAKLJUČAK 72
LITERATURA 73

POPIS SLIKA

Slika 1. Tlak u cilindru RT 1 4
Slika 2. Brzina oslobađanja topline RT 1 4
Slika 3. Srednji indicirani tlak u cilindru4 4
Slika 4. Specifična efektivna potrošnja goriva 5
Slika 5. Vršni tlak u cilindru 5
Slika 6. Težište izgaranja 5
Slika 7. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [2] 7
Slika 8. Energetska ravnoteža cilindra [2] 7
Slika 9. Shematski prikaz otvora ventila [2] 10
Slika 10. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [2] 11
Slika 11. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [3] 15
Slika 12. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [5] 16
Slika 13. Prikaz simulacije turbulentnog strujanja [6] 17
Slika 14. Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7] 17
Slika 15. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [8] 19
Slika 16. Ilustracija nastanka makro vrtloga [11] 25
Slika 17. Funkcija tumble raspada [11] 26
Slika 18. Simulacijski model motora 27
Slika 19. Osnovni podaci kojima je definiran cilindar 28
Slika 20. Definiranje oblika glave i klipa 29
Slika 21. Faze izgaranja u cilindru [10] 30
Slika 22. Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM. Pod a) sferna površina plamena. Pod b) i c) širenje izgorjele zone za razlicit oblik glave motora [12] 32
Slika 23. Širenje plamene fronte u FTM [12] 33
Slika 24. Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM 34
Slika 25. Dolazak plamena do stijenke u FTM [12] 35
Slika 26. Opis geometrije svjećice u 0-D pristupu [4] 39
Slika 27. Prikaz ranog rasta jezgre plamena [14] 40
Slika 28. Usporedba tlaka u cilindru u RT5 kod korekcije c_{ign} 43
Slika 29. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije c_{ign} 43
Slika 30. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije L_{scl} 44
Slika 31. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije L_{scl} 44
Slika 32. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije C_m 45
Slika 33. Brzina oslobađanja topline RT 5 korekcija C_m 45
Slika 34. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije T_{ff} 46
Slika 35. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije T_{ff} 46
Slika 36. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije T_{fb} 47
Slika 37. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcija T_{fb} 47
Slika 38. Usporedba tlaka u cilindru u RT 1 kod kalibracije c_{ign} i L_{scl} 48
Slika 39. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 1 kod kalibracije c_{ign} i L_{scl} 48
Slika 40. Usporedba evaluirane i korigirane krivulje konstante zakašnjenja paljenja za 15RT 50
Slika 41. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije s 15RT 50
Slika 42. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT 51

Slika 43. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT 51
Slika 44. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT 51
Slika 45. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom s 15 RT 52
Slika 46. Razlika specifične efektvine potrošnje goriva dobivena parametrizacijom s 15 RT 52
Slika 47. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT 53
Slika 48. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT 53
Slika 49. Parametrizirane krivulje na različitim brzinama vrtnje 54
Slika 50. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1} 54
Slika 51. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1} 55
Slika 52. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1} 55
Slika 53. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1} 56
Slika 54. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1} 56
Slika 55. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 2000 min^{-1} 57
Slika 56. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1} 57
Slika 57. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1} 57
Slika 58. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1} 58
Slika 59. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1} 58
Slika 60. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1} 59
Slika 61. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1} 59
Slika 62. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1} 60
Slika 63. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 3000 min^{-1} 60
Slika 64. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1} 60
Slika 65. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1} 61
Slika 66. Početna usporedba zakašnjenja paljenja FTM i QDIM modela 62
Slika 67. Kalibrirano zakašnjenje paljenja QDIM modela u odnosu na FTM model 63
Slika 68. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s r=5,5 mm 63
Slika 69. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i dobivene QDIM modelom s r=5,5 mm 64
Slika 70. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s r=5,5 mm 64
Slika 71. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s r=5,5 mm 65
Slika 72. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s 65
Slika 73. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 2000 min^{-1} 66
Slika 74. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 3000 min^{-1} 66
Slika 75. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 5000 min^{-1} 67
Slika 76. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka za sva 3 slučaja QDIM kalibracije 68

Slika 77. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva za sva 3 slučaja QDIM kalibracije 68
Slika 78. Usporedba vršnog tlaka u cilindru za sva 3 slučaja QDIM kalibracije 68
Slika 79. Usporedba težišta izgaranja za sva 3 slučaja QDIM kalibracije 69
Slika 80. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM 70
Slika 81. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM 70
Slika 82. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM 71
Slika 83. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM 71

POPIS TABLICA

Tablica 1. Podaci o motoru [1] 2
Tablica 2. Radne točke korištene kod kalibracije 3
Tablica 3. Početne vrijednosti c_{ign} 42
Tablica 4. Vrijednosti kalibriranih parametara za 15 RT 49
Tablica 5. Srednja pogreška rezultata u razmatranim radnim točkama 69

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
AF_{cp}	-	Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja
A_{eff}	m^2	Efektivna površina otvora
A_i	m^2	Ukupna površina stijenki prostora izgarnja
c_{ign}	-	Konstanta zakašnjenja paljenja
c_m	-	Podesiva konstanta za izračun turbulentne brzine širenja plamena
c	m/s	Srednja brzina klipa
D	m	Promjer cilindra
dm_{in}	-	Diferencijalna masa koja ulazi u cilindar
dm_{ex}	-	Diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra
e	m	Zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila
E_{bd}	J	Energija proboja
f	-	Frakcija topline isparavanja smjese u cilindru
h_{in}	J/kg	Entalpija mase koja ulazi u cilindar
h_{ex}	J/kg	Entalpija mase koja izlazi iz cilindra
K	m^2/s^2	Kinetička energija glavnog strujanja
k	m^2/s^2	Turbulentna kinetička energija
l	m	Duljina klipnjače
L_p	H	Primarna induktivnost
L_s	H	Sekundarna induktivnost
L_{scl}	m	Integralna duljina vrtloga
l_{spk}	m	Duljina iskre
m_c	kg	Masa u cilindru
m_{ev}	kg	Masa frakcije goriva koja isparava
P_{01}	Pa	Uzvodni stagnacijski tlak
p_c	Pa	Tlak u cilindru
$P_{c,1}$	Pa	Tlak u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila
P	kg/m^3	Produkcija turbulentne kinetičke energije

$P_{c,o}$	Pa	Tlak u cilindru gonjenog motora
R_0	J/kg	Plinska konstanta
r_{ko}	m	Radijus koljenastog vratila
r	m	Kritični radijus jezgre plamena
s	m	Udaljenost klipa od GMT
S_L	-	Laminarna brzina plamena
S_T	-	Turbulentna brzina plamena
T_L	K	Temperatura košuljice
T_{wi}	K	Temperatura stijenke
$T_{L,TDC}$	K	Temperatura košuljice u GMT
$T_{L,BDC}$	K	Temperatura košuljice u DMT
$T_{c,1}$	K	Temperatura u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila
T_{BZ}	K	Temperatura izgorjele zone
T_k	K	Temperatura jezgre plamena
T_{ff}	-	Turbulence factor forward
T_{fb}	-	Turbulence factor backward
U	m/s	Srednja brzina strujanja
u'	-	Intenzitet turbulencije
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
V	m^3	Volumen cilindra
v_d	m	Pomak po cilindru
V_{bd}	V	Napon između elektroda svjećice
w_{air}	-	Maseni udio zraka
w_{FV}	-	Maseni udio para goriva
w_{cp}	-	Maseni udio produkata izgaranja
w_{FB}	-	Maseni udio izgorenog goriva
$\Delta\alpha$	°KV	Zakašnjenje paljenja
ρ_{ev}	J/kg	Toplina isparavanja goriva
μ_G	-	Koeficijent strujanja
ρ	kg/m^3	Gustoća fluida
v	-	Turbulentna viskoznost
δ	m	Veličina zazora kroz koji curi smjesa

RT	-	Radna točka
IMEP	Pa	Srednji indicirani tlak
QDIM	-	Kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena
FTM	-	Model praćenja plamena
ROHR	J/deg	Brzina oslobađanja topline
ISFC	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
CA50	deg	Težište izgaranja
GMT	-	Gornja mrtva točka
DMT	-	Donja mrtva točka

SAŽETAK

U ovom radu analizirane su mogućnosti kalibracije modela izgaranja uz korištenje što manje radnih točaka da bi se dobilo dobro poklapanje rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima u cijelom radnom području motora. Motor korišten u simulaciji je četverotaktni Otto motor proizvođača Fiat za koji su u laboratoriju izmjereni podaci u 162 radne točke. Simulacije rada motora provedene su u programskom paketu AVL Boost^{TM}. Kalibracija je provođena za model praćenja plamena FTM i kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena. Nakon postavljanja ulaznih parametara modela na početne vrijednosti prvo je provedena analiza osjetljivosti pojedinih parametara, a onda je na temelju tih rezultata provedena kalibracija modela na 15 odabranih radnih točaka. Tako kalibriranim modelima provedena je analiza za cijelo radno područje motora te su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima. Zatim je određen minimalan broj radnih točaka za kalibraciju modela izgaranja i kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena.

Ključne riječi: motor s unutarnjim izgaranjem, model praćenja plamena FTM, kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena QDIM, AVL Boost^{TM}, kalibracija

SUMMARY

In this thesis, the possibility of calibration of combustion model is analysed with the use of fewer operating points in order to obtain a good match between results of simulation with experimental results in whole working space of engine. The engine used in simulation is a four-stroke Otto engine of Fiat manufacturer for wich data in laboratory were measured in 162 operating points. Simulation of engine operation was carried out in program AVL Boost^{TM}. Calibration was performed for flame tracking model FTM and quasi-dimensional model of growth kernel flame QDIM. After setting the input parameters of model to initial values, sensitivity analysis of individual parameters was first performed and then based on these results calibration model was performed on 15 selected operating points. So calibrated models performed an analysis for entire engine operating range and results were compared with experimental. Minimum number of operating points were specified for calibration of combustion model and quasi-dimensional model of growth kernel flame.

Key words: internal combustion engine, flame tracking model FTM, quasi-dimensional model of growth kernel flame QDIM, AVL Boost^{TM}, calibration

1. UVOD

Motori s unutarnjim izgaranjem koriste se već dugi niz godina. Primjenjuju se u automobilima, zrakoplovima, lokomotivama, radnim strojevima, brodovima, itd. Osim u vozilima često se primjenjuju kao pogonski uređaji agregata za struju, u kosilicama, motornim pilama, itd.

Budući da je njihova primjena danas vrlo široka, i njihov utjecaj na ljude i okolinu vrlo je bitan. Što su motori napredniji postoji i sve više normi i zahtjeva koje moraju zadovoljiti da bi bili u primjeni. Bez obzira na nove vrste pogona, motori s unutarnjim izgaranjem ostat će još dugo razdoblje u najširoj primjeni pa postoji velika potreba za daljnjim razvojem i usavršavanjem. Obzirom na njihov broj, globalno su veliki zagađivači okoliša te razvoj ide u smjeru smanjenja potrošnje goriva i ispuštanja štetnih emisija u ispušnim plinovima.

Razvoj motora kroz povijest pretežito se temeljio na izradi prototipova koji su bili korišteni za eksperimentalna mjerenja u laboratoriju. Taj proces je poprilično skup i dugotrajan te se proizvođači automobila razvojem računala i računalnih simulacijskih programa okreću tim mogućnostima te na taj način nalaze uštede u vremenu i novcu. Numeričke simulacije u području motora s unutarnjim izgaranjem mogu se prema stupnju složenosti podijeliti [4]:

- simulacijski modeli temeljeni na metodi konačnih volumena CFD
- simulacijski modeli radnog ciklusa temeljeni na 1-D/0-D pristupu
- simulacijski modeli u stvarnom vremenu, Real Time modeli.

U ovom radu analizirat će se mogućnost modela praćenja plamena FTM uz primjenu novog K – k – ε modela turbulencije da točno opisuje stanje u cilindru motora. Zbog poštivanja sve strožih ekoloških normi i smanjenja potrošnje goriva samo izgaranje u cilindru je od velike važnosti. Obzirom da postoji velik broj parametara kojima se definiraju uvjeti u cilindru tokom izgaranja istražiti će se utjecaj pojedinih parametara i pronaći minimalni broj parametara da bi se model izgranja ispravno kalibrirao.

2. OPIS MOTORA I PREGLED EKSPERIMENTALNIH REZULTATA

Motor koji je korišten za simulacije modela izgaranja u ovom radu je Otto motor proizvođača Fiat čiji su osnovni podaci prikazani u Tablica 1.

Tablica 1. Podaci o motoru [1]

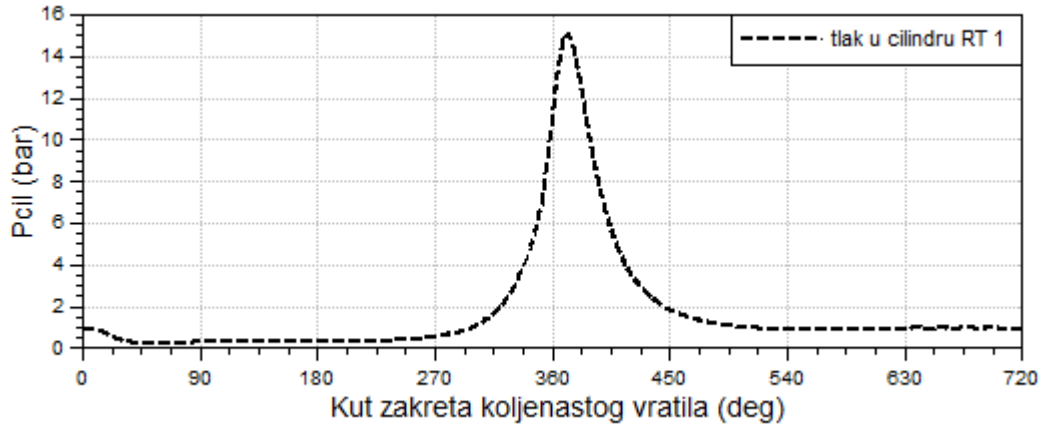
konstrukcija	četverotaktni četverocilindarski Otto motor
hod klipa	84 mm
promjer klipa	72 mm
kompresijski omjer	11
radni volumen	1368 cm^3
razvod	DOHC
broj ventila po cilindru	2
maksimalna efektivna snaga	57 kW na 6000 min^{-1}
maksimalni moment	115 Nm na 3250 min^{-1}

Na tom motoru su eksperimentalno određeni podaci u 162 radne točke kojima je pokriveno cijelo radno područje motora. Da bi se bilo lakše snaći u podacima svakoj radnoj točki je dodjeljen njezin ID. Na taj način dobivena je poveznica sa promatranim radnim točkama tokom analize rezultata, a ti ID brojevi se kreću od 468 kojim je označena radna točka s najnižim opterećenjem pri 1000 min-1 do 632 kojim je označena radna točka s maksimalnim opterećenjem pri 6000 min-1. Od dostupnih podataka u ovom su radu za usporedbu rezultata korišteni srednji indicirani tlak u cilindru, brzina oslobađanja topline, specifična efektivna potrošnja goriva, vršni tlak u cilindru i težište izgaranja u cilindru. Kod kalibracije modela izgaranja u simulacijskom paketu AVL BoostTM korišteno je 15 radnih točaka te je u tablici 2 prikazano koje su točke korištene i kako su označene zbog jednostavnijeg snalaženja.

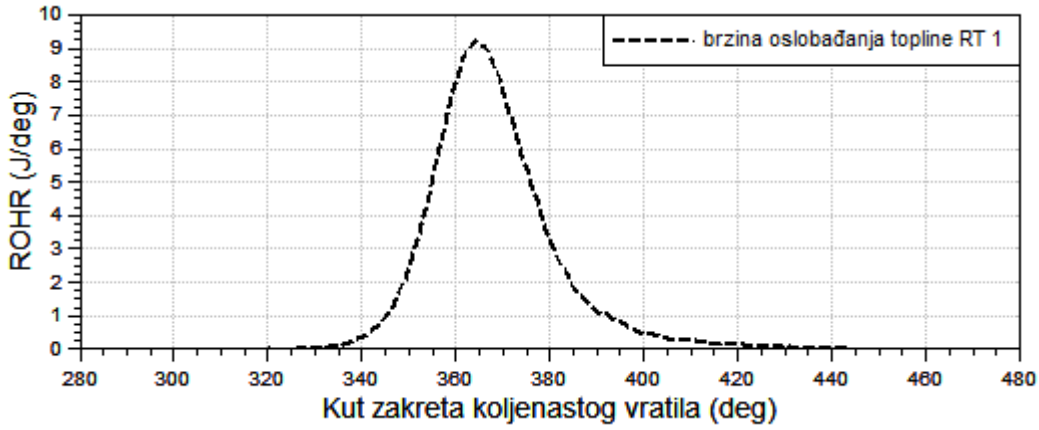
Tablica 2. Radne točke korištene kod kalibracije

oznaka	ID	brzina vrtnje motora	BMEP
RT 1	496	2000 min^{-1}	1 bar
RT 2	498	2000 min^{-1}	2 bara
RT 3	502	2000 min^{-1}	4 bara
RT 4	504	2000 min^{-1}	6 bara
RT 5	508	2000 min^{-1}	8,89 bara
RT 6	532	3000 min^{-1}	1 bar
RT 7	534	3000 min^{-1}	2 bara
RT 8	538	3000 min^{-1}	4 bara
RT 9	540	3000 min^{-1}	6 bara
RT 10	545	3000 min^{-1}	9,86 bara
RT 11	592	5000 min^{-1}	1 bar
RT 12	594	5000 min^{-1}	2 bara
RT 13	598	5000 min^{-1}	4 bara
RT 14	600	5000 min^{-1}	6 bara
RT 15	604	5000 min^{-1}	8,67 bara

Na Slika 1 i Slika 2 su dijagramima prikazani eksperimantalno dobiveni podaci za tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline za RT 1.

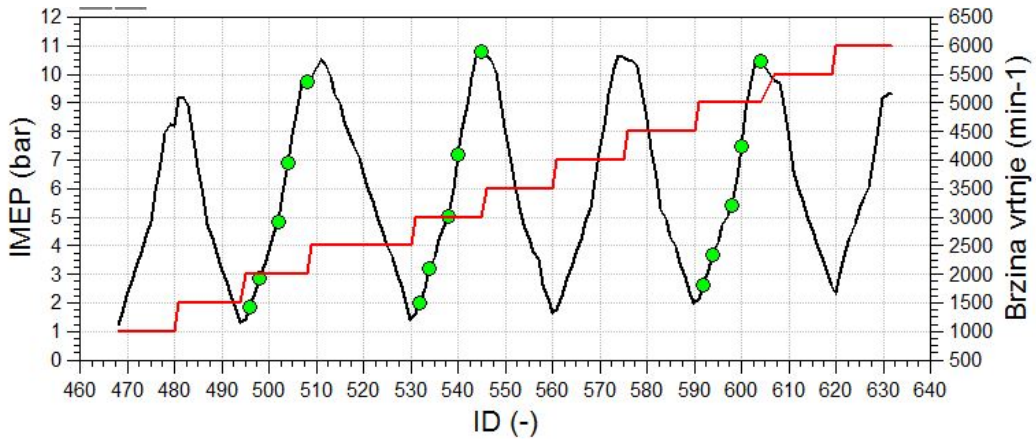


Slika 1. Tlak u cilindru RT 1

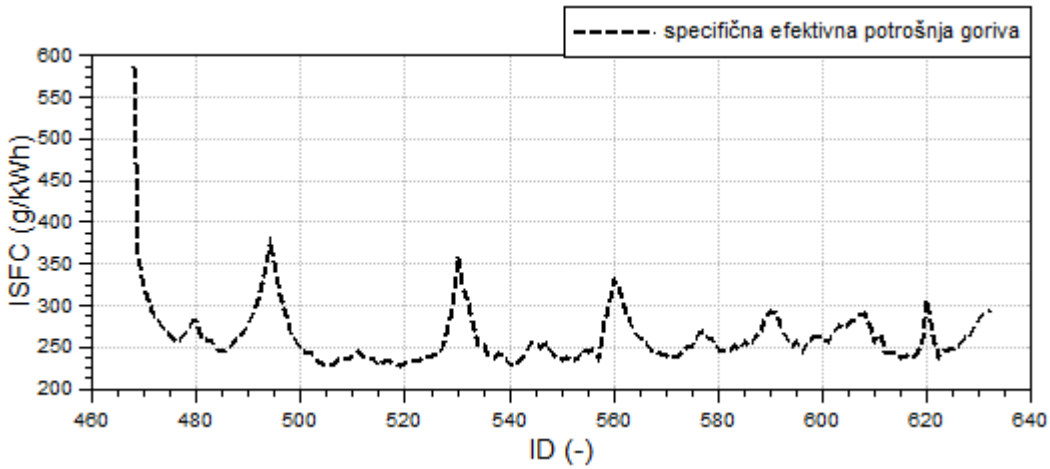


Slika 2. Brzina oslobađanja topline RT 1

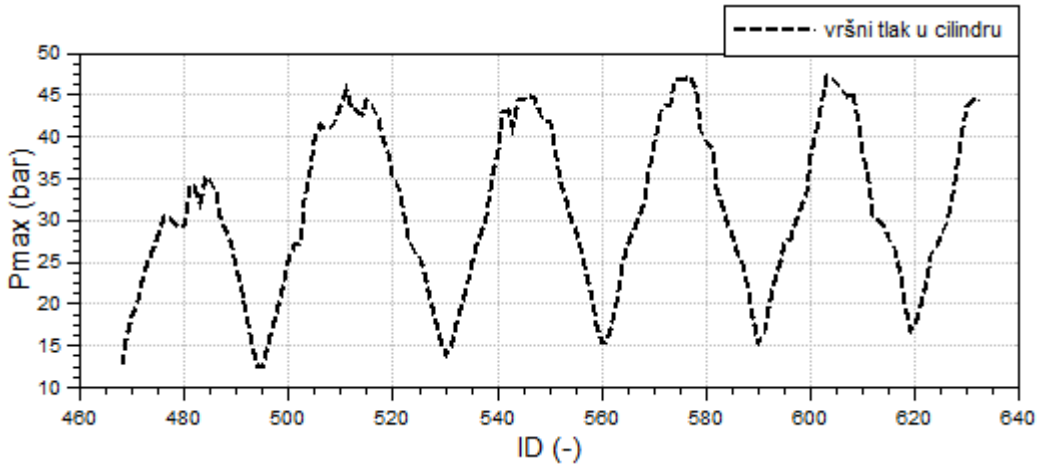
Na Slika 3,Slika 4,Slika 5Slika 6 su dijagramima prikazani podaci za indicirani tlak u cilindru, specifičnu efektivnu potrošnju goriva, vršni tlak u cilindru, težište izgaranja, protok zraka te omjer goriva i zraka za cijelo radno područje motora.



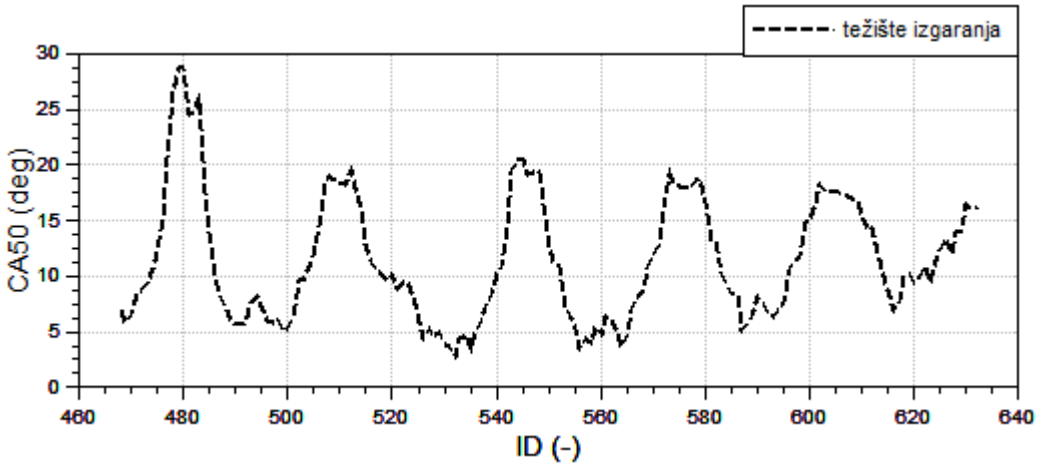
Slika 3. Srednji indicirani tlak u cilindru4



Slika 4. Specifična efektivna potrošnja goriva



Slika 5. Vršni tlak u cilindru



Slika 6. Težište izgaranja

3. TEORIJSKE OSNOVE MODELIRANJA U PROGRAMSKOM PAKETU AVL BOOST™

Simulacijski alat AVL BOOST™ koristi se za simulacije rada motora s unutarnjim izgaranjem.

Simulira se rad svih vrsta motora, od malih za motocikle do velikih brodskih motora. Obzirom na mogućnost podešavanja većeg broja parametara koji opisuju atmosferske uvjete u kojima se motor može nalaziti moguće je predvidjeti ponašanje motora na višim nadmorskim visinama, što je vrlo bitno kod avionskih motora, ili pak pri vrlo visokim ili niskim temperaturama ako je motor namijenjen za rad u područjima s ekstremnom klimom. Kako bi se uspješno razumjeli modeli turbulencije i izgaranja u cilindru potrebno je prvo razumjeti teorijske osnove modeliranja radnog ciklusa motora te osnovne fizikalne veličine.

3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina

3.1.1. Maseni udjeli radne smjese

Maseni udio zraka računa se prema:

$$w_{air} = 1 - w_{FV} - w_{CP} \quad \textbf{(1)}$$

w_{air} maseni udio zraka (Air=zrak) (-),

w_{FV} maseni udio para goriva (Fuel Vapour=para goriva) (-),

w_{CP} maseni udio produkata izgaranja (Combustion Products=produkti izgaranja) (-).

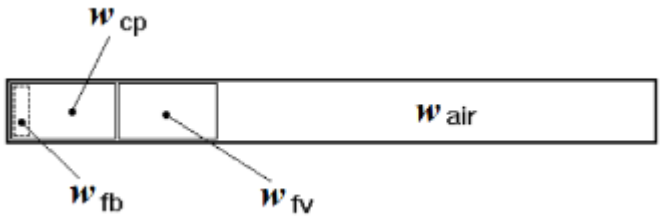
Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja se računa prema:

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}} \quad \textbf{(2)}$$

AF_{CP} omjer zraka i goriva u produktima izgaranja (-),

w_{FB} maseni udio izgorenog goriva (Burned Fuel = izgorjelo gorivo) (-).

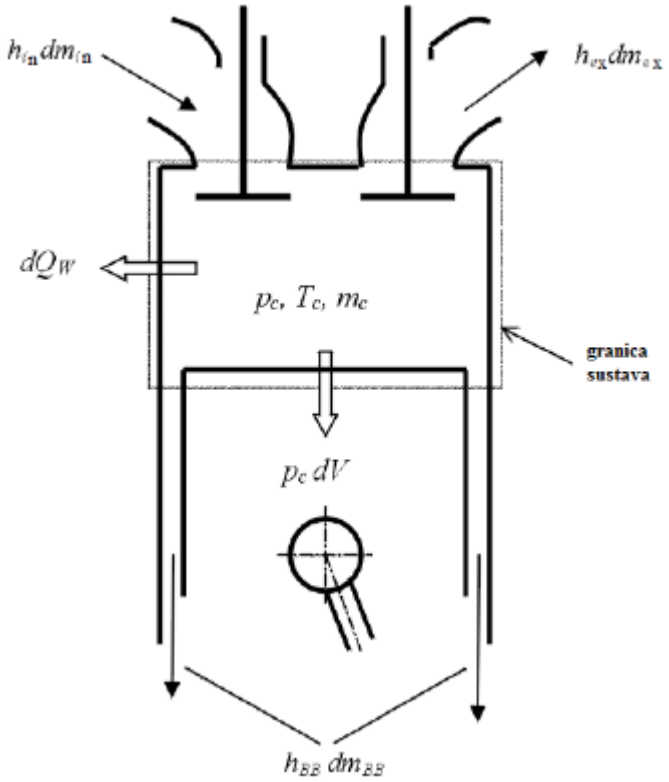
Na Slika 7 su shematski prikazani razmatrani udjeli masa radne smjese.



Slika 7. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [2]

3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru

Računanje termodinamičkog stanja u cilindru temelji se na prvom zakonu termodinamike prema Slika 8 .



Slika 8. Energetska ravnoteža cilindra [2]

Energetska ravnoteža cilindra postavlja se kao:

$$\frac{d\left(m_c \cdot u\right)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} \cdot h_{in} - \sum \frac{dm_{ex}}{d\alpha} \cdot h_{ex} - q_{ev} \cdot f_i \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3)$$

Varijacija mase u cilindru može se računati prema sumi masa koje ulaze i izlaze iz cilindra:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{ex}}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt}, \quad \textbf{(4)}$$

pri čemu je:

$\frac{d\left(m_c \cdot u\right)}{d\alpha}$ promjena unutarnje energije u cilindru,

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ rad klipa,

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ unos energije goriva,

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ tok entalpije uslijed prolaska smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra,

m_c ukupna masa u cilindru (kg),

u specifična unutarnja energija (J/kg),

P_c tlak unutar cilindra (Pa),

V volumen cilindra (m^3),

Q_F energija goriva (J),

Q_V gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru (J),

α kut koljenastog vratila (°KV),

h_{BB} entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra (J/kg),

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ maseni protok smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra,

dm_{in} diferencijalna masa koja ulazi u cilindar,

dm_{ex} diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra,

h_{in} entalpija mase koja ulazi u cilindar (J/kg),

h_{ex} entalpija mase koja izlazi iz cilindra (J/kg),

q_{ev} toplina isparavanja goriva (J/kg),

f frakcija topline isparavanja smjese u cilindru (J/kg),

m_{ev} masa frakcije goriva koje isparava (kg).

Prvi zakon termodinamike za visokotlačni ciklus tvrdi da je promjena unutarnje energije u cilindru jednaka sumi rada tlaka, unosu energije goriva, gubitku energije uslijed prelaska topline na stijenku cilindra i toku entalpije uslijed prolaska smjese i cilindra između klipa i stijenke cilindra [2].

Jednadžba (3) vrijedi za motore s unutarnjom i vanjskom pripremom radne smjese. Ipak, uvjeti koji uzimaju u obzir promjenu sastava plinova uslijed izgaranja su drugačiji za unutarnju i vanjsku pripremu radne smjese.

Za unutarnju pripremu prepostavlja se da:

- gorivo dodano u smjesu cilindra trenutno se pali,
- produkti izgaranja miješaju se trenutno s ostatkom smjese cilindra i formira se jedinstvena smjesa,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) punjenja cilindra smanjuje se kontinuirano od visoke vrijednosti na početku izgaranja do konačne vrijednosti na kraju izgaranja.

Za vanjsku pripremu se pretpostavlja da:

- mješavina je homogena pri početku izgaranja,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) je konstantan tokom izgaranja,
- izgorjeli i neizgorjeli dio punjenja cilindra imaju jednak tlak i temperaturu iako je sastav drugačiji.

Zajedno s jednadžbom stanja plina:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \qquad \textbf{(5)}$$

koja povezuje tlak, temperaturu i gustoću. Jednadžba za temperaturu u cilindru može se riješiti korištenjem Runge-Kutta metode. Jednom kad je temperatura u cilindru poznata, tlak u cilindru može se dobiti rješavanjem jednadžbe stanja plina (5) [2].

3.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila

Brzina strujanja mase kroz usisni i ispušni ventil se računa prema jednadžbama za izentropsko strujanje kroz otvor uzimajući u obzir efikasnost koja se određuje ispitivanjem strujanja stalnog stanja.

Brzina protoka mase kroz otvor se računa prema:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi, \qquad \textbf{(6)}$$

$\frac{dm}{dt}$ maseni protok (kg/s),

A_{eff} efektivna površina otvora (m^2),

p_{01} uzvodni stagnacijski tlak (Pa),

T_{01} uzvodna stagncijska temperatura (K),

R_0 plinska konstanta (J/kgK).

Oblikom jednadžbe za parametar ψ se definira nadzvučno ili podzvučno strujanje.

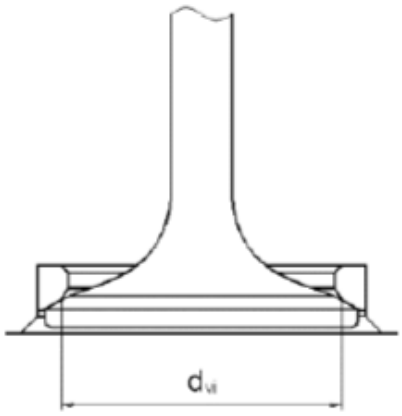
Efektivna površina otvora se računa uzimajući u obzir izmjerene koeficijente strujanja kroz otvor:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4}, \qquad \textbf{(7)}$$

$\mu\sigma$ koeficijent strujanja kroz otvor (-),

d_{vi} unutarnji promjer sjedišta ventila (referentni promjer) (m).

Shematski prikaz otvora ventila je prikazan Slika 9 .



Slika 9. Shematski prikaz otvora ventila [2]

Koeficijent protoka varira s podizajem ventila i određuje se ispitivanjem strujanja stalnog stanja kroz otvor te predstavlja omjer stvarno izmjerene brzine strujanja mase

kod određene razlike u tlaku i teorijske izentropske brzine strujanja mase za iste granične uvjete [2].

3.1.4. Model ispiranja cilindra

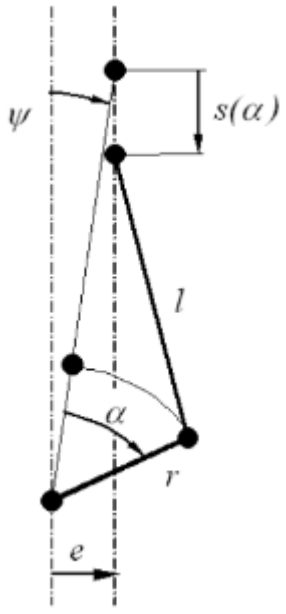
U radu je korišten model savršenog miješanja koji se uobičajeno koristi u analizi četverotaktnih motora. U modelu savršenog miješanja pretpostavlja se da je sastav plinova u cilindru jednak sastavu ispušnih plinova te da je količina energije plinova u cilindru jednaka srednjoj količini energije ispušnih plinova. U ovom slučaju promjena čistoće zraka u odnosu na zakret koljenastog vratila se računa prema formuli:

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{1}{m_c} \cdot (1 - R) \cdot \frac{dm_i}{d\alpha}, \qquad \textbf{(8)}$$

gdje je R (-) čistoća zraka.

3.1.5. Gibanje klipa

Za standarni oblik konstrukcije koljenasto vratilo - klipnjača - klip, gibanje klipa kao funkcija zakreta koljenastog vratila se može opisati prema Slika 10. [2]



Slika 10. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [2]

$$s = (r+l)\cdot\cos\psi - r\cdot\cos(\psi+\alpha) - l\cdot\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\cdot\sin(\psi+\alpha)-\frac{r}{l}\right)^2}, \quad \textbf{(9)}$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right), \quad \textbf{(10)}$$

s udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT (m),

r radijus radilice (m),

l duljina klipnjače (m),

ψ zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke(°KV),

e zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila (m),

a zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku (°KV).

3.1.6. Prijelaz topline

Prijelaz topline u cilindru

Prijelaz topline u cilindru obuhvaća prijenos topline na stijenke cilindra, tj. košuljicu cilindra, glavu cilindra i klip, a računa se prema formuli:

$$Q_{wi} = A_i\cdot\alpha_w\cdot(T_c - T_{wi}), \quad \textbf{(11)}$$

Q_{wi} toplina prenesena na stijenke cilindra (J),

A_i ukupna površina stijenki prostora izgaranja (m^2),

α_w koeficijent prijelaza topline (W/m^2 K),

T_c temperatura plinova u cilindru (K),

T_{wi} temperatura stijenki (K).

Varijacija temperature po uzdužnoj osi cilindra tj. od gornje mrtve točke do donje se uzima u obzir prema formulama:

$$T_L = T_{L,TDC}\cdot\frac{1-e^{-cx}}{x\cdot c}, \quad \textbf{(12)}$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right), \quad \textbf{(13)}$$

T_L temperatura košuljice (K),

$T_{L,TDC}$ temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki (K),

$T_{L,BDC}$ temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki (K),

x relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa) (m).

U simulacijskom programu AVL BOOST^{TM} korišten je Woschni 1978 model za izračun koeficijenta prijelaza topline prema formuli [2]:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{\,0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot \left(p_c - p_{c,0} \right) \right]^{0.8}, \qquad \textbf{(14)}$$

$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_u / c_m$,

$C_2 = 0,00324$ za motore s izravnim ubrizgavanjem,

$C_2 = 0,00622$ za motore s neizravnim ubrizgavanjem,

D promjer cilindra (m),

c_m srednja brzina klipa (m/s),

c_u obodna brzina (m/s),

V_D pomak po cilindru,

$p_{c,0}$ tlak u cilindru gonjenog motora (bar),

$T_{c,1}$ temperatura u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila (K),

$p_{c,1}$ tlak u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila (bar).

Prijelaz topline na otvorima ventila

Tokom procesa izmjene plinova u cilindru nužno je uzeti u obzir i prijelaz topline na usisnim i ispušnim ventilima. Simulacijski alat AVL BOOST^{TM} koristi Zapf modificirani model prijelaza prema sljedećoj formuli:

$$T_d = \left(T_u - T_w \right) \cdot e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{m \cdot c_p} \right)} + T_w \qquad \textbf{(15)}$$

α_p koeficijent prijelaza topline na otvorima (W/m^{2}K),

T_d nizvodna temperatura (K),

T_u uzvodna temperatura (K),

T_w temperatura stijenke otvora (K),

A_w površina otvora (m^2),

m maseni protok (kg/s),

c_p specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku (J/kgK).

Oblikom jednadžbe za koeficijent prijelaza topline α_p definira se mjesto prijelaza topline tj. ispušni ili usisni ventil [2].

3.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra

Silumacijski alat AVL BOOST^{TM} razmatra bježanje smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra uzimajući u obzir efektivnu površinu kroz koje smjesa curi i srednji tlak u karteru. Brzina strujanja mase koja curi iz cilindra se računa prema jednadžbi (6) za koju se efektivna površina strujanja računa prema jednadžbi:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta, \tag{16}$$

A_{eff} efektivna površina strujanja (m^2),

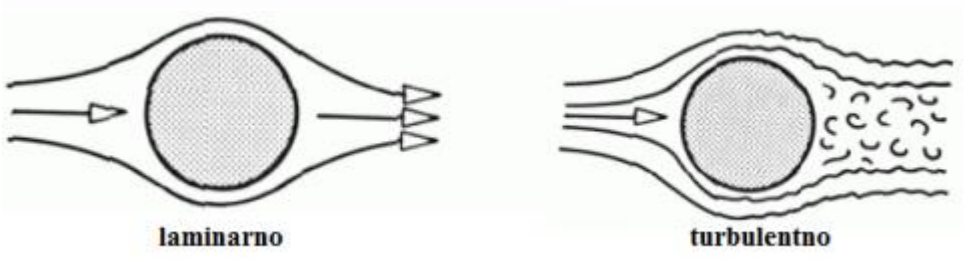
d promjer cilindra (m),

δ veličina zazora kroz koji smjesa curi (m).

Ako je tlak u cilindru veći od srednjeg tlaka u karteru, tlak i temperatura u cilindru predstavljaju uzvodni stagnacijski tlak i temperaturu. Srednji tlak u karteru predstavlja nizvodni statički tlak. Svojstva plina uzeta su prema stanju u cilindru. Plin koji bježi iz cilindra ima isti sadržaj energije kao i plinovi u cilindru. Ako je tlak u cilindru niži od srednjeg tlaka u karteru, tlak u karteru predstavlja uzvodni stagnacijski tlak, a tlak u cilindru predstavlja nizvodni statički tlak. Uzvodna stagnacijska temperatura je jednaka temperaturi na površini klipa. Sastav plinova je jednak sastavu plinova koji su napustili cilindar trenutak prije nego je započeo obrnuti tok u cilindar [2].

3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra

Sva strujanja koja se događaju u prirodi mogu se podijeliti na laminarna i turbulentna strujanja, a shematski su prikazana na Slika 11. Na laminarno strujanje utječe oblik i dimenzija elementa na koji fluid nastrujava dok na turbulentno strujanje utječe i gibanje novostvorenih vrtloga [3].



Slika 11. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [3]

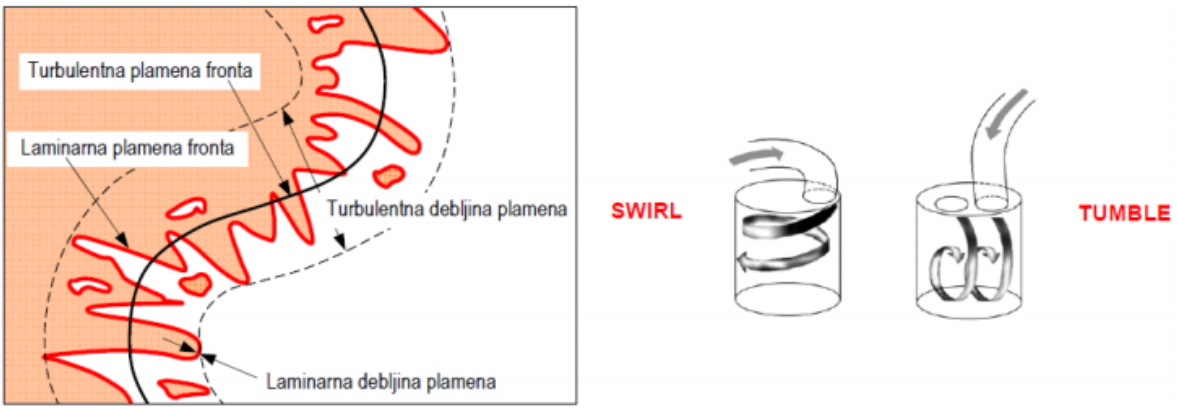
Turbulentno strujanje ili turbulencija je veoma kompleksna fizikalna pojava koja se događa kad je Reynoldsov broj ($Re=UL/v$, gdje su U (m/s) i L (m) karakteristike brzine i duljine strujanja srednjeg toka, a v kinematička viskoznost fluida (Pa·s)) iznad kritične vrijednosti.

Skoro sva strujanja koja se događaju u inženjerskoj praksi su turbulentna: strujanja oko vozila, brodova, aviona, zgrada, mostova pa tako i u motorima s unutarnjim izgaranjem.

Ponašanje turbulentnog strujanja je nasumično i kaotično, a gibanje čestica fluida postaje nemirno čak i za konstantne granične uvjete. Brzina i ostale značajke strujanja variraju nasumično i kaotično [4].

Poznato je da je izgaranje u Ottovom motoru uvelike ovisno o rasprostiranju plamena u cilindru i njegovom površinom (frontom) koja je shematski prikazana na Slika 12 lijevo. Na površinu plamene fronte se može utjecati oblikom prostora izgaranja i položajem svjećice, ali veliki utjecaj imaju i nabori na plamenoj fronti. Nabori na plamenoj fronti ovise o vrtloženju u cilindru koje se u ograničenoj mjeri može kontrolirati ciljanim vrtložnim strujanjem oko uzdužne i poprečne osi cilindra (swirl i tumble). Dodatna prednost ciljanog vrtložnog strujanja je kontrola sastava smjese, dodatni prijenos momenta, topline i mase. Razina turbulencije u cilindru je često određena intenzitetom

turbulencije. Razina turbulencije je ovisna o brzini vrtnje motora, trenutku otvaranja ventila, kompresijskom omjeru te procesima izgaranja [4, 5].

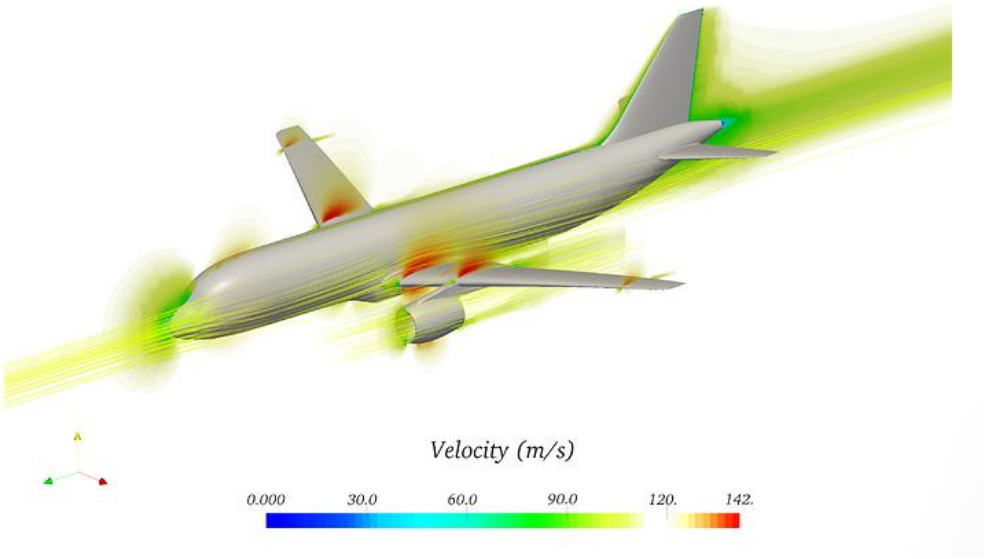


Slika 12. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [5]

Kako vrtlozi u cilindru stvaraju nabore na fronti plamena, tako i povećavaju njezinu površinu što rezultira ubrzavanjem zagrijavanja plinova u cilindru. To znači i brže oslobađanje topline u cilindru, tj. pretvaranje kemijske energije u toplinsku. Kako s porastom brzine vrtnje motora jačaju vrtloženja u cilindru tako se ubrzava oslobađanje topline iako brzina izgaranja ne raste [4].

Provođenje eksperimenata je skup proces koji zahtijeva specijalnu opremu, laboratorij te ljude osposobljene za provođenje eksperimenata. Zbog procesa koji se odvijanju u cilindru, provođenje eksperimenata na radnom ciklusu motora s unutarnjim izgaranjem jako je otežano. S porastom snage računalnih procesora, sve učestalija je upotreba računalnih simulacija. Tokom vremena su se razvili brojni simulacijski alati od kojih je najviše primjenjena CFD metoda konačnih volumena. U praksi se upotrebljavaju i simulacijski alati temeljeni na 0 - dimenzijskoj analizi s kojima se do prihvatljivih rješenja dolazi u kraćem vremenu [5].

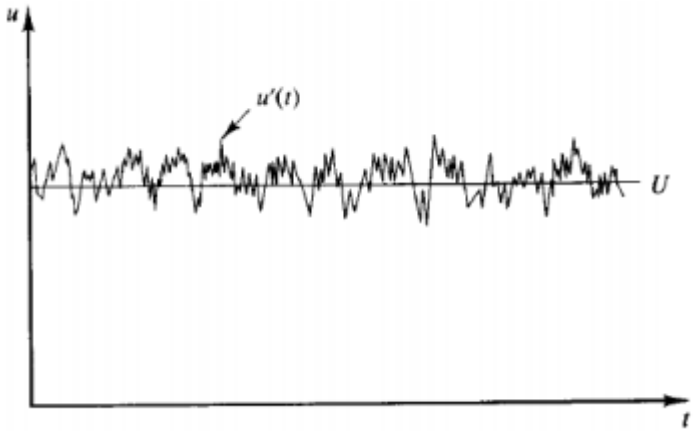
Primjer simulacija strujanja u praksi prikazan je Slika 13.



Slika 13. Prikaz simulacije turbulentnog strujanja [6]

Turbulentno strujanje obično se, prema Reynoldsu koji je prvi opisao dekompoziciju, opisuje kao strujanje stalne srednje vrijednosti brzine U s oscilirajućim vrijednostima brzine u' prema (17) i Slika 14.

$$u(t) = U + u(t)' \tag{17}$$



Slika 14. Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7]

Početne jednadžbe za modeliranje turbulencije su jednadžba kontinuiteta i Navier-Stokes jednadžba za Newtonovski fluid (sile na tijelo su zaneamrene) [4]

$$\rho_{,t} + (\rho \cdot u_i)_{,i} = 0, \tag{18}$$

$$\left(\rho \cdot u_i\right)_{,t} + \left(\rho \cdot u_i \cdot u_j\right)_{,j} = -\mathrm{p}_{,i} + \tau_{ij,j}, \quad \textbf{(19)}$$

ρ gustoća fluida (kg /m3),

u_i trenutna ukupna brzina u i smjeru (m/s),

p tlak (Pa),

τ_{ij} tenzor viskoznog naprezanja (N/m2).

Ako se Reynoldsova dekompozicija primjeni na gornje jednadžbe te ako se oscilacije u gustoći, tlaku i tenzoru viskoznog naprezanja zanemare dobijaju se vremenski osrednjene Navier-Stokesove jednadžbe (Reynolds Aaveraged Navier-Stokes - RANS):

$$\rho_{,t} + \left(\rho \cdot \bar{u}_i\right)_{,i} = 0, \quad \textbf{(20)}$$

$$\left(\rho \cdot \bar{u}_i\right)_{,t} + \left(\rho \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j\right)_{,j} = -\bar{\mathrm{p}}_{,i} + \bar{\tau}_{ij,j} + \rho \cdot \left(\overline{u_i' \cdot u_j'}\right)_{,j}, \quad \textbf{(21)}$$

gdje $\overline{u_i' \cdot u_j'}$ u jednadžbi (21) označava Reynoldsov tenzor naprezanja, a javlja se zbog oscilacija brzine *u'*. Reynoldsov tenzor naprezanja je nepoznanica i za njegovo određivanje se primjenjuju različite metode ovisno o razini aprokismacije (grupa modela viskoznosti vrtloga temeljena na RANS jednadžbama)[4]:

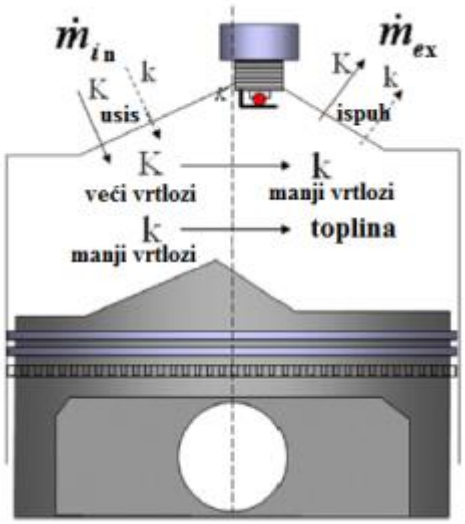
1. Algebarski ili 0 - dimenzijski modeli - modeli koji ne zahtijevaju rješavanje dodatnih jednadžbi. Tenzor naprezanja se odnosi na gradijente brzine i viskoznosti vrtloga.
2. Modeli s jednom jednadžbom - modeli kod kojih se računa transportna jednadžba za jačinu turbulencije (najčešće turbulentnu kinetičku energiju).
3. Modeli s dvije jednadžbe - modeli koji se najviše koriste u inženjerskoj praksi i u kojima su definirana dva skalara koja se transportiraju, npr. turbulentna kinetička energija *k* i disipacija *ε*. Reynoldsov tenzor naprezanja se odnosi na gradijente brzine i viskoznost vrtloga.
4. Modeli Reynoldsovog naprezanja (RSM) - modeli kod kojih se viskoznost vrtloga zanemarila i Reynoldsova naprezanja se direktno računaju koristeći dodatne diferencijalne transportne jednadžbe.

Kod ulaza mase u cilindar povećava se kinetička energija glavnog strujanja što je vidljivo kod pojave većih vrtloga. Kinetička energija glavnog strujanja u cilindru prenosi se s većih vrtloga na manje što znači da sa smanjenjem kinetičke energije

ukupnog strujanja jača turbulentna kinetička energija. Na kraju procesa, energija malih vrtloga se pretvara u toplinu zbog viskoznih sila. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge te otpuštanje topline je nepovratan proces i naziva se energijski kaskadni fenomen. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge je definirano stvaranjem turbulentne kinetičke energije, a otpuštanje topline uzrokovano efektima viskoznosti je definirano brzinom disipacije turbulentne kinetičke energije. Kod izlaza mase iz cilindra smanjuje s kinetička energija ukupnog strujanja i turbulentna kinetička energija [4].

3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije K-k

Model turbulencije $K-k$ temelji se na prethodno opisanom energijskom kaskadnom fenomenu čiji je proces u cilindru shematski prikazan na Slika 15.



Slika 15. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [8]

U svakom trenutku ciklusa, mogu se izračunati srednja brzina strujanja U i oscilirajuća vrijednost brzine strujanja u' koja se još naziva i intenzitet turbulencije, poznavajući izraze za kinetičku energiju glavnog strujanja K (m^2/s^2) i turbulentnu kinetičku energiju k (m^2/s^2). Izrazi koji povezuju navedene veličine su [1, 9]:

$$K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2, \tag{22}$$

$$k = \frac{3}{2} \cdot m \cdot \left(u'\right)^2, \tag{23}$$

gdje je *m* (kg) masa unutar cilindra. Faktor 3 u jednadžbi (23) se javlja iz pretpostavke da su turbulentni mali vrtlozi izotropni te se uzimaju u obzir oscilacije u sva tri smjera.

Prema tome, vremenska promjena srednje kinetičke energije *K* i turbulentne kinetičke energije *k* je prikazana jednadžbama [1, 9]:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{in} \cdot u_{in}^2 - P + K \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + K \cdot \frac{\dot{\rho}_{UZ}}{\rho}, \quad \textbf{(24)}$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m \cdot \varepsilon + k \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + k \cdot \frac{\dot{\rho}_{UZ}}{\rho}, \quad \textbf{(25)}$$

$\dot{m}_{in}$ maseni protok koji ulazi u cilindar (kg/h) (in = intake, usis),

$\dot{m}_{ex}$ maseni protok koji izlazi iz cilindra (kg/h) (ex = exhaust, ispuh),

u_{in} srednja brzina strujanja na usisnom ventilu (m/s),

P produkcija turbulentne kinetičke energije (kg/(ms^3)).

Produkcija turbulentne kinetičke energije *P* je složena funkcija lokalnih svojstava strujanja u cilindru. Kako ovaj model ne uzima u obzir prostornu različitost svojstava strujanja, *P* se mora računati iz vrijednosti srednjeg strujanja. Pretpostavlja se kako je produkcija u cilindru jednaka produkciji turbulencije u turbulentnom graničnom sloju kod strujanja preko ravne ploče. Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije se računaju prema [9, 10]:

$$P = 0{,}3307 \cdot c_m \cdot \left(\frac{K}{L_1} \right) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \textbf{(26)}$$

$$\varepsilon = \frac{(u')^3}{L_{scl}} = \frac{(2k/3m)^{3/2}}{L_{scl}}, \quad \textbf{(27)}$$

L_{scl} integralna duljina vrtloga (m),

c_t podesiva konstanta modela (-).

Razvoj intenziteta turbulencije i općenito turbulencije tijekom procesa izgaranja ovisan je o očuvanju zakretnog momenta za stvaranje vrtloga većih dimenzija. Preko modela turbulencije se postavljaju inicijalni uvjeti i svojstva za početak izgaranja. Nakon što izgaranje počne, produkcija turbulentne kinetičke energije se nastavlja računati prema izrazu (24). Pretpostavlja se da je iznos *P* u izrazu (25) jednak nuli. Kad proces izgaranja završi, intenzitet turbulencije izračunat prema očuvanju vrtložnog zakretnog

momenta postaje inicijalna vrijednost za ostatak ciklusa te je nastavljen izračun prema modelu turbulencije [9].

3.2.2. Proračunski podmodel turbulencije k - ε

Standardni $k-\varepsilon$ model turbulencije temelji se na dvije transportne jednadžbe, jedna za turbulentnu kinetičku enerrgiju k (m^2/s^2) i druga za disipaciju ε (m^2/s^2). Ako se jednadžba (21) oduzme od (19), pomnoži s u' i vremenski osrednji moguće je napisati transportnu jednadžbu za turbulentnu kinetičku energiju:

$$\left(\rho\cdot k\right)_{,t}+\left(\rho\cdot k\cdot u_i\right)_{,i}=-\rho\cdot\overline{u_i\cdot u_j}\cdot u_{ij}-\rho\cdot\left(\frac{\overline{u_i^{'}\cdot u_i^{'}\cdot u_j^{'}}}{2}\right)_{,j}-\overline{p_{,j}^{'}\cdot u_i^{'}}+\overline{\left(\tau_{ij}^{'}\cdot u_i^{'}\right)}_{,j}-$$
$$-\overline{\tau_{ij}^{'}\cdot u_{i,j}^{'}}. \qquad \textbf{(28)}$$

Prvi član na desnoj strani gornje jednadžbe predstavlja produkciju turbulentne kinetičke energije, drugi član molekularnu difuziju, treči i četvrti članovi promjenu u turbulentnoj kinetičkoj energiji uslijed pulzacija tlaka i viskoznog naprezanja (što se može zanemariti) te posljednji član disipaciju turbulentne kinetičke energije. Uvođenjem produkcijskog izraza P te izraza za disipaciju turbulentne kinetičke energije ε pojednostavljuje se gornja jednadžba prema jednadžbi (31) [4]:

$$P=-\rho\cdot\overline{u_i\cdot u_j}\cdot u_{ij}=\mu_t\cdot\left(u_{i,j}+u_{j,i}\right)\cdot u_{i,j}-\frac{2}{3}\cdot\delta_{ij}\cdot\left(\mu_t\cdot u_{k,k}^2+\rho\cdot k\cdot u_{k,k}\right), \qquad \textbf{(29)}$$

$$\varepsilon=\frac{\overline{\tau_{ij}^{'}\cdot u_{i,j}^{'}}}{\rho}, \qquad \textbf{(30)}$$

$$\left(\rho\cdot k\right)_{,t}+\left(\rho\cdot k\cdot u_i\right)_{,i}=\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k}\cdot k_i\right)_{,i}+P-\rho\cdot\varepsilon, \qquad \textbf{(31)}$$

μ_t kinematička viskoznost vrtloga (Pa·s),

δ_{ij} Kroneckerov delta simbol (-),

$k=\frac{1}{2}\overline{u_i^{'}u_i^{'}}$ turbulentna kinetička energija,

$\sigma_k=1,0$ Prandtlov broj (-).

Prvi član s desne strane jednadžbe (29) predstavlja smična naprezanja, a drugi član efekt dilatacije na turbulentnu kinetičku energiju.

Transportna jednadžba za disipaciju ε se derivira prema istom postupku kako je prikazano za turbulentnu kinetičku energiju [4]:

$$\left(\rho\cdot\varepsilon\right)_{,t}+\left(\rho\cdot\varepsilon\cdot u_i\right)_{,i}=\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\cdot\varepsilon_i\right)_{,i}+\left(C_1\cdot\frac{\varepsilon}{k}\cdot P+C_3\cdot\rho\cdot\varepsilon\cdot u_{i,i}\right)-C_2\cdot\rho\cdot\frac{\varepsilon^2}{k}, \qquad \textbf{(32)}$$

$\sigma_\varepsilon=1,3$ Prandtlov broj (-),

$C_1=1,44; C_2=1,92; C_3=-0,373$ konstante modela.

Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije su uvijek povezane, što znači da je disipacija ε veća ako je vrijednost turbulentne kinetičke energije k veća. Jednadžbe (31) i (32) predstavljaju dvije transportne jednadžbe standardnog $k-\varepsilon$ modela turbulencije. Kako bi se multi-dimenzijske trasportne jednadžbe modela turbulencije pretvorile u 0-D transportne jednadžbe pretpostavlja se homogeno i izotropno strujanje te se zanemaruju članovi jednadžbi (31) i (32) - zadnji s lijeve i prvi s desne strane, koji se odnose na procese konvekcije i difuzije. Pretpostavlja se divergencija ukupne brzine za cilindar [4]:

$$S_{i,j}^{tot}=u_{i,j}^{tot}=-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{d\rho}{dt} \qquad \textbf{(33)}$$

Uzimajući u obzir postojanje ravnoteže između produkcije i disipacije turbulentne kinetičke energije jednadžbama (31) i (32) dodaje se član difuzije između izgorene i ne izgorene mase te uvrštavanjem konstanti modela C_1 i C_3 dobivaju se transportne jednadžbe 0-D modela turbulencije s podesivom konstantom C_2:

$$\frac{dk}{dt}=\frac{2}{3}\cdot\frac{k}{\rho}\cdot\frac{d\rho}{dt}-\frac{2}{3}\cdot\frac{k}{v}\cdot\frac{dv}{dt}-\varepsilon, \qquad \textbf{(34)}$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt}=\frac{4}{3}\cdot\frac{\varepsilon}{\rho}\cdot\frac{d\rho}{dt}+\frac{5}{12}\cdot\frac{\varepsilon}{v}\cdot\frac{dv}{dt}-C_2\cdot\frac{\varepsilon^2}{k}, \qquad \textbf{(35)}$$

gdje je v (m^2/s) kinematička viskoznost mješavine u cilindru.

Jednadžbe se mogu pojednostavljeno opisati kao:

brzina promjene = produkcija + difuzija – disipacija

Pretvaranjem multi-dimenzijskih jednadžbi u 0-D jednadžbe modela turbulencije zanemaruju se sljedeće značajke [10]:

- konvektivna promjena turbulentne kinetičke energije i njene disipacije,
- efekt smičnih naprezanja u produkcijskim članovima k i ε.

3.2.3. Proračunski podmodel turbulencije K - k - ε

Ovaj model turbulencije dobije se kombiniranjem *K–k* i *k-ε* modela preko tri diferencijalne jednadžbe [11]:

$$\frac{d(mK)}{dt} = C_{in}(1-\alpha_{in})E_{in} + K\dot{m}_{out} - P_k, \quad \textbf{(36)}$$

$$\frac{d(mk)}{dt} = C_{in}\alpha_{in}E_{in} + k\dot{m}_{out} + P_k + C_{tumb}T - m\varepsilon, \quad \textbf{(37)}$$

$$\frac{d(m\varepsilon)}{dt} = C_{in}E_{in}\frac{\sqrt{k}}{L_g} + \varepsilon\dot{m}_{out} + P_\varepsilon + C_{tumb}T\frac{\sqrt{k}}{L_g} - 1.92\frac{m\varepsilon^2}{k}. \quad \textbf{(38)}$$

Prvi izraz na desnoj strani svake jednadžbe opisuje svaku od vrijednosti nastalu zbog mase koja ulazi u cilindar.

Veličina E_{in} izračunava se prema izrazu

$$E_{in} = (1-C_T)\frac{1}{2}\dot{m}_{in}v_{in}^2 \quad \textbf{(39)}$$

gdje se $\dot{m}_{in}$ i v_{in} maseni protok i izentropska brzina protoka u cilindar. C_t je tumble koeficijent povezan s ventilima, tipično mjeren na stalnom protoku kao funkcija podizaja ventila i predviđen kao ulaz u 0-D model. Tumble koeficijent daje mjeru ulazne energije koja se prenosi na tumble macro vrtlog i ima vrijednost u rasponu od 0 do 1 [11].

Veličina L_g dobije se prema jednadžbi (40) i predstavlja geometrijsku integralnu duljinu turbulentnih vrtloga.

$$L_g = C_{len}\cdot\min(s, 0.5B), \quad \textbf{(40)}$$

B promjer cilindra (m),

s hod klipa (m).

Parametar C_{len} iznosi 0,19 C_3 i podešava vrijednost integralne duljine turbulentnih vrtloga. Koeficijent α_{in} pokazuje udio energije koja ulazi izravno u cilindar kao turbulencija i nije izazvana kaskadnim procesom, a postavljen je na fiksnu vrijednost od 0,1. Pokušava modelirati turbulenciju nastalu u cilindru čim otvaranje ventila izazove značajan protok. Parametar C_{in} iznosi 0,18 C_1 i koristi se za izračun stvarnih brzina protoka kroz ventile, koje nisu jednake izentropskim vrijednostima. C_1 je konstanta koja se može koristiti za podešavanje izvora ulaznog protoka. Povratak ispuha u cilindar koji

je uključen u izvor ulaznog dotoka obično traje kraće od usisnog protoka. Uz to taj vrlo brz povratni protok se uglavnom javlja lokalno u cilindru. Taj lokalni izvor energije i njegova vrlo visoka disipacija mogu se vrlo dobro riješiti pomoći 3D-CFD. Zbog toga što se javlja samo lokalno čini mali doprinos vrijednostima energije koje su prosječne unutar cilindra. Međutim 0-D model zahtjeva prostornu rezoluciju za snimanje lokalnih učinaka, te je stoga energija koja ulazi u cilindar iz ispuha drugačije umanjena da bi se uzeli u obzir učinci lokalizacije. Ispalo je da model daje odgovarajuće rezultate ako se konstanta C_1 postavi na vrijednost 0,3 [11].

Drugi izraz u jednadžbama opisuje energiju koja izlazi kroz ventile gdje je $\dot{m}_{out}$ maseni protok koji izlazi iz cilindra.

Izrazi P_k i P_ε modeliraju nastajanje turbulentne kinetičke energije i brzinu disipacije iz velikih tokova procesom energetske kaskade. Ti se izrazi izračunavaju prema:

$$P_k = C_{\beta vT}\frac{2mK}{L_g^2} - \frac{2}{3}mk\left(\frac{\dot{\rho}}{\rho}\right) - \frac{2}{3}m\nu_T\left(\frac{\dot{\rho}}{\rho}\right)^2, \qquad \textbf{(41)}$$

$$P_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{k}\left[5.76C_{\beta vT}\frac{mK}{L_g^2} - 2mk\left(\frac{\dot{\rho}}{\rho}\right) - \frac{2.64}{3}m\nu_T\left(\frac{\dot{\rho}}{\rho}\right)^2\right], \qquad \textbf{(42)}$$

$\nu_T = \dfrac{C_\mu k^2}{\varepsilon}$ turbulentna viskoznost (C_μ=0,09 je standardna konstanta k-ε modela),

$\rho \;\; i \;\; \dot{\rho}$ gustoća i brzina promjene gustoće smjese u cilindru,

$C_\beta = 0,38$ C_2 parametar modela.

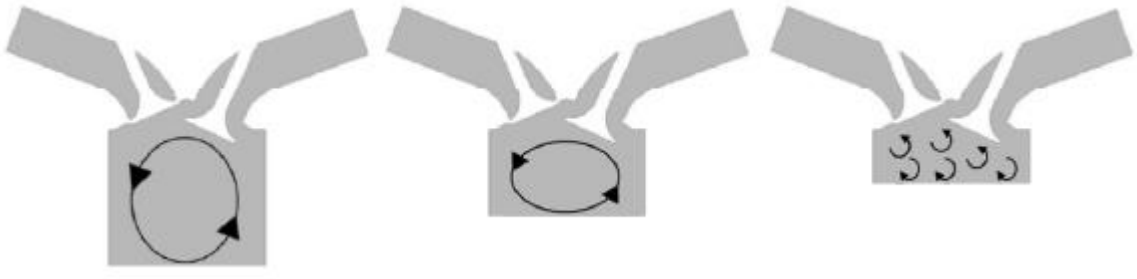
Izrazi (41) i (42) dobiveni su na temelju takvih izraza za kompresibilne protoke u k-ε modelu.

Konstante s oznakom T pokazuju nastajanje turbulencije do raspadanja tumble makro vrtloga za vrijeme takta kompresije, a C_{tumb} je konstanta kojom se podešava intenzitet tog procesa.

Srednja kinetička energija se pretvara u turbulentnu kinetičku energiju preko izraza za turbulentnu disipaciju P_k, turbulentna kinetička energija se pretvara u toplinu preko izraza za viskoznu disipaciju m_ε i disipacija turbulentne brzine disipacije dana je

izrazom $1,92m\varepsilon^2 / k$. Konstanta 1,92 je preuzeta iz jednadžbi k-ε modela za stlačive protoke [11].

Rotacijska komponenta srednjeg protoka, odnosno tumble, modelirana je kao jedan makro vrtlog koji se podvrgava rastezanju i tlačenju tokom taktova usisa i kompresije i konačno je uništen nastankom turbulencije. Nastanak vrtloga turbulencije prikazan je Slika 16.



Slika 16. Ilustracija nastanka makro vrtloga [11]

Njegov nastanak opisan je jednadžbom za njegov zakretni moment $L = mr_t^2\omega$ danom kao

$$\frac{dL}{dt} = \dot{L}_{in} + \dot{L}_{out} - Lf\left(s/b\right)\frac{\sqrt{k}}{r_t}. \quad \textbf{(43)}$$

Prvi izraz na desnoj strani predstavlja nastanak tumble vrtloga od ulazne smjese i definiran je kao

$$\dot{L}_{in} = C_T \dot{m}_{in} \left|v_{in}\right| r_t, \quad \textbf{(44)}$$

gdje je r_t radijus tumble makro vrtloga i definiran je kao

$$r_t = \frac{1}{4}\sqrt{B^2 + s^2}. \quad \textbf{(45)}$$

Drugi izraz predstavlja protok iz cilindra i definiran je kao

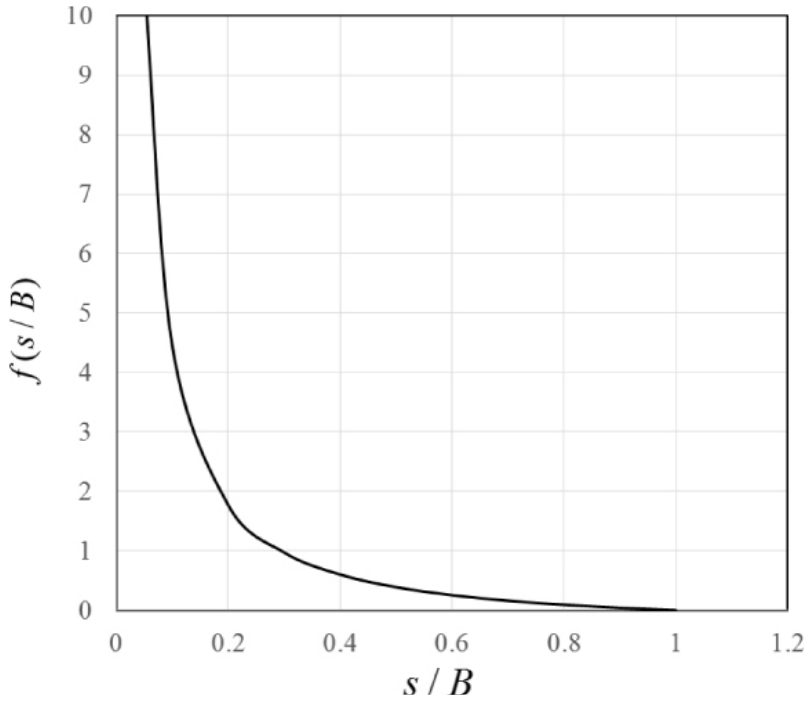
$$\dot{L}_{out} = \dot{m}_{out} \mathrm{r}_t^2\, \omega, \quad \textbf{(46)}$$

gdje je ω kutna brzina tumble makro vrtloga.

Treći izraz objašnjava propadanje tumble vrtloga tokom kompresije i njegovo pretvaranje u turbulenciju u blizini GMT. Raspad je proporcionalan razini turbulencije u cilindru i određuje se izrazom

$$f\left(s/B\right)\sqrt{k}/r_t. \quad \textbf{(47)}$$

Ovaj izraz nastoji intenzivitirati propadanje tumble vrloga kako se klip približava GMT. Funkcija raspada tumble vrtloga $f\left(s/\mathrm{B}\right)$ prikazana je je dijagramom na Slika 17 [11].



Slika 17. Funkcija tumble raspada [11]

Doprinos raspada tumble vrtloga turbulenciji dan je izrazom

$$T=\frac{1}{2}L\omega f\left(s/B\right)\frac{\sqrt{k}}{r_t}. \quad \textbf{(48)}$$

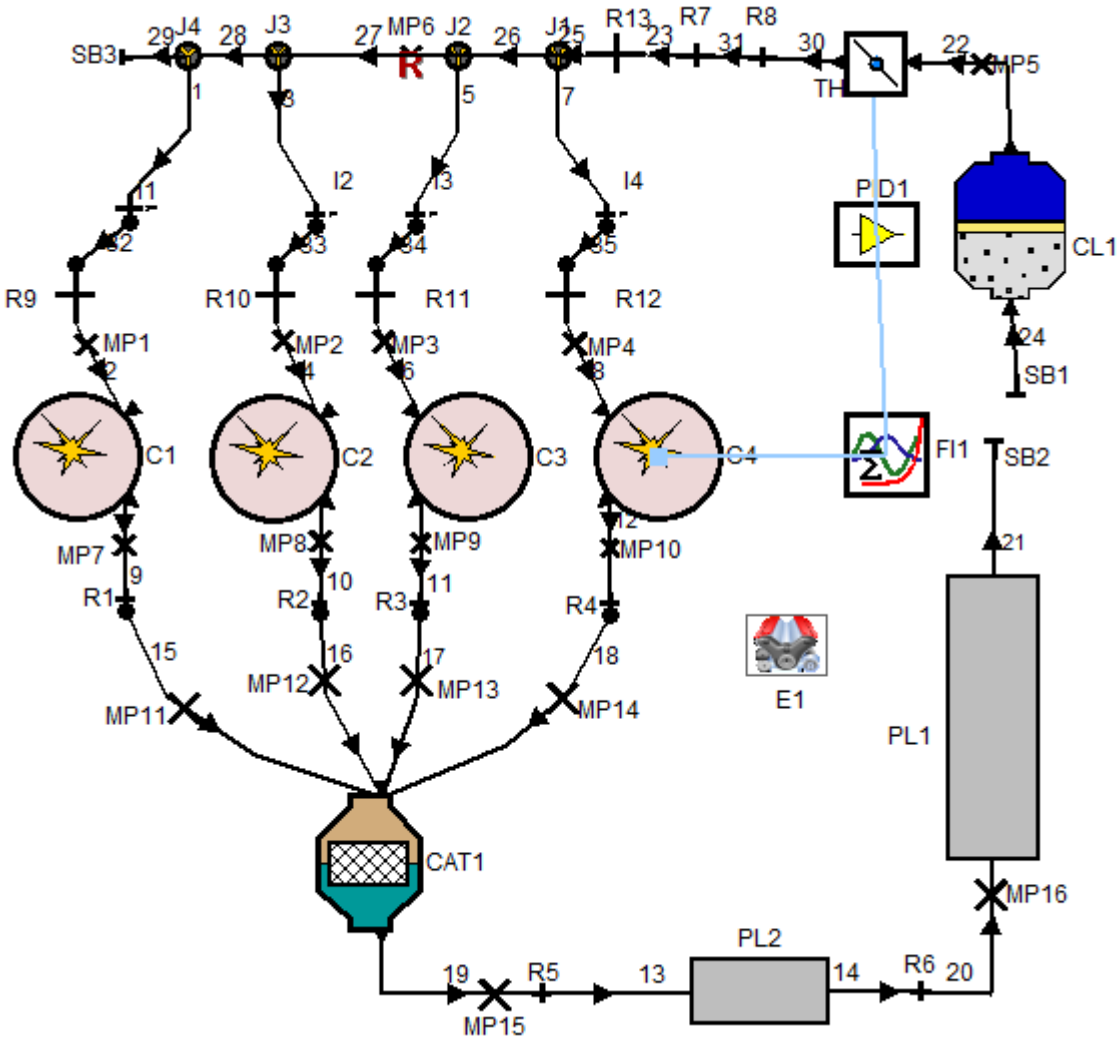
Konačno, budući da su i turbulentna kinetička energija i brzina disipacije izvedeni u predloženom modelu, napredak integralne duljine vrtloga tokom vremena može se lako dobiti sljedećim izrazom [11]

$$l=C_\mu^{3/4}\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}. \quad \textbf{(49)}$$

Taj model može se kalibrirati tako da odgovara 3D-CFD rezultatima podešavanjem konstatnti C_1, C_2, C_3 i $C_{tumb.}$

4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA

Simulacijski model motora izrađen u programskom paketu AVL Boost^{TM} prikazan je na Slika 18.



Slika 18. Simulacijski model motora

Atmosferski zrak prolazi kroz filter zraka te zaklopku nakon čega mu se u usisnoj grani preko brizgaljki za svaki svaki cilindar dodaje gorivo. Nakon izgaranja smjese u cilindru ispušni plinovi preko katalizatora i ispuha odlaze u atmosferu. Zaklopka je upravljana preko PID kontrolera koji na temelju tlaka u cilindru šalje impuls kojim se regulira otvorenost zaklopke. Za opis trenja u motoru odabran je Patton, Nitsche, Heywood model trenja.

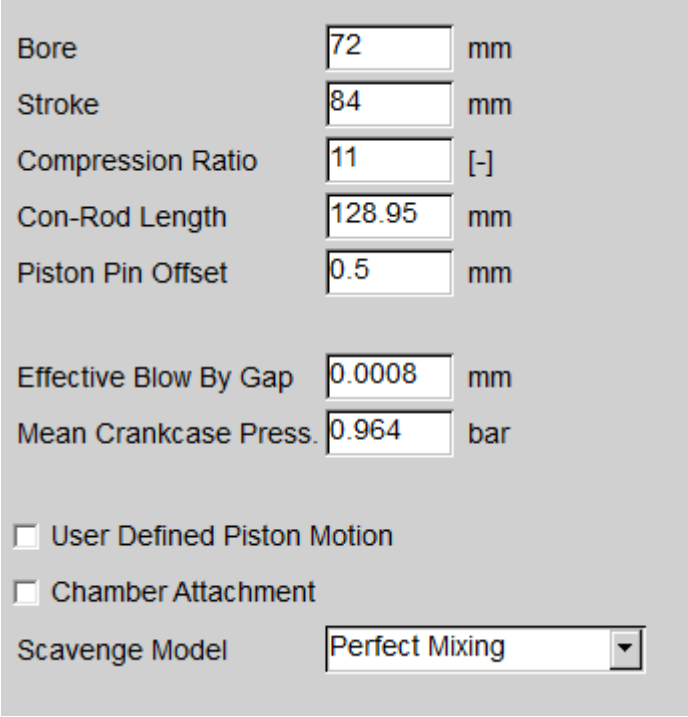
4.1. Elementi modela

4.1.1. Rubni uvjeti

Polazeći od ulazne granice sustava koje je u grafičkom modelu označena slovima SB (eng. *System boundary*) definira se stanje okoliša, tj. rubne uvjete koji su postavljeni na 0,97 bara i 22 °C budući da su takvi uvjeti bili tokom eksperimentalnog mjerenja podataka na analiziranom motoru. Cijevi su označene brojevima, a podaci koji ih definiraju su promjer i duljina, laminarni i turbulentni koeficijenti trenja strujanja, te faktor prijenosa topline i temperaturu stijenke za proračunski model prijenosa topline kroz stijenku.

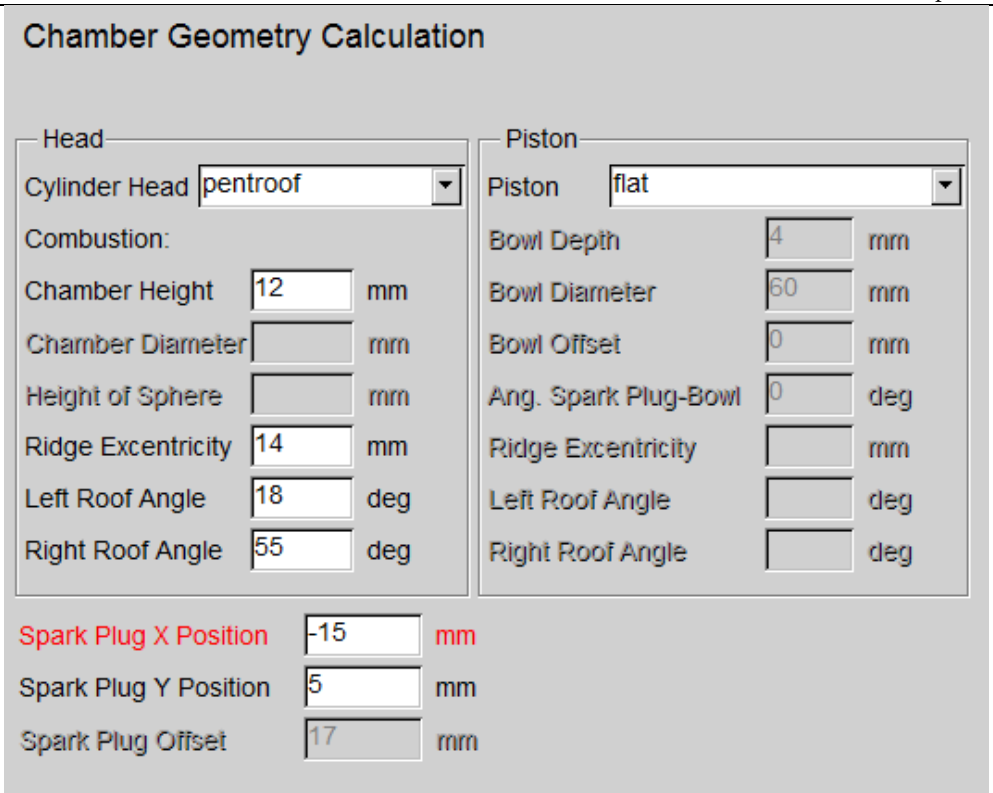
4.1.2. Cilindar

Podaci kojima je definirana geometrija cilindra i osnovni uvjeti u njemu prikazani su na Slika 19.



Slika 19. Osnovni podaci kojima je definiran cilindar

Uz to definirana je geometrija glave cilindra i klip te položaj svjećice u cilindru, a ti su podaci prikazani na Slika 20.



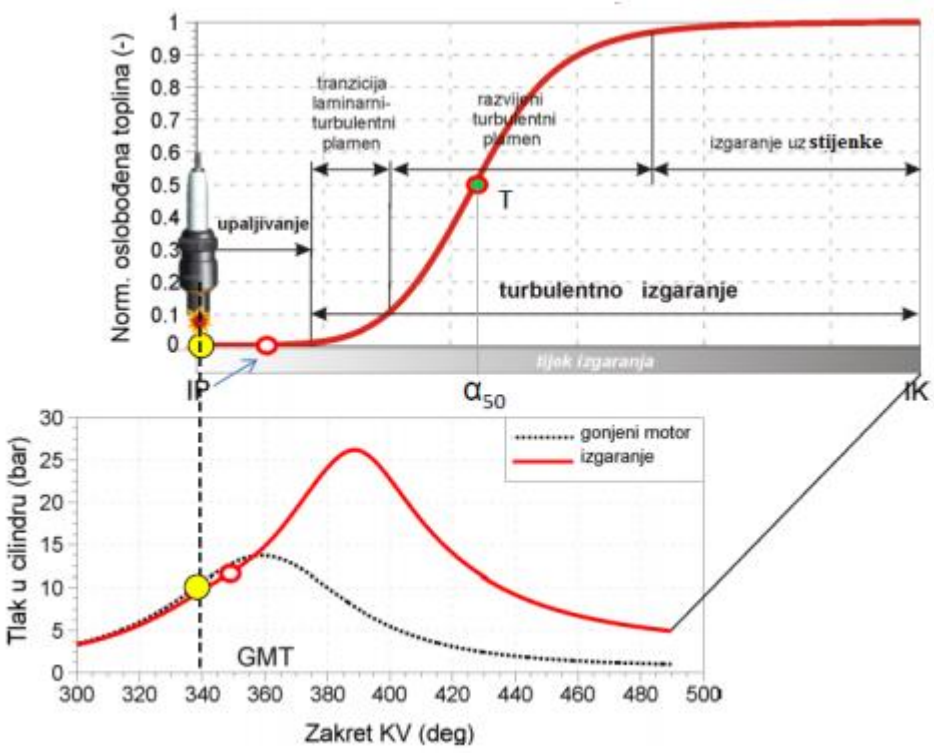
Slika 20. Definiranje oblika glave i klipa

Sljedeća vrlo bitna stvar je odabir modela izgaranja, a tokom izrade ovog rada korišten je model praćenja plamena – FTM.

4.1.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem

Izgaranje u motoru je vrlo složen proces koji uključuje različite pojave kao što su oblik električnog luka na svjećici, kemija oksidacije goriva, toplinski gubici u složenoj geometriji te turbulencija. Navedene pojave se različito ponašaju pri različitim uvjetima rada motora. Izgaranje je proces u kojem se kemijska energija goriva pretvara u unutarnju energiju izgorenih plinova koji ekspandiraju i na taj način prenose gibanje na klip i koljenasto vratilo. Proces izgaranja motora sa svjećicom se može podijeliti na 4 glavne faze, a prikazane suSlika 21:

- zakašnjenje paljenja ili upaljivanje,
- tranzicija iz laminarnog u turbulentni plamen,
- razvijeni turbulentni plamen,
- izgaranje uz stijenke.



Slika 21. Faze izgaranja u cilindru [10]

Izgaranje započinje preskakanjem iskre na svjećici koje se događa u točno određenom trenutku (Spark Timing). Kod stehiometrijske smjese benzina i zraka energija iskre potrebna za sigurno upaljivanje iznosi 0,2 mJ, dok je poreban električni napon na elektrodama svjećice najmanje 12 kV (u automobilskim motorima iznos napona na elektrodama svjećice je i preko 30 kV). Energija smjese koja se zapali u neposrednoj okolini iskre mora biti dovoljno velika da se nastavi rasprostiranje plamena u nezapaljenoj smjesi. Time je postavljena gornja granica faktora zraka λ (-) jer se kod premale količine goriva u zraku plamen gasi. Najranija točka paljenja je ograničena pojavom detonantnog izgaranja. Početak izgaranja najčešće kasni za trenutkom preskakanja iskre na svjećici i ova faza se zove zakašnjenje paljenja u kojoj se oslobađa jako mala količina topline. U toj fazi se formira jezgra plamena od koje izgaranje postupno teče dalje. Zakašnjenje paljenja ovisi o oktanskom broju, o omjeru goriva i zraka te o temperaturi i tlaku na kraju kompresije. Što je zakašnjenje paljenja kraće to je veća opasnost od pojave samozapaljenja i detonantnog izgaranja [5].

Nakon preskakanja iskre na svjećici i formiranja jezgre plamena do veličine 5 - 6 mm, uslijed jakog strujanja u podrucju svjećice, pomiče se središte jezgre plamena, plamena fronta se sve više deformira i naborava što povećava njenu površinu. Kao posljedica

toga povećava se brzina izgaranja. Plamena fronta se širi radijalno iz vlastitog centra prema stijenkama.

Izgaranje uz stijenke je usporeno zbog malog utjecaja turbulencije, otežanog širenja fronte plamena i lokalnog gašenja plamena [4].

4.1.3.1. Model praćenja plamena – FTM

Model praćenja plamena, FTM (Flame Tracking Model) je kvazi-dimenzijski model izgaranja koji predviđa brzinu oslobađanja topline u Ottovim motorima. Razvoj fronte plamena je opisan preko brzine plamena koja je pod utjecajem turbulentnog izgaranja i ekspanzije izgorjelih plinova. Definirane su sljedeće pretpostavke modela [12]:

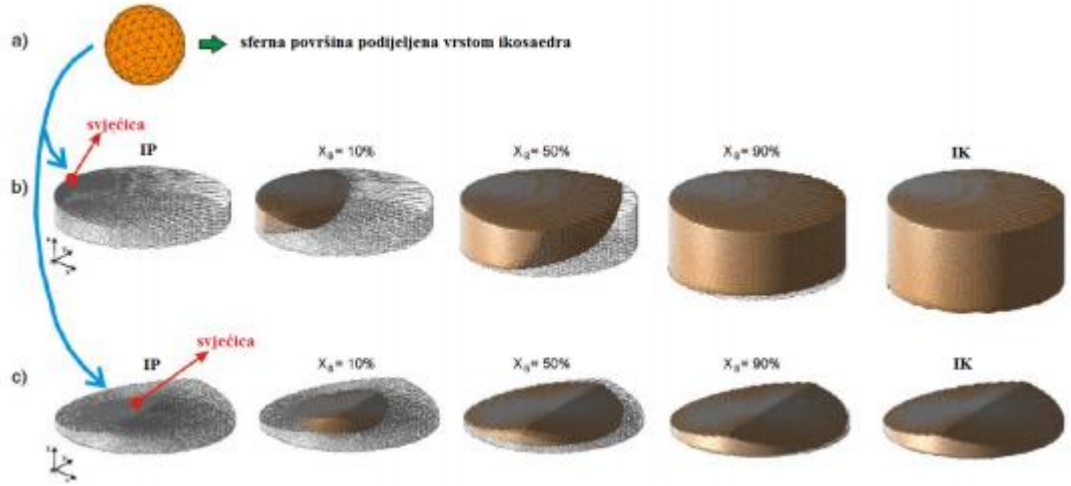
- jedinstvena vrijednost tlaka u cijelom prostoru izgaranja,
- smjesa u cilindru je podijeljena na izgorjelu i neizgorjelu zonu koje su odvojene beskonačno tankom frontom plamena,
- fronta plamena je opisana s određenim brojem točaka plamena koje opisuju trokute fronte plamena. Broj točaka plamena i njihova raspodjela je konstantna tijekom izgaranja,
- gibanje točke plamena je definirano samo u radijalnom smjeru, tj. iz središta plamena prema stijenci cilindra, a uzrokovano je turbulentnim izgaranjem i širenjem izgorjelih plinova,
- svaka točka plamena utječe na izgaranje sve dok ne dosegne do stijenke cilindra,
- stijenke cilindra spriječavaju pojavu većih turbulentnih vrtloga zbog čega dolazi do opadanja lokalne brzine izgaranja.

Kako brzina izgaranja ovisi o značajkama turbulencije u cilindru, točno modeliranje turbulencije je jako važno. Model praćenja plamena se može koristiti upareno s K – k, k – ε ili K – k - ε podmodelima turbulencije te s podmodelom detontantnog izgaranja. Za model su od velikog značaja parametri [12]:

- geometrija prostora izgaranja i položaj svjećice,
- sastav smjese u cilindru,
- razina turbulencije,
- utjecaj stijenki cilindra na lokalnu razinu turbulenciju i brzinu izgaranja.

Opis geometrije fronte plamena i prostora izgaranja

Geometrija prostora izgaranja je opisana s maksimalnim projiciranjem zraka plamena (najdulji put) u radijalnom smjeru iz središta plamena. Ishodište zraka, tj. središte plamena odgovara položaju svjećice. Ukupan broj i raspodjela točaka plamena je definirana sfernom površinom koja je podijeljenja oblikom ikosaedara, tj. na jednakostranične trokute, kako se vidi na Slika 22 a. Prije početka izgaranja geometrija sfere je translatirana u 3-D koordinatni sustav gdje se računaju najdulji putovi gibanja za svaku zraku plamena. Najveći putovi gibanja za zrake koje su usmjerene prema klipu se mijenjaju kako se klip giba. Ako se povežu svi maksimalni putovi za sve točke plamena za različite zakrete KV, može se prikazati oblik prostora izgaranja kao što je prikazano na Slika 22 b i c (rešetkasto) za različite oblike glave cilindra.



Slika 22. Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM. Pod a) sferna površina plamena. Pod b) i c) širenje izgorjele zone za razlicit oblik glave motora [12]

Istom metodom, ako se prikažu prethodne i trenutne točke plamena u određenom trenutku preko rešetkastog prikaza geometrije, može se prikazati širenje izgorjele zone kao što je prikazano na Slika 22 b i c (smeđa boja).

Izračun turbulentne brzine izgaranja

Za izračun turbulentne brzine izgaranja FTM koristi projekcije naborane fronte plamena na normalne pravce koji propagiraju turbulentnom brzinom plamena. U teoriji izgaranja postoji puno korelacija izmedu laminarne S_L i turbulentne S_T brzine plamena. U FTM ova korelacija se računa prema izrazu [12]:

$$S_{T,i} = S_L \cdot \max\left[1, \left(-4{,}37 + 1{,}13 \cdot \left(\frac{u_i'}{S_L}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{S_L \cdot l_i}{\nu}\right)^{1/4}\right)\right], \quad \textbf{(50)}$$

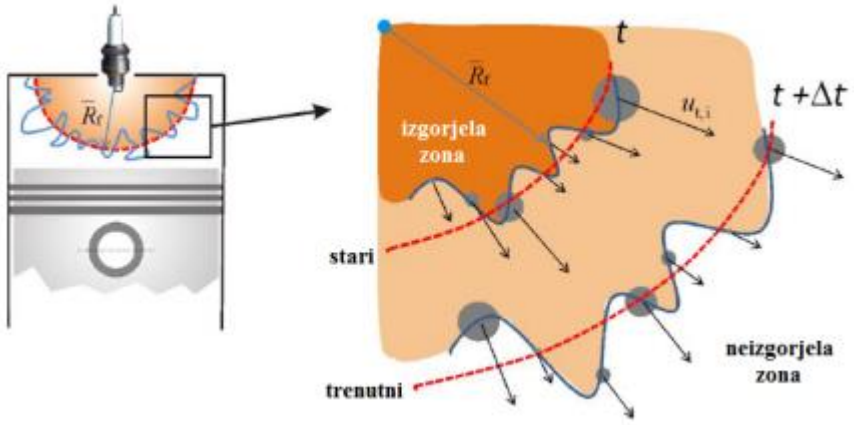
gdje su $S_{T,i}$ (m/s) turbulentna brzina plamena, u'_i (m/s) pulzacija brzine, tj. intenzitet turbulencije i l_i (m) integralna duljina i-te točke plamena. Intenzitet turbulencije se računa iz turbulentne kinetičke energije za svaku točku plamena. Ukupna brzina izgaranja se računa kao suma brzina izgaranja za sve trokute površine plamena prema izrazu:

$$\frac{dm_{BZ}}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{tr}}\left[\rho_{UZ} \cdot \sum_{i=1}^{3}\left(\frac{1}{N_{j,akt}} \cdot A_{norm,j} \cdot S_{T,i}\right)\right], \quad \textbf{(51)}$$

gdje je $N_{j,akt}$ (-) broj aktivnih točaka na svakom trokutu površine plamena, N_{tr} (-) broj trokuta površine plamena, $A_{norm,j}$ (m^2) je površina trokuta u normalnom smjeru. Površina trokuta $A_{norm,j}$ se računa preko trenutnog radijusa položaja središta trokuta R_j (m) i odgovarajućeg kuta Ω_j (rad) prema izrazu ispod. Karakteristične veličine izračuna $A_{norm,j}$ su prikazane na Slika 24 lijevo.

$$A_{norm,j} = R_j^2 \cdot \Omega_j. \quad \textbf{(52)}$$

Jednom kad se odredi brzina izgaranja, svaka točka plamena se pomiče u radijalnom smjeru što je prikazano na Slika 23.



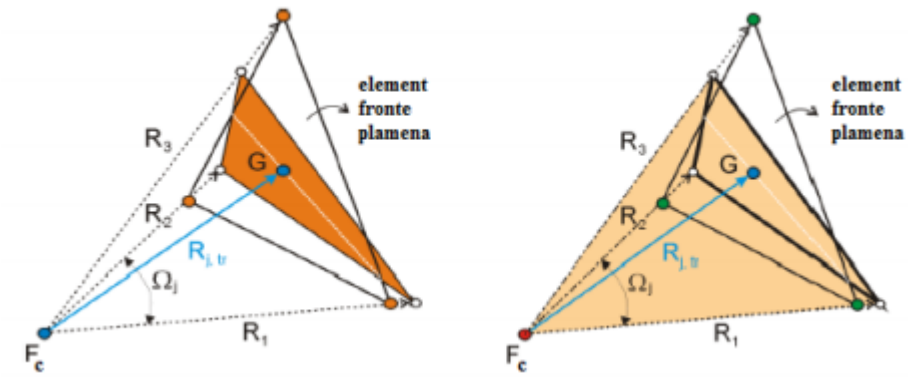
Slika 23. Širenje plamene fronte u FTM [12]

Ekspanzija plinova izgaranja

Trenutni položaj točki trokuta plamene fronte i središte plamena definiraju tetraedre koji zapravo opisuju volumen izgorjele zone kako je prikazano na Slika 24 desno. Ukupni volumen izgorjele zone je suma volumena svih tetraedra prema izrazu [13]:

$$V_{BZ} = \sum_{j=1}^{N_{tr}} V_j = \frac{1}{3} \cdot \sum_{j=1}^{N_{tr}} R_j^3 \cdot \Omega_j . \qquad \textbf{(53)}$$

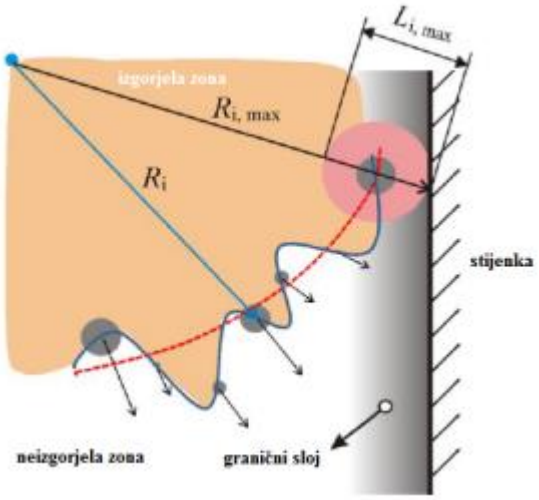
Modificira se radijus plamena kako bi volumen izračunat prema (53) odgovarao volumenu izgorjele smjese izračunatom preko plinske jednadžbe.



Slika 24. Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM

Izgaranje uz stijenke

Općenito, stijenke usporavaju gibanje izgorjele i neizgorjele zone smjese u cilindru zbog povećane disipacije (efekt viskoznih sila) u graničnom sloju. Kada je suma stvarnog radijusa određene točke plamena R_i i polovice integrale duljine $L_{I,i}$ ove točke veća od najvećeg radijusa točke plamena $R_{i,max}$, smatra se da se ova točka nalazi u uvjetima izgaranja uz stijenke. Slučaj je prikazan na Slika 25.



Slika 25. Dolazak plamena do stijenke u FTM [12]

4.1.3.2. Kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena - QDIM

Za modeliranje svakog ciklusa izgaranja važni su paljenje i rani porast jezge plamena. U kvazidimenzijskim modelima izgaranja te pojave obično nisu modelirane. Umjesto toga pretpostavlja se da proces izgaranja počinje s plamenom čiji je početni radijus 2 mm nakon određenog vremenskog razdoblja (obično 0,2 ms nakon preskakanja iskre). Kako bi se omogućio fizički izračun zakašnjenja paljenja i simulacija svakog ciklusa razvijen je novi kvazidimenzijski model izgaranja. Brzina gorenja od jezgre plamena koja je generirana iskrom uvelike ovisi o energiji koju oslobađa sustav paljenja, toplinskim gubicima od jezgre plamena do elektrode svjećice, lokalni protok i stanje smjese. Stoga je razvijen kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena koji se temelji na modelu praćenja luka i jezgre plamena (AKTIM), a sastoji se od četiri podmodela: podmodela električnog kruga, podmodela električne iskre, podmodela geometrije svjećice i podmodela ranog rasta jezge plamena. Navedena struktura i difrencijalne jednadže jednaki su kao i kod AKTIM-a. Kod spomenutog modela je geometrija svjećice obično umrežena, geometrija svjećice u novom modelu opisana je skupom jednoliko raspodjeljenih geometrijskih točaka. Nadalje položaj električnog luka i njegovo produljenje kod AKTIM-a definirano je detaljnim modeliranjem polja turbulentnog toka, dok se u kvazidimenzijskom modelu rasta jezgre plamena to temelji na pretpostavljenom kutu toka na svjećici i paraboličnom profilu brzine između elektroda [14].

Podmodel električnog kruga

U propisano vrijeme paljenja prekidač primarnog električnog kruga je uključen i otprilike 60 % električne energije pohranjene u primarnoj induktivnosti L_p (H) prenosi se na svjećicu. Ostatak električne energije se raspršuje pomoću sekundarne induktivnosti L_s (H). Kako bi se model pojednostavio, samo sekundarni električni krug modeliran je s početnom energijom u trenutku paljenja koja je dana kao ulazni parametar.

Nekoliko mikrosekundi nakon propisanog vremena paljenja između elektroda stvara se električna iskra. Životni vijek iskre je općenito podijenjen u 3 glavne faze: fazu proboja, fazu luka i fazu žarenja. Prve dvije faze traju nekoliko mikrosekundi i stoga nisu modelirane unutar razmatranog podmodela paljenja, ali su učinkovite u prijenosu energije na svježe plinove. Napon proboja V_{bd} (V) između elektroda računa se prema [14]:

$$V_{bd} = 4.3 + 13.6 \cdot \frac{p}{T} + 324 \cdot \frac{p}{T} \cdot d, \tag{54}$$

gdje je p (bar) trenutni tlak u cilindru, T (K) temperatura u cilindru, i d (mm) razmak između elektroda svjećice. Energija proboja E_{bd} (J) računa se prema:

$$E_{bd} = \frac{V_{bd}^2}{C_{bd}^2 d} \tag{55}$$

gdje je C_{bd} (V/(Jmm)$^{1/2}$) konstanta proboja koja uključuje informacije o dielektričnoj čvrstoći plina koja ovisi o njegovom sastavu. Različiti plinovi imaju različite srednje slobodne staze za molekule i elektrone koji utječu na napon proboja i energiju oslobođenu probojem iskre između plina i elektroda. Napon između elektroda tokom faze žarenja izračunava se prema:

$$V_{ie(t)} = V_{cf} + V_{af} + V_{cg} \tag{56}$$

gdje su V_{cf} (V) i V_{af} (V) katodni i anodni padovi napona (definirani kao ulazni parametri modela), a V_{cg} je napon plinskog stupca između elektroda. Napon stupca plina između elektroda V_{cg} ovisi o duljini električne iskre l_{spk} (mm), električnoj struji u sekundarnom krugu i_s (A) i tlaku u cilindru p (bar):

$$V_{cg} = C_{cg} \cdot l_{spk} i_s^{-0.32} p^{0.51} \tag{57}$$

gdje je C_{cg} (-) naponska konstanta koju definira korisnik. Izraz (56) vrijedi za neturbulentne protoke dok u stvarnim radnim uvjetima do produljenja električne iskre

dolazi zbog turbulencije. Da bi se u obzir uzeo utjecaj turbulentnih vrtloga na naboravanje iskre naponska konstanta C_{cg} dodaje se u izraz (57). Električna struja sekundarnog kruga dobije se prema [14]:

$$i_s = \sqrt{\frac{2E_s}{L_s}} \tag{58}$$

gdje je L_s induktivnost sekundarnog kruga. Električna energija sekundarnog električnog kruga E_s izračunava se prema sljedećoj diferencijalnoj jednadžbi:

$$\frac{dE_s(t)}{dt} = -R_s i_s^2(t) - V_{ie} i_s(t) \tag{59}$$

gdje je R_s (Ω) otpor sekundatnog električnog kruga. Kao što je već spomenuto početna električna energija sekundarnog kruga E_s (0) definirana je kao ulazni parametar. Diferencijalna jednadžba (59) definira trajanje vidljive iskre. Kad električna energija sekundarnog kruga padne na 0, električna iskra između elektroda nestaje [14].

Podmodel električne iskre

Modeliranje duljine električne iskre vrlo je važno jer duljina utječe na napon između elektroda i brzinu deformacije slobodne površine jezgre. U sadašnjem kvazidimenzijskom modelu izgaranja električna iskra modelirana je Lagrangianovim česticama čiji je položaj definiran profilom brzine između elektroda svjećice. Profil brzine U (z) između elektroda aproksimiran je Hagen-Poiseuilleovim protokom:

$$U(z) = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{ds} \cdot d^2 \cdot \frac{z}{d} \cdot \left(1 - \frac{z}{d}\right) \tag{60}$$

gdje je μ (Pas) dinamička viskoznost fluida i z (m) je proizvoljna udaljenost između elektroda ($0 < z < d$). Pad tlaka duž putanje smjera brzine dp/ds računa se kao:

$$\frac{dp}{ds} = \frac{12 \cdot \mu}{d^2} \cdot U_{av} \tag{61}$$

gdje je U_{av} (m/s) prosječna brzina poprečnog protoka između elektroda svjećice.

Za izračun duljine iskre potrebno je definirati diskretizaciju u smjeru osi z. U vrijeme paljenja, početne Lagrangianove čestice ravnomjerno su raspoređene duž najkraće udaljenosti između elektroda koja odgovara razmaku između elektroda. Primjenom operatora brzine definiranog izrazom (60) na određenu Lagrangianovu česticu, svaka se točka pomiče od prethodnog položaja u smjeru koji se definira kutom protoka α (°). X i Y koordinate izračunavaju se kao funkcije kutova protoka α:

$$x(z) = v(z) \cdot \cos(\alpha) \cdot \Delta t, \quad \textbf{(62)}$$

$$y(z) = v(z) \cdot \sin(\alpha) \cdot \Delta t \quad \textbf{(63)}$$

gdje je Δt veličina koraka računanja. Duljina iskre se tada izračunava pod pretpostavkom da su udaljenosti između pojedinih Lagrangianovih čestica ravne linije:

$$l_{spk} = \sum_{i=1}^{N_{SM}-1} \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2}. \quad \textbf{(64)}$$

Povećanje duljine električne iskre povećava pad napona između elektroda. Tokom dijela kasne faza žara taj pad napona može doseći napon proboja što dovodi do gašenja iskre. Ako se to dogodi, novi set Lagrangianovih čestica duž najkraće udaljenosti među elektrodama pokreće ponovno paljenje iskre. Obično se pojavljuju višestruki udari na visokoj brzini vrtnje motora kad se duljina električne iskre značajnije poveća zbog velike brzine protoka [14].

Podmodel geometrije svjećice

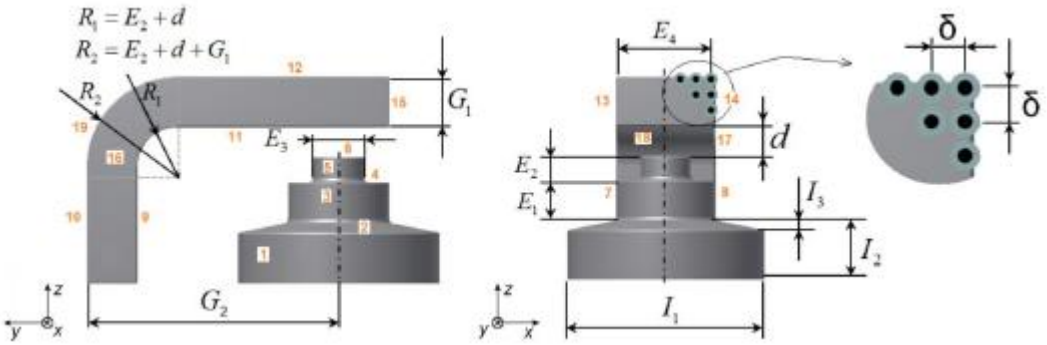
Potebno je modelirati cijelu geometriju svjećice za izračun trenutnog prijenosa topline između jezgre plamena i elektroda svjećice. Dakle, površina svjećice koju trenutno zahvaća jezgra plamena treba biti izračunata. Budući da 0-D pristup nema klasičnu prostornu diskretizaciju za modeliranje geometrijskih detalja primjenjen je poseban pristup za proračun površine fronte plamena. Podrazumjeva se da je jezgra plamena potpuno sferična kao što je prikazano na Slika 27 a.

Površine elektroda svjećice prikazane se ravnomjerno raspoređenim točkama kao što je prikazano na Slika 27. Trenutno zahvaćena površina S_e (m^2) svjećice može se izračunati prema [14]:

$$S_e = S_{tot} \cdot \frac{N_e}{N_{tot}} \quad \textbf{(65)}$$

gdje je N_{tot} (-) ukupan broj točaka koje opisuju geometriju svjećice, N_e (-) je trenutni broj točaka zahvaćen jezgrom plamena, a S_{tot} (m^2) ukupna površina elektrode svjećice. Odluka je li točka unutar ili izvan jezgre plamena donosi se provjerom udaljenosti D između središta jezgre plamena K_c i promatrane točke T_i [14].

Na Slika 26 prikazane su kotirane dimenzije svih veličina kojima se opisuje geometrija svjećice.



Slika 26. Opis geometrije svjećice u 0-D pristupu [4]

Podmodel rasta jezgre plamena

Podmodel rasta jezgre plamena koristi rezultate gore opisanih podmodela i izračunava brzinu gorenja jezgre plamena koja zatim dovodi do općeg stanja jednadžbi dvozonskog modela izgaranja. Nakon paljenja, napredak rasta jezgre plamena određuje se viškom energije jezgre E_k (J) i povećanjem mase jezgre plamena m_k (kg):

$$\frac{dE_k}{dt} = Q_E - Q_{W,} \tag{66}$$

$$\frac{dm_k}{dt} = \rho_{UZ} \cdot S_K \cdot U_{L,eff} \tag{67}$$

gdje je Q_E (W) isporučena električna snaga, Q_W (W) gubitak topline jezgre, ρ_{UZ} (kg/m^3) gustoća neizgorjelog područja, S_k slobodna površina jezgre plamena i $U_{L,eff}$ efektivna laminarna brzina plamena. Početni višak energije jezgre definiran je procjenom da se samo 60% energije prenosi na plamenu jezgru, $E_k(0)=0{,}6*E_{bd}$. Masa jezgre m_k (kg) tjekom cijelog izračuna rasta jezgre jednaka je masi izgorjele zone m_{BZ} (kg). Početna veličina izgorjele zone definirana je pretpostavljajući potpuno sferični oblik jezgre s polumjerom 0,5 mm. Slobodna površina jezgre plamena S_k računa se prema izrazu [14]:

$$S_k = 4\pi \cdot \left(\frac{3m_k}{4\pi\rho_k} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot F_{str} \tag{68}$$

gdje je F_{str} (-) faktor izobličenja i ρ_k (kg/m^3) gustoća jezgre plamena. Gustoća jezgre ovisi o gustoći izgorjelog plina ρ_{BZ} (kg/m^3) i višku energije jezgre.

$$\rho_k = \rho_{BZ} \cdot \left(1 + \frac{E_k}{m_k c_{p,BZ} T_{BZ}} \right)^{-1} \tag{69}$$

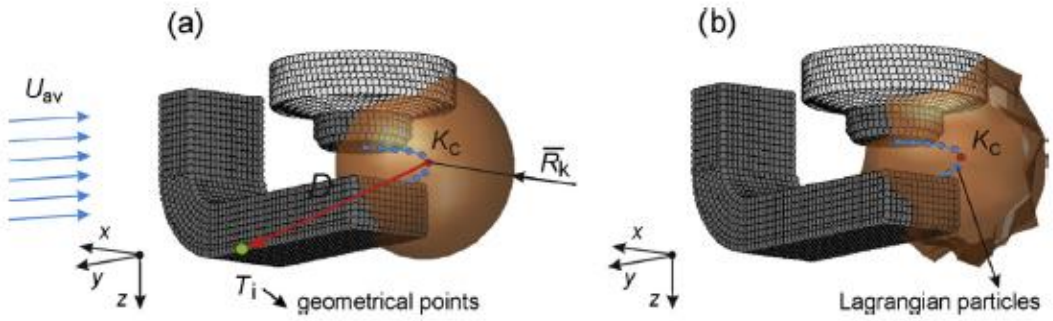
gdje je $c_{p,BZ}$ (J/kgK) specifični toplinski kapacitet izgorjele zone i T_{BZ} (K) temperatura izgorjele zone. Temperatura plamene jezgre T_k (K) se računa iz jednadžbe stanja idealnog plina:

$$T_k = \frac{p}{\rho_k \cdot R_{BZ}} \quad \textbf{(70)}$$

gdje je R_{BZ} (J/kgK) individualna plinska konstanta izgorjele zone. Faktor izobličenja F_{str} (-) slobodne površine jezgre definiran je pomoću omjera trenutne duljine iskre i_{spk} (mm) i razmaka d (mm) između elektroda.

$$F_{str} = \left(\frac{l_{spk}}{d} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad \textbf{(71)}$$

Faktor izobličenja povećava slobodnu površinu jezgre plamena uključujući činjenicu da jezgra nije u potpunosti sferična. Iskrivljena jezgra plamena prikazana je Slika 27 b.



Slika 27. Prikaz ranog rasta jezgre plamena [14]

Isporučena električna energija i gubitak topline jezgre izračunavaju se prema:

$$Q_E = V_{cg} \cdot i_s, \quad \textbf{(72)}$$

$$Q_w = k_w \cdot S_e \cdot \left(T_k - T_{SP} \right) \quad \textbf{(73)}$$

gdje je k_w (W/m^{2}K) koeficijent prijenosa topline i T_{SP} (K) temperatura svjećice. Koeficijent prijenosa topline i temperatura svjećice ulazni su podaci za podmodel paljenja.

Izračun rasta jezgre plamena izvodi se dok izgorjela masa jezgre dosegne kritičnu vrijednost definiranu sljedećom jednadžbom.

$$m_{k,crit} = 4 \cdot d \cdot r_0^2 \cdot \pi \quad \textbf{(74)}$$

gdje r_0 (mm) predstavlja pretpostavljeni kritični radijus jezgre plamena od kojeg se standardni plamen može smatrati turbulentnim. Taj radijus je parametar modela koji treba kalibrirati za specifičnu geometriju motora [14].

5. KORIŠTENJE FTM MODELA IZGARANJA U SIMULACIJI RADA MOTORA

Prije kalibracije FTM modela izgaranja bilo je potrebno ispitati osjetljivost pojedinih ulaznih parametara modela na tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline. Nakon toga na temelju tih rezultata model je kalibriran u svakoj od 15 odabranih radnih točaka na način da se tražilo što bolje poklapanje krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline dobivenih simulacijom sa krivuljama dobivenim na temelju eksperimentalnih rezultata. Zatim je model parametriziran tako što je od parametra koji se pokazao kao najbolje rješenje za kalibraciju načinjena krivulja koja najbolje opisuje promjenu njegovih vrijednosti te je ona iskorištena u modelu za računanje vrijednosti u svakoj radnoj točci. Na kraju je ispitano koji je minimalni broj radnih točaka potreban da bi se model izgaranja kvalitetno kalibrirao.

5.1. Analiza osjetljivosti ulaznih parametara

Da bi analizu osjetljivosti bilo moguće provesti, prvo je odabrana jedna radna točka te je uz izbor početnih vrijednosti parametara odabran parametar uz pomoć kojeg su krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline podešene približno onima koje su dobivene iz eksperimentalnih rezultata. Prvi parametar koji je korišten je konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign}. Budući da u eksperimentalnim podacima postoje vrijednosti o trenutku paljenja, moguće je odrediti vrijedenost zakašnjenja paljenja $\Delta\alpha$. To je izvedeno na način da je simulacija pokrenuta s gonjenim motorom umjesto izgaranja u cilindru te su istim dijagramom prikazani tlak u cilindru dobiven takvom simulacijom i tlak u cilindru iz eksperimantalnih podataka. Iz takvog dijagrama očitan je kut za koji se okrene koljenasto vratilo od trenutka preskakanja iskre koji je poznat, pa do trenutka u kojem je ostvarena razlika tlaka između te dvije krivulje veća od 0,1 bar. Dobiveni kut zakreta je traženi $\Delta\alpha$ te je pomoću njega izračunata početna konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign} preko izraza:

$$c_{ign} = \frac{\Delta\alpha}{2 \cdot 10^{-4} \cdot \omega} \qquad \textbf{(75)}$$

U Tablica 3 prikazane su početne vrijednosti c_{ign} za svih 15 radnih točaka.

Tablica 3. Početne vrijednosti c_{ign}

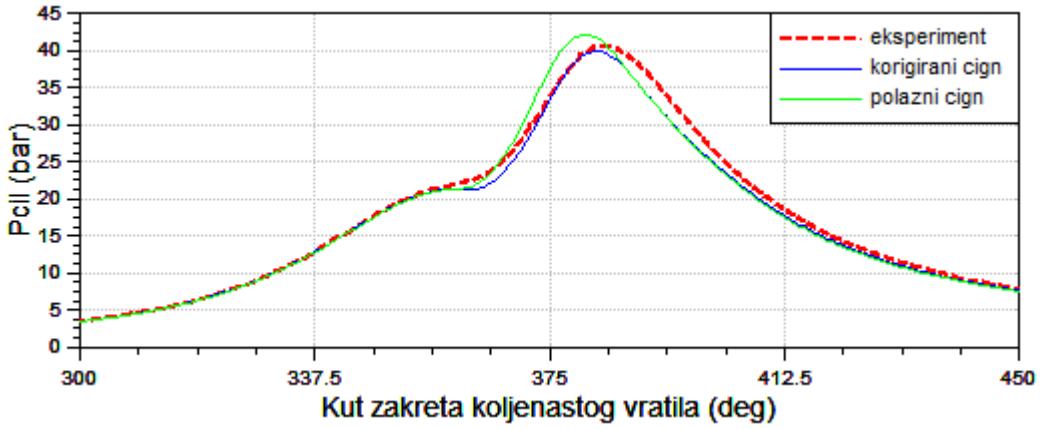
Radna točka	Trenutak paljenja (deg prije GMT)	Zakašnjenje paljenja $\Delta\alpha$ (deg)	c_{ign}
RT 1	41	19,2	9,58
RT 2	43,86	22,8	9,75
RT 3	32,09	16,8	4,79
RT 4	20,41	11,5	3,50
RT 5	7,4	7,7	2,46
RT 6	38,73	16,2	5,47
RT 7	46,3	21,6	5,64
RT 8	26,6	11,9	2,67
RT 9	16,47	7,2	1,25
RT 10	6,52	6,1	0,69
RT 11	36,16	16,2	3,37
RT 12	31,43	12,6	1,57
RT 13	21,26	12	1,22
RT 14	18,2	11,4	0,87
RT 15	14,57	9	0,35

Parametri modela turbulencije turbulence factor forward T_{ff} i turbulence factor backward T_{fb} postavljeni su tako da intenzitet turbulencije u GMT bude u granicama od 0,5 do 2 puta srednja brzina klipa. Odabrane vrijednosti su T_{ff} =0,1 i T_{fb} =0,05.

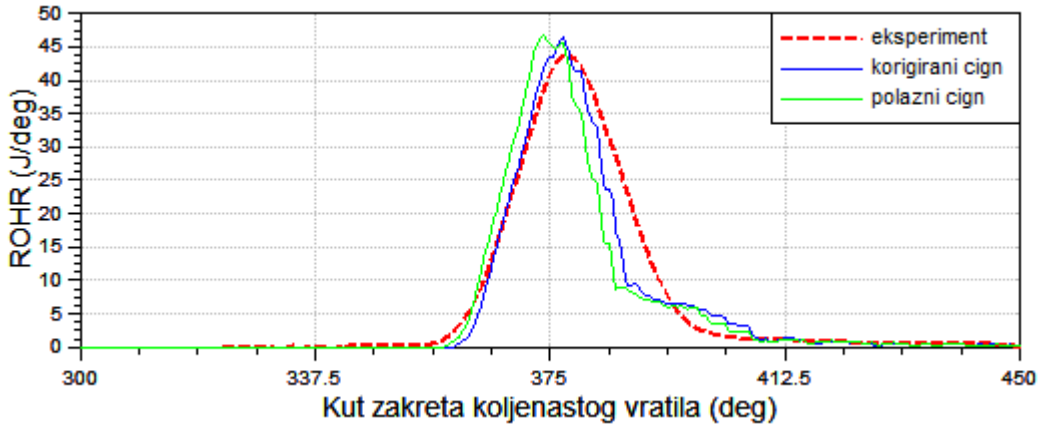
Preostali parametri koji su korišteni su multiplikator za izračun turbulentne brzine širenja plamena C_m i integralna duljina turbulentnih vrtloga L_{scl}, a njihove početne vrijednosti su C_m =1,35 i L_{scl} = 0,35.

Za analizu osjetljivosti odabrana je radna točka RT 5, odnosno radna točka s maksimalnim opterećenjem pri brzini vrtnje od 2000 okretaja u minuti. Simulacija je prvo provedena s početnim vrijednostima konstanti, a zatim je konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign} namještana da bi dobili što bolje poklapanje tlaka u cilindru i brzine

oslobađanja energije. Konačno uzeta je vrijednost c_{ign} = 3. Zbog bolje preglednosti krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline uspoređene su samo u visokotlačnom djelu procesa, a prikazane su Slika 28Slika 29.



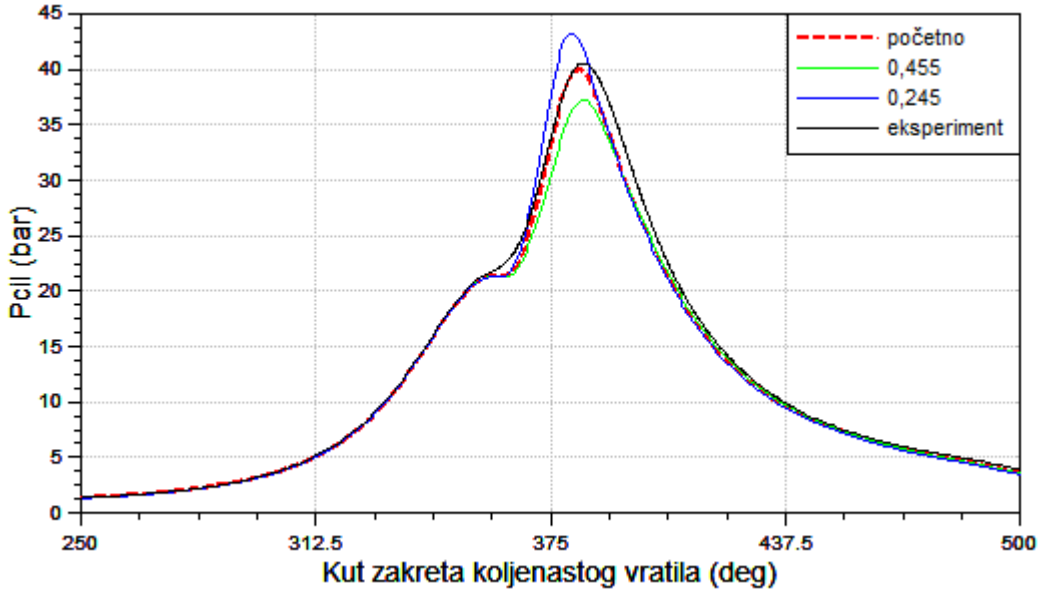
Slika 28. Usporedba tlaka u cilindru u RT5 kod korekcije c_{ign}



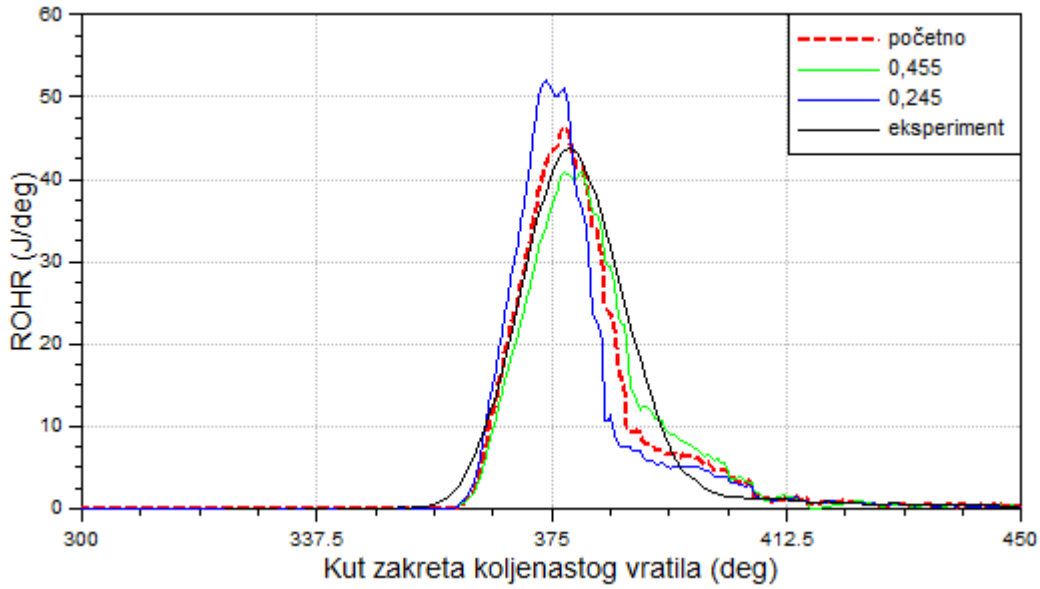
Slika 29. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije c_{ign}

Zatim je ta vrijednost c_{ign} uzeta kao referentna za tu radnu točku, a ispitivan je utjecaj ostala četiri parametra na krivulje. Osjetljivost je ispitivana na način da je vrijednost svakog od parametara pojedinačno povećana i smanjena za približno 30% u odnosu na početne vrijednosti te je uspoređeno što se događa s krivuljama.

Parametar L_{scl} čija je početna vrijednost bila 0,35 ispitan je s vrijednostima 0,455 i 0,245, a rezultati su prikazani Slika 30 iSlika 31.



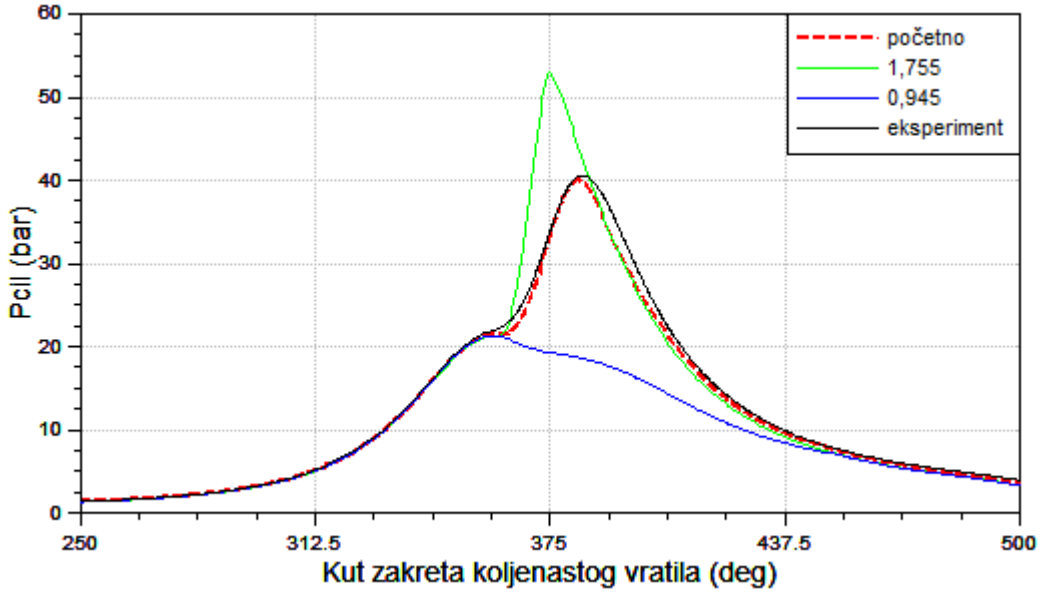
Slika 30. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije L_{scl}



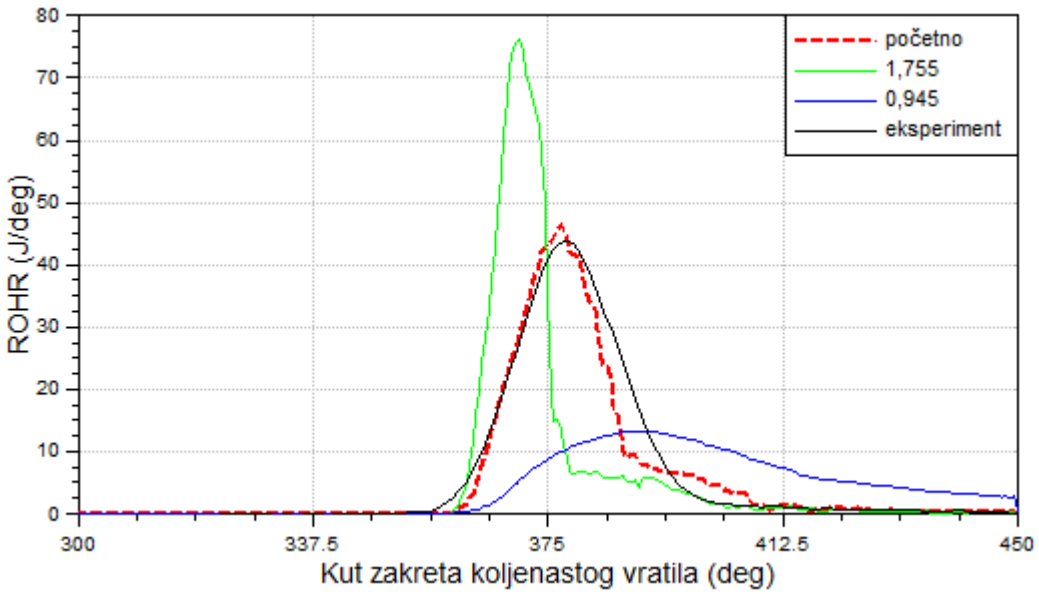
Slika 31. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije L_{scl}

Uočeno je da povećanjem vrijednosti parametra dobivamo niži tlak i brzinu oslobađanja topline i obrnuto.

Sljedeći ispitani parametar je C_m čija je početna vrijednost bila 1,35, a ispitan je s vrijednostima 1,755 i 0,945. Dobiveni rezultati prikazani su Slika 32 i Slika 33.



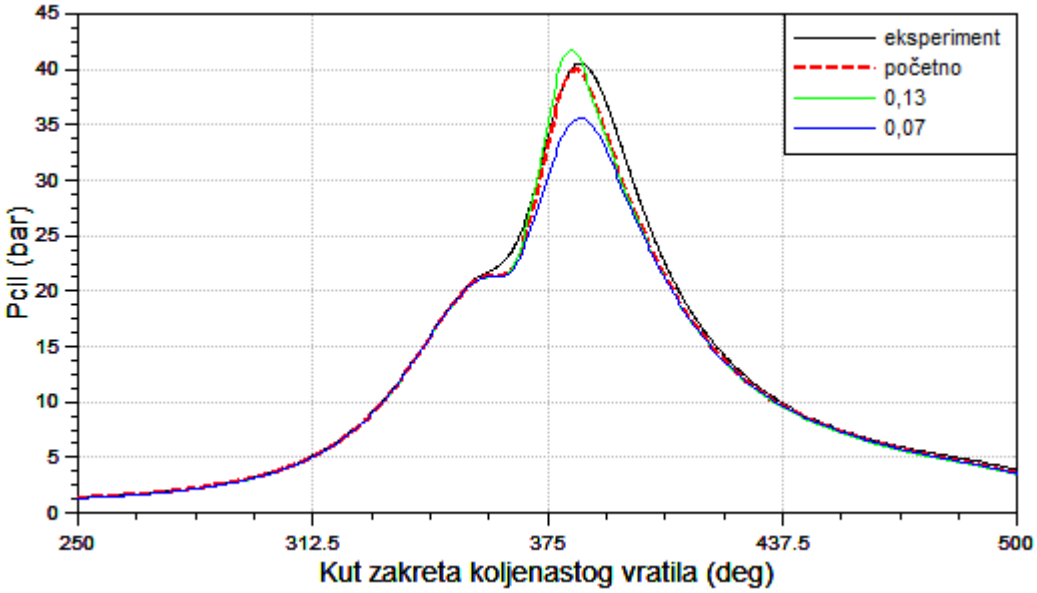
Slika 32. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije C_m



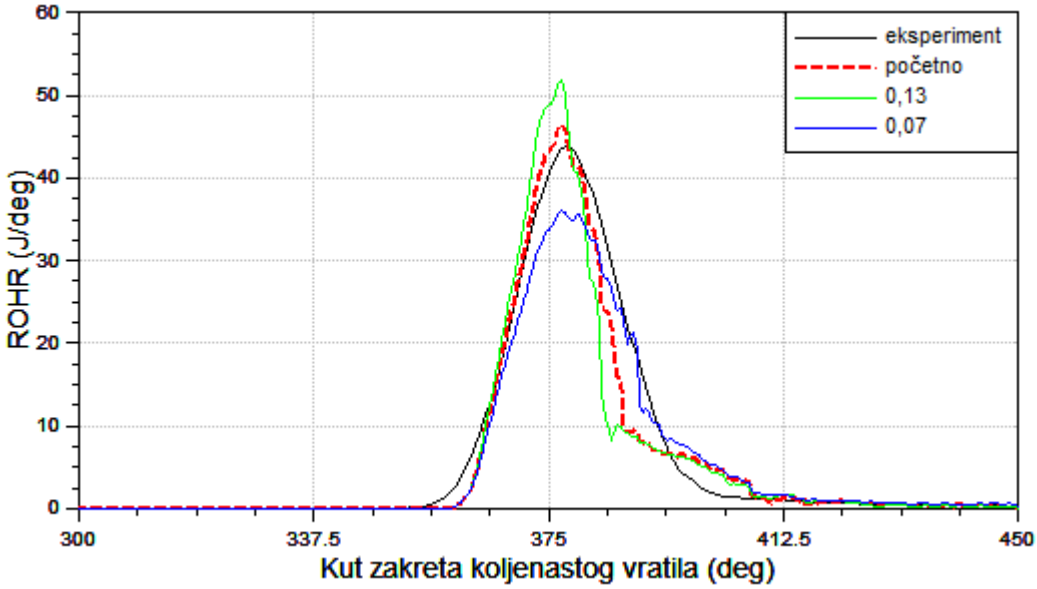
Slika 33. Brzina oslobađanja topline RT 5 korekcija C_m

Iz rezultata je vidljivo da povećanjem vrijednosti parametra *Cm* dobivamo viši tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline i obrnuto, te da su te promjene izraženije od promjena dobivenih korekcijom vrijednosti parametra L_{scl}.

Još su za ispitivanje preostali parametri modela turbulencije te je tako T_{ff} čija je početna vrijednost 0,1 ispitan s vrijednostima 0,13 i 0,07, a dobiveni rezultati prikazani su Slika 34 i Slika 35.



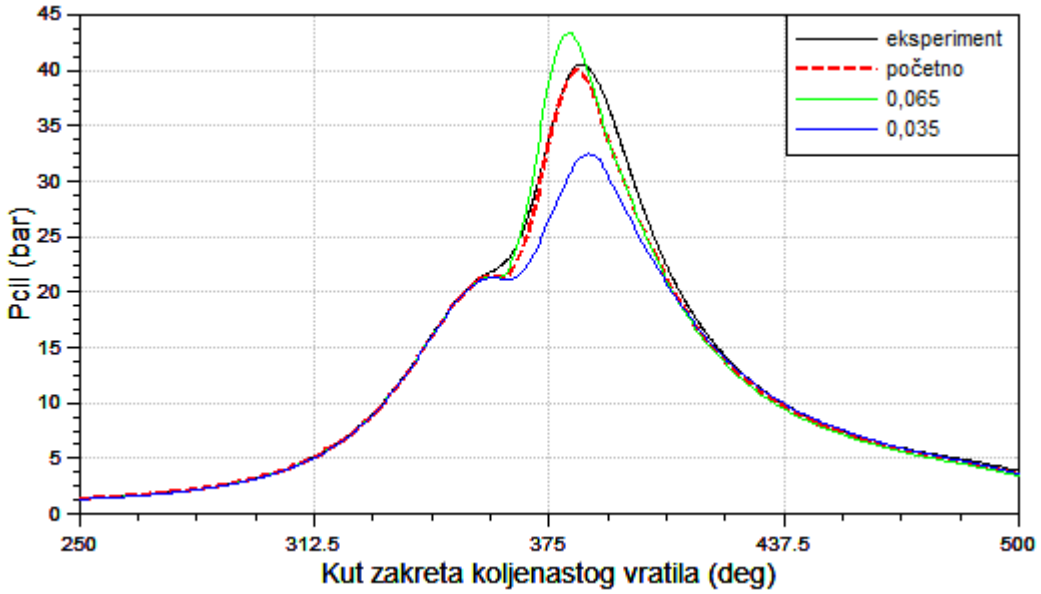
Slika 34. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije T_{ff}



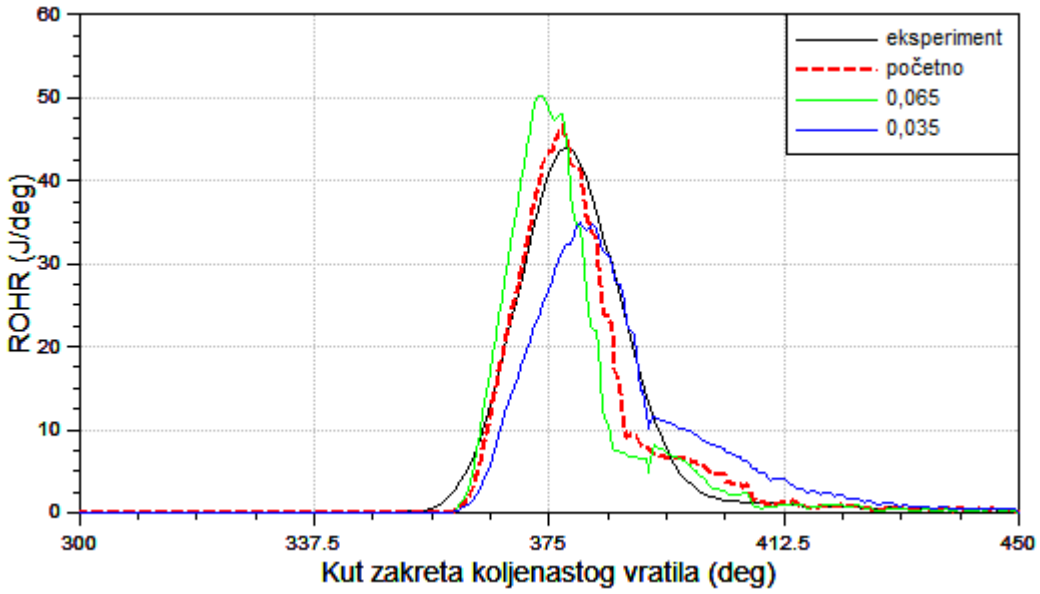
Slika 35. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije T_{ff}

Više vrijednosti parametra daju i više vrijednosti tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline i obrnuto.

Posljednji ispitivani parametar je T_{fb} čija je početna vrijednost iznosila 0,05, a ispitivan je s vrijednostima 0,065 i 0,035 te su dobiveni rezultati prikazani Slika 36 i Slika 37.



Slika 36. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije T_{fb}



Slika 37. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcija T_{fb}

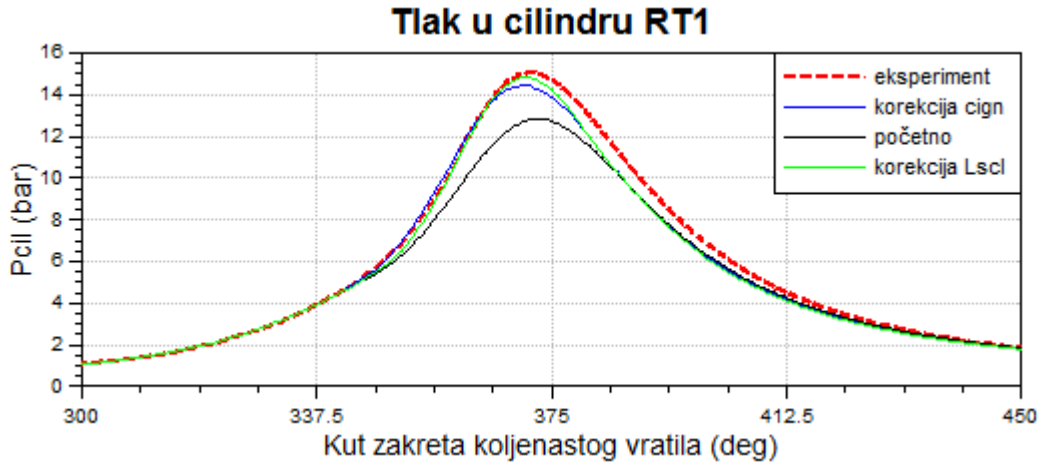
Uočljivo je da povećanjem vrijednosti parametra dobivamo više vrijednosti tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline i obrnuto.

Ovi rezultati će nam kasnije poslužiti za lakšu kalibraciju modela izgranja na preostalim radnim točkama.

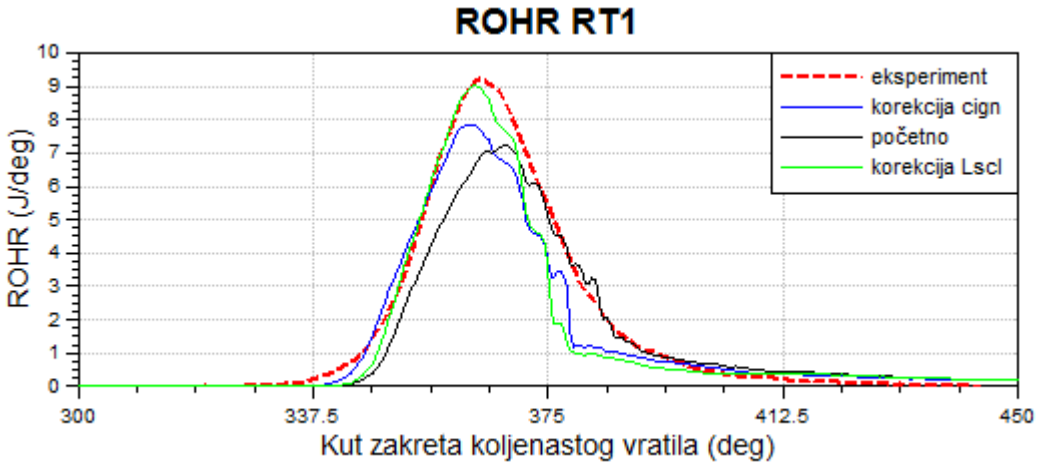
5.2. Kalibracija konstanti za odabranih 15 radnih točaka

Nakon analize osjetljivosti ulaznih parametara donesen je zaključak da su za kalibraciju modela najpogodniji parametri c_{ign} i $L_{scl.}$ Kalibracija je izvedena na sličan način kao i analiza osjetljivosti s tim da su kod kalibracije parametri C_m, T_{ff} i T_{fb} uzeti kao konstante, a promjenama c_{ign} i L_{scl} pokušavalo se što više približiti eksperimentalno dobivenim krivuljama. U prvom slučaju mjenjana je vrijednost parametra c_{ign} dok je parametar L_{scl} postavljen na početnu vrijednost, a u drugom slučaju je vrijednost parametra L_{scl} mjenjana, a vrijednost c_{ign} je postavljena na vrijednost iz Tablica 3.

Na Slika 38 i Slika 39 prikazani su dijagrami tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline za oba načina kalibriranja u RT 1.



Slika 38. Usporedba tlaka u cilindru u RT 1 kod kalibracije c_{ign} i L_{scl}



Slika 39. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 1 kod kalibracije c_{ign} i L_{scl}

Na isti je način provedna kalibracija na svih 15 radnih točaka a konačni parametri za oba načina kalibracije prikazani su u Tablica 4.

Tablica 4. Vrijednosti kalibriranih parametara za 15 RT

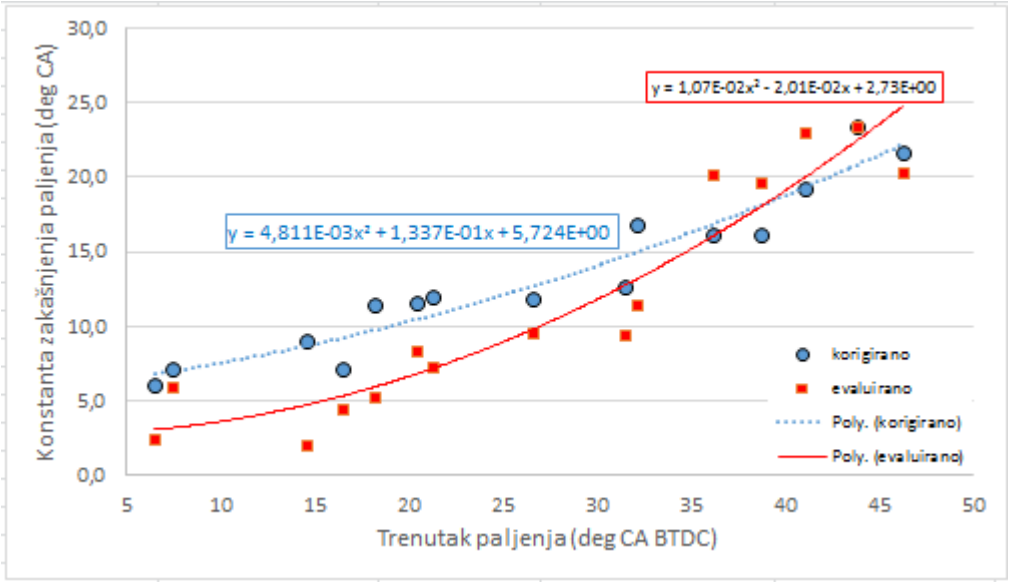
Radna točka	Kalibracija c_{ign}	Kalibracija L_{scl}
RT 1	8	0,2
RT 2	9,75	0,35
RT 3	7	0,8
RT 4	4,8	0,65
RT 5	3	0,44
RT 6	4,5	0,2
RT 7	6	0,4
RT 8	3,3	0,55
RT 9	2	0,6
RT 10	1,7	0,9
RT 11	2,7	0,15
RT 12	2,1	0,6
RT 13	2	1,1
RT 14	1,9	1,6
RT 15	1,5	1,8

Kod nekih radnih točaka je zadovoljavajuće rezultate moguće postići na oba načina kalibracije, ali kod viših brzina vrtnje kalibracija parametra c_{ign} daje nešto bolje rezultate pa ona dobiva prednost.

5.3. Parametrizacija modela na temelju 15 RT

U prethodnom djelu dobiveni su rezultati kalibracije modela u odabranih 15 radnih točaka, te je sljedeći korak upotrijebiti ih za kalibraciju cijelog radnog područja motora. Budući da se kalibracija parametra c_{ign} pokazala boljim izborom, dobivene vrijednosti za

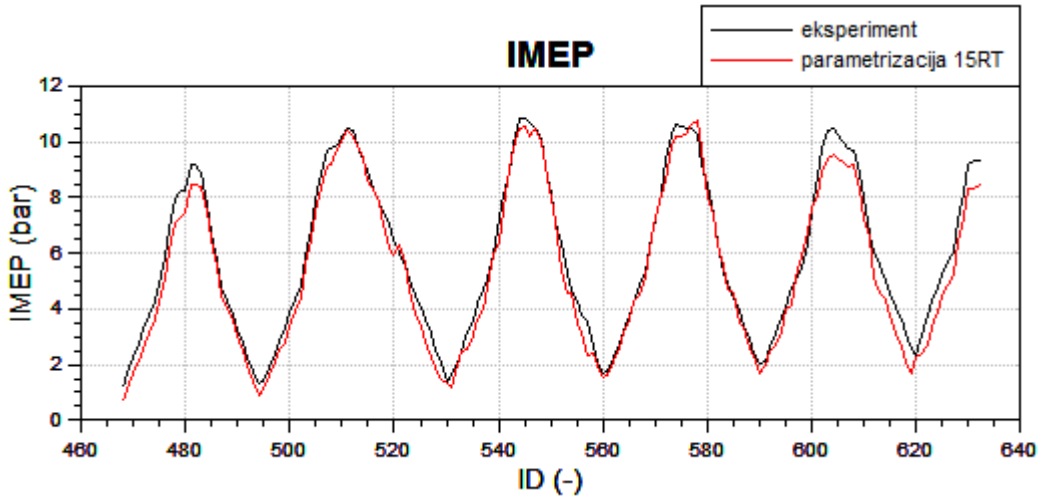
15 radnih točaka ubačene su u dijagram koji je prikazan Slika 40 te je na temelju točaka dobivena krivulja drugog reda čija funkcija je prikazana izrazom (76).



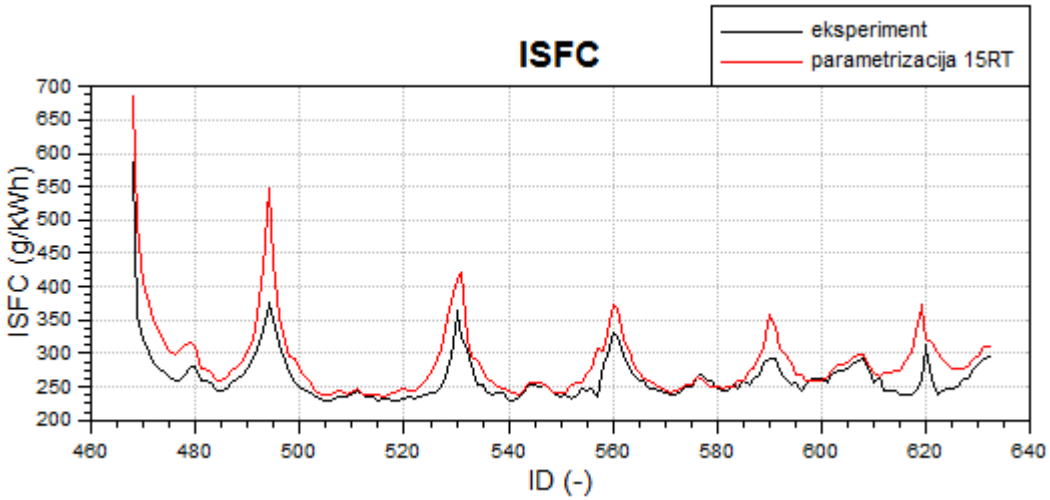
Slika 40. Usporedba evaluirane i korigirane krivulje konstante zakašnjenja paljenja za 15RT

$$y = 4.811 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.337 \cdot 10^{-1} x + 5.724 \qquad \textbf{(76)}$$

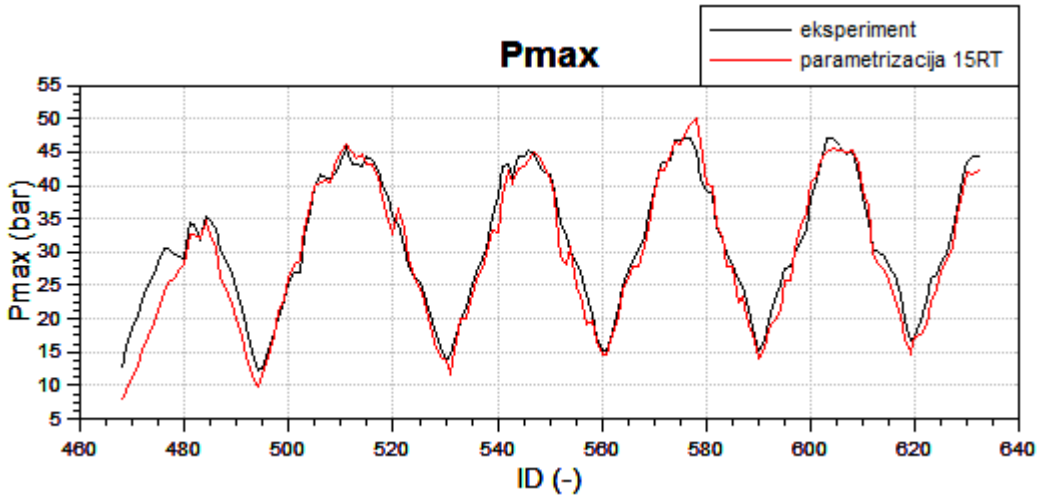
Ta je funkcija ubačena u simulacijski alat te je on na taj način računao parametar c_{ign} za sve 162 radne točke, a dobiveni rezultati uspoređeni su sa eksperimentalnima i prikazani na Slika 41Slika 42Slika 43Slika 44.



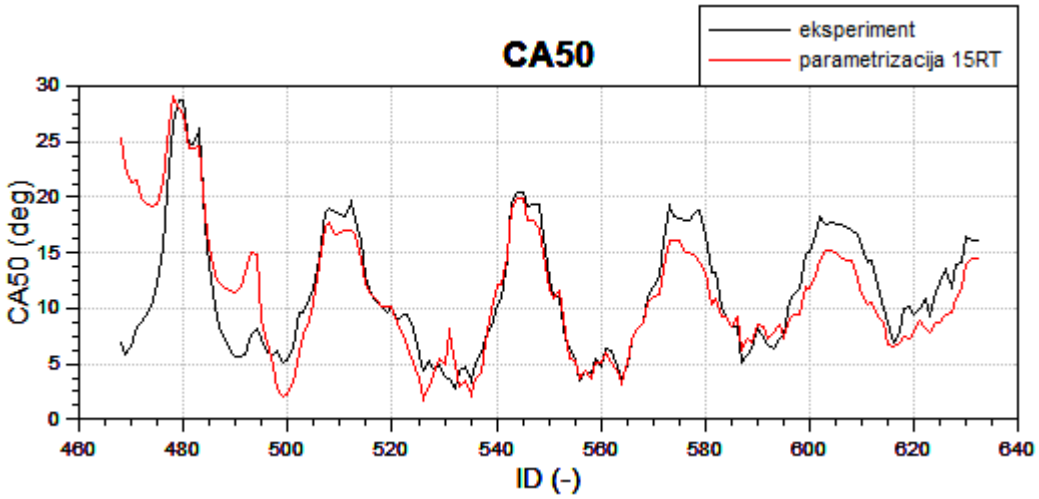
Slika 41. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije s 15RT



Slika 42. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

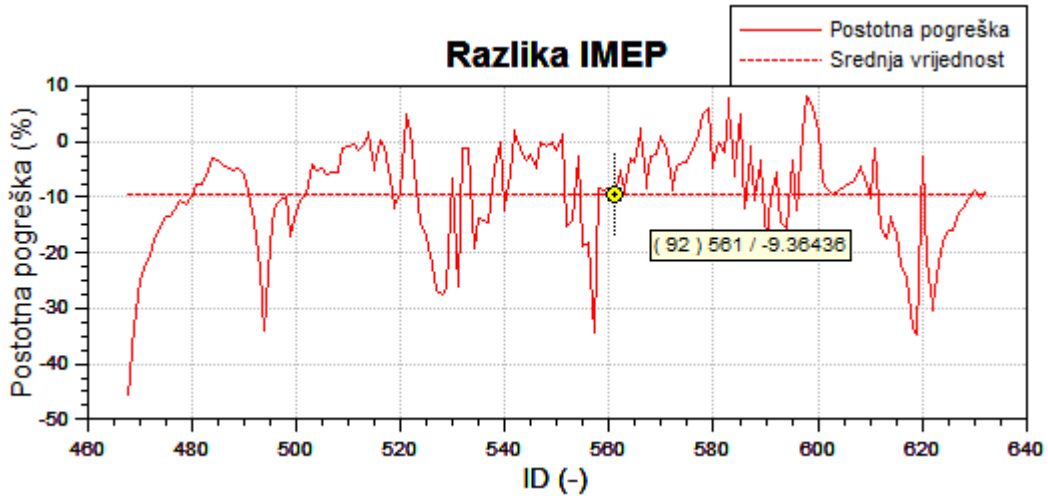


Slika 43. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

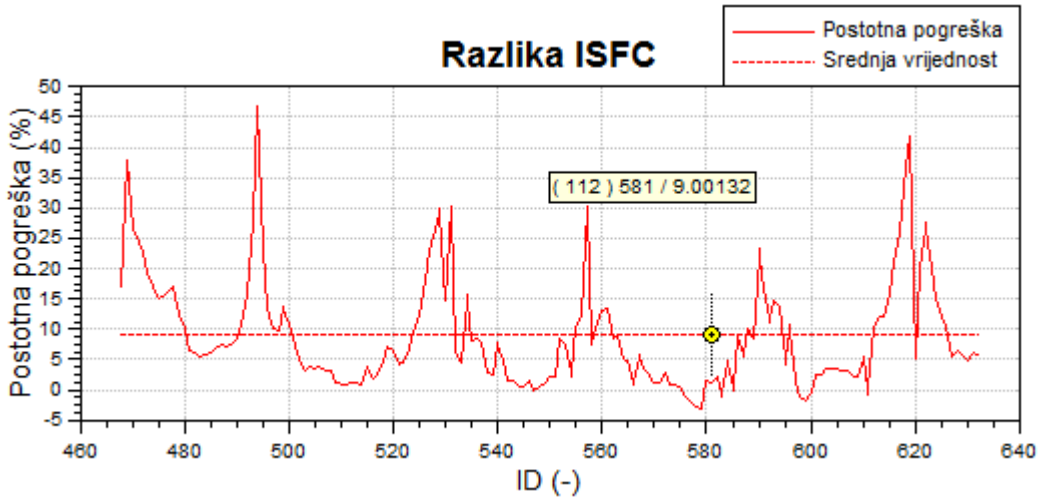


Slika 44. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

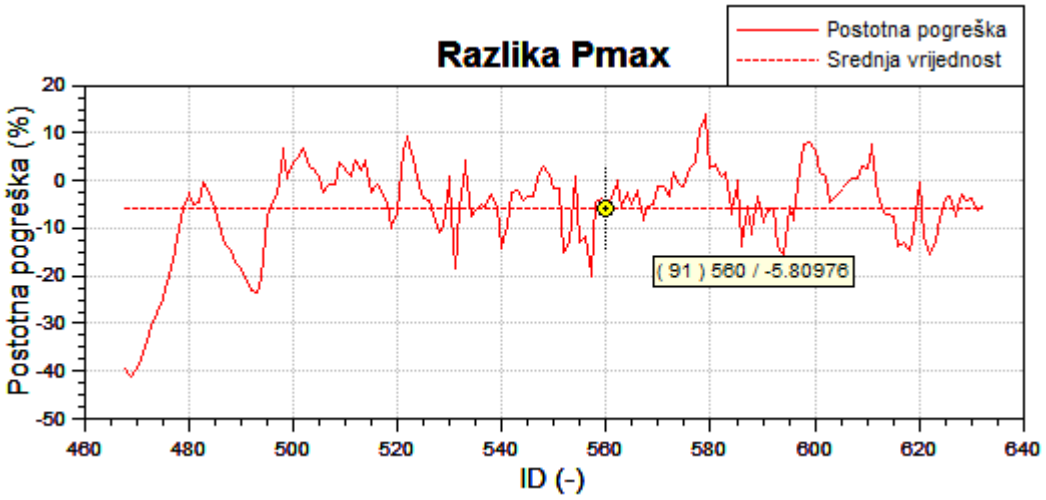
Vidljivo je da su poklapanja vizualno dosta dobra, a kod svih uspoređenih vrijednosti srednja pogreška nalazi se unutar 10% što je vidljivo iz dijagrama na slikama Slika 45Slika 46Slika 47Slika 48 te se može reći da je moguće dovoljno dobro opisati rad motora u cijelom radnom području uz kalibraciju 15 radnih točaka.



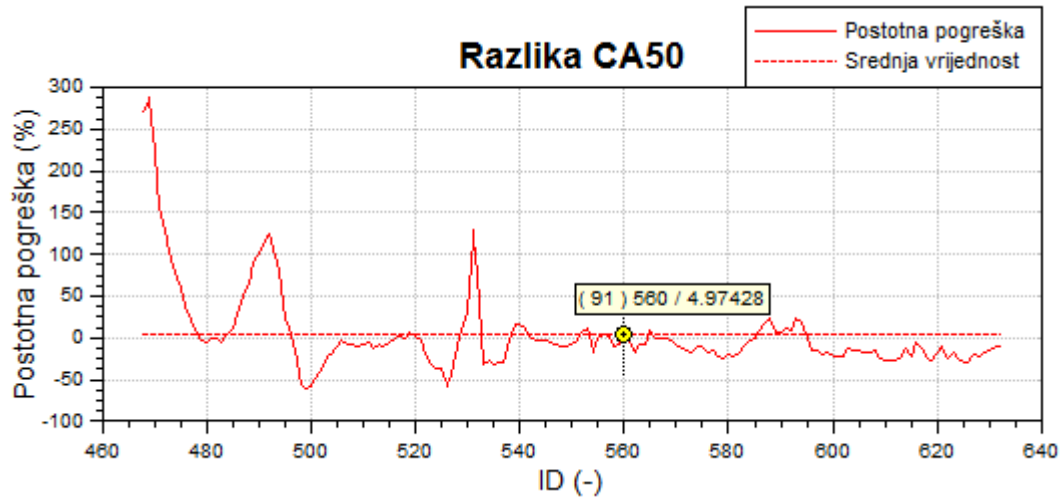
Slika 45. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom s 15 RT



Slika 46. Razlika specifične efektvine potrošnje goriva dobivena parametrizacijom s 15 RT



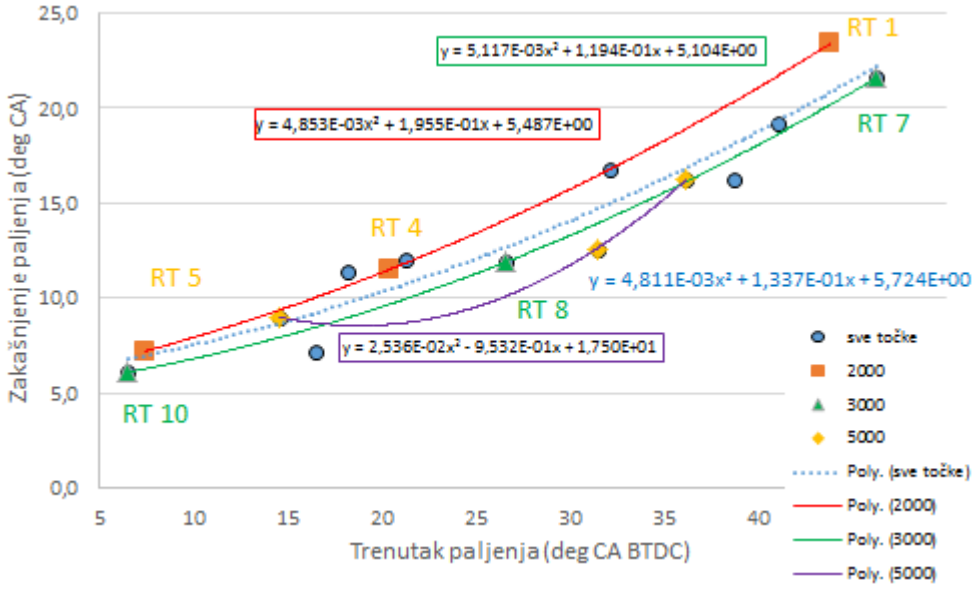
Slika 47. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT



Slika 48. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT

5.4. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju FTM modela izgaranja

U prošlom odjeljku pokazano je da se pomoću podataka od 15 radnih točaka može opisati cijelo radno područje motora, ali postavlja se pitanje koji je minimalni broj radnih točaka koji omogućuje sličan postupak s dovoljnom točnošću. Na Slika 49 prikazan je dijagram parametriziranih krivulja za svaku od analiziranih brzina vrtnje na način da su za krivulju uzete samo 3 radne točke na svakoj brzini vrtnje koje opisuju cijelo radno područje motora što sličnije krivulji koja je dobivena korištenjem svih 15 radnih točaka.



Slika 49. Parametrizirane krivulje na različitim brzinama vrtnje

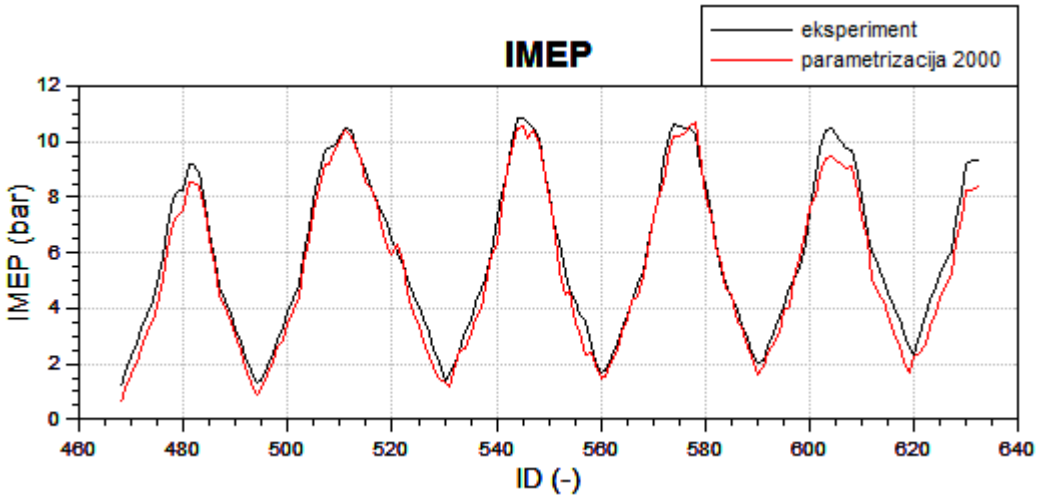
Vidljivo je da su krivulje dobivene za 2000 i 3000 min^{-1} slične onoj za dobivenoj za svih 15 radnih točaka, dok je ona za 5000 različita te se neće uzeti u obzir.

Funkcija kojom je opisan c_{ign} dobivena za 2000 min^{-1} prikazana je izrazom (77), a ona za 3000 min^{-1} izrazom (78).

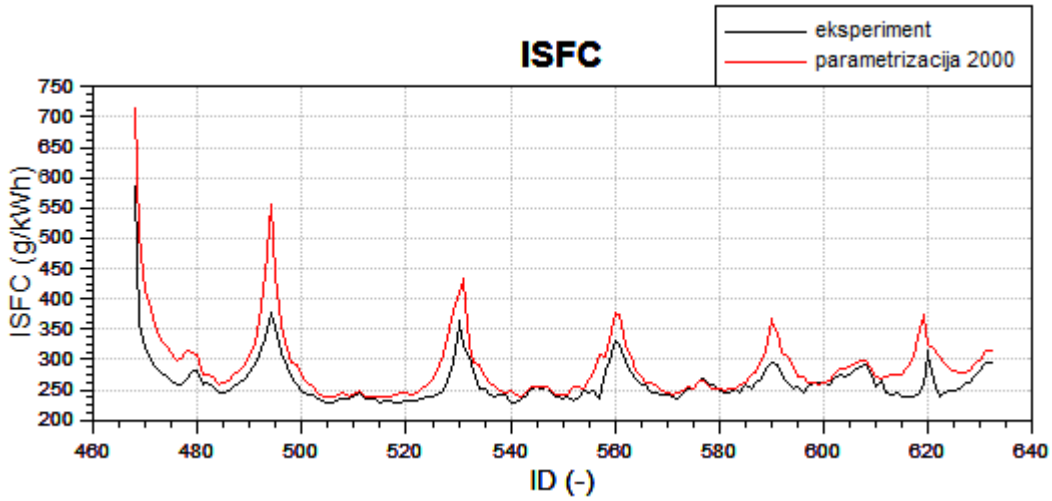
$$y = 4.853 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.955 \cdot 10^{-1} x + 5.487 \quad \textbf{(77)}$$

$$y = 5.117 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.194 \cdot 10^{-1} x + 5.104 \quad \textbf{(78)}$$

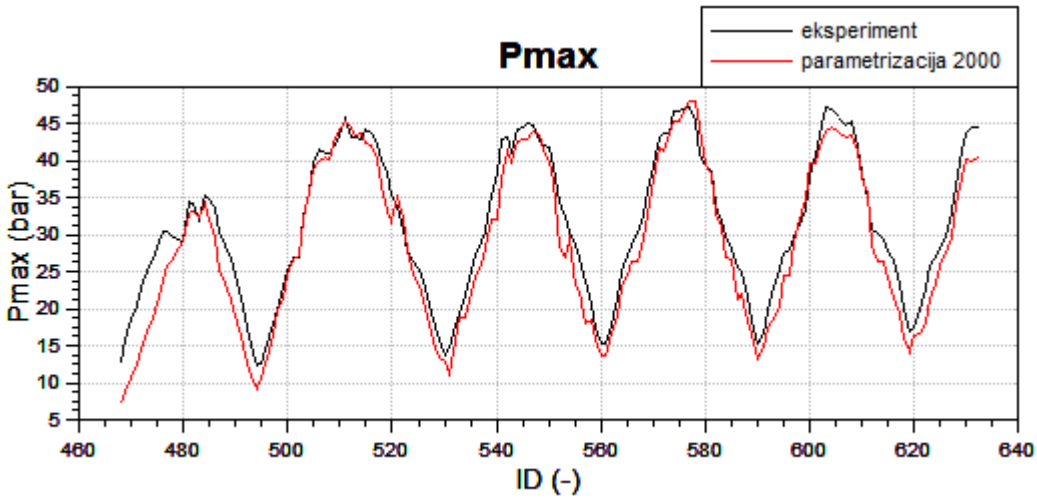
Nakon što je simulacija provedena koristeći izraz (77) dobiveni su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 50Slika 51Slika 52Slika 53.



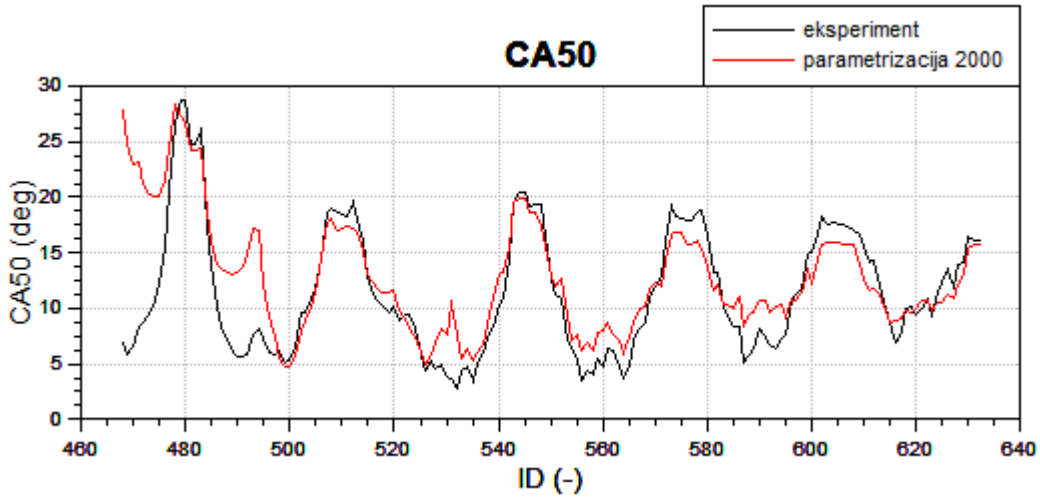
Slika 50. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1}



Slika 51. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1}

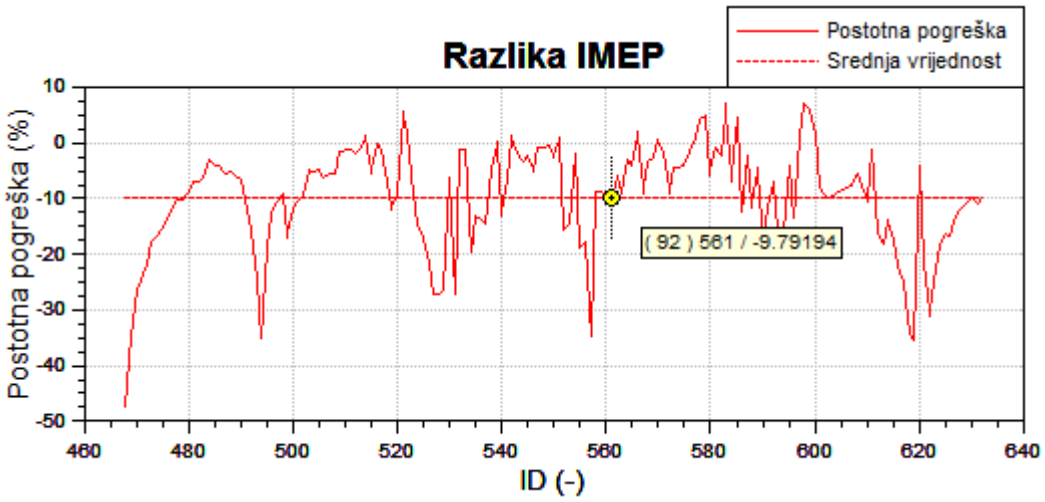


Slika 52. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1}

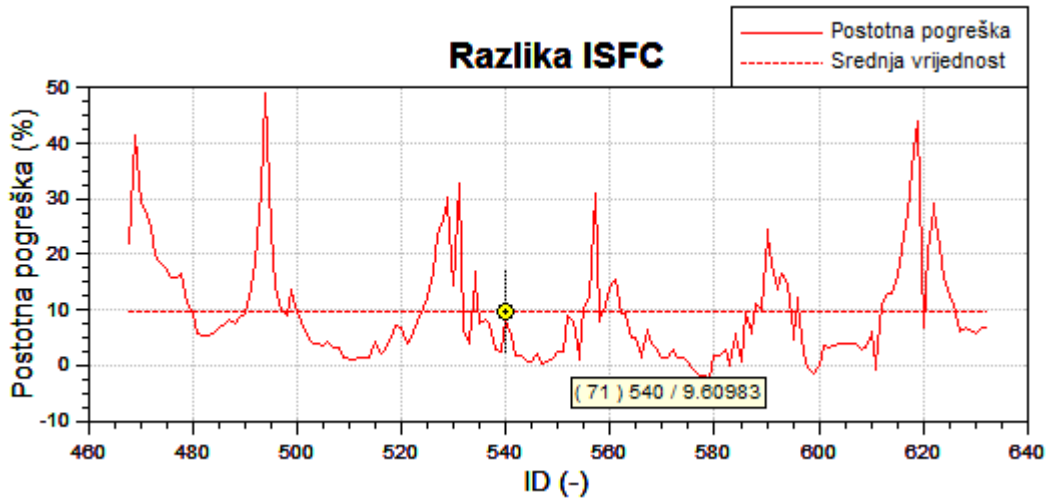


Slika 53. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min^{-1}

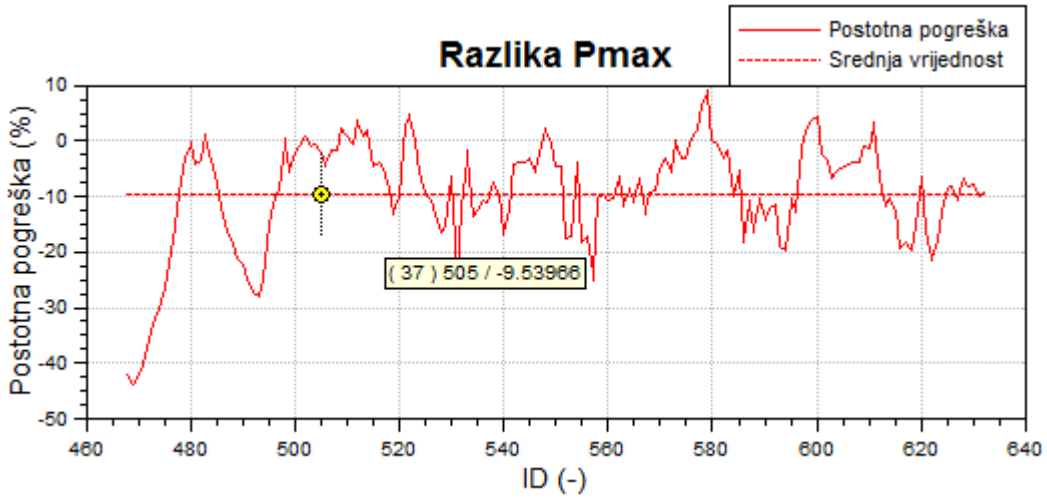
Dobiveni rezultati slični su onima dobivenim parametrizacijom svih 15 radnih točaka te se može zaključiti da su i 3 radne točke na ovoj brzini vrtnje dovoljne za kalibraciju modela izgaranja. Razlike u rezultatima prikazane su na Slika 54Slika 55Slika 56Slika 57.



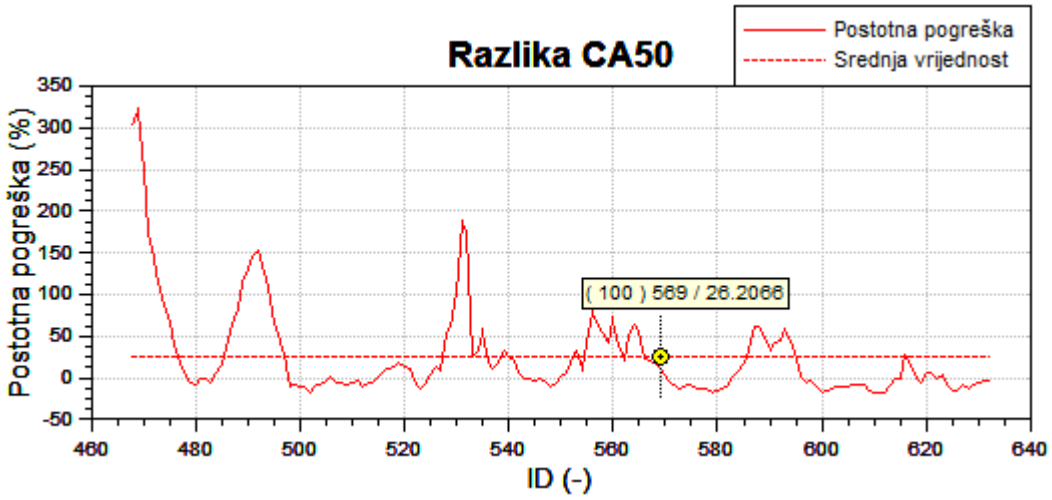
Slika 54. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1}



Slika 55. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 2000 min^{-1}

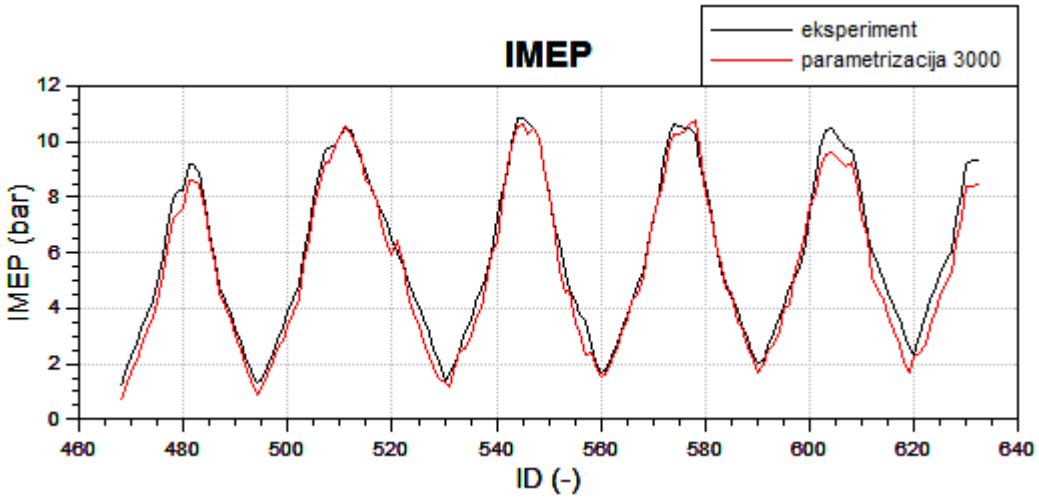


Slika 56. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1}

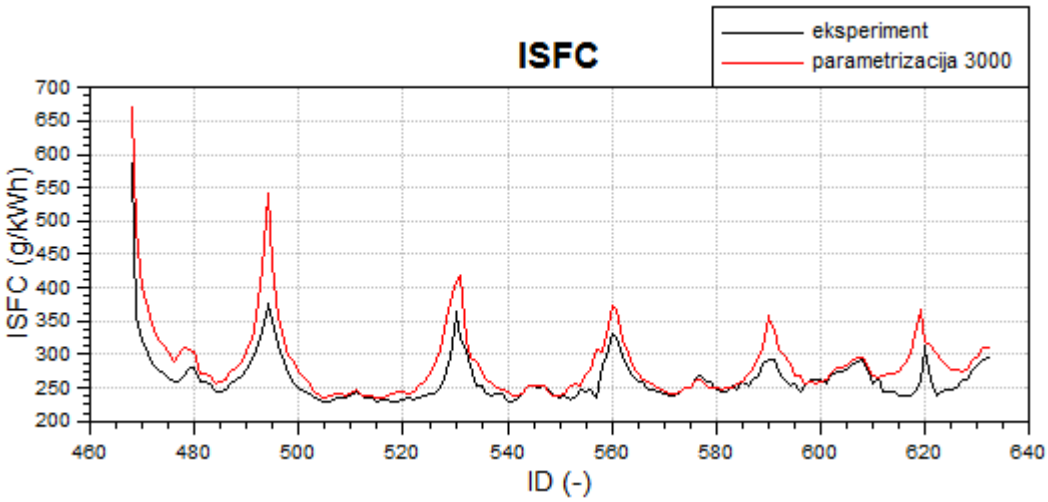


Slika 57. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 2000 min^{-1}

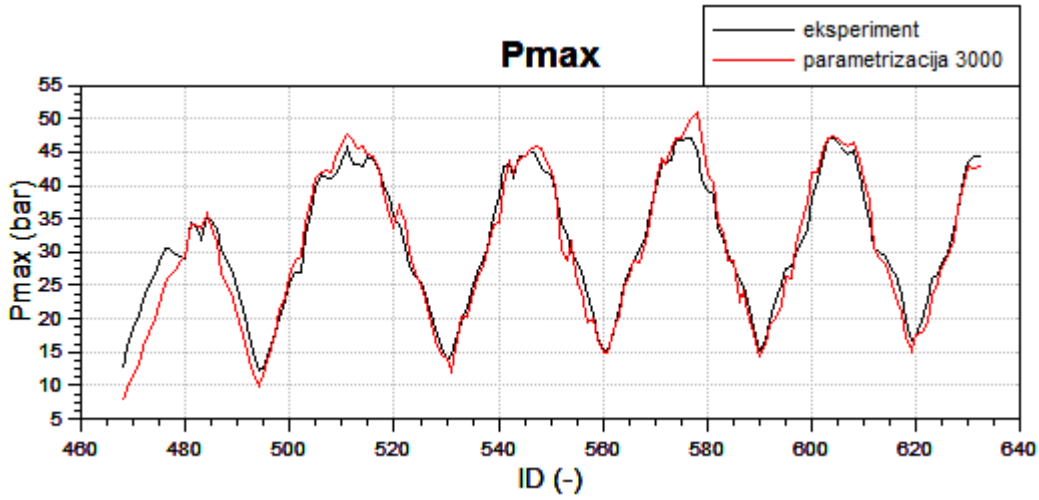
Isti je postupak još jednom ponovljen uz korištenje izraza (78), a dobiveni su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 58Slika 59Slika 60Slika 61.



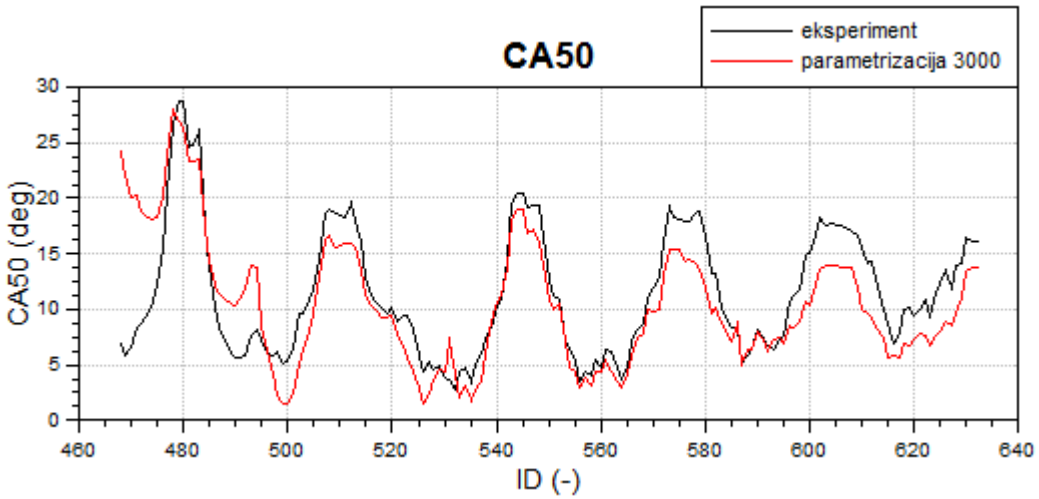
Slika 58. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1}



Slika 59. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1}

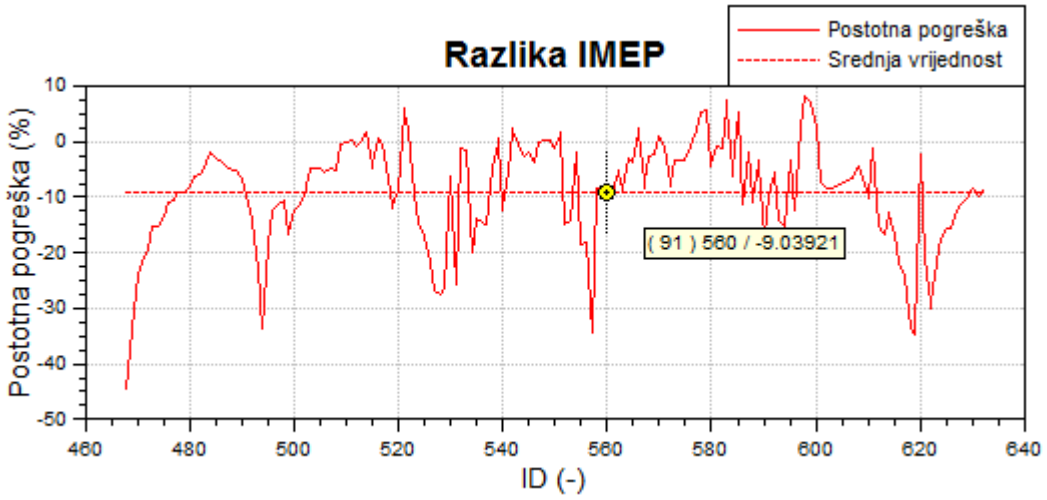


Slika 60. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1}

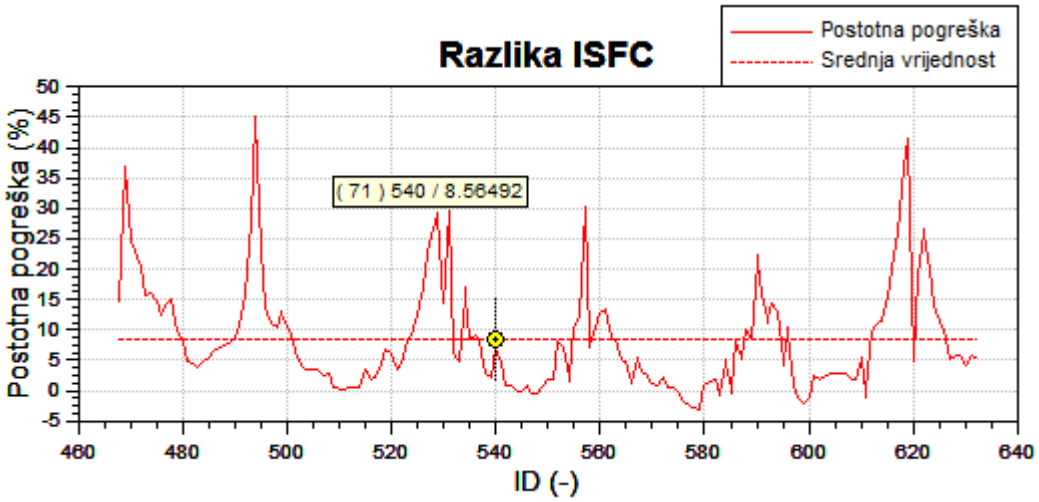


Slika 61. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min^{-1}

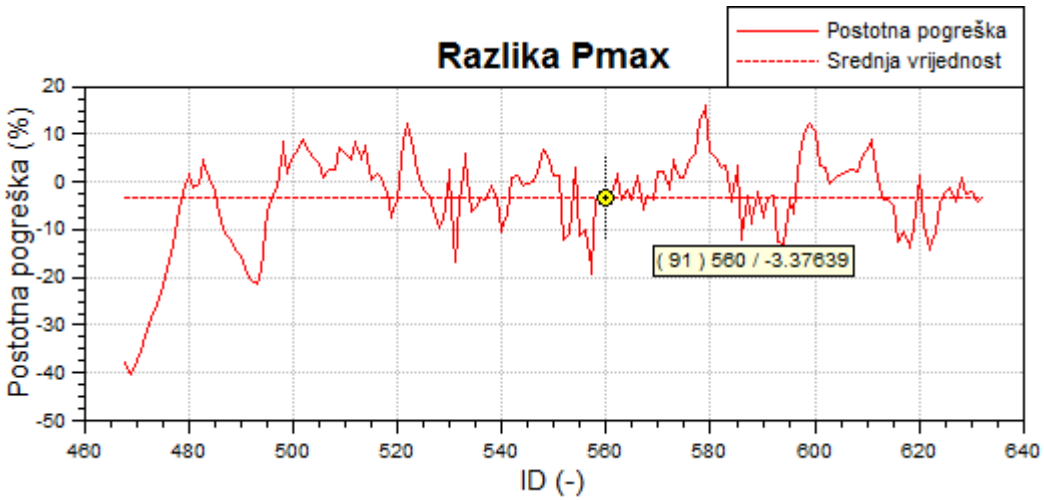
Razlike između rezultata prikazane su na Slika 62Slika 63Slika 64Slika 65.



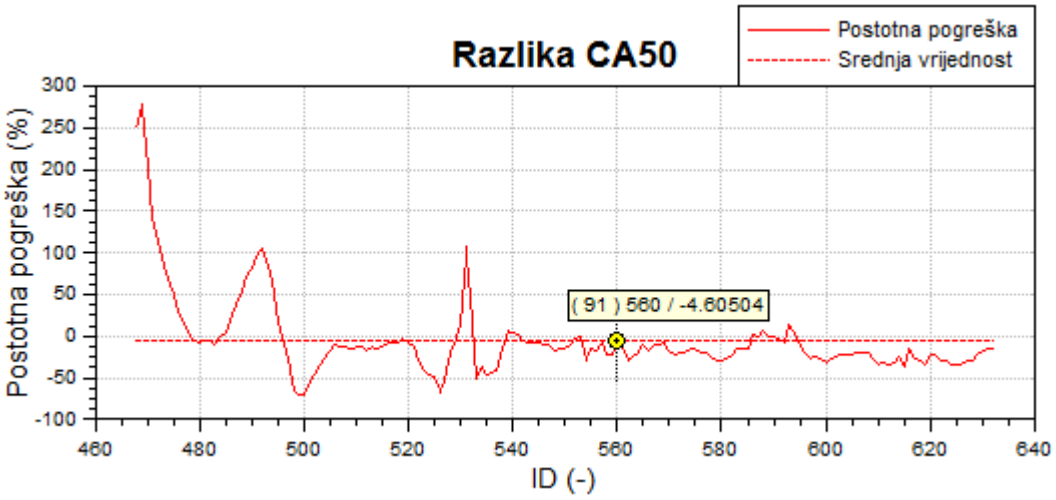
Slika 62. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1}



Slika 63. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 3000 min^{-1}



Slika 64. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1}



Slika 65. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 3000 min^{-1}

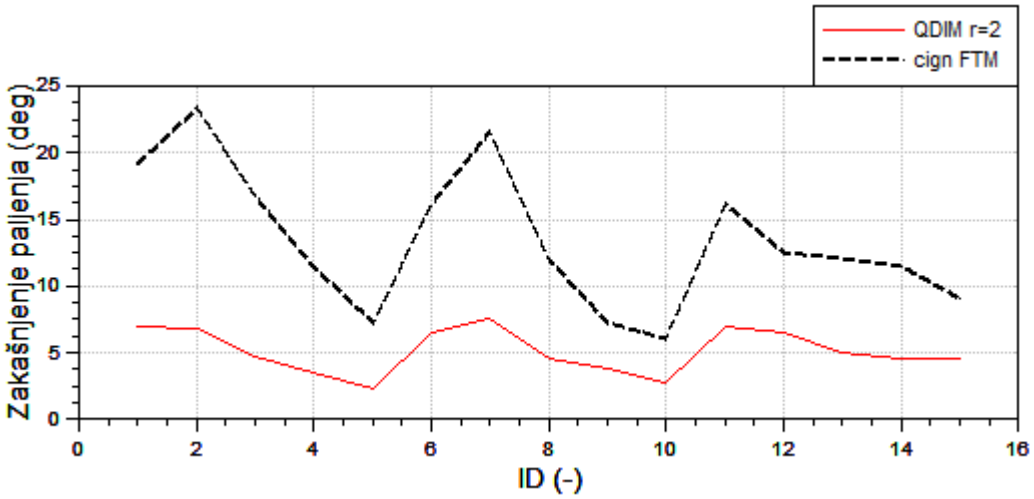
Na temelju rezultata vidljivo je da se FTM model izgaranja može kalibrirati pomoću podataka za samo 3 radne točke na 2000 ili 3000 min^{-1} u ovom slučaju dok kod viših brzina vrtnje rezultati ne bi pratili eksperimentalne. U ova oba slučaja srednje pogreške nalaze se unutar 10% što se može prihvatiti kao zadovoljavajuće.

6. KORIŠTENJE KVAZIDIMENZIJSKOG MODELA RASTA JEZGRE PLAMENA U SIMULACIJI RADA MOTORA

Za korištenje kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena potrebno je definirati geometriju svjećice, a vrijednosti su uzete iz stvarnih podataka svjećice. Parametar koji najviše utječe na rezultate je kritični radijus jezgre plamena *r* (mm), a njegove se vrijednosti najčešće kreću od 2 do 8 mm.

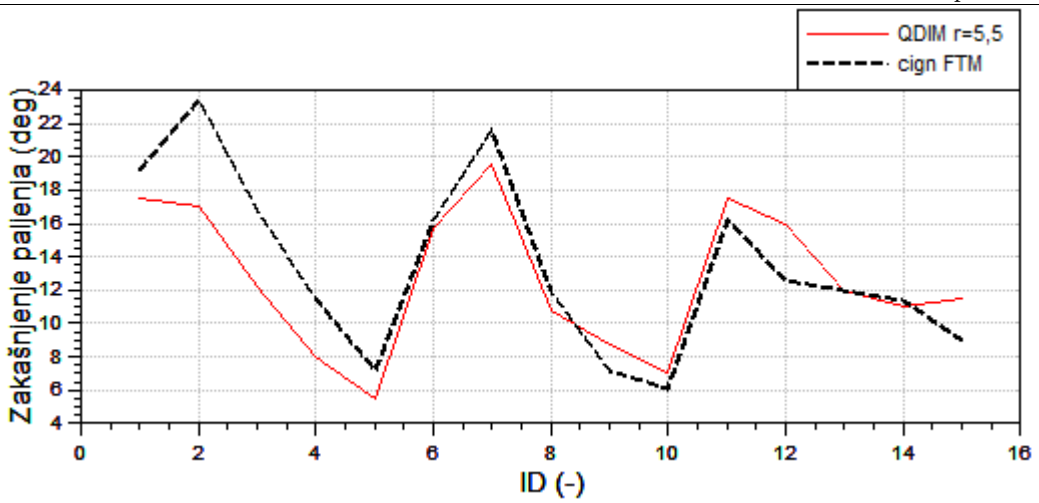
6.1. Kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena pomoću 15 radnih točaka

Parametar koji je korišten za kalibraciju je kritični radijus jezgre plamena *r* , te je za početak uzeta vrijednost od 2 mm, a u dijagramu je uspoređeno zakašnjenje paljenja u korištenih 15 radnih točaka dobiveno tim modelom i zakašnjenje paljenja dobiveno iz kalibriranih vrijednosti c_{ign} u FTM modelu izgaranja. Dijagram je prikazan na Slika 66.



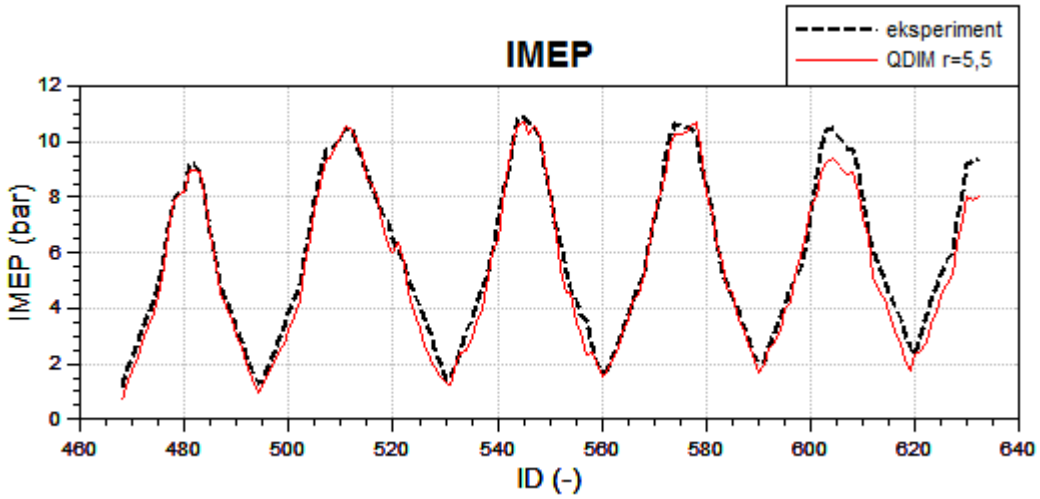
Slika 66. Početna usporedba zakašnjenja paljenja FTM i QDIM modela

Vidljivo je kako su vrijednosti zakašnjenja paljenja niže kod QDIM modela stoga je radijus jezgre plamena *r* povećavan dok se vrijednosti nisu približile, a to je postignuto kod vrijednosti 5,5 mm te je usporedba prikazana dijagramom na Slika 67.

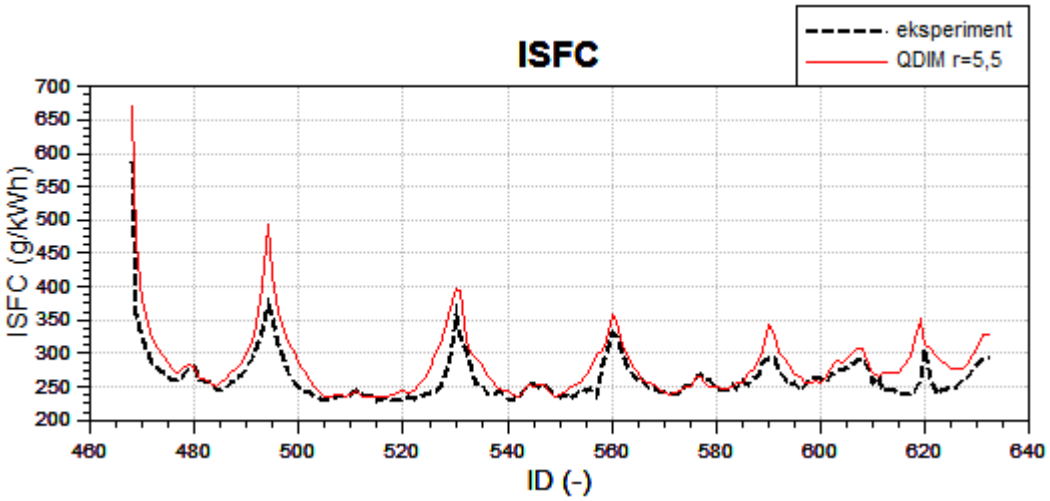


Slika 67. Kalibrirano zakašnjenje paljenja QDIM modela u odnosu na FTM model

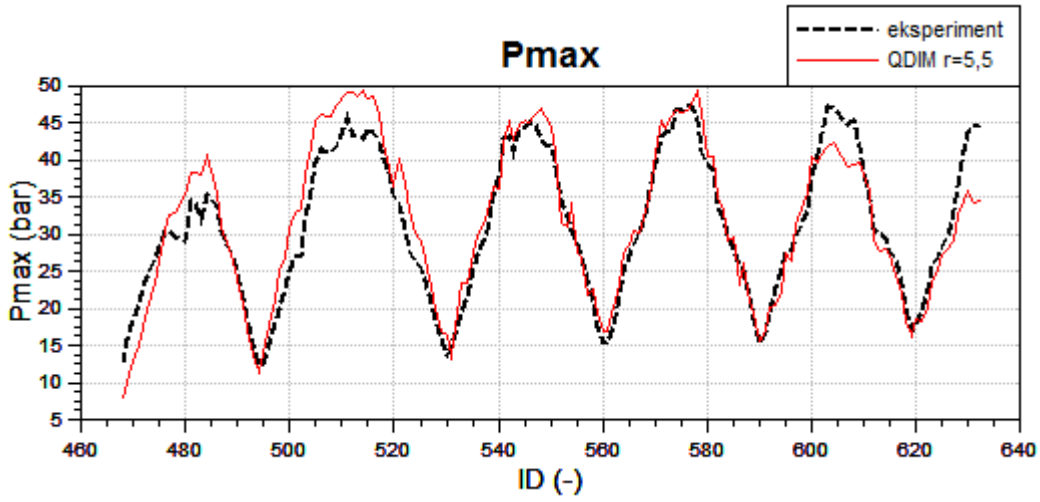
Zatim je s tom vrijednošću radijusa jezgre plamena simulirano cijelo radno područje motora i dobiveni podaci prikazani su Slika 68Slika 69Slika 70Slika 71.



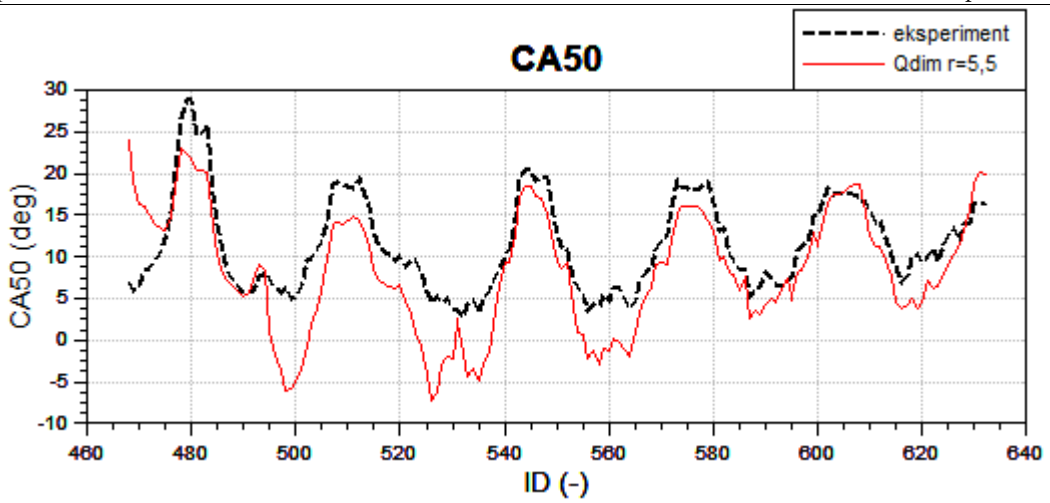
Slika 68. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s *r*=5,5 mm



Slika 69. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i dobivene QDIM modelom s *r*=5,5 mm

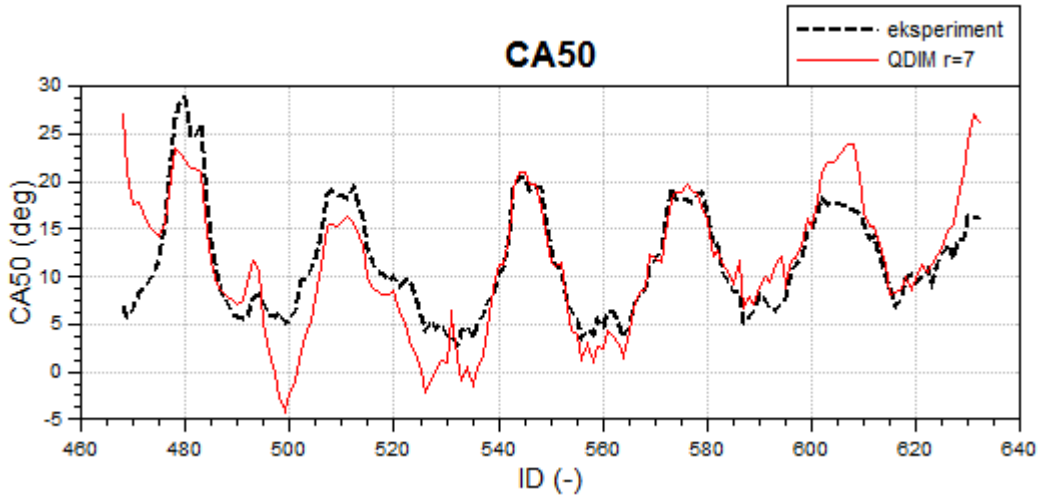


Slika 70. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s *r*=5,5 mm



Slika 71. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s *r*=5,5 mm

Iz usporedbe rezultata može se vidjeti da se IMEP, ISFC i vršni tlak u cilindru dobro poklapaju, ali težište izgaranja je nešto drugačije, odnosno ranije je u gotovo svim radnim točkama te je radijus jezgre plamena povećavan kako bi srednja pogreška pala ispod 10%, a to je postignuto kod vrijednosti r = 7 mm. Budući da se ostali rezultati nisu značajnije promjenili, Slika 72 prikazna je usporedba težišta izgaranja za opisani slučaj.

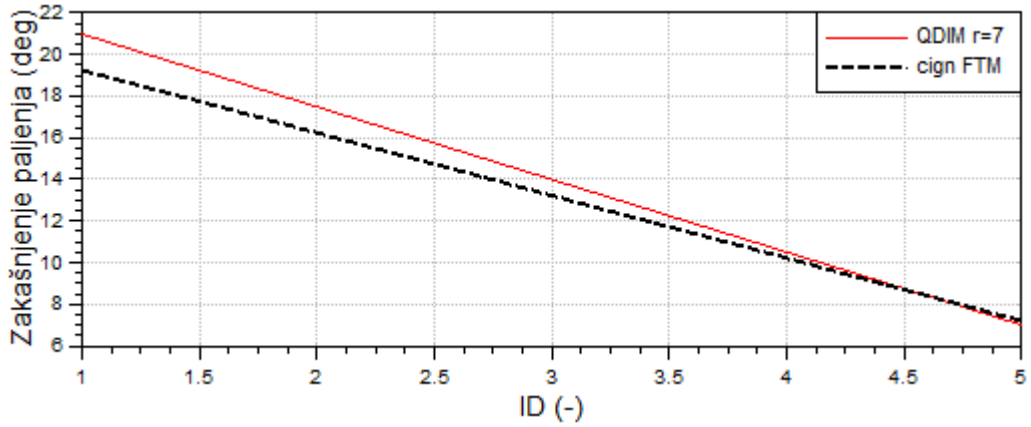


Slika 72. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s *r*=7 mm

Iako je u ovom slučaju srednja pogreška između rezultata manja od 10% vidljivo je da se u nekim radnim točkama vrijednosti značajnije razlikuju.

6.2. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena

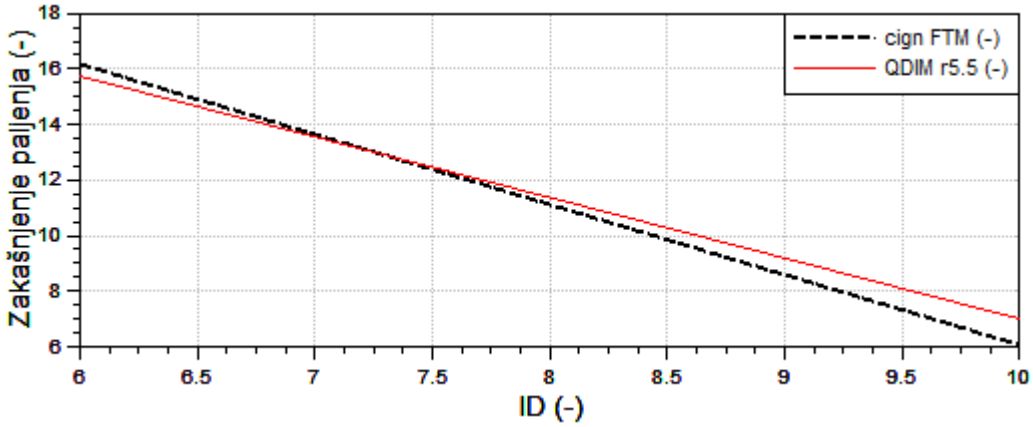
Budući da se kalibrira samo jedan parametar ideja je pokušati kalibrirati model izgaranja za cijelo radno područje koristći samo dvije radne točke. Da bi postupak bio što jednostavniji korištene su po dvije radne točke za svaku brzinu vrtnje motora i to točka s minimalnim i maksimalnim opterećenjem od razmatranih. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke na 2000 min^{-1} prikazana je Slika 73.



Slika 73. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 2000 min^{-1}

Budući da je približno poklapanje dobiveno s radijusom od 7 mm jasno je da su rezultati zadovoljavajući za cijelo radno područje motora.

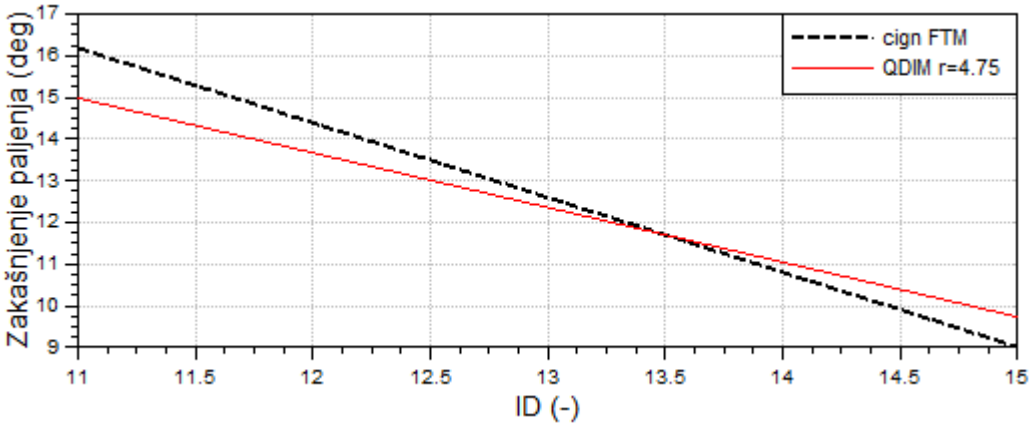
Ista usporedba provedena je i na 3000 min^{-1} i prikazana na Slika 74.



Slika 74. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 3000 min^{-1}

Na 3000 min^{-1} radijus kod kojeg se zakašnjenje paljenja najbolje poklapa iznosi 5.5 mm što se poklapa s vrijednošću dobivenom usporedbom za 15 radnih točaka te se može zaključiti da će u ovom slučaju razlike kod težišta izgranja biti nešto veće.

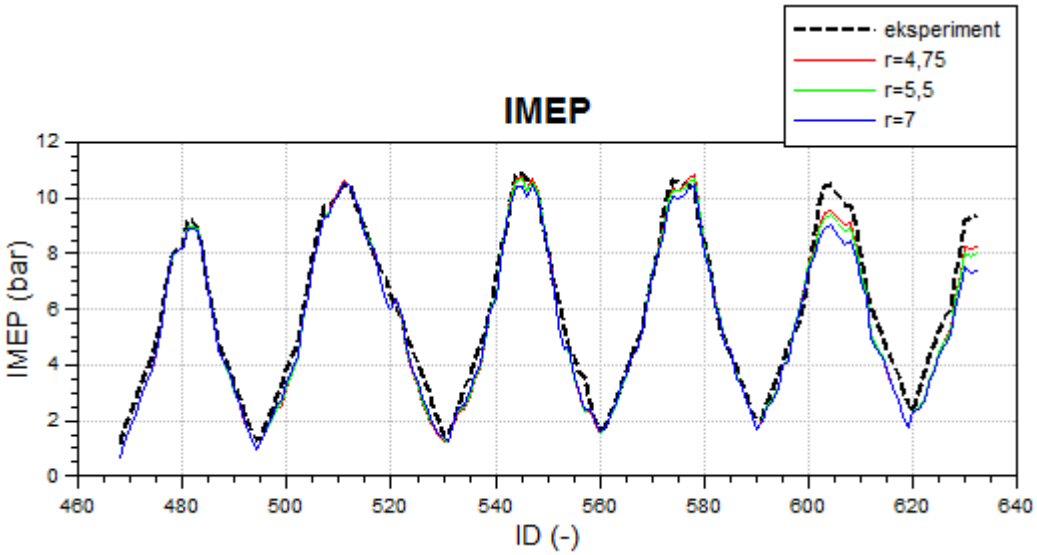
Treća usporedba provedena je na isti način na 5000 min^{-1} i prikazana je Slika 75.



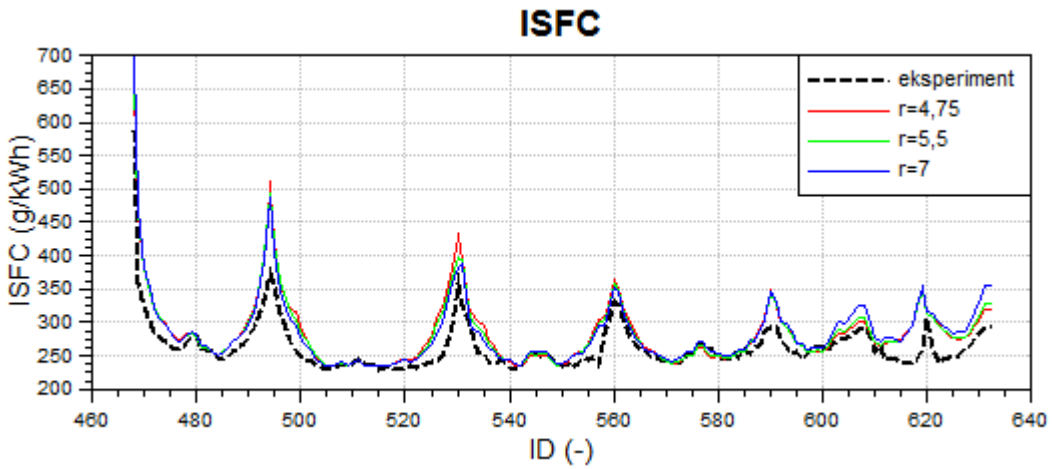
Slika 75. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 5000 min^{-1}

Budući da je na 5000 min^{-1} radijus kod kojeg se najbolje poklapa zakašnjenje paljenja još niži i iznosi 4.75 mm i rezultati će biti nešto lošiji.

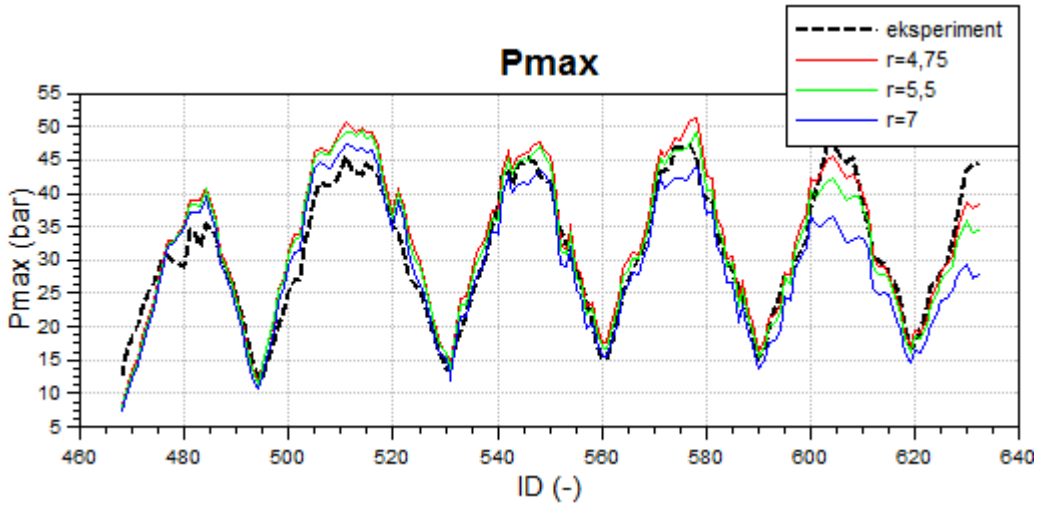
Usporedbe promatranih veličina za sva tri slučaja prikazani su Slika 76Slika 77Slika 78Slika 79.



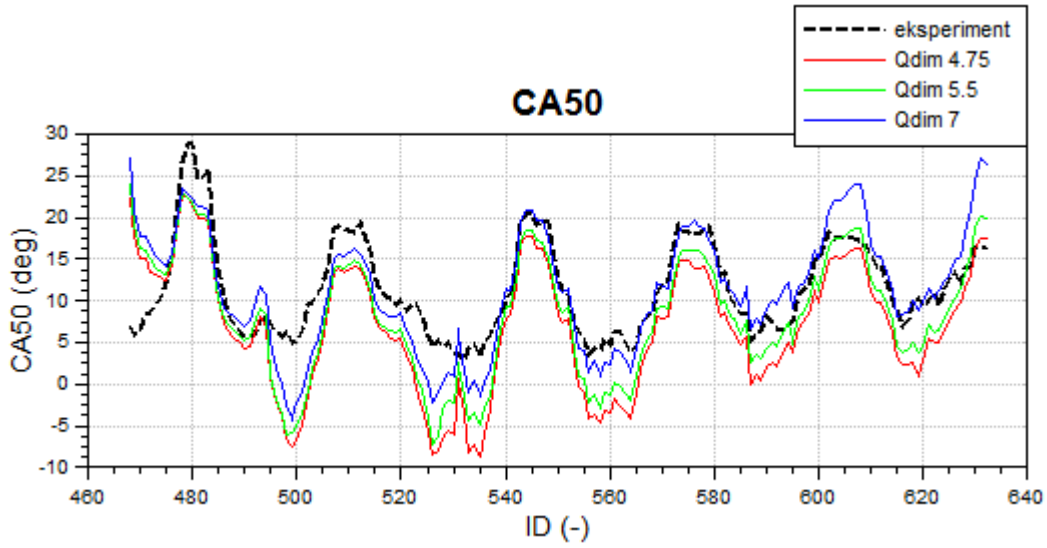
Slika 76. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



Slika 77. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



Slika 78. Usporedba vršnog tlaka u cilindru za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



Slika 79. Usporedba težišta izgaranja za sva 3 slučaja QDIM kalibracije

Zanimljivo je usporediti dobivene rezultate s eksperimentalnima u točkama koje su korištene kod kalibracije, a usporedba je prikazana **Tablica 5**.

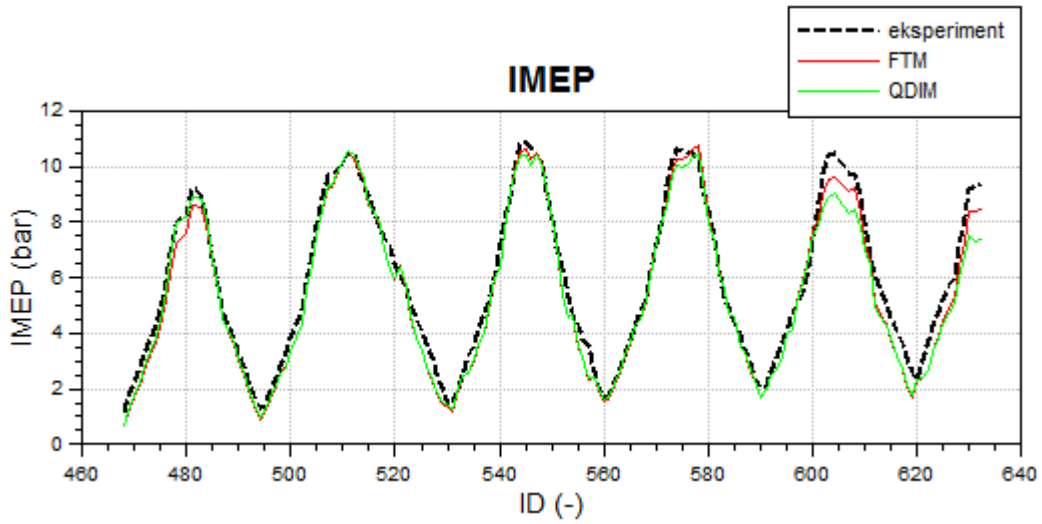
Tablica 5. Srednja pogreška rezultata u razmatranim radnim točkama

Brzina vrtnje motora	IMEP	ISFC	P_{max}	CA 50
2000 min^{-1}	-7.61 %	6.43 %	6.47 %	-43.09 %
3000 min^{-1}	-0.49 %	2.74 %	5.63 %	-83.17%
5000 min^{-1}	6.49 %	6.61 %	5.23 %	-41.7 %

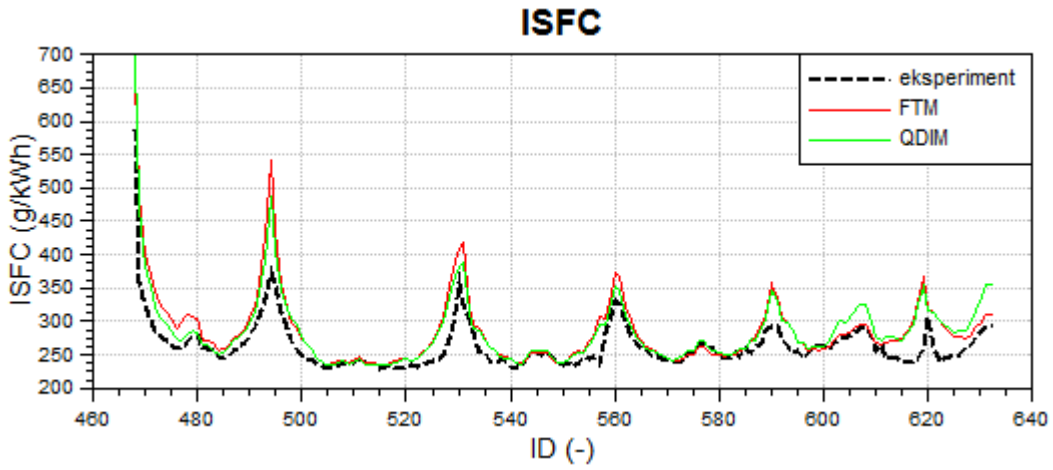
Iz ovih rezultata vidljivo je da se kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena može izvesti pomoću podataka od dvije radne točke, ali težište izgaranja se ne poklapa u tim radnim točkama bez obzira što je kroz cijelo radno područje motora unutar 10% ako se koriste radne točke na 2000 min^{-1}.

7. USPOREDBA REZULTATA

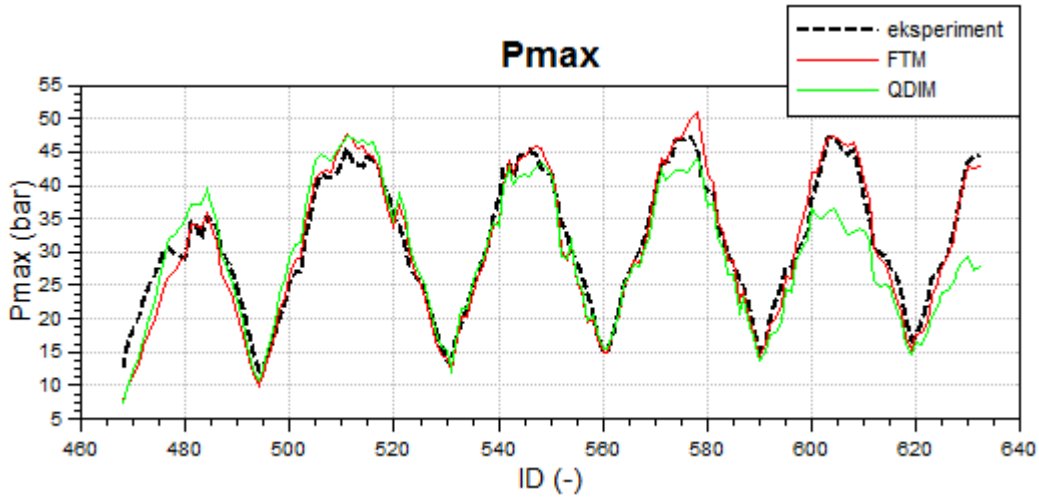
Najbolje poklapanje rezultata kod modela praćenja plamena FTM dobiveno je parametrizacijom na 3000 min^{-1}, a kod kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena na 2000 min^{-1} te su ti rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 80Slika 81Slika 82Slika 83.



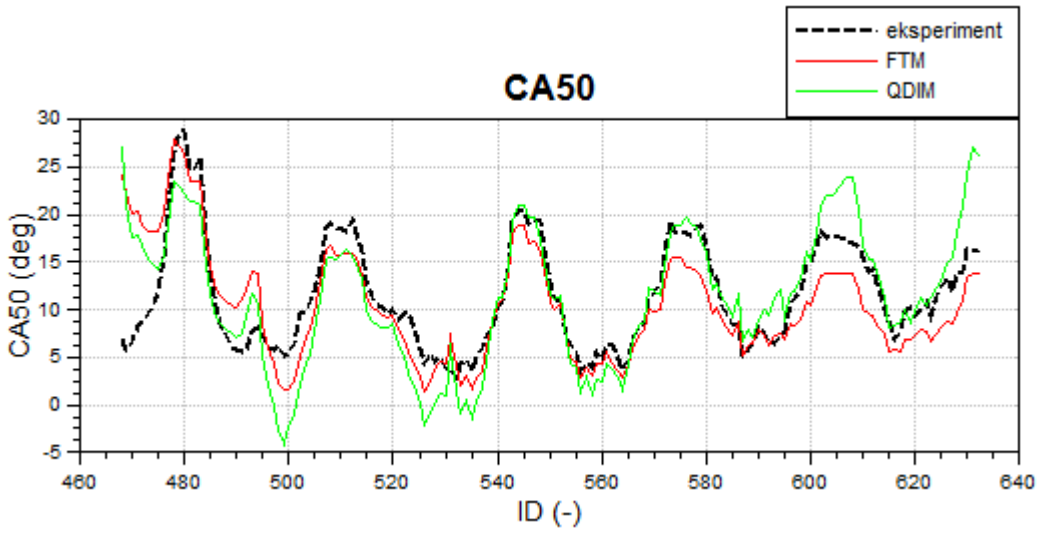
Slika 80. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 81. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 82. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 83. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM

Iz dijagrama se može zaključiti da je poklapanje rezultata dobiveno kalibracijom oba modela poprilično dobro. Znači kod kalibracije modela praćenja plamena dovoljne su tri radne točke, a kod kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena dvije točke. Da bi rezultati bili što bolji kalibraciju treba provoditi koristeći radne točke sa srednjih brzina vrtnje.

8. ZAKLJUČAK

Nakon provedne simulacije rada motora može se zaključiti da se pomoću korištenih modela izgranja može vrlo dobro opisati stvarno stanje u cilindru. Kad bi se kalibracija modela provodila za svaku točku zasebno mijenjanjem više ulaznih parametara mogla bi se dobiti odlična podudarnost rezultata, no cilj rada bio je koristiti što manje radnih točaka za kalibraciju nakon koje se može provesti simulacija na cijelom radnom području motora. Analiza osjetljivosti pokazala je da na izbor imamo više parametara modela budući da svi imaju značajan utjecaj na rezultate. Kod kalibracije modela praćenja plamena FTM uz primjenu novog K-k-ε modela turbulencije pokazano je da je moguće dobiti zadovoljavajuće rezultate mijenjajući samo parametare c_{ign} ili L_{scl}. Velika prednost je svkako da se mjenja samo jedan parametar dok ostali mogu imati konstantne vrijednosti. Za parametrizaciju je odabran parametar c_{ign} jer vrijednosti parametra L_{scl} nije bilo moguće dovoljno dobro opisati krivuljom. Parametrizacijom modela sa 15 radnih točaka može se dobro pokriti cijelo radno područje motora, a pravilnim odabirom radnih točaka moguće je dobiti gotovo identične rezultate i sa samo tri radne točke. Rezultati su pokazali da parametrizacija sa tri radne točke najbolje rezultate daje ako se koriste točke na srednjim brzinama vrtnje. Nedostatak ovog načina kalibracije je potreba za programiranjem funkcije za izračunavanje parametra c_{ign} za cijelo radno područje motora. Tu prednost ima kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena QDIM kod kojeg je dovoljno mijenjati samo kritični radijus jezgre plamena r. Uz jednostavniju kalibraciji rezultati dobiveni simulacijom uz primjenu tog modela vrlo su slični, iznimka je jedino težište izgaranja u cilindru. Za kalibraciju su dovoljne samo dvije radne točke, pri maksimalnom i minimalnom opterećenju za određenu brzinu vrtnje motora. Model daje bolje rezultate kalibracijom pri nižim i srednjim brzinama vrtnje kao i FTM. Iz dijagrama na Slika 80,Slika 81Slika 82Slika 83 vidljivo je da su rezultati za srednji indicirani tlak, specifičnu efektivnu potrošnju goriva, vršni tlak u cilindru i težište izgaranja dobiveni nakon kalibracije ovih modela vrlo slični eksperimentalnima te je time dokazano da je kalibracija izvedena na ovaj način uspješna.

LITERATURA

[1] Auto-data, https://www.auto-data.net/en/fiat-punto-evo-199-1.4-8v-77hp-16745, srpanj 2019.

[2] AVL BOOST - version 2013.2, Theory, Edition 11/2013, AVL LIST GmbH, Graz, 2013.

[3] Stanford EDU, Simulation of Turbulence Flows, Prezentacija, https://web.stanford.edu/ class/me469b/handouts/turbulence.pdf, lipanj 2019.

[4] Sjerić, M., New Physically Based Sub-models for The Cycle-simulation of Spark Ignition Engine, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.

[5] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D., Motori s unutarnjim izgaranjem, Podloge uz predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.

[6] Simscale, Airflow Around a Comercial Aircraft, Javni projekt, https://goo.gl/V161qi, lipanj 2019.

[7] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method. 2nd edn. Pearson Education, London, 2007.

[8] Lee, T-K., Filipi, Z. S., Improving the Predictiveness of the Quasi-D Combustion Model for Spark Ignition Engines with Flexible Intake Systems, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 1, pp. 1-9, 2011., doi:10.1007/s12239-011-0001-4.

[9] Poulos, S. G., Heywood, J. B. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE Paper No. 830334., 1982

[10] Sjerić, M., Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.

[11] Fogla, N., Bybee, M., Development of a K-k-ε Phenomenological Model to Predict In-Cylinder Turbulence, SAE International, 2017.

[12] AVL BOOST FTM Theory

[13] Sjerić, M., Kozarac, D., Schuemie, H., A New Quasi-Dimensional Flame Tracking Combustion Model for SI Engines, Proceedings of AVL International Simulation Conference 2017, Prezentacija, Graz, 2017

[14] Sjeric, M., Kozarac, D., Tatschl, R., Modelling of early flame kernel growth towards a better understanding of cyclic combustion variability in SI engines, Elsevier Ltd. 2015.