

UNIVERZITET U BEOGRADU  
Mašinski fakultet

Dragan M. Knežević

**ISTRAŽIVANJE PROCESA SAGOREVANJA  
U DIZEL MOTORU PRI RADU SA BIOGORIVIMA  
I RECIRKULACIJOM IZDUVNIH GASOVA**

Doktorska disertacija

Beograd, 2014.

UNIVERSITY OF BELGRADE  
Faculty of Mechanical Engineering

Dragan M. Knežević

**THE RESEARCH OF COMBUSTION PROCESS  
OF DIESEL ENGINE USING BIOFUELS AND  
EXHAUST GAS RECIRCULATION**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2014.

Komisija za pregled i odbranu:

Mentor: Prof. dr Miroljub Tomić, red. prof. u penziji,  
Univerzitet u Beogradu , Mašinski fakultet

Članovi Komisije: Prof. dr Milorad Milovančević, red. prof.,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

Prof. dr Vojkan Lučanin, red. prof.,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

Prof. dr Dragoslava Stojiljković, red. prof.,  
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

Dr Zoran Jovanović, naučni savetnik,  
Institut nuklearnih nauka Vinča

Datum odbrane:

*Мојој породици за изузетну подршку  
коју сам имао током израде овога рада*



## **PREDGOVOR**

Budući razvoj Evropske Unije definisan je strategijom „Evropa 2020“ usvojenom 2011. god. Ovom Strategijom su definisani osnovni ciljevi koje treba postići do 2020. godine, među kojima su: smanjenje emisije gasova staklene bašte od 20% u odnosu na 1990. godinu, učešće energije iz obnovljivih izvora u iznosu od 20% i povećanje energetske efikasnosti za 20%. Između ostalog, ti ciljevi bi se postigli inteziviranjem naučnih istraživanja u formiranom Okvirnom programu istraživanja i inovacija (Framework Programme of Research and Inovation) za period od 2014 do 2020. godine, pod nazivom Horizon 2020 u kome su posebni izazovi efikasno korišćenje resursa i usavršavanje transporta. Rezultat tog programa treba da bude obezbeđivanje održivog razvoja između ostalog i putem smanjenja toksične emisije transporta i primenom alternativnih goriva za pogon motornih vozila.

Takođe, u Kominikeu od 16. novembra 2014, Grupe Dvadeset (G20) sastanka Šefova Vlada u Brisbejnu, Australija, istaknut je značaj transporta i preduzimanja novih radova na poboljšanju karakteristika efikasnosti i emisije vozila, sa posebnim akcentom na teška vozila. Shodno tome u Akcionom Planu Energetske Efikasnosti, usvojenog poslednjeg dana sumita G20, problemi efikasnosti korišćenja goriva na vozilima su stavljeni među prvim prioritetima sa akcentom na korišćenje „čistih“ goriva, smanjenje izduvne emisije vozila i poboljšanje energetske efikasnosti vozila.

Mali doprinos ovoj temi bio je i moj magistarski rad pod naslovom „Istraživanje radnog ciklusa dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem niske toksične emisije“ odbranjen na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu. Imajući u vidu moj interes za oblast dizel motora, nastavio sam da se bavim istraživanjima čiji je osnovni cilj smanjenje toksičnih emisija izduvnih gasova dizel motora, primena alternativnih goriva na bazi biodizela i usavršavanje procesa sagorevanja u dizel motoru. Konačan rezultat tih istraživanja je i ova doktorska disertacija koja treba da doprinese proširenju saznanja i boljem razumevanju prethodno pomenutih problema.

S obzirom da je ova disertacija prevashodno eksperimentalnog karaktera najpre je bilo neophodno opremiti odgovarajuću instalaciju u Zavodu za motore Mašinskog fakulteta. U opremanju te instalacije puno su mi pomogli saradnici Zavoda za motore, pri čemu posebnu zahvalnost dugujem Dipl.Ing. Vladi Stajiću koji mi je izuzetno mnogo pomogao u realizaciji eksperimenata i obradi rezultata istraživanja.

Veliku zahvalnost dugujem mom mentoru Prof. dr Miroljubu Tomiću, koji me je stalno bodrio, savetovao, usmeravao i pomagao u izradi ove disertacije. Bez njegove dragocene pomoći sumnjam da bih skoro završio ovaj rad s obzirom da je problematika takva da praktično iziskuje dugotrajan, pa čak i beskonačan rad. Takođe, želeo bih da izrazim i moju posebnu zahvalnost i Prof. dr Radivoju Trifunoviću, koji mi je pomogao u mojim prvim koracima u naučno istraživačkom radu, kao i Prof. dr Stojanu Petroviću, mentoru mog magistarskog rada.

Mnoge sugestije koje sam prihvatio u mom prethodnom radu na istraživanjima u oblasti dizel motora direktno su uticale na preciznost iznošenja stavova u ovom radu, tako da formirana poglavlja u radu ustvari čine celinu koja može dragoceno poslužiti u budućim istraživanjima ove problematike.

Takođe, treba napomenuti da je ovaj rad nastao u okviru četvorogodišnjeg naučnog projekta ev. br. TR35042, pod nazivom: „Istraživanje i razvoj alternativnih pogonskih sistema i goriva za gradske autobuse i komunalna vozila radi poboljšanja enegretske efikasnosti i ekoloških karakteristika“, Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja, Republike Srbije a čiji je rukovodilac bio Prof. dr Miroljub Tomić.

Beograd, 20 novembra 2014. godine

mr Dragan M. Knežević, dipl.ing.maš.

# **ISTRAŽIVANJE PROCESA SAGOREVANJA U DIZEL MOTORU PRI RADU SA BIOGORIVIMA I RECIRKULACIJOM IZDUVNIH GASOVA**

## **REZIME**

U ovom radu je proučavana mogućnost primene alternativnih biogoriva za pogon dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem, kao i uticaj ovih goriva na proces sagorevanja i izduvnu emisiju ovog tipa motora. Kao alternativna biogoriva korišćeni su metilestri ulja uljane repice, sojinog ulja i otpadnog jestivog palminog ulja. Ova biogoriva su korišćena kao čista (100%) ili u smeši sa standardnim dizel gorivom fosilnog porekla u odnosu 50:50 i u nekim uslovima i u smeši 25%, 50%, 75%. Takođe, istražena je i mogućnost primene čistog jestivog rafinisanog suncokretovog ulja bez dodatne obrade ulja pre mešanja sa dizel gorivom u odnosu 50:50.

Pored integralnih karakteristika motora: snage, obrtnog momenta, potrošnje usisnog vazduha i goriva, analize izduvnih gasova, protoka recirkulacije izduvnih gasova, snimljeni su tokovi pritiska u cilindru motora i vodu visokog pritiska sistema unrizgavanja i izdizanje igle brizgača, korišćenjem akvizicionog sistema visokih performansi. Na bazi ovih veličina razvijen je i primenjen model za određivanje parametara procesa sagorevanja. Koristeći ovaj postupak određene su sledeće karakteristike sagorevanja pri radu sa različitim biogorivima i pri različitim uslovima: vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru motora kao i njihovi položaji u odnosu na SMT, zakoni oslobađanja toplote, periodi zakašnjenja upaljenja, trajanje sagorevanja i razvijene količine energije po fazama procesa sagorevanja. Takođe je izvršeno ispitivanje uticaja svih korišćenih biogoriva na izduvnu emisiju motora.

Istraživanja su vršena u usisnoj i natpunjenoj varijanti motora. Takođe je detaljno istražen i uticaj recirkulacije izduvnih gasova na proces sagorevanja i izduvnu emisiju i to u obe varijante motora i sa svim korišćenim biogorivima. Poseban deo istraživanja se odnosio na mogućnost aplikacije komore za sagorevanje originalne

konstrukcije sa smanjenim odavanjem toplote i uticaj ovog sistema sagorevanja na tok procesa sagorevanja i sastav izduvnih gasova.

Dobijeni rezultati u okviru ovog rada se mogu koristiti pri optimizaciji radnog ciklusa dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem u cilju postizanja povoljnije ekonomičnosti i izduvne emisije, pri pogonu biogorivima sa i bez recirkulacije izduvnih gasova.

**Ključne reči:** Dizel motor, proces sagorevanja, biogoriva, recirkulacija izduvnih gasova, izduvna emisija, komora za sagorevanje

**Naučna oblast:** Mašinstvo

**Uža naučna oblast:** Motori sa unutrašnjim sagorevanjem

**UDK:** 621.436:662.756.3(043.3)

# **THE RESEARCH OF COMBUSTION PROCESS OF DIESEL ENGINE USING BIOFUELS AND EXHAUST GAS RECIRCULATION**

## **ABSTRACT**

This dissertation presents the results of biofuels application research in direct injection diesel engine, as well as the influence of these fuels on engine combustion process and exhaust emissions. The methyl esters of rape oil, soya oil, and waste cooking palm oil were used as alternative fuels. These biofuels were used as net fuels (100%) as well as mixed with standard diesel fuel in the ratio 50:50 and in several cases 7%, 25%, 50% and 75%. Also, the research included the experiments with pure edible sunflower oil mixed with diesel fuel in the ratio 50:50.

Besides engine integral characteristic: power and torque output, intake air and fuel consumption, exhaust gas analysis, exhaust gases recirculation, the traces of in-cylinder pressure, fuel injection pressure and injector needle lift were recorded using high speed data acquisition system. On the basis of these data the method of combustion process parameters evaluation was developed and applied. Using this procedure for different biofuels and at different operating conditions, the following combustion parameters were determined: maximum cylinder pressure and temperature and its their position relative to TDC, heat release and the rate of heat release, ignition delay, combustion duration and the amount of heat released in certain periods of combustion process.

The research was carried out under the naturally aspirated and supercharged engine conditions. The impact of exhaust gas recirculation on combustion process and exhaust emissions was studied in all operating conditions and with all biofuels. A special part of the research related to the possibilities of application of the specially

designed combustion chamber with reduced heat transfer from the gases to the chamber walls. The influence of this system on combustion characteristics and exhaust emissions was studied.

The results obtained in this research can be used for optimisation of diesel engine working cycle in order to achieve better fuel economy and exhaust emissions, under the conditions of different biofuels application with and without exhaust gas recirculation.

**Key words:** diesel engine, combustion process, biofuels, exhaust gas recirculation, exhaust emissions, combustion chamber

**Scientific field:** Mechanical engineering

**Scientific subfield:** Internal combustion engines

**UDC:** 621.436:662.756.3(043.3)

## SADRŽAJ

Predgovor .....	v
Rezime .....	vii
Abstract.....	ix
Pregled korišćenih oznaka.....	xvi
<b>1. UVOD</b>	<b>1</b>
1.1. Prvi počeci primene biljnih ulja kao goriva za motore.....	1
1.2. Energetski problemi.....	2
1.2.1. Globalni problem.....	2
1.2.2. Lokalni problem.....	5
1.3. Razlozi širenja upotrebe obnovljive energije.....	5
1.4. Ciljevi rada.....	6
<b>2. SAGOREVANJE U DIZEL MOTORU</b>	<b>11</b>
2.1. Proces sagorevanja u dizel motoru - opšte karakteristike.....	11
2.2. Formiranje toksičnih komponenti izduvne emisije .....	20
2.2.1. Formiranje čestične materije u izduvnim gasovima dizel motora.....	20
2.2.2. Formiranje azotovih oksida - NO <sub>x</sub> .....	26
2.2.3. Formiranje ugljenmonoksida - CO.....	36
2.2.4. Formiranje nesagorelih ugljovodonika - CH.....	39
2.3. Primena recirkulacije izduvnih gasova (EGR) i uticaj na izduvnu emisiju.....	43
2.3.1. Konfiguracije EGR toka na motoru.....	45
2.3.2. Uticaj EGR na sastav usisnog punjenja motora.....	46
<b>3. PRIMENA BIOGORIVA U DIZEL MOTORU</b>	<b>49</b>
3.1. Sirovine i proizvodnja biodizela.....	49
3.1.1. Čista biljna ulja kao gorivo za dizel motore.....	52
3.1.2. Otklanjanje nedostataka biljnih ulja kao goriva za dizel motore.....	55
3.1.2.1. Mešanje biljnih ulja sa dizel gorivom.....	56
3.1.2.2. Mikroemulzije.....	56
3.1.2.3. Piroliza (termički krekning).....	57
3.1.2.4. Transesterifikacija biljnih ulja.....	57
3.2. Karakteristike biodizela.....	61

3.3. Izduvna emisija dizel motora sa biodizelom.....	63
3.3.1 Emisije čestica dizel motora pri pogonu biogorivima.....	63
3.3.1.1. Faktori koji utiču na emisiju čestica i dima pri radu motora sa biodizelom.....	64
3.3.1.2. Uticaj sadržaja biodizela u smeši.....	64
3.3.1.3. Uticaj karakteristika biodizela i sirovina za njegovu proizvodnju.....	65
3.3.1.4. Uticaj tipa motora i radnih režima.....	67
3.3.1.5 Uticaj dodavanja aditiva u biodizel i njegove mešavine sa dizel gorivom.....	69
3.3.1.6 Rezime rezultata istraživanja emisije dima i čestica objavljenih u literaturi.....	69
3.3.2. Emisija <i>NO<sub>x</sub></i> pri radu motora na biodizel.....	70
3.3.2.1. Faktori emisije <i>NO<sub>x</sub></i> sa biodizelom.....	71
3.3.2.2. Uticaj sadržaja biodizela u smeši.....	71
3.3.2.3. Uticaj Karakteristike biodizela i sirovina za proizvodnju biodizela.....	73
3.3.2.4. Uticaj tipa motora i radnih režima.....	75
3.3.2.5 Uticaj dodavanja aditiva u gorivo.....	77
3.3.2.6. Rezime rezultata istraživanja emisije <i>NO<sub>x</sub></i> objavljenih u literaturi.....	78
3.3.3 Emisija <i>CO</i> pri radu motora na biodizel.....	79
3.3.3.1. Uticaj sadržaja biodizela u smeši.....	79
3.3.3.2 Uticaj sirovina za proizvodnju biodizela.....	80
3.3.3.3. Uticaj tipa motora i radnog režima na emisiju <i>CO</i> ...	81
3.3.3.4 Uticaj dodavanja aditiva u gorivo na emisiju <i>CO</i> ...	82
3.3.3.5 Rezime rezultata istraživanja emisije <i>CO</i> objavljenih u literaturi.....	83
3.3.4 Emisija <i>CH</i> pri radu motora na biodizel.....	83
3.3.4.1 Uticaj sadržaja biodizela u smeši goriva.....	84
3.3.4.2 Uticaj vrste sirovine za proizvodnju biodizela.....	85
3.3.4.3. Uticaj tipa motora i radnog režima.....	86
3.3.4.4 Uticaj dodavanja aditiva na emisiju <i>CH</i> .....	87
3.3.4.5. Rezime rezultata istraživanja emisije <i>CH</i> objavljenih u literaturi.....	88
4. METODOLOGIJA EKSPERIMENTALNIH ISTRAŽIVANJA	89
4.1. Eksperimentalna instalacija.....	90
4.1.1. Karakteristike motora i sistema nadpunjenja.....	92
4.1.2. Gasni analizator .....	95
4.1.2.1 Komora za analizu.....	97
4.1.3 Dimomer.....	98



4.1.4 Davač pritiska u cilindru motora i pojačivač punjenja.....	98
4.1.5 Davač pritiska ubrizgavanja i pojačivač punjenja.....	100
4.1.6 Mernoakvizicioni sistem ADS 2000.....	100
4.1.7 Merenje ostalih veličina.....	102
4.2. Obrada rezultata merenja.....	103
4.2.1 Određivanje količine recirkulisanih gasova.....	103
4.2.1.1 Zapreminska i masena metoda određivanja količine EGR gasova.....	103
4.2.1.2 Određivanj EGR odnosa iz temperatura smeše vazduha i recirkulisanih izduvnih gasova.....	106
4.2.1.3 Određivanje EGR odnosa iz koncentracije CO <sub>2</sub> na usisu i izduvu.....	108
4.2.1.4 Proračun EGR odnosa iz masenog protoka vazduha.....	116
4.2.2 Obrada snimljenog toka pritiska.....	118
4.2.2.1 Pozicioniranje linije snimljenog pritiska.....	118
4.2.2.2 Određivanje zakona oslobađanja toplote.....	123
4.2.2.2.1 Uprošćeni model poraćuna toka (zakona) oslobađanja toplote.....	129
4.2.2.2.1.1 Deo toplote koja se predaje radnom gasu.....	130
4.2.2.2.1.2 Deo toplote koja se predaje zidovima radnog prostora.....	132
4.2.3 Faze procesa sagorevanja i određivanje dužine trajanja ovih faza.....	134
4.3 Karakteristike korišćenih goriva .....	136
4.4 Sistem delimične izolacije komore za sagorevanje.....	137
4.4.1 Razmatranje problema udara goriva u zid komore za sagorevanje.....	141
<b>5. PRIKAZ I ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA</b> .....	<b>148</b>
5.1. Osnovne karakteristike motora.....	148
5.1.1 Snaga, moment i specifična efektivna potrošnja goriva....	148
5.1.2 Specifična efektivna potrošnja goriva za gorivo B100.....	149
5.1.3 Specifična potrošnja energije.....	152
5.1.4 Indikatorski dijagrami motora.....	153
5.2 Istraživanje procesa sagorevanja biogoriva u dizel motoru.....	154
5.2.1 Tok pritiska u cilindru.....	154
5.2.1.1. Tokovi pritiska u cilindru za B100.....	154
5.2.1.2 . Tokovi pritiska u cilindru za B50.....	159
5.2.2. Brzina porasta pritiska u cilindru .....	164
5.2.2.1 Brzina porasta pritiska u cilindru pri radu sa B100	164
5.2.2.2 Brzina porasta pritiska u cilindru pri radu sa B50..	170

5.2.3	Uticaj primene biogoriva na pritisak ubrizgavanja i hod igle brizgača.....	172
5.2.4.	Zakon oslobađanja toplote .....	175
5.2.4.1	Diferencijalni zakon oslobađanja toplote za čista biogoriva B100 .....	175
5.2.4.2	Diferencijalni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B50 .....	179
5.2.4.3	Normalizovani kumulativni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B100.....	183
5.2.4.4	Normalizovani kumulativni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B50.....	185
5.2.5	Analiza faza procesa sagorevanja B100.....	187
5.2.5.1	Uticaj biodizela i njegovih mešavina na dužinu pps	187
5.2.5.2	Trajanje pojedinih faza sagorevanja po uglu KV	192
5.2.5.3	Razvijena količina toplote po fazama .....	193
5.2.5.4	Količina od 5, 10, 50 i 90% sagorelog goriva B100 .....	196
5.2.5.5	Izduvna emisija motora pri radu sa biogorivima ...	198
5.3.	Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na proces sagorevanja i izduvnu emisiju.....	202
5.3.1.	Uticaj EGR na potrošnju goriva i stepen korisnosti.....	202
5.3.2.	Efekat EGR-a na ukupni koeficijent viška vazduha.....	204
5.3.3.	Uticaj EGR na pritisak i temperaturu gasa u cilindru.....	205
5.3.3.1	Uticaj EGR na vrednost maksimalnog pritiska u cilindru.....	206
5.3.3.2	Uticaj EGR na maksimalnu vrednost srednje temperature ciklusa .....	207
5.3.4.	Zakon oslobađanja toplote sa EGR za RME100.....	207
5.3.5.	Faze procesa sagorevanja pri radu biogoriva sa EGR-om	209
5.3.5.1	Efekat EGR-a na period pritajenog sagorevanja....	209
5.3.5.2.	Efekat EGR-a na trajanje druge i treće faze sagorevanja.....	211
5.3.6.	Izduvna emisija u uslovima primene EGR .....	213
5.3.6.1.	Izduvna emisija pri radu sa čistim biogorivima B100 uz primenu EGR.....	213
5.3.6.2.	Izduvna emisija pri radu sa mešavinama biogoriva B50 uz primenu EGR.....	213
5.4.	Rezultati istraživanja uticaja delimične izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanja.....	220
5.4.1.	Potrošnja goriva i stepen korisnosti motora sa komorom KDS.....	220
5.4.2.	Radni proces motora sa KDS komorom.....	221
5.4.2.1	Tokovi pritiska u motora sa standardnim i KDS sistemom sagorevanja.....	221

5.4.2.2	Maksimalne vrednosti pritiska u cilindru.....	225
5.4.2.3	Maksimalne vrednosti temperatre u cilindru.....	226
5.4.2.4	Brzina promene pritiska u cilindru.....	227
5.4.3.	Zakon oslobađanja toplote za dizel i biodizel sa i bez KDS sistema.....	229
5.4.3.1.	Diferencijalni zakon oslobađanja toplote.....	229
5.4.3.2.	Kumulativni zakon oslobađanja toplote .....	232
5.4.4.	Faze procesa sagorevanja komore KDS.....	235
5.4.4.1.	Periodi pritajenog sagorevanja.....	235
5.4.4.2.	Trenutak oslobađanja određene količine toplote...	236
5.4.4.3.	Razvijena količina toplote po fazama sagorevanja	241
5.4.5.	Uticaj EGR .....	243
5.4.5.1.	Uticaj EGR na $p_z$ i $T_z$ .....	243
5.4.5.2.	Uticaj EGR na zakon oslobađanja toplote.....	244
5.4.5.3	Kumulativni zakon oslob toplote sa EGR.....	245
5.4.6.	Izduvna emisija motora sa komorom KDS.....	247
6.	ZAKLJUČAK	252
7.	LITERATURA	259
	BIOGRAFIJA	275

## PREGLED KORIŠĆENIH OZNAKA

### Skraćenice

A - parametar karakteristike ubrizgavanja

B10 - smeša dizela i 10% biogoriva

B30 - smeša dizela i 30% biogoriva

B50 - smeša dizela i 50% biogoriva

B100 - 100% biogorivo

BM5 smeša sa 5% metanola

BM10 smeša sa 10% metanola

BM15 smeša sa 15% metanola

CB - cetanski broj

( $CH_4$ ) - metan

CH - nesagoreli ugljovodonici

CME – methyl esters prepared from canola - metilni esteri pripremljeni od uljane repice

CO- ugljenmonoksid

CO2 - ugljendioksid

CR - common rail

EGR - recirkulacija izduvnih gasova - (Exhaust Gas Recirculation)

HCN - cijanovodonična kiselina

HOME - Honge **oil** methyl ester

HSDI - brzohodi dizel motor sa nadpunjenjem

JB – jatropa ulje *Jatropha* (*Jatropha curcas*) моно естар (biodiesel)

JOME - metil estar jatropa ulje

KB - karanja ulje *Karanja* (*Pongamia pinnata*) моно естар

KOH - kalijum hidroksid

MME – smeša goriva biodizela i etanola

NaOH - natrijum hidroksid

$NO_x$  - oksidi azota

$O_2$  - kiseonik

PB - polanga ulje *Polanga* (*Calophyllum inophyllum*) моно естар

PKOME - palm kernel oil methyl esters

PME – metil estar otpadnog palminog jestivog ulja (*lat. Elaeis guineensis*)  
POME - metil estar palminog ulja - palm oil methyl esters  
*pps* – period zakašnjenja upaljenja ili period pritajenog sagorevanja  
RME – metil estar repičinog ulja (*lat. Brassica napus L. ssp. oleifera*) – *Canola*  
SME – metil estar sojinog ulja (*lat. Glycine max*)  
SOME - metil estar sojinog ulja - soybean oil methyl ester  
SRF - suncokretovo rafinisano ulje u smeši sa dizel gorivom (*lat. Helianthus annuus*)  
SUS- motor sa unutrašnjim sagorevanjem  
WME - Walnut oil methyl esters - metil estar orahovog ulja  
WPOME – waste palm oil methyl ester

### Latinične oznake

$A_w$  - obuhvatna površina radnog prostora  
 $C_{LFM}$  - kalibraciona konstanta definisana za referentnu temperaturu od 20 °C  
 $C_v(T)$  - faktor korekcije viskoznosti gasa za izmerenu temperaturu  
 $c_v$  – specifična toplota pri konstantnoj zapremini  
 $c_p$  – specifična toplota pri konstantnom pritisku  
 $C_{\Delta p LFM}$  - faktor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice pritiska  
 $C_{p LFM}$  - faktor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice pritiska  
 $C_{TLFM}$  - factor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice temperature  
 $c_{pv}$  - specifična toplota vazduha pri konstantnom pritisku  
 $c_{p EGR}$  - specifična toplota EGR gasova pri konstantnom pritisku  
 $c_{pv/EGR}$  - specifična toplota smeše vazduh/EGR pri konstantnom pritisku  
 $[CO_2]_v$  - koncentracija CO<sub>2</sub> u usisnom vazduhu  
 $[CO_2]_{EGR}$  - koncentracija CO<sub>2</sub> u EGR gasovima  
 $[CO_2]_u$  - koncentracija CO<sub>2</sub> u usisnom punjenju  
 $c_m$  - srednja brzina klipa  
d - prečnik partikule čadji  
 $D_k$  - spoljni prečnik komore (mm)

$E_a$  - aktivaciona energija procesa samopaljenja  
 $E_s$  - aktivaciona energija formiranja čadji  
 $E_o$  - aktivaciona energija za oksidaciju čadji  
 $F_s$  - deo zapremine cilindra koji sadrži zone formiranja čadji  
 $h$  – specifična entalpija  
 $h_u$  – specifična entalpija gasa koji utiče kroz usisni ventil  
 $h_{iz}$  – specifična entalpija gasa koji ističe kroz izduvni ventil  
 $h_{pr}$  - specifična entalpija gasa koji ističe kroz nezaptivena mesta  
 $H_g$  – donja toplotna moć goriva  
 $K_p(O)$  -konstanta hemijske ravnoteže  
 $k_i^{+/-}$  - konstante reakcija.  
 $L_0$  - steheometrijska količina vazduha  
 $l$  - dužina  
 $m$  - masa  
 $m_v$  - maseni protok usisnog vazduha bez EGR  
 $m_{v,EGR}$  - maseni protok usisnog vazduha sa uključenim EGR  
 $m_{EGR}$  - maseni protok recirkulisanih izduvnih gasova  
 $m_v$  - maseni protok vazduha  
 $m_{EGR}$  - maseni protok recirkulisanih gasova EGR  
 $m_1$  - maseni protok čistog vazduha  
 $m_2$  - maseni protok smeše EGR-gasova i vazduha  
 $m_3$  - maseni protok izduvnih gasova pre EGR grane  
 $m_4$  - maseni protok izduvnih gasova posle EGR grane  
 $m_v$  - maseni protok vazduha  
 $m_{EGR}$  - maseni protok EGR gasova  
 $m_g$  - maseni protok goriva  
 $m_{g0}$  – ciklusna masa goriva  
 $m_v$  - maseni protok vazduha  
 $m_2$  - maseni protok smeše gasova u tački 2

$m_{N2,V}$  - maseni protok azota u vazduhu  
 $m_{O2,V}$  - maseni protok kiseonika u vazduhu  
 $m_{N2,2}$  - maseni protok azota u smeši u tački 2  
 $m_{O2,2}$  - maseni protok kiseonika u smeši u tački 2  
 $m_{CO2,EGR}$  - maseni protok ugljendioksida u EGR  
 $m_{H2O,EGR}$  - maseni protok vodene pare u EGR  
 $m_l$  - maseni protok vazduha bez EGR  
 $m_l'$  - maseni protok vazduha sa EGR  
 $m_{EGR}$  - maseni protok EGR gasova  
 $m_v$  – masa vazduha  
 $m_g$  – masa goriva  
 $m_u$  – masa gasa koji utiče kroz usisni ventil  
 $m_{iz}$  - masa gasa koji ističe kroz izduvni ventil  
 $m_{pr}$  - masa gasa koji ističe kroz nezaptivena mesta  
 $n$  – eksponent politrope  
 $n$  - broj obrtaja motora (o/min)  
 $n$  - vremensku promenu broja nastalih čestica  
 $\dot{n}_N$  - brzina formiranja novih čestica po jedinici zapremine  
 $\dot{n}_A$  - brzina anglomeracije čestica  
 $N$  - tok promene broja formiranih čestica  
 $Nu$  – Nuseltov broj  
 $[O_2]_{eq}$  - ravnotežna koncentracija molekula kiseonika,  
 $[O]_{eq}$  - ravnotežna koncentracija atoma kiseonika  
 $p_z$  - pritisak gasa u cilindru motora  
 $p_{zmax}$  - maksimalni pritisak ciklusa  
 $p_s$  - parcijalni pritisak nesagorelog goriva u zoni formiranja čadji  
 $p_0$  - lokalni parcijalni pritisak kiseonika  
 $p_{LFM}$  - apsolutni pritisak iza elementa protokomera

$p_u$  - pritisak u usisnoj cevi  
 $p_{EGR}$  - pritisak recirkulisanih gasova ispred EGR ventila  
 $p_v$  - pritisak vazduha iza uloška protokomera  
 $Pr$  – Prantlov broj  
 $Q$  – količina toplote  
 $Q_u$  – ukupna energija uneta u cilindar  
 $Q_g$  – energija oslobođena sagorevanjem goriva  
 $Q_{g0}$  – količina energije (toplote) uneta ciklusnom količinom goriva  
 $Q_w$  – količina toplote koja se razmenjuje sa zidovima radnog prostora  
 $R$  - univerzalna gasna konstanta  
 $Re$  – Rejnoldsov broj  
 $S(m)$  - hod klipa  
 $T$  –temperatura  
 $T_s$  - temperatura u zoni obrazovanja čadji  
 $T_z$  - temperatura gasa u cilindru  
 $T_{LFM}$  - temperatura iza elementa protokomera  
 $T_v$  - temperatura vazduha na usisu iza uloška protokomera  
 $T_{EGR}$  - temperatura gasova ispred EGR ventila  
 $T_u$  - temperatura ispred usisnog kanala (u usisnoj cevi)  
 $T_w$  - srednja temperatura zida (komore) radnog prostora.  
 $T_g$  - srednja temperatura gasa u radnom prostoru  
 $t_{ko}$  – temperatura komore  
 $t_{kl}$  – temperatura klipa  
 $U$  – unutrašnja energija  
 $u$  - specifična unutrašnja energija  
 $U_{\Delta p_{LFM}}$  - napon na diferencijalnom davaču pritiska  
 $U_{p_{LFM}}$  - napon na davaču pritiska  
 $U_{TLFM}$  - napon na davaču pritiska  
 $V_v$  - zapreminski protok vazduha na usisu motora bez uključenog EGR-



$V_{v,EGR}$  - zapreminski protok vazduha na usisu motora sa uključenim

$V_z$  - trenutna zapremina radnog prostora

$Z_s$  - preekspnencijalni faktor

$Z_o$  - preekspnencijalni faktor

$z_\phi$  - bočni zazor između komore i klipa (mm)

$x$  – normalizovana količina toplote oslobođena od početka sagorevanja

$x_{2,s}$  - masena koncentracija  $CO_2$  u izduvu u odnosu na suve produkte sagorevanja

$x_{EGR,s}$  - masena koncentracija  $CO_2$  u usisu u odnosu na suve produkte sagorevanja

$x_1$  - masena koncentracija ugljendioksida u realnim produktima sagorevanja

$x_3$  - masena koncentracija vodene pare u realnim produktima sagorevanja

$y_i$  - zapreminski udeo i-te komponente u smeši

$W$  – rad

$w$  – brzina

### Grčke oznake

$\alpha_{pb}$  - ugao predubrizgavanja

$\square_{tg}$  –ugao termodinamičkih gubitaka

$\alpha_w$  - koeficijent prelaza toplote

$\beta$  - deo goriva koje sagori u periodu neregulisanog sagorevanja

$\eta_v$  - stepena punjenja motora

$\lambda$  - ukupni koeficijent viška vazduha

$\lambda_{ko}$  - koeficijent linearne toplotne dilatacije materijala komore (1/C)

$\lambda_{kl}$  - koeficijent linearne toplotne dilatacije materijala klipa (1/C)

$\mu_i$  - molarna masa i-te komponente u smeši

$\mu_{sm}$  - molarna masa smeše

$\nu$  - kinematska viskoznost

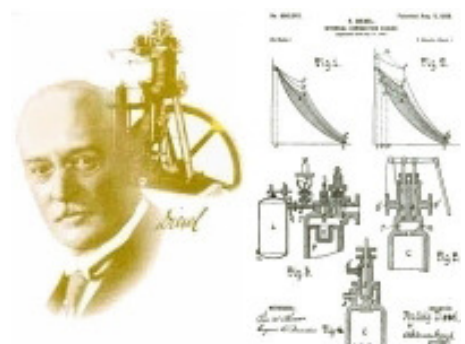
$\rho$  - gustina

$\tau_{pps}$  - dužina perioda pritajenog sagorevanja

$\phi_s$  - odnos lokalne ekvivalente u zoni obrazovanja čadji

## 1. UVOD

### 1.1 Prvi počeci primene biljnih ulja kao goriva za motore



“...Korišćenje biljnog ulja kao goriva u današnjem trenutku može se činiti beznačajnim. Međutim tokom vremena i ovakvi proizvodi mogu biti značajni kao što su danas proizvodi dobijeni preradom nafte...”

Rudolf Dizel, 1912 godine, u patentnoj prijavi

Reči izgovorene 1912 godine [1] od strane konstruktora prvog motora sa unutrašnjim sagorevanjem (SUS) sa paljenjem goriva sopstvenom energijom visokosabijenog vazduha koji je prvi put predstavljen u patentnoj prijavi [7], zaista zvuče proročanski. Tačno 100 godina kasnije, u današnje vreme, u 21. veku u celom svetu se vrše veoma intenzivna istraživanja u veoma širokoj oblasti proizvodnje, prerade i korišćenja biogoriva na postojećim motorima. Kada je reč o dizel motorima pod biogorivima koja se mogu koristiti u motorima ovog principa termodinamičkog ciklusa [7], pre svega se podrazumeva biodizel (BD), proizveden od najrazličitijih sirovina biljnog ili životinjskog porekla kao i od otpadnih jestivih ulja.

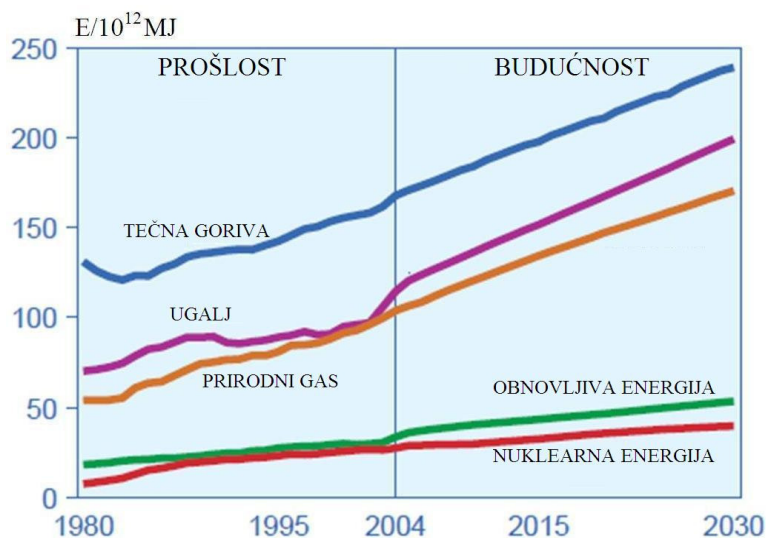
U današnje vreme veoma čestih skokova cena nafte i naftnih derivata ponovo se javlja veoma izraženo interesovanje za biogoriva, pre svega biodizel (BD), kada je reč o pogonskim gorivima dizel motora. Osim toga relativno često se pooštravaju zakonska ograničenja koja se odnose na dozvoljene količine otrovnih materija u izduvnim gasovima motora, a zavisno od tipa, namene i snage motora. Od samog početka 1892 godine, objavljivanja i patentne zaštite novog termodinamičkog ciklusa i principa rada novog tipa motora, Dr-Ing. R.K. Diesel govori o konstrukciji motora koji je sposoban da radi sa brojnim vrstama goriva uključujući i biljna ulja. Prvi put na svetskoj izložbi u Parizu 1900 godine R. Diesel prikazuje i svoj motor koji radi na ulje kikirikija, koje koristi kao gorivo [5].

## 1.2 Energetski problemi

Kada je reč o energetskim i ekološkim problemima u svetu može se načelno govoriti o dve kategorije problema, globalnim i lokalnim.

### 1.2.1 Globalni problem

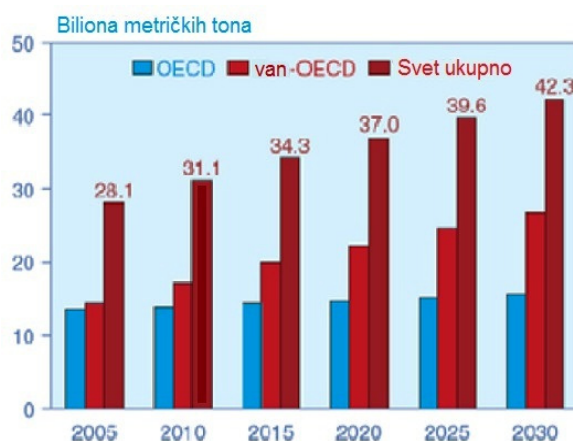
Od prve industrijske revolucije do danas potrošnja energije širom sveta se povećava. Prema Energy Information Administration (EIA), svetska potrošnja energije će se povećati 50% do 2030 godine. Ako se ovo predviđanje ostvari svet bi se mogao suočiti sa mogućnošću energetskog kolapsa. Slika tempa povećanja potrošnje energije iz različitih izvora od 1989 god sa predviđanjem rasta do 2030 god je prikazana na slici 1. Fosilna goriva (nafta, prirodni zemni gas i ugalj) su sada dominantni i očekuje se da će tako biti i u narednih 20 do 30 godina [2], čak se predviđa trend povećanja njihovog udela u narednom periodu [3].



Slika 1.1 Svetski rast potrošnje energije u periodu 1980-2030 [2]

Fosilna goriva su od velikog značaja zato što se njihovim sagorevanjem u različitim energetskim sistemima generiše značajna količina toplotne energije a preko nje i ostalih vrsta energije. Međutim, ovo ima veoma ozbiljan uticaj na prirodnu okolinu. Osim različitih toksičnih komponenti emituje se i ogromna količina ugljen

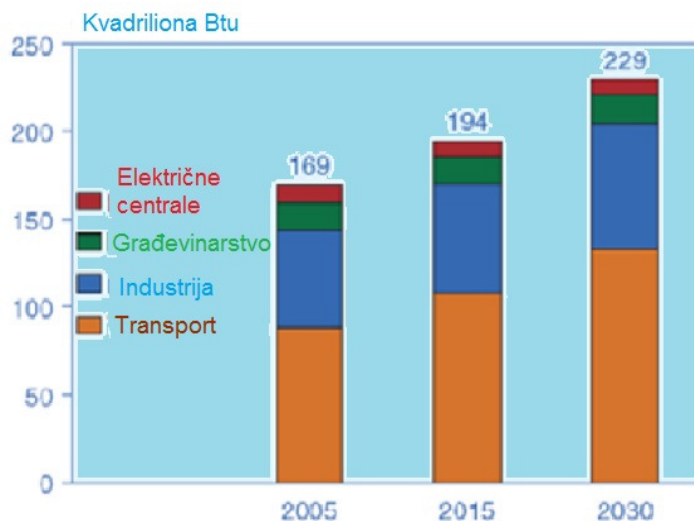
dioksida CO<sub>2</sub>, koji nije toksičan ali potencijalno stvara druge vrste problema. Pre svega, CO<sub>2</sub> je označen kao gas staklene bašte (*greenhouse gas*) za koji se smatra da doprinosi klimatskim promenama na celoj planeti preko efekta staklene bašte. Naravno postoje i veoma kompetentna mišljenja da ugljendioksid nije ni jedini ni najveći krivac za globalne klimatske promene već da su razlozi kosmološke, što znači mnogo grandioznije prirode. Ipak danas je pitanje emisije CO<sub>2</sub> uzdignuto na nivo problema od najvećeg međunarodnog značaja pa će se u ovom radu tako tretirati.



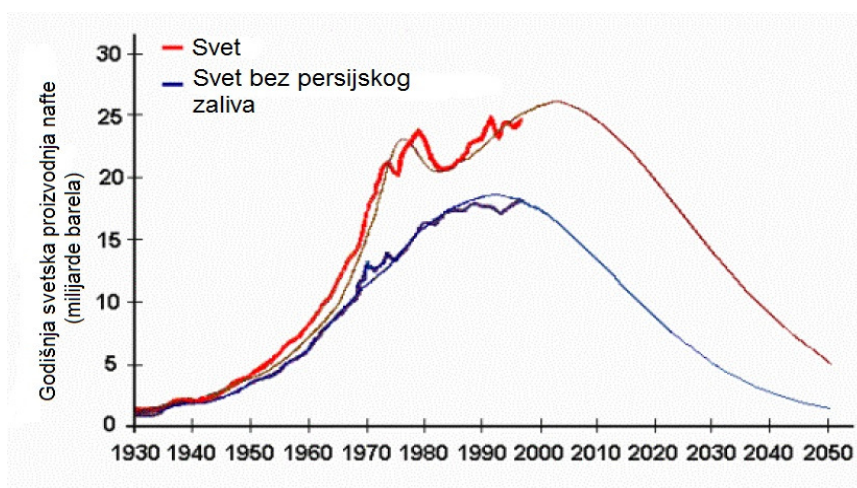
Slika 1.2. Porast koncentracije CO<sub>2</sub> od 2005 do 2030 [2]

Emisija CO<sub>2</sub> u atmosferi se povećava sa rastom globalne potrošnje energije (slika 2). Prema EIA sektor transporta je najveći potrošač tečnih goriva. To znači da se najveći deo tečnih goriva sagoreva u motorima sa unutrašnjim sagorevanjem, različitih vrsta između ostalog sistema Otto i sistema Diesel a koji se koriste u sektoru transporta, slika 3. Na taj način su motori SUS označeni kao jedan od najvećih emitera CO<sub>2</sub> emisije. Sa druge strane resursi sirove nafte su uglavnom koncentrisani u nekoliko zemalja Bliskog istoka što najviše doprinosi političkoj nestabilnosti u ovom regionu [4]. Ova politička nestabilnost prouzrokuje velike i česte fluktuacije cena nafte a postoji i stalna neizvesnost kada je reč o snabdevanju energijom.

Slika 4 prikazuje godišnju svetsku proizvodnju sirove nafte iz čega se vidi da zemlje Bliskog istoka, odnosno Persijskog zaliva igraju izuzetno veliku i značajnu ulogu u svetskoj proizvodnji nafte.



Slika 1.3. Svetska potrošnja tečnih goriva po sektorima 2005-2030 [2]



Slika 1.4. Današnji udeo u proizvodnji sirove nafte u Svetu i udeo zemalja Bliskog istoka kao i perspektiva kretanja proizvodnje do 2050 god. [4]

Ukratko globalna zabrinutost u vezi klimatskih promena (prouzrokovanih globalnim zagrevanjem) i neizvesnost u snabdevanju naftom su jedan od najvećih problema današnjeg sveta. Ovakvo stanje najviše osećaju zemlje EU i SAD, kao i zemlje jugoistočne Evrope gde se geografski nalazi i Srbija.

### 1.2.2 Lokalni problem

Lokalni problem eksploatacije energetske resurse na današnjem stepenu tehnološkog razvoja uglavnom je povezan sa problemom zagađenja atmosfere toksičnim komponentama izduvni gasova motora i drugih energetskih transformatora na bazi sagorevanja. Ako je reč o motorima koji koriste dizel termodinamički ciklus transformacije toplote dobijene u procesu sagorevanja može se reći da iz više razloga proces sagorevanja kod dizel motora nije „idealni“ tako da se osim produkata potpunog sagorevanja kao što su ugljen-dioksid  $\text{CO}_2$  i vodena para  $\text{H}_2\text{O}$  u izduvnim gasovima pojavljuju i toksične komponente koje se izbacuju u spoljnu atmosferu. Ovi štetni produkti su ugljen-monoksid  $\text{CO}$ , nesagoreli ugljovodonici  $\text{CH}_x$ , azotni oksidi  $\text{NO}_x$  i čestice čađi koje pri većem prisustvu u izduvnim gasovima utiču na formiranje vidljivog dima. Sve ove štetne materije imaju uglavnom lokalni uticaj na životnu sredinu i zdravlje stanovništva. Zbog toga su uvedeni standardi koji ograničavaju dozvoljene količine pojedinih komponenti u izduvnim gasovima. Da bi se zadovoljili ovi standardi dizel motori najnovije konstrukcije poseduju veoma komplikovane sisteme za naknadni tretman izduvni gasova što dovodi do znatnog podizanja cene čitavog pogonskog kompleksa na bazi motora ovog tipa.

### 1.3 Razlozi širenja upotrebe obnovljive energije

Obnovljivi izvori energije su niz godina bili predmet istraživanja koji je imao osnovu u naučnoj znatiželji kao i intrigantnosti problema dobijanja energije iz novih, do tada neotkrivenih i nekorišćenih izvora.

Dva su osnovna razloga motivisala naučnike iz energetskog sektora da istražuju mogućnosti upotrebe obnovljivih izvora energije:

1. Svest o neminovnom iscrpljivanju fosilnih izvora energije
2. Ubeđenje da dosadašnji odnos prema prirodi koji se ogleda kroz eksploataciju i sagorevanje fosilnih goriva, utiče na stanje prirodne okoline i eventualno u katastrofičnim projekcijama, pretil opstanku živih bića na planeti

Sa aspekta motora SUS najinteresantniji obnovljivi izvori energije su biodizel i etanol. Ovaj rad će se baviti problematikom primene biodizela u motorima koji rade po dizel termodinamičkom ciklusu, prevashodno kroz analizu uticaja te vrste goriva na proces sagorevanja i izduvnu emisiju motora. Pri tome ostaje veliko pitanje kako smanjiti emisiju motora (pre svega povećanu emisiju azotovih oksida NO<sub>x</sub>) i da li je moguće izmenama na komori sagorevanja poboljšati proces sagorevanja u motoru.

#### 1.4. Ciljevi rada

Ovaj rad se fokusira na istraživanje većeg broja izlaznih karakteristika motora i parametara radnog ciklusa sa posebnim akcentom na analizu procesa sagorevanja i sastava izduvnih gasova pri pogonu motora različitim biogorivima. Takođe će se analizirati uticaj recirkulacije izduvnih gasova - EGR (Exhaust Gas Recirculation), na navedene parametre i to u usisnoj i nadpunjenoj varijanti istraživačkog motora i to sve pri radu motora sa različitim alternativnim biogorivima. U usisnoj varijanti motora istražiće se uticaj delimične izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanja i sastav izduvne emisije pri radu sa odabranim biogorivom i referentnim dizel gorivom.

Goriva korišćena u ovom radu su:

1. Evrodizel standarda EN590/2000 kao referentno istraživačko gorivo
2. Metilestar otpadnog palminog jestivog ulja - PME
3. Metilestar sojinog ulja - SME
4. Metilestar repičinog ulja - RME
5. Suncokretovo rafinisano ulje - SRF u smeši sa dizel gorivom

Navedena goriva, metilestri i suncokretovo ulje, su korišćena kao pogonska goriva u istraživanju ili u čistom 100% obliku ili kao mešavina u razmeri 50:50, odnosno 50%-tna mešavina svih metilestara odnosno suncokretovog ulja sa dizel gorivom u navedenom iznosu. Takođe, poznato je da različite fizičko - hemijske osobine biodizela u odnosu na uporedno dizel gorivo bitno utiču na drugačije karakteristike procesa ubrizgavanja i formiranja smeše u cilindru dizel motora, tako da će se sa izabranim biogorivom, kao što je već rečeno, izvršiti istraživanje uticaja delimične izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanja, i to u usisnoj varijanti motora sa ciljem sagledavanja uticaja povišenog termičkog nivoa komore na proces

sagorevanja i izduvnu emisiju a s obzirom na drugačije fizičko-hemijske karakteristike i sastav biogoriva tipa biodizel u odnosu na standardno dizel gorivo. Ovaj deo istraživanja će pokazati kako delimična izolacija komore utiče na proces sagorevanja i sastav izduvnih gasova u tim uslovima rada motora.

Istraživanje ovih biogoriva kao i smeša predmetnih biogoriva i standardnog referentnog dizel goriva tipa evrodizel EN590/2000, vršeno je u dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem (DU), tipa LDA450 domaće proizvodnje (DMB-Beograd) prilagođenog u istraživačke svrhe ugradnjom odgovarajućih davača i opremljenog sistemom recirkulacije izduvnih gasova - EGR, kao i sistemom nadpunjenja, što će kasnije biti detaljnije opisano. Primena goriva različitih fizičko - hemijskih karakteristika od standardnog dizel goriva bi trebalo da omogući nesmetani rad motora ali uz promene nekih izlaznih parametara a pre svega promene u procesu sagorevanja u komori motora.

Predmetno istraživanje treba da doprinese sagledavanju mogućnosti primene alternativnih biogoriva u dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem u uslovima recirkulacije izduvnih gasova, nadpunjenja i delimične izolacije komore za sagorevanje. Rezultati ovih istraživanja mogu se iskoristiti u cilju opimiranja radnog procesa dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem u pogledu parametara radnog procesa, izlaznih karakteristika motora i zadovoljenja propisa o kvalitetu izduvne emisije u slučaju primene alternativnih biogoriva u praksi.

Za ocenu karakteristika radnog procesa, procesa sagorevanja i kvaliteta izduvne emisije na različitim radnim režimima motora i sa različitim biogorivima i mešavinama tih biogoriva sa standardnim dizel gorivom korišćeni su sledeći parametri radnog procesa predmetnog istraživačkog motora.

1. Maksimalni pritisak ciklusa -  $p_{zmax}$  i promena položaja navedenog maksimuma u odnosu na SMT za različita goriva i mešavine goriva
2. Promena dužine perioda pritajenog sagorevanja (pps) za različita goriva i mešavine goriva
3. Zakon oslobađanja toplote -  $dQ/d\alpha$  i dinamika procesa sagorevanja za različita goriva i mešavine goriva
4. Položaj maksimum oslobođene -  $dQ/d\alpha_{max}$  toplote tokom energetske transformacije unutrašnje hemijske energije datog goriva u procesu sagorevanja,



za različita goriva i mešavine goriva i položaj 5%, 10%, 50% i 90% oslobođene toplote tokom procesa sagorevanja

5. Početak sagorevanja i varijacija početka sagorevanja za različita goriva i mešavine tih goriva sa dizel gorivom

6. Trajanje sagorevanja za različita goriva i mešavine tih goriva sa dizel gorivom

7. Trajanje perioda neregulisanog sagorevanja i perioda difuznog sagorevanja zavisno od vrste goriva i odnosa goriva u mešavini

8. Maksimalni gradijent pritiska u cilindru za sva goriva i mešavine istraživanih goriva

9. Promena početka ubrizgavanja zavisno od vrste primenjenog goriva

10. Promena sastava izduvnih gasova odnosno sadržaja glavnih toksičnih komponenti NO<sub>x</sub>, DIM, CO, CH kao i CO<sub>2</sub> u izduvnim gasovima za različita goriva i mešavine goriva

11. Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na odabrane parametre procesa sagorevanja u usisnoj i nadpunjenoj varijanti motora

12. Uticaj delimične izolacije komore za sagorevanje na odabrane parametre pri radu motora na izabrano gorivo

13. Specifična efektivna potrošnja goriva pri radu sa različitim gorivima i mešavinama goriva uključujući režim recirkulacije izduvnih gasova

14. Efektivni stepen korisnosti motornog ciklusa pri radu sa različitim gorivima i mešavinama goriva

15. Svi napred navedeni parametri radnog procesa istraživani su i u uslovima primene umerenog nadpunjenja eksperimentalnog motora tako da je moguće izvršiti analizu uticaja nadpunjenja na navedene parametre.

Istraživanja su vršena na po osam radnih režima prilikom primene svakog goriva u usisnoj i nadpunjenoj varijanti motora. Ovaj rad će pomoći u boljem razumevanju radnog procesa dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem koji kao pogonsko gorivo koristi neku vrstu biogoriva tipa čisti biodizel, rafinisano biljno ulje u smeši 50% ili mešavina 50% biodizela sa dizel gorivom.

Sva istraživanja su vršena na brzinskom režimu od 1600 o/min i na četiri nivoa opterećenja i to 100%, 75%, 50% i 25% za motor navedenog tipa i sa izabranom regulacijom sistema ubrizgavanja. Pri tome je na navedenoj karakteristici opterećenja i

to kod opterećenja od 50% istraživani uticaj recirkulacije izduvnih gasova – EGR u različitim iznosima.

Istraživački motor je bio opremljen sistemom recirkulacije izduvnih gasova sa mogućnošću hlađenja preko dodatog hladnjaka tipa gas-voda ugrađenog u cevovod ispred EGR ventila. Pri zadatom nivou opterećenja i broja obrtaja izvršeno je istraživanje kombinacijom različite količine recirkulisanih gasova, različitih biogoriva i različitih mešavina tih biogoriva i standardnog referentnog dizel goriva u usisnoj i nadpunjenoj varijanti motora.

Karakteristike procesa sagorevanja kao što su period pritajenog sagorevanja, maksimalni pritisak ciklusa, zakon oslobađanja toplote, položaj maksimuma oslobođene toplote, trajanje sagorevanja, početak sagorevanja, kraj sagorevanja, udeo pojedinih faza procesa sagorevanja, gradijent maksimalnog pritiska ciklusa, izračunati su na osnovu eksperimentalnih podataka pomoću odgovarajućeg matematičkog modela i programa razvijenog na bazi tog modela.

Parametri sistema ubrizgavanja su bili podešeni na početku istraživanja i nisu menjani tokom istraživanja što omogućava relevantnu uporednu analizu napred navedenih veličina radnog procesa motora.

Nabrojani parametri su fundamentalni za analizu karakteristika radnog procesa i procesa sagorevanja istraživanog dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem, na različitim radnim režimima pri primeni više vrsta biogoriva i mešavina tih biogoriva sa dizel gorivom. Stoga ovaj rad doprinosi boljem razumevanju radnog procesa dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem uopšte, a koji radi sa nestandardnim biogorivima različitog sirovinskog sastava i porekla, kao i smešama tih goriva sa dizel gorivom u uslovima recirkulacije izduvnih gasova, kako u usisnoj, tako i u nadpunjenoj varijanti.

Eksperimentalni podaci kao što su specifična efektivna potrošnja goriva, efektivni stepen korisnosti, količina toksičnih komponenti u izduvnim gasovima (NO<sub>x</sub>, DIM, CO i CH), kao i količina CO<sub>2</sub> mogu poslužiti za optimizaciju radnog procesa i procesa sagorevanja dizel motora u slučaju pogona na alternativna, obnovljiva biogoriva proizvedena iz biljnih ulja, a koja su po svojoj molekularnoj strukturi pogodna za rad motora po dizel termodinamičkom ciklusu. Takođe, ovaj rad doprinosi sagledavanju uticaja primene alternativnih biogoriva i njihovih mešavina sa dizel gorivom na ključne izlazne parametre dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem u usisnoj i nadpunjenoj

varijanti, kao i u uslovima delimične izolacije komore za sagorevanje, a što olakšava razvojno optimiranje dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem pri radu sa biogorivima tipa biodizel ili pri radu motora sa čistim biljnim uljima u smeši sa dizel gorivo.

## 2. SAGOREVANJE U DIZEL MOTORU

Za ključne i najsloženije procese u klipnim motorima SUS, pa tako i u dizel motorima, mogu se smatrati proces formiranja smeše i proces sagorevanja. To je zbog toga što od procesa sagorevanja zavise sve ključne izlazne karakteristike motora, njegova ekonomičnost i kvalitet izduvne emisije. Ostvarenje optimalnog toka procesa sagorevanja, kako sa aspekta toka procesa sagorevanja, tako i sa aspekta primenjenog goriva, predstavlja najdelikatnijih problem razvoja motora i predmet stalnih naučno-istraživačkih aktivnosti u ovoj oblasti.

### 2.1 Proces sagorevanja u dizel motoru - opšte karakteristike

Veoma bitna karakteristika radnog procesa dizel motora je da se sagorevanje vrši u uslovima unutrašnje pripreme i samopaljenja smeše. Osnovne osobine procesa sagorevanja kod dizel motora mogu se sumirati u sledećem:

1. Gorivo se ubrizgava pri kraju takta sabijanja zbog čega se fizička i hemijska priprema smeše u radnom prostoru motora, kao i samo sagorevanje moraju obaviti u veoma kratkom vremenu.

2. Svi fizički procesi koji iniciraju i potpomažu formiranje smeše, njenu fizičku i hemijsku pripremu za paljenje, igraju veoma bitnu ulogu i u daljem toku procesa sagorevanja.

3. Način dovođenja goriva u komoru za sagorevanje kao i kratak period pripreme smeše dovode do toga da je smeša goriva i vazduha u komori motora prostorno i vremenski nehomogena.

4. Da bi se obezbedilo sigurno i pouzdano spontano samopaljenje smeše, gorivo mora imati odgovarajuće fizičko-hemijske osobine, odnosno visok cetanski broj, a radni (termodinamički) ciklus potrebne polazne parametre, odnosno visoku temperaturu na kraju sabijanja.

Celovitom analizom procesa sagorevanja kod dizel motora dolazi se do zaključka da se taj proces ne može odvojeno posmatrati od procesa pripreme smeše i paljenja, jer tok i mehanizam sagorevanja zavise od toka pripreme smeše i obrnuto. Karakteristično za ovaj proces je, da se plamen može istovremeno pojaviti na više mesta i to u periodu kada se na drugim mestima još vrši priprema smeše, pa čak i ubrizgavanje goriva. Razlog za to je velika nehomogenost smeše, koja sada u znatnoj meri zavisi od sledećih fizičkih procesa:

- karakteristike ubrizgavanja goriva
- dezintegracije mlaza i raspodele goriva u radnom prostoru motora
- strujanja radne materije, intenziteta vihorenja
- prenosa toplote i mase unutar radnog prostora itd.

Ovo uslovljava pojavu vrlo heterogenih područja u kojima mogu postojati zone u kojima su pretežno kapljice goriva, zone samo sa parama goriva, bez vazduha, područja popunjena samo vazduhom i konačno područja sa parama goriva i vazduha, čije koncentracije su u granicama paljenja i stabilnog sagorevanja.

Sagorevanje u takvim uslovima postaje vrlo kompleksno i vremenski i prostorno postoji mogućnost da se pojave, uglavnom dve vrste plamena:

- turbulentni prethodno izmešani
- turbulentno-difuzni plamen sa vrlo različitim intenzitetom turbulencije.

Ovo nadalje utiče na tok hemijskih reakcija, oslobadjanje toplote i tok pritiska u radnom prostoru motora, i konačno na sastav produkata sagorevanja. U odnosu na sagorevanje homogenih smeša (kao kod otto motora), mogu se navesti sledeće osnovne specifičnosti:

1. Vidljivi plamen se javlja posle perioda pritajenog sagorevanja - pps (zakašnjenja paljenja), koji je znatno duži, jer obuhvata fizičku i hemijsku pripremu smeše.

2. Mesto i momenat upaljenja smeše nisu tačno definisani. Sagorevanje počinje u onoj zoni gde postoje optimalni uslovi za paljenje smeše, odnosno gde postoji formirana upaljiva smeša goriva i vazduha u granicama upaljivosti.

3. Dalji tok sagorevanja već zapaljenih delova smeše i upaljenja sveže smeše zavise od lokalnih uslova sredine, što znači pritiska, temperature, koncentracije para goriva i vazduha, brzine stvaranja i difuzije aktivnih čestica i td.

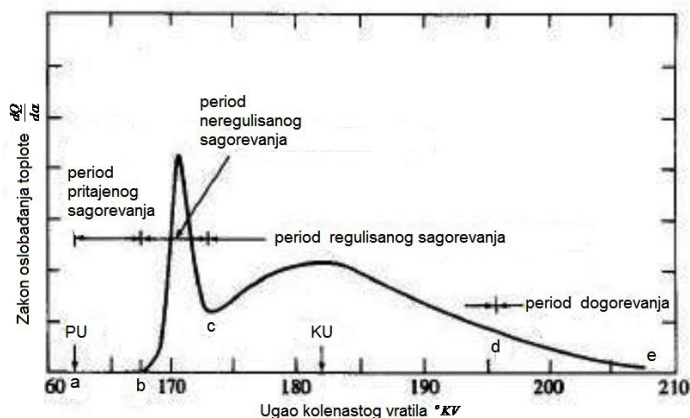
4. Kako brzinu sagorevanja mogu da određuju fizički procesi, kao isparavanje goriva, difuzija para i mešanje vazduha, zagrevanje smeše i drugi, ona može da bude manja od brzine sagorevanja koja se javlja u homogenoj smeši para goriva i vazduha.

U toku sagorevanja zbog vrlo heterogenih uslova okolne sredine u pojedinim zonama, sagorevanje može da se odvija u uslovima kada postoji dovoljno kiseonika ali i u zonama gde je vrlo malo kiseonika, pa dolazi do pirolitičkih hemijskih reakcija, koje su u uslovima visokih temperatura naročito intenzivirane.

Osobenost procesa sagorevanja u komorama dizel motora je i to da se elementarni procesi prelaska goriva iz tečne u gasnu fazu uglavnom odvijaju u termodinamički nadkritičnom području, koji se za višekomponentna goriva opisuju veoma komplikovanim fizičko-matematičkim modelima. Hemijski mehanizam sagorevanja je isto tako vrlo kompleksan, jer gorivo kao i produkti njegovog molekularnog raspada, mogu u uslovima visokih temperatura i pritisaka i vrlo širokih granica koncentracije oksidanata, da imaju različite i kompleksne puteve hemijskih transformacija reagenasa. U takvim uslovima se pored uobičajenih konačnih stabilnih produkata sagorevanja ( $CO_2, H_2O, N_2, O_2, H_2, CO, NO, NO_2$ ) pojavljuju nesagoreli ugljovodonici (CH) i čvrste čestice čadji. Kad je reč o čadji ona nije nepoželjna samo zbog zagađenja spoljnje atmosfere, nego i zato što ona intenzivira prenos toplote na zidove komore za sagorevanje, pre svega zračenjem toplote, što negativno utiče na efikasnost iskorišćenja energije sadržane u gorivu.

U cilindru dizel motora proces sagorevanja se odvija u trodimenzionalnom, vremenski promenljivom prostoru, pri varijabilnim spoljnim i unutrašnjim - termodinamikim uslovima, uz odvijanje veoma kompleksnih fenomena prenosa toplote i mase, turbulentnih strujanja, reakcija oslobadja toplote, promena sastava radne materije itd.

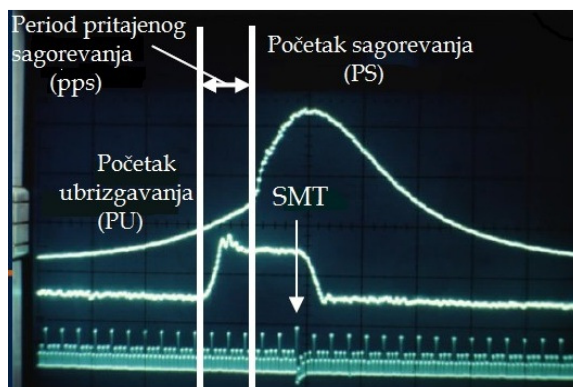
Proces sagorevanja u dizel motoru će biti ukratko analiziran korišćenjem dijagrama na slici 2.1, koji prikazuje načelan tok karakterističnih faza procesa sagorevanja. Uobičajeno je da se proces sagorevanja kod dizel motora, usled njegove izrazite kompleksnosti i osetljivosti kao dela energetske transformacije, deli u četiri karakteristične faze.



Slika 2.1 Načelni tok karakterističnih faza procesa sagorevanja prikazan preko zakona oslobađanja toplote (PU – početak ubrizgavanja, KU – kraj ubrizgavanja) [6]

Prvu fazu čini zakašnjenje upaljenja ili period pritajenog sagorevanja - *pps*. On označava vremensko ili uglovno zakašnjenje paljenja nakon ubrizgavanja goriva. Zavisno od toga da li se *pps* prati u funkciji od jednog ili od drugog parametra, on se izražava u sekundama (milisekundama) ili u stepenima kolenastog vratila ( $^{\circ}KV$ ), koje protekne od početka ubrizgavanja goriva do momenta pojave vidljivog plamena i otpočinjanja sagorevanja. Ova faza sagorevanja traje veoma kratko, od  $0,6\text{ ms}$  do  $2\text{ ms}$ , ali se za to vreme odigra veoma veliki broj fizičkih i hemijskih procesa koji bitno utiču na kasniji tok sagorevanja. Kad je reč o fizičkim procesima pored veoma intenzivnog kretanja vazduha u cilindru, u njih se ubrajaju i samo ubrizgavanje goriva, razvoj i raspršivanje mlaza, usitnjavanje kapljica, isparavanje, difuzija para goriva i vazduha i konačno dobijanje smeše u granicama upaljivosti. Za fizičkim, slede i hemijski procesi u obliku pretplamenih reakcija, koje dalje vode do samopaljenja ubrizganog goriva. U najvažnije reakcije ove vrste spadaju dekompozicija težih ugljovodoničnih molekula, stvaranje peroksida, aldehida i drugih manje ili više stabilnih prelaznih jedinjenja, polimerizacija manjih nezasićenih ugljovodonika i sl. Posle odvijanja ovih reakcija, stvaraju se uslovi za samopaljenje i brzi lančani tok reakcija sagorevanja ugljovodoničnih molekula.

Slika 2.2. daje prikaz perioda zakašnjenja upaljenja (perioda pritajenog sagorevanja – *pps*) na snimku sa osciloskopa koji prikazuje tok pritiska u cilindru motora i hod igle brizgača goriva.



Slika 2.2. Tok pritiska u cilindru i hod igle brizgača snimljen osciloskopom

Takođe treba naglasiti da svi napred pobrojani fizičko-hemijski procesi postoje i u slučaju sagorevanja biogoriva različitih vrsta ali se oni razlikuju od istih takvih procesa u slučaju sagorevanja klasičnog dizel goriva fosilnog porekla. Dužina  $pps$  je veoma bitna za dalji tok sagorevanja. Što je ovaj period duži, to će u narednom toku procesa odjednom veoma bruno sagoreti veća količina goriva. Ovo kao rezultat daje nagli porast pritiska i temperature, kao i visoke krajnje vrednosti ovih veličina. Zato je poželjno ostvariti takvo upravljanje procesom, da period pritajenog sagorevanja bude što kraći.

Detaljna eksperimentalna istraživanja su dovela do uspostavljanja korelacije između dužine perioda pritajenog sagorevanja i uslova u kojima se proces odvija pomoću Arenijus-ove formule [6]:

$$\tau_{pps} = A p^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (2.1)$$

U ovoj formuli su:

$E_a$  - aktivaciona energija procesa samopaljenja

R - univerzalna gasna konstanta

T - temperatura vazduha u cilindru u momentu ubrizgavanja

p - pritisak gasa u cilindru

n - parametar osobina goriva

A - parametar karakteristike ubrizgavanja

S obzirom na složenost procesa koji se odvijaju u cilindru dizel motora tokom perioda zakašnjenja upaljenja -  $pps$ , konstatovano je da njegova dužina zavisi od dosta faktora. To su pre svega:



1. Faktori vezani za proces ubrizgavanja goriva
2. Faktori vrste i kvaliteta goriva
3. Faktori sistema formiranja smeše (komore za sagorevanje)
4. Eksploatacioni faktori

Relativna važnost svake grupe faktora se ispoljava u konkretnom slučaju, tj. pri određenim radnim uslovima. Zbog toga jednačina (1) samo okvirno govori o dužini perioda pritajenog sagorevanja. Izraz (1) govori o značajnom uticaju temperature i pritiska gasa u cilindru u trenutku ubrizgavanja. Sve veličine koje direktno utiču na povećanje temperature i pritiska, utiču i na smanjenje *pps*, na primer povećanje stepena sabijanja. Rast temperature i pritiska sveže radne materije u usisnom sistemu motora takodje smanjuje zakašnjenje paljenja. Zato je, u principu, trajanje *pps* kraće kada su u pitanju natpunjeni motori.

Što se tiče radnih uslova, imajući u vidu izraz 2.1., može se reći da se *pps*, posmatran na vremenskoj osi, bitno ne menja sa povećanjem broja obrtaja, dok se, mereno u stepenima obrtanja kolenastog vratila, gotovo linearno povećava.

Drugu fazu procesa sagorevanja čini period nereguliosanog (nekontrolisanog) sagorevanja goriva ubrizganog u toku perioda pritajenog sagorevanja, koje je dostiglo granicu upaljivosti. Tokom ove faze dolazi do veoma burnog sagorevanja količine goriva koja je dospela u cilindar za vreme perioda pritajenog sagorevanja i goriva ubrizganog u početku druge faze. U ovoj fazi, takodje, započinje efektivno oslobadjanje toplote iz goriva. Posledica ovako naglog sagorevanja nagomilanih, relativno većih količina goriva je veliki porast pritiska u drugoj fazi. Brzina porasta pritiska definiše se gradijentom pritiska  $dp/d\alpha$ , pri čemu se uobičajeno posmatra srednji gradijent pritiska u toku druge faze sagorevanja, tj. odnos promene (skoka) pritiska u toku druge faze prema uglu trajanja ove faze,  $\Delta p/\Delta\alpha$ . Ovaj gradijent pritiska treba da bude u okviru optimalnih granica, a u slučaju prekoračenja dolazi do dosta bučnog rada motora i velikih mehaničkih opterećenja elemenata motora, pre svega klipnog sklopa. Da bi rad motora bio manje bučan odnosno "mekši", poželjno je da u toku perioda neregulisanog sagorevanja oslobadjanje toplote bude što sporije.

Ustanovljena je analitička korelacija izmedju udela goriva koje sagori u ovoj fazi i dužine *pps*, kao i globalnog koeficijenta viška vazduha [6]:

$$\beta = 1 - \frac{a \lambda^{-b}}{\tau_{pps}^c} \quad (2.2)$$

u ovoj formuli su:

$\beta$  - deo goriva koje sagori u periodu neregulisanog sagorevanja

$\lambda$  - ukupni koeficijent viška vazduha celog procesa

$\tau_{pps}$  - dužina perioda pritajenog sagorevanj

$a = 0.90$ ,  $b = 0.35$ ,  $c = 0.40$  - konstante koje zavise od specifičnosti

konstrukcije motora

Formula 2.2 jasno pokazuje da će količina goriva koja sagoreva veoma burno tokom druge faze biti manja ako je period pritajenog sagorevanja kraći. Naravno, treba znati da  $pps$  ne može biti beskonačno kratak, jer napred navedeni fizički i hemijski procesi koji dovode do zakašnjenja paljenja zahtevaju neko vreme da bi se priveli kraju. To znači, da kod izvedenih motora u praksi, nije moguće izbeći fazu neregulisanog sagorevanja, odnosno relativno naglo oslobadjanje toplote, kao i posledicu toga, veliki gradijent pritiska u cilindru. Jedan od uspešnih načina da se utiče na drugu fazu sagorevanja je smanjenje količine goriva ubrizganog za vreme perioda pritajenog sagorevanja i na početku neregulisanog sagorevanja. Time se direktno utiče na brzinu i količinu oslobodjene toplote u fazi neregulisanog sagorevanja, pa se dobijaju niži gradijenti pritiska i temperature, a radni ciklus je mekši, motor tiši i opterećenja motornih elemenata manja.

Period regulisanog sagorevanja je treća faza sagorevanja. U ovoj fazi sagorevanje se odvija znatno sporije nego u prethodnoj, i kad se radi o motorima sa direktnim ubrizgavanjem maksimum brzine oslobadjanja toplote ne dostiže maksimum iz prethodne faze (slika 2.1). Mnogim praktičnim ogledima je utvrđeno da kod brzohodnih dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem oko 75% do 80% ukupne količine ubrizganog goriva sagori u ovoj fazi. Brojna istraživanja sagorevanja pokazuju da u ovoj fazi brzina oslobadjanja toplote ima isti tok kao i brzina formiranja smeše, što je povoljno. To znači da je brzina sagorevanja srazmerna brzini mešanja pare goriva i vazduha kako ubrizgavanje goriva traje delom i tokom treće faze, sve veličine koje pozitivno utiču na brzinu formiranja smeše, pozitivno će uticati i na brzinu sagorevanja, odnosno na ukupnu količinu toplote oslobodjene u ovoj fazi. Pošto se ove poslednje količine goriva dopremaju u radni prostor u kome je već u toku sagorevanje, a to znači i

visoka temperatura, to je period zakašnjenja paljenja za te čestice vrlo kratak i za sve njih skoro jednak, pa će zato gorivo oksidirati po onakvom zakonu po kome se ubrizgava u cilindar, pod uslovom da postoji, globalno i lokalno, dovoljna količina kiseonika ( $O_2$ ). Na kraju, poželjno je da što veća količina goriva sagori pre isteka ove faze, pošto u toku ekspanzije uslovi za sagorevanje postaju nepovoljni. Ova faza se naziva i fazom difuznog sagorevanja jer se proces formiranja smeše pare goriva i vazduha, koji je u ovoj fazi glavni mehanizam kontrole procesa sagorevanja, odvija putem gasne difuzije.

Poslednju fazu procesa sagorevanja čini tzv. dogorevanje tokom kojeg se sagorevanje odigrava veoma sporo, u uslovima male količine raspoloživog vazduha, nižih temperatura i znatne prisutnosti produkata sagorevanja, koji inhibitorno deluju na većinu hemijskih reakcija. Ova faza se produžava daleko na takt ekspanzije. Gorivo koje u ovom periodu otpočne sagorevanje, uglavnom sagoreva nepotpuno, tako da nastaje znatna količina produkata nepotpune oksidacije. Ovo je osobito izraženo ako postoji naknadno ubrizgavanje, usled neoptimiranosti sistema za ubrizgavanje. U fazi dogorevanja naročito je značajno da postoji dobro vrtloženje radne materije, kako bi se što bolje iskoristila preostala količina raspoloživog vazduha. Kod pravilno vodjenog procesa, u toku dogorevanja će uspeti da sagore izvesne količine nesagorelih CH koji su zaostali iz prethodnih reakcija, deo nastale čadji i primarnih čestica, a takodje će doći i do rekombinacije zaostalih radikala i aktivnih atomskih grupa.

Svaka od faza sagorevanja doprinosi, na određeni način, emisiji toksičnih komponenti. Tako, na primer, od dužine *pps* i količine goriva koja se tada ubrizga, direktno zavise intenzitet predplamenih reakcija, kao i maksimalni pritisak i temperatura ciklusa koji se dostižu u kasnijim fazama procesa. Od vrednosti maksimalne temperature ciklusa zavisi intenzitet visokotemperaturskih reakcija, u koje spadaju reakcije formiranja oksida azota ( $NO_x$ ) i oksidacije nesagorelih CH. To znači da ako se visokotemperaturske reakcije odigravaju u prisustvu dovoljne količine kiseonika ( $O_2$ ), sagorevanje će biti potpunije pa će u izduvu motora zaostati manja količina ugljovodonika, čadji, ugljen-monoksida, aldehida i ostalih produkata nepotpunog sagorevanja, ali će emisija  $NO_x$  biti visoka, što znači da će morati da se preduzimaju rešenja za njihovo smanjenje.

Za sagorevanje heterogenih smeša, što je slučaj kod dizel-motora, karakteristične su izvesne osnovne specifičnosti:

a) Maksimalne brzine sagorevanja se javljaju u drugoj fazi procesa - periodu burnog sagorevanja. U toj fazi gradijent pritiska može da predje vrednost od  $6\text{bar / }^\circ\text{KV}$ , čime postaje značajan izvor buke koja potiče od procesa sagorevanja.

b) Iskorišćenje vazduha je mahom nepotpuno, što uslovljava da je prosečna vrednost globalnog koeficijenta viška vazduha  $\lambda < 1$ . Minimalne vrednosti se kreću od  $\lambda = 1,5$  do  $\lambda = 1,7$  zavisno od primenjenog sistema formiranja smeše na konkretnom motoru. Kod najsavremenijih nadpunjenih motora sa „common rail” sistemom ubrizgavanja ove vrednosti su redovno preko dva.

c) S obzirom na napred izneto, zavisno od načina formiranja smeše, znatan uticaj na tok procesa sagorevanja, naročito u drugoj fazi, mogu da imaju: ugao predubrizgavanja, zakon ubrizgavanja i raspršivanje mlaza goriva kao i ugao zakašnjenja upaljenja, odnosno period pritajenog sagorevanja.

d) Usled lokalnog nedostatka kiseonika i ostalih nepovoljnih uslova u lokalnim zonama, dizel motori imaju tendanciju ka stvaranju čestica čadji, naročito kod većih, srednjih indiciranih pritisaka, kada vrednost globalnog koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$  opada.

e) Osim čadji u produktima sagorevanja u izduvu dizel motora javljaju se i toksične komponente kao što su oksidi azota ( $\text{NO}_x$ ), ugljenmonoksid (CO) i mahom na manjim opterećenjima i pri hladnom motoru nesagoreli ugljovodonici (CH).

Iz prethodnih izlaganja može se zaključiti da formiranje smeše kod dizel motora, bitno utiče na proces sagorevanja i sve izlazne parametre motora uključujući i nivo toksičnosti izduvnih gasova. Pravilno organizovanim, odnosno, dirigovanim procesom formiranja smeše može se uticati na proces paljenja, mehanizam hemijskih reakcija i vremenski tok sagorevanja. Proces stvaranja čadji i ostalih toksičnih komponenti u izduvu dizel motora uglavnom je kontrolisan procesom mešanja goriva i vazduha u komori za sagorevanje koji preko lokalnog odnosa *gorivo/vazduh*, utiče na karakter procesa sagorevanja praktično određujući lokalne vrednosti temperature i pritiska. Ovi faktori, pak definišu karakteristike dinamike hemijskih reakcija formiranja toksičnih komponenti u radnom prostoru motora.

## 2.2 Formiranje toksičnih komponenti izduvne emisije

Motori sa unutrašnjim sagorevanjem se veoma široko koriste kao transformatori unutrašnje hemijske energije nekog goriva u mehaničku energiju. Pre toga, hemijska energija goriva se mora transformisati u toplotu koja se dobija procesom sagorevanja unutar radnog prostora motora. Komora za sagorevanje koja je deo radnog prostora motora i koja predstavlja neku vrstu energetskog generatora je mesto u kome se vrši proces sagorevanja odgovarajućeg stepena efikasnosti.

Sam proces sagorevanja je povezan osim sa generisanjem određene količine toplote, i sa formiranjem produkata sagorevanja koji sadrže, osim produkata potpunog sagorevanja ugljendioksida CO<sub>2</sub> i vodene pare H<sub>2</sub>O i produkte nepotpunog sagorevanja i toksične produkte kao što su CO, HC, NO<sub>x</sub> i čestičnu materiju (čadji i lako isparljive organske i neorganske komponente).

### 2.2.1. Formiranje čestične materije u izduvnim gasovima dizel motora

Dimnost izduvnih gasova dizel motora uslovljena je prisustvom veoma sitnih čestica, mikronskih dimenzija, tvrdog ugljenika - C u tim gasovima. Čestice ugljenika se mahom formiraju procesima u gasnoj fazi, i one se obično nazivaju čadj, a one koje nastaju pirolizom tečnih ugljovodoničnih goriva najčešće stvaraju koks. Iako postoje razna ograničenja u emisiji čestica, ne samo mobilnih nego i stacionarnih energetskih izvora, treba reći da ove čestice imaju najčešće štetnu ulogu.

Dobro je poznato da je stepen formiranja čestica i dima povezan sa vrstom plamena sa kojim neki energetski sistem radi. Izduvni gasovi dizel motora koji inače rade sa difuznim plamenom, poznato je, imaju više dima nego izduvni gasovi motora koji rade po oto ciklusu i koji rade sa prethodno izmešanom smešom, odnosno sa tzv. homogenom smešom. Zato je prirodno da je u toku razvoja i masovne primene dizel motora od svih aspekata štetnog dejstva izduvne emisije ovoga tipa motora, dim najranije primećen, kao jedina komponenta te emisije koja se može vizuelno defektovati.

Savremene metode istraživanja procesa sagorevanja kod dizel motora, omogućile su proučavanje toka formiranja čadji, odnosno dima, kao i razvoja ovog

štetnog procesa od momenta pojave prvih čestica čadji do kraja izduvavanja. Proces stvaranja čadji u stvari predstavlja proces koksovanja ugljovodoničnih molekula goriva ubrizganog u komoru za sagorevanje odnosno cilindar motora. Koksovanje molekula dizel goriva, ili neke druge vrste goriva pogodne za korišćenje u dizel motoru kao što je biodizel, nastaje pri njihovom zagrevanju bez, uglavnom lokalnog, prisustva vazduha. Inače sklonost ka obrazovanju koksa, kod ove vrste goriva raste sa otežavanjem frakcionog sastava. Međutim, bez obzira na ovo uslovi koji vladaju u cilindru dizel motora u kome je  $T \approx 2100K - 2400K$  i  $p_z \approx 70..150bar$ , zavisno od toga da li je motor usisni ili turbo, veoma su pogodni za otpočinjanje i tok procesa nastanka čestica. Zato je eliminacija ovih štetnih komponenti izduvne emisije dizel motora bio i ostao jedan od glavnih razvojnih zadataka, kako sa procesnog, tako i sa konstruktivnog aspekta.

Za razliku od reakcija formiranja NOx, mehanizam nastanka čadji i njenog sagorevanja je daleko manje poznat i razjašnjen, čak i kada se radi o najjednostavnijim sistemima za sagorevanje. Da bi opisali kinetiku čadji većina istraživača koristi jednostavne *Arrhenius*-ove odnose. Tempo formiranja čadji može biti predstavljen jednačinom [6]:

$$\frac{dm_s}{dt} = Z_s F_s \phi_s^n p_s \exp(-E_s / RT_s) \quad (2.3)$$

gde su:

$Z_s$  - preeksponencijalni faktor

$F_s$  - deo zapremine cilindra koji sadrži zone formiranja čadji

$\phi_s$  - ekvivalentni odnos u zoni obrazovanja čadji ( $\phi_s = l/\lambda$ )

$p_s$  - parcijalni pritisak nesagorelog goriva u zoni formiranja čadji

$E_s$  - energija aktivacije formiranja čadji

$R$  - gasna konstanta

$T_s$  - temperatura u zoni obrazovanja čadji

$n$  - konstanta

Jednačina (2.3) predstavlja globalni kinetički izraz za formiranje čadji koji uključuje formiranje i oksidaciju materije koja prethodi formiranju čadji, nukleaciju

i rast heterogenih čestica. U radovima [8, 9] se opisuje oksidacija čvrstih čestica sličnim globalnim kinetičkim mehanizmom pomoću izraza:

$$\frac{dm_s}{dt} = -Z_0 \pi d^2 T_0^{-0.5} p_0 \exp(-E_0 / RT_0) \quad (2.4)$$

gde su:

$Z_0$  - preeksponencijalni faktor

$d$  - prečnik partikule čadji

$T_0$  - temperatura u zoni oksidacije

$p_0$  - lokalni parcijalni pritisak kiseonika

$E_0$  - aktivaciona energija za oksidaciju čadji

$R$  - gasna konstanta

$T_0$  - temperatura u zoni oksidacije

Medjutim, kao i kada je reč o formiranju čadji postoje prilične kontroverze i o tačnom mehanizmu sagorevanja čadji. Neto emisija čadji po plamenu je izražena zbirom jednačina (2.3) i (2.4) koji daje jednačinu.

$$\left. \frac{dm_s}{dt} \right|_{neto} = \left. \frac{dm_s}{dt} \right|_{form} + \left. \frac{dm_s}{dt} \right|_{oxid} \quad (2.5)$$

Prema [8] proces sagorevanja u dizel motoru se sastoji od ograničenog turbulentnog difuznog plamena sa intenzivnom recirkulacijom reagujućih komponenti u komori motora. Jednom kada se čestice čadji oslobode iz plamena, mogu ponovo biti uvučene nazad kroz vrele reakcione zone. Otuda se formiranje i oksidacija čestica čadji (ugljenika) dešavaju istovremeno tokom perioda oslobadjanja toplote, a proces mešanja je od izuzetne važnosti u odredjivanju stepena formiranja i oksidacije čadji. Može se reći da danas još uvek nije u potpunosti razjašnjen mehanizam stvaranja čadji i njene oksidacije u dizel motoru, za razliku od reakcionog mehanizma koji se javlja u jednostavnim laboratorijskim difuznim plamenovima [10].

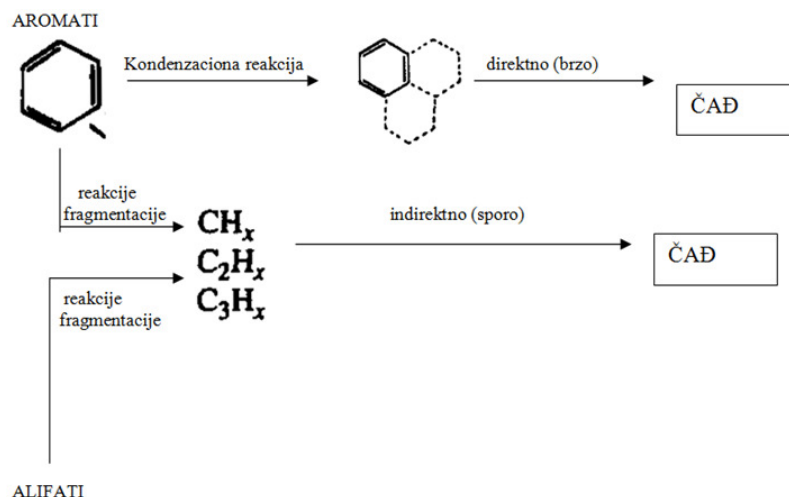
Pri uslovima koji vladaju u cilindru gde se vrši sagorevanje dizel goriva dolazi do razlaganja krupnijih molekula goriva, koji obično sadrže 12 - 22 atoma ugljenika - C. Pri tome je odnos broja vodonikovih prema broju ugljenikovih atoma u molekulu

goriva za dizel motore negde oko dva. Tokom odvijanja procesa sagorevanja u komori dizel motora i u slučaju dobro organizovanog procesa formiranja smeše, dolazi do brzog sagorevanja goriva i takodje velike brzine formiranja čadji. Istovremeno sa nastankom i rastom čestica čadji, kao što je napomenuto, teče i proces njenog sagorevanja. Ipak brzina nastanka čadji značajno prevazilazi brzinu njenog sagorevanja. U daljem toku procesa sagorevanja ciklusne količine goriva, brzina sagorevanja čestica premašuje brzinu njihovog formiranja. Pri kraju sagorevanja poslednjih količina ubrizganog goriva formiranje čestica se prekida, a njihovo sagorevanje se produžava, sve do otvaranja izduvnog ventila. U principu intenzitet formiranja čadji kod brzohodnih i srednje brzohodnih motora je niži nego kod sporohodnih motora, ali je krajnji nivo emisije u toku izduvavanja obrnuto proporcionalan sa brzohodošću.

Intenzivnije vrtloženje (turbulencija) vazduha u komori srednje brzohodnog motora poboljšava uslove da svaka čestica goriva dobije dovoljnu količinu kiseonika za potpunije sagorevanje. Zbog toga se javlja manje intenzivno formiranje čadji kao i povećanje apsolutne brzine (po vremenu) njenog sagorevanja kada je reč o brzohodijim motorima [11]. Međutim, stepen sniženja koncentracije čadji po °KV kod srednje brzohodnog motora je manji nego kod sporohodnog. U momentu otvaranja izduvnog ventila u cilindru srednje brzohodnog motora sadržaj čadji je skoro 80% veći nego kod sporohodnog, što na kraju dovodi do znatno povećane dimnosti izduvnih gasova brzohodnijeg dizel motora, posmatrano relativno [11]. Glavni razlog za to je razlika u vremenu koje stoji na raspolaganju za proces sagorevanja čadji. Time se objašnjava praktično bezdimni izduv većine sporohodnih dizel motora i to bez primene komplikovanih uređaja i sistema koji bi uticali na sniženje nivoa dimnosti.

Globalno posmatrano proces nastanka čadji praćen karakterističnim reakcijama pirolize tj. razgradnje većih molekula, polimerizacije i dehidrogenizacije, prikazan je na slici 2.3. Rezultat predstavljene reakcije u mnogome zavisi od temperature procesa, lokalne količine raspoloživog vazduha kao i od odnosa koncentracija ugljenika i kiseonika.





Slika 2.3. Tok stvaranja čestica čadji iz jedinjenja tipa aromata i alifata [6]

Ako se reakcija vrši pri nižim temperaturama procesa, načelno ispod 1800 K, dolazi do razgradnje veza između prstenova viših aromata i kasnije kondenzacije pojedinačnih prstenova, pri čemu struktura kondenzovanih molekula podseća na strukturu grafita. U slučaju toka reakcije pri višim temperaturama prvo dolazi do razgradnje molekula na manje alifatične komponente. One se kasnije polimerizuju u veće lance posle čega nastaje dehidrogenizacija i formiranje česrica čadji.

Proces formiranja i rasta čestica čadji analitički predstavlja vremensku promenu broja nastalih čestica -  $n$  i zapreminskog udela čestica -  $Z_u$ . Između ove dve veličine postoji sledeća zavisnost [6]:

$$Z_u = \frac{\pi}{6} n d^3 \quad (2.6)$$

gde je

$d$  - srednji prečnik čestica

Brzina promene broja čestica po jedinici zapremine u intervalu vremena  $dt$  iznosi:

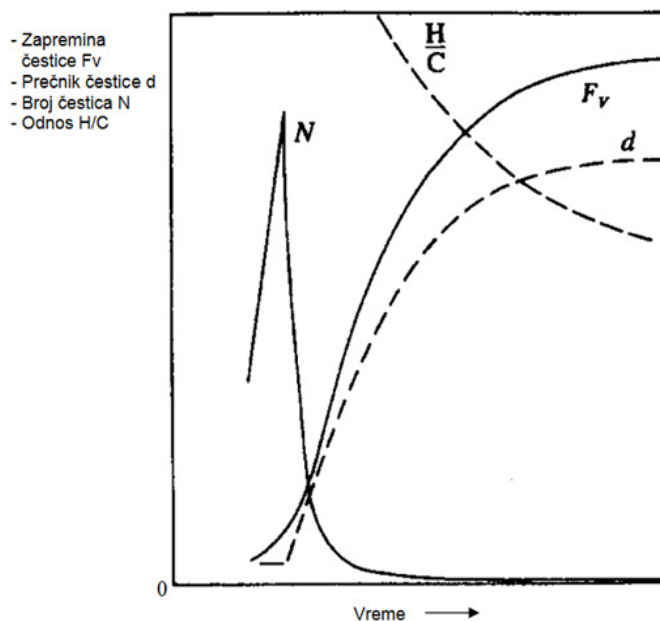
$$\frac{dn}{dt} = \dot{n}_N - \dot{n}_A \quad (2.7)$$

gde je:

$\dot{n}_N$  - brzina formiranja novih čestica po jedinici zapremine

$\dot{n}_A$  - brzina aglomeracije čestica

Na početku procesa formiranja čadji odnos broja atoma H i C u ugljovodoničnim molekulima goriva je približno oko dva. Tokom procesa taj odnos kontinuirano opada, da bi na kraju procesa došao na vrednost od  $\approx 0.2$ . Tok promene broja formiranih čestica -  $N$ , zapreminskog udela -  $F_v$ , odnosa H/C i srednjeg prečnika čestice -  $d$ , prikazan je na slici 2.4.



Slika 2.4 Raspodela prečnika i zapremine čestica [6]

Prilikom sagorevanja goriva, boja većine plamenova je luminozna (sjajna), a ova luminoznost proističe zbog prisustva čestica ugljenika koje jako svetle na visokim temperaturama sagorevanja. Kondenzovane čestice čadji imaju vrlo veliku snagu zračenja u poredjenju sa ostalim gasovitim produktima sagorevanja, i tako znatno povećavaju zračeci stepen toplotnog prenosa. Većina plamenova je karakteristične žute boje, ako u njima ima dosta formiranih čestica čadji. Prisustvo žute radijacije je najčešće znak rada sistema sa bogatom smešom, mada je tehnički potpuno izvodivo da se kasnijim dovodjenjem vazduha može izazvati gotovo potpuno sagorevanje formiranih čestica ugljenika.

Tako neki luminozni plamenovi gotovo uopšte ne stvaraju čadj, jer formirane vrlo male čestice oksidišu pre napuštanja zone plamena. Veličina koncentracije čadji u cilindru dizel motora određuje veličinu zračecih mogućnosti plamena. Pri tome

promena temperature plamena u funkciji ugla kolenastog vratila - °KV , poklapa se sa analognom promenom temperature gasa u cilindru -  $T_z$ , određene iz indikatorskog dijagrama. Naravno maksimalna temperatura plamena značajno prevazilazi maksimalnu temperaturu ciklusa i unekoliko raste sa povećanjem opterećenja. Posle dostizanja nekog maksimuma temperatura plamena u toku 50...60 °KV se menja veoma malo tako da je moguće smatrati da je na tom delu ona približno konstantna. Sa rastom opterećenja trajanje dela sa  $T_p \approx const$  se povećava. Pri tome, u cilindru dizel motora postoje dva temperaturska polja. Jedno obrazuju zagrejani gasovi konačnih produkata sagorevanja, a drugo formirane čvrste čestice ugljenika. Pri tome je temperatura gorećih čestica bliska maksimalnoj temperaturi sagorevanja vodonika i prema eksperimentima može dostići vrednosti 2600...2700 K i više.

### 2.2.2. Formiranje azotovih oksida - NO<sub>x</sub>

Azotovi oksidi (zajednička oznaka  $NO_x$ ), predstavljaju uz čestice, najproblematičniju toksičnu komponentu izduvne emisije dizel motora. Zato se već veoma dugo od strane konstruktora motora poklanja velika pažnja ovoj komponenti u smislu njene što veće redukcije u izduvnim gasovima motora.

Ustanovljeno je da je značaj oksida azota ( $NO_x$ ) veoma veliki u ciklusima fotohemijske reakcije smoga. Ovi oksidi, kojih ima različitih tipova jedinjenja ( $NO$ ,  $NO_2$ ,  $N_2O_3$ ,  $N_2O_4$ ,  $N_2O_5$ ), nastaju u procesima sagorevanja koji se odvijaju u raznim tehničkim sistemima, a ne samo u motorima SUS. Naravno postoji i jak dokaz da je jedan od glavnih izvora emisije  $NO_x$ -a motor SUS, kod koga ova komponenta nastaje kao rezultat odvijanja radnog procesa motora. Medjutim, kako se propisi o izduvnoj emisiji motora sve više pooštavaju, a sa druge strane se u svrhu generisanja električne energije veoma mnogo primenjuju postrojenja u kojima se sagoreva ugalj, nafta ili prirodni gas, nema sumnje da će stacionarni sistemi doprineti većem udelu ukupnog  $NO_x$  koji odlazi u atmosferu. Kao posledica toga, postoji veliko interesovanje za predviđanje emisija  $NO_x$ -a što je dovelo do pojave raznih analitičkih modela za izračunavanje (predviđanje) formiranja  $NO_x$ -a u različitim sistemima za sagorevanje.

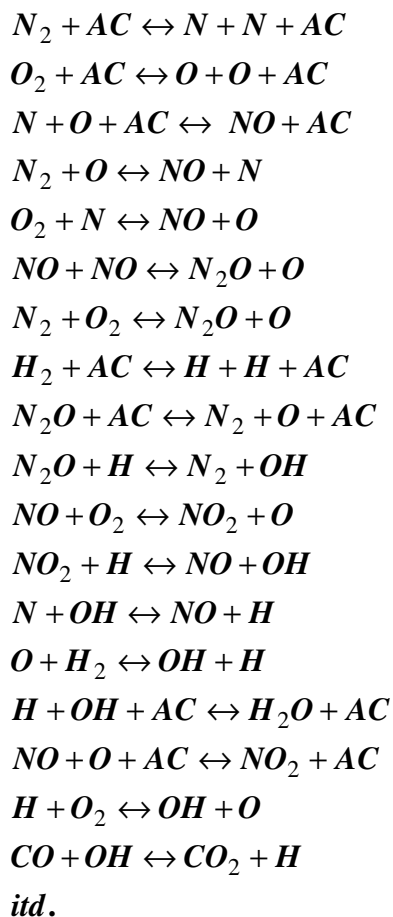
Najveći broj analitičkih i eksperimentalnih studija usmeren je samo na analizu formiranja azotmonoksida (NO) ali ne i azotdioksida ( $NO_2$ ). Zaista, glavni deo  $NO_x$ -a, kako je ustanovljeno, čini upravo NO. Međutim, merenja izvršena sedamdesetih godina na avionskim gasnim turbinama, pokazala su veće količine  $NO_2$  nego što se prvobitno očekivalo. Takodje, kontraverzu predstavlja činjenica da pri ispitivanju nastanka  $NO_x$  dolazimo do konstatacije o postojanju takozvanog "promtnog" ("gotovog") NO, za koji se pretpostavlja da nastaje u zoni plamena mehanizmima drugačijim od onih za koje se smatralo da postoje samo pri formiranju NO-a iz atmosferskog azota (N). Smatralo se da je formirani NO upravo iz atmosferskog azota i da podrazumeva da gorivo koje se koristi u sistemima za sagorevanje ne sadrži atome azota (N) koji su u hemijskoj vezi sa drugim elementima kao što su ugljenik (C) i vodonik (H).

Dokazano je, međutim, da u zoni plamena azot iz vazduha može formirati male količine jedinjenja (veza) tipa CN, koja kasnije oksidišu u NO. Sem toga kao produkt, u plamenu bogatom gorivom, pronadjena je cijanovodonična kiselina (HCN).

Formiranje  $NO_x$  iz azota vezanog u gorivu potiče od jedinjenja u gorivu koja sadrže atome azota – N, vezane za druge atome i to mahom ugljenika ili vodonika. Jedinjenja azota vezanog gorivom su amonijak, piridin i mnogi amini. Amini mogu biti određeni kao organska jadinjenja npr.  $R - NH_2$ , gde je R organski radikal ili atom H.

Sa aspekta **motora SUS** kad je reč o oksidima azota najznačajniji su azotmonoksid (NO) i azotdioksid ( $NO_2$ ). Ostali oksidi azota mogu nastati u daljem toku oksidacije u izduvnoj cevi, odnosno atmosferi. Napred navedena dva azotova oksida se u teoretskim razmatranjima i pri merenjima, najčešće tretiraju zajedno. Kod dizel motora učešće NO u ukupnoj emisiji  $NO_x$  iznosi 70% do 90%, zavisno od vrste motora i režima na kome je motor radio prilikom merenja.

Od trenutka kada je ustanovljeno da značajan nivo zagađenja atmosfere izduvnim gasovima motora potiče od emisije  $NO_x$ , otpočelo je veoma intenzivno proučavanje formiranja azotovih oksida u motoru. Cilj tih istraživanja bio je sagledavanje mehanizama formiranja ovih komponenti, kako bi se saznanjima o njemu došlo i do mogućnosti delovanja na taj mehanizam u cilju redukcije odgovarajuće komponente i smanjenja ukupne emisije NOx.



Slika 2.5 Moguće reakcije koje učestvuju u formiranju azotovih oksida

Pri tome je način formiranja ugljenmonoksida NO bio posebno pogodan za matematičko modeliranje, s obzirom da se u njegovom slučaju mogu primeniti zakoni i relacije fizičke hemije, pošto njegovo formiranje ne prate plamene reakcije sa velikim brojem aktivnih čestica koje se ne podvrgavaju zakonima hemijske ravnoteže. Lanac reakcija između azota i oksidanata (pre svega kiseonika -  $O_2$ ) odigravaju se pri dovoljno visokim temperaturama koje postoje u zonama prostora za sagorevanje posle prolaska plamena.

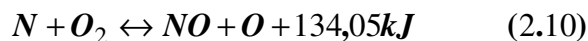
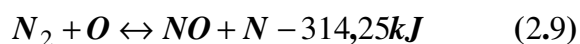
Reakcija kojom se globalno može predstaviti formiranje azotmonoksida je:



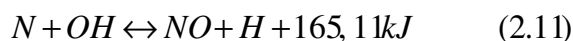
Medjutim, s obzirom da su reakcije između molekula teško izvodljive, gore napisana bimolekularna reakcija ima pre svega opisni karakter i definiše početak i kraj reakcije. Sam proces formiranja NO obavlja se po lančanoj reakciji koja obuhvata čitav niz među-produkata tokom posle plamenih reakcija. Najvažnije reakcije ovog mehanizma prikazane su na slici 2.5. U ovim jednačinama AC označava učešće neke treće hemijski aktivne čestice ili zida radnog prostora.

Da bi se navedene reakcije odigrale treba da se stvore odgovarajući uslovi. To su, u prvom redu, dovoljno visoka temperatura i dovoljno velika koncentracija kiseonika i ostalih aktivnih čestica.

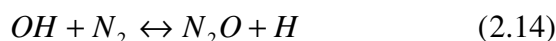
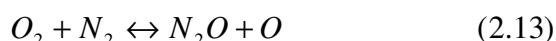
Od svih predstavljenih reakcija najvažnije za formiranje NO su reakcije



U oblasti lokalno bogatih smeša u cilindru u kojima nema dovoljno kiseonika  $O$  i  $O_2$ , važna je dodatna reakcija:



dok izvesnog uticaja imaju i reakcije:



Reakcije predstavljene jednačinama (2.9) i (2.10) čine tzv. prosti **Zeldevičev mehanizam** formiranja NO, koji se može proširiti reakcijom (2.11). Ostale reakcije mogu biti važne ispod 2200 K, ali s obzirom na promenu i naglo opadanje temperature u cilindru motora tokom ciklusa, kao i zbog njihove male brzine, one ipak imaju manji uticaj.

Karakteristika svih ovih reakcija pri formiranju  $NO_x$ -a je njihova relativno mala brzina koja postaje nešto veća tek pri višim temperaturama (iznad 2400 K – 2500 K).

Usled ovako malih brzina reakcija u uslovima odvijanja procesa u cilindru motora, koji su inače izuzetno brzi, najčešće se ne postižu uslovi hemijske ravnoteže. Zato promena stvarne koncentracije NO u komori za sagorevanje, u toku njegovog formiranja ne odgovara stvarnoj ravnotežnoj promeni. Tokom procesa ekspanzije i izduvavanja, zbog sve nižih temperatura ciklusa brzina reakcije se sve više smanjuje, tako da se praktično koncentracija NO "zamrzava" na nekom višem nivou koji odgovara samom početku ekspanzije.

Kao što je već rečeno azot koji učestvuje u hemijskim reakcijama čiji su produkti azotovi oksidi, potiče najvećim delom iz vazduha, a delimično i iz samog goriva u kome se nalazi vezan u različitim organskim jedinjenjima. Oksidi azota koji nastaju fiksacijom azota iz vazduha često se nazivaju termalni  $NO_x$ , dok se oksidi azota nastali konverzijom hemijski vezanog azota u gorivu nazivaju konvertibilni  $NO_x$ .

Azotmonoksid NO, a preko njega i azotdioksid  $NO_2$  nastaje u lancu reakcija napred navedenog *Zeldovich* - evog mehanizma. Osnovne jednačine ovog mehanizma su:



Da bi se inicirao ovaj lanac reakcija neophodno je da se stvore uslovi za odigravanje reakcije (2.15) tj. da dodje do disocijacije molekula kiseonika na hemijski visokoaktivan atomski kiseonik. Ova reakcija je vrlo važna za celokupan proces sagorevanja pa je za dalje objašnjenje mehanizma reakcija (2.15) ÷ (2.18) neophodno detaljno analizirati njen tok.

Reakcija razlaganja molekulskog na atomski kiseonik je reverzibilna reakcija. Drugim rečima, razlaganje određene količine molekularnog kiseonika istovremeno je praćeno sintezom atomskog u molekularni kiseonik. Svaka hemijska reakcija ovakvog tipa može, pri određenim uslovima, postati ravnotežna reakcija. Konstanta hemijske ravnoteže iznosi [10]:

$$K_c = \frac{[O]_{eq}}{[O_2]_{eq}^{1/2}} \quad (2.19)$$

$$K_c = \frac{K_p(O)}{(RT)^{1/2}} \quad (2.20)$$

gde su:

$[O_2]_{eq}$  - ravnotežna koncentracija molekula kiseonika,

$[O]_{eq}$  - ravnotežna koncentracija atoma kiseonika

Pri konstantnom pritisku konstanta ravnoteže je funkcija temperature.

$$K_p(O) = 3,6 \cdot 10^3 e^{\left(\frac{-31,09}{T}\right)} \quad (2.21)$$

gde je:

$K_p(O)$  - konstanta hemijske ravnoteže izražena preko parcijalnih pritisaka komponenata.

Iz izraza (2.21) vidi se da  $K_p(O)$  raste sa porastom temperature tj. da hemijska ravnoteža na višim temperaturama dovodi do većih koncentracija atomskog kiseonika. Drugim rečima, reakcija (2.15) se intenzivira sa porastom temperature. Da bi se utvrdio uticaj reakcije (2.15) na lanac reakcija (2.16), (2.17) i (2.18) mora se analizirati i kinetika ovih reakcija.

Brzina formiranja NO odnosno promena koncentracije NO u jedinici vremena za reakcije (2.16), (2.17) i (2.18) može se prikazati kao

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^+[N][O_2] + k_3^+[N][OH] - k_1^-[O][N_2] - k_2^-[N][O_2] - k_3^-[N][OH] \quad (2.22)$$

gde su:

$k_i^{+/-}$  - konstante reakcija.

Konstanta ravnoteže za pojedine reakcije iskazuje se kao:

$$K_{Ci} = \frac{k_i^+}{k_i^-} \quad (2.23)$$



Slično jednačina za azot glasi:

$$\frac{d[N]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^+[N][O_2] + k_3^+[N][OH] - k_1^-[O][N_2] - k_2^-[N][O_2] - k_3^-[N][OH] \quad (2.24)$$

Zamenom (2.24) u (2.22) dobija se:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1^+[O][N_2] \frac{1 - [NO]^2 / (K[O_2][N_2])}{1 + k_2^+[NO] / (k_2^+[O_2] + k_3^+[OH])} \quad (2.25)$$

gde je:

$$K = (k_1^+ / k_1^-)(k_2^+ / k_2^-) \quad (2.26)$$

Azotmonoksid se formira i u zoni plamena i u zoni iza fronta plamena. Zona plamena je vrlo uska jer se sagorevanje odigrava pod visokim pritiskom koji još raste tokom procesa. Takodje, produkti sagorevanja se nalaze na vrlo visokim temperaturama. Pored toga vreme koje je raspoloživo za reakcije unutar fronta plamena je vrlo kratko. Zbog toga najveći deo azotmonoksida nastaje u zoni iza fronta plamena pa se može smatrati da procesi sagorevanja i procesi nastanka azotmonoksida nisu direktno vezani. To znači da se mogu razmatrati ravnotežne vrednosti koncentracija reagujućih elemenata  $O, O_2, OH, H$  i  $N_2$  pri lokalnim vrednostima temperatura i pritisaka.

Ako se uvedu veličine:

$$R_1 = k_1^+[O]_{eq}[N_2]_{eq} = k_1^-[NO]_{eq}[N]_{eq}, \quad (2.27)$$

$$R_2 = k_2^+[O_2]_{eq}[N]_{eq} = k_2^-[NO]_{eq}[O]_{eq}, \quad (2.28)$$

$$R_3 = k_3^+[OH]_{eq}[N]_{eq} = k_3^-[NO]_{eq}[H]_{eq}, \quad (2.29)$$

konačna diferencijalna jednačina formiranja azotovih oksida glasi:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left\{ 1 - ([NO] / [NO]_{eq})^2 \right\}}{1 + ([NO] / [NO]_{eq}) R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (2.30)$$

Indeks  $eq$  označava da su u pitanju ravnotežne koncentracije.

Iz (2.30) se vidi da reakcija (2.16) daje najveći doprinos nastanku NO. Za  $[NO]/[NO]_{eq} < 1$  sledi da je:

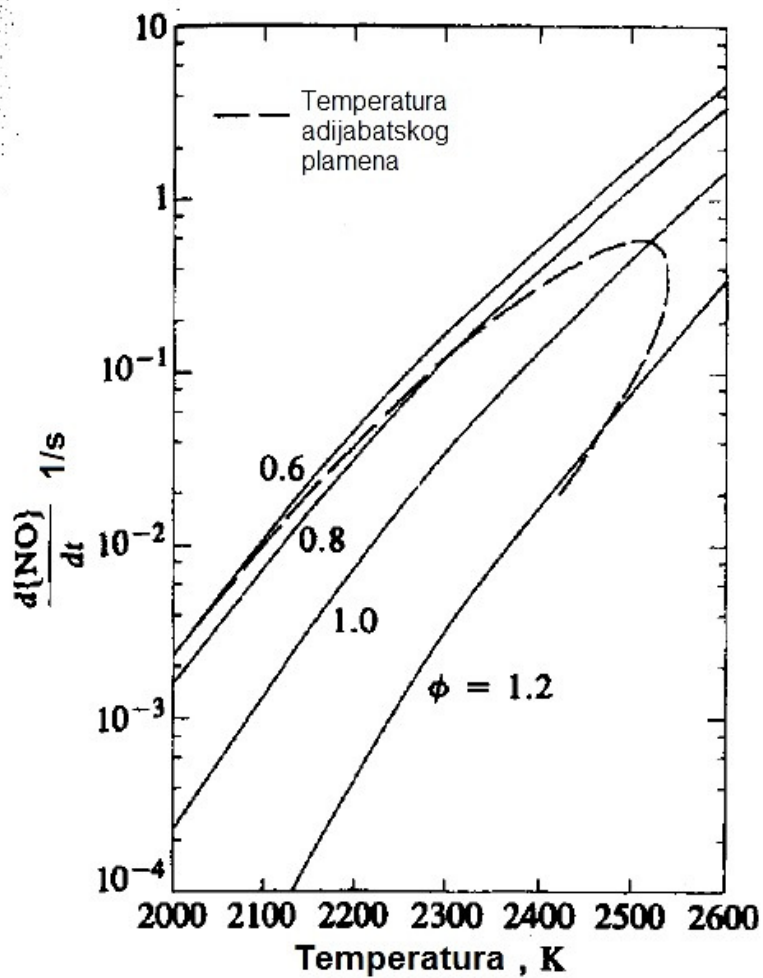
$$\frac{d[NO]}{dt} = 2R_1 = 2k_1^+ [O]_{eq} [N_2]_{eq} \quad (2.31)$$

Zamenom (2.31) u (2.22) dobija se:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{1/2}} e^{\left(\frac{-69.09}{T}\right)} [O_2]_{eq}^{1/2} [N_2]_{eq} \quad (2.32)$$

Prethodna jednačina pokazuje da se sa porastom temperature intenzivira proces formiranja NO.

Na slici 2.6 vidi se zavisnost brzine formiranja NO od temperature pri različitim sastavima smeše ( $\phi$  je tzv. ekvivalentni odnos;  $\phi=1/\lambda$ ). Prikazana je takodje zavisnost brzine formiranja NO za kerozin pri adijabatskoj temperaturi plamena (iniciranog na 700 K i pritisku od 15 at ). Sa dijagrama se vidi da se maksimum brzine formiranja NO, pri adijabatskom sagorevanju, dostiže pri stehiometrijskom sastavu smeše dok u oblasti bogate ili siromašne smeše naglo opada.



Slika 2.6 Zavisnost brzine formiranja NO od temperature za različite sastave smeše [6]

Hemijska ravnoteža se postiže za tzv. karakteristično vreme koje iznosi [6]:

$$\tau_{NO}^{-1} = \frac{1}{[NO]_{eq}} \frac{[NO]}{dt} \quad (2.33)$$

$$K_p(NO) = 20.3 \exp\left(\frac{-21.65}{T}\right) \quad (2.34)$$

Iz (2.31), (2.32) i (2.33) sledi:

$$\tau_{NO} = \frac{8 \cdot 10^{-16} T e^{\frac{58.3}{T}}}{p^{1/2}} \quad (2.35)$$

Sa porastom pritiska i temperature, produžava se vreme potrebno za dostizanje hemijske ravnoteže, u komori za sagorevanje kod dizel motora u slučaju stehiometrijske vrednosti koeficijenta viška vazduha i pri maksimalnom pritisku i temperaturi ciklusa. Ovo vreme iznosi oko 0.001 sek., posle čega se mogu postići ravnotežne koncentracije.

Inače, ovo vreme je obično duže od vremena raspoloživog za reakcije tako da se proces formiranja NO odvija po kinetičkom mehanizmu. Osnovu matematičkog modeliranja procesa formiranja NO tokom radnog ciklusa motora, predstavljaju jednačine (2.34) i (2.35) uz sinhrono modeliranje procesa sagorevanja i eventualno ostalih važnih procesa (ubrizgavanje, raspršivanje goriva itd.) zavisno od nivoa složenosti primenjenog matematičkog modela.

Formiranje  $NO_x$ , a pre svega NO u komori za sagorevanje dizel-motora vrši se prevashodno u onim zonama komore gde lokalna vrednost koeficijenta viška vazduha iznosi  $\lambda = 1.0 - 1.2$ . Pri radu motora na nižim opterećenjima ovakve zone takodje postoje, ali s obzirom na malu ciklusnu količinu goriva veličina tih zona je neznatna. Osim toga nastaje veoma brzo razbijanje zona sa lokalno niskim vrednostima  $\lambda$ , velikim količinama vazduha, jer su na ovim režimima ukupne vrednosti koeficijenta viška vazduha prilično visoke, tako da ni temperature u predmetnim zonama nisu mnogo velike.

Sa povećanjem opterećenja motora ukupni broj i zapremina kritičnih zona se povećava usled rasta ciklusne količine goriva, pri istovremenom smanjenju globalnog koeficijenta viška vazduha, što izaziva progresivno uvećanje količine emitovanog  $NO_x - a$ . Ovo traje sve dotle dok opterećenje ne poraste toliko da količina goriva u mlazu bude takva da je objektivno otežan pristup dovoljnih količina vazduha za datu masu goriva.

Zbog nedostatka kiseonika proces formiranja  $NO_x$  se usporava, dok u jednom momentu, srazmerno nivou opterećenja koncentracija emitovanog  $NO_x - a$  ne počne da

opada. Tada obično počinje da se ispoljava drugi veliki problem, kada je reč o toksičnosti izduvnih gasova dizel motora, a to je povećana emisija čestica čadji.

Kada je reč o nastanku azot dioksida on se u najvećoj meri formira saglasno relaciji:



Ravnoteža ove reakcije se dostiže pri dosta visokim koncentracijama  $NO_2$  tako da sa porastom temperature tokom ciklusa rastu i konstante ravnoteže gornje reakcije. Sa druge strane pri visokim temperaturama ciklusa intenzivira se i reakcija razlaganja  $NO_2$ :



Ova reakcija (2.37) dovodi do toga da je količina emitovanog  $NO_2$  relativno mala u odnosu na ukupnu emisiju  $NO_x$ -a. Ta količina iznosi od 10% do 15%. Onaj deo  $NO_2$  koji izbegne reakciju (2.37) to postiže zahvaljujući lokalnom padu temperature u cilindru.

Praktična ispitivanja su pokazala da kod dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem maksimalna koncentracija emitovanog NO se postiže na oko 20° od početka sagorevanja nezavisno od opterećenja i ugla predubrizgavanja. Veoma efikasan način za redukciju emisije azotovih oksida -  $NO_x$  je smanjenje ugla predubrizgavanja i dodavanje u sveže punjenje inertnih gasova kao što su  $CO_2$  i  $N_2$  i  $H_2O$  u obliku vodene pare. Kod realnih motora u eksploataciji, iz praktičnih razloga, u ovu svrhu se koriste produkti sagorevanja koji izlaze iz cilindra u taktu izduvavanja primenom sistema recirkulacije izduvnih gasova – EGR (exhaust gas recirculation). Ova problematika će kasnije biti detaljno analizirana, sa posebnim akcentom na specifičnosti primene biogoriva tipa biodizel.

### 2.2.3. Formiranje ugljenmonoksida - CO

Ugljenmonoksid (CO) je produkt nepotpunog sagorevanja. CO emisija iz motora SUS je prevashodno zavisna od odnosa vazduh/gorivo. Koncentracija CO u izduvnim

gasovima se stalno povećava kako se smanjuje odnos vazduh/gorivo, odnosno ako se koeficijent viška vazduha smanjuje. Kod motora koji rade sa homogenom smešom kod hladnog motora smeša goriva i vazduha mora biti bogatija tako da je emisija CO povećana, naročito u fazi zagrevanja motora i mnogo je veća nego kada je motor potpuno zagrejan.

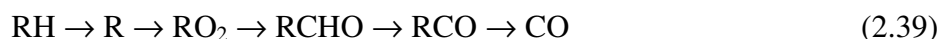
Ugljenmonoksid - CO se u 90%-tnom sadržaju nalazi u atmosferi kao produkt nepotpunog sagorevanja ugljovodoničnih goriva i disocijacije  $CO_2$  pri visokim temperaturama plamena. Ugljenmonoksid se stvara kako pri difuznom sagorevanju (karakteristično za dizel motore), tako i pri sagorevanju homogenih smeša goriva i vazduha, odnosno tzv. "prethodno izmešanom smešom " (karakteristično za otomotore). Medjutim mora se istaći da su uslovi formiranja CO povoljniji kod oto motora, jer do procesa nepotpunog sagorevanja dolazi već u pretplamenoj zoni. Uopšte, s obzirom da je osnovni uzrok pojave CO u izduvnim gasovima motora nepotpuna oksidacija ugljenika iz goriva usled sagorevanja globalno i lokalno bogate smeše, to je još jedan razlog za nešto veću problematičnost oto ciklusa po ovom pitanju.

Prisustvo ugljenmonoksida kod oto motora klasične koncepcije napajanja je posledica rada sa globalno bogatom smešom, dok je kod dizel motora, koji redovno uvek rade sa globalno siromašnom smešom, proces formiranja ugljenmonoksida posledica lokalnog nedostatka kiseonika ili prekida reakcija oksidacije usled mestimičnog lokalnog pada temperature u komori za sagorevanje čiji uzročnici mogu biti raznoliki. Ako se sagorevanje smeše goriva i vazduha odvija u uslovima nedostatka kiseonika iz nekog razloga, i značajnog prisustva  $H_2$ , što je tipična pojava za ugljovodonična goriva, pa i goriva biljnog porekla.

Globalni odnos CO/CO<sub>2</sub> na kraju sagorevanja definisan hemijskom ravnotežom fiktivne reakcije tzv. „vodenog gasa” koja ima izgled:



ali ona u se u stvarnosti ne odvija tokom procesa u motoru, jer kinetičke reakcije stabilnih neaktivnih molekula nisu moguće. Formiranje CO je jedan od glavnih koraka pri sagorevanju ugljovodonika tokom predplamenih i plamenih lančanih reakcija kada dolazi do stvaranja i raspadanja prelaznih produkata (peroksida, aldehida, ketona i dr.) po šemi:



Istovremeno sa nastankom CO, odvija se i proces njegove oksidacije saglasno mehanizmu:



pri čemu je dovoljan broj radikala **OH** za iniciranje gornje reakcije nastao nizom mogućih lančanih reakcija kao što su:



Iz gornjih jednačina se vidi da u praksi kod stvarnih motora na formiranje CO i njegovu oksidaciju, naročiti uticaj imaju radikali **H** i **OH**.

Kod dizel motora ugljenmonoksid se najpre formira u ranim fazama sagorevanja tokom pretplamenih reakcija, na granici između zona neluminoznog i luminoznog plamena. Razlog za formiranje CO u tim zonama su niske lokalne temperature reakcija. Tokom sagorevanja temperature rastu i stvara se značajna količina aktivnih **H** i **O** atoma i **OH** radikala, tako da se veći deo ugljenmonoksida formiranog na ovaj način transformiše u CO<sub>2</sub>. Međutim, veća količina ugljenmonoksida nastaje u periodu intenzivnog sagorevanja, pri visokotemperaturnim reakcijama u zoni vidljivog plamena. Tako formirani CO vrlo brzo oksidira jer su uslovi za to povoljni.

Reakcija (2.41) ima najveći značaj u mehanizmu lanca oksidacije CO. Za njeno otpočinjanje bitno je prisustvo velikog broja aktivnih čestica koje praktično održavaju reakciju (2.40).

Konstanta brzine reakcije (2.40) raste sa porastom temperature prema izrazu:

$$k_{CO}^+ = 6.76 \times 10^{10} e^{\left(\frac{T}{1102}\right)} \quad \text{cm}^3/\text{gmol} \quad (2.45)$$

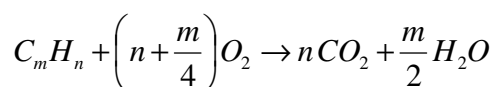
Pri razmatranju ravnotežnog stanja, u slučaju visokih temperatura reakcije nastaje velika količina CO<sub>2</sub>. Međutim, tokom procesa ekspanzije zbog brzog pada temperature reakcija više nije u ravnoteži. Usled manjeg prisustva aktivnog **OH** radikala

u odnosu na broj  $H$  atoma, odnos  $CO/CO_2$  sve više odstupa od hemijske ravnoteže u toku ekspanzije da bi na kraju ostao konstantan pri nekoj „zamrznutoj“ ravnoteži koja odgovara višim temperaturama tako da se u izduvnim gasovima pojavljuje veća količina  $CO$  u odnosu na ravnotežnu pri toj temperaturi.

#### 2.2.4. Formiranje nesagorelih ugljovodonika - CH

U ugljovodonična jedinjenja koja se pojavljuju u izduvnim gasovima dizel motora ubrajaju se sva jedinjenja ugljenika ( $C$ ) sa vodonikom ( $H$ ) koja mogu biti određena metodom jonizacije plamena vodonika, tj. koja potiču od metana ( $CH_4$ ) i završavaju teškim ugljovodonicima koji isparavaju pri temperaturama višim od  $170^\circ C$ .

Idealno bi bilo da se proces sagorevanja u motorima sus odvija po sledećoj reakciji:



Međutim, u praksi proces sagorevanjane ne proizvodi samo  $CO_2$  i vodenu paru. Proces sagorevanja u motoru je nepotpun, iako treba imati na umu da su u ukupnoj izduvnoj emisiji oko 99.5 do 99.7% ustvari produkti potpunog sagorevanja. Međutim jedan od produkata nepotpunog sagorevanja su nesagoreli ugljovodonici –  $CH$ . U izduvnom gasu dizel motora nalazi se širok spektar ugljovodoničnih jedinjenja. Dizel gorivo sadrži ugljovodonična jedinjenja sa višim tačkama ključanja nego npr. benzin [6, 10, 12], odnosno jedinjenja sa većim molekularnim težinama. Ovo je jedan od razloga zašto je kod dizel motora sastav nesagorelih ugljovodonika mnogo složeniji nego kod motora koji rade po oto termodinamičkom ciklusu. Kao što je navedeno,  $HC$  komponente uobičajeno kreću od metana  $CH_4$ , do najtežih ugljovodoničnih komponenti koje ostaju u parnoj fazi samo u slučaju posedovanja analizatora sa grejnim vodom, pri čemu se smatra da je dovoljno da se gas održava na temperaturi od oko  $190 C$  [6].

Nivo emisije  $CH$  kod dizel motora varira zavisno od radnih režima. Što se toksičnosti tiče, kao i uticaja na zdravlje ljudi može se reći da su relativno toksični alkani (*alkanes*) i alkeni (*alkenes*), a benzen (*benzene*), može biti izuzetno štetan. Takođe,  $HC$  iz izduvnih gasova motora su odgovorni za pojavu tzv. „letnjeg smoga“ u gradovima.



Prisustvo ugljovodonika u izduvnim gasovima dizel motora posledica je pre svega nepotpunog i nedovršenog sagorevanja goriva. Nesagoreli ugljovodonici (CH) u izduvnim gasovima dizel motora predstavljaju kombinaciju od oko 200 različitih ugljovodonika mada se u značajnijoj koncentraciji javlja oko 30 komponenti. Neki od težih ugljovodonika, osobito onih sa aromatskom osnovom, vrlo su toksični, čak i kancerogeni. Jedan od razloga pojave ovako velikog broja CH - komponenti u izduvu dizel motora je samo gorivo koje predstavlja smešu različitih, uglavnom težih ugljovodoničnih komponenti. Načelno ovo se odnosi i na goriva za dizel motore biljnog porekla. Najveći štetni efekat nesagoreli CH ostvaruju posredno, učešćem u reakcijama formiranja fotohemijskog smoga. Zato se reaktivnost ugljovodonika određuje upravo prema njihovoj sklonosti ka učešću u lancu ovih reakcija. Podela ugljovodoničnih jedinjenja prema reaktivnosti prikazana je tabelarno na slici 2.7.

Familija ugljovodonika	Opseg reaktivnosti
Parafini	0 – 2
Olefini	5 – 100
Nafteni	2
Aromati	0 – 10
Acetileni	0

Slika 2.7 Podela ugljovodonika prema reaktivnosti [6]

Reakcije sagorevanja ugljovodonika su, sa aspekta hemijske kinetike, veoma brze reakcije, a hemijska ravnoteža se uspostavlja pri visokim sadržajima krajnjih produkata reakcije. Medjutim, uslovi sagorevanja u dizel motoru omogućavaju da, sporadično, manje količine goriva izbegnu potpunu oksidaciju. Razlog za ovo je u samoj suštini procesa formiranja smeše u cilindru dizel motora. S obzirom na veliku nehomogenost smeše koja je izražena značajnom lokalnom varijacijom koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$ , koji se lokalno menja u vrlo širokim granicama, čini da uslovi za sagorevanje u pogledu prisustva kiseonika -  $O_2$ , budu vrlo različiti. Pored toga postoji i izrazita nehomogenost i nestacionarnost temperaturskog polja, jer su neki delovi smeše

počeli da sagorevaju, a neki ne. Na osnovu ovoga, mogu se izdvojiti dve glavne grupe uzroka prisustva ugljovodonika u izduvnim gasovima dizel motora:

1. Smeša goriva i vazduha je, lokalno posmatrano ili suviše bogata, ili suviše siromašna da bi došlo do pojave samopaljenja i prihvatanja plamena. Gorivo koje formira ovakvu smešu može biti izloženo sporoj i nepotpunoj oksidaciji tokom procesa ekspanzije.

2. Toplotni gubici u okolini zidova radnog prostora dosta su visoki, pa se reakcija oksidacije odvija suviše sporo ili čak ne dolazi do upaljenja smeše ili se lančana reakcija sagorevanja prekida.

Prema tome, za obe grupe uzroka nastanka nesagorelih ugljovodonika je zajedničko da postoji: neodgovarajući lokalni sastav smeše u radnom prostoru i neodgovarajući tok temperature. Oba ova parametra zavise od niza složenih procesa kao što su parametri ubrizgavanja, faza sagorevanja u kojoj se proces odigrava, vrtloženja radne materije itd.

Pri sagorevanju goriva u dizel motorima, pa tako i biogoriva tipa biodizel, postoje velika lokalna kolebanja temperature i sastava smeše i srazmerno veoma mali deo goriva se pretvara u nesagorele CH. Između promene koncentracije nesagorelih CH u izduvnim gasovima i veličine perioda pritajenog sagorevanja - *pps* postoji određena zavisnost. Osim toga na tu zavisnost utiče i lokalni sastav smeše.

Moguća je pojava reakcija koje se odigravaju u veoma siromašnoj smeši. Po otpočinjanju procesa ubrizgavanja raspršeno gorivo u komori za sagorevanje intenzivno se meša sa vazduhom formirajući smešu. Prostorno posmatrano, u preseku mlaza postoji odgovarajuća raspodela sastava smeše izražena varijabilnom vrednošću koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$ . Po ovoj raspodeli može se zaključiti da učešće sitnijih kapljica i parne faze raste sa udaljenjem od ose (jezgra) mlaza. Na isti način menja se i koeficijent viška vazduha -  $\lambda$ , odnosno, on praktično raste idući od ose ka periferiji mlaza. Do pojave prvih centara samopaljenja dolazi u zonama između jezgra i periferije mlaza, gde je sastav smeše veoma blizak stehiometrijskom. Ovo su, ujedno i zone koje su najduže izložene visokoj temperaturi. Najsitnije kapljice goriva, koje čine obod, odnosno periferiju mlaza, obrazuju vrlo siromašnu smešu, praktično izvan granica upaljivosti. Ova smeša se u toku sagorevanja teško pali, ali je gorivo u njoj izloženo relativno dugom dejstvu visokih temperatura, koje potiču od sagorevanja goriva u

obližnjim zonama, što prouzrokuje cepanje većih ugljovodoničnih molekula i stvaranje produkata nepotpune oksidacije (aldehidi, peroksidi i sl.). Ovo su vrlo spore reakcije, pri kojima ne dolazi do paljenja i rasprostiranja plamena. Količina nesagorelih CH nastalih na ovaj način znatno raste sa povećanjem perioda pritajenog sagorevanja - pps, odnosno sa povećanjem ugla predubrizgavanja -  $\alpha_{pb}$ . Moguće je da pri ranijem ubrizgavanju, shodno njegovoj veličini raste period pritajenog sagorevanja ali da sadržaj CH ostaje praktično konstantan. Ovo se objašnjava time da se uticaj perioda pritajenog sagorevanja delimično kompenzuje usled vrlo visokih temperatura u tom slučaju.

S obzirom na veliki uticaj perioda pritajenog sagorevanja na emisiju nesagorelih CH, jasno je da treba uspostaviti određenu korelaciju između tog perioda i emisije CH, a to praktično znači ispitati odnos emisije ugljovodonika i minimalnog perioda pritajenog sagorevanja.

Kad je reč o uticaju toplotnih gubitaka, pre svega uz zidove radnog prostora, utvrđeno je da ti gubici utiču na značajno usporavanje reakcije oksidacije ili čak do gašenja plamena. Postojanje "tamne" zone između svetlećeg plamena i zida komore za sagorevanje poznato je već dugo vremena. U ranim fazama istraživanja procesa sagorevanja u motoru, pretpostavljalo se da ukoliko zona do samog zida komore ne može da podrži sagorevanje, onda ona mora biti izvor nesagorelih CH. Neposredna istraživanja te zone potvrdila su ovu pretpostavku, pri čemu je zaključeno da jedan od razloga za emisiju CH sa izduvnim gasovima motora leži upravo u postojanju zone gašenja plamena. Međutim, kasnija istraživanja i eksperimenti u laboratorijskim bombama specijalne konstrukcije i konstantne zapremine su pokazala da je ovaj uticaj, iako ga ne treba zanemariti, ipak bio preuveličan.

Izvesna istraživanja sagorevanja u komorama sa namerno hladjenim zidovima su pokazala da pri sagorevanju goriva iz zone gašenja plamena do samog zida komore, veoma brzo (u toku 1ms) difundira u masu gasova ispred komore i relativno kvalitetno oksidira. Istraživanje procesa u toj zoni odgovarajućim sondama, otežano je pre svega zbog njene male debljine ( $\approx 300\mu m$ ) i geometrijske stešnjenosti uslovljene prisustvom zida komore.

Treba napomenuti da je tokom razvoja dizel motora bilo veoma uspešnih pokušaja da se štetni efekti uticaja zida komore za sagorevanje na sam proces sagorevanja, preobrate u korisne efekte, primenom specijalnih konstruktivnih rešenja. U

tom smislu najpoznatiji je čuveni "M" proces Prof. S. J. Meurer-a, koji je umereno zagrejani zid komore koristio da progresivnim procesima: isparavanja ubrizganog goriva na zid, mešanja goriva sa perifernim vazduhom i lančanim medjureakcijama sagorevanja, postigne potpuno sagorevanje ciklusne količine goriva u definitivne produkte.

Kad je reč o ostalim uticajima na emisiju nesagorelih CH treba spomenuti jedan veoma osetljiv konstruktivni parametar motora, a to je visina vatrene zone na glavi klipa iznad prvog kompresionog prstena.

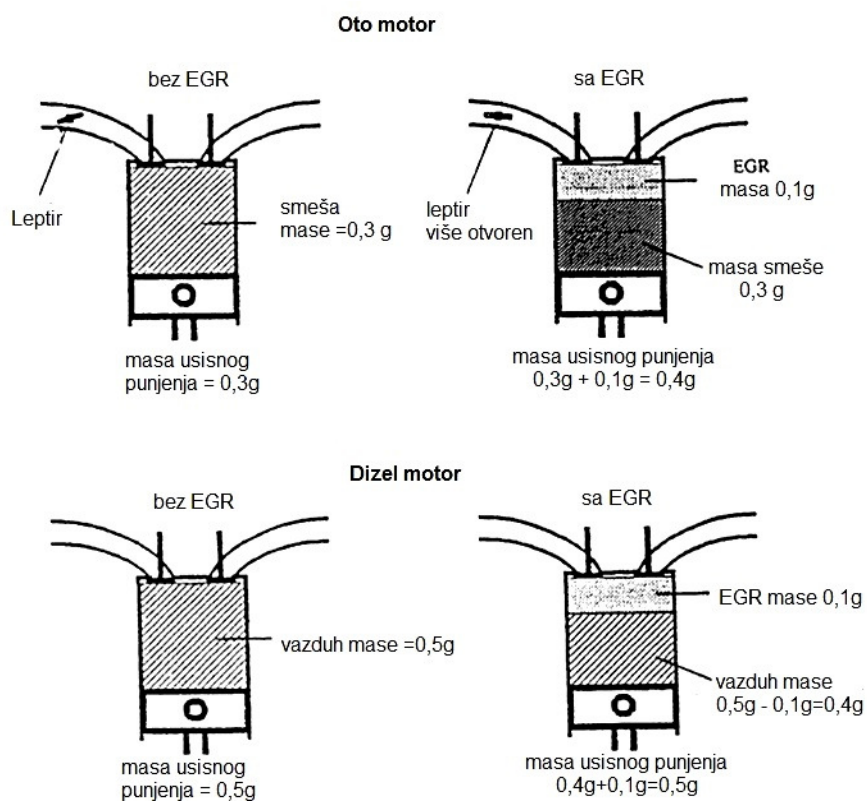
Direktni dokaz da veličina područja vatrene zone predstavlja veoma značajan izvor emisije nesagorelih CH je činjenica da se promenom ove veličine menja koncentracija CH. Eksperimenti sprovedeni na motoru kod koga je skoro potpuno eliminisana ova zapremina pomeranjem prvog klipnog prstena gotovo do samog čela klipa, pokazali su redukciju emisije CH između 47% i 74% u odnosu na osnovne nivoe standardnog ispitivanog motora [6].

### 2.3. Primena recirkulacije izduvnih gasova (EGR) i uticaj na izduvnu emisiju

Sistem recirkulacije izduvnih gasova ili skraćeno - EGR (Exhaust Gas Recirculation) je jedna od najefikasnijih, najjednostavnijih i najjeftinijih tehnika koje su trenutno dostupne za smanjenje emisije azotovih oksida -  $NO_x$  kod *oto* i *dizelmotora*. U osnovi sistem se zasniva na uzimanju odgovarajuće količine izduvnih gasova iz izduvne grane motora ili izduvne cevi i uvođenje te količine gasova u usisni sistem motora. Naravno, podrazumeva se da se ova tehnika odnosno sistem primenjuje u kombinaciji i sadejstvu sa drugim poznatim metodama kada je reč o aktivnostima usmerenim ka optimiranju kvaliteta izduvne emisije motora. Međutim, treba napomenuti da su nažalost primećene i neke kontra indikacije primene sistema EGR, naročito kod dizel motora, kao što su pogoršanje specifične efektivne potrošnje goriva  $g_e$  i emisije čestica.

Naročito EGR pogoršava pravac korelacije (*trade-off*) između emisije  $NO_x$  i čestica, pre svega pri visokim opterećenjima. Dalje, primena EGR se takodje loše odražava na kvalitet, efikasnost i trajnost motornog ulja skraćujući intervale njegove zamene [13,14].

Način na koji se sistem EGR primenjuje kod oto i dizel motora je fundamentalno različit, i te razlike su jasno prikazane na slici 2.7.



Slika 2.7. Poređenje sistema EGR primenjenog kod oto i kod dizel-motora [14]

Savremeni oto motori rade sa steheometrijskom smešom *vazduh/gorivo*, i ako se npr. želi održati *const* vrednost snage i momenta, potrebna je određena ciklusna količina svežeg punjenja - uzmimo da je to 0.3 g/cik, kao na slici 2.7. Ako se uvede EGR i ako se želi zadržati nepromenjena prethodna radna tačka u pogledu izlaznog momenta i snage jasno je da i ciklusna masa svežeg punjenja mora biti nepromenjena. Iz ovog razloga masa EGR koja se unosi svežim punjenjem (kao na slici 2.7) - recimo da je to 0.1 g/cik mora biti pridodata masi svežeg punjenja tako da se ukupna masa punjenja (*smeša vazduh/gorivo + EGR*) povećava na 0.4 g/cik. Sve ovo da bi se mogla održati *const* vrednost obrtnog momenta i snage kao u slučaju rada motora bez uključenog EGR. Pošto je zapremina cilindra motora fiksna ovo povećanje ukupne mase sveže smeše (*vazduh + gorivo + EGR*) se može postići povećanjem gustine punjenja, što uslovljava potrebu nešto većeg otvora leptira u usisnom sistemu motora (slika 2.7).

Sporedna korist od ovog povećanja otklona leptira, jeste smanjenje pumpnog rada i izvesno malo poboljšanje ekonomičnosti motora usled toga.

Kada je reč o dizel-motorima, oni kao što je poznato, nemaju namerno prigušenje na usisu (tj. rade bez leptira). Dizel-motori praktično na svim režimima i u svakoj radnoj tački usisavaju istu ciklusnu količinu vazduha - uzmimo da je to 0.5 g/cik kao na slici 2.7. Ako se radnom ciklusu dodaju izduvni gasovi sistemom EGR, npr. 0.1 g/cik kao na slici, dolazi do "istiskivanja" izvesne količine svežeg vazduha iz usisa i njegove zamene ekvivalentnom količinom izduvnih gasova iz EGR-a. Posledica ovog istiskivanja svežeg vazduha je njegovo "razredjenje" u pogledu sadržaja  $O_2$ , odnosno u krajnjoj liniji smanjenja količine dostupnog aktivnog vazduha koji bi mogao biti iskorišćen u procesu sagorevanja. Pošto za datu snagu i obrtni moment, ciklusna količina goriva koja se ubrizgava u cilindar mora ostati *const*, smanjena masa vazduha koja je dostupna za sagorevanje, smanjuje odnos *vazduh/gorivo* pri kome motor radi. Upravo ovo smanjenje odnosa *vazduh/gorivo*, odnosno koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$ , može značajno uticati na nivo izduvne emisije dizel-motora.

### 2.3.1. Konfiguracije EGR toka na motoru

Zavisno od nivoa željene recirkulacije izduvnih gasova sa izduvne na usisnu stranu motora, moguće su uglavnom tri koncepcije sklopa EGR sistem – nadpunjeni dizel motor. Samo kolo EGR cirkulacije se može podeliti u dve posebne kategorije:

1. EGR-kolo niskog pritiska: izduvni gasovi se uzimaju posle turbine i uvode u struju usisnog vazduha pre kompresora

2. EGR-kolo visokog pritiska: izduvni gasovi se uzimaju pre turbine i uvode u struju usisnog vazduha posle kompresora ili pre kompresora

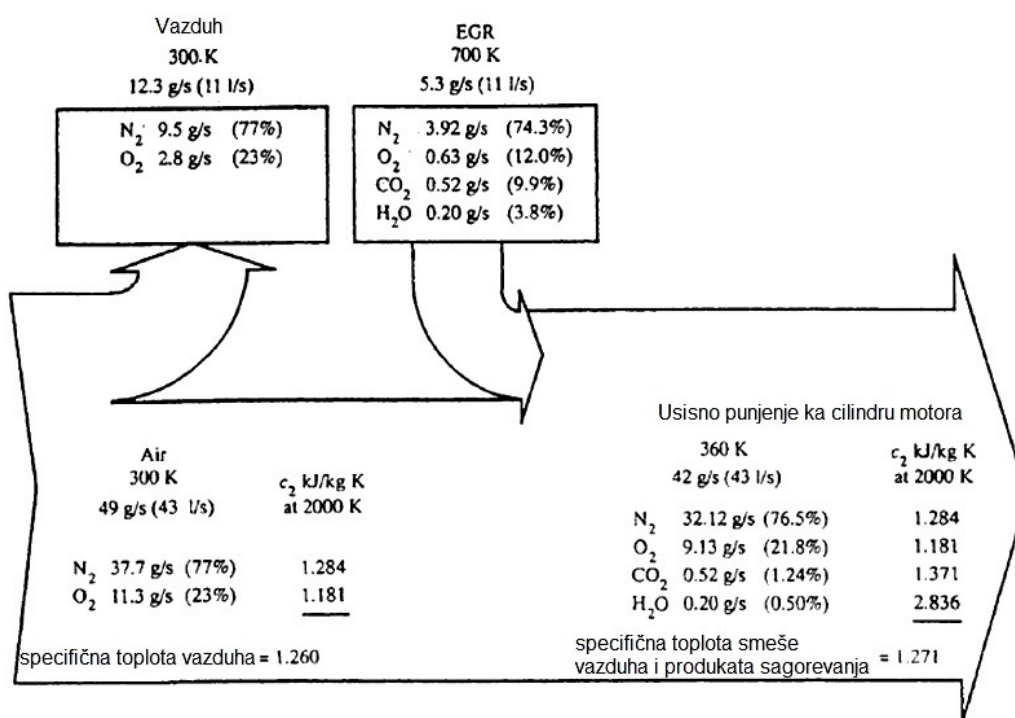
Izbor između ova dva koncepta nema efekta na nivo emisije [15], ali zato se mogu porediti koncepti po pitanju potrošnje goriva, primene otvorenog ili zatvorenog sistema upravljanja, dejstva spoljnih uticaja, prljanja i habanja komponenti, veka trajanja u eksploataciji i cene koštanja.

### 2.3.2. Uticaj EGR na sastav usisnog punjenja motora

Slika 2.8 daje sažeti prikaz uticaja EGR na sastav usisne smeše gasova, pri radu dizelmotora sa uključenim sistemom EGR [14]. Sa slike se vidi da ako se 25% usisnog protoka svežeg vazduha zameni ekvivalentnom količinom vrućeg EGR-a dobijeni efekti su sledeći:

1. Dolazi do 14%-tnog smanjenja masenog protoka svežeg punjenja. Ovo se dešava zbog smanjenja stepena punjenja motora -  $\eta_V$ , usled povećanja temperature u usisnom sistemu

2. Izvestan deo usisnog vazduha biva istisnut i zamenjen odgovarajućom količinom  $CO_2$  i vodene pare -  $H_2O$ , koji su inače glavni sastojci EGR-a. Tako primena vrućeg EGR smanjuje stepen protoka  $N_2$  u motor za oko 15% i protok kiseonika za oko 19%. Smanjenje protoka  $O_2$  za skoro 1/5 nastaje kako zbog njegovog istiskivanja od strane  $CO_2$  i  $H_2O$ , tako i zbog smanjenja stepena punjenja -  $\eta_V$ .



Slika 2.8 Efekat primene EGR: Sastav usisnog punjenja sa učešćem 25%-tnog vrućeg (700 K) EGR-a (rad motora sa odnosom vazduh/gorivo 32:1 ;  $\lambda = 2.23$ ) [14]

Istiskivanje izvesne količine kiseonika iz usisa i razmeštaj, umesto njega, odgovarajuće količine  $CO_2$  i  $H_2O$ , može bitno uticati na promene u procesu sagorevanja i to na više načina. Prvo kao što je navedeno ranije, značajan efekat koji se mora analizirati je smanjenje koncentracije  $O_2$  unutar cilindra motora, a koji bi bio iskorišćen u procesu sagorevanja. Ovaj se efekat može nazvati efektom "razredjenja". Drugo je uticaj višeg specifičnog toplotnog kapaciteta  $CO_2$  i  $H_2O$  u poredjenju sa specifičnim toplotnim kapacitetom kiseonika (prikazano na sl. 2) koji je istisnut. Ovo možemo nazvati termičkim efektom. I  $CO_2$  i  $H_2O$  potencijalno mogu da se razgrade na visokim temperaturama koje vladaju za vreme sagorevanja u dizelmotoru, tako da pojavom disocijacije mogu na bitan način uticati na sam proces sagorevanja. Taj se efekat naziva hemijskim efektom EGR-a. Kada se vreli EGR pomeša sa usisnim vazduhom temperatura usisnog punjenja motora se povećava, a ovo pak može, ponekad značajno uticati na vrednosti temperature ciklusa na kraju sabijanja i na sam proces sagorevanja.

Razredjujući efekat EGR-a može se ispitati variranjem količine kiseonika na usisu. Promene u količini  $O_2$  utiču na promene u temperaturi plamena, a one imaju odlučujući efekat na emisiju  $NO_x$ , dok emisija čestica i CO uglavnom mnogo više zavise od molarne koncentracije  $O_2$  u svežem usisnom punjenju, nego od temperature plamena. Autori rada [13] su pokazali da pri const uglu predubrizgavanja, dodavanje  $O_2$  u usisno punjenje rezultira povećanjem emisije  $NO_x$  i smanjenjem emisije čestica i čadji. Autori su zaključili da rast količine  $O_2$  na usisu i njegova dostupnost tokom sagorevanja, utiču na temperaturu plamena i prema tome na proces formiranja  $NO_x$ .

Mnogi istraživači su smatrali da sistem EGR utiče na sagorevanje i emisije uglavnom time što usisno punjenje sa uključenim EGR-om ima viši toplotni kapacitet nego čist vazduh (slika 2.8). Medjutim, kasnije je utvrđeno da je efekat višeg toplotnog kapaciteta EGR-a na temperaturu plamena, a samim tim i na emisiju, od drugorazrednog značaja. Naime, utvrđeno je da se ma kakav termički efekat EGR-a, praktično poništava povećanjem temperature usisnog punjenja, a koje je povezano sa samim korišćenjem EGR-a. Ova tvrdnja je podržana vrednostima specifičnog toplotnog kapaciteta koje se mogu videti na slici 2.8. Vidi se da upotreba 25%-tnog EGR-a ima



beznačajan uticaj na povećanje vrednosti specifičnog toplotnog kapaciteta usisne smeše gasova (povećanje je manje od 1%).

Kad je reč o hemijskom efektu EGR-a smatra se da disocijacija  $CO_2$  na visokim temperaturama sagorevanja u toku radnog ciklusa, obezbedjuje atomski kiseonik - O, koji bi mogao da podstakne proces formiranja  $NO_x$  prema Zeldovich-evom mehanizmu. Sa druge strane izgleda da disocijacija  $CO_2$  dovodi do smanjenja proizvodnje čestica i čadji, verovatno zbog povećanja perioda pritajenog sagorevanja - pps, i kao posledicu toga, do pojave većeg procenta goriva koje sagoreva u zoni "predhodno izmešanog plamena".

### 3. PRIMENA BIOGORIVA U DIZEL MOTORU

Primena biogoriva u motorima SUS je interesantna iz dva ključna razloga. Prvo radi se o obnovljivom izvoru primarne energije. Drugo ovakvi izvori primarne energije su ekološki, odnosno mnogo manje utiču na zagađenje spoljne sredine od klasičnih izvora energije kao što su fosilna goriva.

#### 3.1. Sirovine i proizvodnja biodizela



a) uljana repica



b) suncokret



c) soja



d) palma

*Slika 3.1. Najčešće sirovine za proizvodnju biodizela*

U ovom radu proučavani su procesi sagorevanja i emisije četiri goriva iz četiri različite sirovine, kao i njihovih mešavina sa dizel gorivom, pri čemu je samo suncokretovo ulje korišćeno u izvornom obliku bez esterifikacije, ali u mešavini sa dizel gorivom. To su ujedno i četiri sirovine od kojih se u Evropi najčešće proizvodi gorivo biljnog porekla za dizel motore. Te četiri sirovine su ulje uljane repice koje je na

evropskom tržištu zastupljeno sa oko 85%, suncokretovo ulje, sojino ulje i palmino ulje, (slika 3.1). Prve tri sirovine se proizvode u Evropi a palmino ulje se uvozi iz Latinoameričkih država. Osim navedenih sirovina veoma je interesantno otpadno jestivo ulje, zbog svoje povoljne cene, kao i životinjske masti i laneno ulje. Osim toga ako se otpadno jestivo ulje prerađuje u gorivo sprečava se zagađenje spoljne sredine tim uljem u slučaju nepropisnog odlaganja.

Za biljna ulja koja su interesantna za proizvodnju biogoriva važni podaci su sadržaj masnih kiselina, jodni broj i prinos kulture po hektaru što je dato u Tabeli 3.1. Sadržaj masnih kiselina je bitan zbog toga što masne kiseline sačinjavaju trigliceride i u Tabeli 3.1 su one prikazane sa dva broja, razdvojena dvotačkom. Prvi broj označava broj ugljenikovih atoma od kojih je izgrađen molekul, a drugi označava broj dvostrukih veza susednih atoma ugljenika u molekulu masne kiseline.

Tabela 3.1. Sastav masnih kiselina biljnih ulja korišćenih u istraživanju [16]

	12:0 mas %	14:0 mas %	16:0 mas %	18:0 mas %	18:1 mas %	18:2 mas %	18:3 mas %	Ostale masne kiseline (mas%)	Sadržaj Joda (gI2)	Tipični prinos (kg/ha)
<b>Repičino ulje</b> (Brassica napus)										
Low-erucic acid	-	-	3-5	1-2	55-65	20-26	8-10	C20:1;1-2 C22:0;0.5 C20:0;1 C20:1;7-9	96-117	1000
High-erucic acid	-		2-4	1-2	14-18	13	8-10	C22:1;45-52 C24:1; 1	98-108	-
<b>Sojino ulje</b> (Glycine max)	-		11-12	3-5	23-25	52-56	6-8	--	121-143	375
<b>Suncokretovo ulje</b> (Helianthus annuus)										
Low-oleic acid	-		6	3-5	17-22	67-74	-	C22:0;0.6	127-142	800
High-oleic acid	-		4	4	78	13	-		85	-
<b>Palmino ulje</b> (Elaeis guineensis)										
Palm olein	0,5	1-2	40-48	4-5	37-46	9-11	0.3	C20:0;0.3	53-57	5000
Palm stearin	0,5 0,3	1 1,5	48 31.5 62	3 5	46 49 24.5	14 6	0.3 0.3	C20:0;0.4 C20:0;0.4	- -	- -

**Repičino ulje** (*lat. Brassica napus L. ssp. oleifera*) – *Canola* ima visok sadržaj monozasićenih masnih kiselina i nizak sadržaj zasićenih i polizasićenih kiselina a zbog oksidacione stabilnosti i ponašanja na niskim temperaturama ovo je odlična sirovina za proizvodnju biodizela i u Evropi se najviše koristi.

Uljana repica sadrži 40-45% ulja, što je visok sadržaj, 20-25% proteina i oko 25% ugljenih hidrata [17]. Ovo omogućava da se posle izdvajanja ulja iz koga će se proizvesti gorivo, ostatak u obliku uljane pogače koristi kao veoma hranljiva stočna hrana. Na istom polju se uljana repica može uzgajati samo svake treće ili četvrte godine [18].

**Suncokretovo ulje** (*lat. Helianthus annuus*) je druga po redu sirovina za proizvodnju biodizela u Evropi posebno u Španiji, Italiji i Grčkoj. U južnom delu Evrope prinos uljane repice je manji pa se zato više uzgaja suncokret. Suncokret ima visok sadržaj linolenske kiseline pa je to donekle ograničavajući faktor za korišćenje ove sirovine za proizvodnju goriva. Takođe i jodni broj je veći od 120 g I<sub>2</sub>/100g, koliko je propisano normom EN 14214.

**Sojino ulje** (*lat. Glycine max*) je verovatno glavna sirovina za proizvodnju biodizela u SAD a i najčešće proizvedeno ulje u svetu. Nažalost biljka ima nešto niži prinos ulja po toni pa je potrebna veća zasejana površina. Ima jodni broj slično kao kod suncokretovog ulja čime je donekle ograničeno korišćenje čistog metilestra sojinog ulja kao goriva prema normi EN 14214.

**Palmino ulje** (*lat. Elaeis guineensis*) je najvažnija sirovina za proizvodnju biogoriva u jugoistočnoj Aziji. Osnovna prednost palminog ulja je veliki prinos i umerena cena u poređenju sa ostalim jestivim biljnim uljima. Ima visok sadržaj slobodnih masnih kiselina i veoma visoku viskoznost pri niskim temperaturama. Postoji opasnost začepjenja filtera već na temperaturi ispod +11 °C.

Sva napred pobrojana ulja dobijaju se iz odgovarajućih biljaka mehaničkim ceđenjem u specijalnim presama. Tako dobijeno ulje se cedi u cilju odstranjivanja mehaničkih nečistoća da bi mogao da se sprovede odgovarajući tretman prerade u biogorivo tipa biodizel.

Osim ovih sirovina veoma je interesantno korišćenje otpadnog jestivog ulja koje ima veoma povoljnu cenu. Takođe postoje i bitne ekološke prednosti jer su otpadna ulja potencijalno veliki zagađivači okoline. Posle prerade u biodizel metilestri otpadnih ulja

imaju nešto veću viskoznost od RME. Niskotemperaturna svojstva su mu lošija nego kod RME i potrebno ga je tokom hladnijeg perioda mešati sa fosilnim dizelom ili predgrevati.

Takođe i nusproizvodi proizvodnje jestivih ulja mogu se koristiti kao sirovine za proizvodnju biodizela.

### 3.1.1 Čista biljna ulja kao gorivo za dizel motore

Neprestano iscrpljivanje fosilnih goriva utiče na okolinu i može dovesti do uništenja naše civilizacije. Obnovljivi izvori energije sve se više smatraju jednim od ključnih činilaca budućih razvojnih strategija. Sve relevantne energetske statistike prikazuju veoma značajan udeo obnovljivih izvora energije u proizvodnji toplotne i električne energije. Za transport Evropska unija predviđa stalan porast proizvodnje energenata iz obnovljivih izvora, a jedan od njih je **biodizel**. Ukupna svetska potrošnja energije iz fosilnih goriva 2004. godine bila je ekvivalent devet milijardi tona nafte, što je proizvelo 27 milijardi tona ugljen dioksida, koji je samo u toj godini dospeo u atmosferu. Zato se čine napori da se ograniči emisija CO<sub>2</sub> u atmosferu, donošenjem Kyoto protokola [26].

Evropska unija je *Direktivom 2003/30/EC* [19] postavila ciljeve, a naročito u proizvodnom pogledu. Mnoge zemlje članice samostalno rešavaju razvojne i istraživačke probleme preko odgovarajućih projekata i različitih studija koje imaju za cilj razvoj sopstvene tehnologije proizvodnje biogoriva.

Tabela 3.2 pokazuje najvažnije karakteristike čistih biljnih ulja različitog sirovinskog porekla. U tabeli su dat podaci i za goveđu mast u cilju poređenja. Iz tabele se može steći utisak o tome koliko se ovaj prirodni izvor energije može koristiti kao gorivo za dizel motore.

Uočljivo je da od biljnih ulja najnižu kinematsku viskoznost ima sojino ulje  $32.6 \text{ mm}^2/\text{s}$  pri  $40^\circ \text{C}$  a najveću palmino ulje  $38.2 \text{ mm}^2/\text{s}$ , pri  $40^\circ \text{C}$ . Goveđa mast ima viskoznost  $51.2 \text{ mm}^2/\text{s}$  pri  $70^\circ \text{C}$  ali se ona veoma retko koristi za proizvodnju biogoriva. Sa druge strane najveći cetanski broj - CB ima palmino ulje sa CB 42 - 62 a najmanji suncokretovo ulje sa CB 37. U našem podneblju najpogodnija sirovina za proizvodnju biodizela je repičino, suncokretovo i sojino ulje. Ova tri ulja imaju 13.5 -

13.7 puna veću viskoznost od uporednog dizel goriva tipa D2. Sa druge strane cetanski broj ovih ulja je za 11-12 jedinica manji od cetanskog broja dizel goriva iz tabele 3.2.

Tabela 3.2. Karakteristike čistih biljnih ulja [20]

Ulje ili mast	Cetanski broj	Gornja topl. moć Hg (MJ/kg)	Kinemat. viskoznost (mm <sup>2</sup> /s)	Temperat. zamućenja (°C)	Temperat. stinjavana (°C)	Temperat. paljenja (°C)
Kukuruzno	38	39,50	34,9	-1,1	-40	277
Palmino	42-64	-	38,2	3.1-3.5	-	267
Repičino	38	40,22	37,0	-3,9	-18,-32	246
Sojino	38	39,62	32,6	-4,0	-9	254
Suncokretovo	37	39,58	37,1	7,2	-15	274
Goveđa mast	-	40,50	51,2	-	-	201
Dizel, D2	49	45,15	2,7	-15	-33	> 55

Dodatni problem kod sirovog suncokretovog ulja je njegova visoka temperatura zamućenja od plus 7.2° C što je veoma nepovoljno. Takođe, pri praktičnoj primeni ovih ulja u realnoj eksploataciji motora veoma je važna i njihova oksidaciona stabilnost, odnosno sklonost ka reakciji sa kiseonikom iz vazduha a što u najvećoj meri zavisi od karakteristika masnih kiselina koje su sadržane u uljima.

Početak 20 veka među prvima je sa čistim biljnim uljima eksperimentisao R.H. Seddan, kako je navedeno u radu [21] na traktorskim motorima na kojima su vršena istraživanja. Autori u radu [22] kao gorivo su koristili čisto suncokretovo ulje. Primećeno je veliko deponovanje nečistoća od čađi pa je zaključeno da bi pri dužem radu motora moglo doći do oštećenja. Takav rezultat se povezuje s činjenicom da je suncokretovo ulje bogato nezasićenim masnim kiselinama.

Bettis i dr u radu [23] takođe konstatuju kratkotrajnu prihvatljivost suncokretovog i repičinog ulja ali zbog pojave koksni naslaga u komori za sagorevanje i na brizgačima, dugotrajna primena nije poželjna.

Uopšteno govoreći kod primene čistog biljnog ulja u dizel motorima najveći problem predstavljaju kombinacija visoke kinematske viskoznosti, slabe isparljivosti i visoke temperature paljenja koja je u proseku 4.5 puta veća nego kod dizel goriva.

Ovo dovodi do problema pri startovanju motora a zbog niskog cetanskog broja i dugog perioda pritajenog sagorevanja motor radi tvrdo i bučno. Takođe produkti oksidacije sa kiseonikom iz vazduha kojima su podložne nezasićene molekularne veze u trigliceridima dolazi do dodatnog povećanja viskoznosti ulja. Ova pojava nastaje zbog toga što se stvaraju polimerne sluzave materije koje povećavaju viskozitet.

Svi ovi problemi su sistematizovani u [24]. Kod primene čistog biljnog ulja kao goriva problemi mogu biti kratkotrajni i dugotrajni a u radu [25] se navode uzroci ovih problema i moguća rešenja.

Kratkotrajni problemi pri upotrebi čistih biljnih ulja kao goriva u dizel motorima su sledeći:

- Hladan start : uzrok je visoka viskoznost, nizak cetanski broj i visoka temperatura paljenja. Kao moguće rešenje navodi se predgrevanje ulja ispred sistema ubrizgavanja
- Začepljenje filtera i vodova do pumpe visokog pritiska: uzrok su produkti oksidacije a kao moguće rešenje navodi se delimična rafinacija ulja i degumiranje
- Bučan i tvrd rad motora usled niskog cetanskog broja a kao rešenje se predlaže podešavanje ugla pred ubrizgavanja goriva.

Dugotrajni problemi pri upotrebi čistih biljnih ulja kao goriva u dizel motorima su sledeći:

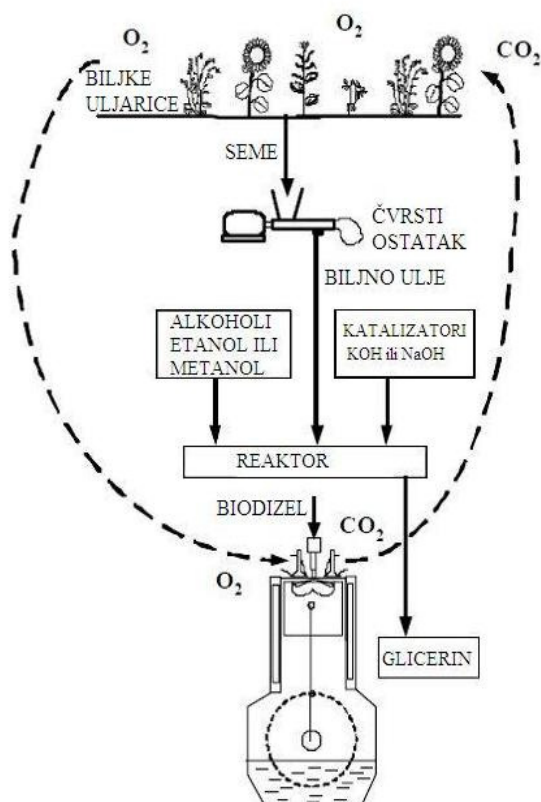
- Začepljenje brizgača i stvaranje velikih naslaga čađi na ventilima i komori za sagorevanje: uzrok je visoka viskoznost biljnih ulja i lošije sagorevanje na delimičnim opterećenjima. Kao rešenje se predlaže zagrevanje goriva i rad sa čistim dizelom na parcijalnim opterećenjima ako se radi o motorima koji ne menjaju često radni režim.
- Pojačano trošenje motora a kao uzrok se označava visok viskozitet biljnih ulja, nepotpuno i loše sagorevanje pri delimičnim opterećenjima, slobodne masne

kiseline i kontaminacija motornog ulja biljnim ulje. Rešenje problema je uglavnom u zagrevanju goriva i dodavanju aditiva protiv oksidacije.

- Slabije podmazivanje motora zbog polimerizacije. Uzrok ovome je deponovanje biljnih ulja u mazivu do inicijalne tačke polimerizacije. Rešenje je u češćoj zameni motornog ulja kao i u dodavanju aditiva za sprečavanje oksidacije.

### 3.1.2 Otklanjanje nedostataka biljnih ulja kao goriva za dizel motore

Postoji veliki broj načina dobijanja goriva biljnog porekla a koja se mogu koristiti kao goriva za dizel motore. Po tehnološkom nivou to mogu biti „kućna“ postrojenja, relativno primitivna, do industrijskih postrojenja u kojima se primenjuju najnovija znanja iz ove oblasti u procesu proizvodnje biodizela karakteristika koje zahteva važeći standard za ovu vrstu goriva. U opštem slučaju proces dobijanja biodizela prikazan je na slici 3.2.



Slika 3.2. Opšta šema dobijanja biodizela iz biljaka uljarica [27]



Napred opisane probleme pri upotrebi čistih biljnih ulja kao goriva u dizel motorima istraživači su pokušali da reše uglavnom na sledeće načine [34]:

1. Mešanjem biljnih ulja sa dizel gorivom
2. Mikroemulzijama
3. Pirolizom (termičkim krekingom)
4. Transestirifikacijom

### 3.1.2.1 Mešanje biljnih ulja sa dizel gorivom

Maa i Hanna [28] koriste otpadno ulje u smeši sa 5% dizela i konstatuju da je došlo do povećanja viskoznosti motornog ulja što je prouzrokovalo potrebu za njegovom češćom zamenom. Mešavina sojinog ulja i dizel goriva u razmeri 50% prema 50% i 30% prema 70% istraživana je u motorima traktora John Deer [29]. Primećeno je povećanje viskoznosti i pojava želatinoznih materija u ulju pri smeši 50% prema 50%. Zaključeno je da se na traktorskim motorima mogu koristiti i biljna ulja a najmanji problem stvara repičino ulje čijom primenom se formiraju 5 puta sporije polimerni talozi što se tumači manjim sadržajem linolne nezasićene masne kiseline sa dve dvostruke veze.

Prema istraživanju u radu [30] dolazi se do zaključka da je optimalni udeo repičinog ulja u smeši sa dizel gorivom 30% i to daje dobre eksploatacione karakteristike gorive smeše, visok stepen korisnosti i ne stvara problem taloženja pri skladištenju.

Pored izvesnih poboljšanja u odnosu na primenu čistih ulja, smeša sa dizel gorivom ipak ne mogu zameniti čist dizel tokom dužeg perioda eksploatacije motora.

### 3.1.2.2 Mikroemulzije

Problem povećane viskoznosti biljnih ulja delimično se može rešiti razblaživanjem ulja pomoću alkohola jer je kinematska viskoznost alkohola niska. Raslojavanje alkohola i ulja se rešava primenom dodataka koji stvaraju mikroemulzije koje daju termodinamički stabilne smeše inače nemešljivih faza. Zbog udela alkohola energetski sadržaj ovakvih smeša je nešto manji ali alkoholi sa druge strane smanjuju

taloge na brizgačima. Ipak u radu [31] primećeno je tokom 200 sati rada motora nepotpuno sagorevanje goriva i povećanje viskoziteta motornog ulja.

Može se zaključiti da mikroemulzija rešava kratkotrajne probleme u radu motora jer smanjuje viskoznost ulja ali ne i dugoročne probleme, nepotpuno sagorevanje i nastajanje depozita tokom dužeg pogona. Poseban problem je alkohol (na primer etanol) koji smanjuje cetanski broj smeše goriva što se nepovoljno odražava na rad motora.

### 3.1.2.3 Piroliza (termički kreking)

Piroliza ili termički kreking je postupak razlaganja odnosno cepanja većih organskih molekula kod visokih temperatura (za ulja 300 -500 °C). Ovaj se postupak sprovodi u cilju dobijanja molekula ulja niže molarne mase i modifikovanih svojstava. Inače procesi termičkog i katalitičkog krekinga, odnosno cepanja molekula su standardni postupci u naftnoj industriji ako se želi dobiti gorivo iz destilacionih ostataka.

Na primer, ako se sojino ulje podvrgne termičkom krekingu-pirolizi dobijaju se produkti kao što su alkani, n-pentan i heksan kao i aromat benzen. Termičkim krekingom triglicerida i dekompozicijom sojinog ulja [32] povećava se cetanski broj za 6 jedinica i smanjuje viskozitet za oko četiri puta. Uslovi pirolize kao i vrsta sirovine daju različite produkte odnosno goriva manje li više slična dizel gorivu.

Piroliza takođe smanjuje udeo kiseonika u gorivu u odnosu na udeo u čistom biljnom ulju. Time se gubi deo kvaliteta koji imaju ta goriva kada sadrže kiseonik. Osim toga metoda termičkog krekinga odnosno piroliza je dosta skup postupak jer se troši znatna količina energije na zagrevanje sirovine.

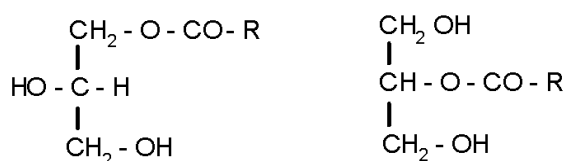
### 3.1.2.4 Transesterifikacija biljnih ulja

Transesterifikacija se pokazala kao optimalan postupak za proizvodnju kvalitetnih goriva iz biljnih ulja ali i iz masti i ulja životinjskog porekla kao i iz otpadnih jestivih ulja. Pogonska goriva dobijena ovim postupkom su biodizel goriva.

Biodizel dobijen postupkom transesterifikacije je po hemijskom sastavu mono alkilni estar nižih alkohola i dugo lančanih masnih kiselina iz ulja ili masti biljnog ili

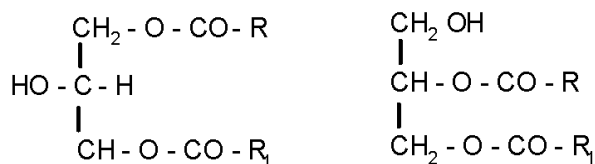
životinjskog porekla. Ovo je šira definicija koju navodi standard ASTM DE 6751, dok evropska norma EN 14214 standardizuje proizvodnju i nivo kvaliteta biodizela kao metil estra masnih kiselina [33]. Veoma detaljni opisi tehnologije proizvodnje biodizela iz različitih sirovina mogu se naći u mnogobrojnoj literaturi koja tretira ovu problematiku [34, 35, 36, 37, 38, 39].

U sastav ulja i masti ulaze gliceridi. To su estri masnih kiselina i glicerina a oni se pojavljuju u tri oblika i to kao mono, di i tri gliceridi. Monogliceridi su mono estri glicerina i masnih kiselina i postoje 2 izomerna oblika:



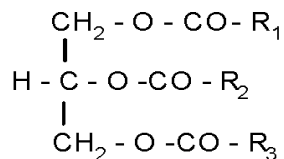
Slika 3.3. Izomerna formula monoglicerida

Digliceridi su diestri glicerina i masnih kiselina i takođe se pojavljuju u 2 izomerna oblika:



Slika 3.4. Izomerna formula diglicerida

Trigliceridi su triestri glicerina i masnih kiselina pri čemu masne kiseline koje ulaze u sastav triglicerida mogu biti identične ili različite strukture. Prirodni trigliceridi imaju asimetrično postavljene atome ugljenika. R, R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub> su zasićeni ugljovodonični ostaci.

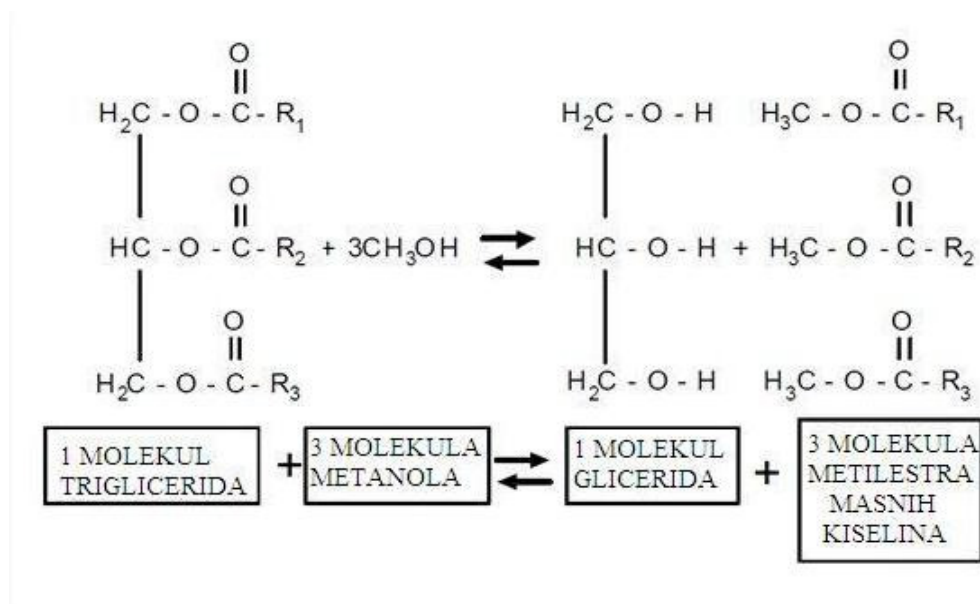


Slika 3.5. Izomerna formula triglicerida

Sadržaj preostalih glicerida u biogorivu je propisan standardom. Prema nekim mišljenjima visok sadržaj nekih glicerida može negativno uticati na ekonomičnost motora.

Ulja sadrže kako zasićene tako i nezasićene masne kiseline. Trigliceridi su zasićene masne kiseline hemijski prilično inertne tako da su podložne samo ograničenom broju transformacija. U isto vreme trigliceridi sadrže i nezasićene masne kiseline koje imaju afinitet da stupe u reakciju sa jedinjenjima sa dvostrukom vezom.

Reakcije ulja sa alkoholima dovode do formiranja estara a takve reakcije se zovu esterifikacija. U principu dobijanje estara može biti predstavljeno donjom jednačinom:

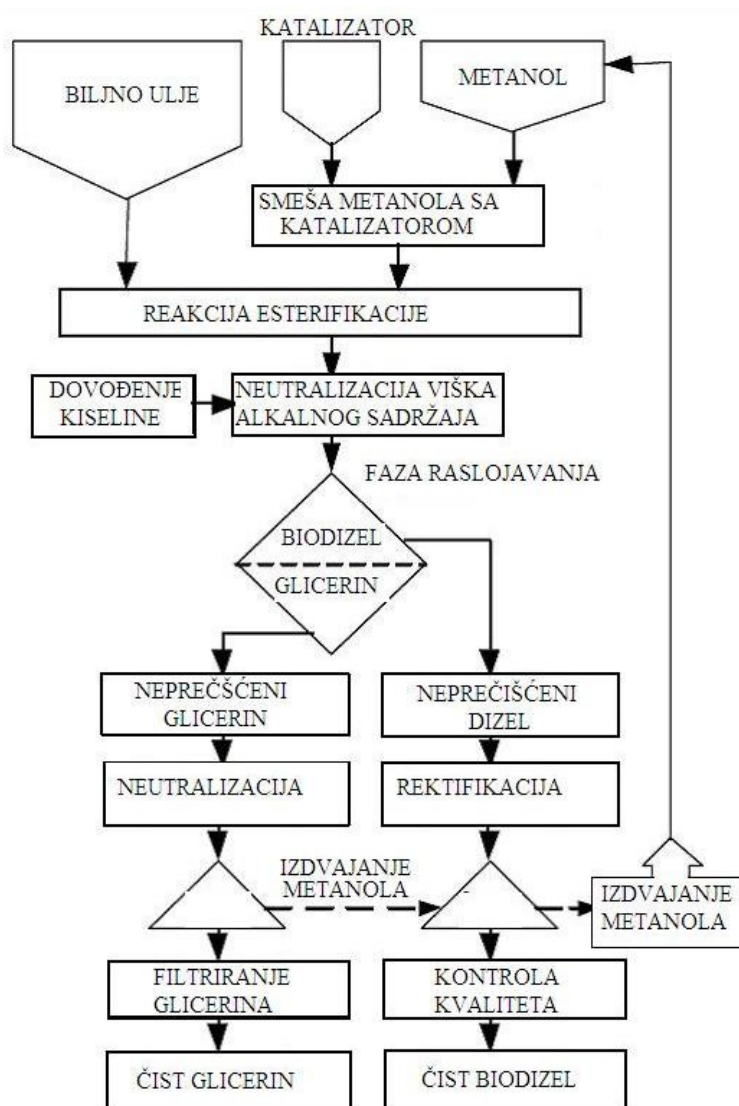


### S. 3.6. Dobijanje metilestra masnih kiselina [27]

Pri ovoj reakciji od molekula alkohola odvaja se atom vodonika a hidroksilna grupa se odvaja od molekula kiseline. Alkohol neophodan za ovu reakciju može biti etil ili metil alkohol. U cilju ubrzanja reakcije i skraćenja proizvodnog vremena u reakciju se uvode katalizatori a najčešće su to kalijum hidroksid *KOH* ili natrijum hidroksid *NaOH*.

Gornja reakcija protiče u tri faze sa formiranjem diacil-glicerida, zatim monoacil-glicerida i na kraju se obrazuje metil estar masnih kiselina i glicerin kako je prikazano na desnoj strani reakcije. Kompletan postupak dobijanja biodizela, od sirovog

ulja odgovarajućeg porekla, prikazan je na sledećoj slici 3.7. Saglasno ovoj skici, prvo se mešaju metanol i katalizator, a zatim se ova smeša vodi u specijalnu komoru i meša sa biljnim ili otpadnim uljem iz koga će se dobiti biodizel. Posle reakcije se komponentama dovodi kiselina, koja treba da neutrališe višak alkalnog sadržaja u smeši a koji potiče od katalizatora. Zatim smeša odlazi u razdelnu komoru u kojoj se odvajaju neprečišćeni biodizel i neprečišćeni glicerol. Neprečišćeni biodizel se podvrgava rektifikaciji i iz njega se izdvaja metanol koji se ponovo vraća u proces. Na kraju postupka proizvodnje je kontrola kvaliteta biodizela. Iz neprečišćenog glicerina se izdvaja metanol posle čega se glicerol filtrira.



Slika 3.7. Postupak dobijanja biodizel prema [27]

### 3.2. Karakteristike biodizela

Kao što je ranije navedeno biodizel se najčešće dobija od različitih vrsta biljnih ulja kao i od otpadnih jestivih ulja a ređe od životinjskih masti. Naziv biodizela se obično formira u obliku XME gde je prvo slovo X oznaka bazičnog ulja odnosno sirovine od koje se proizvodi odgovarajući metil ester. Na primer oznaka RME podrazumeva repičin metil ester. Mešavinski odnos biodizela i standardnog dizel goriva se obično označava kao BY gde je Y procentualni udeo biodizela u smeši npr. B30 je 30 % biodizela u smeši sa dizel gorivom.

Nakon procesa esterifikacije biodizel se po svojim fizičko hemijskim osobinama ne razlikuje puno od dizel goriva fosilnog porekla. Ono što je možda i najvažnije kinematska viskoznost tako proizvedenog goriva je na skoro istom nivou kao i kod standardnog dizel goriva. Cetanski broj i toplotna vrednost biodizela su poboljšani u odnosu na čisto ulje od koga je u procesu esterifikacije dobijeno dato biogorivo.

Standard EN14214 precizno definiše karakteristike metil estara biljnih ulja koje se kao gorivo mogu koristiti u dizel motorima. Zahtevi standarda EN14214 dati su u Tabeli 3.3. Ako proizvedeno biogorivo tipa biodizela ima karakteristike propisane gornjim standardom onda je ono veoma blisko po osobinama dizel gorivu i predstavlja veoma kvalitetno gorivo za motore sistema dizel.

Međutim ostaju i neki karakteristični nedostaci koji uglavnom važe za sva biljna ulja pretvorena u gorivo procesom transesterifikacije. To se pre svega odnosi na moguće agresivno dejstvo na gumene materijale, vodove niskog pritiska u sistemu napajanja motora gorivom, zaptivke koje sadrže gumu u motoru ili sistemu ubrizgavanja i filtere goriva.

Ako se prelazi na upotrebu biodizela posle dugotrajne upotrebe klasičnog dizel goriva, moguće je začepljenje filtera goriva i vodova usled ostataka nečistoća iz rezervoara i kućišta filtera a što je posledica protoka biodizela i rastvaranja tih nečistoća. Sa druge strane upotreba biodizela u motoru je krajnje pojednostavljena jer zbog vrednosti kinematske viskoznosti koja je skoro jednaka kao kod dizel goriva nema potrebe za predgrevanjem goriva a i hladni start motora nije problematičan.

Tabela 3.3. Karakteristike biodizela prema standardu EN14214

Osobina	Granice	Merna jedinica
Sadržaj estera	$\geq 96,5$	% m/m
Gustina na 15 °C	860 – 900	kg/m <sup>3</sup>
Viskoznost na 40 °C	3,5 – 5,0	mm <sup>2</sup> /s
Viskoznost na -20 °C	$\leq 48$	mm <sup>2</sup> /s
Tačka paljenja	$\geq 110$	°C
CFPP	vidi EN590	°C
Sadržaj sumpora ( S )	$\leq 10,0$	mg/kg
CCR [ 10% ostataka destilacije	$\leq 0,30$	% m/m
Cetanski broj	$\geq 51,0$	-
Pepeo sulfata	$\leq 0,02$	% m/m
Sadržaj vode	$\leq 0,05$	mg/kg
Ukupne nečistoće	$\leq 24$	mg/kg
Korozija bakra (3h na 50 °C)	klasa 1	ocena
Oksidaciona stabilnost	$\geq 6,0$	h
Toplotna stabilnost	-	h
Stabilnost skladištenja	-	-
Neutralizacioni broj	$\leq 0,50$	mgKOH/g
Jodni broj	$\leq 120$	-
Nezasićeni metil estri: C 18:4+	$\leq 1,0$	% m/m
Polinezasićeni metil esteri	$\leq 1,0$	% m/m
Sadržaj metanola	$\leq 0,20$	% m/m
Sadržaj monoglicerida	$\leq 0,80$	% m/m
Sadržaj diglicerida	$\leq 0,20$	% m/m
Sadržaj triglicerida	$\leq 0,20$	% m/m
Slobodni glicerol	$\leq 0,02$	% m/m
Ukupni glicerol	$\leq 0,25$	% m/m
Metali grupe I (Na-K)	$\leq 5,0$	mg/kg
Metali grupe II (Ca-Mg)	$\leq 5,0$	mg/k
Sadržaj fosfora	$\leq 10,0$	mg/kg

### 3.3. Izduvna emisija dizel motora sa biodizelom

#### 3.3.1 Emisije čestica dizel motora pri pogonu biogorivima - pregled literature

U najvećem broju radova je publikovano da korišćenje biodizela umesto standardnog dizel goriva utiče na smanjenje emisije dima i čestica. Ovo je izneto u radovima [45, 46, 48, 49, 52, 53, 55, 56, 59, 60, 63, 65-99, 71, 72, 76, 78] a takođe i u radovima [81, 84, 85, 88, 90, 92, 93, 95, 66, 100, 101, 103-105, 112, 115, 116, 118, 129-151]. Wu i dr. u radu [129] su istraživali izduvnu emisiju motora pri čemu su kao gorivo koristili 5 vrsta biodizela u odnosu 100% (B100) na dizel motoru Cumins ISB 6 sa nadpunjenjem i međuhlađenjem usisnog vazduha. Utvrdili su da postoje različite vrednosti izduvne emisije za različite vrste biodizela ali da redukcija emisije čestica iznosi 53-69% u poređenju sa repernom emisijom tokom rada motora na referentno dizel gorivo. Lin i dr. u [63] takođe daju podatke o značajnom smanjenju emisije dima u iznosu od 50-72,73% za 8 vrsta ispitivanih biljnih ulja u poređenju sa dizel gorivom. Kada je reč o ovakvom smanjenju emisije dima i čestica u radovima [46,56,59,65,92,93,104,105,135] objavljeno je sniženje dimnosti i emisije čestica od preko 50% u slučaju rada sa biodizelom u odnosu na slučaj rada na referentno dizel gorivo.

Kao kuriozitet posebno treba pomenuti literaturu [145] gde su objavljeni rezultati istraživanja prema kojima je postignuto rekordno sniženje emisije čestica od 75% i 91% za biodizel goriva. Izvestan broj autora je utvrdio da ne postoji razlika u emisiji čestica pri radu motora na biodizel u odnosu na rad sa čistim dizel gorivom. To su članci [107, 117] a neki autori su utvrdili da je ova emisija čak nešto povećana npr. [44, 87, 152, 153, 154]. Većina autora smatra da je pojava veće emisije čestica i dima sa biodizelom posledica povećanog viskoziteta goriva tako da je raspršivanje goriva u komori za sagorevanje lošije, pa je samim tim i sagorevanje lošije [44, 107, 117, 153, 154]. Armas i dr. u [87] smatraju da su povećane emisije čestica motora na kome su vršili istraživanja, posledica nesagorelih ugljovodonika CH. Ovi nesagoreli ugljovodonici se kondenzuju na površini čestice i na taj način ih čestica apsorbuje čime se povećava udeo rastvorljivog dela čestica (*SOF - Soluble Organic Fraction*) a koja je glavna komponenta čestica. Kada je reč o faktorima koji utiču na nivo emisije čestica



pri radu motora sa biodizel gorivom to je pre svega sadržaj biodizela u smeši sa dizelom.

### 3.3.1.1. Faktori koji utiču na emisiju čestica i dima pri radu motora sa biodizelom

Na emisiju čestica čađi dizel motora koji rade sa biogorivima tipa biodizel utiče nekoliko faktora i to su: sadržaj biodizela u smeši, karakteristike biodizela i sirovina za njegovu proizvodnju, tip motora i radni režimi i dodavanje aditiva u gorivo.

### 3.3.1.2. Uticaj sadržaja biodizela u smeši

Eksperimenti izvođeni sa različitim sadržajem biodizela u smeši publikovani su u nizu referenci. Rezultati istraživanja sa dve vrste smeše publikovani su u radovima [71, 188, 94, 105, 112, 116], sa tri vrste smeše u [45, 66, 92, 93, 100, 137] i sa četiri vrste smeše i više vrsta u radovima [44, 53, 55, 69, 81, 97, 101, 115, 133, 146]. Generalni zaključak je da se emisija čestica i dima smanjuju sa povećanjem količine biodizela u smeši. Npr. Sahoo i dr. [93] poredi emisije dima tri vrste biljnih ulja i to *jatropha*, *karanja* i *polanga* u mešovinskim odnosima 25%, 50% i 100%. *Jatropha* ulje ima oznaku JB, *karanja* ulje KB i *polanga* ulje PB. Tako pogon sa smešama KB20, KB50 i KB100 dovodi do redukcije emisije dima u opsegu 28.96%; 44.15% i 68.83% u odnosu na dizel na nominalnom radnom režimu, respektivno. Slično tome smeše JB20, JB50, JB100 redukuju emisije dima za 28.57%, 40.9% i 64.28% a PB20, PB50, PB100 za 29.22%, 44.15% i 69.48%, respektivno. Istraživanje je vršeno i sa druga dva goriva na nominalnom radnom režimu.

Lujan i dr. u [92] objavljuju da su postigli redukciju emisije čestica za 32.3%, 42.9% i 53% za B30, B50 i B100 goriva, respektivno na brzohodom HSDI dizel motoru, četvorocilindričnom i nadpunjenom zapremine 1,6 l. Pored toga Sanadski i dr. u [65] daju rezultate istraživanja emisije dima za dizel gorivo broj 2, za dizel gorivo broj 1 i sojin metilestar SME20 (20% sojin metilestar u smeši) i SME100 (100% sojin metilestar). Dimni broj je bio 1.09; 1.06; 0.89 i 0.42, respektivno. Haas i dr. u radu [112] su dobili 20% nižu emisiju čestica za B20 mešavinu i 50% nižu emisiju čestica za 100% mešavinu estara biodizela.

U nekoliko radova je objavljen obrnut trend, odnosno sa povećanjem količine biodizela u smeši raste emisija dima i čestica. Kaalligeros i dr. [137] su istraživali smeše 10%, 20% i 50% sa dva goriva i to metilestrima suncokreta i maslinovog ulja. Merenja su vršena na jednocilindričnom stacionarnom dizel motoru sa indirektnim ubrizgavanjem. Utvrdili su da je maksimum emisije čestica za B10 mešavinu a minimum emisije čestica za B50 mešavinu na više nivoa opterećenja.

Međutim u publikovnom radu [54] se daje da je emisija čestica za B50 smešu bila veća nego za B100 za sedam vrsta ispitnih ciklusa. Slično Aydin i Bayindir u [44] tvrde da veći sadržaj biodizela u smeši dovodi do veće emisije čestica. Oni smatraju da je osnovni razlog za to veća gustina i viskoznost korišćenog biodizela koji narušavaju atomizaciju pri raspršivanju goriva u komori za sagorevanje. Lapuerta i dr. u radu [146] iznose da je najveća redukcija emisije čestica i dima za 25% biodizela u smeši i da je ta redukcija veća nego pri pogonu sa mešama 50% i 70% biodizela u smeši sa dizel gorivom, ali ne daju bliže tumačenje dobijenih rezultata. U nekim radovima [45,69,115] je pokazano da udeo biodizela u smeši nema skoro nikakvog efekta na emisiju čestica a autori nisu objašnjavali ovakve rezultate svojih istraživanja.

### 3.3.1.3. Uticaj karakteristika biodizela i sirovina za njegovu proizvodnju

Uticaj karakteristika biodizela i sirovina za proizvodnju biodizela na emisiju čestica kod dizel motora istraživano je kod većeg broja autora. Autori se slažu da je ovaj uticaj značajan i treba ga uzeti u obzir.

Većina autora se načelno slaže da se pri korišćenju biodizela kao goriva u dizel motoru postiže redukcija emisije dima i čestica u različitim iznosima. Mnogi autori smatraju da je niža emisija čestica posledica pre svega visokog sadržaja  $O_2$  u gorivu što dovodi do kompletnijeg sagorevanja i intenzivnije oksidacije čađi. Frijteres i Bajert u [145] istražuju 14 vrsta biodizela i tvrde da postoji dobra korelacija između emisija čestica i sadržaja  $O_2$  u gorivu.

Smatra se da nedostatak aromatskih jedinjenja i sumpora u biodizelu direktno doprinosi redukciji emisije čestica kao npr. u [66, 69, 92, 111, 156, 157]. U referenci [156] je istraživan uticaj cetanskog broja – CB kao i sadržaj aromata na proces sagorevanja i emisiju dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem. Utvrđeno je da je

emisija čestica povećana na višim opterećenjima ako je povišen sadržaj aromata i pri istom cetanskom broju. Kada je reč o uticaju CB biodizela na emisiju čestica u [156] je prikazano da smanjenje CB rezultira u povećanju emisije čestica na visokim opterećenjima. Često se konstatuje da povećana gustina i viskozitet biodizela negativno utiču na proces isparavanja kapljice u mlazu, raspršivanje i formiranje smeše u komori za sagorevanje. Ovo pogoršava sagorevanje biogoriva a naročito onih koja ne odgovaraju u potpunosti standardu. Ovo stanovište je upotrebljeno za objašnjenje emisije čestica za B75 i B100 gorivo u [44] a takođe i u radovima [69, 129].

Raniji početak sagorevanja pri radu sa biodizelom je rezultat većeg CB ove vrste goriva [71] i ranijeg početka ubrizgavanja odnosno većeg ugla predubrizgavanja a što je posledica veće gustine i viskoznosti kao i manje stišljivosti biodizela [46, 66, 135]. Sve ovo produžava vreme izloženosti čestice čađi vrlo visokim temperaturama u komori, što dodatno pospešuje oksidaciju čestice u prisustvu kiseonika [144]. Kidogudski i dr. u radu [156] tvrde da goriva sa dužim periodom pritajenog sagorevanja – pps, pri čemu se sadržaj aromata drži konstantnim, imaju niže emisije čestica i veće emisije NO<sub>x</sub> na višim i visokim opterećenjima. Sa druge strane u [155] se smatra da je ovaj efekat veoma mali. U radu [138] se iznosi tvrdnja da iako biodizel ima višu temperaturu destilacije kao i nižu tačku ključanja kod njega je verovatnija niža emisija čestica kao i niže formiranje naslaga od teških HC spojeva.

Efekat sirovine od koje se proizvodi biodizel na emisiju čestica istraživan je u radovima [53, 63, 66, 93, 116, 129, 137, 145, 153, 154, 159]. Lin i dr [63] porede 8 vrsta bioulja i kao što je ranije navedeno smanjenje emisije čestica se kreće od 50% do 73%. Međutim PKOME i POME su bili naročito efikasni u sniženju emisije čestica i to po 72.73% i 59.09%, respektivno. Ova činjenica je objašnjena time da ova goriva imaju kraće lance masnih kiselina odnosno manju dužinu ugljovodoničnih lanaca u molekulima. Wu i dr. u radu [129] daju da smanjenje emisije čestica zavisi od vrste ulja i poredeći vrste ulja od najviše ka najnižoj emisiji postoji sledeće redosled: WME, PME, CME, RME, SME. Ovo se objašnjava međudejstvom različitog sadržaja O<sub>2</sub> u gorivima, različite viskoznosti i cetanskog broja. U literaturi [66, 116] autori porede metilestar i etilestar karanja ulja i otpadnog jestivog ulja. Zaključak je da je emisija čestica i dima veća kod etilestara nego kod metilestara usled većeg sadržaja O<sub>2</sub> u metilestrima. Ipak su emisije čestica tri ispitivana biodizela JOME, SOME i HOME bile

veće nego kod referentnog dizel goriva. Banapurmath i dr. u [153] daju da je opacitet izduvne emisije dizel motora sa JOME uljem bio veći u poređenju sa drugim gorivima zbog specifične molekularne strukture ovog goriva i veće viskoznosti.

Naravno nekoliko autora nije konstatovalo nikakvu zavisnost između emisije čestica i vrste biodizela ili sirovina za proizvodnju biodizela. Canadski i dr. u [108] istražuju dve vrste biodizela i to od otpadnog jestivog ulja i sojinog ulja i porede emisije sa referentnim dizel gorivom i to na dva dizel motora. Emisija čestica je smanjena za oba biogoriva u odnosu na dizel a nije bilo razlike u emisiji između samih biogoriva. Haas i dr. u radu [112] istražuju biodizele sa različitim stepenom zasićenja na šestocilindričnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem i konstatuju da je emisija čestica redukovana oko 50% za sve biodizele i nije ustanovljena očigledna veza emisije i stepena zasićenja. Međutim svi zaključci se svode na to da je glavni faktor koji utiče na emisiju čestica sadržaj  $O_2$  u biodizelu.

#### **3.3.1.4. Uticaj tipa motora i radnih režima**

U izvesnom broju radova je istraživani uticaj tipa motora što podrazumeva da li je motor usisni ili turbo, standardni ili sa izolovanim radnim prostorom (LHR – Low Heat Rejection). Takođe su proučavani i parametri sistema ubrizgavanja goriva kao što su ugao predubrizgavanja i pritisak ubrizgavanja. Veliki broj istraživača je proučavao uticaj radnih režima motora kao što su opterećenje broj obrtaja i uticaj niske startne temperature na emisiju čestica i čađi ili dima. Motorno opterećenje ima velik uticaj na emisiju dima i čestica motora na biodizel.

Kao što se može očekivati emisija čestica se povećava sa povećanjem opterećenja i to je konstatovano u radovima [52, 59, 66, 68, 96, 101, 111, 118, 133, 135, 146 i 160]. Na primer Raheman i dr. u radu [101] istražuju mahua biodizel i njegove smeše sa dizelom na jednocilindričnom četvorotaktnom vodeno hlađenom dizel motoru RICARDO E6 na različitim opterećenjima. Konstatuju da nivo dima raste naglo sa povećanjem opterećenja za sva testirana goriva. Ovo se objašnjava smanjenjem koeficijenta viška vazduha, što je sasvim očekivano. U radovima [67, 111] je dato da je redukcija emisije čestica i dima manja na nižim i srednjim opterećenjima nego na visokim pri radu sa biodizelom. Međutim neki istraživači su dobili suprotnu tendenciju

[161, 162, 163]. Leung i dr. u radu [162] istražuju biodizel od repičinog ulja na jednocilindričnom motoru na različitim nivoima opterećenja i daju da je veći pad emisije čestica sa biodizelom na visokim opterećenjima. Autori ovaj trend objašnjavaju time je da se čestice uglavnom formiraju tokom difuznog sagorevanja a pošto je veći udeo difuznog sagorevanja pri visokim opterećenjima onda u poređenju sa dizel gorivom a pošto je sadržaj O<sub>2</sub> u biodizelu mnogo veći to dovodi do značajnog smanjenja emisija čestica i dima na visokim opterećenjima. Zato je u slučaju rada sa biodizelom u poređenju sa radom na dizel gorivo redukcija emisije čestica veća.

Durbin i dr. [163] takođe konstatuju da postoji veća redukcija dima na visokim opterećenjima nego na nižim i srednjim u poređenju sa slučajem rada na dizel gorivo. Takođe je primećen nagli porast emisije dima na niskim opterećenjima relativno posmatrano a posebno u slučaju rada na sojino ulje. Suprotno tome Lapuerta i dr. [146] je ustanovio da je veći pad emisije dima na niskim i srednjim opterećenjima nego na visokim.

Kad je reč o uticaju broja obrtaja motora na emisiju dima i čestica u svim radovima je utvrđeno da se povećanjem broja obrtaja emisija dima i čestica smanjuje [52, 69, 130, 131]. Ovo je uglavnom objašnjeno time da se efikasnost sagorevanja zbog veće turbulencije i poboljšanja formiranja smeše povećava sa rastom broja obrtaja. Autori u [48] daju da je uticaj broja obrtaja u izvesnom smislu nepredvidiv. Oni su ustanovili da je emisija čestica niža pri nižim brojevima obrtaja pa se povećava između 2000 o/min i 4000 o/min a zatim se ponovo smanjuje posle 4000 o/min na istraživanom motoru. U referenci [67] se iznosi da je veća redukcija ovih komponenti na niskim i visokim brojevima obrtaja. Kada je reč o uticaju ugla predubrizgavanja na emisiju čestica može se konstatovati da je najčešće početak ubrizgavanja raniji sa biodizelom nego sa dizelom zbog veće gustine i viskoznosti a takođe i niže kompresabilnosti (stišljivosti) biodizela [46, 66, 135]. Efekat uticaja ugla predubrizgavanja na performanse i emisiju pri radu na biodizeli je proučavan od strane nekoliko autora [83, 87, 100]. Banapumath idr. [83] je pokazao da je emisija dima sa HOME biodizelom sve veća sa retardiranjem ugla predubrizgavanja što je očekivano. Nivo dima referentnog dizel goriva opada kada se poveća ugao predubrizgavanja sa 19 na 23 oKKV pre SMT a sa daljim povećanjem ugla predubrizgavanja dimnost počinje da raste. Isti trend je

pokazao Tsolakis i dr. [100]. Ova istraživanja pokazuju da optimalni parametri sistema ubrizgavanja pri radu sa dizel gorivom nisu pogodni i za rad sa biodizelom.

### 3.3.1.5 Uticaj dodavanja aditiva u biodizel i njegove mešavine sa dizel gorivom

Primena aditiva kao što su oksidanti etanol i metanol i aditivi na bazi metala istraživani su u radovima [66, 67, 85, 90, 95, 152, 160]. Proučavan je uticaj aditiva na performanse i emisiju. U literaturi [66, 95, 160] alkoholni aditivi etanol i metanol su dodati biodizelu i izvršen je niz eksperimentalnih merenja. Utvrđeno je smanjenje emisije čestica zbog povećane koncentracije  $O_2$  u gorivu. Keskin idr. [67] su utvrdili da dodavanje  $Mg$  i  $Mo$  ima dobar efekat na emisiju čestica zbog katalitičkog dejstva u procesu sagorevanja. To isto je utvrdio i Guru u [85]. Sa druge strane Ryou i dr. [90] su utvrdili da dodavanje neke količine aditiva antioksidanata u biodizel ne utiče bitno na emisiju čestica i ostalih komponenata emisije ali puno utiče na ekonomičnost ciklusa.

### 3.3.1.6 Rezime rezultata istraživanja emisije dima i čestica objavljenih u literaturi

Na osnovu svega iznetog može se zaključiti da je emisija čestica i dima znatno niža ako se kao gorivo koristi biodizel nego ako se koristi standardno dizel gorivo. Ova redukcija je sve manja kako se smanjuje udeo biodizela u smeši. Međutim pri određenom sastavu mešavine goriva mogu se pojaviti neočekivane varijacije u emisiji dima i čestica. Trend smanjenja emisije dima i čestica koji ima biodizel je između ostalog i zbog nižeg sadržaja aromatičnih jedinjenja i sumpora, većeg cetanskog broja CB biodizela a verovatno najvažniji faktor je povećan sadržaj  $O_2$  u gorivu.

Prednost nižeg sadržaja sumpora u biodizelu se smanjuje ako se biodizel poredi sa niskosumpornim i ultra nisko sumpornim dizel gorivom. Kod većine autora, ali ne i kod svih, je konstatovano da sa rastom motornog opterećenja raste emisija čestica i dima i pri radu sa biodizelom. Kada je reč o uticaju broja obrtaja primećeno je relativno brže smanjenje emisije čestica i dima u poređenju sa pogonom dizel gorivom, uglavnom pri višim brojevima obrtaja. Pri radu sa biodizelom konstatovao je izvesno veće ili manje povećanje ugla predubrizgavanja i načelno optimirane vrednosti ovog parametra za dizel ne moraju da odgovaraju i pri radu sa biodizelom. Neophodno je sprovesti dalje

studije ove problematike u slučaju optimiranja ugla predubrizgavanja pri radu sa biodizelom ili smešama biodizela i dizel goriva.

Kod aplikacije EGR sistema dolazi do pogoršanja emisije čestica pri radu sa biodizelom ali nivo emisije i dalje ostaje niži nego u slučaju rada sa dizel gorivom. U slučaju niskih startnih temperatura okoline emisija čestica može mnogo da poraste u poređenju sa emisijom koja nastaje pri upotrebi dizel goriva. Aditivi kao što su alkoholi mogu poboljšati emisiju čestica i dima. Takođe aditivi na bazi metala mogu biti efikasni pri smanjenju emisija čestica pri radu sa biodizelom zahvaljujući katalitičkom efektu.

### 3.3.2. Emisija *NOx* pri radu motora na biodizel

Pri analizi literature koja se odnosi na problem emisije *NOx* dizel motora koji kao gorivo koriste biodizel ili mešavina biodizela i dizela, može se primetiti da velika većina autora nalazi da se korišćenjem biodizela u motoru povećava emisija azotovih oksida *NOx* u odnosu na onu koju bi motor imao pri upotrebi referentnog dizel goriva [45, 46, 47, 49, 50, 51, 54, 56, 59, 60, 63, 67, 69, 70, 71]. Slični zaključci se mogu videti i u literaturi [74, 75, 77, 83, 88, 89, 91, 92, 93, 95, 96, 77, 99-103, 105, 111, 129-135, 158, 160, 165, 166]. Na primer u [133] je konstatovano povećanje emisije *NOx* od 15% na visokim opterećenjima za biodizel B100 a kao posledica povećanog sadržaja  $O_2$  u gorivu u iznosu od oko 12% m/m, kao i visokih temperatura sagorevanja u komori za sagorevanje.

Ozsen i dr. u [46] istražuju WPOME i COME goriva na 6-cilindričnom usisnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem i dobijaju da je emisija *NOx* sa WPOME i COME povećana 22.13% i 46.48% respektivno na nominalnom radnom režimu. Lini dr [63] poredi više vrsta goriva od biljnih ulja i konstatuju da korišćenje ovih goriva u dizel motoru daje veću emisiju *NOx* u rasponu od 5.58-25.97% u odnosu na dizel gorivo. Izvesan broj autora je objavio da su razlike u emisiji *NOx* u slučaju rada motora na biodizel u odnosu na slučaj rada sa klasični dizel gorivom skoro zanemarljive ili veoma male. To je publikovano na primer u radovima [66, 143, 163, 173]. U literaturi [66, 173] je navedeno da emisija *NOx* motora sa biodizelom i dizelom imaju veoma slične vrednosti. Takođe i Durbin i dr. u [163] istražuju ovu problematiku na četiri različita motora srednjih snaga (heavy duty). Motori su bili usisni i sa nadpunjenjem sa

direktnim i indirektnim ubrizgavanjem. Kao gorivo je korišćen čist biodizel B100 i smeša 20% biodizela i dizela, B20. Pri merenjima su utvrdili malu razliku u NOx emisiji i u zaključku konstatovali da su razlike nebitne. Wang i dr. u [143] dolaze do istih zaključaka pri istraživanju smeše 35% biodizela B35 od sojinog ulja i dizel goriva, na nekoliko istraživanih motora.

U značajnom broju radova je konstatovano da je NOx emisija niža kod primene biodizela [44, 48,55,65,73,84,87, 95,108, 104,114-116, 118, 137,150-153,167]. Na primer Puhan i dr. u [118] izveštavaju da je NOx emisija pri primeni MOEE goriva za oko 12% niža u poređenju sa emisijom kada motor radi sa dizel gorivom i to u celom opsegu opterećenja. Dorado i dr. u [114] dobija sniženje od preko 20% za biodizel od otpadnog jestivog ulja za osmostepeni test ciklus. Banapurmath i dr. [153] daju da su emisije NOx bile 970ppm, 1000ppm i 990ppm pri radu sa biodizel gorivom i to JOME, SOME i HOME respektivno u poređenju sa dizel gorivom za koje je izmerena emisija 1080 ppm, sve na 80% opterećenja. Osim toga u izvesnom broju radova [48, 65, 104, 115, 150] je konstatovano smanjenje emisije NOx do 5% pri radu sa biodizelom u poređenju sa dizelom.

### **3.3.2.1. Faktori emisije NOx sa biodizelom**

Na emisiju NOx utiče više faktora kao šta su: sadržaj biodizela, karakteristike biodizela i sirovina za proizvodnju biodizela, tip motora i uslovi rada i dodavanje aditiva.

### **3.3.2.2. Uticaj sadržaja biodizela u smeši**

Kada je reč o proučavanju uticaja sadržaja biodizela u smeši sa dizel gorivom kao i uticaja različitih mešavina goriva na emisiju NOx objavljeno je relativno puno radova. Proučavanje dve smeše goriva prezentirano je u radovima [51,71,72,88,94,105,116,165] zatim mešavina tri goriva u [45,66,74,75,92,93,100,137] i mešavine više od tri goriva u [44,50,55,59,60,69,76,89,91,97,98,101,111,115,133,146].



Veliki broj autora konstatuje da emisija NO<sub>x</sub> raste sa porastom sadržaja biodizela u smeši sa dizelom naprimer [45,50,51,69,71,75,76,88,89,91-94,97,100,101,105,133,165].

Lujan i dr. u rad [92] vrši istraživanje na četvorocilindričnom dizel motoru sa turbopunjenjem u kome se korišćene smeše biodizela B30, B50 i B100. Autori zaključuju da je povećanje emisije NO<sub>x</sub> 20.6%, 25.9% i 44.8% respektivno, za napred navedene smeše goriva. Lartesath i dr. u [165] su dobili veće emisije NO<sub>x</sub> od 12.62% i 1.84% za B100 i B50 na dizel motoru JOHN DEERE 6076TF030 pri brzinskom režimu od 1500 o/min. Takođe Gums i dr. [76] i Godiganur i dr. u [89] eksperimentišu sa četiri vrste biodizela i mešavina biodizela i konstatuju da veći udeo biodizela u smeši daje veću emisiju NO<sub>x</sub>. Suprotno uobičajenim rezultatima Aydin i Bayindir u radu [44] istražujući performanse i emisiju sa CSOME gorivom i njegovim mešama B5, B20, B50 i B75 na jednocilindričnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem i vazдушnim hlađenjem konstatuju suprotan efekat. Sa povećanjem sadržaja biodizela u smeši dolazi do sniženja NO<sub>x</sub> emisije a pri tome sve smeše osim B5 snižavaju emisiju NO<sub>x</sub>. Kall i Geras idr. [137] takođe potvrđuju sličan trend sa mešavinama biodizela B10, B20 i B50 dva tipa suncokretovog ulja i metil estra maslinovog ulja na jednocilindričnom stacionarnom dizel motoru sa indirektnim ubrizgavanjem.

Kod nekih autora se može naći tvrdnja da ne postoji pravilnost između povećanja količine biodizela u smeši i porasta emisije NO<sub>x</sub>. Na primer Labeckas i dr u [111] konstatuju da smeša B35 sa 4.075% O<sub>2</sub> daje maksimalnu vrednost NO<sub>x</sub> u odnosu na sve ostale smeše uključujući i B100 sa 10.9% O<sub>2</sub>. Istraživanje je vršeno sa metil estrom uljane repice RME. Takođe i Sahoo i dr. u [115] izveštavaju da emisija NO<sub>x</sub> za B20 ima povećanje od 2% u odnosu na odgovarajuću emisiju sa čistim dizel gorivom. Međutim pri radu sa B100 emisija je bila 4% niža. Sahoo i dr u [93] porede emisije tri vrste biodizela i to od jatropha, karanja i polanga ulja i to u obliku tri smeše B20, B50 i B100. Ustanovljeno je da biodizel od karanja i polanga ulja a takođe i njihove smeše imaju veću emisiju NO<sub>x</sub> u poređenju sa dizelom. Takođe rastom udela ovih goriva u smeši raste emisija NO<sub>x</sub>. Kod jatropha ulja trend je neuobičajen za JB100 kod koga je emisija NO<sub>x</sub> niža nego za JB20.

### 3.3.2.3. Uticaj Karakteristike biodizela i sirovina za proizvodnju biodizela

Karakteristike biodizela kao što su sadržaj kiseonika u sirovini za proizvodnju goriva, cetanski broj kao i promena ugla predubrizgavanja koja nastaje zbog veće gustine i viskoznosti ove vrste goriva, imaju značajan uticaj na emisiju NO<sub>x</sub> kako je navedeno u publikovanim radovima. U referenci [78] autori kao argument za povećanje NO<sub>x</sub> emisije pri radu sa biodizelom koristi činjenicu da ispitivano gorivo ima visok cetanski broj. To utiče na skraćenje pps i raniji početak sagorevanja što utiče na rast emisije NO<sub>x</sub>. Isti argument se koristi u radovima [49,66,72,104,129,137,158]. Međutim ovakva tvrdnja je diskutabilna. Veliki cetanski broj neće samo dovesti do ranijeg početka sagorevanja već i do manjeg udela druge faze sagorevanja (premixed combustion) što dovodi do mekšeg rada motora, manjeg gradijenta porasta pritiska i niže temperature ciklusa što dovodi do ranijeg zamrzavanja reakcije formiranja NO<sub>x</sub> i niže koncentracije NO<sub>x</sub> u izduvu.

Wu i dr. u [129] su pokazali da postoje različiti nivoi emisije NO<sub>x</sub> između PME i WME biodizela koji imaju skoro isti sadržaj O<sub>2</sub>. Sa druge strane mnogi autori [49,66,104,137,157] smatraju da će sa rastom cetanskog broja biodizela emisija NO<sub>x</sub> zakonomerno opadati. Ova pretpostavka je potvrđena u istraživanju američke EPA u referenci [140]. Kada je reč o uticaju ugla predubrizgavanja, ranije je navedeno da se ugao predubrizgavanja povećava kod primene biodizela u motoru. Povećanje ugla predubrizgavanja dovodi do ranijeg početka sagorevanja što utiče na povećanje emisije NO<sub>x</sub>.

Tat i dr. u radu [135] su utvrdili da je početak sagorevanja za biodizel od sojinog ulja pomeren ranije za 0.7 °KV pre SMT., u poređenju sa dizel gorivom. Istraživanje je vršeno na četvorotaktnom četvorocilindričnom turbo dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem tipa JOHN DEERE 4045T. Ozsezen i dr. u radu [46] su došli do zaključka da je početak sagorevanja raniji za 0.75 °KV i 1.25 °KV za biodizel tipa WPOME i COME respektivno u poređenju sa dizel gorivom PBDF. Oni su zaključili da raniji početak sagorevanja daje veću emisiju NO<sub>x</sub>. Mnogi drugi autori se slažu da se emisija NO<sub>x</sub> povećava sa rastom ugla predubrizgavanja [6,29,48,70,97].

Mancem u radu [141] i Szbybist u [168] su pronašli da čak postoji dobra korelacija između početka ubrizgavanja i emisije NO<sub>x</sub> a koja po njima nema veze sa

vrstom goriva. Veći sadržaj  $O_2$  u biodizelu povećava količinu formiranog  $NO_x$  i to je opšte prihvaćen stav. Labeckas i dr. u [111] su istraživali korelaciju između masenog udela  $O_2$  u gorivu i emisije  $NO_x$ . Istraživanje je vršeno na četvorotaktnom četvorocilindričnom usisnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem. U radu je pokazano da emisija  $NO_x$  raste proporcionalno sa povećanjem masenog udela  $O_2$  u gorivu. Kao gorivo je korišćen metil estar repičinog ulja RME kao i njegove smeše sa dizel gorivom.

Sa druge strane neki autori u [109,110] smatraju da nema čvrstog dokaza da povećanje sadržaja  $O_2$  u biodizelu utiče na veću emisiju  $NO_x$ . Sanadski i dr. u [106] su izmerili da ne postoji značajna varijacija u sadržaju  $O_2$  u izduvnim gasovima između dizel goriva broj 2 (bez  $O_2$ ), dizel goriva broj 1 (bez  $O_2$ ) i SME (10.97%  $O_2$  maseno). Rađeno je sa čistim gorivima i smešom 20% SME. Kod čistog SME i 20% smeše emisija  $NO_x$  raste 11,2 i 0,6% respektivno u odnosu na dizel međutim sa druge strane emisija  $NO_x$  je 6% niža kod dizela 1 nego kod dizela 2. Posle ovog istraživanja oni predlažu da se nastavi dalji rad u vezi ove problematike i prouči uticaj drugih karakteristika biodizela kao i njihovih efekata na emisiju i sagorevanje a što bi dovelo do boljeg pojašnjenja u vezi povećanja emisije  $NO_x$  u slučaju rada sa biogorivima tipa biodizel.

U radovima [46, 49, 63, 66, 88, 102, 116, 129, 131, 142, 159, 169] su objavljeni rezultati proučavanja uticaja različitih sirovina za proizvodnju biodizela na emisiju  $NO_x$ . Lin i dr. u radu [63] su utvrdili da POME i PKOME goriva imaju malo veću emisiju  $NO_x$  ali zato značajno redukovanu emisiju dima u poređenju sa ostalih 6 biljnih ulja koja su istraživanja. Ovo se objašnjava time da navedena ulja imaju više zasićenih ugljovodoničnih veza u molekulima od ostalih. Autori rada [169] istražuju 3 biodizela od životinjskih masti i konstatuju trend povećanja  $NO_x$  emisije. Grabovski i dr. [142] istražuju različite čiste metil estre i etil estre na 1.1l motoru po voznom test ciklusu. Rezultati pokazuju da je emisija  $NO_x$  povećana jer ispitivana goriva imaju kraće ugljovodonične lance i povećani udeo nezasićenih jedinjenja. Sa druge strane Lin i dr. [102] konstatuju da različite emisije  $NO_x$  između komercijalnih biodizela od sojinog ulja različite čistoće i sadržaja metanola nisu samo zbog različitog učešća dužih i kraćih ugljovodoničnih molekula nego i zbog različitog koeficijenta viška vazduha. U radu [46] se napominje da su drugačije vrednosti koeficijenta viška vazduha, ugla

predubrizgavanja i pps za istraživana goriva WPOME i COME što bitno utiče na emisiju NO<sub>x</sub>. Autori u [66, 88, 129] konstatuju da različita biodizel goriva imaju različit viskozitet, sadržaj O<sub>2</sub> i CB i da to utiče na različite emisije NO<sub>x</sub> koje su zapažene pri istraživanju.

#### 3.3.2.4. Uticaj tipa motora i radnih režima

Kada je reč o uticaju tipa motora Karabektas i dr. u [47] porede emisiju NO<sub>x</sub> sa biodizelom na bazi uljane repice na turbo i usisnom motoru. Nalaze da je emisija NO<sub>x</sub> u proseku 21% veća na turbo motoru u poređenju sa usisnim i konstatuju da je to zbog veće količine vazduha kod turbo motora i viših temperatura sagorevanja. McCorminc i dr. u [170] u svom istraživanju koriste čist biodizel i 20% smešu biodizela B20 i porede ga sa dizel gorivom sa ultra niskim sadržajem sumpora. Korišćena su dva motora jedan sa visokopritisnim sistemom ubrizgavanja *common rail* - CR a drugi sa klasičnim sistemom ubrizgavanja. Oni su zaključili da je kod CR motora značajno smanjena emisija NO<sub>x</sub> u poređenju sa motorom starije konstrukcije sa klasičnim sistemom ubrizgavanja.

Kad je reč o motorima sa izolovanim radnim prostorom Hasimoglu [82], Banapurmath [154] i Hazzar [45] porede rezultate emisije NO<sub>x</sub> izolovanog i neizolovanog motora. Konstatuju da je kod izolovanog motora - LHR emisija NO<sub>x</sub> povećana u poređenju sa originalnim bez izolacije, zbog veće temperature procesa sagorevanja. Uzimajući u obzir mehanizam nastanka NO<sub>x</sub> može se očekivati da opterećenje motora igra veoma važnu ulogu u količini formiranog NO<sub>x</sub>. Mnogi radovi proučavaju uticaj opterećenja na emisiju NO<sub>x</sub> u slučaju rada sa biodizelom.

U radovima [50, 59, 69, 75, 76, 88, 89, 91, 95, 96, 101, 111, 115, 116, 118, 133, 160, 171], konstatuje se da sa rastom opterećenja dolazi do povećanja emisije NO<sub>x</sub>. To je posledica većih temperatura i pritisaka ciklusa. U radovima [84, 89, 91] je objavljeno da koncentracija NO<sub>x</sub> skoro linearno zavisi od opterećenja. Istraživanja su vršena na usisnim i turbo dizel motorima sa vodenim hlađenjem. Kao gorivo je korišćen metil estar ribljeg ulja kao i smeše ovog goriva sa dizelom i to B10, B20, B40, B60 i B80. Na motoru CUMMINS 6BTA5.9G2-1 od 158KS u varijanti turbo i sa direktnim ubrizgavanjem vršeno je istraživanje sa biodizelom od mahua ulja kao i mešavine B20,

B40, B60 i B80. Povećanjem opterećenja smanjuje se koeficijent viška vazduha a kao rezultat toga raste temperatura u komori za sagorevanje, što dovodi do rasta emisije NO<sub>x</sub> a koja je veoma osetljiva na povećanje temperature procesa sagorevanja.

Međutim Tat i dr. u [135] nalaze da se emisija NO<sub>x</sub> povećava ne samo na višim i visokim opterećenjima već i na niskim opterećenjima. Autori objašnjavaju da se kod niskih opterećenja povećava ugao predubrizgavanja zbog regulacije pumpe visokog pritiska. Autori radova [66,165] tvrde da ne postoji značajna razlika u emisiji NO<sub>x</sub> sa promenom opterećenja ali ne daju objašnjenje za taj stav. Veoma je neobično da Murillo i dr. u [50] nalaze da NO<sub>x</sub> emisija opada sa rastom opterećenja. Istraživanje je vršeno na jednocilindričnom 4 taktom usisnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem po ISO C-3 test ciklusu. Autori objašnjavaju da se ovaj trend pojavljuje verovatno zbog povećane turbulencije u cilindru koja doprinosi bržem sagorevanju i kraćem vremenu boravka goriva u radnom prostoru sa visokom temperaturom.

Kazunari i dr. [161] su dobili da su emisije NO<sub>x</sub> niže na nižim opterećenjima i da rastu sa povećanjem opterećenja pri radu sa biodizelom, tako da su najveće na visokim opterećenjima. Istraživanje je vršeno sa 3 vrste biodizela od otpadnog jestivog ulja na jednocilindričnom dizel motoru pri 2000 o/min.

Broj obrtaja takođe utiče na emisiju NO<sub>x</sub> a neki autori [99, 102, 131] su se složili da se emisija NO<sub>x</sub> smanjuje sa porastom broja obrtaja. Oni iznose da je ovaj trend verovatno posledica kraćeg vremena koje stoji na raspolaganju za proces formiranja NO<sub>x</sub> a može biti i posledica povećane brzine formiranja smeše koja nastaje usled povećanja turbulencije sa porastom broja obrtaja. Udhu i Kocak u [48] nalaze da je rast NO<sub>x</sub> najveći između maksimalnog momenta i maksimalne snage za WFOME biodizel u poređenju sa referentnim biodizelom. U radu [67] je rečeno da NO<sub>x</sub> raste počev od niskog opterećenja i dostiže maksimum na srednjim opterećenjima a onda se smanjuje kod visokog opterećenja. Kao gorivo je korišćena smeša B60 biodizela. Usta i dr. u [74,75] nalaze da se sa povećanjem broja obrtaja emisija NO<sub>x</sub> povećava na punoj ciklusnoj količini goriva ali se neznatno povećava na 75% opterećenja pa se opet smanjuje na 50% opterećenja.

Kao što je već ranije rečeno pri ubrizgavanju biodizela se povećava ugao predubrizgavanja a i često se konstatuje raniji početak sagorevanja što utiče na NO<sub>x</sub> emisiju tako što se ona povećava. Tko su neki autori istraživali uticaj promene ugla

predubrizgavanja i pritiska ubrizgavanja na promenu emisije NO<sub>x</sub>. Careto i dr. u [54] konstatuju da se NO<sub>x</sub> emisija poveća kada se ugao predubrizgavanja smanjuje. Tcolikisa i dr. u [100] nalaze da smanjenje ugla predubrizgavanja rezultira u smanjenju emisije NO<sub>x</sub> i povećanju emisije dima CO i CH. Sa druge strane Sharma i dr. u [84] posmatraju varijaciju NO<sub>x</sub> emisije kao funkcije ugla predubrizgavanja pri punom opterećenju i konstatuju značajan efekat pritiska ubrizgavanja na NO<sub>x</sub> emisiju.

Bilo je i onih istraživanja čiji autori su utvrdili da se NO<sub>x</sub> emisija povećava iako se zadržava isti ugao predubrizgavanja pri radu sa biodizelom. Chemiy i dr. u [172] testira sojin biodizel i poredi rezultate se dizel gorivom zadržavajući isti ugao predubrizgavanja i početak sagorevanja kao kod dizela. Pod tim uslovima konstatovano je povećanje emisije NO<sub>x</sub> kod biodizela .

### 3.3.2.5 Uticaj dodavanja aditiva u gorivo

U istraživanjima su korišćeni različiti aditivi kao poboljšivači goriva na primer na bazi metala u radovima [67, 85, 86, 90], alkohola i to metil i etil alkohola u [51,95,158,160] i aditivi za poboljšanje cetanskog broja goriva [71] i emulgatori [99]. U svim ovim istraživanjima je primećeno poboljšanje izduvne emisije NO<sub>x</sub>. U radu [85] je prikazano istraživanje sa korišćenjem biodizela proizvedenog iz pileće masti sa Mg aditivom. Istraživački motor je bio jednocilindrični dizel sa direktnim ubrizgavanjem. Autori objavljuju da je emisija NO<sub>x</sub> povećana 5% za smešu 10% biodizela sa dizelom , B10 pri punom opterećenju. Keskin i dr. u [67] proučavaju uticaj Mg i Mo kao katalizatora sagorevanja na performanse i emisiju izduvnih gasova. Korišćeno je biodizel gorivo u smešio B60 na jednocilindričnom 4-taktom vazdušno hladenom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem. Nalaze da je niža emisija NO<sub>x</sub> sa Mg kao aditivom na nižim brojevima obrtaja a sa Mo na višim. U radu [86] autori su koristili aditiv na bazi 1% 4NPAA jedinjenja i konstatovao poboljšanje emisije NO<sub>x</sub> u smeši B20 biodizela. Alkoholi metanol i etanol se dodaju u malim količinama biodizelu u cilju poboljšanja izduvne emisije NO<sub>x</sub>, kao na primer u [51, 95, 158, 160]. Hansen u [51] iznosi stav da dodavanjem samo 5% etanola može efikasno da se redukuje NO<sub>x</sub> emisija. Ovo gorivo označava sa BE5 i u odnosu na dizel on daje povećanje emisije NO<sub>x</sub> za 2.6% za razliku od B100 koji daje povećanje emisije NO<sub>x</sub> od 12%.

Bhale i dr. u [160] istražuju performanse i emisiju motora na MME i to MME20 (sa 20% etanola) i MME10 (sa 10% etanola) na jednocilindričnom 4 taktom usisnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem. Etanol pomešan sa biodizelom smanjuje emisiju NOx. Najmanje emisije NOx su postignute sa MME20 kao rezultat veoma visoke latentne toplote isparavanja etanola. Takođe Cheny u [95] istražuje smeše biodizela i metanola i konstatuje da dodavanje metanola u biodizel snižava koncentracije NOx u izduvu. Ovo se dešava zato što metanol poseduje kao i etanol, visoku latentnu toplotu isparavanja koja smanjuje temperaturu sagorevanja a takođe snižava i temperaturu izduvnih gasova. Na kraju Lin u [99] nalazi da se emisija NOx veoma efikasno snižava ako se kao aditiv koristi trofazna biodizel emulzija na bazi vodenog amonijaka (O/W/O). Poseban efekat je primećen na nižim brojevima obrtaja a istraživanje je vršeno na četvorotaktom četvorocilindričnom usisnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem.

### 3.3.2.6. Rezime rezultata istraživanja emisije NOx objavljenih u literaturi

Iz pregleda napred navedenih radova može se zaključiti da velika većina autora u svojim radovima konstatuje da se prilikom primene biodizela u motoru povećava emisija NOx. Ovo povećanje je posledica znatno većeg sadržaja O<sub>2</sub> u gorivu u odnosu na standardno dizel gorivo. Osim toga povećan je CB a u procesu ubrizgavanja zbog veše viskoznosti i gustine biodizela povećava se ugao predubrizgavanja što takođe utiče na izvesno povećanje emisije NOx.

Sadržaj nezasićenih masnih kiselina u biodizelu može imati uticaj na povećanje emisije NOx. Veći sadržaj nezasićenih masnih kiselina načelno povećava NOx emisiju u odnosu na slučaj pogona dizel gorivom. Što se eksploatacionih uslova tiče kao i radnih režima može se reći da je u širokom opsegu opterećenja emisija NOx veša pri radu na biodizel. Ovo je u skladu sa shvatanjima mehanizma nastanka NOx u izduvnim gasovima dizel motora.

Može se konstatovati da su potrebna dalja istraživanja kada je reč o uticaju ugla predubrizgavanja i pritiska ubrizgavanja na emisiju NOx dizel motora na biodizel. Uvođenje recirkulacije izduvnih gasova EGR redukuje se emisija NOx pri pogonu na biodizel zbog modifikacija u procesu sagorevanja. EGR stepeni koji su optimirani pri

pogonu dizel gorivom ne moraju biti optimalni i pri pogonu biodizelom. Ovde su potrebna dalja istraživanja sa ciljem optimizacije radnog ciklusa pri radu dizel motora sa biodizelom i EGR.

Različiti aditivi koji mogu biti dodati biodizelu načelno dovode do snižavanja emisije NOx. To su pre svega metalni aditivi na bazi Mg i Mo, aditivi oksidanti na bazi alkohola, emulgatori i dr. Međutim treba konstatovati da su potrebne sveobuhvatne analize uticaja ovih aditiva na ostale emisije kao i na performanse motora i procese sagorevanja u budućim istraživačkim radovima.

### **3.3.3 Emisija CO pri radu motora na biodizel**

#### **3.3.3.1. Uticaj sadržaja biodizela u smeši**

Sa povećanjem sadržaja biodizela u smeši emisija CO se smanjuje usled povećanja sadržaja O<sub>2</sub> u gorivu. Ovakav trend je objavljen u [44, 50, 71, 72, 76, 81, 100, 133]. U radu [50] autori istražuju emisiju na punom opterećenju dizel motora i pri radu sa dizel gorivom izmerena je emisija komponente CO od 15.2 g/kWh, dok sa mešavinom biodizel i dizel goriva te emisije iznose za B10 12.8 g/kWh, za B30 11.7 g/kWh, za B50 10.7g/kWh i za B100 11.4 g/kWh. U literaturi [93] na punom opterećenju se ovakav trend nije pojavio za B100 od karanja biodizela ulja a jeste za ostala 2 ispitivana biodizela.

U radovima [55, 69, 115] je primećena varijacija CO emisije oko referentne emisije sa dizel gorivom pri povećanju sadržaja biodizela u smeši. Songyhang u radu [69] je utvrdio tokom istraživanja da pri povećanju udela biodizela u smeši nema bitnije razlike u CO emisiji u odnosu na emisiju sa dizel gorivom pri radu motora na delimičnom opterećenju. Međutim na punom opterećenju je došlo do relativno većih varijacija CO emisije oko referentne emisije sa dizel gorivom zavisno od udela biodizela u smeši. U radu koji su objavili Lujan [92] i Fonteras [94] može se zapaziti obrnut trend, odnosno pri povećanju udela biodizela u smeši raste emisija CO. Autori rada ne daju objašnjenje za ovakav rezultat.



### 3.3.3.2 Uticaj sirovina za proizvodnju biodizela

U nekoliko radova je analizirana uticaj sirovine od koje se proizvodi biodizel na emisiju CO. Konstatovano je da vrsta sirovine utiče na CO emisiju. Npr. Wu i dr. u [129] daju rezultat istraživanja 5 vrsta biodizela (CME, SME, RME, PME, WME). Stav autora je da razlike u emisiji CO potiču od različitog sadržaja O<sub>2</sub> u odgovarajućem gorivu i usled različitih vrednosti cetanskog broja goriva. Razlike su takođe primećene u [153] gde je poređena emisija metilestara otpadnog jestivog ulja a u radu [46] je vršeno poređenje emisije 6 ulja i takođe su primećene razlike.

Kalligeros i dr. [137] eksperimentišu sa smešama 10%, 20% i 50% dva tipa biodizela i to od suncokretovog ulja i maslinovog ulja i takođe konstatuju razlike u emisiji CO. Isto tako i Sahoo u radu [93] koji je eksperimentisao sa tri tipa biodizela i to od karanja, jatropha i polanga ulja, primećuje razlike. Inače sa ovim gorivima su istraživane smeše B20 i B50. Interesantan je rad [116] u kome autori iznose zaključak da metil estar emituje manje CO nego etilestar. Knothe u radu [159] istražuje na motoru metilestre laurinske (C12:O), palmitinske (C16:O) i oleinske (C18:1) masne kiseline i konstatuje da se emisija CO više redukuje što je duži ugljovodonični lanac metilestra date masne kiseline.

Glavni uticajni činilac sniženja emisije CO je visok sadržaj O<sub>2</sub> u biodizelu što dovodi do potpunijeg sagorevanja a time i do redukcije CO emisije. Ovo se konstatuje u nizu radova [44, 47,59,60,65,67,70,74,85,89,96,103,104,118,129,165 i 176]. U literaturi [129] je objavljeno da postoji razlika u emisiji CO za pet istraživanih biodizel goriva u poređenju sa dizelom, i ova emisija zavisi najviše od sadržaja O<sub>2</sub> na visokim opterećenjima, a na nižim i niskim opterećenjima samo od vrednosti cetanskog broja goriva.

U zaključku je dato da se emisija CO redukuje i za biodizel i za dizel ako cetanski broj - CB raste. U principu biodizel ima veću vrednost CB nego dizel gorivo što kao rezultat daje mogućnost izvesne redukcije emisije CO u izduvnim gasovima. Ovo se dešava zato što je manje nagomilavanje goriva u komori sagorevanja, manja je mogućnost formiranja zone bogate smeše u obodu mlaza goriva i na taj način potpunije sagorevanje sa redukcijom stepena formiranja CO komponente. Ovo stanovište je prihvaćeno u [47, 67, 71, 85, 89, 165, 176 i 177].

Pri ubrizgavanju biodizela dolazi do povećanja ugla predubrizgavanja iz poznatih razloga a ovo takođe ima uticaj na CO emisiju. U radovima [54, 83, 87] je objavljeno da se CO emisija snižava kada ugao predubrizgavanja raste pri radu sa biodizel gorivima. Tsolakisa i dr. u [100] sa druge strane istražuju efekat ranijeg ubrizgavanja za 3 različita ugla predubrizgavanja i proučava uticaj ovog parametra sistema ubrizgavanja na emisiju dizel motora na metilestar uljane repice i konstatuju da je došlo do rasta CO emisije sa povećanjem ugla predubrizgavanja. Takođe treba istaći da niži sadržaj ugljenika C u biodizelu u poređenju sa dizel gorivom daje nižu CO emisiju [47, 102].

### 3.3.3.3. Uticaj tipa motora i radnog režima na emisiju CO

Karabektas u [47] poredi emisiju CO na dva motora pogonjena biodizelom i to usisnog motora sa direktnim ubrizgavanjem i nadpunjenog motora. Za usisni motor je CO emisija bila veća i za biodizel i za dizel nego kod nadpunjenog. Ovo je i očekivano jer je kod nadpunjenog motora prisutna veća količina vazduha i verovatno je efikasniji proces sagorevanja. Hazar [45] i Banapurmath [154] su uveli keramičke prevlake na odgovarajuće delove radnog prostora motora u cilju ispitivanja efekta izolacije na performanse i emisiju. Dobijeni rezultati su poređeni sa rezultatima merenja u slučaju neizolovanog radnog prostora. Rezultat je takav da je dobijena niža emisija CO u izolovanom motoru nego u neizolovanom.

Nivo opterećenja ima bitan uticaj na emisiju CO i radovima [74, 76, 77, 81, 103, 130, 165] je objavljeno da se CO emisija poveća sa rastom motornog opterećenja. Glavni razlog je verovatno sniženje koeficijenta viška vazduha. U literaturi [66, 116] se takođe slažu sa gornjim stavom ali se konstatuje da nema bitnih razlika u emisiji CO na malim i srednjim opterećenjima. Suprotno tom u radovima [95, 98, 135] je emisija CO snižena sa povećanjem opterećenja a ovaj trend se objašnjava povećanjem temperature procesa sagorevanja što dovodi do potpunijeg dogorevanja CO u izduvnom sistemu tokom rada na visokim opterećenjima. Autori u [84, 129] su takođe utvrdili sniženje CO emisije sa rastom opterećenja ali ipak konstatuju da je ona malo porasla na najvišem odnosno punom opterećenju. Neki autori [50, 113, 160] nalaze da je emisija CO niža na srednjim opterećenjima ali raste na malim opterećenjima ili bez opterećenja a takođe

raste na visokim opterećenjima i na punom opterećenju. Sličan trend ovome je prezentiran u [101, 111, 158] s tim što je CO povećano i na niskim i na visokim opterećenjima kao i na režimu bez opterećenja.

Kada je reč o uticaju broja obrtaja na nivo emisije CO uglavnom je jednoznačan zaključak da se CO emisija smanjuje sa rastom broja obrtaja pri radu sa biodizelom a pri poređenju pogona motora sa dizel gorivom. Autori uglavnom smatraju da je to posledica boljeg formiranja smeše i/ili povećanog odnosa gorivo/vazduh. Ovo je prezentirano u radovima [65, 67, 74, 99, 102, 131]. Oksidacioni katalizator može doprineti bitnom sniženju CO emisije pri radu sa biodizelom. Lujan u radu [92] konstatuje da oksidacioni katalizator snižava emisiju CO što je i očekivano ali pri dugotrajnom radu motora na biodizel dolazi do pogoršanja njegove efikasnosti. Ovo se takođe primećuje i u radovima [179, 180].

#### 3.3.3.4 Uticaj dodavanja aditiva u gorivo na emisiju CO

Istraživanja uticaja dodavanja aditiva na bazi metala, kao i nivo eventualnog sniženja CO emisije prikazani su u radovima [67, 86, 95, 158, 160]. Kalam i dr. u [86] porede emisije CO smeše B20 i B20x pri čemu gorivo B20x podrazumeva da je u njega dodat aditiv, i to 1%, 4NPAA aditiv. Smeša je nastala dodavanjem navedenog aditiva u B20 gorivo. Poređenje je vršeno sa slučajem da motor radi na čisto dizel gorivo. Utvrđeno je da B20x smeša daje najniži nivo emisije CO od 0.1%, sledi B20 sa 0.2 % i B0, odnosno čist dizel sa emisijom CO od 0.35%.

Kaskin i dr. u [67] nalazi da se emisija CO sa biodizelom kao gorivom snižava ako se gorivu dodaju *Mg* i *Mo* kao aditivi. Alkoholi etanol i metanol kao aditivi su se pokazali relativno efikasnim u sniženju emisije CO. Cheng i dr u [95] su testirali emisiju CO primenjujući čist biodizel i smeše BM5 sa 5% metanola, BM10 sa 10% metanola i BM15 sa 15% metanola. Za smešu BM5 emisija CO je bila niža nego za čist biodizel sa sniženjem od prosečno 6% na svim nivoima opterećenja. Međutim sa smešama BM10 i BM15 emisije CO su bile nešto veće nego sa biodizelom i to pre svega na niskim i srednjim opterećenjima. Na visokim opterećenjima ove emisije CO su bile niže nego sa biodizelom.

Bhole i dr. u [160] su dobili sniženje emisije CO sa biodizelom od mahua ulja u mešavini sa etanolom. U radu [158] su koristili smeše biodizela i dizel goriva u odnosu

B10, B15 i B20 zapreminski pri čemu je dodavan etanol kao aditiv i analiziran je uticaj na CO emisiju. Utvrđeno je da je smeša 80% dizela, 15% biodizela i 5% etanola dala najnižu emisiju CO.

### 3.3.3.5 Rezime rezultata istraživanja emisije CO objavljenih u literaturi

Analizom objavljenih rezultata u radovima može se zaključiti da je većina autora saglasna da se emisija CO snižava ako se kao pogonsko gorivo koristi biodizel i to u poređenju sa čistim dizelom. Ovo je verovatno posledica povećanog sadržaja O<sub>2</sub> u gorivu i odnosa C/H u ugljovodoničnom molekulu biodizel goriva. Sa povećanjem udela biodizela u smeši sa dizelom CO emisija se snižava. Emisija CO takođe zavisi i od početne sirovine od koje je proizvedeno biogorivo. Takođe ona zavisi i od cetanskog broja goriva koji dovodi do toga da kod biodizela najčešće proces sagorevanja počinje nešto ranije nego u slučaju primene dizel goriva.

Nivo motornog opterećenja takođe ima uticaj na emisiju CO. Skoro je jednoglasan zaključak svih autora koji su se bavili ovom problematikom da je uticajan i broj obrtaja na kome motor radi. Broj obrtaja utiče tako da sa njegovim rastom emisija CO načelno opada skoro kod svih opterećenja. Oksidacioni katalizator bitno utiče na sniženje nivoa emisije CO, ali primena biodizela u motorima u izvesnoj meri degradira efikasnost katalizatora i skraćuje mu radni vek. Dodavanje aditiva gorivu može da utiče na dalje sniženje CO emisije i to se donosi kako na aditiva na bazi metala tako i na etanol i metanol.

### 3.3.4 Emisija CH pri radu motora na biodizel

U najvećem broju radova se konstatuje da se pri upotrebi biodizela kao goriva u dizel motorima smanjuje emisija nesagorelih ugljovodonika CH u poređenju sa radom motora na dizel gorivu [46, 49, 56, 59, 60, 63-76, 84, 86, 87, 89-93, 95-98, 100, 103-105, 113, 115, 116, 118, 119, 132, 134, 135, 137, 141, 158, 160, 165, 167, 175, 176, 178, 181, 182].

U radu [129] autor je izneo stav da je tokom istraživanju pet vrsta biodizela izmerena manja emisija HC od 45 do 67%, prosečno, u poređenju sa emisijom pri radu

sa dizel gorivom. Slične rezultate su objavili istraživači u [46, 59, 105, 118, 175, 181, 182]. Npr. Puhan u [118] je objavio da je HC emisija redukovana prosečno 63% pri radu sa biodizelom. Alan u radu [182] je utvrdio da je CH emisija smanjena 60% za biodizel u poređenju sa ultraniskosumpornim dizelom. Kod mnogih drugih autora je zabeleženo sniženje emisije CH ali u mnogo manjem obimu [49, 63, 65, 89, 91, 92, 93, 135, 160, 165]. U radu [63] autor nalazi da se emisija nesagorelih ugljovodonika CH redukuje u iznosu 22,47% - 33,15% za istraživanih 8 vrsta metil estara biljnih ulja. Isahu [93] poredi izduvnu emisiju tri vrste biodizela i to od jatropha, karanja i polanga ulja kao i njihove mešavine sa dizel gorivom. Istraživanje je vršeno na trocilindričnom traktorskom dizel motoru po standardnom 8 stupnom ciklusu. Konstatuje se da je izmerena emisija CH redukovana za 20,73%, 20,64 i 46,75% respektivno.

Mali broj istraživača u svojim radovima konstatuje da ne postoje bitne razlike u emisiji CH između biodizela i dizela [107, 111, 179]. Dosta neuobičajen i neočekivan rezultat u pogledu emisije CH dat je u nekoliko radova [94, 152, 153]. U ovim radovima se konstatuje povećanje emisije CH pri radu s biodizelom. Npr. 10% povećanja emisije CH je dobijeno pri istraživanju metilestra jatropha ulja u [152]. Forentas u [94] je primetio da primena biodizela u motoru negativno utiče na emisiju CH pri istraživanjima po standardnim ciklusima (UDC, EUDC i NEDC). Po ovim rezultatima emisija CH za čist biodizel B100 je povećana 58% pri testu po NEDC.

Banapurmath [153] prezentira u svom radu da je emisija CH veća sa JOME, COME i SOME ulja u poređenju sa dizel gorivom. Istraživanje je vršeno na jednocilindričnom 4 taktom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem pri 1500 o/min. U radu se ovaj trend objašnjava relativno lošijom atomizacijom goriva u mlazu i lošijom isparljivošću biodizela u mlazu.

Jedan od najznačajnijih uticajnih faktora na emisiju CH pri radu sa biodizelom je sadržaj biodizela u smeši sa standardnim dizel gorivom.

#### **3.3.4.1 Uticaj sadržaja biodizela u smeši goriva**

U mnogim radovima [64, 69, 71, 76, 89, 91, 100, 113, 137] autori su saglasni da CH emisija opada ako se povećava udeo biodizela u smeši sa dizelom. Godisamuje emisije CH sa povećanjem udela biodizela u smeši ali do izvesne granice a posle se taj

trend menja. Slično je zaključio i Song u radu [69] gde je konstatovao skoro isti trend kao u radu [89] ali je istakao da je veća redukcija CH kod nižih sadržaja biodizela u smeši. Ovaj interesantni trend je takođe potvrđen u radu [64]. Može se zaključiti da je u [93] konstatovan relativno promenljiv trend odnosno smanjenje CH za 32,28 , 18,19% i 20,73% za JB20, JB50 i JB100 respektivno. Takođe je i u [92] objavljeno da je izmereno sniženje emisije CH 22.9%, 17.7% i 16.4% za B30,B50 i B100 respektivno u komparaciji sa čistim dizelom. Autori smatraju da niža donja toplotna moć čistog biodizela B100 dovodi do veće potrošnje goriva za istu snagu što bi moglo dovesti do lokalno nepovoljnijeg odnosa gorivo/vazduh a što u mehanizmu sagorevanja dovodi do povećane emisije CH. Sa druge strane na savremenim motorima visoka efikasnost oksidacionog katalizatora u smislu eliminacije CH iz finalnog izduva umanjuje prednost biodizela po tom pitanju.

#### 3.3.4.2 Uticaj vrste sirovine za proizvodnju biodizela

Kad je reč o uticaju vrste sirovine za proizvodnju biodizel goriva neke studije su pokazale da vrsta sirovine može uticati na emisiju CH. Sa druge strane u [108] se tvrdi da nema razlike u emisije CH između dva istraživana biodizel goriva i to od otpadnog jestivog ulja i soje. Istraživanja su vršena na turbo dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem. Sa druge strane u radu [93] se iznosi da postoji bitna razlika u CH emisiji između jatropha i karanja metil estara. Emisije CH su snižene 20.73% i 20.64% u odnosu na dizel respektivno. Međutim kod polanga ulja je u istom radu izmereno sniženje od 6.75% u odnosu na biodizel. Takođe u radu [46] autori konstatuju razliku od 14.29% za WPOME i 9.52% za COME metil estre. Za 5 tipičnih metil estara u [129] sniženje emisije CH varira u proseku 45 - 67%. Ova varijacija je verovatno posledica različitog sadržaja O2 i različitih vrednosti cetanskih brojeva pomenutih goriva.

Kada je reč o tipu estara biljnih ulja u [142] se daju rezultati koji ukazuju na to da nema razlike u emisiji CH između metilestara i etilestara biljnih ulja. Suprotno ovome autori u [66] tvrde da vrsta alkohola u biodizelu ima bitnog uticaja na emisiju CH jer etilestri daju nižu emisiju CH od metilestara na istraživanim opterećenjima međutim ovaj trend se ne može potvrditi na nižim i veoma niskim opterećenjima zbog lošije isparljivosti etilestara. U pomenutom radu [142] je pokazano da ugljovodonični

lanci različite dužine kao i nivo zasićenosti masnih kiselina u biodizelu imaju uticaj na emisiju CH.

Istraživanja vršena na dizel motoru srednje snage sa direktnim ubrizgavanjem od 11.1 litara pokazuju da povećanjem dužine ugljovodoničnih lanaca može dovesti do relativno visoke redukcije CH. To potvrđuje i Knothe u [159] gde se tvrdi da se CH emisija snižava sa povećanjem dužine ugljovodoničnih lanaca. To je dokazano sa tri tipa masnih kiselina i to laurinske, palmitinske i oleinske od kojih su formirani odgovarajući metilestri. Istraživanja su pokazala da je moguće sniženje do 50% emisije CH sa čistim biodizelom B100 u odnosu na dizel gorivo.

Veći broj radova se bavi uticajem sadržaja O<sub>2</sub>, vrednosti CB i uticaja ugla predubrizgavanja i trenutka početka sagorevanja na sadržaj CH u izduvnim gasovima dizel motora koji radi na biodizel. Smatra se da je, s obzirom na činjenicu da biodizel sadrži visok procenat O<sub>2</sub> u strukturi molekula, proces sagorevanja efikasniji i potpuniji [46, 54, 59, 60, 64, 69, 70, 76, 92, 95, 96, 100, 103, 115, 152, 176]. Ova činjenica se dovodi u vezu sa načelno nižom emisijom CH u slučaju primene biodizela. Osim toga u literaturi [70, 118, 129] je objašnjeno da sniženje CH ima veze ne samo sa sadržajem O<sub>2</sub> u gorivu već i sa vrednošću CB. Visok CB biodizela skraćuje pps što rezultira u sniženju emisije CH [80, 183].

Takođe početak ubrizgavanja i početak sagorevanja se iz poznatih razloga pomeraju u izvesnoj meri unapred za slučaj rada sa biodizelom. Tako se u [6] autori bave proučavanjem uticaja ovih parametara na emisiju izduvnih gasova. Oni nalaze da je početak ubrizgavanja 0.75 i 1.25 °KV veći za metil estre WPOMW i COME u odnosu na dizel gorivo respektivno. Aramas [87] i Banapuramath [83] su izvestili da je za veći ugao predubrizgavanja niža emisija CH. Kada je reč o trajanju procesa ubrizgavanja u [100] daju da se sa produženjem procesa ubrizgavanja CH emisija povećava.

#### **3.3.4.3. Uticaj tipa motora i radnog režima**

Kada je reč o uticaju motornog opterećenja na emisiju CH pri radu sa biodizelom rezultati istraživanja su dosta kontradiktorni. Neki autori [76,103] su pokazali da sa povećanjem opterećenja raste emisija CH u radu [165] autori iznose isti

zaključak a objašnjenje ovog trenda je veća ciklusna količina goriva na visokim opterećenjima. Sa druge strane Tot u [135] iznosi da se specifična emisija CH sa biodizelom smanjuje sa rastom opterećenja. Autori radova [66, 69, 95] su izneli tvrdnju da emisije CH imaju veći pad pri radu sa biodizelom u odnosu na rad sa dizel gorivom na niskim opterećenjima, nego na visokim. U radovima [137, 158] je izneto da je ovaj isti trend zapažen ali na srednjim opterećenjima i to izrazitije nego na nižim i visokim. Kod savremenih motora primena oksidacionog katalizatora utiče očekivano na dalje sniženje emisije CH pri radu na biodizel ali se primećuje skraćenje radnog veka katalizatora i slabljenje njegove efikasnosti.

U radu [179] se istražuje tri vrste biodizela i to iz uljane repice soje i otpadnog jestivog ulja na teškim motorima po ECE R49 test proceduri. Konstatuje se sniženje emisije CH pri radu na biodizel a pad emisije CH je bio oštiji sa porastom udela biodizela u smeši. Isti zaključak iznosi i Munach u [180] koji je istraživao ovaj problem na traktorskim motorima koji su kao gorivo koristili metilestar uljane repice RME.

#### 3.3.4.4 Uticaj dodavanja aditiva na emisiju CH

Aditivi na bazi metala dodati biodizel gorivu ne utiču pozitivno na emisiju CH [27, 45, 46, 50]. Samo u radu [65] je objavljeno da dodavanjem u gorivo 1% 4NPAA aditiva (smeša goriva B20x) dolazi do poboljšanja emisije CH u odnosu na smešu B20 bez dodatog aditiva. Dodavanje meti i etil alkohola i njihov uticaj na emisiju CH je proučavan u radu [160]. Ovde se poredi emisija sa dodatih 10 i 20% etanola u biodizelu i konstatuje se da je ta emisija bila niža za 9.15% i 5.25% za smeše E20 i E10 respektivno. Međutim suprotno ovome autori [118] istražuju smeše koje sadrže 5%,10% i 15 % etanola u biodizelu i nalaze veću emisiju CH sa rastom količine etanola u smeši i to kako na niskim tako i na srednjim opterećenjima. Kin i Choi u [71] za gorivo BD15E5 koje predstavlja mešavinu goriva 15% biodizela, 5% etanola i 80% dizela vrše istraživanje emisije na common rail motoru sa direktnim ubrizgavanjem CRDI. Oni konstatuju da je emisija CH sa ovom smešom goriva bila niža od emisije CH sa smešom B20 odnosno 20% biodizela i 80% dizela.

Cheng [95] je utvrdio da je smeša BM5 sa 5% metanola i BM10 sa 10% metanola dala niže emisije CH nego sa čistim biodizelom osim na najnižem opterećenju



sa srednjim efektivnim pritiskom od 0,8 bar. Sa druge strane emisija CH za BM15 gorivo je bila veća nego ona sa biodizelom osim na najvišem opterećenju od 7 bar srednjeg efektivnog pritiska. Autori tvrde da i mala količina metanola može povećati sadržaj O<sub>2</sub> u smeši goriva i sniziti viskozitet i gustinu mešavine, tako da pri sagorevanju količina formiranih CH bude manja međutim efekat hlađenja zbog latentne toplote isparavanja, koji ima metanol u smeši BM15 dovodi do povećane CH emisije.

#### **3.3.4.5. Rezime rezultata istraživanja emisije CH objavljenih u literaturi**

Na osnovu prethodnih analiza može se izvesti nekoliko zaključaka. Dominantan stav je da primena biodizela umesto dizel goriva dovodi do niže emisije CH. Većina istraživača je u svojim radovima publikovala stav da se emisija CH snižava ako se povećava udeo biodizela u smeši sa dizel gorivom a najniža je za čist biodizel. Međutim treba reći da ima i istraživača koji su dobili suprotne trendove. Vrsta sirovine od koje se proizvodi dato biodizel gorivo kao i karakteristike te sirovine imaju uticaje na nivo CH emisije. Ova problematika inače treba dodatno da se istraži naročito kada su u pitanju mešavine ulja različitog sirovinskog porekla. Sirovinsko poreklo ulja utiče na dužinu ugljovodoničnih lanaca kao i na nivo zasićenosti masnih kiselina u ulju iz koga je proizveden biodizel.

Kada je reč o uticaju parametara sistema ubrizgavanja na emisiju CH skoro opšti stav je da sa povećanjem ugla predubrizgavanja dolazi do snižavanja emisije CH. Međutim kada je reč o uticaju nivoa opterećenja motora na koncentraciju CH u izduvu u slučaju rada motora na biodizel, postoje protivrečni stavovi istraživača. Uvođenje oksidacionog katalizatora u izduvni sistem motora ima pozitivno dejstvo na emisiju CH, u smislu sniženja nivoa ove emisije pri radu na biodizel ali je primećeno skraćenje radnog veka katalizatora, kao i sniženje njegove efikasnosti.

Dodavanje aditiva u gorivo može imati pozitivan efekat na CH emisije. Aditivi na bazi metala imaju manji pozitivan efekat na emisiju CH u odnosu na neke druge komponente izduvne emisije. Sa druge strane i male količine etanola i metanola dodate u biodizelu ili smeše biodizela i dizel goriva mogu u izvesnoj meri redukovati CH emisije.

## 4. METODOLOGIJA EKSPERIMENTALNIH ISTRAŽIVANJA

U ovom poglavlju će biti prikazan opitni motor, instalacija za ispitivanje, sistem za nadpunjenje motora, merni lanac sa senzorima i ostalim uređajima, sistem za merenje sastava izduvnih gasova i karakteristike ispitivanih goriva. Osim toga biće dat i metod obrade indikatorskog dijagrama, model izračunavanja zakona oslobađanja toplote, način proračuna količine recirkulisanih gasova i trajanja pojedinih faza sagorevanja.

Eksperimentalna istraživanja treba da omoguće dobijanje fundamentalnih saznanja o karakteru procesa sagorevanja različitih biogoriva i njihovih mešavina sa standardnim referentnim dizel gorivom kao i karakteristike izduvne emisije pri pogonu motora ovim gorivima. Takođe će biti dato i poređenje karakteristika procesa sagorevanja i izduvne emisije u nadpunjenoj i usisnoj varijanti radnog ciklusa opitnog dizel motora i odgovarajuće izduvne emisije. U posebnom poglavlju će biti obrađen uticaj delimične izolacije komore sagorevanja na ključne parametre procesa sagorevanja izabranog biogoriva u poređenju sa odgovarajućim standardnim sistemom sagorevanja u usisnoj varijanti opitnog motora.

Pošto je analiza karakteristika procesa sagorevanja zasnovana na poređenju procesa pri radu motora sa standardnim dizel gorivom i biogorivima kao i njihovim mešavinama, osnovna merna veličina na bazi koje će ovo poređenje biti izvršeno je tok pritiska u cilindru motora. Takođe uz snimanje toka pritiska kao dinamičke brzo-promenljive veličine, vršeno je još i snimanje ostalih ključnih parametara radnog procesa opitnog motora a to su:

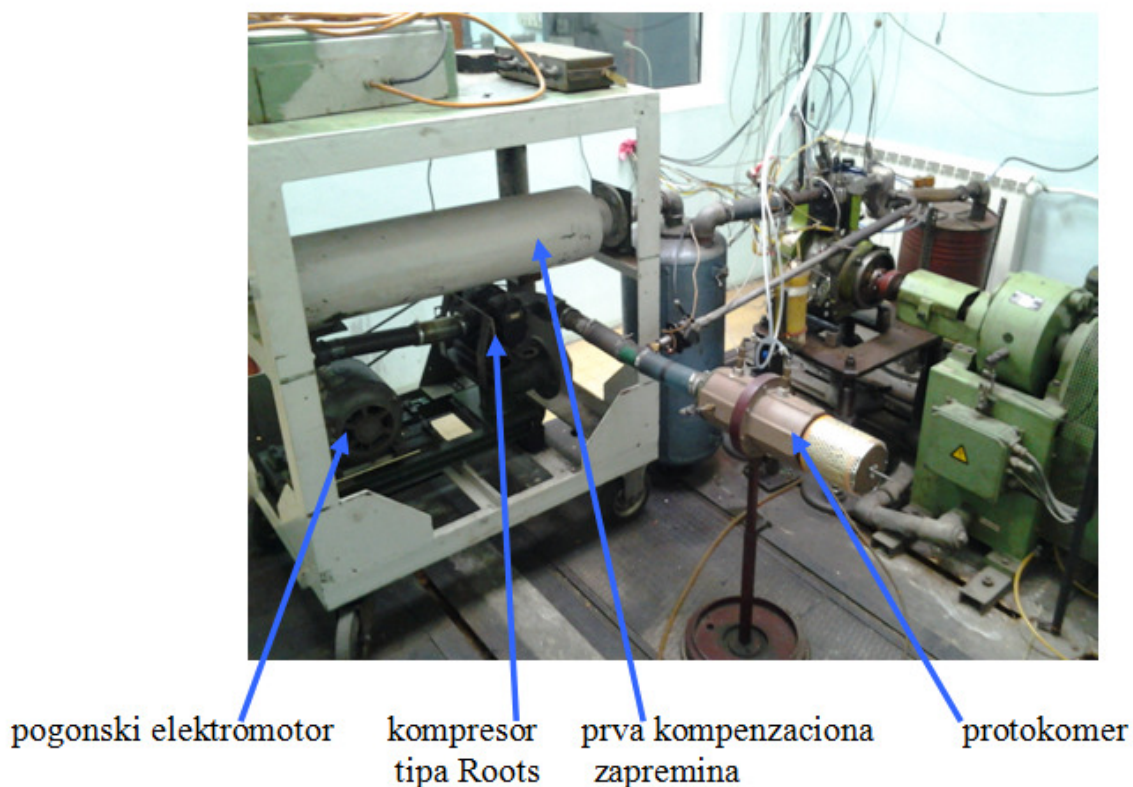
1. Broj obrtaja
2. Orbtani moment
3. Snaga motora
4. Protok goriva (zapreminskom metodom)
5. Protok usisnog vazduha
6. Pritisak usisnog vazduha
7. Karakteristične temperature

- 8 . Sastav izduvnih gasova
9. Dimnost izduvnih gasova.

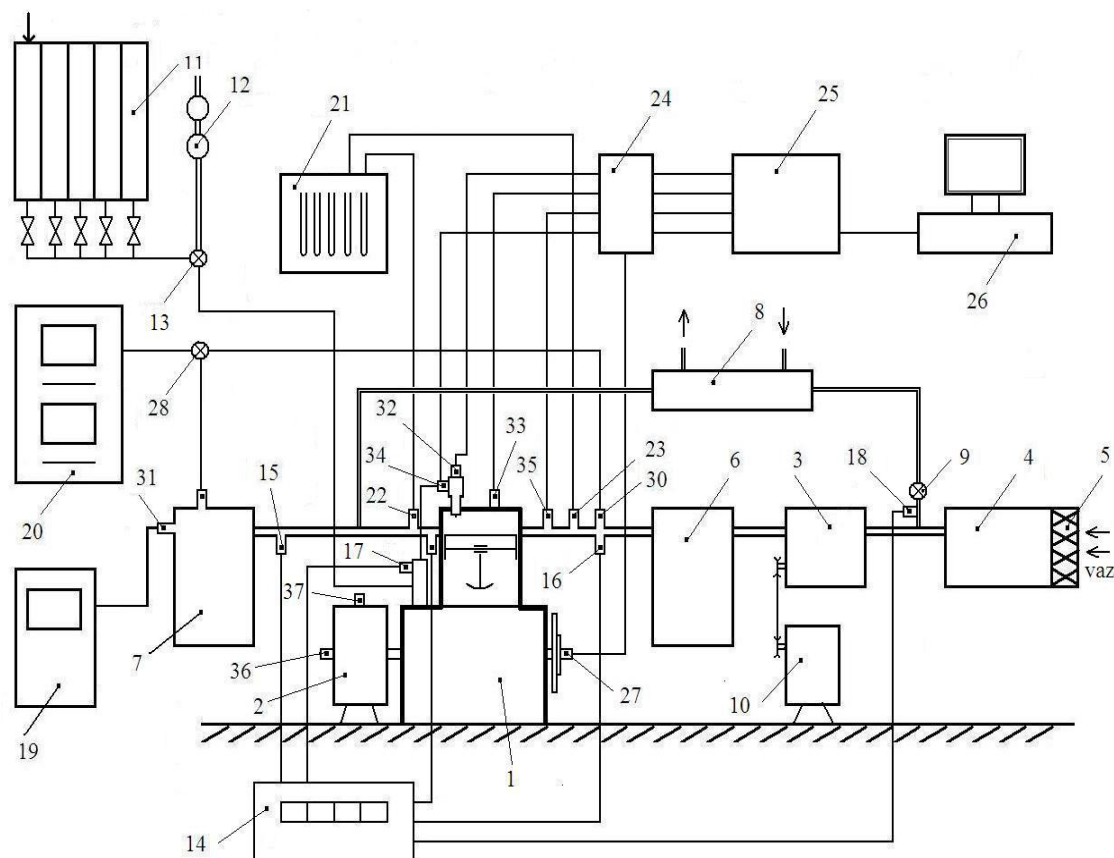
#### 4.1. Eksperimentalna instalacija

Za potrebe ovih sveobuhvatnih naučno-istraživačkih aktivnosti, formirana je odgovarajuća, veoma kompleksna, laboratorijska instalacija prikazana na slici 4.1 a koja je šematski prikazana na slici 4.2

Na šematskom prikazu instalacije date su osnovne pozicije neophodne za sticanje utiska o načinu funkcionisanja predmetne instalacije kao i položaj odgovarajućih senzora mernih veličina. Pojedine komponente ove instalacije detaljnije su opisane u narednim odeljcima ovog poglavlja. Inače na ovoj slici je prikazana kompletna instalacija za slučaj istraživanja u nadpunjenoj varijanti, dok se kod usisne varijante koriste iste komponente instalacije osim sistema nadpunjenja.



*Slika 4.1 Fotografija laboratorijske instalacije formirane u Institutu za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu za potrebe predmetnih istraživanja*



Slika 4.2 Opitna instalacija formirana u Institutu za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu. Na ovoj slici date su sledeće pozicije:

1- motor LDA450, 2- električna kočnica, 3- Roots-ov kompresor, 4- protokomer, 5- filter vazduha, 6- kompenzaciona zapremina na usisu, 7- kompenzaciona zapremina na izdovu, 8- EGR hladnjak, 9- EGR ventil, 10- elektromotor, 11- rezervoar goriva, 12- merna bireta, 13- ventil, 14- displej, 15- davač temperature izduvnih gasova, 16- davač temperature usisnog punjenja, 17- davač temperature goriva, 18- davač temperature EGR gasova, 19- dimomer AVL, 20- gasni analizator, 21- sistem U-cevi za merenje pritiska, 22- priključak U- cevi na izduvnoj strani, 23- priključak U- cevi na usisnoj strani, 24- pojačivač punjenja, 25- mernoakvizicioni sistem, 26- računar, 27- davač ugla kolenastog vratila, 28- razdelni ventil, 29- priključak za uzimanje uzorka izduvnih gasova na izduvnoj strani, 30- priključak za uzimanje uzorka izduvnih gasova na usisnoj strani, 31- priključak za uzimanje izduvnih gasova za dimomer, 32- davač hoda igle brizgača, 33- davač pritiska u cilindru, 34- davač pritiska ubrizgavanja, 35- davač pritiska u usisnoj cevi, 36- davač broja obrtaja, 37- davač sile kočenja

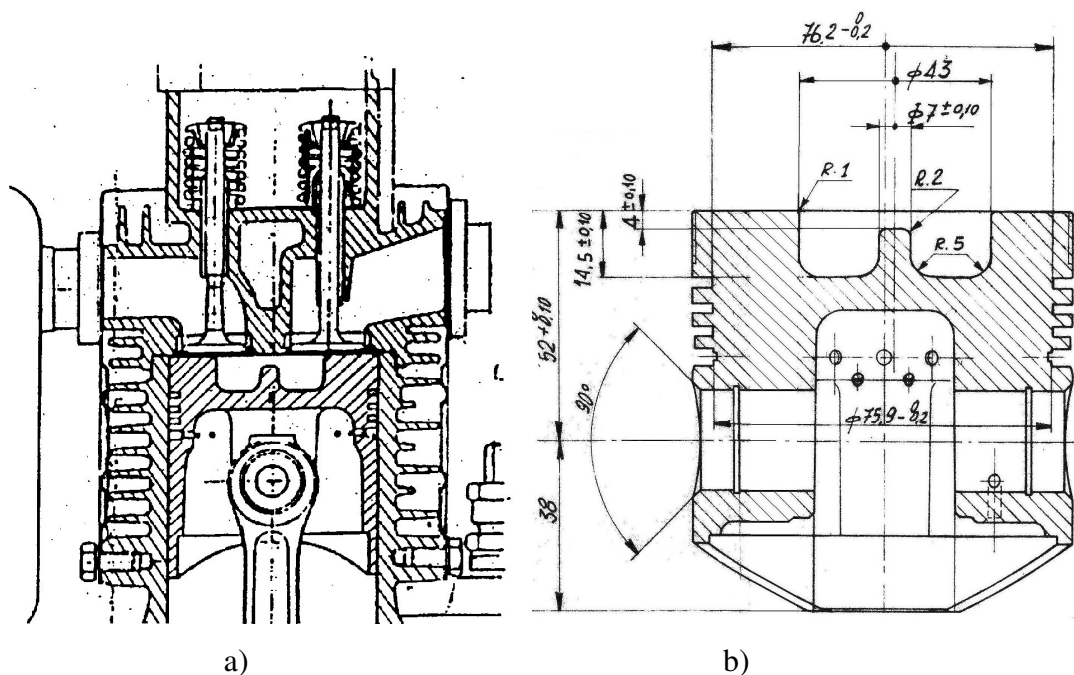
#### 4.1.1. Karakteristike motora i sistema nadpunjenja

Celokupan eksperimentalan rad u okviru ovog istraživanja obavljen je na jednocilindričnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem, domaće proizvodnje LDA4540 fabrike malolitažnih motora (FMM) 21. maj Rakovica - Beograd. Originalno motor je namenjen za pogon sitnije poljoprivredne mehanizacije, manjih plovni objekata, pumpi za navodnjavanje i električnih agregata. Motor je veoma robusne konstrukcije tako da je bio pogodan za rekonstrukciju u istraživački motor za potrebe konkretnog istraživanja. Kao što je rečeno radi se o jednocilindričnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem i vazдушnim hlađenjem a osnovni podaci o motoru dati su u tabeli 4.1.

*Tabela 4.1. Osnovni podaci o eksperimentalnom motoru*

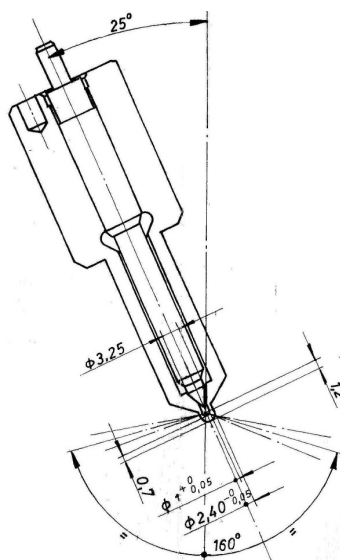
TIP MOTORA	DMB – LDA 450
Vrsta motora	Dizel, četvorotaktni sa vazдушnim hlađenjem i direktnim ubrizgavanjem goriva
Prečnik klipa, mm	D = 85
Hod klipa, mm	S = 80
Radna zapremina, cm <sup>3</sup>	V <sub>h</sub> = 454
Ugao predubrizgavanja, stepeni KV pre SMT	14
Stepen kompresije	17.5
Dužina klipnjače, mm	L <sub>k</sub> = 145 +/-0.05
Broj obrtaja pri maksimalnoj snazi, o/min	3000
Maksimalna snaga, kW (DIN 70020),	7.3
Maksimalna korisna snaga pri blokiranoj pumpi visokog pritiska, kW (DIN 6270)	6
Specifična efektivna potrošnja goriva, g/kWh, pri snazi od 6 kW	262

Na slici 4.3 a), prikazan je delimični poprečni presek kroz cilindar i glavu motora a na slici 4.3 b) presek kroz klip motora gde se vidi i komora za sagorevanje. Komora je otvorenog tipa sa centralnim ispustom za razdvajanje radijalne struje vazduha nastale prestrujavanjem usled istiskivanja vazduha iz prstenaste zone, pri približavanju klipa SMT.



Slika 4.3 a) Poprečni presek kroz glavu i cilindar motora i b) klip motora sa osnovnim dimenzijama komore za sagorevanje

Na istraživačkom motoru LDA450 se standardno koristi klasični sistem ubrizgavanja goriva domaće proizvodnje IPM- Beograd sa mlaznicama sa četiri mlaza. Konstruktivne karakteristike mlaznice su prikazane na slici 4.4 i u Tabeli 4.2. Pritisak otvaranja brizgača je podešen na 185 bar. Sistem hlađenja motora je prinudno vazduhom pomoću ventilatora smeštenog na zamajcu motora sa zadnje strane i preko sistema deflektora za usmeravanje vazdušne struje. Sa prednje strane glave motora ugrađen je davač temperature glave, slika 4.5 a), na principu termopara za merenje temperature glave motora na izlaznoj strasni vazduha. Pre svakog merenja motor je zagrevan do temperature od  $75^{\circ}C$  posle čega je opterećivan na nominalnu snagu. Temperatura motora (mereno navedenim senzorom na glavi motora) u toku ispitivanja na svim opterećenjima i sa svim gorivima je održavana u intervalu  $100^{\circ}C - 120^{\circ}C$ . Nivo motornog ulja korišćenog u istraživanju je održavan konstantnim tokom čitavog eksperimenta. Korišćeno je ulje gradacije SAE15W40, API CD za dizel motore sa umerenim nadpunjenjem.

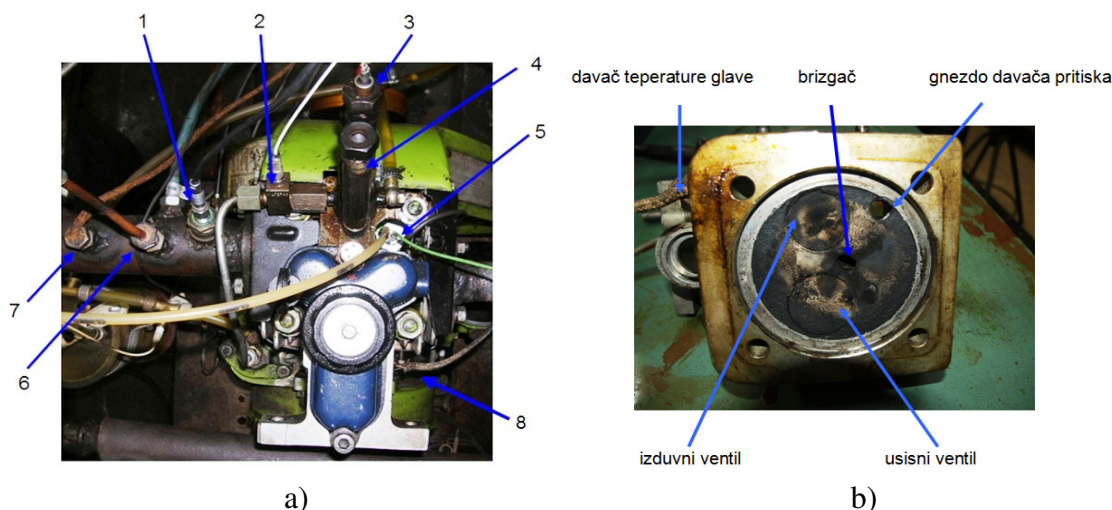


Slika 4.4 Konstrukcija mlaznice brizgača IPM za motor LDA450

Tabela 4.2 Podaci o mlaznici brizgača IPM- Beograd za motor LDA450

Tip brizgača	IPM	YPFR170YS6459
Broj i prečnik kanala	n	4 x 0,28 mm
Ugao mlazeva u vertikalnoj ravni	ugao	160°
Odizanje igle brizgača	h	0,2 - 0,22 mm
Dužina kanala mlaznice	lg	0,7 mm
Prečnik i dužina komore mlaznice ispod igle brizgača	/	1 x 1,5 mm
Prečnici trna	/	6 x 3,25 mm
Ugao mlazeva u ravni upravnoj na osu mlaznice	ugao	90°

Glava motora sadrži dva ventila i klackalice za pogon ventila i ima orebrenje radi vazdušnog hlađenja, tako da je bila veoma pogodna za ugradnju odgovarajućeg davača pritiska gasa u cilindru (slika 4.5 b). Gnezdo davača pritiska je pozicionirano bliže izduvnom ventilu i direktno komunicira sa radnim prostorom motora, bez ikakvih suženja ili kanala, čime je eliminisan eventualni problem oscilacija pritiska pri radu motora odnosno pri indiciranju pritiska u cilindru.



Slika 4.5, a) Glava motora sa davačima: 1- davač pritiska u usisnoj cevi, 2- davač pritiska ubrizgavanja, 3- davač hoda igle brizgača, 4- brizgač, 5- davač pritiska u cilindru, 6- priključak U -cevi za merenje pritiska usisavanja, 7- davač temperature usisnog punjenja, 8- davač temperature glave motora i b) Pogled na glavu sa unutrašnje strane i pozicija gnezda davača pritiska u cilindru

Motor se normalno koristi isključivo u usisnoj varijanti (jednocilindrični motor) a za potrebe istraživanja bio je opremljen specijalnim sistemom nadpunjenja sa električnim pogonom Roots kompresora. Deo instalacije namenjen nadpunjenju prikazan je na slici 4.1 na kojoj se vidi ceo uređaj za nadpunjenje. Roots kompresor koji je primenjen na ovoj instalaciji bio je podešen, pogodnim izborom remenica i prenosnog odnosa između elektromotora i kompresora, na pritisak nadpunjenja od 1,4 bar pri nominalnom broju obrtaja elektromotora. Između elektromotora i opitnog dizel motora bile su priključene dve posude velike zapremine radi smanjenja amplituda oscilovanja usisnog punjenja prilikom rada motora. Ovo omogućava i tačnije merenje protoka usisnog vazduha.

#### 4.1.2. Gasni analizator

Sastav izduvnih gasova i dimnost mereni su uređajima Stargas 898 One i AVL 4010, slika 4.5 a) i b). Analizator izduvnih gasova Stargas 898 je prenosni analizator koji zadovoljava međunarodni standard OIML R99 (klasa 0) koji je namenjen za analizu sastava izduvnih gasova oto i dizel motora. Omogućava određivanje sadržaja ugljen monoksida CO, ugljen dioksida CO<sub>2</sub>, kiseonika O<sub>2</sub>, nesagorelih ugljovodonika HC i



azotovih oksida NO<sub>x</sub> u izduvnim gasovima motora. Osim toga uređaj opciono omogućava i određivanje nekih veličina pomoću kojih se može proceniti tehničko stanje motora, prema stanju tih veličina. Tabela 4.3 prikazuje glavne tehničke karakteristike analizatora korišćenog u ovim istraživanjima.

Tabela 4.3 Tehničke karakteristike analizatora izduvnih gasova [190]

Tehničke karakteristike	STARGAS 898 ONE	
Napon napajanja	220V; baterija 10-16V	
Radna temperatura	5 °C do 40 °C	
Relativna vlažnost	0% do 100%	
Radni protok gasa	10 l/min	
Merni opseg	Rezolucija	Tačnost
CO ; 0-15.000 %v/v	0,001 %v/v	0,01 %v/v
CO <sub>2</sub> ; 0-20.00 %v/v	0,01 %v/v	0,1 %v/v
O <sub>2</sub> ; 0-25.00 %v/v	0,01 %v/v	0,1 %v/v
HC ; 0-30000 ppm	1 ppm v/v	10 ppm v/v
NO <sub>x</sub> ; 0-5000 ppm	1 ppm	0,1 ppm
Podešavanje nule	Elektronski automatski	
Odstranjivanje kondenzata	Kontinuirano automatski	
Printer	Opciono	
Dimenzije (mm)	400x180x450	
Masa	8,6 kg	



a)



b)

Slika 4.5 a) Gasni analizator STARGAS 898 One i b) Dimomer AVL 4010

Gasni analizator Stargas 898 je konstruktivno koncipiran od dve osnovne celine:

- deo za prikupljanje mernih podataka
- deo za očitavanje vrednosti sa displejem

Postoji mogućnost povezivanja tastature sa IC porta. Modul analizatora koji se koristi za određivanje sastava izduvnih gasova je zajednički za tri gasa CO, CO<sub>2</sub> i CH<sub>4</sub>, dok se za određivanje koncentracije O<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub> koriste elektrohemijske ćelije za merenje. Mikroprocesor računa sastav smeše na osnovu koncentracije analiziranih gasova. Analizator izduvnih gasov se sastoji iz dve celine:

- pneumatskog dela za uzimanje uzorka i protok vodene pare
- komore za analizu na bazi infracrvenog zračenja.

Za određivanje koncentracije CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> se koristi komora na bazi infracrvenog zračenja a elektrohemijska ćelija se koristi za merenje koncentracije O<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub>. Osnovu pneumatskog dela za uzimanje uzorka čini membranska pumpa sa pogonskim delom. Merni uzorak se filtrira pre ulaska u analizator. Analizator poseduje ulaz za priključenje kalibracionog gasa. Mešavina gasova prelazi preko senzora koji je smešten na anlogno-digitalnom kolu a takođe može da signalizira eventualne anomalije u kolu za usisavanje .

#### **4.1.2.1 Komora za analizu**

Komora za analizu je glavna komponenta sistema za uzorkovanje CO, O<sub>2</sub> i HC. Njen rad je baziran na primeni fizičkog principa nedispergovanog slabljenja svetla u infracrvenom području. Koncentracija tri navedene komponente meri se u posebnim mernim ćelijama. Signali dobijeni sa selektivnih detektora upoređuju se sa referentnim signalom. Mera upijanja svetla u infracrvenom području na različitim rezonantnim frekvencijama omogućava utvrđivanje sastava gasa sa velikom preciznošću. Merni gasovi CO, CO<sub>2</sub> i CH<sub>4</sub> su bezbojni i providni i apsorbuju samo infracrveno zračenje. Tako dobijeni signali se pojačavaju i šalju do elektronskog dela koji ih obrađuje u oblik pogodan za očitavanje. Procenat kiseonika u izduvnim gasovima meri se u posebnoj elektrohemijskoj ćeliji. Isto se odnosi i na koncentraciju NO<sub>x</sub>. Količina ovih komponenti srazmerna je promeni napona na odgovarajućim elektrodama. Napon sa elektroda se vodi do specijalnog elektronskog pretvarača.

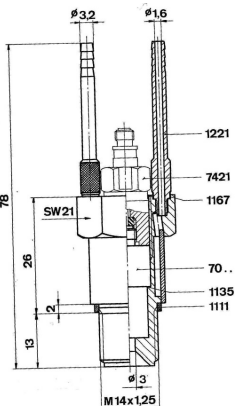
### 4.1.3 Dimomer

U ovom istraživanju korišćen je dimomer AVL 4010, slika 4.5 b), koji ima merni opseg 0-10 Bosch jedinica dimnosti izduvnih gasova. Dimnost izduvnih gasova dizel motora potiče od prisustva čestica čađi u izduvnom gasu a osnovu metoda merenja dimnosti navedenim instrumentom čini propuštanje gasa kroz specijalni filter papir i relativno poređenje stepena zacrnjenosti filter papira od nivoa 0- potpuno beo papir, do nivoa- 10 potpuno crn papir. Uzorak mernog gasa je uziman iz ekspanzione posude, pozicija 7 slika 4.2, u propisanoj količini koju odmerava merni uređaj. Posle očitavanja stepena zacrnjenosti od strane merne glave uređaja dimni broj u Bosch jedinicama se očitava na displeju uređaja.

### 4.1.4. Davač pritiska u cilindru motora i pojačivač punjenja

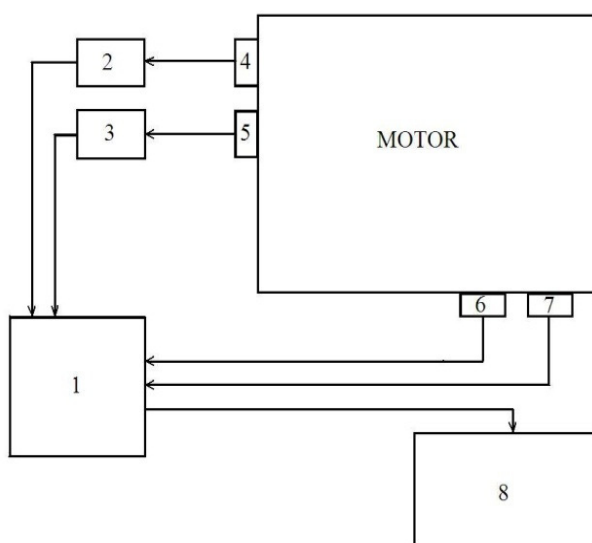
Za merenje toka pritiska u cilindru motora korišćen je piezoelektrični davač pritiska Kistler tip 7031 u kućištu tip 7507 sa navojem M14x1.25mm sa vodenim hlađenjem, čiji su osnovni tehnički podaci dati u tabeli 4.4.

Tabela 4.4 Karakteristike davača pritiska u cilindru Kistler 7031 [191]

<p>Davač pritiska</p> <p>Kistler 7031</p> 	Merni opseg	0 - 250 bar
	Broj ciklusa	> 1000 x 1000 000
	Preopterećenje	300 bar
	Osetljivost	54 pC/bar
	Linearnost	< +/- 0,5 %FSO
	Prirodna frekvenca	85 kHz
	Temperaturski opseg	do 400 C
	Vrsta hlađenja	Vodeno hlađenje
	Moment pritezanja	30 Nm

Davač je instaliran u specijalno pripremljenom gnezdu u glavi motora, bliže izduvnom ventilu, slika 4.5 b). Obezbeđen je direktan kontakt merne membrane davača

sa radnim prostorom motora, bez suženja i drugih prepreka koje bi mogle prouzrokovati pojavu nepoželjnih oscilacija pritiska na membrani davača. Membrana davača je elastična i deformiše se pod dejstvom promene pritiska u cilindru. Pri tome je izlazni napon senzora proporcionalan veličini promene pritiska, odnosno veličini deformacije kvarcnih kristala unutar davača a koji su u kontaktu sa elastičnom membranom. Ovaj davač pritiska je integrisan sa pojačivačem punjenja Kistler tip 5001 opsega 1 - 100k pC/V i sa linearnošću +/- 0,05.



a)



b)

- |  |                                       |
|--|---------------------------------------|
| 1. Mernoakvizicioni sistem ADS 2000                  | 5. Davač pritiska ubrizgavanja        |
| 2. Pojačivač punjenja za davač pritiska ubrizgavanja | 6. SMT marker                         |
| 3. Pojačivač punjenja za davač pritiska ubrizgavanja | 7. Davač ugla kolenastog vratila (KV) |
| 4. Davač pritiska u cilindru                         | 8. PC računar                         |

Slika 4.6 Uprošćena skica mernog sistema za indiciranje motora

Za analizu toka pritiska u cilindru, potrebni su podaci o položaju SMT, kao i signal ugla kolena kolenastog vratila motora. Davač ugla kolenastog vratila je optički tip COM1, proizvođač COM Austria, sa ugaonom podelom od 360 proreza na obrtnom disku koji se obrće između svetlećih dioda i jednim prorezom za definisanje SMT, slika 4.6 b. Na taj način se generiše 360 simetričnih električnih impulsa kvadratnog oblika, po jednom obrtaju kolenastog vratila i sa jednom referentnom markom za SMT. Skica

glavnih senzora i organizacija mernog sistema za indiciranje motora uprošćeno je prikazana na slici 4.6a.

#### 4.1.5 Davač pritiska ubrizgavanja i pojačivač punjenja

Pritisak ubrizgavanja je meren pomoću piezoelektričnog davača pritiska AVL tip 7ZP65 koji je bio instaliran na kraju cevi visokog pritiska do brizgača, slika 4.5 pozicija 2. Karakteristike ovog davača date su u tabeli 4.5.

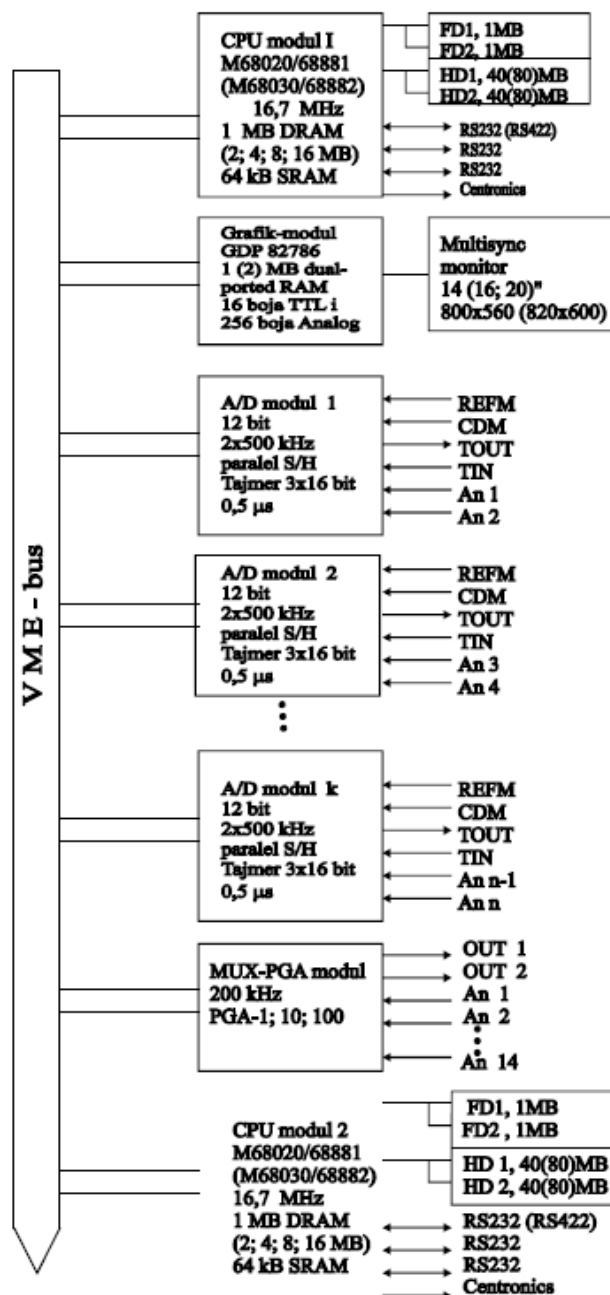
Tabela 4.5 Karakteristike davača pritiska ubrizgavanja AVL 7ZP65 [192]

Merni opseg	0.....1000 bar
Preopterećenje	1200 bar
Osetljivost	~ -16 pC/bar
Prirodna frekvenca	> 150 kHz
Vreme odziva	3 $\mu$ s
Linearnost	<= +/- 0,8
Temperaturski opseg	-196....240
Moment pritezanja	12 Nm

Ovaj davač pritiska ubrizgavanja je integrisan sa pojačivačem punjenja AVL tip 3059 opsega 1 - 10k pC/V i sa linearnošću +/- 0,05.

#### 4.1.6 Mernoakvizicioni sistem ADS 2000

Kontinuirano merenje niza karakterističnih parametara radnog procesa motora vršeno je pomoću mernoakvizicionog sistema ADS2000 sa standardizovanim visokoproduktivnim (>20Mb/s) VME basom sa primenom 32-bitnog mikroprocesora M68020 (M68030) i 80-bitnim aritmetičkim koprocesorom M68881(M68882), slika 4.7. Ovaj sistem je starije konstrukcije i slabijih performansi u odnosu na današnje sisteme, ali u datom momentu on je bio na raspolaganju za predmetna merenja



Slika 4.7: Shema sistema ADS2000 [193]

Minimalni sistem čine VME-bus, CPU modul1, grafik modul1 i A/D modul1 [193] Osnovni CPU modul 1 je izveden kao potpuni računar (SBC) na kome se nalaze:

- 32-bitni mikroprocesor M68020 (M68030) sa aritmetičkim koprocesorom M68881 (M68882)
- 1 (2,4,8,16)Mb, dinamička centralna memorija sa 32-bitnim procesorskim pristupom

- 64Kb statička memorija za memorisanje ključnih podataka pri prestanku napajanja
- Floppy-disk kontroler (2x3,5 ili 2x 5,25) do 2x1Mb neformatirano
- Hard-disk kontroler (2x3,5 ili 2x 5,25) do 2x256Mb neformatirano
- 3 x RS232 za vezu sa terminalom, PCXT/AT ili drugim računarom
- Centronics interfaces za vezu sa štampačem
- Sat realnog vremena
- VME bus interfaces sa sistem - kontrolerom kao „Master”i „Slave”, 16-bitnim busom podataka i 24- bitnim adresnim busom

A/D moduli sadrže dva brza A/D konvertora (Burr-BrownADS803) a najkritičnije specifikacije A/D konvertora kao što su linearnost, drift, pojačanje, ofset i uticaj brzine konverzije na grešku su svedeni na minimum laserski trimovanim komponentama.

#### 4.1.7 Merenje ostalih veličina

U Tabeli 4.7 su dati osnovni podaci o ostalim mernim uređajima i davačima koji su korišćeni u predmetnom istraživanju za merenje ostalih mernih veličina i izlaznih parametara motora u toku istraživanja.

*Tabela 4.7. Merni uređajima i davačima koji su korišćeni u istraživanju*

Električna kočnica: tip FA50/30SL, Borghi&Saveri, Italy	Lk = 716,2 mm
Davač pritiska u usisnoj grani: piezorezistivni, Kistler, tip 4073	Opseg 0-10 bar
Davač hoda igle: Induktivni, samogradnja, VTI Beograd	Opseg 0-1 mm
Pojačivač sa nosećom frekvencom za davač hoda igle, AVL, tip 3075	[
Davač sile na kočnici: merni most sa mernim trakama	Opseg 0 -100 N
Davač temperature izduvnih gasova: termopar Ni-Cr -Ni	Opseg instrumenta 0-600 °C
Davači temperature glave motora, usisnog vazduha, EGR gasova:Termopar tip 1, Fe-CuNi (gvožđe- konstantan)	Opseg instrumenta 0 - 250 °C
Davač temperature goriva: termootporni tip Pt-100	Opseg instrumenta 0 - 100 °C
Davač temperature okoline: termometar sa živom	Opseg 0-100 °C
Protokomer usisnog vazduha: Laminarni, CUSSONS P7-201	Opseg 0-100 l/s

## 4.2 Obrada rezultata merenja

### 4.2.1 Određivanje količine recirkulisanih gasova

Da bi se tačno izračunala količina recirkulisanih izduvni gasova koja prestrujava sa izduvne na usisnu stranu motora, moraju se što tačnije znati protoci EGR gasova. Međutim, tačno određivanje ovih protoka je dosta složeno i nesigurno pre svega zbog visoke temperature recirkulisanih gasova i njihove kontaminacije česticama čađi i nesagorelim ugljovodonicima [194]

Postoji više metoda za proračun EGR odnosa:

- a. zapreminska metoda određivanja količine EGR gasova
- b. masena metoda određivanja količine EGR gasova
- c. na osnovu temperatura vazduha mešavine vazduha i EGR gasova i temperature EGR gasova
- d. na osnovu koncentracije CO<sub>2</sub> u izduvnim gasovima i u usisnoj cevi motora

#### 4.2.1.1 Zapreminska i masena metoda određivanja količine EGR gasova

Zapreminska definicija je veoma pogodna jer se količina EGR-gasova definiše kao procentualno smanjenje odnosa zapreminskog protoka vazduha na usisu u određenoj fiksnoj radnoj tački motora, bez i sa uključenim sistemom EGR.

$$\%EGR = \frac{V_v - V_{v,EGR}}{V_v} \times 100 \quad [\%] \quad (4.1)$$

U jednačini su:

$V_v$  - zapreminski protok vazduha na usisu motora bez uključenog EGR-sistema

$V_{v,EGR}$  - zapreminski protok vazduha na usisu motora sa uključenim EGR-sistemom

Analizom gornje jednačine, dolazi se do zaključka da se količina EGR gasova određuje na osnovu činjenice da određena količina recikliranih gasova pri uvođenju u usisni sistem motora, istiskuje srazmernu količinu vazduha zamenjujući njeno mesto, pri čemu se protok čistog vazduha proporcionalno smanjuje, a što se registruje pomoću protokomera. Ova metoda je veoma pogodna i jednostavna za primenu. Njena prednost



u odnosu na metodu direktnog merenja protoka gasa u EGR-grani je u eliminaciji niza problema:

1. Nije potrebno dodatno komplikovati EGR-sistem ugradnjom posebnog protokomera a čiji rad bi inače bio veoma otežan zbog nečistoća u izduvnim gasovima i njihove visoke temperature

2. Postavlja se pitanje koju vrstu protokomera koristiti za direktno merenje protoka izduvnih gasova (gasni sat, blendu...)

3. Praktično je nemoguće rešiti problem prljanja protokomera, bilo koji tip da se izabere, naročito kad se radi o izduvnim gasovima dizel motora koji sadrže dosta čađi.

Količina recirkulisanih gasova, može se odrediti, kao što je ranije navedeno i masenom metodom. Merenjem masenog protoka vazduha na usisu, vrednost EGR-odnosa definisana je kao:

$$\%EGR = \frac{m_v - m_{v,EGR}}{m_v} \times 100 \quad [\%] \quad (4.2)$$

U ovoj jednačini su:

$m_v$  - maseni protok usisnog vazduha bez EGR

$m_{v,EGR}$  - maseni protok usisnog vazduha sa uključenim EGR

Zapreminski protok gasa za protokomer CUSSONS P7 205/103 koji je korišćen u ovim istraživanjima dat je formulom:

$$V_V = C_{LFM} \Delta p_{LFM} C_v(T) 10^{-3} \quad [m^3 / s] \quad (4.3)$$

gde su:

$C_{LFM}$  - kalibraciona konstanta definisana za referentnu temperaturu od  $20^\circ C$

$\Delta p_{LFM}$  - pad pritiska duž elementa protokomera meren u  $mm H_2O$

$C_v(T)$  - faktor korekcije viskoznosti gasa za izmerenu temperaturu na izlazu iz protokomera

Veza zapreminskog i masenog protoka određuje se na osnovu izraza:

$$m_v = V_V \frac{P_{LFM}}{RT_{LFM}} \quad [kg / s] \quad (4.4)$$

gde su:

$p_{LFM}$  - apsolutni pritisak iza elementa protokomera

R - gasna konstanta

$T_{LFM}$  - temperatura iza elementa protokomera

Formula (4.5) omogućava direktno merenje masenog protoka usisnog vazduha na osnovu izmerenih vrednosti pada pritiska na protokomeru, kao i pritiska i temperature vazduha na izlazu iz protokomera.

$$m_v = C_{LFM} U_{\Delta p LFM} (V) C_{\Delta p LFM} C_v (T) 10^{-3} \frac{U_{p LFM} C_{p LFM}}{R U_{TLFM} C_{TLFM}} \quad (4.5)$$

gde su:

$U_{\Delta p LFM}$  - napon na diferencijalnom davaču pritiska

$C_{\Delta p LFM}$  - faktor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice pritiska

$U_{p LFM}$  - napon na davaču pritiska

$C_{p LFM}$  - faktor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice pritiska

$U_{TLFM}$  - napon na davaču pritiska

$C_{TLFM}$  - faktor proporcionalnosti za preračunavanje u jedinice temperature

Na ovaj način se sa relativno dobrom tačnošću, može izračunati količina izduvnih gasova recikliranih u usisni sistem motora. Najveći broj autora radova, koji su vršili istraživanja problematike recirkulacije izduvnih gasova kod dizel motora, je koristilo upravo ovu metodu i formulu za proračun EGR-odnosa [194, 195, 196, 197, 198, 199]. Mora se napomenuti da se oni nisu nikada upuštali u analizu tačnosti ove metode merenja, verovatno smatrajući da je postignut dovoljan nivo tačnosti.

Uobičajena jednačina za proračun masenog procenta recirkulisanih EGR gasova je oblika:

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m_v + m_{EGR}} \times 100 (\%) \quad (4.6)$$

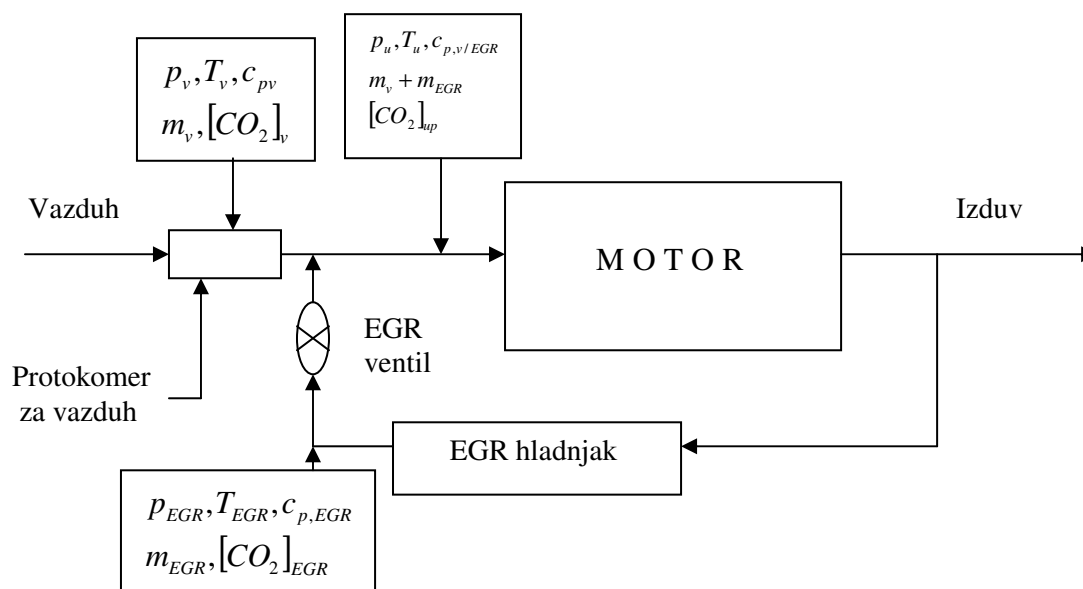
gde je:

$m_{EGR}$  - maseni protok recirkulisanih izduvnih gasova

$m_v$  - maseni protok usisnog vazduha ka motoru

Gornja jednačina daje maseni procenat recirkulisanih izduvni gasova sračunat preko masenog protoka tih gasova i masenog protoka usisnog vazduha koji cirkuliše kroz motor. U ovoj jednačini je problem odrediti maseni protok recirkulisanih gasova direktnim merenjem na EGR grani. Problem su vreli gasovi, kontaminacija tih gasova česticama čađi i nesagorelim ugljovodonicima kao i pulzativni tok gasova u povratnom EGR cevovodu a takođe i strujni procesi na EGR ventilu.

#### 4.2.1.2 Određivanje EGR odnosa iz temperatura smeše vazduha i recirkulisanih izduvni gasova



Slika 4.8. Skica za proračun protoka EGR gasova

Na gornjoj skici su sledeće veličine:

1.  $p_v, T_v, c_{pv}, m_v, [CO_2]_v$  - iza uložka protokomera
2.  $p_{EGR}, T_{EGR}, c_{p,EGR}, m_{EGR}, [CO_2]_{EGR}$  - ispred EGR ventila
3.  $p_u, T_u, c_{p,v/EGR}, m_v + m_{EGR}, [CO_2]_u$  - ispred usisnog kolektora (kanala u glavi motora)

Energetski bilans tokova je:

$$m_v c_{pv} T_v + m_{EGR} c_{pEGR} T_{EGR} = (m_v + m_{EGR}) c_{pv/EGR} T_u \quad (4.7)$$

Ovde je:

$m_v$  - maseni protok vazduha

$m_{EGR}$  - maseni protok recirkulisanih gasova EGR

$c_{pv}$  - specifična toplota vazduha pri konstantnom pritisku

$c_{pEGR}$  - specifična toplota EGR gasova pri konstantnom pritisku

$c_{pv/EGR}$  - specifična toplota smeše vazduh/EGR pri konstantnom pritisku

$T_v$  - temperatura vazduha na usisu iza uloška protokomera

$T_{EGR}$  - temperatura gasova ispred EGR ventila

$T_u$  - temperatura ispred usisnog kanala (u usisnoj cevi)

$p_u$  - pritisak u usisnoj cevi

$p_{EGR}$  - pritisak recirkulisanih gasova ispred EGR ventila

$p_v$  - pritisak vazduha iza uloška protokomera

Iz jednačine 4.6 posle sređivanja dobija se:

$$m_{EGR} = m_v \frac{EGR}{1 - EGR} \quad (4.8)$$

Iz jednačina 4.7 i 4.8 sledi izraz:

$$EGR = \frac{1}{1 + \frac{c_{pEGR} (T_{EGR} - T_u)}{c_{pv} (T_u - T_v)}} \quad (4.9)$$

Imajući u vidu da su specifična toplota EGR gasova -  $c_{pEGR}$ , i specifična toplota usisnog vazduha -  $c_{pv}$  skoro iste, odnosno razlika vrednosti je zanemarljivo mala, može se napisati sledeća jednačina:

$$EGR = \frac{T_u - T_v}{T_{EGR} - T_v} 100 \quad (\%) \quad (4.10)$$

Jednačina 4.10 se može lako koristiti za izračunavanje EGR odnosa pri naučno-istraživačkim merenjima a takođe i u realnoj eksploataciji motora. Međutim, pri upotrebi ove jednačine treba biti veoma oprezan s obzirom na činjenicu da se tačnost proračuna smanjuje, kako se temperaturska razlika ( $T_{EGR} - T_v$ ) smanjuje. Zato se ova jednačina ne može koristiti za precizna izračunavanja EGR odnosa za hladeni EGR zato što je mala temperaturska razlika  $T_{EGR}$  i  $T_v$ . U konkretnom slučaju tokom sopstvenih istraživanja kod nadpunjene varijante motora korišćen je niskopritisni koncept EGR toka, što je dovelo do dosta visokog stepena hlađenja recirkulisanih gasova. Kako su navedeni gasovi vođeni na usisnu stranu kompresora, njihova temperatura na mestu mešanja sa usisnim vazduhom je bila relativno niska, pa se shodno prethodnoj konstataciji izvedena formula nije mogla primeniti a da rezultat proračuna bude na dovoljno visokom nivou.

#### 4.2.1.3 Određivanje EGR odnosa iz koncentracije CO<sub>2</sub> na usisu i izduvu

Jedan od veoma pogodnih načina za definiciju nivoa EGR može biti preko poređenja koncentracija pojedinih komponenti izduvne emisije prvo u izduvnom sistemu, a odmah zatim i u usisnom. Podrazumeva se da u toku merenja motor radi sa uključenim EGR-uređajem. Uobičajeno je meriti sadržaj CO<sub>2</sub>, pošto je on prisutan u najvećoj količini, i može biti izmeren dosta tačno pomoću odgovarajućih fizičkih analizatora. Pri tome je veoma važno da su vazduh i recirkulisani izduvni gasovi dobro pomešani u usisnoj grani motora, jer će samo u tom slučaju izmerena koncentracija ugljendioksida biti precizna i upotrebljiva.

Koristeći sledeću jednačinu za koncentraciju CO<sub>2</sub> u usisnom kolektoru, može se izračunati EGR odnos na sledeći način:

$$[CO_2]_v m_v + [CO_2]_{EGR} m_{EGR} = [CO_2]_u (m_v + m_{EGR}) \quad (4.11)$$

Ovde su:

$[CO_2]_v$  - koncentracija  $CO_2$  u usisnom vazduhu, odnosno u prostoriji u kojoj se nalazila motorna instalacija

$[CO_2]_{EGR}$  - koncentracija  $CO_2$  u EGR gasovima što odgovara koncentraciji u izduvnim gasovima motora

$[CO_2]_u$  - koncentracija  $CO_2$  u usisnom punjenju posle mešanja recirkulisanih gasova i vazduha

Iz jednačina 4.8 i 4.11 može se dobiti da je:

$$EGR = \frac{[CO_2]_u - [CO_2]_v}{[CO_2]_{EGR} - [CO_2]_v} \quad (4.12)$$

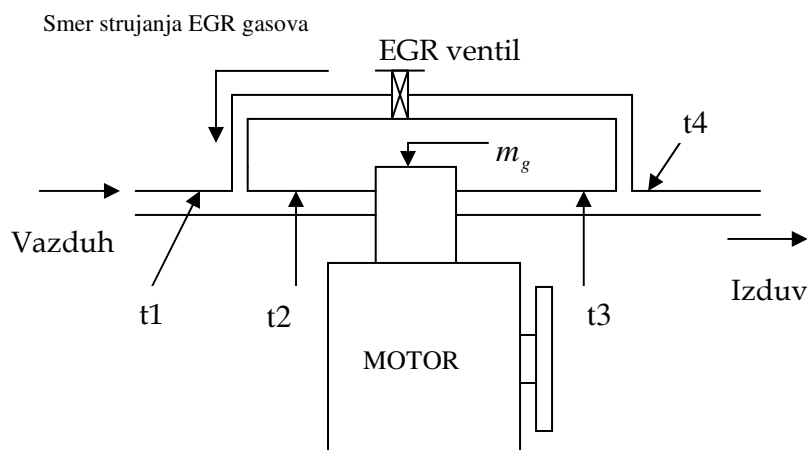
S obzirom da je koncentracija  $CO_2$  u usisnom vazduhu (prostorije)  $[CO_2]_v$  približno bila oko 500 ppm, što je mala količina, može se zanemariti pa se EGR odnos može dovoljno tačno izračunati na sledeći način jednostavan način:

$$EGR = \frac{[CO_2]_u}{[CO_2]_{EGR}} \quad (4.13)$$

Nešto složeniji postupak proračuna EGR odnosa preko koncentracije  $CO_2$  na usisu i izdovu a koji uzima u obzir prisustvo vodene pare u izduvnim gasovima motora, što je obavezno slučaj kod motora u eksploataciji a kod laboratorijskih ispitivanja se može podesiti da izduvni gasovi EGR-a ne sadrže vodenu paru. Ovo je slučaj koji se javlja ako se recirkulisani gasovi dovoljno ohlade da se vodena para kondenzuje a kasnije se na pogodan način odstrani da ne bi dospela u cilindar motora.

Treba, međutim napomenuti da su napred iznete masena i zapreminska metoda definisanja EGR-odnosa verovatno najbolje za dizel motore, pošto je kod njih pri niskim opterećenjima koncentracija  $CO_2$  u usisnom sistemu veoma niska i teško se meri. Alternativni pristup koji bi mogao odgovarati dizel motoru je da se izmeri nivo kiseonika u usisnoj i izduvnoj cevi.

U daljem toku teksta će biti ukratko prikazan matematički postupak dobijanja formule za proračun EGR-odnosa preko koncentracije ugljendioksida na usisu i izduvu motora u slučaju da motor radi sa recirkulisanim izduvnim gasovima u kojima ima vodene pare. Ovakva formula donekle usložnjava proračun vrednosti EGR-odnosa u odnosu na ranije navedenu ali daje nešto tačniju vrednost.



Slika 4.9 Uprošćena skica EGR toka na istraživačkom motoru

Na slici 4.9 data je uprošćena shema EGR toka radi analize i definisanja količine recirkulisanih izduvnih gasova u slučaju da se vodena para nalazi u gasovima. Protoci u označenim tačkama 1, 2, 3 i 4, na slici predstavljaju:

$$t1...m_1 = m_v$$

$$t2...m_2 = m_v + m_{EGR}$$

$$t3...m_3 = m_v + m_{EGR} + m_g$$

$$t4...m_4 = m_v + m_g$$

Ovde su:

$m_1$  - maseni protok čistog vazduha

$m_2$  - maseni protok smeše EGR-gasova i vazduha

$m_3$  - maseni protok izduvnih gasova pre EGR grane

$m_4$  - maseni protok izduvnih gasova posle EGR grane

$m_v$  - maseni protok vazduha

$m_{EGR}$  - maseni protok EGR gasova

$m_g$  - maseni protok goriva

Sastav izduvnih gasova u pojedinim tačkama je:

t1... vazduh ( $O'_2, N'_2$ )

t2... smeša vazduha i izd. gasova ( $O'_2, N'_2, CO'_2, H_2O', CO', H'_2$ )

t3... izduvni gasovi ( $O'_2, N'_2, CO'_2, H_2O', CO', H'_2$ )

t4... izduvni gasovi ( $O'_2, N'_2, CO'_2, H_2O', CO', H'_2$ )

Ovo je sastav izduvnih gasova računato u odnosu na suve produkte, a komponente  $CO', H'_2$  bi mogle da se zanemare s obzirom da je njihova koncentracija u izduvnim gasovima dizel motora jako niska. Maseni protoci vazduha i smeše vazduha i EGR-a po komponentama dati su u izrazima:

$$m_v = m_{N_2, V} + m_{O_2, V}$$

$$m_2 = m_{N_2, 2} + m_{O_2, 2} + m_{CO_2, EGR} + m_{H_2O, EGR}$$

gde su:

$m_v$  - maseni protok vazduha

$m_2$  - maseni protok smeše gasova u tački 2

$m_{N_2, V}$  - maseni protok azota u vazduhu

$m_{O_2, V}$  - maseni protok kiseonika u vazduhu

$m_{N_2, 2}$  - maseni protok azota u smeši u tački 2

$m_{O_2, 2}$  - maseni protok kiseonika u smeši u tački 2

$m_{CO_2, EGR}$  - maseni protok ugljendioksida u EGR

$m_{H_2O, EGR}$  - maseni protok vodene pare u EGR

Tako su sada masene koncentracije ugljendioksida u struji EGR (izduvni gasovi) i usisnoj grani jednake:

$$x_1 = x_{EGR} = \frac{m_{CO_2, EGR}}{m_{EGR}} - \text{masena koncentracija ugljendioksida izduvu}$$

$$x_2 = \frac{m_{CO_2, EGR}}{m_v + m_{EGR}} - \text{masena koncentracija ugljendioksida u usisu}$$



Ako se izrazi izjednače i reše po  $m_{EGR}$  dobija se:

$$m_{EGR} = \frac{x_2}{x_{EGR} - x_2} m_V \quad (4.14)$$

pa je sada stepen recirkulacije s obzirom na izraz:

$$\% EGR = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_V} \quad (4.15)$$

Jednak:

$$\% EGR = \frac{x_2}{x_{EGR}} \times 100 \quad [\%] \quad (4.16)$$

pošto je u prethodnom izrazu količina recirkulisanih gasova definisana u odnosu na suve produkta sagorevanja uvešće se oznaka  $s$  (za suve produkte):

$$\% EGR_s = \frac{x_{2,s}}{x_{EGR,s}} \times 100 \quad [\%] \quad (4.17)$$

ovde je:

$x_{2,s}$  - masena koncentracija ugljen-dioksida u izduvu u odnosu na suve produkte sagorevanja,

$x_{EGR,s}$  - masena koncentracija  $CO_2$  u usisu u odnosu na suve produkte sagorevanja

Gasnim analizatorima može biti određen procentualni sadržaj kiseonika, ugljenmonoksida i ugljen-dioksida, a sadržaj azota se dobija iz jednačine:

$$N_2' = 100 - (O_2' + CO' + CO_2') \quad (4.18)$$

Na osnovu procentualnog sadržaja pojedinih komponenti moguće je izračunati zapreminske udele tih komponenti:

$$y_{CO_2}' = \frac{CO_2'}{100} \quad - \text{zapreminski udeo ugljen-dioksida u suvim produktima}$$

sagorevanja

$$y_{O_2}' = \frac{O_2'}{100} \quad - \text{zapreminski udeo kiseonika u suvim produktima}$$

$$y_{N_2}' = \frac{N_2'}{100} \quad - \text{zapreminski udeo azota u suvim produktima}$$

sada je moguće uspostaviti vezu masenih i zapreminskih koncentracija ugljendioksida u usisu i izduvu prema sledećoj opštoj formuli:

$$x_i = \frac{y_i \mu_i}{\sum y_i \mu_i} = \frac{y_i \mu_i}{\mu_{sm}} \quad (4.19)$$

ovde je:

$y_i$  - zapreminski udeo i-te komponente u smeši

$\mu_i$  - molarna masa i-te komponente u smeši

$\sum y_i \mu_i = \mu_{sm}$  - molarna masa smeše

molarna masa smeše EGR gasova iznosi:

$$\mu_{sm,EGR} = y_{CO_2,EGR} \mu_{CO_2} + y_{H_2O,EGR} \mu_{H_2O} + y_{O_2,EGR} \mu_{O_2} + y_{N_2,EGR} \mu_{N_2} \quad (4.20)$$

ako se iskoriste vrednosti koncentracija koju daje analizator onda se prethodni izraz može napisati u sledećem obliku:

$$\mu_{sm,EGR} = 0.44 CO_{2,EGR} + 0.18 H_{2O,EGR} + 0.32 O_{2,EGR} + 0.28 N_{2,EGR} \quad (4.21)$$

molarna masa smeše u usisnoj grani iznosi:

$$\mu_{sm,2} = y_{CO_2,2} \mu_{CO_2} + y_{H_2O,2} \mu_{H_2O} + y_{O_2,2} \mu_{O_2} + y_{N_2,2} \mu_{N_2} \quad (4.22)$$

a to znači:

$$\mu_{sm,2} = 0.44 CO_{2,2} + 0.18 H_{2O,2} + 0.32 O_{2,2} + 0.28 N_{2,2} \quad (4.23)$$

tako su sada masene koncentracije ugljendioksida u usisu i izduvu jednake:

$$x_{EGR} = \frac{y_{CO_2,EGR} \mu_{CO_2}}{\mu_{sm,EGR}} \quad (4.24)$$

$$x_2 = \frac{y_{CO_2,2} \mu_{CO_2}}{\mu_{sm,2}}$$

Ako se podesi da EGR na stvarnom motoru radi sa realnim produktima sagorevanja u kojima ima i vodene pare mora se preći na vlažne produkte sagorevanja, ako se želi tačniji proračun EGR-stepena. Količina vodene pare u realnim izduvnim gasovima, računato u odnosu na suve produkte iznosi:

$$H_2O' = 0.528N_2' - 2O_2' - 2CO_2' - CO' \quad (4.25)$$

ovo se dobija merenjem i uz prethodno izračunatu koncentraciju azota, količina vodene pare je potpuno poznata. Sada se masene koncentracije ugljendioksida i vodene pare u realnim produktima mogu prikazati sledećim izrazima:

$$x_{CO_2, EGR, vl} = \frac{m_{CO_2, EGR, vl}}{m_{EGR, vl}} = x_1 \quad (4.26)$$

$$x_{H_2O, EGR, vl} = \frac{m_{H_2O, EGR, vl}}{m_{EGR, vl}} = x_3$$

izjednačavanjem izraza dobija se maseni protok vodene pare sa realnim EGR gasovima:

$$m_{H_2O, EGR, vl} = \frac{x_3}{x_1} m_{CO_2, EGR, vl} \quad (4.27)$$

S obzirom na ranije izvedeni izraz za maseni protok EGR-gasova i masenu koncentraciju ugljendioksida u tom protoku, maseni protok ugljendioksida sada je jednak:

$$m_{CO_2, EGR} = \frac{x_{EGR} x_2}{x_{EGR} - x_2} m_V \quad (4.28)$$

Konačno maseni protok realnih EGR-gasova u sistemu recirkulacije dat je izrazom:

$$m_{EGR} = \frac{x_{2,s}}{x_{EGR,s} - x_{2,s}} \left( 1 + \frac{x_3}{x_1} x_{EGR,s} \right) m_V \quad (4.29)$$

tako da je količina recirkulisanih izduvnih gasova jednaka:

$$\%EGR = \frac{x_{2,s}}{x_{EGR,s}} \left( \frac{x_1 + x_{EGR,s}x_3}{x_1 + x_{2,s}x_3} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (4.30)$$

u ovoj jednačini su:

$x_{2,s}$  - masena koncentracija ugljendioksida u usisu računato u odnosu na suve produkte sagorevanja

$x_{EGR,s}$  - masena koncentracija ugljendioksida u izduvu (EGR- grani) računato u odnosu na suve produkte sagorevanja

$x_1$  - masena koncentracija ugljendioksida u realnim produktima sagorevanja

$x_3$  - masena koncentracija vodene pare u realnim produktima sagorevanja

Ako se odgovarajuće koncentracije izraze preko procentualnog sadržaja, u suvim produktima sagorevanja kiseonika, ugljendioksida i ugljenmonoksida, a što inače daju analizatori, onda se uz izračunatu vrednost sadržaja azota masene koncentracije  $CO_2$  mogu izraziti kao:

$$x_{EGR,s} = \frac{0.44CO_{2(iz)}'}{28 + 0.16CO_{2(iz)}' + 0.04O_{2(iz)}'} \quad (4.31)$$

$$x_{2,s} = \frac{0.44CO_{2(us)}'}{28 + 0.16CO_{2(us)}' + 0.04O_{2(us)}'}$$

$$x_1 = \frac{0.44CO_{2(iz)}'}{\mu_{sm,vl}} = x_{CO_2,EGR,vl} \quad (4.32)$$

$$x_3 = \frac{0.18H_2O_{(iz)}'}{\mu_{sm,vl}} = x_{H_2O,EGR,vl}$$

pri čemu je molarna masa realnih produkata sagorevanja jednaka:

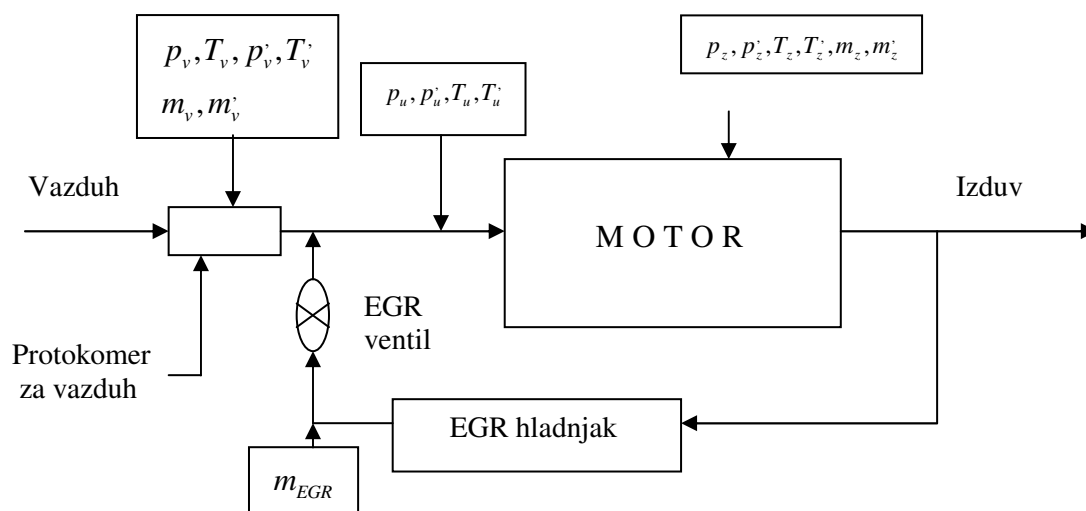
$$\mu_{sm,vl} = 37.504 - 0.29504CO_2' - 0.41504O_2' - 0.27504CO' \quad (4.33)$$

$$H_2O' = 52.8 - 2.528CO_2' - 2.528O_2' - 1.528CO' \quad (4.34)$$

oznake (us) i (iz) označavaju mesto uzimanja uzorka gasa radi analize (usis ili izduv).

Smenom vrednosti u prethodne izraze i njihovim uvrštavanjem u konačnu formulu za količinu EGR-gasova, moguće je direktno dobiti stepen recirkulacije analizom sadržaja izduvnih i usisnih gasova motora

#### 4.2.1.4. Određivanje EGR odnosa iz masenog protoka vazduha



Slika 4.10 Skica za proračun protoka EGR gasova

$$pV = mRT$$

$$m_z = \frac{p_z V_z}{R_{v,EGR} T_z} \quad (4.35)$$

$$m'_z = \frac{V_z p'_z}{R_{v,EGR} T'_z} = m'_l + m_{EGR} \quad (4.36)$$

Iz jednačina 3.9 i 3. 10 može se dobiti:

$$\frac{m'_z}{m_z} = \frac{V_z p'_z}{R_{v,EGR} T'_z} \frac{R_{v,EGR} T_z}{V_z p_z} \quad (4.37)$$

S obzirom da je  $R_{v,EGR} \approx R_v$  odavde je

$$\frac{m'_z}{m_z} = \frac{p'_z}{p_z} \frac{T_z}{T'_z} \quad 3.12$$

$$m'_z = m_z \frac{p'_z}{p_z} \frac{T_z}{T'_z} = m_l \frac{p'_z}{p_z} \frac{T_z}{T'_z} \quad (4.38)$$

Ovde je:

$m_l$  - maseni protok vazduha bez EGR

$m'_l$  - maseni protok vazduha sa EGR

Kako se zna da je

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m'_z} = \frac{m'_z - m'_l}{m'_z} = 1 - \frac{m'_l}{m'_z} \quad (4.39)$$

gde je

$m_{EGR}$  - maseni protok EGR gasova

Koristeći jednačine 3.13 i 3.14 može se napisati da je:

$$EGR = 1 - \frac{m'_l}{m_l \frac{p'_z}{p_z} \frac{T_z}{T'_z}} = 1 - \frac{m'_l p_z T'_z}{m_l p'_z T_z} \cdot 100\% \quad (4.40)$$

Ako je

$$\frac{T'_z}{T_z} \approx \frac{T'_u}{T_u} \quad \text{i takođe} \quad \frac{p_z}{p'_z} \approx \frac{p_u}{p'_u}$$

Dobija se da je:

$$EGR = 1 - \frac{m'_l p_u T'_u}{m_l p'_u T_u} \quad (4.41)$$

$$\text{S obzirom da je} \quad \frac{p_u T'_u}{p'_u T_u} \approx 1$$

može se konačno napisati:

$$EGR = 1 - \frac{m'_l}{m_l} \quad (4.42)$$

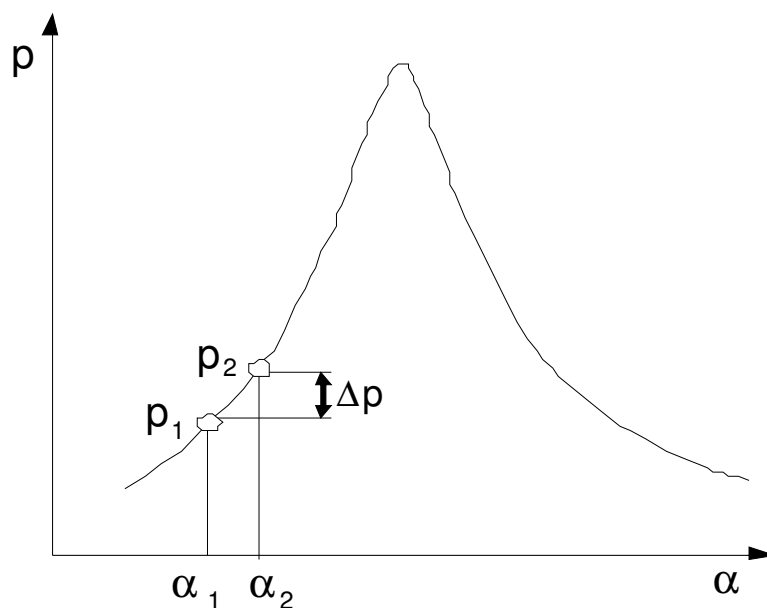
Što daje dovoljno tačno proračunatu vrednost EGR odnosa na osnovu masenih protoka vazduha *sa i bez* EGR gasova, a što se prilično tačno može izmeriti.

#### **4.2.2 Obrada snimljenog toka pritiska**

Snimljeni tok pritiska u cilindru motora koji se najčešće naziva “indikatorski dijagram motora” sadrži izuzetno važne informacije o radnom procesu motora. To su pre svega veličine koje karakterišu proces sagorevanja kao što su diferencijalni i integralni tok (ili zakon) oslobađanja toplote, koji se često nazivaju zakonima sagorevanja. Isto tako, iz snimljenog indikatorskog dijagrama se može dobiti srednji indikatorski pritisak (specifični indikatorski rad ciklusa), specifični rad izmene radne materije i sl.. Da bi se dobile navedene veličine neophodno je izvršiti termodinamičku obradu snimljenog toka pritiska.

##### **4.2.2.1. Pozicioniranje linije snimljenog pritiska**

Piezoelektrični davači pritiska kakvi se koriste pri indiciranju motora, i kakav je korišćen i tokom ovih ispitivanja, daju praktično razliku pritiska i podložni su tzv. „nultom driftu“ tj. pomeranju nulte linije. To praktično znači da apsolutni nivo pritiska nije poznat i potrebno ga je odrediti nekom od metoda.



Slika 4.11 Termodinamička metoda određivanja apsolutnog nivoa pritiska

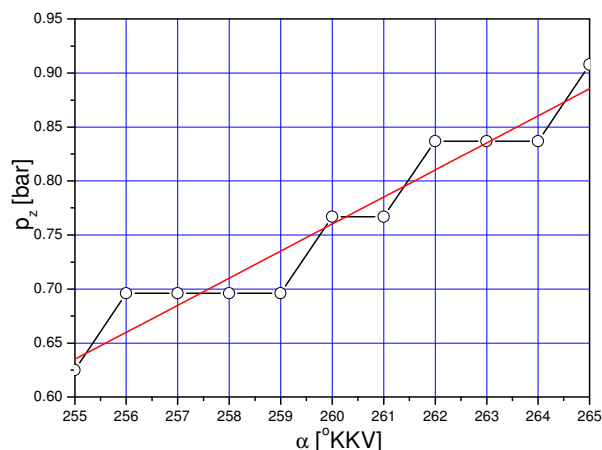
Relativno gruba procena apsolutne vrednosti pritiska u cilindru za vreme otvorenosti usisnog ventila bi se mogla dobiti upoređenjem snimljenog pritiska u cilindru sa srednjom vrednosti pritiska u usisnom kolektoru izmerenom nekom, čak jednostavnijom metodom, npr. pomoću U-cevi. Pored toga što zahteva merenje pritiska u usisnoj cevi motora, ova metoda ipak predstavlja relativno grubu aproksimaciju jer srednja vrednost pritiska u usisnoj cevi ne odgovara u potpunosti stvarnoj vrednosti u toku otvorenosti usisnog ventila i osim toga postoji određeni pad pritiska između usisnog sistem i cilindra motora na samom usisnom ventilu. Greška bi mogla biti na nivou 0.2-0.3 bar, što je ipak znatno manje od „nultog drifta“ piezoelektričnog davača pritiska u cilindru koji može biti i nekoliko bara.

U literaturi se predlaže „termodinamička metoda“ određivanja apsolutnog nivoa snimljenog toka pritiska koja se bazira na posmatranju razlike pritiska u dve karakteristične tačke u toku sabijanja i upoređenju ove razlike sa teorijskim porastom pritiska u datom intervalu [41, 201]. Na slici 4.11 prikazana je linija sabijanja i posmatrana razlika pritiska  $\Delta p$ . Ako se pretpostavi da između tačaka 1 i 2 linija pritiska zadovoljava jednačinu politrope:

$$p_{z1} V_{z1}^n = p_{z2} V_{z2}^n \quad (4.43)$$

onda se apsolutni nivo pritiska u tački 1 dobija na osnovu razlike  $\Delta p = p_2 - p_1$





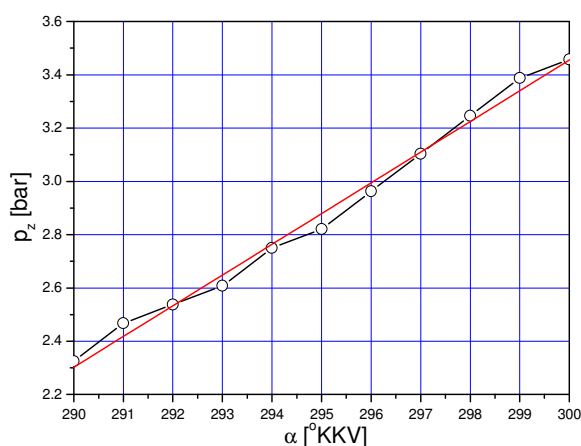
Slika 4.12 – Snimljene vrednosti pritiska u okolini tačke  $\alpha_1=260$  °KKV

$$p_{z1} = \frac{\Delta p}{\left[ \left( \frac{V_{z1}}{V_{z2}} \right)^n - 1 \right]} \quad (4.44)$$

Tačke 1 i 2 treba tako odabrati da se u najvećoj meri smanji uticaj fenomena koji se samo približno uzimaju u obzir (prelaz toplote, nezaptivenost), dakle, u početnom delu sabijanja kada je razlika temperature gasa i zida cilindra mala i kada je pritisak relativno nizak. Pri tome treba voditi računa da su tačke dovoljno daleko od zatvaranja usisnog ventila kako bi se izbegli poremećaji u toku pritiska usled samog zatvaranja ventila. Preporučuju se tačke  $\alpha_1=260$  °KKV i  $\alpha_2=295$ °KKV [Tomić1,Hohenberg1]. Za dizel motore se takođe preporučuje vrednost eksponenta politrope  $n=1.37$ . Iskustvo pokazuje da u posmatranom delu sabijanja eksponent politrope ima vrednost blisku navedenoj. Osim toga, njegov uticaj na rezultat nije veliki tako da moguća odstupanja ne prouzrokuju veće greške.

Znatno veći direktan uticaj na tačnost rezultata ima očitana razlika pritiska  $\Delta p$  (reda veličine 1.5-2 bar) jer je merni signal pritiska uvek superponiran sa poremećajima slučajnog karaktera. Ako se, npr. pretpostavi najnepovoljniji slučaj da je u posmatranoj tački  $\alpha_1$  poremećaj (šum) umanjio za izvesnu vrednost signal pritiska a u tački  $\alpha_2$  poremećaj povećao stvarnu vrednost, razlika pritiska  $\Delta p$  će biti znatno veća od stvarne i obrnuto u suprotnom slučaju razlika može biti znatno manja od stvarne. To se lepo može videti na slikama 4.12 i 4.13 gde su prikazane snimljene vrednosti pritiska u okolini pomenutih tačaka  $\alpha_1=260^\circ\text{KKV}$  i  $\alpha_2=295^\circ\text{KKV}$  (kružići spojeni punom linijom).

Ovakve greške se mogu znatno umanjiti ako se izvrši aproksimacija vrednosti

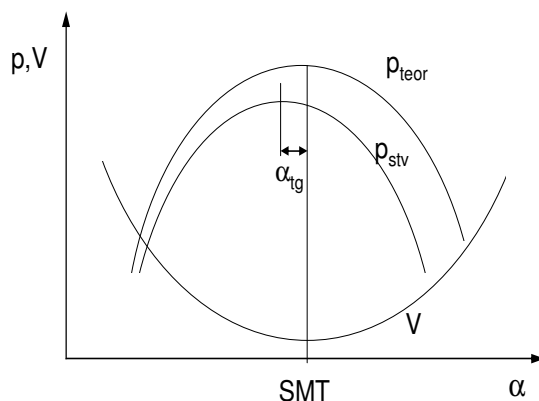


Slika 4.13 Snimljene vrednosti pritiska u okolini tačke  $\alpha_1=295^\circ\text{KKV}$

pritiska u posmatranim tačkama (koja može biti čak i linearna, što je na dijagramima prikazano pravom linijom) i na osnovu takve aproksimacije odredi potrebna razlika pritiska. Čak je dovoljno da se umesto snimljenih vrednosti u tačkama 1 i 2 koriste srednje vrednosti za nekoliko tačaka ispred i iza posmatranih tačaka  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$  :

$$p_{zj} = \frac{p_{zj-5} + p_{zj-4} + \dots + p_{zj} + \dots + p_{zj+5} + p_{zj+5}}{11} \quad (4.45)$$

Sinhronizacija toka pritiska i ugla kolenastog vratila motora (sinhronizacija po apcisnoj osi) se svodi na problem tačnog određivanja položaja spoljnje mrtve tačke, SMT. Poznato je da se putem registrovanja pomeranja klipa (npr. kroz otvor za



Sika 4.14 – Termodinamički ugao gubitaka

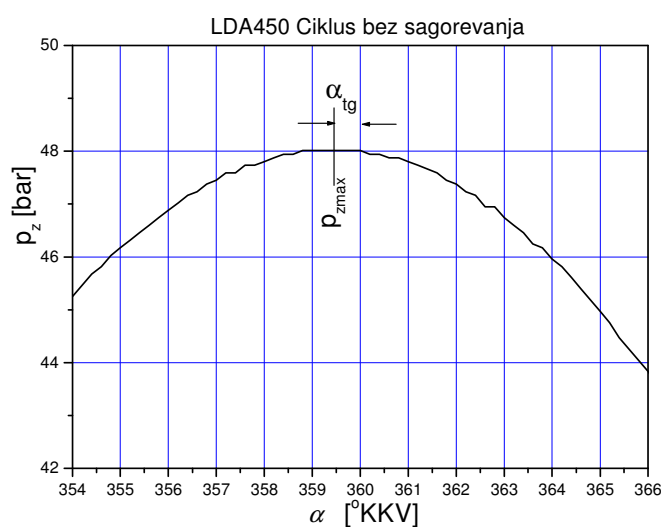
postavljanje brizgača) čak i preciznim mehaničkim uređajima vrlo teško može odrediti tačan položaj SMT jer je pomeranje klipa u neposrednoj okolini SMT veoma malo. S druge strane, poznato je da i male greške u položaju SMT prouzrokuju značajne greške u obradi snimljenog indikatorskog dijagrama. Smatra se da greška određivanja položaja SMT za 1°KKV (a što je veoma lako moguće s obzirom da je pomeranje klipa za 1°KKV oko 0.01 mm), daje grešku u izračunatom srednjem indiciranom pritisku (specifičnom indiciranom radu) čak oko 10%. Zbog toga je potrebno što tačnije odrediti položaj SMT i u tom cilju se preporučuje posmatranje toka pritiska čistog sabijanja, bez sagorevanja i primena termodinamičke metoda. Ovakav pristup zahteva snimanje toka pritiska bez sagorevanja, što nije teško realizovani, jednostavnim prekidom procesa ubrizgavanja u toku rada motora. S obzirom da se u konkretnom slučaju radi o jednocilindričnom motoru, pri prekidu ubrizgavanja broj obrtaja motora relativno brzo opada, ali se ipak mogu iskoristiti prvi snimljeni ciklusi neposredno nakon prekida ubrizgavanja goriva.

U idealnom slučaju, ukoliko pri sabijanju gasa ne bi bilo nikakvih gubitaka, položaj maksimalnog pritiska i minimalne zapremine bi se poklopio. U stvarnosti, zbog gubitaka nastalih usled prelaza toplote i gubitka mase (nezaptivenosti) maksimum pritiska je pomeren unapred u odnosu na položaj minimalne zapremine. Ovo pomeranje je definisano kao termodinamički ugao gubitaka  $\alpha_{tg}$  [41, 42] i principijelno je prikazano na slici. 4.14. Vrednosti termodinamičkog ugla gubitaka se u zavisnosti od vrste motora i režima rada mogu kretati u intervalu od nekoliko desetih delova stepena do par stepeni kolenastog vratila.

U konkretnom slučaju, ranija ispitivanja na predmetnom motoru su pokazala da se vrednosti termodinamičkog ugla gubitaka kreću u intervalu 0.4-0.8 °KKV, u zavisnosti od režima rada motora [41], pa je sa tim vrednostima izvršena sinhronizacija toka pritiska i ugla kolenastog vratila. Na slici 4.15 je prikazan snimljeni tok pritiska čistog sabijanja (bez sagorevanja) u neposrednoj okolini SMT i pozicioniranje SMT.

#### 4.2.2.2. Određivanje zakona oslobađanja toplote

Radni prostor dizel motora može se posmatrati kao otvoreni termodinamički



Slika 4.15 Snimljeni tok pritiska bez sagorevanja u okolini SMT

sistem, slika 4.17. Na radnu materiju u cilindru motora odnosno na gas promenljivog sastava i mase može se primeniti prvi zakon termodinamike u obliku :

$$dQ = dU + dW \quad (4.46)$$

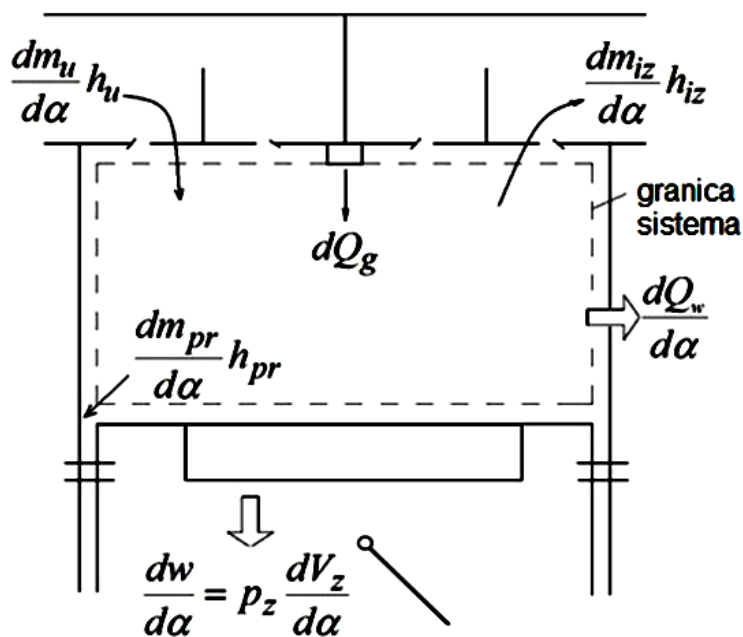
gde je:

$dU$  - promena unutrašnje energije

$dW = p_z dV_z$  - elementarni mehanički rad

Ovde je  $dQ$  elementarna ukupna dovedena energija u otvoreni termodinamički sistem – cilindar dizel motora, slika 4.16.

Energija  $dQ$  sadrži količinu toplote  $dQ_g$  nastalu oslobađanjem unutrašnje hemijske energije goriva u procesu sagorevanja, energiju (toplotu) koja se gubi kroz granice termodinamičkog sistema, odnosno zidove radnog prostora  $dQ_w$  i energiju u obliku entalpije koja prolazi kroz usisno - izduvne elemente sistema razvoda radne materije i energiju (entalpiju) koja se gubi usled protoka radnog gasa kroz procepe i zazore u radnom prostoru motora, pre svega između klipa i cilindarske košuljice.



Slika 4.16 Termodinamički sistem cilindra dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem

Tako se može napisati:

$$dQ = dQ_g - dQ_w + dm_u h_u - dm_{iz} h_{iz} - dm_{pr} h_{pr} \quad (4.47)$$

gde je:

$dQ$  - elementarna promena ukupne energije unete u cilindar motora (iznete iz cilindra)

$dQ_g$  - elementarna količina energije oslobodena u procesu sagorevanja ciklusne količine goriva

$dm_{iz} h_{iz}$  - elementarna entalpija gasa koji prolazi kroz izduvni ventil motora

$dm_u h_u$  - elementarna entalpija gasa koji ulazi kroz usisni ventil motora

$dm_{pr}h_{pr}$  - elementarna entalpija gasa koji ističe kroz nezaptivena mesta u cilindru motora (uglavnom kroz zazore klipno-cilindarskog sklopa)

$dQ_w$  - elementarna količina energije (toplote) koja se preda zidovima radnog prostora konvekcijom i zračenjem

Promena unutrašnje energije iznosi:

$$dU = d(mu) = mdu + udm \quad (4.48)$$

tako da se dalje može pisati:

$$dQ = mdu + udm + p_z dV_z = dQ_g - dQ_w + \sum_i h_i dm_i \quad (4.49)$$

ovde je:  $\sum_i h_i dm_i$  - opšti oblik svih entalpija

odakle je:

$$dQ_g = dQ_w - \sum_i h_i dm_i + mdu + udm + p_z dV_z \quad (4.50)$$

Gornji izraz pokazuje raspodelu energije dobijene sagorevanjem goriva.

Elementarna promena mase u cilindru motora iznosi:

$$dm = dm_u - dm_{iz} - dm_{pr} \quad (4.51)$$

gde su:

$dm_u, dm_{iz}, dm_{pr}$  - elementarne mase koje ulaze, izlaze ili istrujavaju kroz procepe iz radnog prostora.

U cilju izvesnog uprošćenja problema može se pretpostaviti da u toku visokopritisnog dela ciklusa nema propuštanja gasa kroz razvodne organe (usisni i izduvni ventil su zatvoreni). Ovo je realna pretpostavka u slučaju dizel motora kada su sklopovi ventila u ispravnom stanju. Naravno, ne treba gubiti iz vida da i u tom slučaju ipak postoji izvesno, veoma malo, prostrujavanje radnog gasa iz radnog prostora, ali se ta količina gasa kao srazmerno mala može zanemariti što nema većih posledica po tačnost primenjenog modela proračuna energetske transformacije goriva u toplotu u procesu sagorevanja.

Kod dizel motora, s obzirom na to da se komprimuje čist vazduh, pri zatvorenim usisnim i izduvnim ventilima prisutno je curenje kroz procepe samo vazduha, bez

prisustva goriva u cilindrima. U tom slučaju elementarna promena mase gasa i njegove entalpije je:

$$dm = -dm_{pr}; \quad \sum_i h_i dm_i = -dm_{pr} h_{pr} \quad (4.52)$$

s tim što je entalpija mase koja istrujava kroz procepe entalpija mase u cilindru, tj.  $h_{pr}=h$ .

Kada se kod dizel motora ubrizga gorivo na kraju procesa kompresije gornja jednačina postaje:

$$dm = dm_g - dm_{pr}; \quad \sum_i h_i dm_i = dm_g h_g - dm_{pr} h_{pr} \quad (4.53)$$

Entalpija goriva  $h_g$  je veoma mala u odnosu na njegovu toplotnu moć  $H_g$  i može se zanemariti ( $h_g \approx 0$ ). Uvođenjem jednačina i (4.11) u jednačinu (4.8), dobija se posle sređivanja:

$$dQ_g = mdu + p_z dV_z + udm_g + (h-u)dm_{pr} + dQ_w \quad (4.54)$$

ili u funkciji ugla kolenastog vratila:

$$\frac{dQ_g}{d\alpha} = m \frac{du}{d\alpha} + p_z \frac{dV_z}{d\alpha} + u \frac{dm_g}{d\alpha} + (h-u) \frac{dm_{pr}}{d\alpha} + p_z \frac{dQ_w}{d\alpha} \quad (4.55)$$

U daljem izvođenju potrebno je uvesti jednačinu stanja idealnog gasa u diferencijalnom obliku. Jednačina stanja idealnog gasa glasi:

$$p_z V_z = mRT_z \quad (4.56)$$

A u diferencijalnom obliku ista jednačina ima oblik:

$$\frac{1}{p_z} \frac{dp_z}{d\alpha} + \frac{1}{V_z} \frac{dV_z}{d\alpha} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\alpha} + \frac{1}{T_z} \frac{dT_z}{d\alpha} \quad (4.57)$$

Termodinamička svojstva radnog gasa u cilindru dizel motora su funkcija pritiska, temperature i sastava gasa. Kompozicija gasa odnosno gasne smeše pre sagorevanja kod dizel motora je čist vazduh pomešan sa zaostalim produktima sagorevanja iz prethodnog ciklusa ili od recirkulacije izduvnih gasova – EGR. Po završetku procesa sagorevanja sastav gasa je jednak sastavu produkata sagorevanja i zavisi od sastava primenjenog pogonskog goriva i sastava smeše. Uobičajeno je da se sastav smeše definiše pomoću koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$

$$\lambda = \frac{m_v}{m_g L_0} \quad (4.58)$$

gde je:

$m_v$  - masa vazduha u cilindru

$m_g$  - masa ciklusne količine goriva

$L_0$  - steheometrijska količina vazduha

Tako je:

$$u = u(p_z, T_z, \lambda) \quad (4.59)$$

$$R = R(p_z, T_z, \lambda) \quad (4.60)$$

a odgovarajući diferencijali su:

$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{\partial u}{\partial p_z} \frac{dp_z}{d\alpha} + \frac{\partial u}{\partial T_z} \frac{dT_z}{d\alpha} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{dt} \quad (4.61)$$

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{\partial R}{\partial p_z} \frac{dp_z}{d\alpha} + \frac{\partial R}{\partial T_z} \frac{dT_z}{d\alpha} + \frac{\partial R}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{dt} \quad (4.62)$$

Posle zamene jednačina (4.57), (4.61) i (4.62) u jednačinu (4.55) dobija se tzv. diferencijalni tok oslobađanja toplote, ili brzina oslobađanja toplote,  $dQ_g/d\alpha$  a numeričkim rešenjem diferencijalne jednačine (4.55) integralni (ili kumulativni) tok oslobađanja toplote  $Q_g(\alpha)$ . Pri tome mora biti poznat tok pritiska u cilindru  $p_z = f(\alpha)$  i diferencijal pritiska  $dp_z/d\alpha$ , masa usisnog punjenja na početku kompresije  $m_0$  i vrednost koeficijenta viška vazduha  $\lambda$  koji definiše sastav smeše. Takođe, potrebni su i odgovarajući modeli koji opisuju termodinamičke osobine radne materije i zakonitost prelaza toplote između radnog gasa i zidova radnog prostora -  $dQ_w/d\alpha$ .

Često se radi uporedljivosti rezultata kod različitih motora uvode tzv. normalizovane vrednosti za diferencijalni i integralni tok oslobađanja toplote, deljenjem navedenih veličina sa količinom toplote koja se uvodi u motor ciklusnom količinom goriva:

$$x = \frac{Q_g}{Q_{g0}}, \quad \frac{dx}{d\alpha} = \frac{1}{Q_{g0}} \frac{dQ_g}{d\alpha} \quad (4.63)$$

gde je:  $Q_{g0} = m_{g0} \cdot H_g$ ;  $m_{g0}$  – ciklusna količina goriva,  $H_g$  – donja toplotna moć goriva

Razmena toplote između gasa i zidova ostvaruje se uglavnom konvektivnim putem i jednim delom zračenjem iz zone plamena u toku procesa sagorevanja,



uglavnom kod dizel motora. Za modeliranje prenosa toplote konvekcijom može se koristiti poznata Njutnova relacija za konvektivni prelaz toplote u obliku:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \cdot A_w (T_g - T_w) \quad (4.64)$$

gde je:

$\frac{dQ_w}{dt}$  - toplotni fuks između gasa i zida radnog prostora

$\alpha_w$  - koeficijent prelaza toplote.

$A_w$  - obuhvatna površina radnog prostora.

$T_g$  - srednja temperatura gasa u radnom prostoru

$T_w$  - srednja temperatura zida (komore) radnog prostora.

Toplotni fluks između gasa i zidova radnog prostora ostvaren zračenjem se može odrediti iz relacije [6]:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \beta \cdot \sigma \cdot A_w \left( T_g^4 - T_w^4 \right) \quad (4.65)$$

gde je:

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ (Wm}^{-2} \text{ K}^{-4})$  - Stefan-Bolcmanova konstanta

$\beta$  - koeficijent proporcionalnosti

Ostale veličine imaju isto značenje kao i u relaciji (4.21). Treba uočiti da se uzima srednja temperatura gasa čime se u stvari odstupa od fizikalnosti fenomena zračenja.

U najvećem broju pristupa modeliranju ukupnog toplotnog fluksa u cilindru motora zračenje se ne uzima eksplicitno u obzir. Koristi se samo relacija (4.64) za kovektivni prenos toplote, dok se zračenje uzima u obzir implicitno, najčešće preko konstanti koje ulaze u koeficijent prelaza toplote  $\alpha_w$ , a koje se određuju na bazi eksperimentalnih ispitivanja razmenjene toplote. Praktično od poznatijih i šire prihvaćenih pristupa i modela jedino se kod jednog od autora koji se bavio ovom problematikom – Ananda, posebno računaju konvektivni prelaz toplote i prelaz toplote zračenjem, pri čemu se za konstantu u izrazu (4.65) predlaže vrednost  $\beta=0.6$  npr. u referenci [6].

Najveću nepoznanicu pri primeni relacije (4.64) predstavlja koeficijent prelaza toplote  $\alpha_w$ , s o obzirom da su fenomeni koji utiču na ovu veličinu izuzetno kompleksni. To su uglavnom termičke i fizičke osobine gasova u cilindru (vazduha i produkata

sagorevanja), naročito viskoznost, gustina, toplotna provodljivost tj. koeficijent provođenja toplote, specifična toplota, pritisak, temperatura i relativna brzina gasa u blizini unutrašnje površine zida komore za sagorevanje. Takođe od uticaja je efekat turbulencije usisnog punjenja odnosno radne materije i ciklična priroda radnog procesa. Ovom problematikom se bavio veći broj autora i šarolikost predloženih modela i znatne razlike između rezultata sami po sebi govore o kompleksnosti problema i činjenici da nije nađeno univerzalno rešenje. Uglavnom se kod većine pristupa polazi od relacije za Nuseltov broj za slučaj prelaza toplote pri turbulentnom strujanju kroz cevi i opstrujavanju ravne ploče:

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot l}{\lambda} = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (4.66)$$

gde je:

$l$  – karakteristična dimenzija (dužina)

$\lambda$  – toplotna provodljivost fluida (gasa)

$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$  - Reynoldsov broj;  $w$ -brzina;  $l$  – karakteristična dužina;  $\nu$  – kin.

viskoznost

$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda}$  - Prandlov broj;  $\rho$ -gustina

$a, m, n$  - konstante

Na bazi relacije (4.66) izvedeni su mnogi modeli, s tim što su za karakterističnu brzinu fluida i karakterističnu dimenziju (dužinu) usvajane različite veličine. Konstante su podešavane na bazi eksperimentalnih ispitivanja razmenjene toplote između gasa i zidova u cilindru, ali uglavnom na jednoj vrsti motora ili relativno ograničenom broju, tako da se i rezultati dosta razlikuju (i više od 100%) i ne mogu imati univerzalni karakter. Najpoznatije korelacije za koeficijent prelaza toplote u cilindru motora na bazi ovakvog pristupa koje, iako baziraju na teorijskom pristupu, imaju empirijski karakter date su u [200].

#### 4.2.2.2.1 Uprošćeni model proračuna toka (zakona) oslobađanja toplote

Tok oslobađanja toplote se može izvesti i na jednostavniji način koristeći uprošćeni model predložen u [201] i [43]. U [43] je pokazano da se korišćenjem

ovakvog uprošćenog modela pravi veoma mala greška, na nivou oko 0.15%, uz uslov da je ugaona rezolucija akvizicije toka pritiska dovoljno mala, što je kod eksperimentalnih ispitivanja u okviru ovog rada uveliko zadovoljeno. Zbog toga je za izračunavanje diferencijalnog i integralnog toka oslobađanja toplote u toku sagorevanja korišćen ovakav model koji je ukratko izložen u daljem tekstu.

Metoda se zasniva na posmatranju priraštaja količine toplote predate gasu (pozitivnog ili negativnog) između dve susedne diskretne tačke na liniji pritiska koju ćemo obeležiti sa  $\Delta Q$ . Ako se toj količini toplote doda količina toplote predata zidovima radnog prostora  $\Delta Q_w$ , zbir predstavlja ukupnu količinu toplote oslobođenu sagorevanjem goriva u datom intervalu  $\Delta Q_g$ . Pri tome je zanemarena količina energije koja se izgubi propuštanjem kroz nezaptivena mesta, ali koja je kod ispravnog zaptivanja zanemarljivo mala.

Dakle može se pisati:

$$\Delta Q_g = \Delta Q + \Delta Q_w \quad (4.67)$$

ovde je:

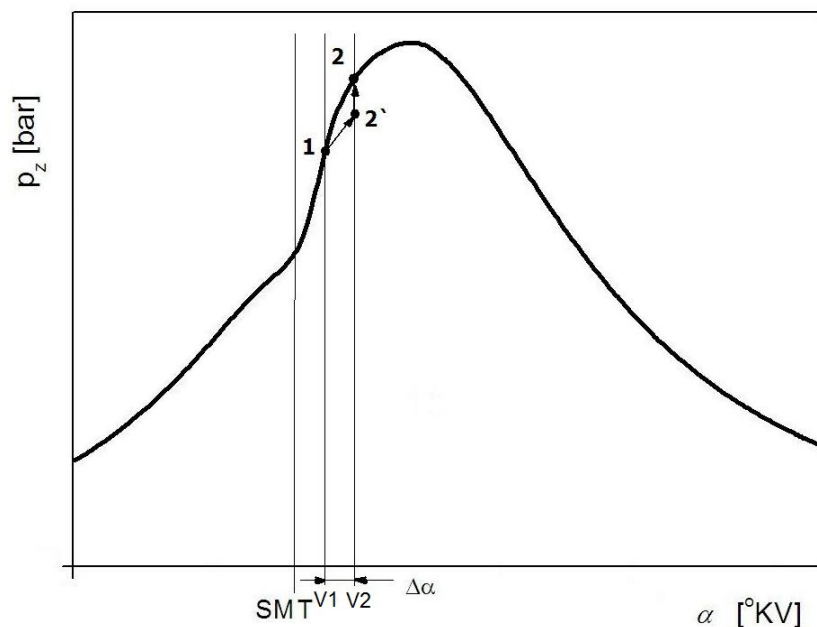
$\Delta Q_g$  - deo toplote oslobođen sagorevanjem goriva između tačaka 1 i 2

$\Delta Q$  - deo toplote koji se predaje radnom gasu između tačaka 1 i 2

$\Delta Q_w$  - deo toplote koji se predaje zidovima radnog prostora između tačaka 1 i 2.

#### 4.2.2.2.1.1. Deo toplote koja se predaje radnom gasu

Deo toplote koji se prenosi na radni gas u intervalu između posmatranih tačaka 1 i 2, povećavajući mu energetske potencijal,  $\Delta Q$ , može se virtuelno posmatrati kao da se odvija u dva koraka, kao što je prikazano na slici 4.17.



Slika 4.17 Načelni tok pritiska u cilindru i promena stanja gasa između tačaka 1 i 2

- Prvi korak je adijabatska, izentropska kompresija (ili ekspanzija) 1-2' od zapremine  $V_1$  do  $V_2$  bez prenosa toplote na gas.

- Drugi korak je izohorsko zagrevanje radnog gasa između tačaka 2'-2

Pri tome se potrebni termodinamički parametri gasa tokom ove dve termodinamičke promene mogu dobiti iz jednačine idealnog gasa za tačke 1 i 2:

$$p_z V_z = mRT_z \quad (4.68)$$

Ako se gas posmatra kao idealan onda je:

$$p_2' = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k; \quad k = \frac{c_p}{c_u} \quad (4.69)$$

$$T_1 = \frac{p_1 V_1}{mR}; \quad T_2 = \frac{p_2 V_2}{mR} \quad (4.70)$$

$$T_2' = \frac{p_2' V_2}{mR} = \frac{p_1 V_1^k V_2^{k-1}}{mR} \quad (4.71)$$

i sa ovim vrednostima  $T_1$  i  $T_2'$ :

$$\Delta Q = \Delta Q_1' = mc_v (T_2 - T_2') = \frac{c_v}{R} V_2 (p_z - p_2') \quad (4.72)$$

Gornja jednačina prikazuje priraštaj toplote između tačaka 2 i 2' tako da se konačno posle smene dobija količina toplote koja se oslobađa u procesu sagorevanja i prenosi na gas od tačke 1 do tačke 2 kao:

$$\Delta Q = \frac{c_v}{R} V_2 [p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k] \quad (4.73)$$

Primena gornje jednačine zahteva poznavanje termodinamičkih parametara gasa u komori za sagorevanje. U radu [43] prikazano je nekoliko pristupa koji se mogu koristiti za određivanje termodinamičkih parametara gasa u cilindru dizel motora kao i njihov uticaj na tačnost određivanja zakona oslobađanja toplote.

#### 4.2.2.2.1.2 Deo toplote koja se predaje zidovima radnog prostora

Radni prostor kod motora je ograničen čelom klipa (kod dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem u čelu klipa je i komora za sagorevanje), glavom motora sa ventilskim pećurkama i zidom cilindarske košuljice. Ovi elementi imaju različite temperature, a osim toga i uslovi strujanja u njihovoj okolini nisu isti, tako da i koeficijent prelaza toplote na ove elemente može imati različite vrednosti. U praksi se ipak najčešće računa sa istom vrednošću koeficijenta prelaza toplote i različitim temperaturama površine ovih elemenata. Tako se može pisati:

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = \alpha_w \sum_{i=1}^3 A_{wi} (T_g - T_{wi}) \quad (4.74)$$

Dodirna površina između gasa, s jedne strane, i čela klipa i cilindarske glave, s druge strane, se ne menja bez obzira na pravolinijsko oscilatorno kretanje klipa u cilindru, dok se površina cilindarske košuljice stalno menja zavisno od položaja klipa. Takođe i temperatura cilindarske košuljice je znatno veća pri vrhu nego pri dnu.

Ako se kao i u slučaju predaje toplote radnom gasu posmatra količina toplote razmenjena sa zidovima radnog prostora između posmatranih diskretnih tačaka 1 i 2,  $\Delta Q_w$ , pri čemu je protekao interval vremena  $\Delta t$ , može se pisati:

$$\Delta Q_w = [\alpha_w \sum_{i=1}^3 A_{wi} (T_g - T_{wi})] \Delta t \quad (4.75)$$

odnosno, ako se parametri prate u funkciji od ugla kolenastog vratila  $\Delta\alpha$  imamo:

$$\Delta Q_w = [\alpha_w \sum_{i=1}^3 A_{wi} (T_g - T_{wi})] \frac{\Delta\alpha}{6n} \quad (4.76)$$

gde je:

$\Delta\alpha = 6n\Delta t$  - ugaoni priraštaj od tačke 1 do tačke 2

$n$  - broj obrtaja motora (o/min)

Već je ranije rečeno da je koeficijent prelaza toplote  $\alpha_w$  veoma delikatna veličina za tačno definisanje i da postoji dosta izraza za njegovo određivanje, kao rezultat istraživanja velikog broja autora, ali koji ipak nemaju univerzalni karakter. U ovom radu je korišćena relacija koju je predložio Hoenberg [202]:

$$\alpha_w = 0,013 V_z^{-0,06} p_z^{0,8} T_z^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8} \quad , \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}] \quad (4.77)$$

gde je:

$V_z$  - trenutna zapremina radnog prostora

$p_z$  - pritisak i temperatura gasa u cilindru motora

$c_m$  - srednja brzina klipa;  $c_m = \frac{S n}{30}$  (m/s);  $S(m)$  - hod klipa;  $n(o/min)$  - broj

obrtaja motora.

U program za proračun toka oslobađanja toplote realizovan na bazi izloženog modela ugrađeni su i drugi poznati modeli za koeficijent prelaza toplote koji se mogu alternativno koristiti, npr. relacije Vošnjija i Ananda [200]. Treba ipak reći da je proračunata razmenjena toplota između gasa i zidova radnog prostora ipak više procena nego pouzdan rezultat u apsolutnom iznosu. Prvo, koji god model za koeficijent prelaza toplote da se koristi, on je baziran na ograničenom broju eksperimentalnih podataka i teško može biti univerzalan za sve kategorije motora. Drugo, tačne temperature zidova radnog prostora nisu poznate. Njihovo direktno merenje je vrlo zahtevan i komplikovan

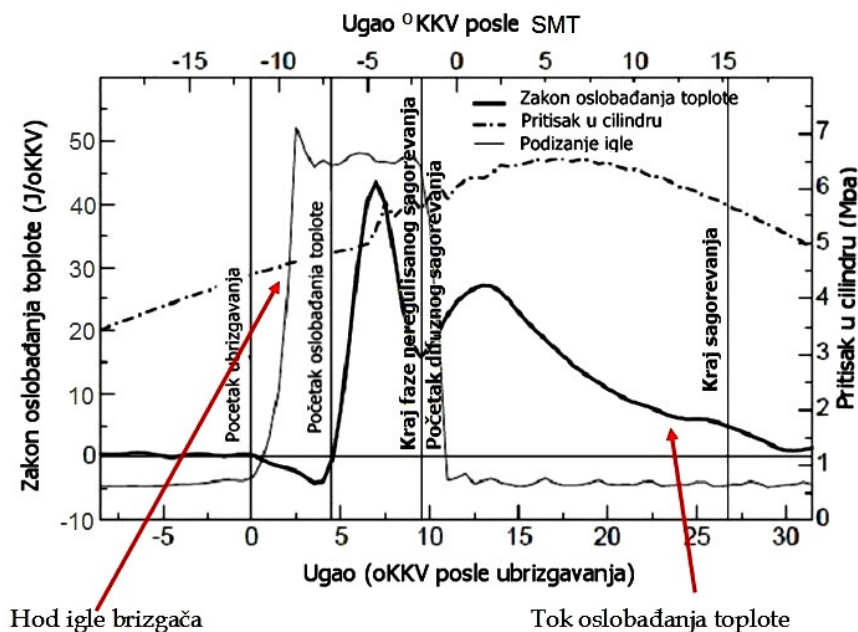
posao, teško ostvariv kod normalnog ispitivanja motora. Te temperature se obično procenjuju na bazi literaturnih podataka ali takve procene su dosta nepouzdana za konkretan slučaj jer se literaturni podaci uglavnom odnose na maksimalne vrednosti za određene kategorije motora, a temperature zidova se menjaju sa promenom režima rada motora.

U ovom radu su korišćene vrednosti temperatura zidova radnog prostora koje su ranije procenjene na bazi postupka identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa za isti motor [41]. Iz navedenih razloga proračunati prelaz toplote sa gasa na zidove radnog prostora se često koriguje kako bi se dobio logičan rezultat, npr. dobro slaganje između izračunate oslobođene toplote na kraju procesa sagorevanja i hemijske energije goriva uvedene u motor ciklusnom količinom goriva.

#### 4.2.3 Faze procesa sagorevanja i određivanje dužine trajanja ovih faza

Na slici 4.18 prikazani su načelni tokovi zakona oslobađanja toplote, hoda igle brizgača i pritiska gasa u cilindru. Hod igle brizgača daje veoma značajnu informaciju o početku procesa ubrizgavanja goriva u komoru za sagorevanje. Usvojeno je da je početak ubrizgavanja na 0,01 mm hoda igle brizgača na svim radnim režimima. Početak sagorevanja odnosno oslobađanja toplote je usvojen u tački u kojoj funkcija toka oslobađanja toplote prelazi iz negativnog u pozitivni deo dijagrama.

Desno od prvog minimuma funkcije zakona oslobađanja toplote u pozitivnom delu dijagrama je kraj perioda neregulisanog sagorevanja i početak difuznog sagorevanja, za koji je usvojeno da se završava na 90% sagorele ciklusne količine goriva. Period od početka procesa ubrizgavanja, do početka sagorevanja (usvojeno da je to  $0 J [^{\circ}KV)$ , je period zakašnjenja upaljenja ili period pritajenog sagorevanja - *pps*.



Slika 4.18. Opšta šema faza procesa sagorevanja i podela ovih procesa

Razlika između usvojene tačke početka ubrizgavanja PU, odgovarajući ugao  $\alpha_{pb}$  [°KV] i početka sagorevanja PS, odgovarajući ugao  $\alpha_{ps}$  [°KV], po navedenom principu, naziva se period pritajenog sagorevanja – pps. To je period, posmatrano uglovno ili vremenski, tokom koga se gorivo dospelo u komoru za sagorevanje, izloženo visokom pritisku i temperaturi, podvrgava složenim predplamenim reakcijama. Ove predplamene reakcije prethode prvoj pojavi luminoznog plamena. Glavni termodinamički i konstruktivni faktori koji utiču na dužinu trajanja ovog perioda su:

- temperatura usisnog punjenja, gustina, viskozitet, karakteristike isparavanja kapljica ubrizganog goriva i sklonost goriva ka samopaljenju povezana sa vrednošću cetanskog broja
- pritisak ubrizgavanja, trajanje i zakon ubrizgavanja a što zavisi od karakteristika i konstrukcije sistema ubrizgavanja goriva
- sastav smeše u cilindru motora reprezentovan odnosom goriva i vazduha (kiseonika) kao i količine inertnih gasova prenešenih u naredni ciklus, pre svega H<sub>2</sub>O i CO<sub>2</sub>.



- strujna slika i način i nivo turbulencije u komori za sagorevanje što zavisi od geometrije komore i konstrukcije usisnog sistema motora a naročito usisnih kanala u glavi motora.

Prema tome biće ugaono trajanje perioda zakašnjenja upaljenja - perioda pritajenog sagorevanja, pps:

$$\alpha_{pps} [^{\circ} KV] = \alpha_{ps} [^{\circ} KV] - \alpha_{pb} [^{\circ} KV] \quad (4.78)$$

Uglovno trajanje perioda neregulisanog sagorevanja je razlika između kraja faze neregulisanog sagorevanja KNS, kome odgovara ugao  $\alpha_{kns} [^{\circ} KV]$  i početka sagorevanja:

$$\alpha_{ns} [^{\circ} KV] = \alpha_{kns} [^{\circ} KV] - \alpha_{ps} [^{\circ} KV] \quad (4.79)$$

Slično je trajanje procesa sagorevanja definisano kao ugaona razlika trenutka 90% sagorelog goriva, što se tretira kao kraj sagorevanja KS, kome odgovara ugao  $\alpha_{ks} [^{\circ} KV]$  i trenutka početka sagorevanja:

$$\alpha_{sag} [^{\circ} KV] = \alpha_{ks} [^{\circ} KV] - \alpha_{ps} [^{\circ} KV] \quad (4.80)$$

### 4.3. Karakteristike korišćenih goriva

U ovom radu je korišćeno biodizel gorivo (slika 4.19) dobijeno iz ranije navedenih sirovina, a karakteristike tih goriva odgovaraju standardu iz Tabele 3.3.



Slika 4.19 Uzorci goriva korišćenih u ovom radu

S leva na desno, na Slici 4.19 su prikazana goriva: repičin metilestar - RME, sojin metilestar – SME, čisto suncokretovo ulje - SRF i palmin metilestar – PME. Karakteristike navedenih goriva prikazane su u tabeli 4.6, a karakteristike mešavina dizel goriva i biogoriva su date u Tabeli 4.7.

*Tabela 4.6 Dizel gorivo i čisti metilestri odgovarajućih ulja*

	DIZ 100%	PME 100%	RME 100%	SME 100%
Gustina (kg/l)	0.828	0.881	0.880	0.885
Hd (kJ/kg)	41494	35626.5	37631	37251
Kin. viskoznost (mm <sup>2</sup> /s)	3,16	4,6	4,59	4,3
Lo (kg/kg)	15.083	12.262	12.655	12.475
Tačka paljenja (°C)	55 [203]	183 [203]	80 [203]	178 [203]
O <sub>2</sub> (kg/kg)	0	0.1210	0.1200	0.1145
C (kg/kg)	0.8496	0.7670	0.7720	0.7688
H <sub>2</sub> (kg/kg)	0.1504	0.1120	0.1200	0.1167

*Tabela 4.7 Mešavine dizel goriva i odgovarajućih biogoriva*

	PME 50%	RME50%	SME50%	SRF50%
Gustina (kg/l)	0.854	0.854	0.856	0.872
Hd (kJ/kg)	38560.3	39562.5	39372.5	40162.5
Kin. viskoznost (mm <sup>2</sup> /s)	3,88	3,875	3,73	9,24
Lo (kg/kg)	13.673	13.869	13.779	13.763
Tačka paljenja (°C)	/	/	/	/
O <sub>2</sub> (kg/kg) !!!	0.0605	0.0540	0.0573	0.0555
C (kg/kg)	0.8083	0.8108	0.8092	0.8128
H <sub>2</sub> (kg/kg)	0.1312	0.1352	0.1336	0.8128

#### 4.4 Sistem delimične izolacije komore za sagorevanje

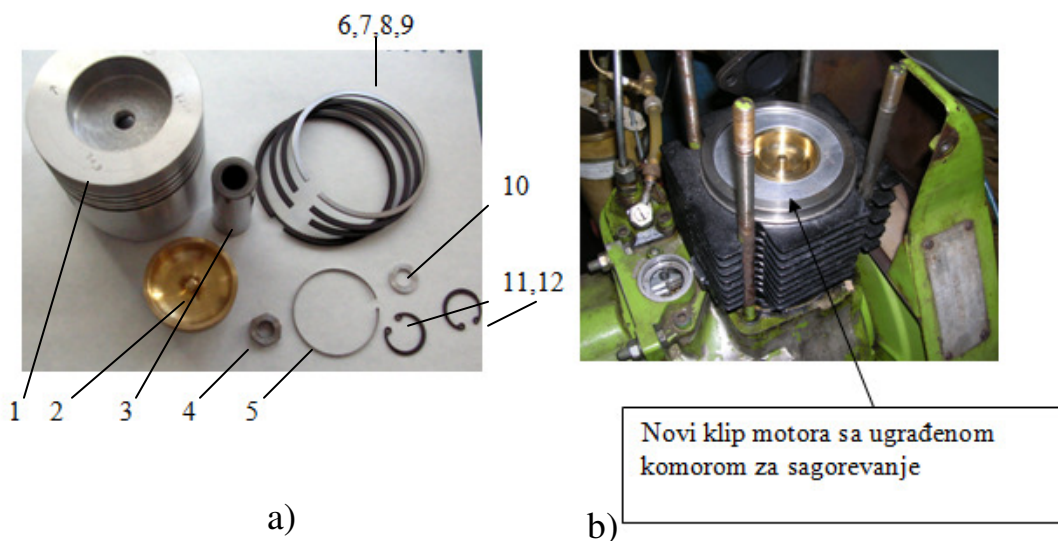
Tokom istraživanja mogućnosti primene alternativnih goriva na bazi biljnih ulja, kao pogonskih goriva eksperimentalnog dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem, poseban akcenat je bio na procesu sagorevanja. Da bi se proučile razlike u procesu sagorevanja alternativnih goriva u odnosu na klasično dizel gorivo, kao referentno gorivo je korišćeno standardno dizel gorivo tipa Eurodizel karakteristika u Tabeli 4.7.

Na usisnoj varijanti opitnog motora korišćeno je kao alternativno gorivo metil-estar uljane repice u oznaci MER i karakteristike njegovog sagorevanja su poredene sa karakteristikama sagorevanja referentnog dizel goriva. S obzirom na činjenicu da se

MER gorivo razlikuje od standardnog dizel goriva u više karakteristika a posebno u gustini i kinematskoj viskoznosti a i površinskom naponu kapljice u mlazu, za očekivati je bilo da su karakteristike mlaza dizel goriva i biodizela različite i da to mora uticati na karakteristike procesa sagorevanja.

Na opitnom motoru tipa LDA450 na kome su vršena sva eksperimentalna istraživanja, nisu vršene nikakve promene konstruktivnih parametara sistema ubrizgavanja goriva a nije ni menjan početno podešeni ugao predubrizgavanja. U tim okolnostima je izvršeno istraživanje uticaja povišenog temperaturnog nivoa komore za sagorevanje, njenom delimičnom izolacijom. Takođe nije vršena izolacija čitavog radnog prostora motora (celog čela klipa, glave motora i pećurki ventila i zida cilindarske košuljice), već kao što je rečeno samo komore za sagorevanje. U takvim uslovima je istražen uticaj delimične izolacije komore na tok procesa sagorevanja i promene toksičnosti izduvne emisije motora.

Dalje je izvršeno poređenje tako dobijenih parametara procesa sagorevanja i izduvne emisije sa istim parametrima dobijenim kod standardnog sistema sagorevanja Lombardini-DMB.



Slika 4.20 a) klipni sklop KDS sa umetnutom komorom za sagorevanje. Pozicije: 1-klip, 2-komora od kovane Al-bronze, 3-klipna osovinica, 4-navrtka komore, 5- zaptivni prsten, 6,7,8,9- klipni prstenovi, 10- podloška, 11,12- osigurači klipne osovinice. b) Klipni sklop ugrađen u motor

Da bi se eliminisali svi drugi uticajni parametri na proces sagorevanja osim delimične izolacije komore u tom smislu, zadržana je u potpunosti ista strujna slika u cilindru motora, kao i parametri procesa ubrizgavanja goriva.

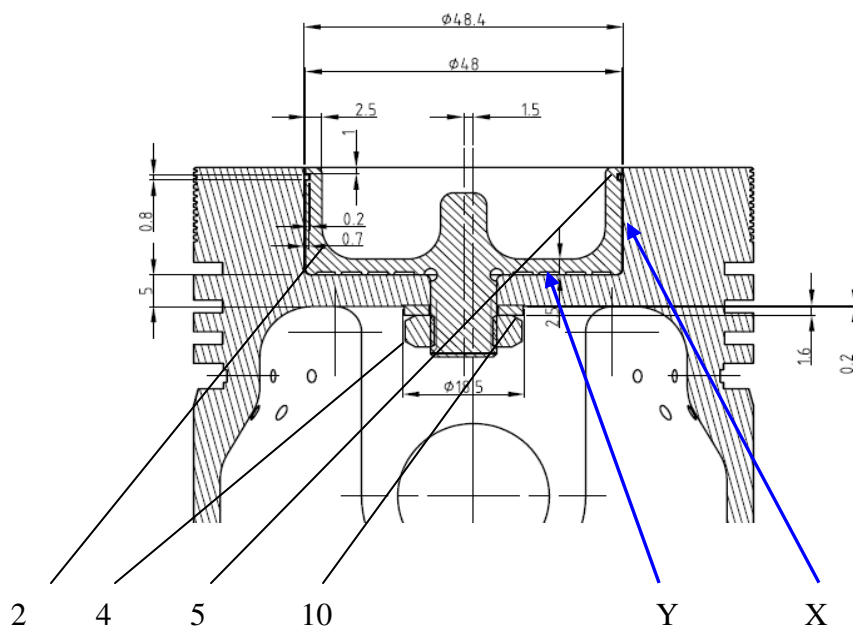
U cilju istraživanja izvršena je bitna rekonstrukcija standardnog klipnog sklopa motora ali bez izmene geometrije komore za sagorevanje. Rekonstruisani klip motora je prikazan na slici 4.20a).

Kao što se vidi na slici novi sklop sadrži 12 pozicija. Glavni deo rekonstrukcije se odnosi na konstruktivno rešenje umetnute komore za sagorevanje (2) od kovane Al-bronze, istih geometrijskih karakteristika kao i originalna komora firme DMB koja je identična licencnom sistemu Lombardini. Umesto originalne komore u čelu klipa (1) je formirano odgovarajuće gnezdo sa otvorom za ugradnju demontažne komore (2). Na donjem delu komore (2) konstruktivno je predviđen navojni ispust kojim se komora priteže preko dna klipa pomoću navrtke (4) i podloške (10). Sam funkcionalni sklop komore formiran u klipu, se najbolje može videti na sklopnom crtežu na Slici 4.20b). Izgled komore od Al-bronze pre ugradnje u klip prikazan je na Slici 21.



*Slika 4.21. Izgled komore od Al-bronze.*

Delimična izolacija komore postignuta je pomoću termičkog zazora X po bočnoj površini i termičkog zazora Y po površini oslanjanja u gnezdu komore (Slika 4.22). Ovi termički zazori omogućavaju podizanje temperaturskog nivoa komore a samim tim i unutrašnje bočne površine komore na kojoj se inače normalno u toku rada motora deponuje izvestan deo goriva iz mlaza. Zbog nedostatka odgovarajuće merne opreme, nije bilo moguće merenje temperatura karakterističnih tačaka na klipu i komori ali je uvedena pretpostavka da to gorivo na nižim režimima opterećenja ne isparava potpuno zbog nedovoljne temperature zida kod standardnog sistema sagorevanja.



Slika 4.22. Crtež ugrađene komore u klip motora LDA450 sa glavnim dimenzijama. Pozicije: 2- komora, 4- navrtka, 5- zaptivni prsten komore 10- podloška, X - bočni termički zazor, Y - termički zazor na oslonačkoj površini

Ovako postignuta termička izolacija komore utiče na radni proces motora, posebno na proces sagorevanja i izduvnu emisiju, što je istraženo u okviru ovog rada a rezultati će biti prezentirani u daljem tekstu. Novo ugrađena komora nosi radnu oznaku KDS, da bi se razlikovala od standardne komore koja se inače serijski ugrađuje u motore DMB LDA450. U okviru istraživanja procesa sagorevanja praćen je tok pritiska u cilindru motora indiciranjem a mereni su i pritisak u cevi visokog pritiska na mestu priključenja cevi na brizgač, hod igle brizgača, pritisak u usisnoj cevi ispred glave motora i br. obrtaja i položaj SMT pomoću ugaonog markera montiranog umesto remenice na zamajcu motora. Takođe na režimu opterećenja sa srednjim efektivnim pritiskom  $p_e=3$  bar istražen je i uticaj recirkulacije izduvnih gasova u nehladenoj varijanti na po 2 nivoa recirkulacije i sa nultom recirkulacijom ( $EGR=0$ ) kao referentnim nivoom. Istraživanje je inače vršeno na četiri nivoa opterećenja i na jednom brzinskom režimu od  $n=1600$  o/min, snimanjem toka pritiska u cilindru kao nosioca svih relevantnih parametara procesa sagorevanja iz koga se mogu izračunati važni parametri procesa sagorevanja kao što su:

- srednja temperatura ciklusa  $T_z$ , max vrednosti cilindarskog pritiska  $p_{zmax}$  i maksimum vrednosti srednje temperature ciklusa  $T_{zmax}$  ako i njihovi položaji u odnosu na SMT, za oba goriva i oba sistema sagorevanja
- ovi isti parametri su analizirani i za slučaj rada sa uključenim sistemom EGR
- period pritajenog sagorevanja
- zakon oslobađanja toplote i položaj maksimuma u odnosu na SMT
- kumulativni zakon oslobađanja toplote
- uglovni položaj 5,10,50 i 90% sagorelog goriva
- trajanje sagorevanja 0 do 90% sagorelog goriva
- brzinu promene pritiska
- promenu ugla predubrizgavanja i pritiska ubrizgavanja
- trajanje pojedinih faza sagorevanja i to faze neregulisanog sagorevanja i faze regulisanog (difuznog) sagorevanja.

Za proučavanje procesa sagorevanja korišćeno je referentno dizel gorivo i biodizel RME100, dok mešavina RME50 nije korišćena.

Molekularni sastav RME goriva je drugačiji nego kod dizel goriva pa su drugačije i karakteristike mlaza goriva ubrizganog u komoru za sagorevanje (geometrija mlaza, domet mlaza, broj kapljica, površinski napon kapljice, srednji Sauterov prečnik kapljice i kompaktnost mlaza). Zato je proučen uticaj izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanje biodizela RME100 s obzirom na navedene razlike u osobinama goriva i parametrima mlaza.

Sve napred navedeno je istraživano za četiri slučaja (dva goriva + dva sistema sagorevanja) i četiri nivoa opterećenja na jednom brzinskom režimu.

#### **4.4.1 Razmatranje problema udara goriva u zid komore za sagorevanje.**

Proces formiranja smeše kod motora sistema dizel je veoma kompleksan i u velikoj meri zavisi od kvaliteta raspršivanja goriva u mlazu. Na proces raspršivanja koji prethodi procesu mešanja goriva i vazduha utiče niz faktora i to : brzina isticanja goriva iz mlaznice brizgača, dinamička svojstva sredine u koju se gorivo ubrizgava jer sredina utiče na otpor kretanja kapljice kroz tu sredinu i konstruktivne karakteristike mlaznice kojima se utiče na stepen vrtloženja goriva pri isticanju. Samo gorivo sa svoje strane

utiče na proces raspršivanja preko svojih fiziko hemijskih osobina kao što su: entalpija goriva, latentna toplota isparavanja, parcijalni pritisak pare i viskoznost, površinski napon kapljice i toplotna provodljivost goriva.

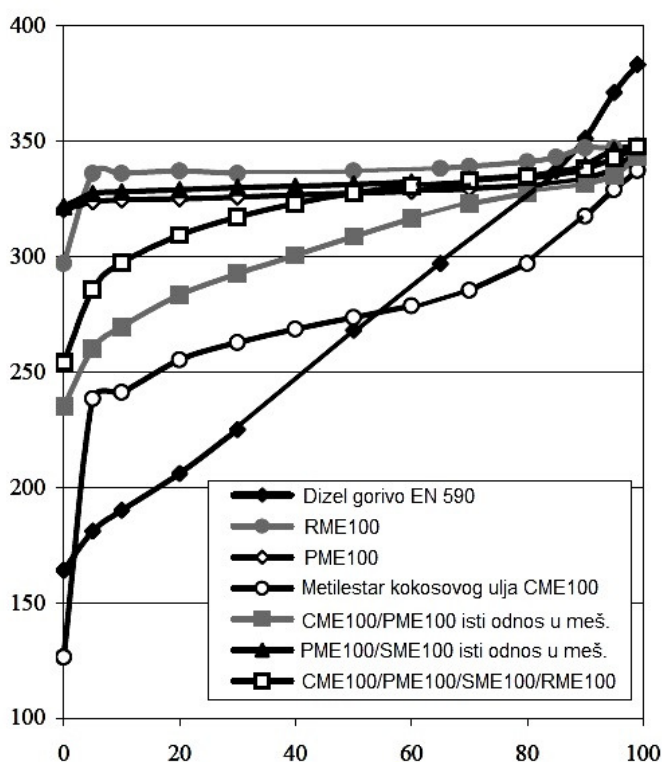
Osim toga i konstrukcija pumpe visokog pritiska i način promene pritiska u cevovodu visokog pritiska, izazvana kod klasičnih sistema ubrizgavanja, konstrukcijom profila brega bregastog vratila pumpe visokog pritiska ili oscilovanjem stuba goriva u potisnom cevovodu, utiču bitno na kvalitet raspršivanja. kada se radi o ubrizgavanju bio goriva tipa bio dizel ili čistih biljnih ulja ili mešavina biljnih ulja i dizel goriva onda se karakteristike i kvalitet raspršivanja kao i struktura mlaza razlikuju odo onoga koji postoji pri ubrizgavanju dizel goriva. Ako se koristi isti sistem ubrizgavanja bez modifikacija kao u slučaju ubrizgavanja dizel goriva, onda promene u procesu raspršivanja direktno utiču na proces sagorevanja.

Mlaz goriva je u tom slučaju kompaktniji i ima veći domet a srednji Sauterov prečnik kapljice je veći. Organizovano strujanje vazduha u cilindru motora bitno utiče na oblik i karakteristike mlaza. Kod motora sa klasičnim sistemom formiranja smeše i klasičnim sistemom ubrizgavanja, kao što je bio slučaj u predmetnom istraživanju, od izuzetne je važnosti postići najpovoljniju moguću raspodelu goriva po komori za sagorevanje. Jedno od pravila je da se gorivo u što manjem obimu deponuje na zidove komore za sagorevanje zato što to dovodi do poremećaja u procesu ostvarenja smeše i sagorevanja.

Kod dizel motora relativno manjih cilindarskih zapremina uvek postoji izvesno deponovanje goriva iz mlaza na zidove prostora za sagorevanje, čak i kod motora sistema „common rail“ kod kojih se koriste veoma visoki pritisci ubrizgavanja, pri čemu se postiže veoma dobro raspršivanje i mali prečnik kapljice u mlazu, čak veličine od 2,5 mikrona. Deo goriva koji se deponuje na zid komore za sagorevanje takođe utiče na svoj način na proces sagorevanja i izduvnu emisiju motora. Ukoliko je deo goriva deponovan na zid komore koji je relativno znatno niže temperature od temperature osnovne mase sabijenog vazduha onda će doći do prekida u lancu procesa sagorevanja, nepotpunog sagorevanja i formiranja nepoželjnih toksičnih produkata sagorevanja u izduvnim gasovima. Sve ovo se dešava zbog nedovoljne brzine isparavanja tog dela goriva i niže brzine formiranja smeše u toj zoni sagorevanja.

Poznato je da brzina sagorevanja nehomogene smeše u većoj meri zavisi od brzine formiranja smeše nego od brzine odvijanja hemijskih reakcija. Sa druge strane udar mlaza u pregrejani zid komore sagorevanja dovodi do prevremene molekularne dekompozicije goriva i krekning procesa koji proizvode čađ u izduvnim gasovima.

S obzirom na karakteristike biodizela kao goriva, biljnih ulja i njihovih mešavina sa dizel gorivom i karakteristika mlaza tih goriva kao i procesa formiranja smeše, koje su ranije pomenute, može se sa dosta logike pretpostaviti da je povišena temperatura prostora za sagorevanje poželjna pri sagorevanju ove vrste goriva. Zato je u okviru ovog rada ispitana varijanta sistema sagorevanja sa nešto povišenom temperaturom komore za sagorevanje i istražen je uticaj povećanja tog temperaturnog nivoa na promene u procesu sagorevanja. Takođe je istražen i uticaj na promene u sastavu izduvnih gasova motora.



Slika 4.23. Krive isparavanja različitih goriva

Iz brojnih do sada objavljenih radova koji se bave problemom primene biodizela u standardnim dizel motorima, može se uočiti da načelno, sagorevanje metil estera biljnih ulja ima karakteristike vrlo bliske sagorevanju dizel goriva. Jedan od problema



kod upotrebe metilestara je bitna razlika u krivoj destilacije dizel goriva i metilestara. Iz slike 4.23 se može videti da je kriva isparavanja npr. metilester uljane repice znatno nepovoljnija u odnosu na istu krivu dizel goriva.

Sa slike je uočljivo da se 50% isparljivosti metil estra postiže na temperaturi koja je oko 80-90 °C veća od odgovarajuće temperature za dizel goriva. S obzirom na to da brzina sagorevanja kod dizel motora prevashodno zavisi od brzine formiranja smeše a mnogo manje od brzine samih hemijskih reakcija, jasno je da je isparljivost primenjenog goriva od velike važnosti. To znači da je za isti stepen homogenosti smeše metilestra i dizel goriva poželjno obezbediti orijentaciono za istu vrednost višu temperaturu u kompresionom prostoru za koliko je veća temperatura isparljivosti odgovarajućeg metilestra od temperature isparljivosti dizel goriva. Ipak treba reći da je kod dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem temperatura na kraju procesa kompresije zaista u praksi znatno viša od napred navedene.

Teža isparljivost, viši površinski napon kapljice, veća viskoznost i znatno veći molekuli metilestera biodizela ukazuju na to da bi trebalo istražiti promene u procesu sagorevanja i kvalitet izduvne emisije, kod motora kod koga je u kompresionom prostoru postignuta nešto viša temperatura u odnosu na klasičnu konstrukciju. Ovo se može postići smanjenjem toplotnih gubitaka u kompresionom prostoru a u konkretnom slučaju kod predmetnog istraživačkog motora to je postignuto delimičnom izolacijom komore za sagorevanje.

Sam koncept delimične izolacije komore odabran je posle niza analiza odnosne problematike. Kod svih dosadašnjih rešenja komore za sagorevanje su čvrsto, dakle sa stalnim i potpunim termičkim kontaktom umetnute ili ulivene u čelo klipa kada je reče o dizel motorima sa direktnim ubrizgavanjem. Drugo rešenje je da se komora ili ceo kompresioni prostor presvuku slojem izolacionog materijala obično keramikom.

Podrazumeva se da su ovi premazi fiksnog karaktera i da se ne mogu menjati, odnosno da se ne može menjati karakteristika njihove toplotne provodljivosti.

U konkretnom sopstvenom rešenju izabrana je konstruktivna koncepcija umetnute komore demontažnog tipa sa odgovarajućim bočnim zazorom između spoljašnje površine komore i površine gnezda za montažu komore u čelo klipa. Za materijal komore izabrana je kovana Al-bronza zbog niza povoljnih osobina ovoga

materijala kao što su: dobra toplotna provodljivost, velika mehanička otpornost na povišenim temperaturama i odlične antikorozivne osobine.

U ovoj fazi istraživanja težilo se ka tome da termička izolacija komore preko ranije pomenutog bočnog zazora bude stalna bez obzira na nivo opterećenja motora. U tom cilju je sproveden jednostavan proračun bočnog zazora komore prema sledećoj proceduri:

U konkretnom slučaju zna se da je materijal osnovne mase klipa Al-legura s koeficijentom toplotne dilatacije od  $\lambda_{kl}=18 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$ . Pri tome koeficijent toplotne dilatacije izabranog materijala komore odnosno kovane Al-bronze je  $\lambda_{ko}=22 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$ . Ovakva kombinacija materijala je odabrana radi idealne mogućnosti kombinacije i varijacije termičkog nivoa komore preko mogućnosti varijabilnog bočnog zazora, a koji će se sprovesti u toku budućih naučno-istraživačkih aktivnosti.

Pošto se u ovoj fazi istraživanja težilo maksimalno mogućoj izolaciji komore odlučeno je da se izabere vrednost bočnog zazora koja se ne može poništiti ni na jednom radnom režimu motora. Prilikom proračuna bočnog zazora odabrana je srednja vrednost temperature materijala klipa oko komore u maksimalnom iznosu od  $200^\circ\text{C}$  i srednja vrednost temperature materijala komore od  $280^\circ\text{C}$ . Sa tim vrednostima i spoljnim prečnikom komore od 48,4 mm (slika 4.22), može se sračunati potreban bočni zazor, uz napred postavljen uslov, između komore i klipa pri zagrevanju po otpočinjanju pogona sa temperature od  $20^\circ\text{C}$ , koristeći sledeću jednačinu:

$$z_\phi = D_k (\lambda_{ko} \Delta t_{ko} - \lambda_{kl} \Delta t_{kl}) \quad (\text{mm}) \quad (4.81)$$

Ovde je :

$z_\phi$  - bočni zazor između komore i klipa (mm)

$D_k$  - spoljni prečnik komore (mm)

$\lambda_{ko}$  - koeficijent linearne toplotne dilatacije materijala komore (1/C)

$\Delta t_{ko}$  - priraštaj temperature komore (C)

$\lambda_{kl}$  - koeficijent linearne toplotne dilatacije materijala klipa (1/C)

$\Delta t_{kl}$  - priraštaj temperature klipa (C)

Sa ovim vrednostima se dobija zazor:

$$z_{\phi} = D_k (\lambda_{ko} \Delta t_{ko} - \lambda_{kl} \Delta t_{kl}) \approx 0,12 \text{ mm} \quad (4.82)$$

uz uslov postizanja temperaturske razlike sklopa u hladnom i zagrejanom stanju kao što je navedeno:

- komore sa 20 °C na 280 °C  $\Delta t_{ko} = 260$  °C

- klipa sa 20 °C na 200 °C  $\Delta t_{kl} = 180$  °C

Potrebni zazor za poništenje kada se dostigne ova temperaturaska razlika zagrevanja je  $z_{\phi} = 0.12$  mm po prečniku. Pošto se u ovoj fazi istraživanja želelo postojanje stalnog zazora bez obzira na radni režim motora usvojena je vrednost varijabilnog zazora od  $z_{\phi} = 0.15$  mm po spoljnjem prečniku  $D_k$  komore.

Prema tome iz ove analize proizilazi da je zazor  $z_{\phi}$  od 0,15 mm po spoljašnjem prečniku komore  $D_k$ , sigurno dovoljan za stalnu izolaciju komore od ostatka klipa po bočnoj površini i da se ovaj zazor ne može poništiti ni na jednom ranom režimu motora. Na taj način sa  $z_{\phi} = 0,15$  mm je postignuto da izolacija sigurno uvek postoji.

Što se tiče donje naležuće površine uloška komore koja se čvrsto oslanja na dno gnezda u čelu klipa težilo se takvoj konstruktivnoj finesi da se i po toj površini obezbedi barem delimična izolacija dna komore po površini oslanjanja. To je postignuto urezivanjem torusnih kanala dubine 0,3 mm koncentrično oko ose navojnog dela komore. Posle pritezanja komore navrtkom na dno klipa oslanjanje komore se vrši preko međutorusnih površina koje bitno smanjuju ukupnu površinu naleganja, a samim tim i površinu odavanja toplote preko dna komore što potpomaže njenu izolaciju.

Treba primetiti da ovakvim konstruktivnim rešenjem sigurno dolazi do izvesne koncentracije toplotnog fluksa u međutorusnoj zoni. Ovo bi trebalo da poveća temperaturu unutrašnje površine dna komore usled koncentracije toplote, što je povoljno sa aspekta povećanja srednjeg temperaturskog nivoa komore a samim tim i čitavog kompresionog prostora. Kao što je već rečeno delimična izolacija po bočnoj površini je u potpunosti postignuta s obzirom na činjenicu da je bočni zazor tako proračunat da se nikako ne može poništiti bez obzira na različite koeficijente linearne toplotne dilatacije materijala komore i klipa.

U ovakvim uslovima je izvršeno sveobuhvatno istraživanje procesa sagorevanja biodizela RME i referentnog dizel goriva, čime su stvoreni uslovi za detaljnu analizu razlika u mehanizmu procesa koji izaziva delimična izolacija prostora za sagorevanje.

Takođe je uporedo istražen i uticaj predmetne izolacije na promenu sastava izduvnih gasova i eventualno smanjenje njihove toksičnosti.

Kao što je rečeno kao gorivo je korišćen metilester uljane repice i to u čistom obliku kao RME100 i referentno dizel gorivo. Takođe sa ova dva istraživana goriva proučen je proces sagorevanja u varijanti standardnog sistema sagorevanja DMB – Lombardini i modifikovanog sistema radne oznake KDS. Mešavina 50% RME nije istraživana kao ni ostala goriva i njihove mešavine a koji su istraženi samo na standardnoj varijanti sistema sagorevanja i to u uslovima nadpunjenja motora. U daljem toku teksta ovog rada biće prikazani rezultati dobijeni istraživanjem i detaljno komentarisane razlike koje su se pojavile kako u samom mehanizmu procesa sagorevanja tako i u sastavu izduvnih gasova. Takođe, treba napomenuti da je za istraživanje bio dostupan jednocilindrični dizel motor klasične konstrukcije sa klasičnim sistemom ubrizgavanja. S obzirom da je indiciran pritisak u cevi visokog pritiska ispred brizgača moglo se ustanoviti, po izgledu dijagrama pritiska da predmetni sistem ubrizgavanja ima konstruktivnu manu i da ne radi optimalno. S obzirom na činjenicu da je uticaj sistema ubrizgavanja kod dizel motora od vanrednog značaja na odvijanje procesa sagorevanja, moglo se očekivati da raspoloživi istraživački motor ne može imati kvalitet radnog procesa i izduvne emisije ni približno onome koji imaju savremeni dizel motori. Da bi se bar u izvesnoj meri ublažio problem sa izduvnom emisijom u prvoj seriji istraživanja korišćen je sistem nadpunjenja prevashodno u cilju smanjenja emisije dima i čestica. Pošto se radi o jednocilindričnom dizel motoru postupak nadpunjenja je izabran tako da bude potpuno nezavisan od motora.

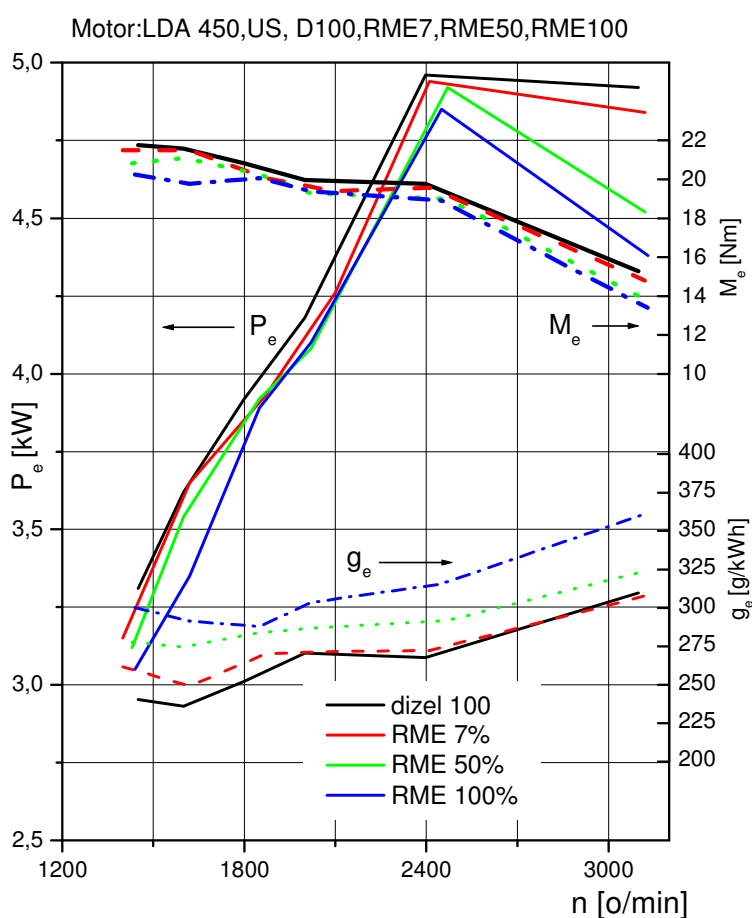
To je ostvareno tako što je doneta odluka da se proces nadpunjenja vrši Roots kompresorom pogonjenim elektromotorom preko dvostruke klinaste remenice i dva klinasta remena (slike 4.1 i 4.2). Predmetna instalacija na bazi Roots kompresora pri datom broju obrtaja elektromotora od 3000 o/min i prenosnom odnosu remenica od 1:2 je bila u mogućnosti da ostvari konstantan nadpritisak na potisu od 0,4 bar.

## 5. PRIKAZ I ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA

### 5.1. Osnovne karakteristike motora

#### 5.1.1 Snaga, moment i specifična efektivna potrošnja goriva

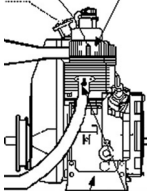
Pre početka istraživanja podešeni su parametri sistema ubrizgavanja goriva na nešto manju ciklusnu količinu goriva od fabrički deklarirane, a u cilju svođenja nivoa dimnosti izduvnih gasova na prihvatljivu vrednost. Na Slici 5.1 prikazani su tokovi krivih efektivne snage, momenta i specifične efektivne potrošnje goriva motora pri pogonu sa dizel gorivom i mešavinama dizel goriva i metilestra uljane repice - RME.



Slika 5.1 Efektivna snaga, moment i specifična efektivna potrošnja goriva

Posle redukcije ciklusne količine goriva, snaga je ograničena na 4,92 kW na 3000 o/min pri pogonu sa dizel gorivom. Kod mešavine goriva RME i dizel goriva snaga je manja od ove vrednosti usled manje toplotne moći biodizela RME i uglavnom je u korelaciji sa odnosom donje toplotne moći RME i donje toplotne moći dizel goriva. U Tabeli 5.1 je pregledno prikazan pad snage motora pri pogonu sa RME i njegovim mešavinama pri različitim mešavinskim odnosima goriva na karakterističnim brojevima obrtaja motora.

*Tabela 5.1 Smanjenje snage motora na karakterističnim brojevima obrtaja zavisno od količine biodizela RME u smeši sa dizel gorivom*

	n = 1600 o/min		n = 2400 o/min		n = 3000 o/min	
	Pe (kW)	% smanjenja snage	Pe (kW)	% smanjenja snage	Pe (kW)	% smanjenja snage
D100	3.62	0	4.96	0	4.92	0
RME7	3.61	-0.27	4.94	-0.40	4.86	-1.21
RME50	3.54	-2.20	4.92	-0.80	4.60	-6.50
RME100	3.32	-8.20	4.85	-2.21	4.48	-8.94

Iz tabele 5.1 se vidi da je najveće smanjenje snage motora pri radu sa čistim metilestrom uljane repice i da iznosi manje od 9%. Na istraživačkom broju obrtaja od 1600 o/min, na kome je inače rađeno predmetno istraživanje, to smanjenje snage je oko 8%, za gorivo RME100 u odnosu na dizel gorivo.

### 5.1.2 Specifična efektivna potrošnja goriva za gorivo B100

Potrošnja goriva je veoma važan parametar, jer od nje zavisi ekonomičnost odvijanja radnog ciklusa motora. Svakom radnom režimu motora definisanom obrtnim momentom ili srednjim efektivnim pritiskom i brojem obrtaja odgovara tačno određena ciklusna količina goriva date vrste odnosno istog tipa. Kako je u okviru ovog

istraživanja korišćeno 8 vrsta goriva računajući i referentno dizel gorivo, za svaku vrstu goriva i sve radne režime, određena je i odgovarajuća potrošnja goriva.

U ovom istraživanju je vršeno merenje potrošnje goriva zapreminskom metodom i za svaki radni režim su vršena 3 uzastopna merenja a usvojena potrošnja goriva predstavlja srednju vrednost od 3 izmerene vrednosti.

Časovna potrošnja goriva sračunata je po obrascu:

$$G_h = \frac{\Delta V_g \rho_g}{10^3} 3600 = \Delta V_g \rho_g 3,6 \quad (\text{kg/h}) \quad (5.1)$$

Na bazi ove vrednosti i sračunate snage motora za dati radni režim specifična efektivna potrošnja je:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} 1000 \quad (\text{kg/h}) \quad (5.2)$$

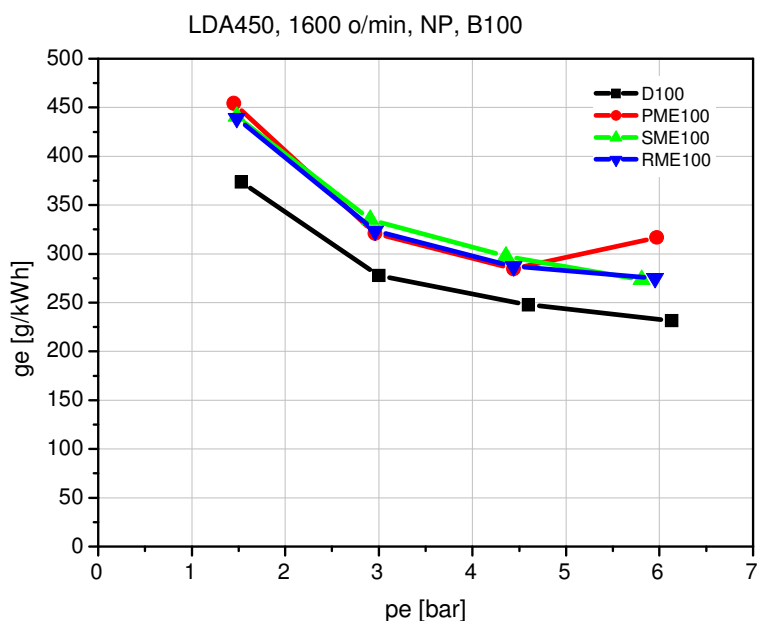
gde je

$G_h$  - časovna potrošnja goriva ( $\text{kg/h}$ )

$\Delta V_g$  - merna zapremina birete ( $\text{cm}^3$ )

$\rho_g$  - gustina odgovarajućeg goriva ( $\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ )

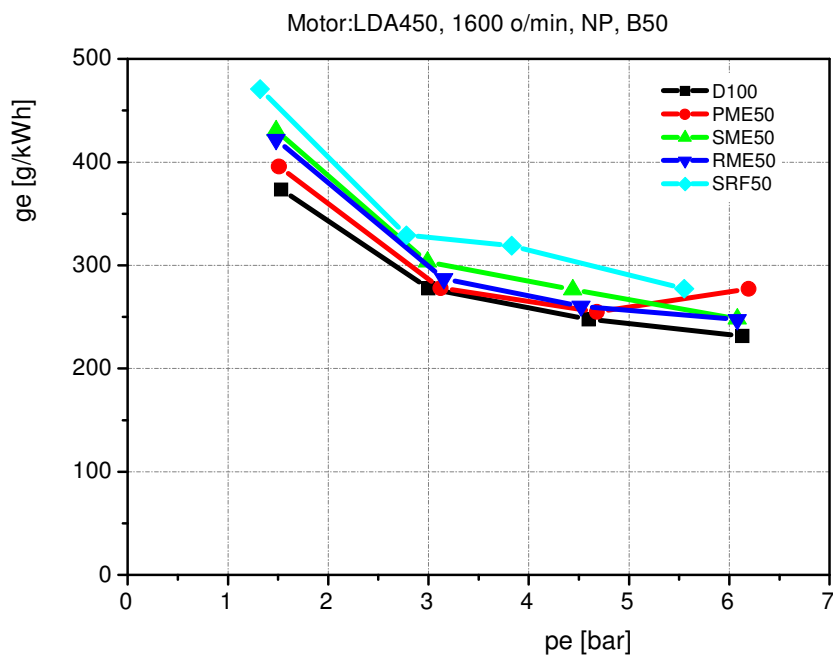
$P_e$  - efektivna snaga motora ( $\text{kW}$ )



Slika 5.2 Specifična efektivna potrošnja goriva za B100

Na slici 5.2 prikazani su tokovi specifične efektivne potrošnje goriva za B100 goriva u poređenju sa dizel gorivom D100 pri opterećenju od 100%. Može se videti da je specifična efektivna potrošnja veća pri pogonu ovim biogorivima nego u slučaju pogona dizel gorivom. Razlika između metilestara masnih kiselina i standardnog dizel goriva uglavnom potiče od različite viskoznosti, niže toplotne moći i veće gustine. Takođe, zbog niže toplotne vrednosti metilestara masnih kiselina snaga motora je manja a masena potrošnja goriva veća.

Vrednosti specifične efektivne potrošnje goriva -  $g_e$  su određene korišćenjem jednačine (5.2). Glavni razlog povećane potrošnje goriva u ovom slučaju je niža toplotna moć ovih biogoriva u odnosu na dizel gorivo. Sa dijagrama se može videti da su na nižim opterećenjima grupisane krive specifične efektivne potrošnje za biodizele a da su vrednosti potrošnje dosta slične. Naime za nivoe opterećenja 25% ,50% i 75% potrošnja goriva je veća za oko 14 - 16 % u odnosu na potrošnju sa pogonskim dizel gorivom. Kod najvišeg nivoa opterećenja  $g_e$  je najveće za metil estar palminog ulja PME100 dok su te vrednosti za RME 100 i SME100 skoro iste. Takođe je uočljiv da se na svim radnim režimima linije  $g_e$  pružaju ekvidistantno sa linijom  $g_e$  dizel goriva, osim navedene vrednosti za PME100 sa veoma malim varijacijama u smislu međusobnih razlika.



Slika 5.3. Specifična efektivna potrošnja goriva B50

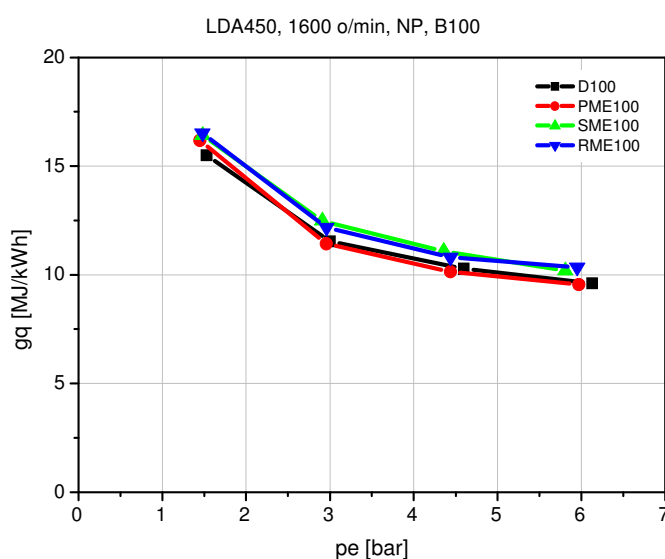


Slika 5.3 prikazuje specifičnu efektivnu masenu potrošnju mešavina biogoriva B50 i dizel goriva. Ako se poredе vrednosti  $g_e$  za biogoriva B100 i B50 vidi se da su vrednosti  $g_e$  nešto veće za goriva B100, što je i očekivano s obzirom na njihovu nižu toplotnu moć i veću gustinu. Razlike u vrednosti za  $g_e$  između B100 i B50, slika 5.3, se kreću od oko 14 % na najnižem opterećenju i do oko 10% na najvišem opterećenju.

Takođe se može videti da se najveća potrošnja postiže pri pogonu mešavinom rafinisanog suncokretovog ulja i dizel goriva. Najverovatniji razlog za ovo je lošije raspršivanje ove mešavine u odnosu na ostale. To očigledno daje nešto lošije sagorevanje što podiže potrošnju goriva. Isto tako, na najvišem nivou opterećenja i kod B100 i kod B50 goriva izmerena je nešto povišena potrošnja metilestra palminog ulja-PME a verovatni razlog toga je takođe nešto lošije raspršivanje ovog goriva u odnosu na ostale metilestre.

### 5.1.3 Specifična potrošnja energije

S obzirom da, zbog različitih toplotnih moći pojedinih goriva, specifična masena potrošnja goriva ništa ne govori o termičkoj efikasnosti procesa u motoru, da bi se bolje procenilo termičko iskorišćenje goriva bolje je razmotriti dobijene specifične potrošnje energije pri radu sa pojedinim gorivima. To je prikazano na Slici 5.4. Vidi se da se situacija menja i da su razlike manje.

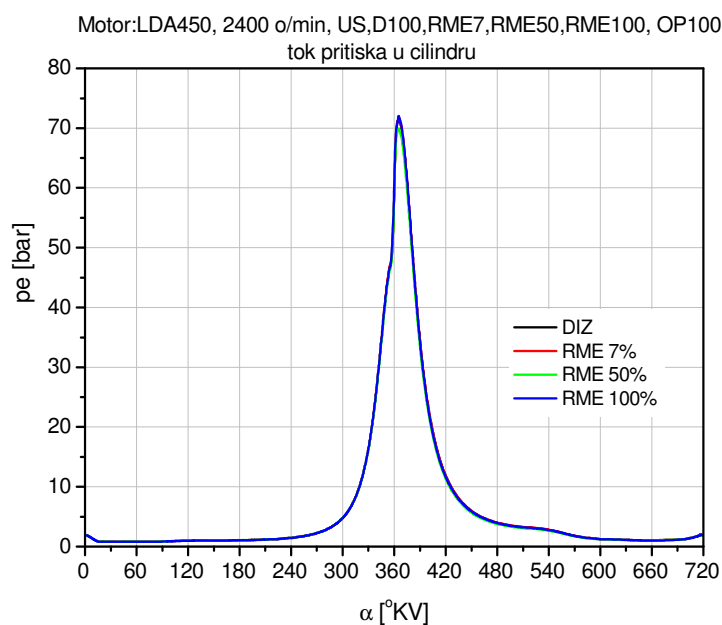


Slika 5.4 Specifična potrošnja energije

Biogoriva imaju kiseonik u sebi što može povećati efikasnost sagorevanja, međutim parametri ubrizgavanja se pogoršavaju tako da je taj efekat umanjen. Takođe, može se videti da je potrošnja energije po jedinici efektivne snage za gorivo PME100 praktično ista kao i za dizel gorivo. Za ostala dva goriva ova vrednost je za nijansu veća. Veća potrošnja energije za razvijanje jedinice snage kod korišćenja biodizela je moguća u slučaju rada pri veoma visokoj vrednosti koeficijenta viška vazduha, što je ovde bio slučaj, a zbog teže isparljivosti biodizela pri nižim temperaturama a što se može videti na odgovarajućim krivama isparljivosti [204].

#### 5.1.4 Indikatorski dijagrami motora

Tok pritiska u cilindru snimljen indiciranjem motora tokom istraživanja, prikazan je na Slici 5.5. Najveći maksimalni pritiska se dobija u slučaju rada sa čistim metilestrom uljane repice MER i povećan je oko 3% u odnosu na isti pritisak kada motor radi sa dizel gorivom što je najverovatnije posledica veće brzine sagorevanja biogoriva u odnosu na dizel gorivo. Ova pretpostavka će biti dodatno detaljno analizirana tokom daljeg rada i istraživanja procesa sagorevanja u motoru.



Slika 5.5. Tok pritiska u cilindru motora

## 5.2 Istraživanje procesa sagorevanja biogoriva u dizel motoru

Proces sagorevanja goriva u dizel motorima je jedan od osnovnih procesa koji određuju kvalitet celog radnog ciklusa i motora u celini. Potpuno poznavanje fizičko-hemijskog mehanizma odvijanja ovog procesa je veoma kompleksno pitanje. To je zbog toga što se u ovom slučaju radi o manje-više haotičnom karakteru ovog procesa, pri tome veoma labilnog čak i na relativno male varijacije pojedinih uticajnih faktora. Ovo pre svega proističe iz prostorne i vremenske neodređenosti niza fizičko-hemijskih pojava i procesa, kao i njihovih interakcija tokom sagorevanja. Ovo zbog toga što postoji raznolikost fizičkog stanja pojedinih partikula goriva, stepena koncentracije kiseonika kao i temperaturnog nivoa u pojedinim delovima komore za sagorevanje. Istovremeno, poznavanje mehanizma procesa sagorevanja, daje mogućnost upravljanja ovim procesom u optimalnom smeru.

Standardno gorivo za dizel motore je gorivo tipa Eurodizel (ED) i motori su podešeni da optimalno rade sa ovim gorivom. Međutim, s obzirom na činjenicu da se iz većeg broja biljaka može dobiti motorno gorivo, od interesa je da se prouče karakteristike sagorevanja ovih biogoriva, kao i njihov uticaj na ekološke karakteristike motora. U EU se najčešće iz praktičnih razloga kao biogorivo za dizel motore koristi repičino ulje u obliku metilestra uljane repice (RME) koje mora imati osobine zahtevane standardom EN 14214. Ovaj metilestar je gorivo tipa biodizel u oznaci RME a rezultati istraživanja sagorevanja ovog goriva u dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem će biti diskutovani u daljem tekstu. Uopšte metilestri masnih kiselina, pa samim tim i repičin metilestar - RME ( $C_{15}H_{31}CO_2CH_3$ ), se može tretirati kao odlično gorivo za dizel motore. Takođe će biti prezentirani rezultati istraživanja procesa sagorevanja mešavine rafinisanog suncokretovog ulja sa dizel gorivom u odnosu 50:50.

### 5.2.1 Tok pritiska u cilindru

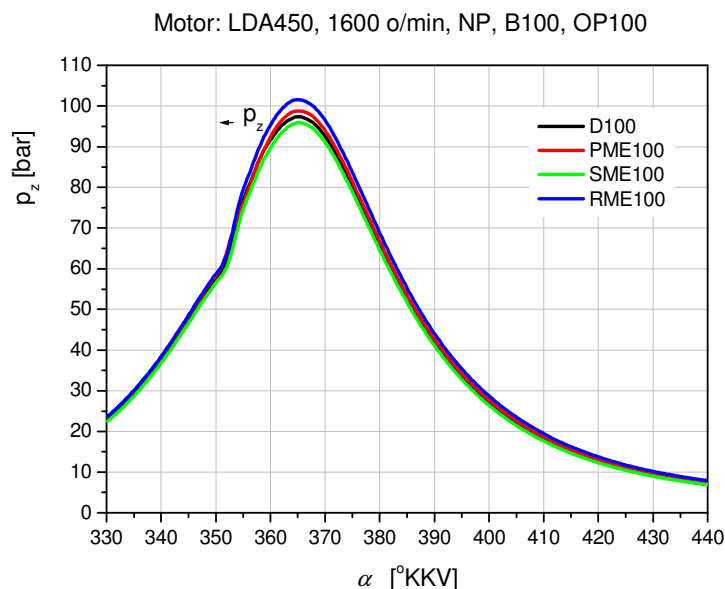
#### 5.2.1.1. Tokovi pritiska u cilindru za B100

U cilju boljeg razumevanja uticaja biogoriva i mešavina biogoriva sa dizel gorivom na proces sagorevanja, između ostalog, vršeno je indiciranje pritiska u cilindru

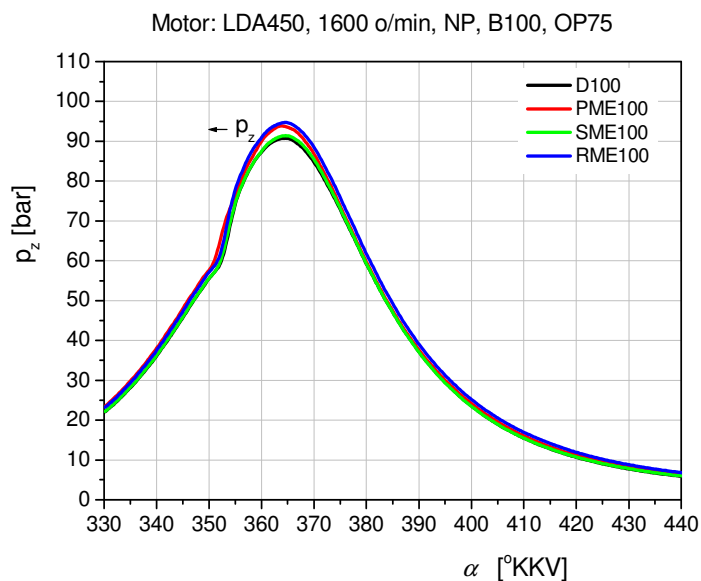
motora. Pritisak u cilindru -  $p_z$  je meren pomoću piezoelektričnog davača i enkodera ugla kolenastog vratila. Signal  $p_z$  je detektovan na 0.2 °KV a prosečna vrednost 20 ciklusa je korišćena za analizu i proračun toka oslobađanja toplote i proračun i analizu parametara procesa sagorevanja.

Na slikama 5.6, 5.7, 5.8 i 5.9 prikazani su tokovi pritiska gasa u cilindru motora za različita goriva pri radu na 100%, 75%, 50% i 25% opterećenju sa odgovarajućim gorivima. Kao goriva su korišćeni čisti metil estri masnih kiselina repičinog ulja, sojinog ulja, i otpadnog jestivog palminog ulja. Dobijeni metil estri navedenih ulja koji su korišćena kao polazne sirovine imaju sledeće oznake: RME100 – repičin metil estar, SME100 – sojin metil estar i PME100 – palmin metil estar. Kao referentno gorivo korišćen je standardni evrodizel koji je označen sa D100.

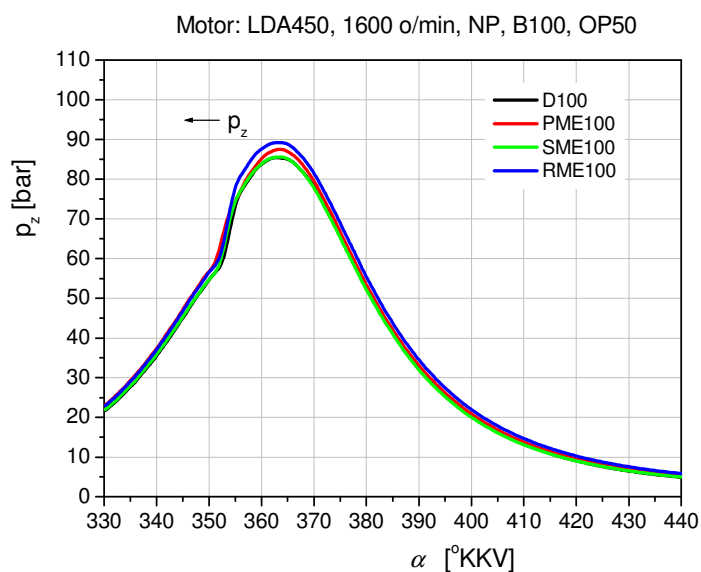
Iz priloženih dijagrama se može videti da su maksimalne vrednosti cilindarskog pritiska veće pri radu sa biodizelima od odgovarajuće maksimalne vrednosti pritiska koja se postiže pri radu sa dizel gorivom. Takođe, pri povećanju nivoa opterećenja raste vrednost maksimalnog pritiska u cilindru, što je očekivano. Na svim radnim režimima uvek je najveća vrednost pritiska gasa u cilindru pri radu sa gorivom RME100 pri čemu maksimalni pritisak na najvišem nivou opterećenja (OP100) iznosi 101,6 bara, što je za 4.41 % više nego pri radu sa dizel gorivom.



Slika 5.6 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i čistim gorivima B100 na opterećenju 100%

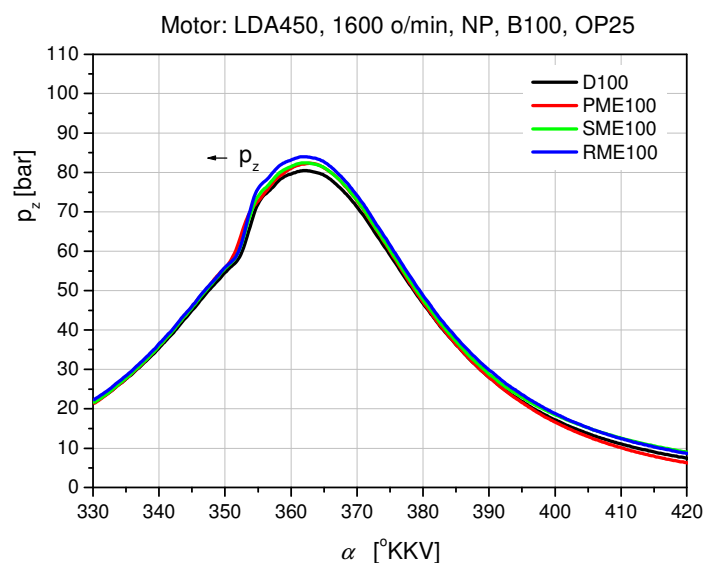


Slika 5.7 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i čista gorivima B100 na opterećenju od 75%



Slika 5.8 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i čistim gorivima B100 na opterećenju od 50%

Kod nižih nivoa opterećenja redosled vrednosti pritisaka pri pogonu sa RME100 je sledeći: na 75% opterećenja vrednost pritiska je 94.7 bara, na opterećenju 50% vrednost pritiska je 89.2 bara i na opterećenju 25% vrednost pritiska je 79.2 bara. To je za 4.42 %, 5.06 % i 4.35 % više nego pri radu sa dizel gorivom, respektivno.



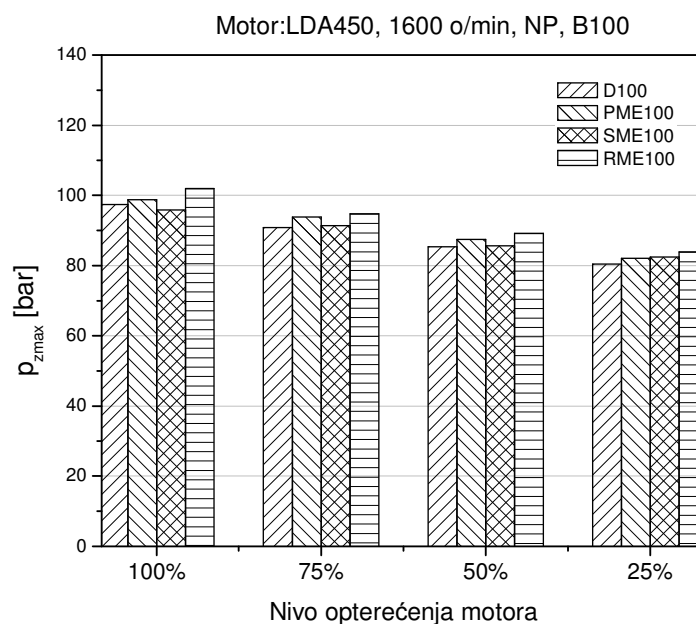
*Slika 5.9 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i čista gorivima B100 na opterećenju 25%*

Ako se posmatra redosled maksimalnih vrednosti pritisaka može se uočiti da je na svim radnim režimima zadržan sledeći redosled maksimuma. Uvek je najviši maksimum za RME100, sledi PME100 i na kraju SME100. Pri radu s gorivom PME100 maksimalna vrednost pritiska je veća za 1.44 %, 3.41 %, 3.06 % i 2.49% respektivno idući od najvišeg do najnižeg nivoa opterećenja. Kada je reč o metilestru sojinog ulja SME100 može se primetiti da je maksimalni cilindarski pritisak pri radu sa ovim gorivom uglavnom na nivou maksimalnog pritiska pri radu sa dizel gorivom, uz veoma mala odstupanja, osim na najnižem nivou opterećenja od 25% gde je ta razlika veća.

Dijagram maksimalnih vrednosti cilindarskog pritiska za sva ispitivana goriva i sve radne režime prikazan je na slici 5.10. Vidi se da pri najvišem nivou opterećenja maksimalni pritisak ciklusa iznosi oko 100 bar za sva primenjena goriva. Ovo je znatno veća vrednost pritiska od one koja se sreće kod ovog tipa motora, a posledica je primene postupka nadpunjenja, što je ranije napomenuto. Na nižim nivoima opterećenja vrednosti pritisaka su niže a kod najnižeg nivoa opterećenja od 25% ti pritisci su oko vrednosti od 80 bara.

U ovom radu će se pažnja uglavnom fokusirati na uticaj osobina primenjenih goriva na karakteristike procesa sagorevanja i izduvnu emisiju istraživanog motora, pri čemu će se kasnije analizirati i razlike koje se javljaju pri radu motora u nadpunjenoj i

usisnoj varijanti, kao i uticaj delimične izolacije radnog prostora motora, pre svega komore za sagorevanje, na navedene parametre radnog ciklusa motora.



*Slika 5.10 Histogram maksimalne vrednosti pritiska u cilindru motora pri radu sa gorivom B100*

Što se tiče položaja maksimuma cilindarskog pritiska u odnosu na SMT može se videti da se maksimum postiže ranije pri radu sa biogorivima nego pri radu sa dizel gorivom. Uglovi na kojima se postiže ovaj maksimum prikazani su u tabeli 5.2.

Razlog ranijeg postizanja maksimalnih vrednosti cilindarskog pritiska pri radu sa metil estrima ovih biljnih ulja je dvojak. Prvo, periodi pritajenog sagorevanja *pps* su kraći za metilestre nego za dizel gorivo, a drugo ubrizgavanje ovih biogoriva počinje ranije nego ubrizgavanje dizel goriva, zbog njihove povećane gustine, kinematske viskoznosti i većeg modula elastičnosti ovih vrsta goriva. Promena pritiska u cilindru motora u toku sagorevanja skoro isključivo zavisi od toka oslobađanja toplote pri sagorevanju, a tok oslobađanja toplote zavisi od mnogih faktora od kojih su najuticajniji fizičko hemijske karakteristike goriva i zakon ubrizgavanja. Osim toga na tok oslobađanja toplote u mnogome utiče i konstrukcija sistema sagorevanja, odnosno geometrija komore za sagorevanje kao i karakteristike strujne slike u cilindru motora neposredno pre početka sagorevanja kao i tokom samog sagorevanja.

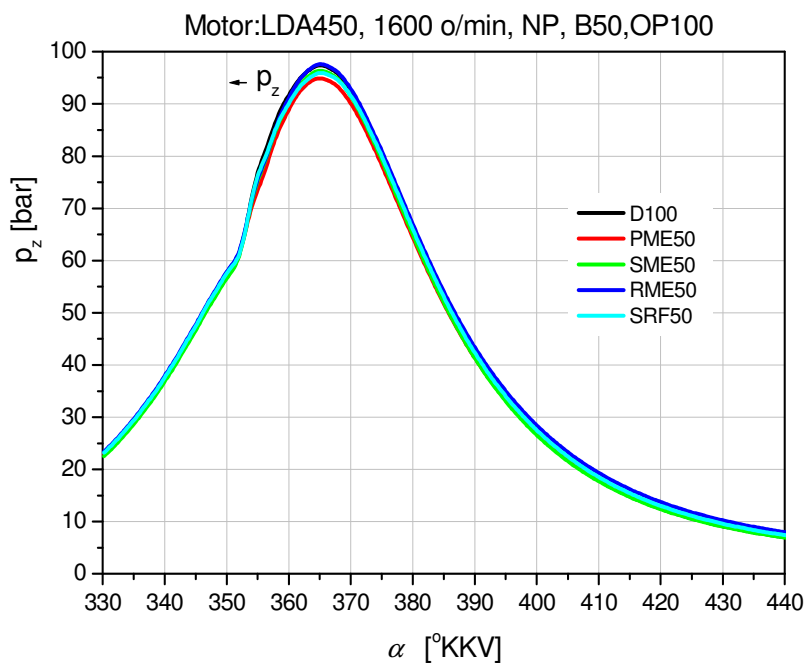
Tabela 5.2. Vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru i ugao pri kome se oni postižu

	100% opterećenje			
Maksimalni pritisak i ugao postizanja	D100	PME100	SME100	RME100
$p_z$ (bar)	97.3	98.7	95.9	101.6
$\alpha_p$ (°KV)	365	364.4	365.2	364.8
	75% opterećenje			
Maksimalni pritisak i ugao postizanja	D100	PME100	SME100	RME100
$p_z$ (bar)	90.7	93.8	91.4	94.7
$\alpha_p$ (°KV)	364	363.6	363.8	364.1
	50% opterećenje			
Maksimalni pritisak i ugao postizanja	D100	PME100	SME100	RME100
$p_z$ (bar)	84.9	87.5	85.5	89.2
$\alpha_p$ (°KV)	365.2	363.4	363	363.2
	25% opterećenje			
Maksimalni pritisak i ugao postizanja	D100	PME100	SME100	RME100
$p_z$ (bar)	80.4	82.04	82.4	83.9
$\alpha_p$ (°KV)	362	361.6	361.8	361.8

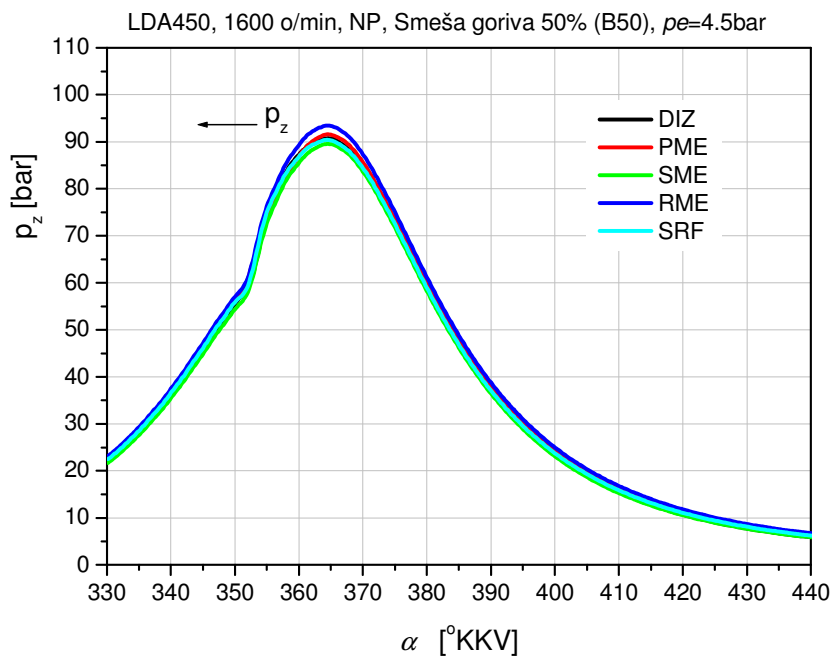
### 5.2.1.2 . Tokovi pritiska u cilindru za B50

Kao što je ranije napomenuto u ovom istraživanju osim čistih 100% goriva istražene su i mešavine ovih goriva sa referentnim dizel gorivom D100 i to u odnosu 50:50. Takođe u istraživanje je uključeno i čisto suncokretovo rafinisano jestivo ulje u mešavini sa dizel gorivom u odnosu 50:50, označeno kao gorivo SRF50. Tokove pritiska u cilindru motora, pri radu sa ovim vrstama goriva prikazani su na slikama 5.11, 5.12, 5.13 i 5.14.

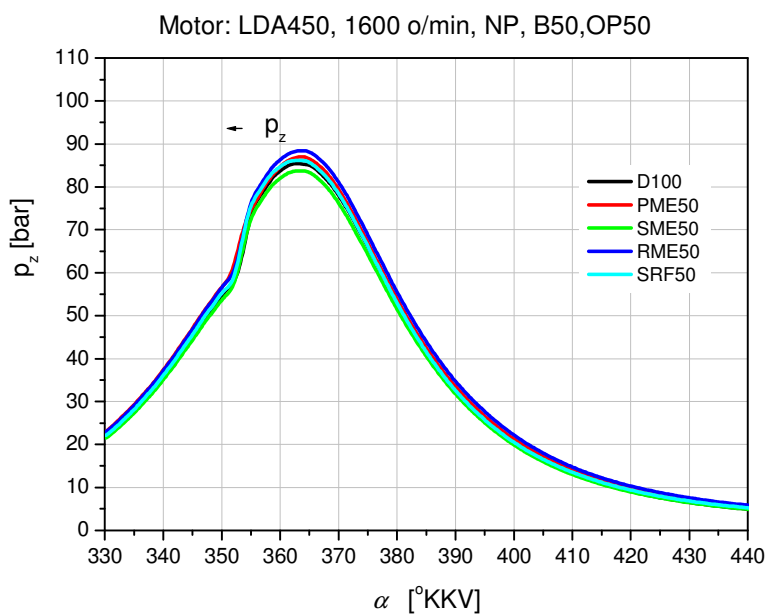




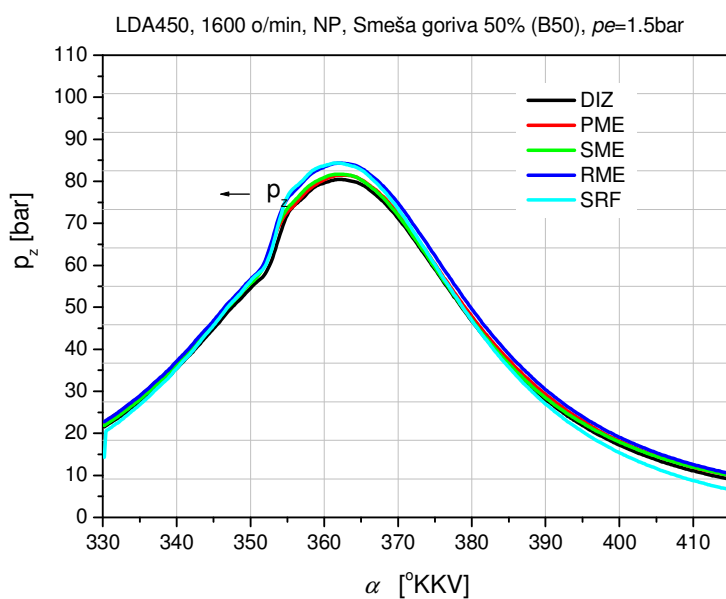
Slika 5.11 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i mešavinama B50 na opterećenju 100%



Slika 5.12 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i mešavinama B50 na opterećenju od 75%



Slika 5.13 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i mešavinama B50 na opterećenju od 50%



Slika 5.14 Tokovi pritiska u cilindru motora pri radu sa dizel gorivom i mešavinama B50 na opterećenju od 25%

Vrednosti maksimalnog pritiska i položaj maksimuma u odnosu na SMT dati su u Tabeli 5.3.

Tabela 5.3 Maksimalni pritisci u cilindru motora sa gorivima B50

	100% opterećenje				
Pritisak u cil. i ugao max pritiska	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$p_z$ (bar)	97.39	94.8	96.3	97.6	95.9
$\alpha_p$ ( $^{\circ}KV$ )	365	364.8	364.1	365	365.4
	75% opterećenje				
Pritisak u cil. i ugao max pritiska	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$p_z$ (bar)	90.7	91.4	89.5	93.4	90.41
$\alpha_p$ ( $^{\circ}KV$ )	364	363.8	364	364.4	364.4
	50% opterećenje				
Pritisak u cil i ugao max pritiska	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$p_z$ (bar)	84.9	86.9	83.7	88.4	86.1
$\alpha_p$ ( $^{\circ}KV$ )	365.2	363	362.8	363.4	362.2
	25% opterećenje				
Pritisak u cil. i ugao max pritiska	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$p_z$ (bar)	80.48	81.4	81.2	84.1	84.4
$\alpha_p$ ( $^{\circ}KV$ )	362	361.8	360.4	361.2	361.8

Ako se posmatraju maksimalne vrednosti pritiska u cilindru motora za nivo opterećenja 75% i 50% i ako se uporede sa 50% mešavinama, pri čemu je na slikama na kojima su dati tokovi pritisaka pri radu sa 50% mešavinama dat i tok pritiska za D100 radi poređenja, može se zaključiti sledeće da su maksimalne vrednosti pritisaka su nešto veće za čista alternativna goriva nego za mešavine kod oba nivoa opterećenja. Konkretno za nivo opterećenja 75% za PME100 maksimalni pritisak je veći 2,6% u odnosu na maksimalni pritisak u slučaju mešavine PME50. Za ostala goriva redosled je sledeći SME100 ima veći maksimalni pritisak za 2,1% nego pri radu sa SME50 i RME100 za 1,4% veći maksimalni pritisak nego pri radu sa RME50.

Čisto rafinisano suncokretovo ulje je korišćeno u istraživanju u koncentraciji 100% ali je pre uvođenja u pumpu visokog pritiska zagrevano na 80 °C, radi sniženja kinematskog viskoziteta. Motor je radio izuzetno mirno i stabilno na svim režimima, međutim dolazilo je do lošeg rada davača pritiska u cilindru i deformacije izlaznog signala zbog deponovanja čađi na membrani davača, pa se odustalo od ovog pokušaja.

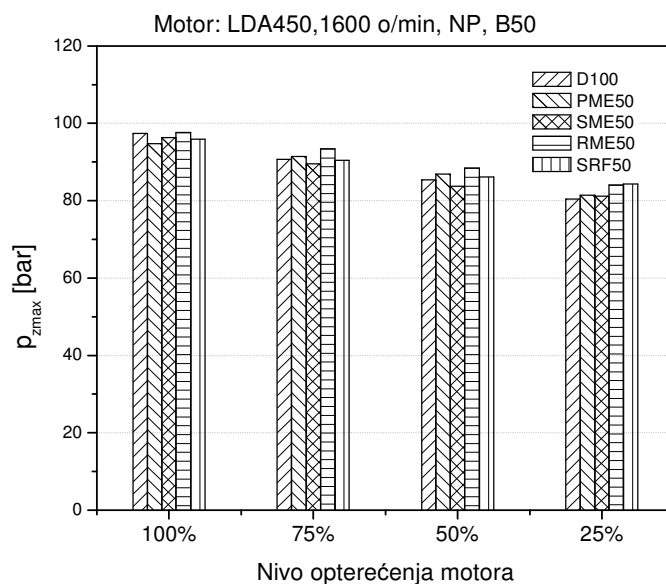
Međutim u seriji istraživanja 50% mešavina korišćeno je čisto suncokretovo rafinisano jestivo ulje u smeši sa dizel gorivom u odnosu 50:50 i u oznaci SRF50 i to bez grejanja goriva pre ulaska u pumpu visokog pritiska. U radu motora nije bilo nikakvih problema, a ni u radu davača, tako da će ti rezultati biti prezentirani. Sa ovom smešom su istražena sva četiri nivoa opterećenja a tokovi pritiska i temperature u cilindru su prikazani na odgovarajućim slikama. Kod ove smeše max cilindarski pritisak je bio 90.4 bar, pri opterećenju 75% i 86.1 bar pri opterećenju 50%.

Takođe se može primetiti da se max. pritisak za alternativna goriva pojavljuje, u principu, nešto ranije nego pri radu sa D100. Ovo važi kako za čista biodizel goriva, tako i za njihove mešavine sa dizel gorivom. Ovo se može tumačiti time da biodizel goriva imaju nešto veći cetanski broj - CB, i kraći period pritajenog sagorevanja, tako da se maksimalne vrednosti pritiska postižu bliže SMT nego u slučaju sa dizel gorivom.

Ovo ranije postizanje maksimalnih vrednosti pritiska se naročito primećuje na nižim nivoima opterećenja od 50% i 25%. Na višim nivoima opterećenja tj. 100% i 75% maksimalni pritisak se postiže neznatno ranije u odnosu na onaj koji se dobija pri radu sa dizel gorivom, ili je ponekad i neznatno kasnije. Kod 50% mešavina istraživanih goriva važi isto pravilo. Na nižim opterećenjima max pritisak se postiže ranije, naročito za SME50 a na višim opterećenjima ova odstupanja su skoro zanemariva.

Razlike u pritiscima prikazane su na slici 5.15. I ovde je situacija slična kao i pri korišćenju B100. Naime, skoro na svim opterećenjima najveći maksimalni pritisak se javlja pri upotrebi RME50. Na ostalim režimima situacija je promenljiva. Na 50% i 75% opterećenja prednost ima PME50, na 100% opterećenju D100, a na 25% opterećenju maksimalni pritisak daje mešavina SRF50.

Ako se pažljivije analiziraju dijagrami na slikama 5.6 5.11 može se uočiti da su maksimalni pritisci ciklusa nešto veći sa čistim gorivima B100 nego sa mešavinama B50. Pri pogonu mešavinama biodizela, odnosno biljnog ulja, sa dizel gorivom na najvišem nivou opterećenja od 100% (OP100), maksimalni pritisci su za nijansu niži u poređenju sa onima koji postoje pri radu sa dizel gorivom, dok to nije slučaj na nižim nivoima opterećenja.



Slika 5.15 Maksimalne vrednosti pritiska u cilindru motora pri radu sa gorivom B50

## 5.2.2. Brzina porasta pritiska u cilindru

### 5.2.2.1 Brzina porasta pritiska u cilindru pri radu sa B100

U toku radnog procesa motora a naročito u toku procesa sagorevanja u cilindru dizel motora se razvijaju veoma velike vrednosti sila pritiska gasova a takođe i odgovarajući unutrašnji momenti gasnih sila. Ove gasne sile izazivaju opterećenja a samim tim i elastične deformacije u svim elementima motora na koje posredno ili neposredno ove sile i momenti deluju, odnosno sa kojima su u kontaktu. Osim toga na pokretne delove motora deluju i odgovarajuće inercijalne sile i momenti kao što su inercijalna sila pravolinijski oscilatornih masa I i II reda, centrifugalne sile inercije i momenti ovih sila.

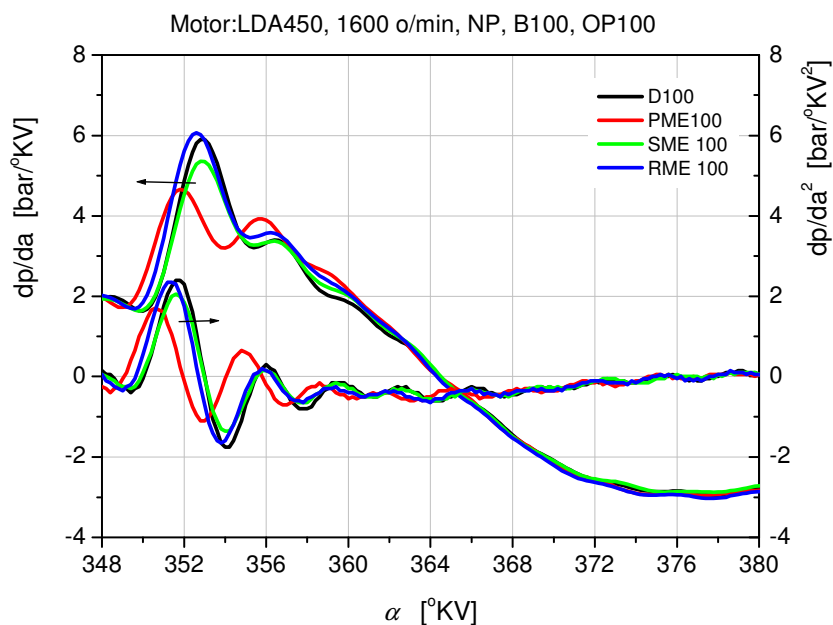
Sve ove nabrojane sile i momenti pobuđuju delove motora na oscilovanje što dovodi do međusobnih mehaničkih udara delova motora preko uljnog filma a ponekad i direktno, u toku rada motora a zbog postojanja neophodnih zazora koji postoje između ovih delova.

Analiza toka pritiska u cilindru omogućava da se izračunaju odgovarajuće veličine koje ukazuju na povoljnost ili nepovoljnost toka pritiska u cilindru sa aspekta

mehaničkog opterećenja delova motora ili stvaranja buke pri radu. U te veličine se pre svega ubrajaju prvi i drugi izvod toka funkcije pritiska gasa u cilindru po uglu kolenastog vratila motora. Tok pritiska  $p_z$ , kao i njegova maksimalna vrednost  $p_{z,max}$ , bitno utiču na nivo buke i opterećenje elemenata motora, naročito u delu ciklusa kada se odvija proces sagorevanja.

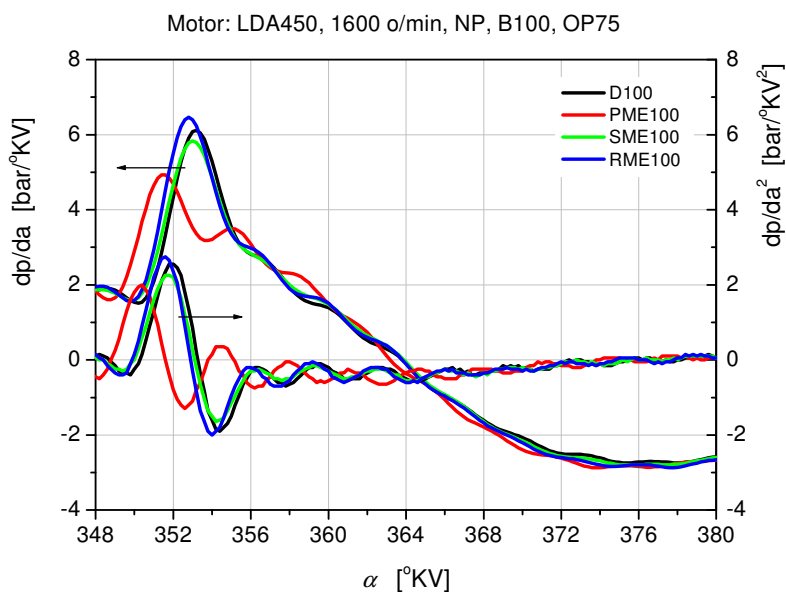
Maksimalna vrednost pritiska ciklusa koja se ostvaruje u toku procesa sagorevanja, najviše utiče na niže učestanosti spektra pritiska a frekvencija zavisi uglavnom od broja obrtaja na kome motor trenutno radi. Kada je reč o srednjem opsegu učestanosti, onda je za to odlučujući stepen porasta pritiska koji se može proceniti preko prvog izvoda funkcije pritiska po uglu kolenastog vratila -  $dp/d\alpha$ . Drugi izvod pritiska po uglu -  $d^2p/d\alpha^2$ , kao i maksimum ovog izvoda odslikavaju tok spektra u oblasti visokih učestanosti (iznad 4.5 kHz).

Na slikama 5.16., 5.17, 5.18 i 5.19, su prikazani tokovi prvog  $dp/d\alpha$  i drugog  $d^2p/d\alpha^2$  izvoda pritiska u cilindru za sva alternativna goriva korišćena u ovom istraživanju i referentno dizel gorivo D100 i za sva četiri nivoa opterećenja pri brzinskom režimu od 1600 o/min.

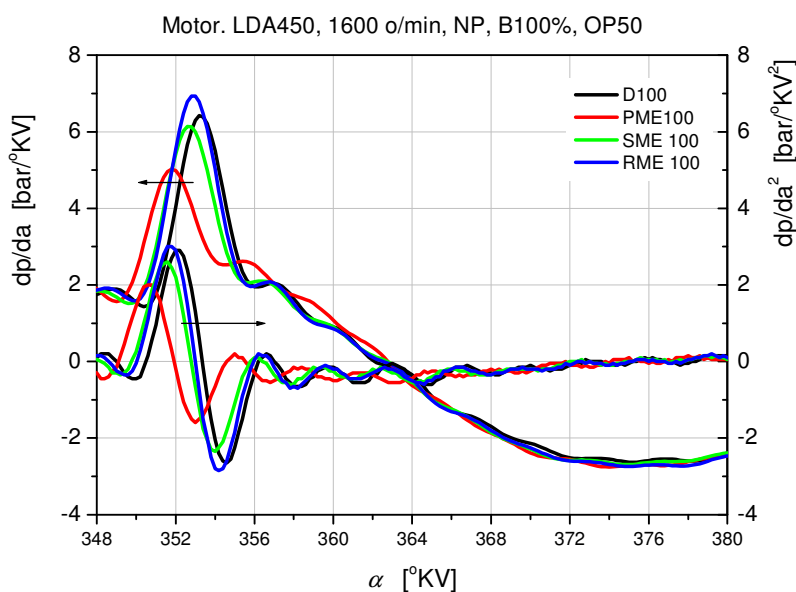


Slika 5.16 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP100% i B100

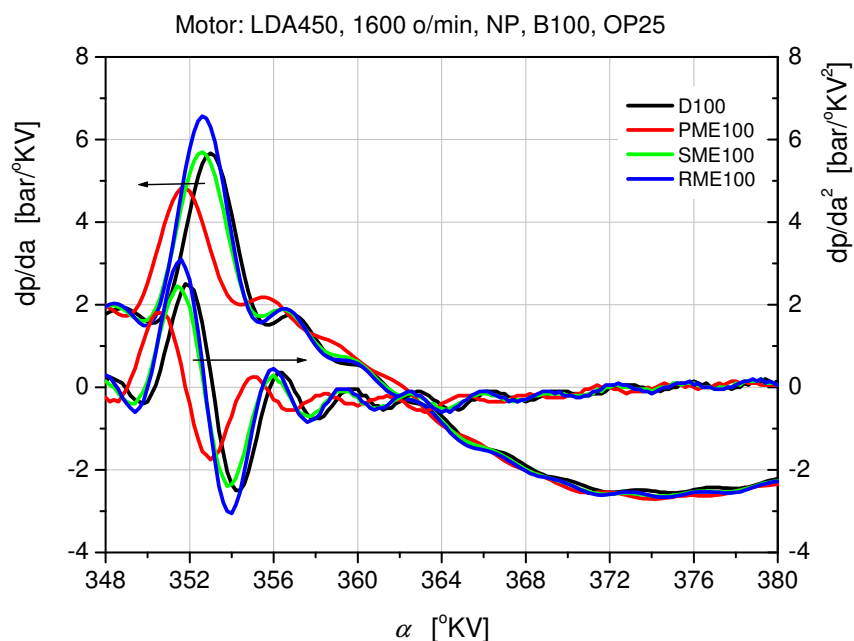
Sa slika se može videti da je maksimalna vrednost prvog izvoda uvek najveća za RME100 na svim režimima (dato i u Tabeli 5.4). Zatim sledi dizel gorivo D100, pa SME100 i najniža vrednost je za gorivo PME100. Na primer za opterećenje motora od 75% vrednosti su za RME100 6.5, za D100 6.1, za SME100 5.8 i za PME100 5 bara/°KV.



Slika 5.17 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP 75% i B100



Slika 5.18 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP50% i B100



Slika 5.19 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP25% i B100

Odgovarajuće vrednosti za drugi izvod su sličnog karaktera samo sa manjim vrednostima maksimuma. Najveća vrednost  $d^2 p/d\alpha^2$  je za RME100, zatim D100, SME100 i na kraju PME100. Drugi izvod pritiska po uglu kolenastog vratila ukazuje na intenzitet (naglost) samoupaljenja goriva, što uz eventualno prisustvo „detonacionog“ sagorevanja dela smeše, kod dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem, može biti razlog veće emisije buke u zoni visokih učestanosti.

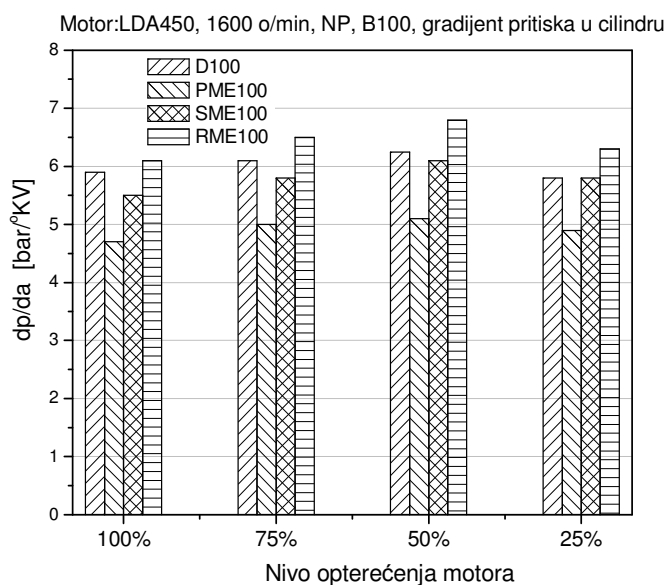
Slično je i za ostale radne režime. Ono što se može primetiti je to da su vrednosti maksimuma kao za  $dp/d\alpha$ , tako i za  $d^2 p/d\alpha^2$  veće što je opterećenje niže i to važi do nivoa opterećenja od 50%. Ovo ne važi za najniži nivo opterećenja od 25% kod koga je takođe očuvan redosled maksimuma ali sami maksimumi nisu najniži što bi se moglo po prethodnoj analogiji očekivati. Sniženje maksimuma izvoda sa povećanjem nivoa opterećenja se može tumačiti na sledeći način:

Pošto maksimum brzine porasta pritiska zavisi od količine goriva sagorele u II fazi (tokom perioda neregulisanog sagorevanja) niži nivoi brzine oslobađanja toplote  $dQ/d\alpha$  pri višim opterećenjima daju niže maksimume brzine porasta pritiska pri istim višim opterećenjima. Za niže nivoe opterećenja važi obrnuto razmatranje.



Načelno veći gradijenti porasta pritiska u cilindru motora utiču na pojavu višeg nivoa buke i prouzrokuju veća mehanička opterećenja elemenata motora. Brzina porasta pritiska koju definiše prvi izvod  $dp/d\alpha$  daje sliku o skoku pritiska u toku faze neregulisanog sagorevanja. S obzirom da su istraživanja vršena na dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem klasične konstrukcije sa klasičnim sistemom ubrizgavanja, vrednosti gradijenta su u zadovoljavajućim granicama za sva goriva (Tabela 5.4).

Veći gradijent porasta pritiska generiše viši nivo buke na srednjim frekvencijama. Vidi se sa slike 5.20 da s obzirom na tok gradijenta pritiska za sva goriva da bi motor trebalo najtiše da radi pri pogonu sa PME100, što je i bio subjektivni utisak tokom istraživanja.



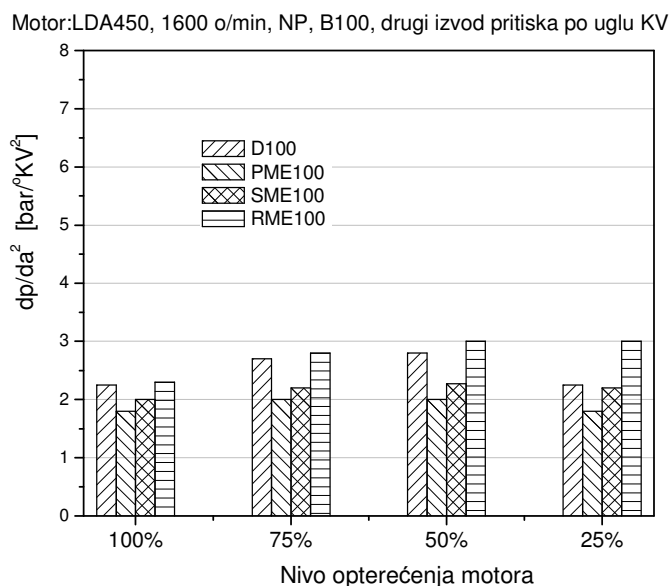
Slika 5.20. Maksimumi gradijenta pritiska u cilindru motora za goriva B100

Tabela 5.4 Vrednosti maksimalne brzine porasta pritiska i njegovog maksimalnog priraštaja

	OP100	OP75	OP50	OP25	Vrsta goriva
$\frac{dp}{d\alpha}_{\max}$ (bara/°KV)	6.1	6.5	6.8	6.3	RME100
	5.9	6.1	6.25	5.8	D100
	5.5	5.8	6.1	5.8	SME100
	4.7	5	5.1	4.9	PME100
$\frac{d^2 p}{d\alpha^2}_{\max}$ (bara/°KV <sup>2</sup> )	2.3	2.8	3	3	RME100
	2.25	2.7	2.8	2.25	D100
	2	2.2	2.27	2.2	SME100
	1.8	2	2	1.8	PME100

Drugi izvod pritiska po uglu kolenastog vratila  $d^2 p/d\alpha^2$  takođe ukazuje na naglo samopaljenje veće količine goriva u početku sagorevanja i to inače kod klasičnih dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem dovodi do viših nivoa buke visoke učestanosti.

Vrednosti maksimalne brzine porasta pritiska i njegovog maksimalnog priraštaja ispitivanih goriva pri raznim opterećenjima date su u Tabeli 5.4.

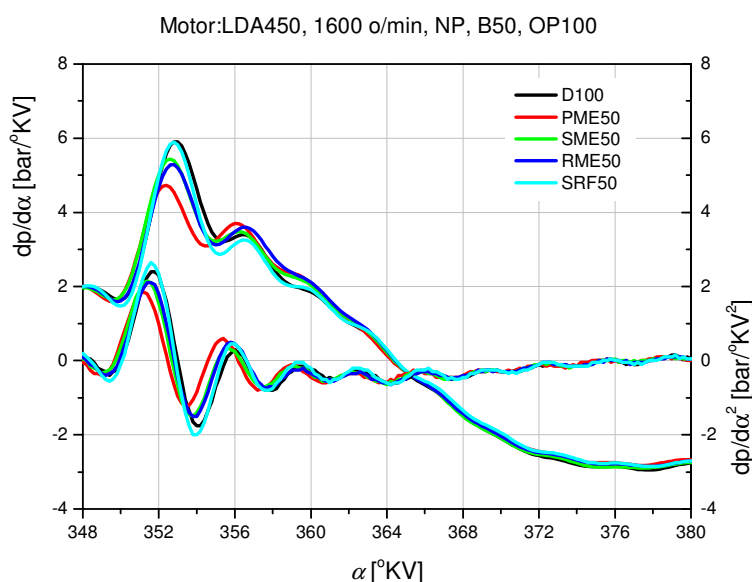


Slika 5.21 Drugi izvod pritiska po uglu kolenastog vratila za goriva B100

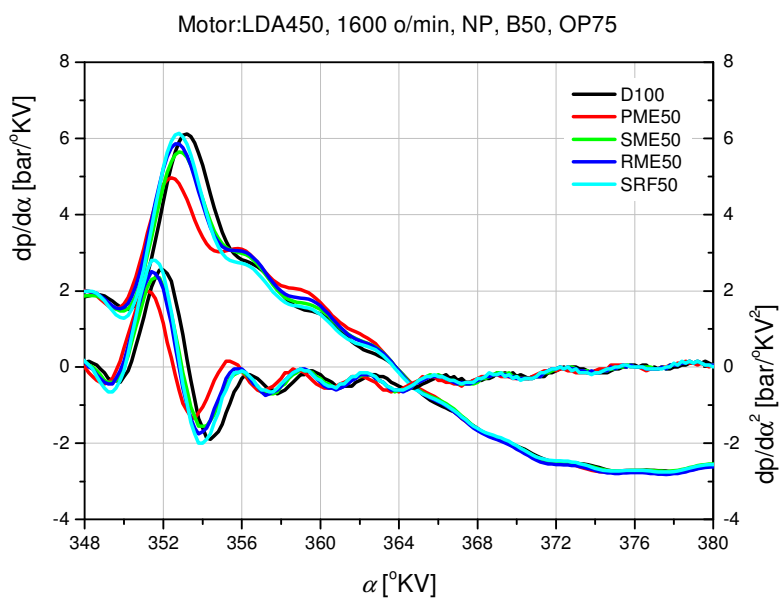
Što su povoljniji uslovi za proces samopaljenja i sagorevanja ubrizgane količine goriva, pre svega kraći pps, rad motora je tiši i mekši. Moguće je da tada maksimalni prirast pritiska i vrednost maksimuma cilindarskog pritiska budu niži. Slika 5.21 pokazuje maksimume drugog izvoda pritiska po uglu kolenastog vratila. Sa ove slike se može videti da, pri svim opterećenjima, najveću vrednost maksimalnog priraštaja brzine promene pritiska ima RME100, sledi D100, pa zatim SME100 i PME100.

### 5.2.2.2 Brzina porasta pritiska u cilindru pri radu sa B50

Sa slika 5.22, 5.23, 5.24 i 5.25 na kojima su prikazani dijagrami  $dp/d\alpha$  i  $d^2p/d\alpha^2$ , za smeše goriva B50 može se uočiti da su vrednosti maksimuma gradijenta pritiska najveće sa mešavinom rafinisanog suncokretovog ulja i dizel goriva, SRF50 ako se posmatraju mešavine biogoriva. U odnosu na referentno dizel gorivo D100 vidi se da sve mešavine biogoriva imaju nešto niže maksimume  $dp/d\alpha$  dok su maksimumi za SRF50 i D100 skoro isti za nivoe opterećenja OP100% i OP75%.

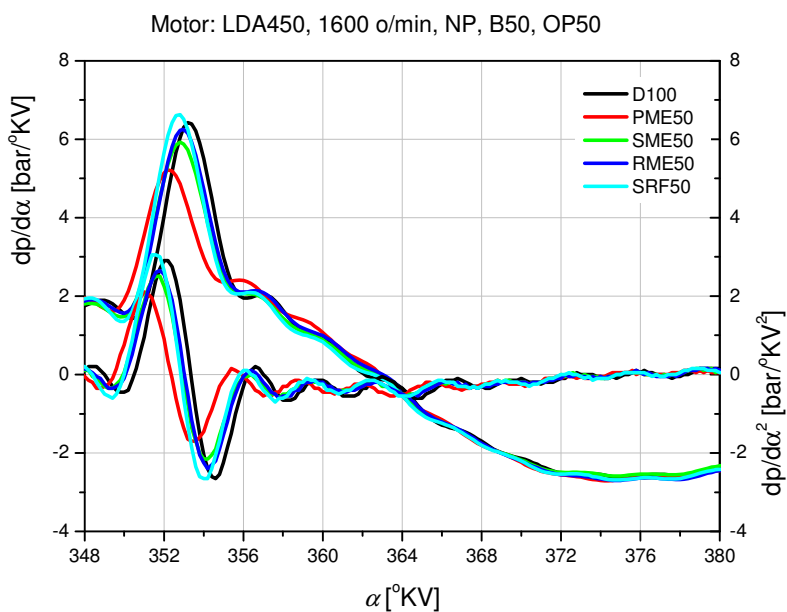


Slika 5.22 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP100% i B50

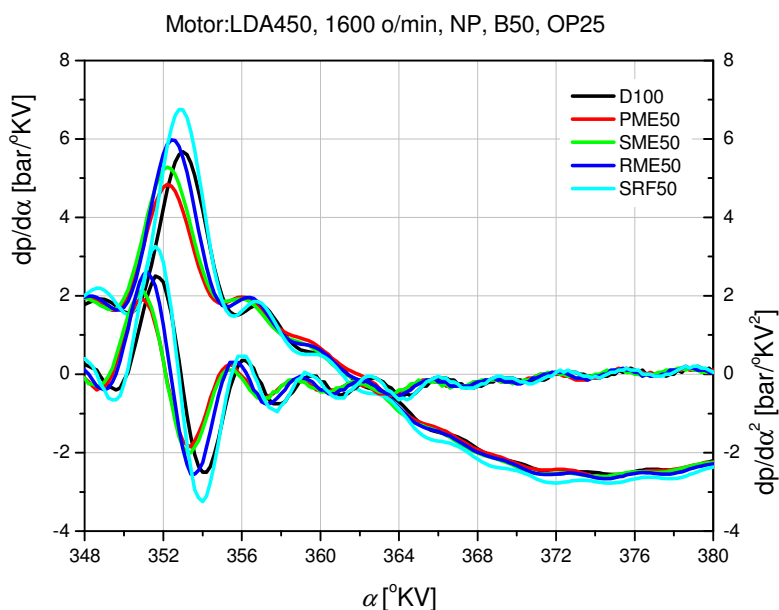


Slika 5.23 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP75% i B50

Kod nižih nivoa opterećenja maksimum  $dp/d\alpha$  za SRF50 je nešto veći nego za dizel gorivo a kod OP25% je maksimum  $dp/d\alpha$  veći i za SRF50 i za RME50, dok su maksimumi za SME50 i PME50 uvek niži na svim radnim režimima.



Slika 5.24 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP500% i B50

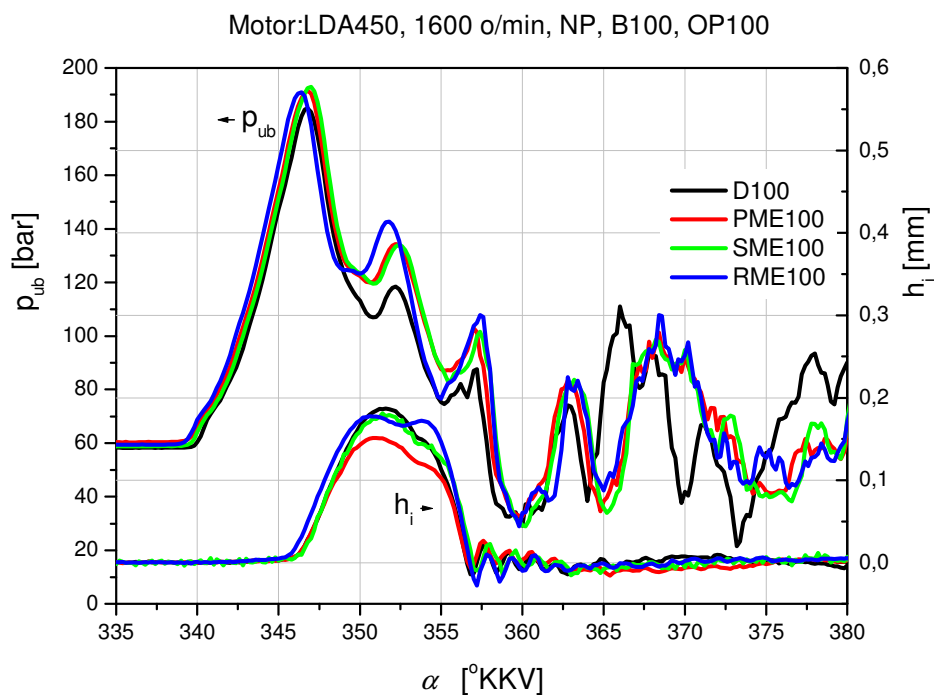


Slika 5.25 Brzina porasta pritiska i drugi izvod pritiska za OP25% i B50

Na kraju se može reći da su u slučaju primene goriva B100 i B50 promene gradijenta pritiska takve da su maksimumi uvek u umerenim granicama, koje retko prelaze 6 bar/°KV. S obzirom na to da je istraživani motor bio starije konstrukcije sa klasičnim sistemom ubrizgavanja goriva ova vrednost se može smatrati prihvatljivom.

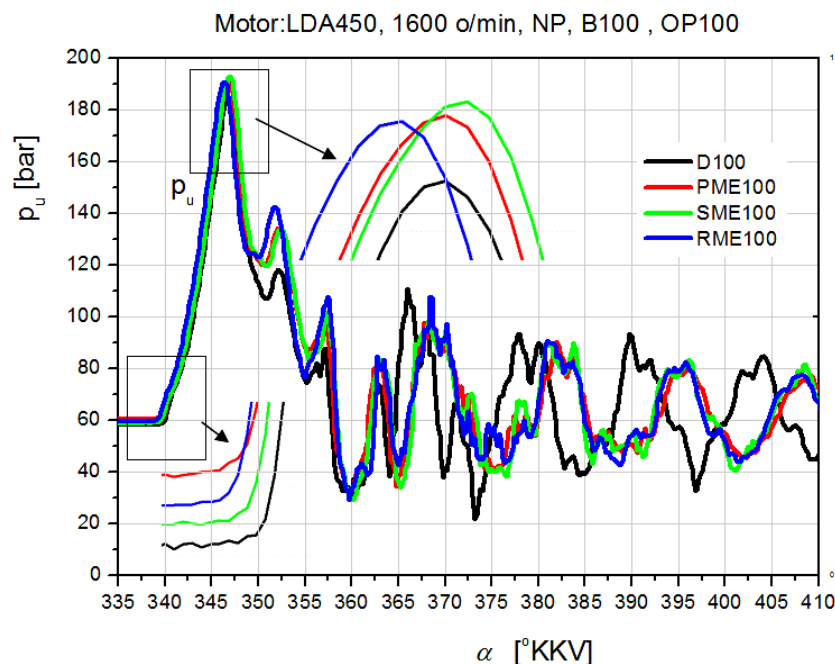
### 5.2.3 Uticaj primene biogoriva na pritisak ubrizgavanja i hod igle brizgača.

Na predmetnom opitnom dizel motoru za potrebe utvrđivanja momenta početka ubrizgavanja kao i trajanja ubrizgavanja korišćeni su merni podaci sa davača hoda igle brizgača i davača pritiska ubrizgavanja, ugrađenog ispred brizgača motora. Slika 5.26 prikazuje pritisak ubrizgavanja i hod igle brizgača za B100 biogoriva kao i za referentno dizel gorivo D100, dok Slika 5.27 prikazuje uvećane detalje toka pritiska ubrizgavanja ispitivanih goriva. Ovi dijagrami omogućavaju da se uoče razlike u nekim parametrima sistema ubrizgavanja za različita biogoriva i da se uporede sa istim parametrima za dizel gorivo.



Slika 5.26 Dijagrami hoda igle brizgača- $h_i$  i pritiska ubrizgavanja- $p_{ub}$  pri radu sa dizel gorivom i biodizelima u koncentraciji 100% (B100)

Pritisak odizanja igle brizgača je bio podešen na 185 bar za dizel gorivo što odgovara fabričkim podacima za motor LDA450. Sa dijagrama se vidi da su maksimalni pritisci otvaranja brizgača nešto veći za B100 goriva nego za dizel gorivo. Konkretno RME100 - 190bar, PME100- 191bar i SME100 -193bar. Kao što je ranije rečeno biodizeli imaju veću gustinu i viskozitet od dizel goriva što utiče na nešto veći zaostali pritisak u cevi visokog pritiska što se vidi i na dijagramu, kao i na nešto veći pritisak otvaranje brizgača.



Slika 5.27 Uvećani deo karakterističnih oblasti dijagrama toka pritiska ubrizgavanja

Ako se pažljivije pogleda dijagram toka pritiska ubrizgavanja, može se primetiti da je pritisak odizanja igle brizgača ujedno i maksimalni pritisak ubrizgavanja. Sledeći maksimum po otpočinjanju ubrizgavanja je znatno niži od prvog. Ovo ukazuje na veoma veliki pad pritiska u komori mlaznice odnosno brizgaču a što je posledica prevelikog prečnika kanala mlaznice od 0, 28 mm. Uslovno rečeno preveliki prečnik kanala mlaznice, posledično dovodi do lošijeg raspršivanja, većeg prečnika kapljice goriva u mlazu, kompaktnijeg mlaza, većeg dometa mlaza i većeg deponovanja goriva na zidu komore za sagorevanje.

Sve ovo zajedno može dovesti do otežanog formiranja smeše goriva i vazduha. Posebno se ovaj problem usložnjava prilikom ubrizgavanja biodizela ili mešavina biodizela ili biljnih ulja s dizel gorivom, koji inače imaju veći viskozitet, gustinu i površinski napon kapljice u mlazu.

Desni deo dijagrama ukazuje na dosta veliko talasanje pritiska u cevi visokog pritiska i to kako za dizel gorivo tako i za biodizele. Takođe se može primetiti fazni pomeraj između pritiska sa dizel gorivom i sa biodizelima. Sa druge strane talasanje pritiska je sinhrono za sva istraživana biogoriva bez bitnog faznog pomaka. Načelno, ovakav izgled celog dijagrama pritiska ubrizgavanja, od početka ubrizgavanja do njegovog završetka, ukazuje na neoptimiranost sistema ubrizgavanja primenjenog na

ovom motoru. Sporo smirivanje talasa pritiska u cevi visokog pritiska po završenom ubrizgavanju, takođe ukazuje na premalu rasteretnu zapreminu u rasteretnom ventilu a u nekim slučajevima ovo može izazvati naknadno ubrizgavanje sa svim štetnim posledicama.

Sudeći po izgledu dijagrama hoda igle brizgača može se zaključiti da ipak ne dolazi do naknadnog ubrizgavanja barem na radnim režimima na kojima su vršena predmetna istraživanja. Takođe, može se primetiti i raniji početak odizanja igle brizgača pri radu sa gorivima tipa B100. Kada je reč o trenutku početka ubrizgavanja usvojeno je da je to trenutak odizanja igle brizgača za 0,01mm u odnosu na zatvoreni položaj. Najranije odizanje igle je utvrđeno za gorivo RME 100 na  $345,7^{\circ}KV$ , pa zatim slede SME100 na  $346,2^{\circ}KV$  PME na  $346,2^{\circ}KV$  i D100 na  $346,3^{\circ}KV$ . U literaturi se navodi da povećana viskoznost biodizela dovodi do smanjenih gubitaka biogoriva kroz zazore u elementima pumpe visokog pritiska-PVP, u toku procesa ubrizgavanja, brži je proces prostiranja talasa pritiska od PVP do brizgača što sve zajedno dovodi do ranijeg početka ubrizgavanja. Osim toga u biodizelu je uvek manji sadržaj parne faze nego pri ubrizgavanju dizel goriva, što je još jedan razlog ranijeg početka ubrizgavanja načelno svih biodizela ili biljnih ulja u smeši sa dizel gorivom.

Takođe, kod biodizela je i kompresibilnost niža u odnosu na dizel gorivo. I ovo takođe utiče na povećanje brzine porasta pritiska i nešto raniji početak ubrizgavanja. Raniji početak ubrizgavanja uglavnom preko dužine *pps* ima uticaj na čitav proces sagorevanja kao i na sastav izduvnih gasova.

## **5.2.4. Zakon oslobađanja toplote**

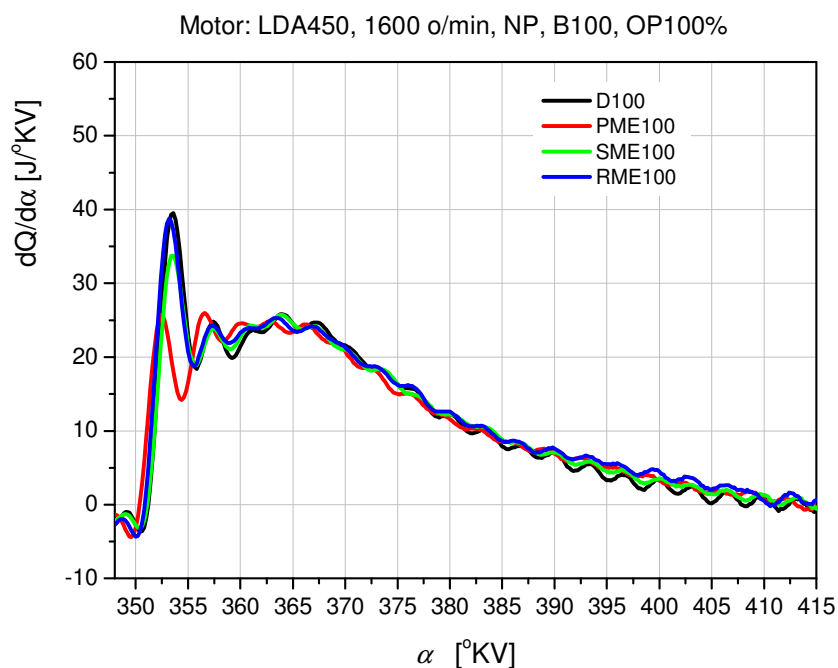
### **5.2.4.1 Diferencijalni zakon oslobađanja toplote za čista biogoriva B100**

Na slikama 5.28 do 5.31, prikazani su zakoni oslobađanja toplote za čista biogoriva B100 i na sva četiri radna režima. Može se uočiti da zbog isparavanja goriva ubrizganog tokom *pps* i akumuliranog u komori za sagorevanje, na početku postoji negativni deo funkcije zakona oslobađanja toplote. Ovaj negativni deo se javlja zbog potrošnje dela toplote, a koja se troši na isparavanje kapljica goriva iz mlaza tokom mešanja sa vrelim vazduhom, tako da ovaj proces suštinski snižava pritisak i

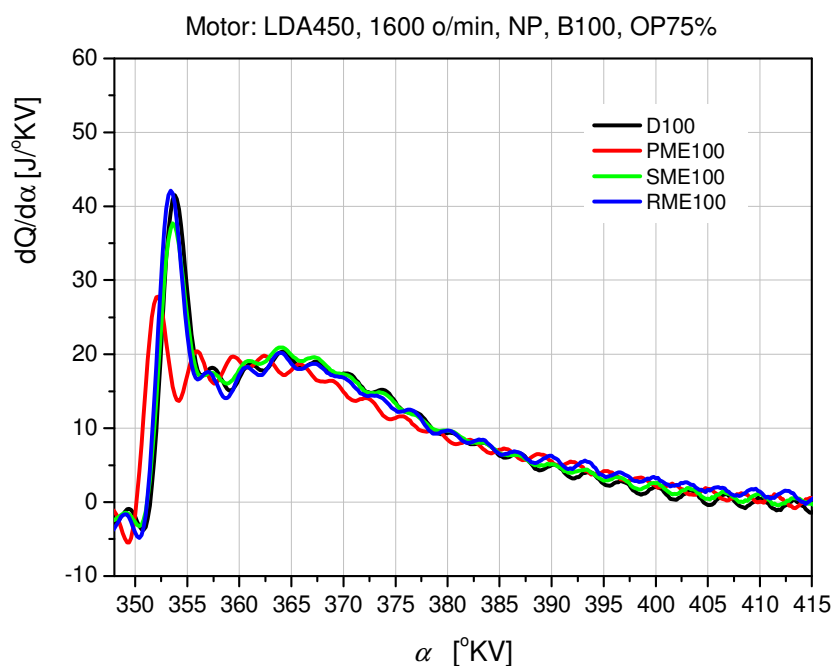


temperaturu u cilindru. Takođe preko veličine ovog negativnog dela dijagrama može se dosta precizno proceniti stanje klipno cilindarskog sklopa datog motora s obzirom da ovaj negativni deo dijagrama suštinski govori o energetske gubicima u cilindru.

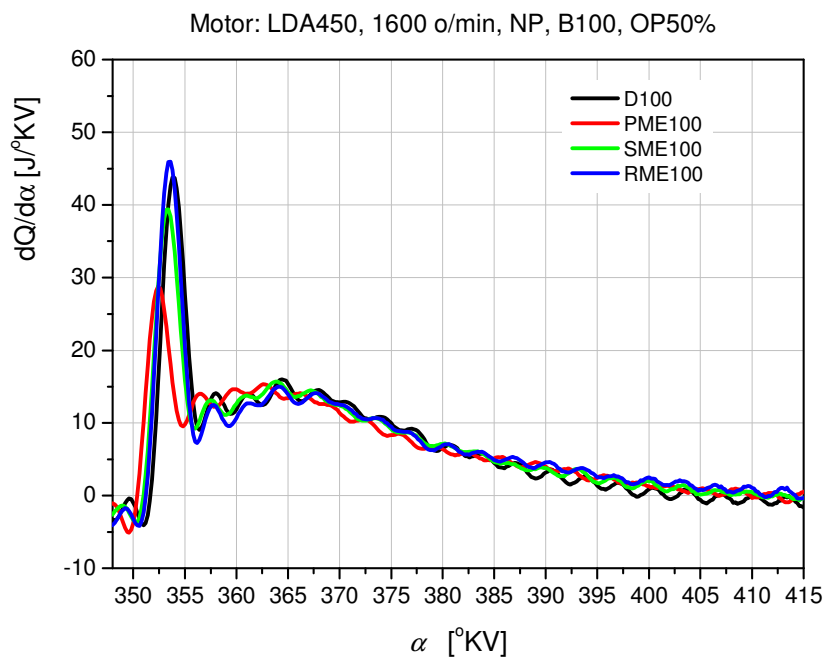
Ukoliko nema velikog prodivavanja gasova u podklipni prostor što znači da je klipno- cilindarski sklop isparavan, onda je ovaj negativni deo dijagrama mali i odnosi se samo na isparavanje goriva iz mlaza. U konkretnom slučaju može se reći da je klipno- cilindarski sklop istraživanog motora koji je ovde korišćen bio u dobrom stanju.



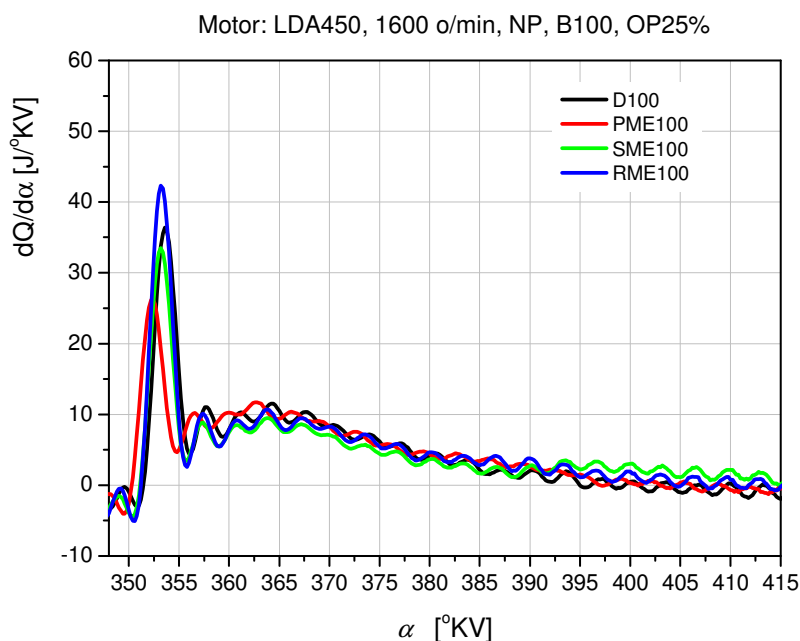
Slika 5.28 Zakon oslobađanja toplote za sva istraživana biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 100% (OP100)



Slika 5.29 Zakon oslobađanja toplote za sva istraživana biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 75 % (OP75)



Slika 5.30 Zakon oslobađanja toplote za sva istraživana biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 50 % (OP50)



*Slika 5.31 Zakon oslobađanja toplote za sva istraživana biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 25 % (OP25)*

Po otpočinjanju procesa sagorevanja, a kao što je ranije definisano usvojeno je da je to presečna tačka dijagrama  $dQ/d\alpha$  i apscisne ose, nastaje veoma burno sagorevanje sa velikim gradijentom porasta brzine oslobađanja toplote. Iz dijagrama se može videti da i dizel gorivo i biodizel goriva veoma brzo sagorevaju u ovoj fazi. Posle ove faze odnosno perioda neregulisanog sagorevanja, proces se nastavlja čisto difuznim karakterom. Ovaj drugi deo procesa sagorevanja odvija se mnogo mirnije i zove se period regulisanog sagorevanja. Brzina ovog dela procesa je uglavnom definisana brzinom formiranja smeše i glavna karakteristika ovog difuznog sagorevanja je postepeno oslobađanje toplote sve do završetka celokupnog procesa sagorevanja.

Ako se posmatraju slike 5.28 do 5.31, može se uočiti da proces sagorevanja uvek otpočinje ranije, pri radu sa biodizelima RME100, PME100 i SME100 nego pri radu sa dizel gorivom. Kada je reč o vrednosti maksimuma zakona (brzina) oslobađanja toplote zapaža se da su za sva primenjena goriva ovi maksimumi sve veći što se nivo opterećenja više smanjuje.

Takođe se maksimumi brzina oslobađanja toplote za biogoriva pomeraju dalje od SMT, odnosno postižu se ranije u odnosu na slučaj rada sa dizel gorivom. Kada je

reč o redosledu položaja maksimuma ovog zakona može se videti da se za biodizel PME100 maksimum postiže uvek najranije, zatim sledi maksimum za SME100 i na kraju za RME100. Naravno najkasnije se maksimum brzine oslobađanja toplote postiže pri radu sa referentnim dizel gorivom D100. Kod najvišeg nivoa opterećenja svi maksimumi  $dQ/d\alpha$  su niži za biodizel nego za dizel gorivo. Kod nivoa opterećenja 75% maksimumi brzine oslobađanja toplote za RME100 i D100 su praktično isti. Ako se nivo opterećenja snižava tada nivo maksimuma sa RME100 premašuje onaj koji se postiže pri radu sa D100. Najviše je ova razlika izražena na najnižem nivou opterećenja od 25%. Za preostala dva goriva maksimum  $dQ/d\alpha$  je uvek niži od maksimuma sa dizel gorivom.

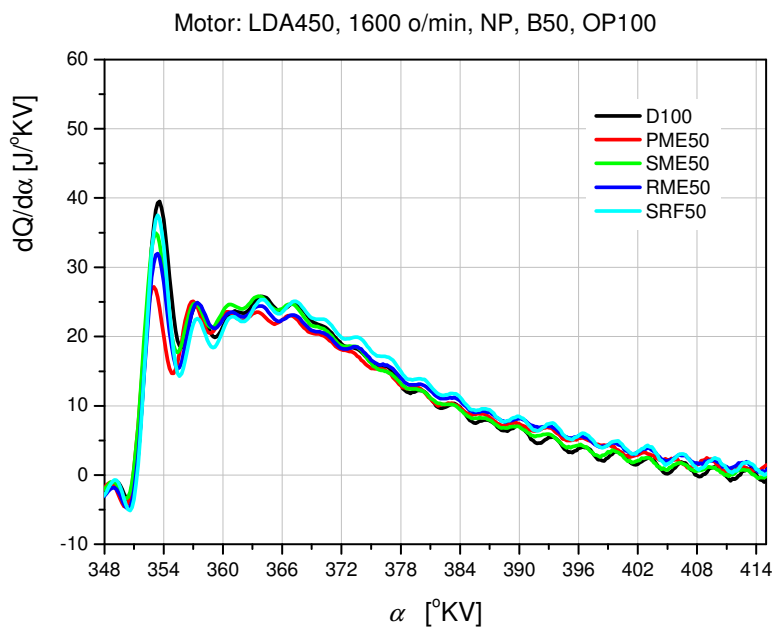
Ono što je posebno interesantno a što se može uočiti sa dijagrama je to da biodizel PME100 sagoreva izrazito difuzno sa velikim udelom treće i četvrte faze sagorevanja, odnosno difuzne faze procesa sagorevanja koje su u ovom radu tretirane kao jedinstvene i označene kao čisto difuzno sagorevanje.

#### 5.2.4.2 Diferencijalni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B50

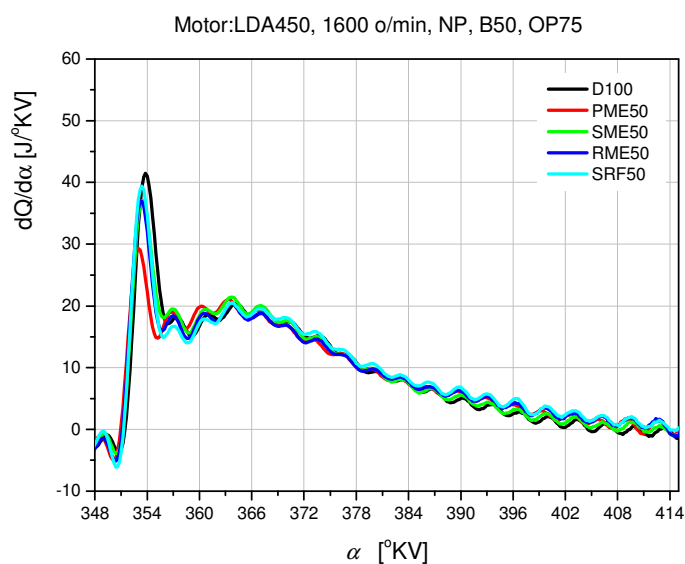
Za smeše B50 važi sledeće: na svim opterećenjima sagorevanje mešavina biogoriva počinje ranije u odnosu na referentno dizel gorivo D100. Bilo bi verovatnije ako se pomeša SRF i dizel gorivo u odnosu 50:50 da se zbog toga smanji cetanski broj dizel goriva jer SRF ima manji cetanski broj. Međutim, zahvaljujući suncokretovom ulju u mešavini sa dizel gorivom se pojavljuje velika količina kiseonika iz ulja što verovatno ubrzava paljenje. Takođe je sigurno da tokom ubrizgavanja smeše goriva SRF50 u sabijeni gas u komori za sagorevanje, veoma visoke temperature, dolazi do dekompozicije kompleksnih jedinjenja u molekulu goriva smeše SRF50 a ovo rezultuje formiranjem prostijih jedinjenja male molekularne mase koja su podložna brzom upaljenju. To dovodi do skraćanja *pps* [205].

Maksimumi brzine oslobađanja toplote su pomereni na manji ugao kolenastog vratila nego kod dizel goriva, odnosno dalje od SMT. Najnižu vrednost zakona oslobađanja toplote ima PME50 a najveću SRF50. U oba slučaja maksimumi zakona

oslobađanja toplote pozicionirani su ranije (dalje od SMT) u odnosu na D100. Razlog za to je raniji početak sagorevanja zbog kraćeg *pps*.



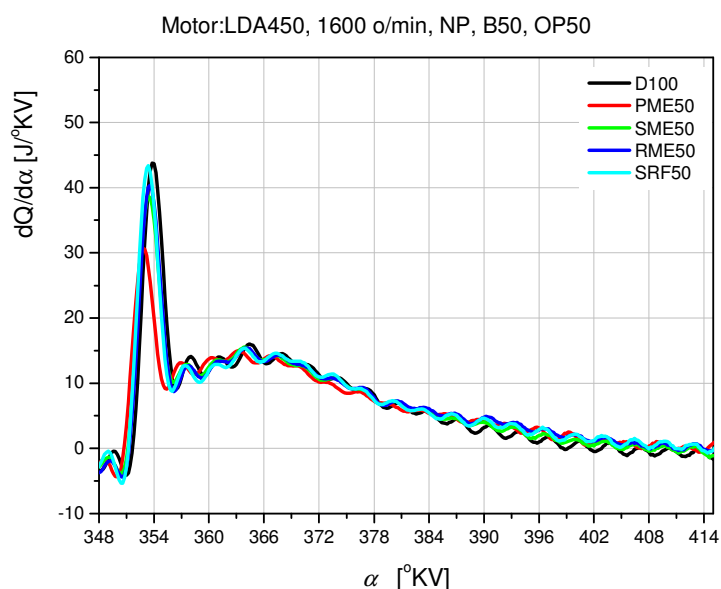
Slika 5.32 Zakon oslobađanja toplote za sve mešavine biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 100 % (OP100)



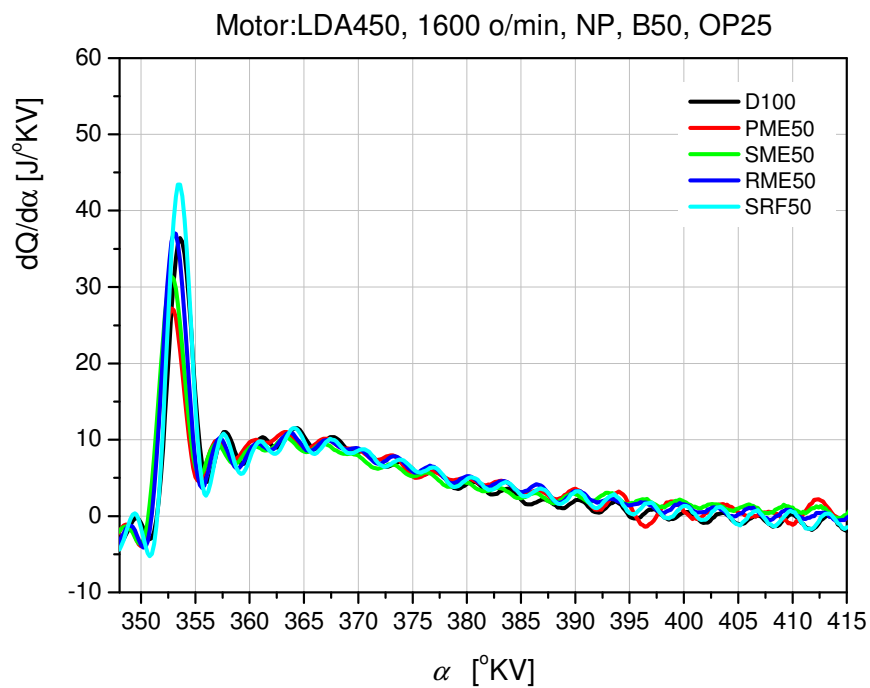
Slika 5.33 Zakon oslobađanja toplote za sve mešavine biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 75 % (OP75)

Slike 5.32 do 5.35, pokazuju zakone oslobađanja toplote za mešavine goriva B50 za sva četiri radna režima. I u ovom slučaju se može videti da se sa povećanjem opterećenja smanjuju maksimumi zakona oslobađanja toplote za sva goriva računajući i dizel gorivo. Takođe maksimumi zakona oslobađanja toplote su uvek niži za mešavine biodizela nego za dizel gorivo. Izuzetak je opet najniži nivo opterećenja od 25%, na kome je maksimum brzine oslobađanja toplote za SRF50 viši nego za dizel gorivo. Ovo verovatno zbog otežanog formiranja smeše mešavine suncokretovog ulja i dizel goriva i većih dimenzija kapljica u mlazu što uz nizak termički nivo motora na ovom radnom režimu daje nešto duži *pps* i veliko nagomilavanje goriva u komori za sagorevanje tokom *pps*. To gorivo kasnije naglo sagoreva i dovodi do nešto veće vrednosti maksimuma  $dQ/d\alpha$ . Inače i na ostalim režimima maksimum  $dQ/d\alpha$  za SRF50 je uvek veći nego za ostale gorive mešavine.

Razlika u početku sagorevanja između mešavina biogoriva i dizel goriva se smanjuje sa porastom opterećenja kao posledica smanjenja razlike u dužini *pps*. Najniži nivo maksimuma  $dQ/d\alpha$  je za mešavinu PME50 a najviši za dizel gorivo osim na nivou opterećenja od 25%. Inače redosled maksimuma je uvek očuvan i od najvišeg do najnižeg on je sledeći: SRF50, RME50, SME50 i PME50 respektivno ne računajući dizel gorivo.



Slika 5.34 Zakon oslobađanja toplote za sve mešavine biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 50 % (OP50)

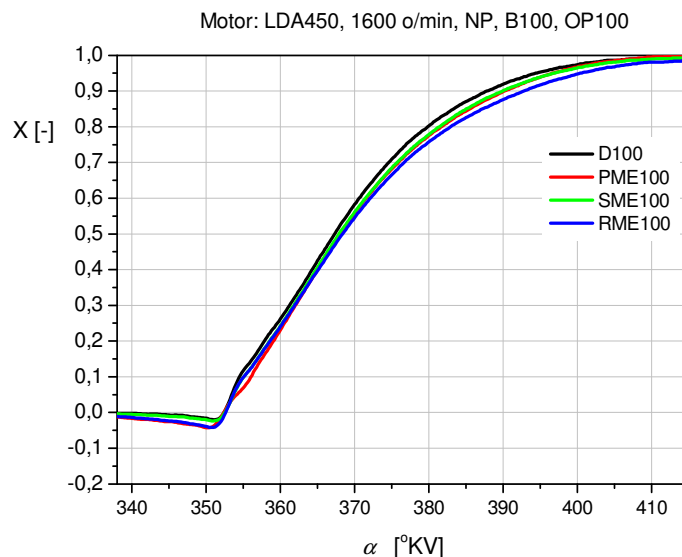


Slika 5.35 Zakon oslobađanja toplote za sve mešavine biogoriva i dizel gorivo za nivo opterećenja 25 % (OP25)

### 5.2.4.3 Normalizovani kumulativni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B100

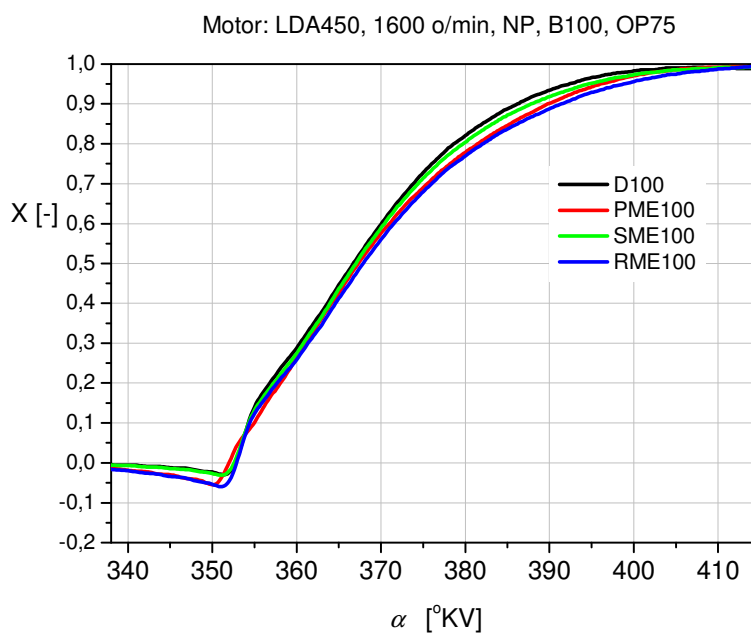
Slike 5.36 do 5.38, prikazuju kumulativni zakon oslobađanja toplote za sva goriva B100 u poređenju sa dizel gorivom pri radu na različitim opterećenjima motora. Ovi dijagrami ponovo potvrđuju raniji početak sagorevanja za biodizele u odnosu na dizel gorivo. Može se reći da su ukupne karakteristike sagorevanja za ova biogoriva slične onima koje se dobijaju pri pogonu dizel gorivom. Pomoću kumulativnog ili integralnog zakona oslobađanja toplote se može proceniti kako se menja udeo sagorelog goriva, tokom odvijanja procesa sagorevanja, odnosno brzina sagorevanja za različita goriva od početka do kraja procesa sagorevanja ciklusne količine goriva. Iz negativnog dela na početku zakona oslobađanja toplote se vidi da se najviše energije na isparavanje troši kod RME100 pa zatim kod PME100 i na kraju SME100, a najmanje kod D100.

Može se videti da iako sagorevanje počinje ranije za biogoriva nego za dizel goriva, trajanje sagorevanja je duže za biogoriva (biodizele), odnosno biodizeli sagorevaju sporije - razvučenije ako se posmatra ceo proces od početka do kraja sagorevanja. Razlika u brzini sagorevanja između dizela i istraživanih biogoriva je veća na nižim opterećenjima, dok se sa povećanjem opterećenja ta razlika sve više smanjuje da bi na punom opterećenju postala minimalna.

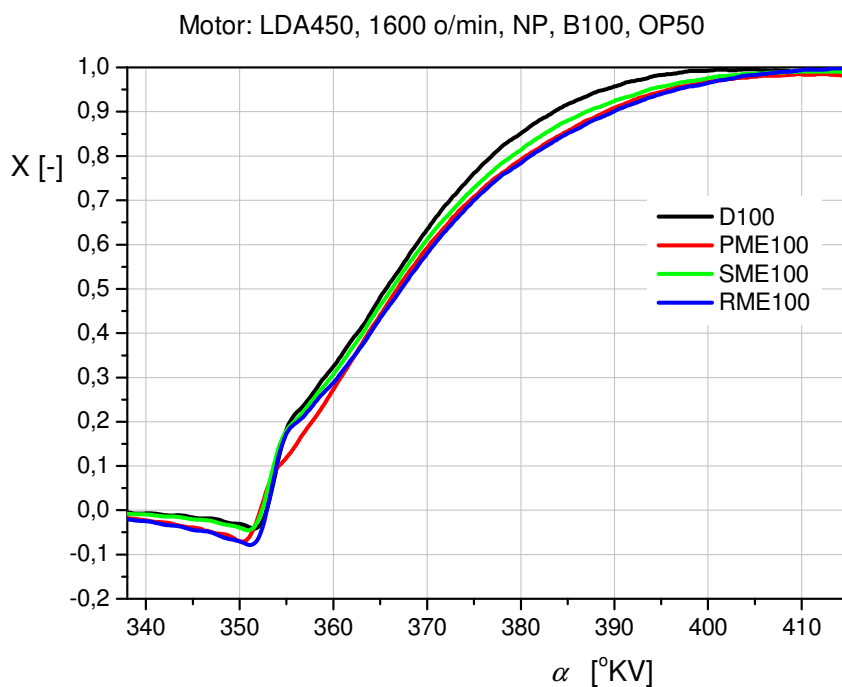


Slika 5.36 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote čistih biogoriva pri opterećenju od 100%





Slika 5.37 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote čistih biogoriva pri opterećenju od 75%



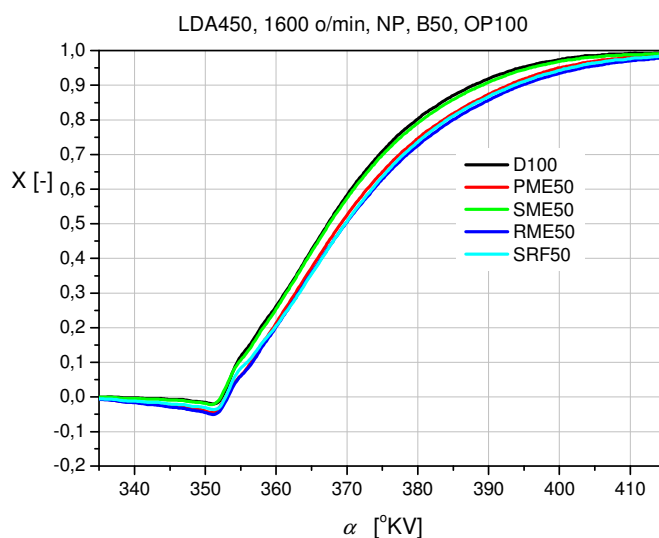
Slika 5.38 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote čistih biogoriva pri opterećenju od 50%

U početku sagorevanja brže sagorevaju biodizeli do oko 354 °KV a sporije sagoreva dizel gorivo, međutim kasnije brže sagoreva dizel gorivo i to vazi do oko 415 °KV kada se sagorevanje završava. D100 najbrže sagoreva zato što najbrže formira smešu sa vazduhom jer ima najmanju gustinu i viskoznost. Takođe ova činjenica utiče na to da je srednji *Sauter-ov* prečnik kapljice najmanji pri ubrizgavanju dizel goriva i dizel najbrže pronalazi kiseonik iz aktivnog vazduha za sagorevanje.

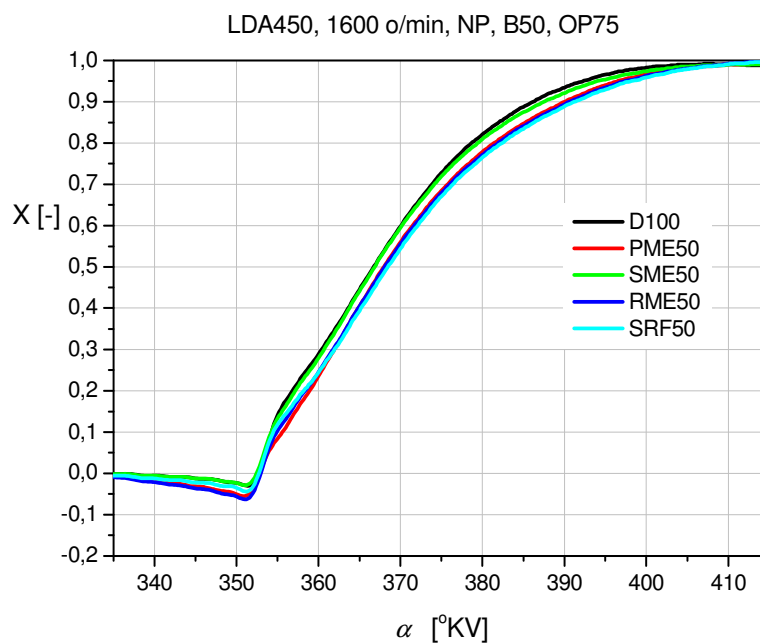
Takođe se može zaključiti da se razlike u brzini oslobađanja toplote u kasnijoj fazi procesa idu redosledom D100, SME100, PME100 i RME100, respektivno. Iz ovoga se može zaključiti da najduže sagoreva gorivo RME100 a blisko njemu je i PME100.

#### 5.2.4.4 Normalizovani kumulativni zakon oslobađanja toplote za biogoriva B50

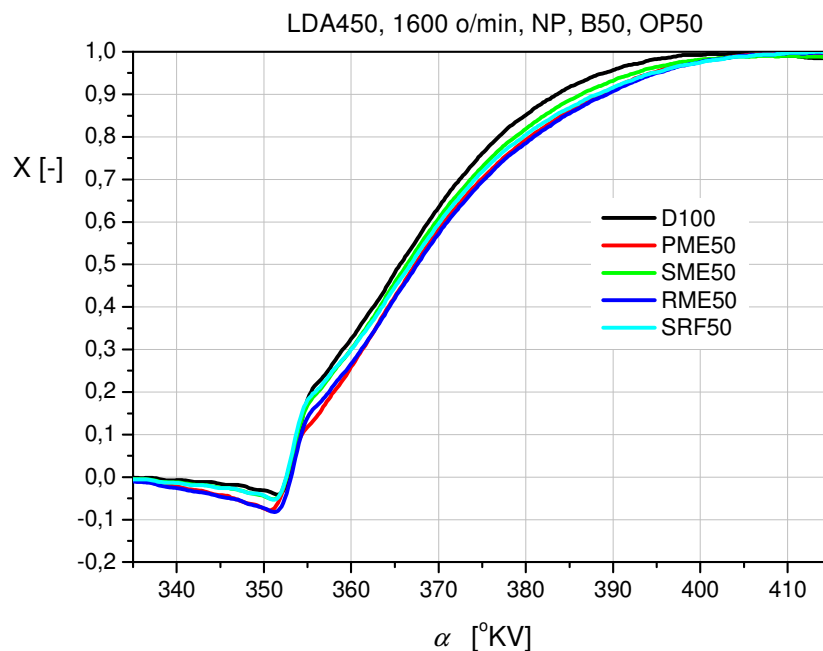
Kod mešavina biogoriva B50 takođe je zadržan redosled funkcija kumulativnog (integralnog) zakona oslobađanja toplote i to redosledom D100, SME50, PME50, SRF50, RME50 (Slike 5.39 do 5.41). Pri tome se linije SRF50 i RME50 skoro poklapaju, što znači da ta dva goriva najsporije sagorevaju gledano globalno. Ovo praktično znači da dodavanjem biogoriva u smešu dolazi do produženja trajanja procesa sagorevanja.



Slika 5.39 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote mešavina goriva B50 pri opterećenju od 100%



Slika 5.40 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote mešavina goriva pri opterećenju od 75%



Slika 5.41 Normalizovani kumulativni (integralni) zakon oslobađanja toplote mešavina goriva pri opterećenju od 50%

## 5.2.5 Analiza faza procesa sagorevanja B100

U ovom odeljku će se analizirati pojedine faze procesa sagorevanja. Kao što je ranije rečeno proces sagorevanja, u ovom radu, je podeljen u tri karakteristične faze i to: period zakašnjenja upaljenja ili period pritajenog sagorevanja-pps, period neregulisanog sagorevanja i period difuznog (regulisanog) sagorevanja. Određivanje trajanja pojedinih perioda (faza) procesa sagorevanja detaljnije je objašnjeno u poglavlju 4.2.3.

### 5.2.5.1 Uticaj biodizela i njegovih mešavina na dužinu pps

Podaci dobijeni iz dijagrama hoda igle brizgača su poslužili za određivanje trenutka kada počinje ubrizgavanje goriva u komoru za sagorevanje. Definisano preko ugla KV na 0,01 mm hoda igle brizgača utvrđeni su trenuci (uglovi) na kojima prve čestice goriva dospevaju u komoru. Sa druge strane iz dijagrama toka oslobađanja toplote moguće je definisati početak sagorevanja. Razlika ova dva trenutka se definiše kao period pritajenog sagorevanja (*pps*) i izražava uglovno u stepenima kolenastog vratila. U toku *pps* se dešavaju brojne fizičko hemijske promene u ubrizganom gorivu koje kasnije dovode do njegovog upaljenja. Mnogi istraživači iznose stav da su u ovom periodu važnije hemijske karakteristike goriva nego njegove fizičke karakteristike. Sklonost goriva ka samoupaljenju definiše se preko centanskog broja (CB). Veći CB načelno bi trebao da doprinese skraćanju perioda pritajenog sagorevanja. Biodizel goriva i njihove mešavine korišćene uz ovom istraživanju imaju nešto veće cetanske brojeve od referentnog dizel goriva, što potvrđuju svi literaturni podaci.

U Tabelama 5.5 i 5.6 su prikazane vrednosti dužine pps za goriva B100 i B50 na različitim režimima opterećenja pri broju obrtaja motora od 1600 o/min. Može se videti da su u oba slučaja periodi pritajenog sagorevanja *pps* kraći pri radu sa biodizelom i njegovim mešavinama nego za referentno dizel gorivo. Konkretno vrednosti *pps* su manje za oko 0 do 1.5 °KV od vrednosti pri pogonu dizel gorivom. Istraživani biodizeli imaju uvek mali procenat diglicerida koji po svojoj prirodi povećavaju tačku ključanja i pomeraju krivu isparavanja naviše u odnosu na dizel goriva. Ipak sa druge strane, tokom ubrizgavanja biodizela i njihovih mešavina u vreli sabijeni vazduh u komori za

sagorevanje motora dešavaju se složene hemijske reakcije na tim visokim temperaturama, koje rezultiraju degradacijom i raspadanjem molekula estara velikih molekularnih težina. Ove složene hemijske reakcije dovode do formiranja prostijih i lakših jedinjenja čije se pare lakše pale, što dovodi do ranijeg upaljenja i skraćenja pps . Prema tome, primena biogoriva tipa biodizel za pogon dizel motora, tokom procesa sagorevanja načelno dovodi do skraćenja perioda zakašnjenja upaljenja, odnosno perioda pritajenog sagorevanja - pps zbog većeg cetanskog broja biodizela.

Tabela 5.5 Vrednosti ugla ubrizgavanja, ugla početka sagorevanja i ugla perioda pritajenog sagorevanja za čista biogoriva B100 pri raznim opterećenjima

OP100					
	D100	PME100	SME100	RME100	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ}KV]$	346,2	346,25	346,2	345,7	
$\alpha_{ps} [^{\circ}KV]$	351,2	350,4	351,1	350,55	-
$\alpha_{pps} [^{\circ}KV]$	5,0	4,15	4,9	4,8	
OP75					
	D100	PME100	SME100	RME100	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ}KV]$	341,1	346,15	346,2	345,6	
$\alpha_{ps} [^{\circ}KV]$	351,4	350,35	351,1	350,9	-
$\alpha_{pps} [^{\circ}KV]$	5,3	4,2	4,9	5,3	
OP50					
	D100	PME100	SME100	RME100	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ}KV]$	346	346,05	346,1	345,5	
$\alpha_{ps} [^{\circ}KV]$	351,7	350,4	351,1	351,2	-
$\alpha_{pps} [^{\circ}KV]$	5,7	4,35	5,0	5,7	
OP25					
	D100	PME100	SME100	RME100	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ}KV]$	345,9	345,95	346	345,4	
$\alpha_{ps} [^{\circ}KV]$	351,8	350,4	350,1	351,2	-
$\alpha_{pps} [^{\circ}KV]$	5,9	4,45	5,1	5,8	

Ovde je:

$\alpha_{pb} [^{\circ}KV]$  - ugao početka ubrizgavanja

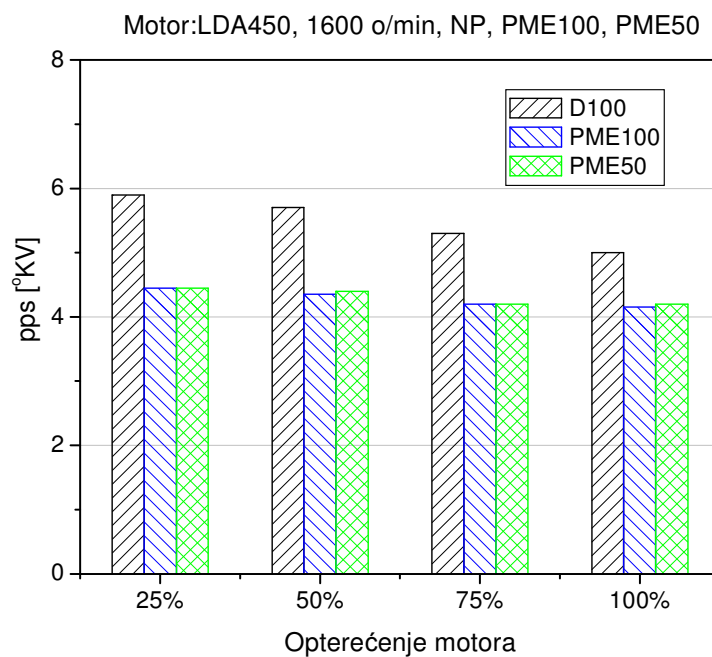
$\alpha_{ps} [^{\circ}KV]$  - ugao početka sagorevanja

$\alpha_{pps} [^{\circ}KV]$  - period pritajenog sagorevanja

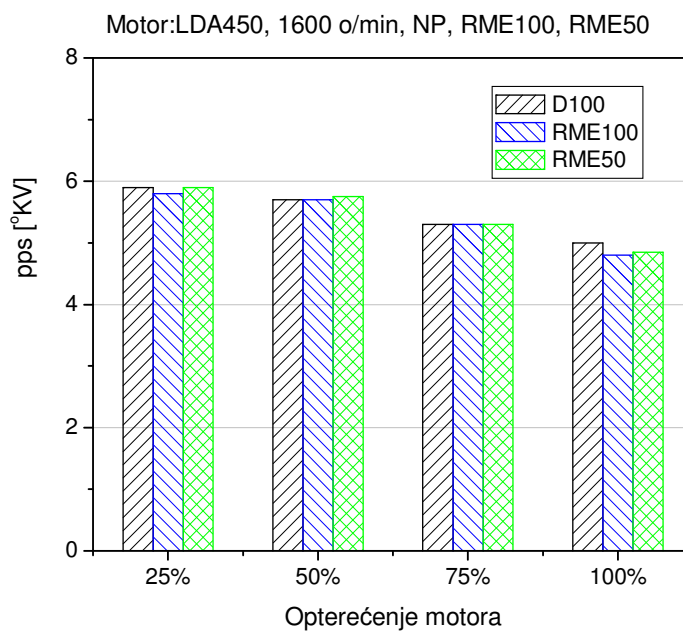
Tabela 5.6 Vrednosti ugla ubrizgavanja, ugla početka sagorevanja i ugla perioda pritajenog sagorevanja za mešavine biogoriva B50 pri raznim opterećenjima

OP100					
	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ} KV]$	346,2	346,7	346,25	346,6	346,3
$\alpha_{ps} [^{\circ} KV]$	351,2	350,9	351,2	351,45	351,3
$\alpha_{pps} [^{\circ} KV]$	5,0	4,2	4,95	4,85	5,0
OP75					
	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ} KV]$	346,1	346,6	346,15	346,5	346,2
$\alpha_{ps} [^{\circ} KV]$	351,4	351	351,2	351,8	351,5
$\alpha_{pps} [^{\circ} KV]$	5,3	4,4	5,05	5,3	5,3
OP50					
	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ} KV]$	346,0	346,5	346,05	346,4	346,1
$\alpha_{ps} [^{\circ} KV]$	351,7	350,9	351,1	352,15	351,8
$\alpha_{pps} [^{\circ} KV]$	5,7	4,4	5,05	5,75	5,7
OP25					
	D100	PME50	SME50	RME50	SRF50
$\alpha_{pb} [^{\circ} KV]$	345,9	346,4	345,95	346,3	346,0
$\alpha_{ps} [^{\circ} KV]$	351,8	350,85	351,05	352,2	351,9
$\alpha_{pps} [^{\circ} KV]$	5,9	4,45	5,1	5,9	5,9

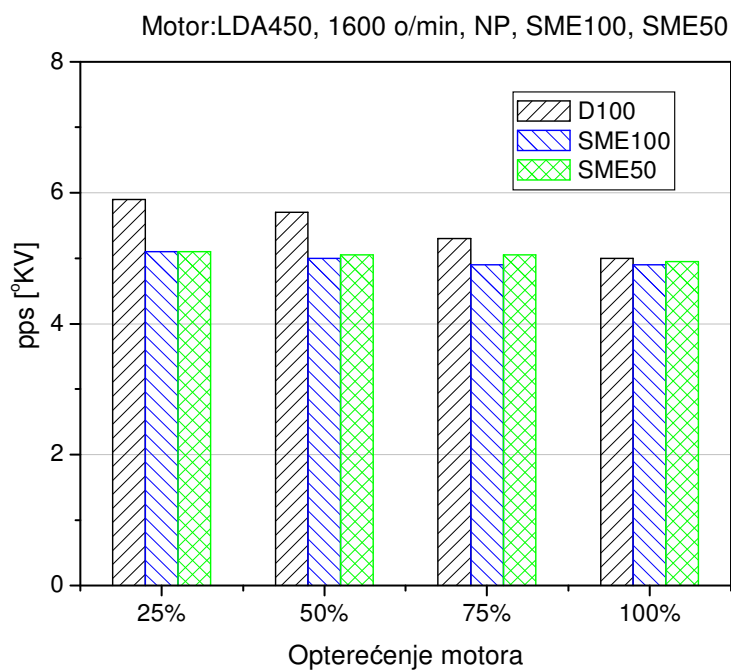
Na slikama 5.42 do 5.45 prikazane su dužine trajanja perioda zakašnjenja upaljenja ili perioda pritajenog sagorevanja – *pps* za goriva B100 i mešavinu SRF50. Može se videti da je najkraći *pps* za gorivo RME100 i njegovu mešavinu RME50 a najduži za dizel gorivo. Takođe je uočljivo da se dužina perioda pritajenog sagorevanja skraćuje sa povećanjem opterećenja motora. Naime sa povećanjem opterećenja motora raste temperatura elemenata koji formiraju radni prostor motora, što posledično i dovodi do viših temperatura usisnog punjenja u trenutku ubrizgavanja motora i do skraćivanja perioda pritajenog sagorevanja između biogoriva i dizel goriva. Najmanja razlika u dužini *pps* između biogoriva i dizel goriva se može uočiti kod mešavine SRF50 a odmah zatim i kod RME, s tim da je ova razlika kod RME malo veća na punom opterećenju motora. Takođe, uvek je za nijansu duže trajanje *pps* kod mešavina nego kod čistih goriva što je očekivano, ali su te razlike minimalne. Ni sa jednim gorivom dužina *pps* ne prelazi 6 oKV.



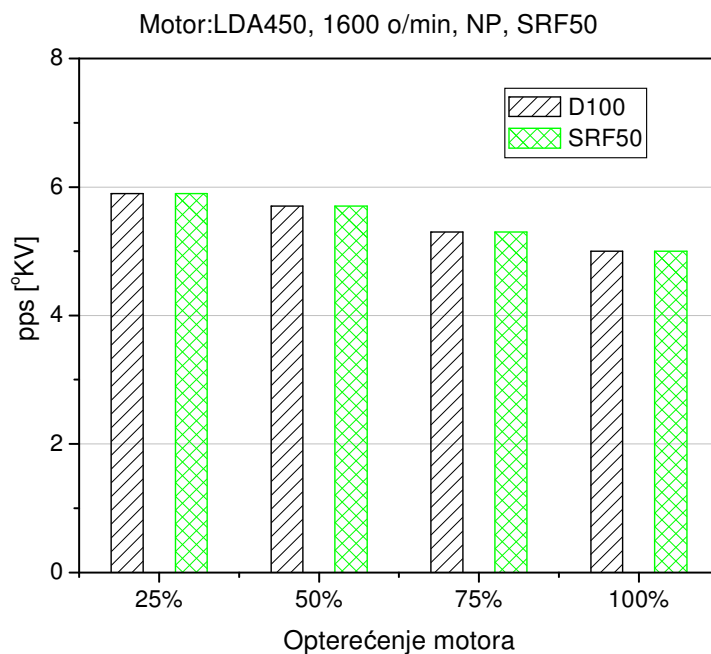
Slika 5.42 Trajanje zakašnjenja upaljenja za gorivo PME100 i PME50



Slika 5.43 Trajanje zakašnjenja upaljenja za gorivo RME100 i RME50



Slika 5.44 Trajanje zakašnjenja upaljenja za gorivo SME100 i SME50

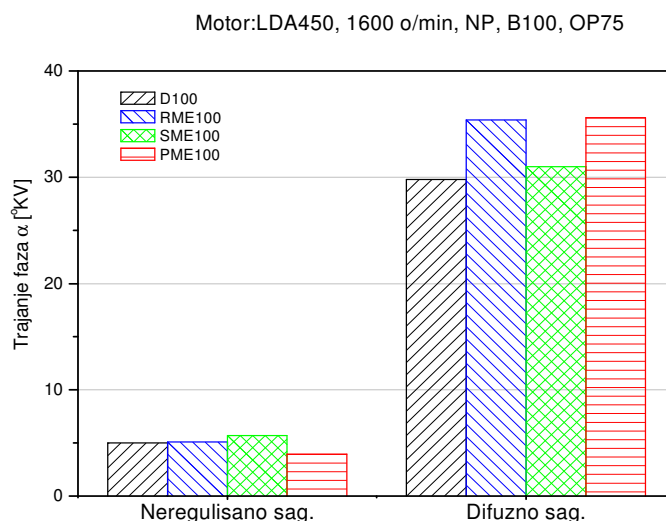


Slika 5.45 Trajanje zakašnjenja upaljenja za gorivo SRF50

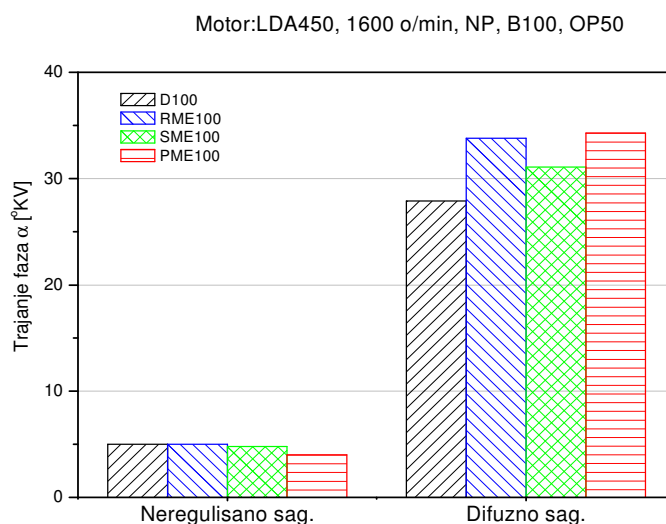


### 5.2.5.2 Trajanje pojedinih faza sagorevanja po uglu KV

Na slikama 5.46 i 5.47 prikazane su vrednosti trajanja perioda neregulisanog sagorevanja i perioda difuznog sagorevanja u zavisnosti od ugla kolenastog vratila, za izabrane radne režime OP75 i OP50.



Slika 5.46 Trajanje perioda neregulisanog i regulisanog sagorevanja čistih biogoriva B100 pri opterećenju od 75%



Slika 5.47 Trajanje perioda neregulisanog i regulisanog sagorevanja čistih biogoriva B100 pri opterećenju od 50%

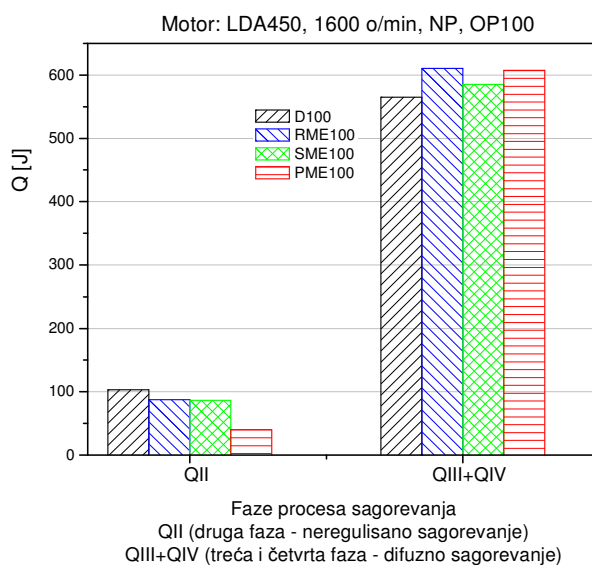
### 5.2.5.3 Razvijena količina toplote po fazama

U Tabeli 5.7, date su brojčane vrednosti količina toplote razvijenih u pojedinim fazama procesa sagorevanja. Takođe, na slikama 5.48 do 5.51 te vrednosti su grafički predstavljene radi bolje preglednosti.

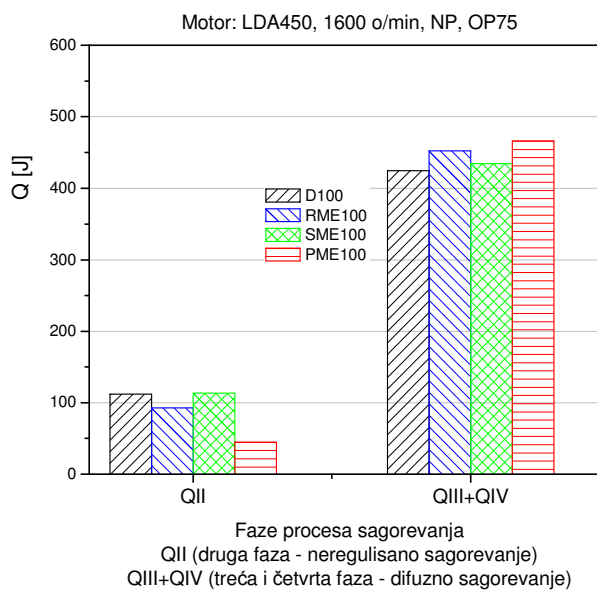
Tabela 5.7 Vrednosti razvijenih količina toplote po fazama procesa sagorevanja

Razvijena količina toplote Q(J) , OP100				
	DIZ	RME	SME	PME
Q <sub>II</sub> (J)	103	87.4	86.6	40
Q <sub>III+IV</sub> (J)= Q <sub>90%</sub> - Q <sub>II</sub>	565.2	610.7	585.3	607.3
Q <sub>90%</sub> (J)	668.2	698.1	671.9	647.3
Razvijena količina toplote Q(J) , OP75				
	DIZ	RME	SME	PME
Q <sub>II</sub> (J)	112	92.7	113.5	45
Q <sub>III+IV</sub> (J)= Q <sub>90%</sub> - Q <sub>II</sub>	424.8	452.3	434.5	465.9
Q <sub>90%</sub> (J)	536.8	545	548	510.9
Razvijena količina toplote Q(J) , OP50				
	DIZ	RME	SME	PME
Q <sub>II</sub> (J)	104	90.96	92.1	48.85
Q <sub>III+IV</sub> (J)= Q <sub>90%</sub> - Q <sub>II</sub>	297.6	318.44	319.3	335.35
Q <sub>90%</sub> (J)	401.6	409.4	411.4	384.2
Razvijena količina toplote Q(J) , OP25				
	DIZ	RME	SME	PME
Q <sub>II</sub> (J)	76.9	70.9	57.8	37.55
Q <sub>III+IV</sub> (J)= Q <sub>90%</sub> - Q <sub>II</sub>	193.1	206.1	218.2	232.35
Q <sub>90%</sub> (J)	270	277	276	269.9

Količine toplote razvijene tokom trajanja perioda neregulisanog i difuznog (regulisanog) sagorevanja se veoma bitno razlikuju, što proizilazi iz karaktera zakona oslobađanja toplote. Vidi se da su na svim nivoima opterećenja količine razvijene toplote tokom perioda neregulisanog sagorevanja nešto niže za biogoriva nego za dizel goriva. Najniža vrednost se ostvaruje pri sagorevanju goriva PME100. Sa druge strane ova biogoriva imaju veću razvijenu količinu energije ostvarenu tokom difuznog sagorevanja.

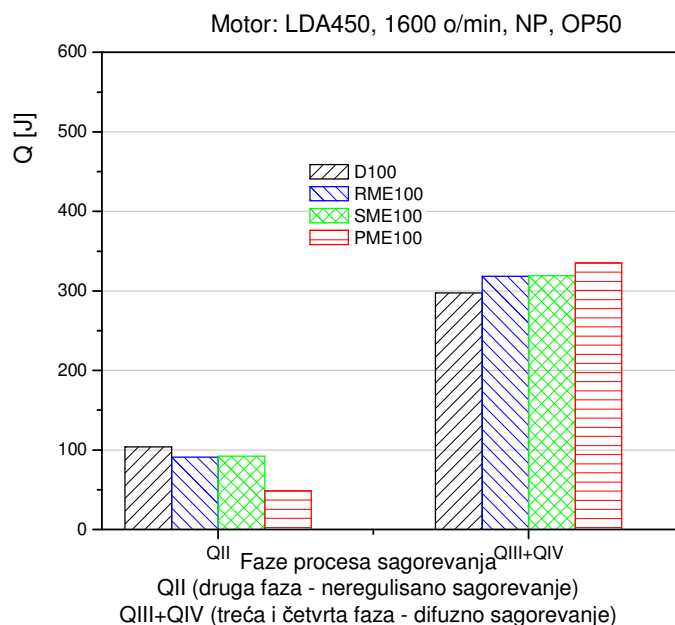


Slika 5.48 Razvijene količine energije po fazama procesa sagorevanja OP100

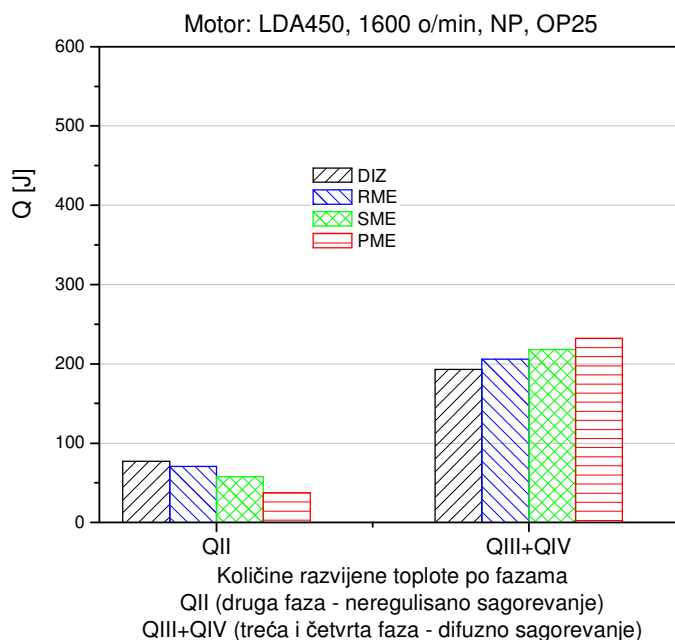


Slika 5.49 Razvijene količine energije po fazama procesa sagorevanja OP75

Suprotno prethodnoj konstataciji gorivo PME 100 ima najveći udeo oslobođene toplote u difuznoj fazi sagorevanja što je posledica fizičko hemijskih karakteristika tog goriva, visokog cetanskog broja i kratkog perioda pritajenog sagorevanja.



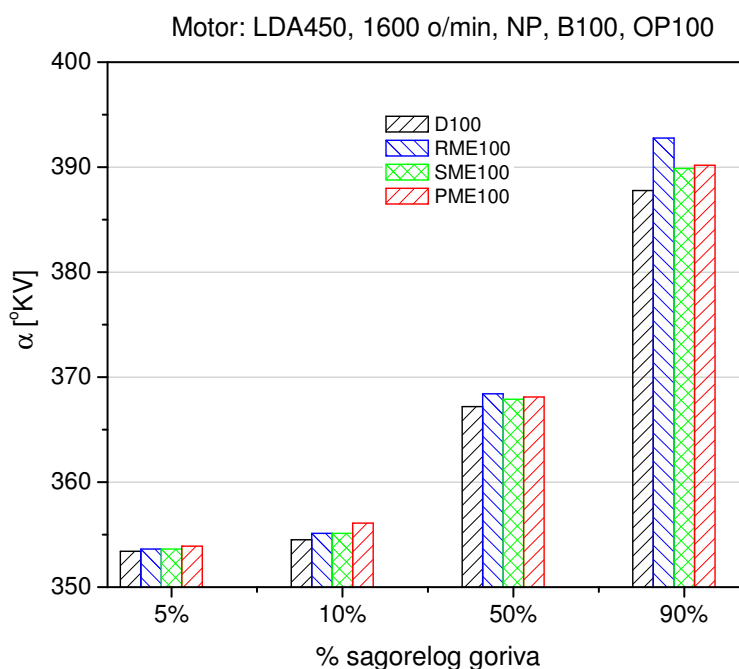
Slika 5.50 Razvijene količine energije po fazama procesa sagorevanja OP50



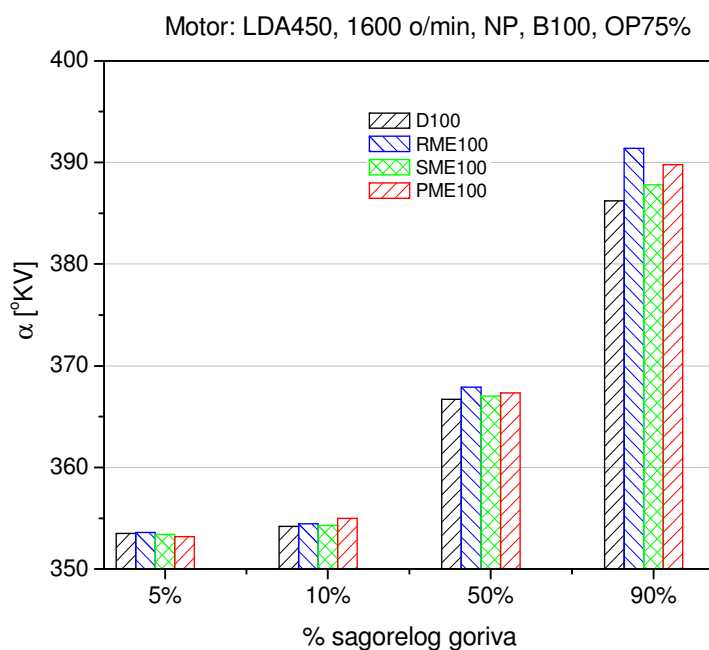
Slika 5.51 Razvijene količine energije po fazama procesa sagorevanja OP25

#### 5.2.5.4 Količina od 5, 10, 50 i 90% sagorelog goriva B100

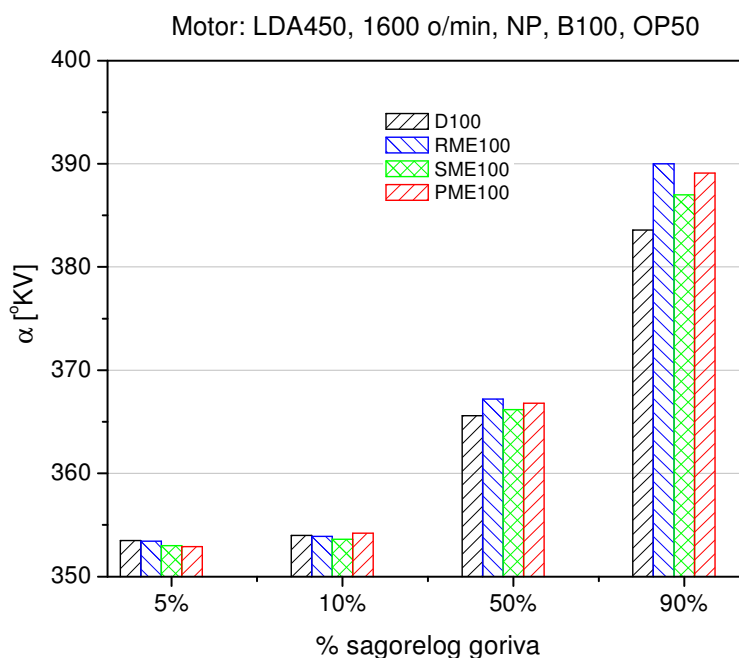
Na slikama 5.52 do 5.55 prikazani su udeli sagorelog goriva i to 5%,10%,50% i 90% ubrizganog u cilindar motora, u funkciji ugla kolenastog vratila. Iz dijagrama se može videti da dizel gorivo najbrže sagoreva a gorivo RME100 i PME100 najsporije. Takođe pri višim nivoima opterećenja od 75% i 100% (OP75 i OP100) je i na niskim količinama goriva 5% i 10% nešto brže sagorevanje dizel goriva, dok pri nižim opterećenjima 25% i 50% biogoriva posmatrano u odnosu na ovu ciklusnu količinu, sagorevaju za nijansu brže. Količina 50% sagorelog goriva je takođe karakteristična i uvek je veća za biogoriva nego za dizel gorivo i to na svim radnim režimima. Za sva biogoriva trajanje sagorevanja 90% ciklusne količine je duže u poređenju sa dizel gorivom. Ovo se dešava zato što je kinematska viskoznost ovih goriva veća, površinski napon kapljice je takođe, veći i sporije je formiranje smeše, tako da se sagorevanje u izvesnoj meri produžava u poređenju sa slučajem pogona motora dizel gorivom. Može se konstatovati da sagorevanje RME100 traje najduže na svim radnim režimima.



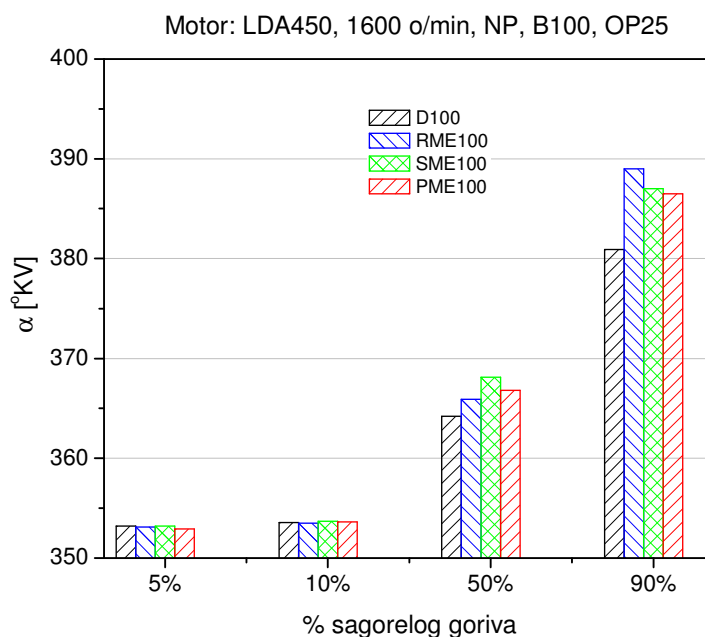
Slika 5.52 Udeo sagorele ciklusne količine goriva od 5%, 10%, 50% i 90% ispitivanih čistih biogoriva pri opterećenju od 100% (OP100)



Slika 5.53 Udeo sagorele ciklusne količine goriva od 5%, 10%, 50% i 90% ispitivanih čistih biogoriva B100 pri opterećenju od 75% (OP75)



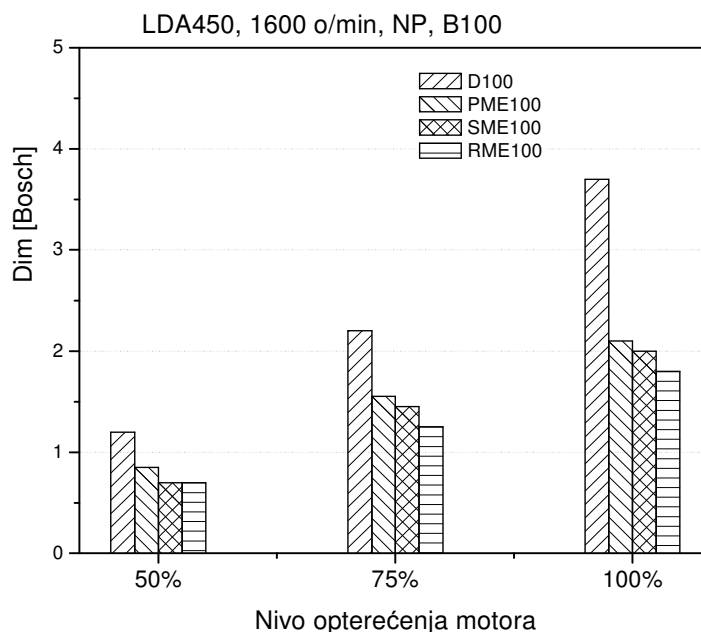
Slika 5.54 Udeo sagorele ciklusne količine goriva od 5%, 10%, 50% i 90% ispitivanih čistih biogoriva pri opterećenju od 50% (OP50)



Slika 5.55 Udeo sagorele ciklusne količine goriva od 5%, 10%, 50% i 90% ispitivanih čistih biogoriva pri opterećenju od 25% (OP25)

### 5.2.5.5 Izduvna emisija motora pri radu sa biogorivima

Slika 5.56 prikazuje emisiju dima u Bosch jedinicama za sva biogoriva i referentno dizel gorivo. Može se videti da su na svim prikazanim radnim režimima motora emisije dima za slučaj pogona biogorivima niže nego u slučaju pogona dizel gorivom. Na najvišem nivou opterećenja dimnost izduvnih gasova je znatno niža sa biogorivima nego sa dizel gorivom. Najniža dimnost se ostvaruje sa RME100 i to za 51,3% niža u odnosu na emisiju sa dizel gorivom, emisija dima sa SME100 je niža za 45,9% i sa PME100 za 43,2%. Što se tiče međusobne razlike u emisiji dima između različitih biogoriva, ta razlika je mnogo manja i iznosi oko 14,2% na najvišem nivou opterećenja do 17,6% na najnižem nivou. Ove međusobne razlike u emisiji dima između biogoriva najverovatnije su posledica međusobnih razlika u fizičko-hemijskim karakteristikama ovih biogoriva.



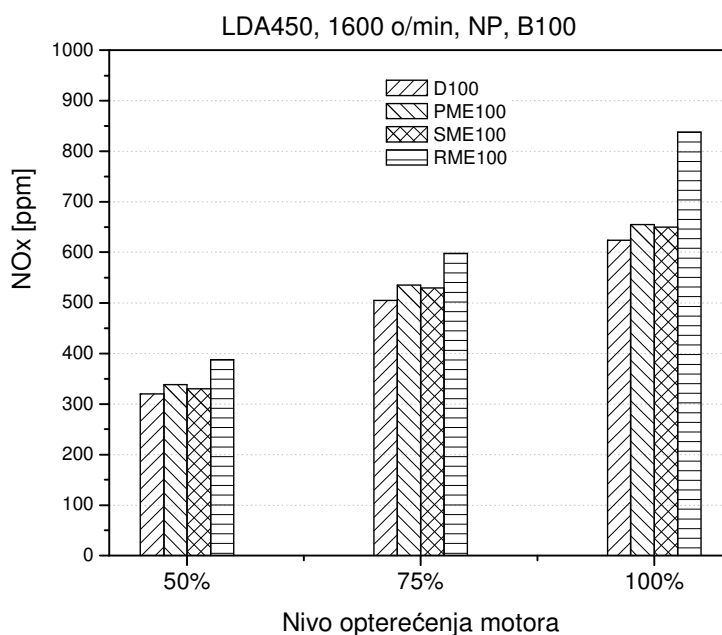
Slika 5.56 Emisija dima ispitivanih čistih biogoriva pri raznim opterećenjima motora

Na slici 5.57 prikazane su razlike u nivou emisije azotovih oksida – NO<sub>x</sub> na tri radna režima. Sva biogoriva daju veću emisiju NO<sub>x</sub> komponente u poređenju sa slučajem pogona dizel gorivom. Razlike u međusobnoj emisiji NO<sub>x</sub> pojedinih biogoriva su posledica razlika u karakteristikama samih biogoriva kao i razlika u vrednosti sastava smeše za ova različita biogoriva zbog različitih udela kiseonika u molekulu goriva. Glavni uzrok formiranja NO<sub>x</sub> u toku procesa sagorevanja je temperatura u cilindru motora, dostupnost kiseonika za sagorevanje posebno ona količina kiseonika koja se nalazi u molekulima goriva i trajanje perioda pritajenog sagorevanja.

Posebno je važan uticaj kiseonika koji postoji u strukturi goriva i njegova brza dostupnost za formiranje steometrijskog odnosa gorivo vazduh, posebno na periferiji mlaza. U ovoj zoni se na visokim temperaturama koje vladaju u toku procesa sagorevanja, naročito u toku perioda neregulisanog sagorevanja, stvaraju povoljni uslovi za nastanak NO<sub>x</sub> komponente. Niže količine toplote razvijene u toku perioda neregulisanog sagorevanja što se vidi na slikama 5.48 do 5.51, utiču na sniženje vrednosti srednje temperature ciklusa što bi trebalo da doprinese sniženju emisije NO<sub>x</sub>. Međutim, i pored toga ukoliko se pojave zone u gorućem mlazu u kojim je lokalno veoma visoka temperatura, doći će ipak do bržeg formiranja NO<sub>x</sub>, reakcija formiranja će duže trajati i potpomognuto prisustvom kiseonika u molekulu goriva pojaviti će se veća



količina NO<sub>x</sub> komponente u izduvu što je ovde slučaj. Sa dijagrama se vidi da gorivo RME100 daje najveću emisiju NO<sub>x</sub> i to za oko 34% veću emisiju nego u slučaju pogona dizel gorivom na najvišem nivou opterećenja. Ostala dva goriva daju takođe veću emisiju NO<sub>x</sub> u poređenju sa onom koja se dobija sa dizel gorivom, ali u manjem iznosu. Što se tiče međusobnih razlika u emisiji NO<sub>x</sub> između različitih biogoriva može se reći da se ta razlika kreće od 17,5% na opterećenju 50% do 28% na najvišem nivou opterećenja.

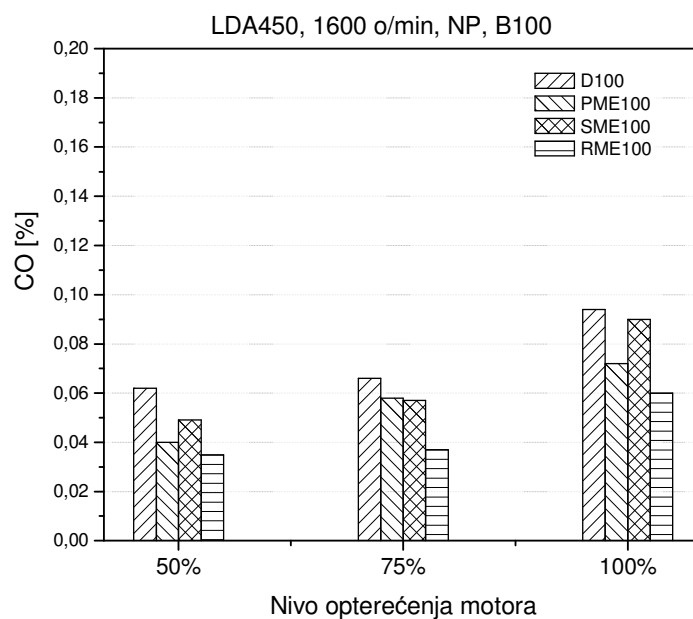


Slika 5.57 Emisija NO<sub>x</sub> ispitivanih čistih biogoriva pri raznim opterećenjima motora

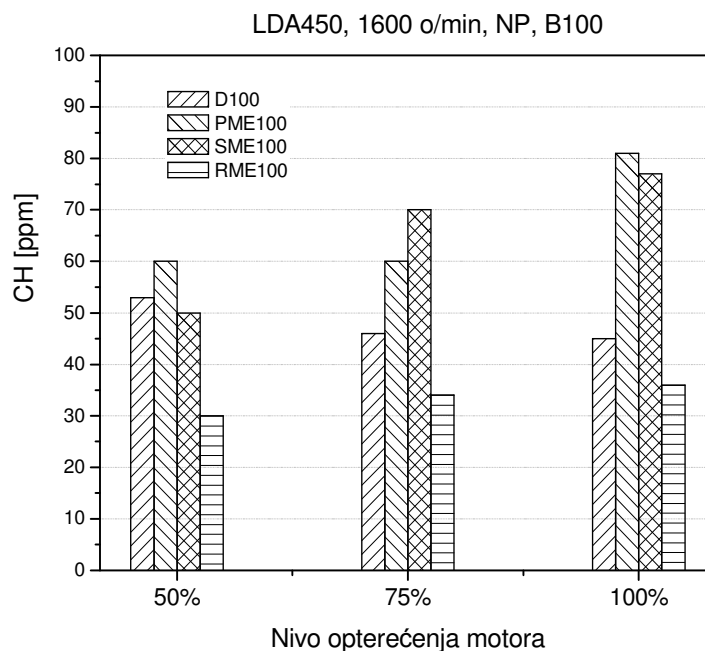
Kada je reč o CO i CH komponentama njihove koncentracije se mogu videti na slikama 5.58 i 5.59. Emisije ugljenmonoksida su uvek niže pri radu sa biogorivima nego pri radu sa dizel gorivom. Naročito je niža emisija CO za gorivo RME100 i to na svim radnim režimima. Može se videti da je emisija sa gorivom RME100 čak najniža na svim radnim režimima. Za sva goriva uključujući i referentno dizel gorivo, emisija CO komponente se blago povećava sa porastom nivoa opterećenja.

Slika 5.59 prikazuje emisiju nesagorelih ugljovodonika CH za različita biogoriva i dizel gorivo. Može se videti da emisija ove komponente ima prilično nepredvidiv karakter zavisno od radnog režima što je verovatno posledica nedovoljno preciznog merenja ove komponente i njene kondenzacije u vodovima od mesta uzorkovanja do

mernog uređaja. Ipak se može konstatovati izvesno povećanje ove komponente za dva biogoriva i njeno sniženje za RME100.

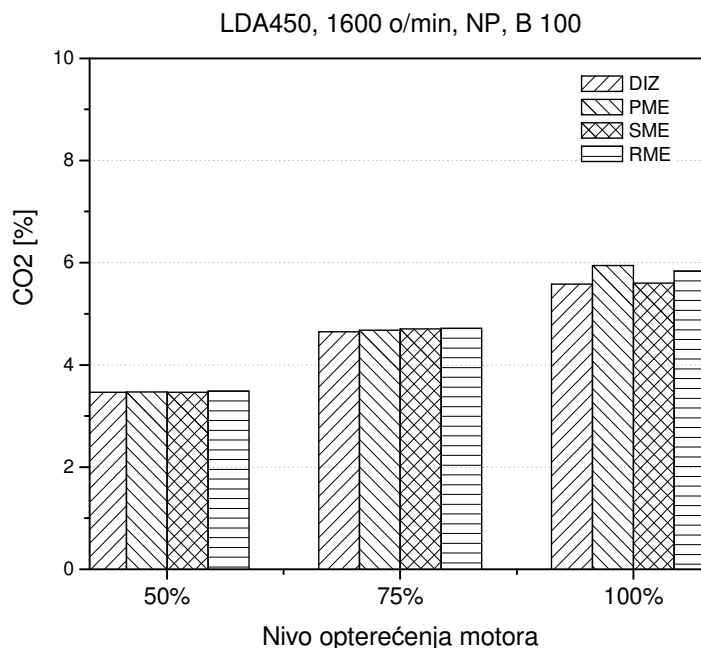


Slika 5.58 Emisija CO ispitivanih čistih biogoriva pri raznim opterećenjima motora



Slika 5.59 Emisija CH ispitivanih čistih biogoriva pri raznim opterećenjima motora

Emisija ugljendioksida CO<sub>2</sub> je prikazana na slici 5.60. Postoji blago povećanje emisije CO<sub>2</sub> pri radu sa biogorivima RME100, PME100 i SME100 u odnosu na onu sa dizel gorivom. To povećanje je veoma malo osim na najvišem nivou opterećenja gde je varijacija malo приметnija.



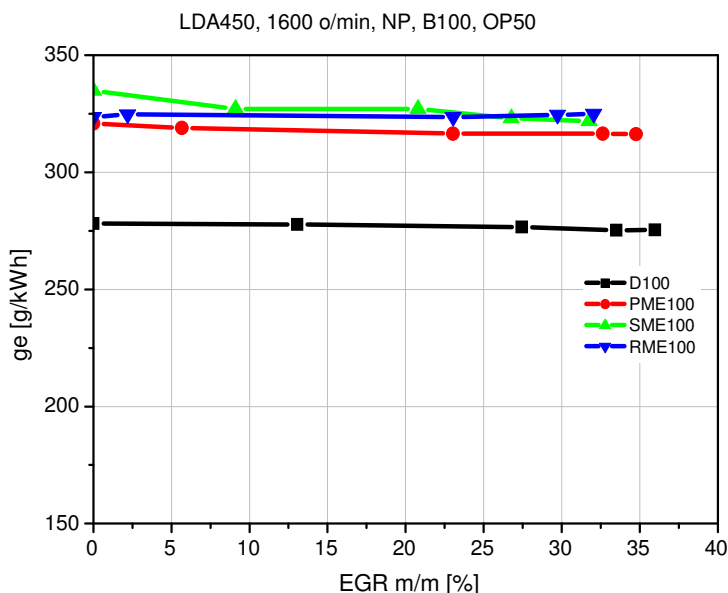
Slika 5.60 Emisija CO<sub>2</sub> ispitivanih čistih biogoriva pri raznim opterećenjima motora

### 5.3. Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na proces sagorevanja i izduvnu emisiju

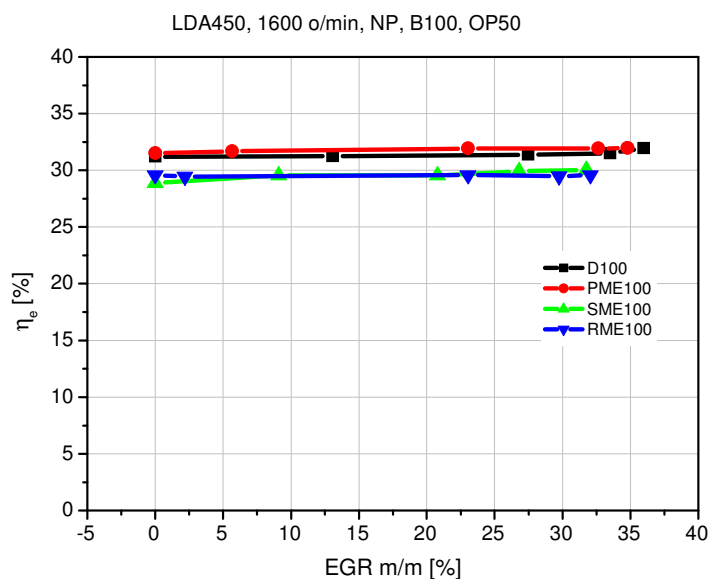
#### 5.3.1. Uticaj EGR na potrošnju goriva i stepen korisnosti

Na slici 5.61 prikazani su tokovi specifične efektivne potrošnje goriva i to čistih biogoriva u poređenju sa potrošnjom koja se ostvaruje pri pogonu sa dizel gorivom, na režimu opterećenja 50% (OP50), na kome je istraživ uticaj recirkulacije izduvnih gasova (EGR) na proces sagorevanja i izduvnu emisiju motora. Specifična efektivna potrošnja pri pogonu sa biogorivima je veća nego pri pogonu dizel gorivom, uglavnom zbog niže toplotne moći ovih goriva. Sa druge strane se može primetiti da uticaj recirkulacije izduvnih gasova skoro da uopšte nema efekta na promenu potrošnje - *ge*. Razlog za to je odvijanje radnog ciklusa u uslovima nadpunjenja sa vrlo visokom

vrednošću koeficijenta viška vazduha, tako da su eventualno negativni efekti recirkulacije izduvnih gasova na potrošnju goriva skoro neprimetni. Isto se može reći za tok krive efektivnog stepena korisnosti, slika 5.62. Vidi se da je efekat recirkulacije izduvnih gasova na ovu veličinu, čak i u oblasti najvećeg iznosa, zanemarljivo mali.



Slika 5.61 Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na specifičnu masenu potrošnju goriva

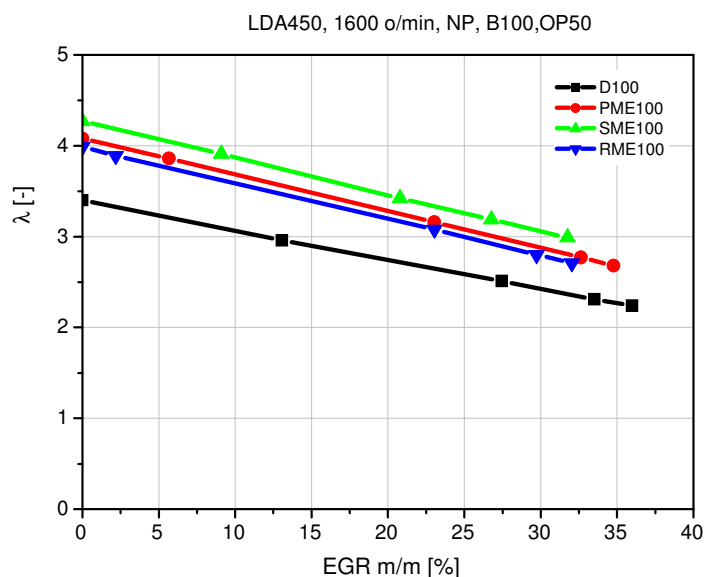


Slika 5.62 Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na efektivni stepen korisnosti motora

### 5.3.2. Efekat EGR-a na ukupni koeficijent viška vazduha

Proces sagorevanja i sastav izduvnih gasova kod dizel motora zavise od nekoliko važnih faktora kao što su osobine goriva, pritisak i temperatura u cilindru motora na početku sabijanja, geometrija komore za sagorevanje, pritisak i zakon ubrizgavanja i konstrukcija mlaznice brizgača. Jedan od važnih uticajnih faktora je i vrednost koeficijenta viška vazduha -  $\lambda$  koji ukazuje na odnos goriva i vazduha u cilindru motora. To je veličina koja ukazuje na to da li će se proces sagorevanja odvijati potpuno ili nepotpuno i veoma utiče na sastav izduvnih gasova motora.

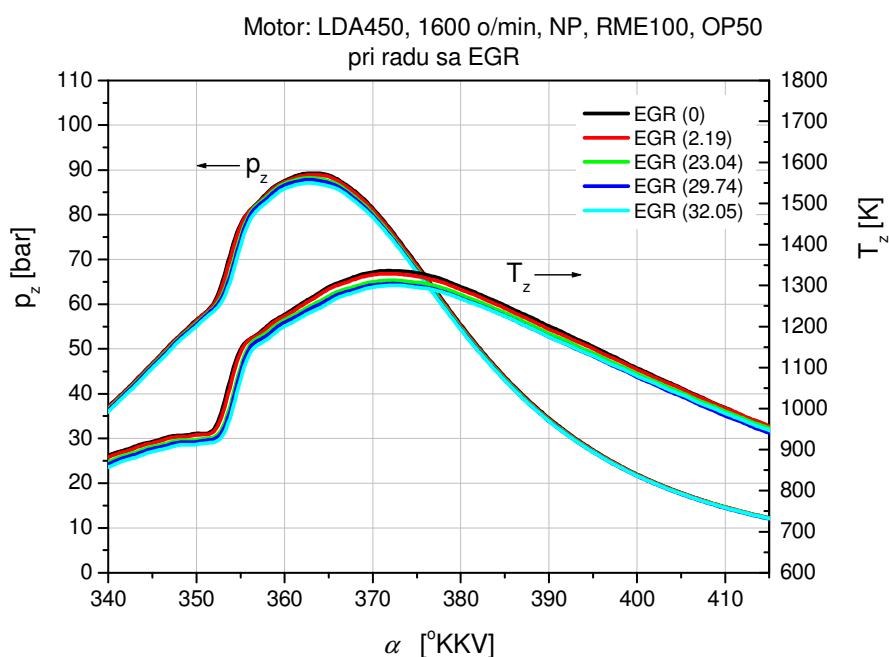
Na slici 5.63 može se videti tok vrednosti koeficijenta viška vazduha pri radu sa različitim vrstama goriva i u uslovima recirkulacije izduvnih gasova. Recirkulisani izduvni gasovi EGR, koji se sa izduvne strane motora u određenoj količini, prevode na usisnu stranu i koji se mešaju sa svežim usisnim vazduhom, istiskuju odgovarajuću količinu vazduha odnosno kiseonika i zamenjuju ga inertnim gasovima CO i H<sub>2</sub>O. To dovodi do smanjenja vrednosti koeficijenta viška vazduha  $\lambda$ . Opadajući trend  $\lambda$  je izmeren kod svih goriva, proporcionalno rastu količine recirkulisanih izduvnih gasova. Početna vrednost veličine  $\lambda$  je najniža za dizel goriva a za biogoriva je veća i to po redosledu koji se može videti na slici. Ovo ima bitan uticaj na proces sagorevanja i sastav izduvnih gasova a što će biti kasnije detaljnije komentarisano.



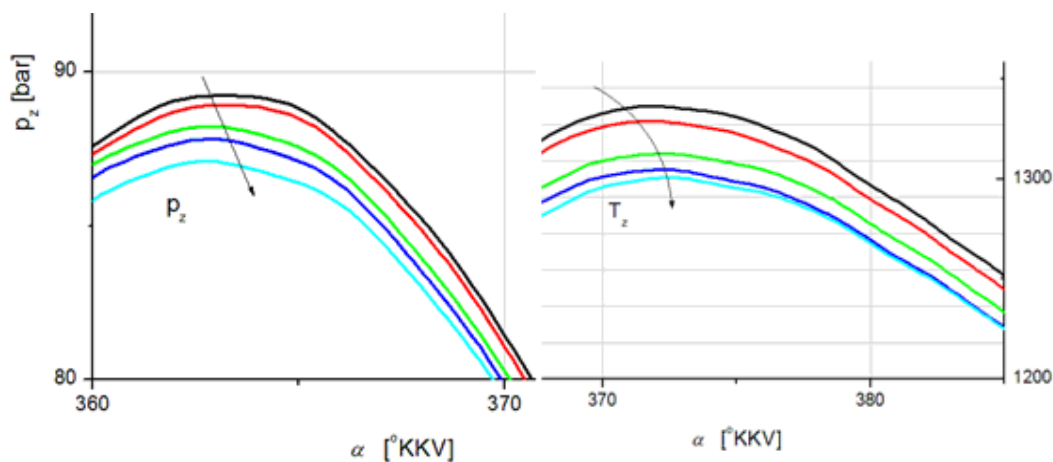
Slika 5.63 Uticaj EGR-a na globalni sastav sveže smeše

### 5.3.3. Uticaj EGR na pritisak i temperaturu gasa u cilindru

Na slici 5.64 prikazan je uticaj primene recirkulacije izduvnih gasova na tok pritiska i temperature u cilindru motora za radni režim OP50 i gorivo RME100. Radi boljeg uvida na slici 5.65 je uvećan tok pritiska i temperature u oblasti njihovog maksimuma.



Slika 5.64 Tokovi pritiska i temperature gasa u cilindru pri radu motora sa različitim procentima EGR za RME100

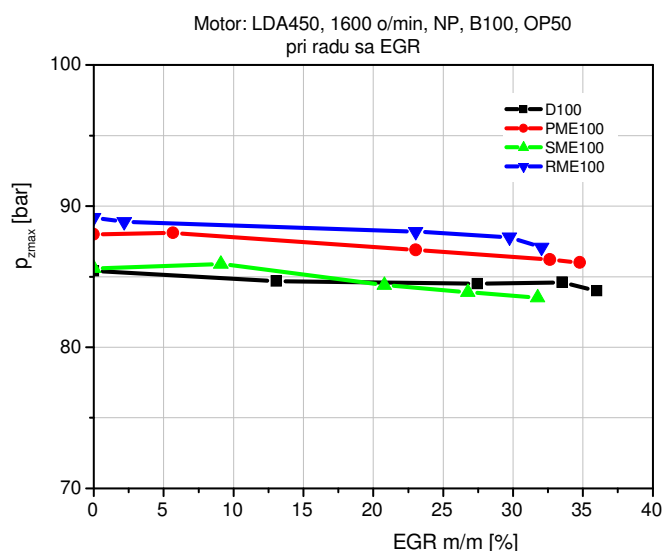


Slika 5.65 Uveličani tokovi pritiska i temperature sa Slika 5.58

Eksperimentalni rezultati pokazuju da maksimalna vrednost pritiska gasa u cilindru opada kada se povećava količina EGR gasova koja se uvodi sa izduvne na usisnu stranu motora. Takođe, se može videti da opada i maksimalna vrednost srednje temperature ciklusa. S obzirom na činjenicu da brzina formiranja NO<sub>x</sub> eksponencijalno zavisi od temperature u cilindru onda treba očekivati i sniženje koncentracije ove komponente u finalnom izdovu motora.

### 5.3.3.1 Uticaj EGR na vrednost maksimalnog pritiska u cilindru

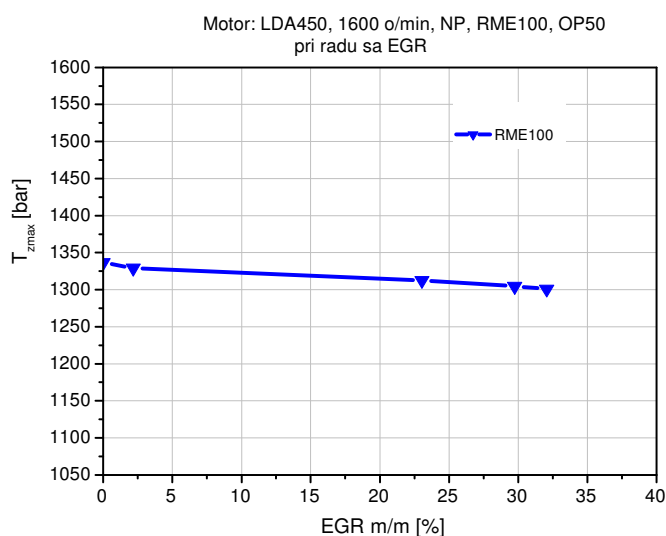
Kada je reč o uticaju sistema recirkulacije izduvnih gasova na promenu vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru kod ostalih goriva, može se videti na slici 5.66 da sa povećanjem količine recirkulisanih gasova dolazi do sniženja vrednosti maksimalnih pritisaka. S obzirom na činjenicu da je u ovom delu eksperimentalnog istraživanja, bio primenjen sistem natpunjenja motora na radnom režimu na kome je vršeno istraživanje uticaja sistema EGR na proces sagorevanja, motor je radio sa veoma visokom vrednošću koeficijenta viška vazduha  $\lambda$ . To je dovelo do toga da je uticaj recirkulacije izduvnih gasova relativno mali. To se vidi i po maloj promeni maksimalnih vrednosti pritiska u cilindru.



Slika 5.66 Uticaj sistema recirkulacije izduvnih gasova na promenu vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru

### 5.3.3.2 Uticaj EGR na maksimalnu vrednost srednje temperature ciklusa

Isto, kao i za efekat EGR-a na maksimalni pritisak u cilindru, može se reći i za uticaj sistema EGR na vrednost maksimalne srednje temperature ciklusa. Slika 5.67 prikazuje uticaj EGR-a na maksimalnu temperaturu u cilindru pri radu sa repičinim metil estrom RME na opterećenju od 50%. Primećuje se blagi pad sa porastom udela EGR..



Slika 5.67 Uticaj sistema recirkulacije izduvnih gasova na promenu vrednosti maksimalne temperature u cilindru za gorivo RME100

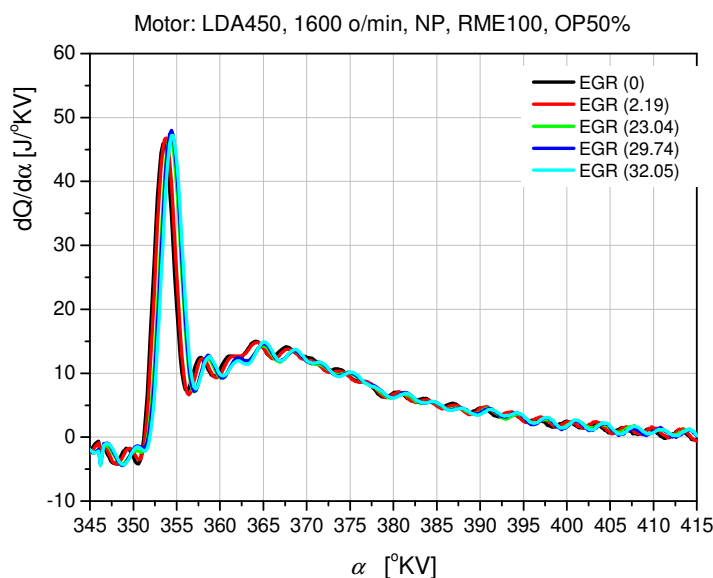
### 5.3.4. Zakon oslobađanja toplote sa EGR za RME100

Na slici 5.68 prikazan je uticaj sistema EGR na tok zakona oslobađanja toplote sa odabranim biogorivom, konkretno RME100. Može se videti da sa povećanjem količine recirkulisanih gasova, dolazi do pomeranja krive zakona oslobađanja toplote na desnu stranu. To se dešava zato što sagorevanje počinje sve kasnije, a što se može videti na slici 5.69, levo. Početak sagorevanja se pomera na kasnije, kako raste količina izduvnih gasova uvedena sa izduvne na usisnu stranu motora. Izduvni gasovi se mešaju sa svežim vazduhom istiskujući adekvatnu količinu vazduha odnosno kiseonika i zamenjujući je inertnim gasovima CO i H<sub>2</sub>O iz unetih produkata sagorevanja. Mnogo je manja koncentracija drugih komponenti koje se sa ovim recirkulisanih produktima mešaju sa vazduhom i formiraju usisno punjenje. Tu se pre svega misli na CO, CH,

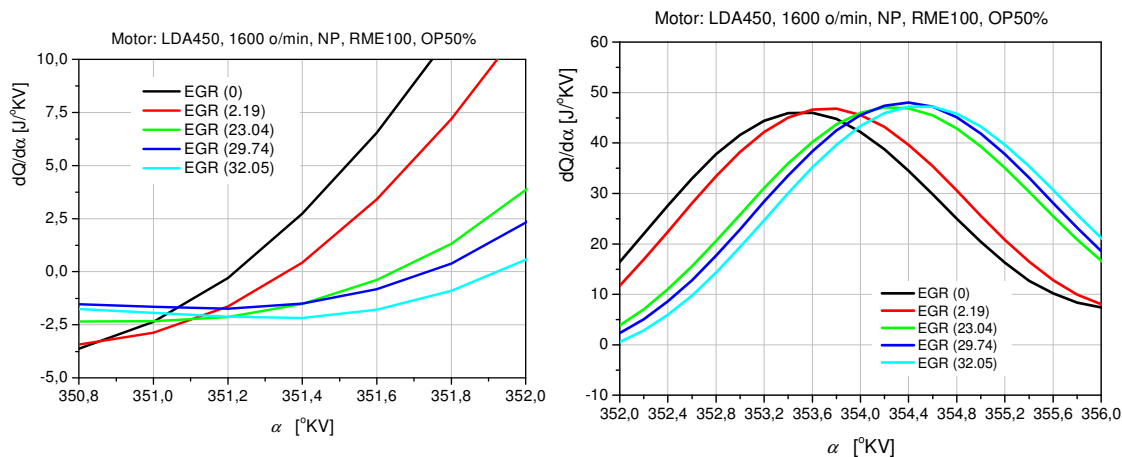


NO<sub>x</sub>, čestice i dr. U svakom slučaju snižava se koncentracija kiseonika u usisnom punjenju, što rezultira produženjem perioda pritajenog sagorevanja – *pps*.

Pošto proces sagorevanja otpočinje sve kasnije, to ima uticaj na dalji tok sagorevanja, odnosno na tok zakona oslobađanja toplote i na njegov maksimum. Na slici 5.69 desno se može videti da dolazi do pomeranja maksimuma  $dQ/d\alpha$  na desno, dok vrednost maksimuma ostaje skoro nepromenjena u odnosu na početni položaj. Kod ostalih goriva je primećen sličan trend u promenama na zakon oslobađanja toplote, sa rastom EGR odnosa, ali sa izvesnim sniženjem maksimuma funkcije  $dQ/d\alpha$  u tom slučaju.



Slika 5.68 Diferencijalni zakon oslobađanja toplote pri različitim procentima EGR

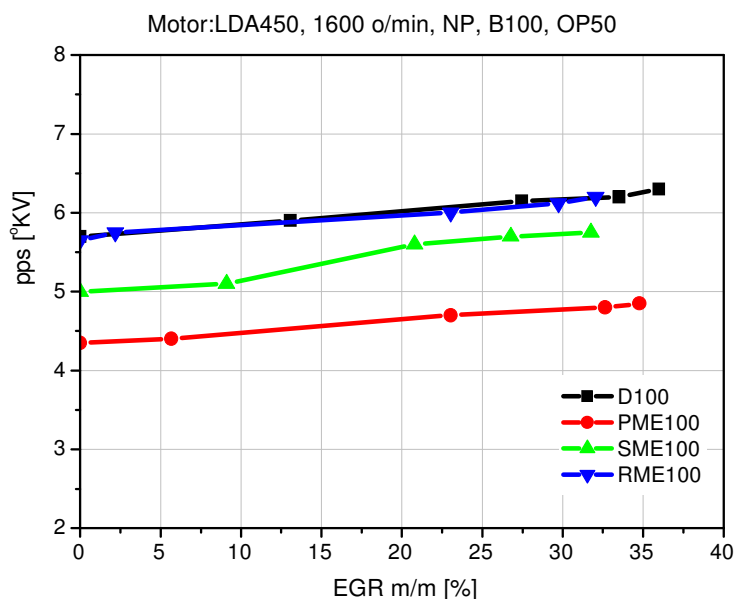


Slika 5.69 Prikaz donjeg (levo) i gornjeg (desno) dela dijagrama sa slike 5.68

### 5.3.5. Faze procesa sagorevanja pri radu biogoriva sa EGR-om

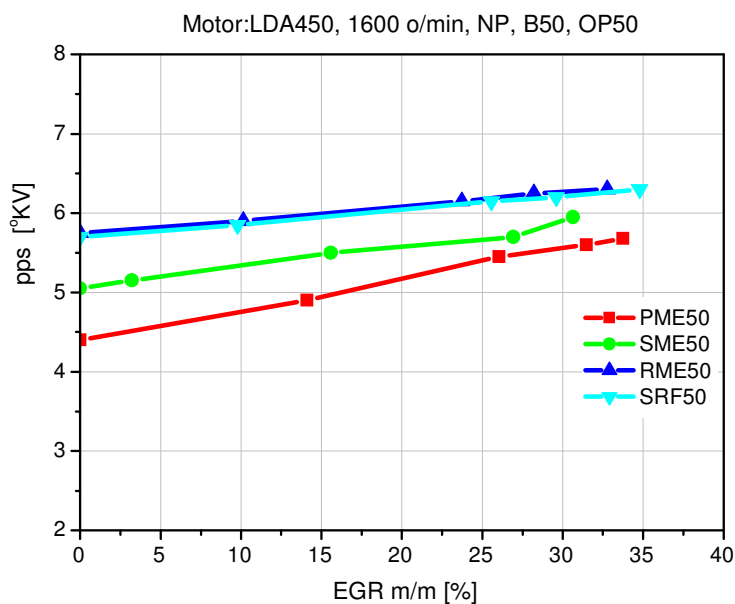
#### 5.3.5.1 Efekat EGR-a na period pritajenog sagorevanja

U vezi prethodne analize, može se videti na slici 5.70 kako se menja vrednost  $pps$  sa rastom količine EGR gasova i to za goriva B100. Periodi pritajenog sagorevanja za biogoriva i njihove mešavine su nešto kraći nego za dizel gorivo. Međutim za sva goriva  $pps$  se produžava sa povećanjem količine recirkulisanih gasova. To povećanje je nešto manje za dizel gorivo, RME100 i SME100 i iznosi  $0,5 \text{ } ^\circ\text{KV}$ , a za PME100 je nešto duže i iznosi  $0,75 \text{ } ^\circ\text{KV}$ , posmatrano u odnosu na najviši ostvareni nivo recirkulacije za dato gorivo.



Slika 5.70 Efekat EGR-a na period pritajenog sagorevanja za čista biogoriva B100

Slika 5.71 prikazuje promenu perioda pritajenog sagorevanja *pps* za smeše biogoriva B50. Može se konstatovati da su *pps* za biogoriva B50 nešto duži nego za B100, što je očekivano. U smešama je istraživano, kao što je ranije rečeno i gorivo SRF50. Vidi se da je sa ovim gorivim *pps* skoro isti kao i sa RME50. Ovo je pomalo neočekivan rezultat s obzirom da čisto rafinisano biljno ulje suncokreta (SRF) ima mnogo niži cetanski broj od metil estra uljane repice (RME) što bi u istom mešovinskom odnosu ovih goriva s dizel gorivom trebalo da snizi cetanski broj dizel goriva u slučaju smeše sa SRF i da produži *pps*.



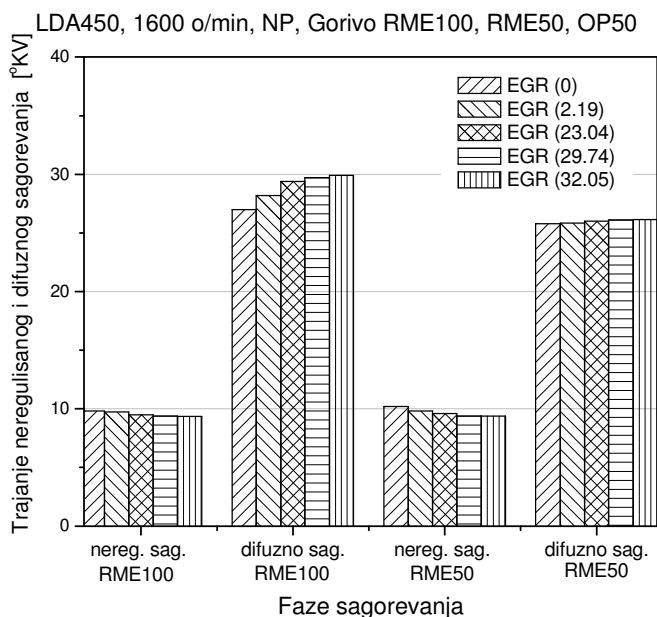
Slika 5.71 Efekat EGR-a na period pritajenog sagorevanja za čista biogoriva B50

### 5.3.5.2. Efekat EGR-a na trajanje druge i treće faze sagorevanja

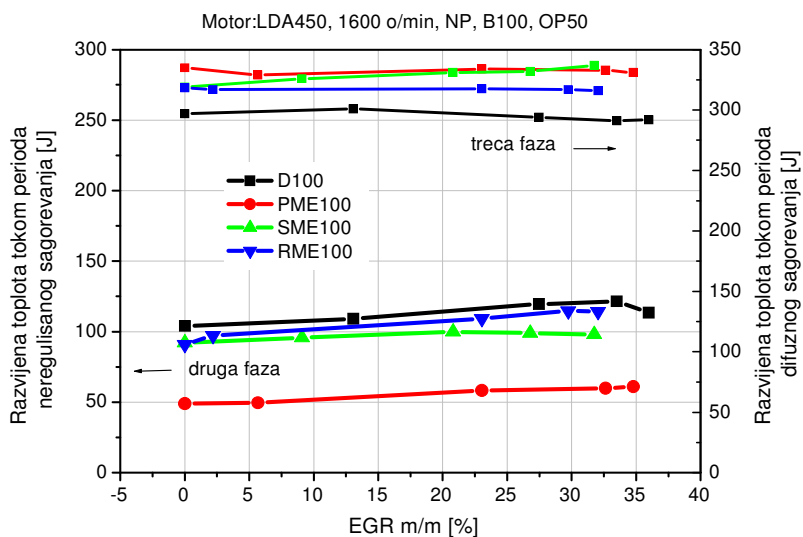
Na slici 5.72 prikazan je rezultat analize uticaj količine recirkulisanih gasova na uglavno trajanje perioda neregulisanog sagorevanja i perioda difuznog sagorevanja, i to za čisto biogorivo RME100 i mešavinu RME50. Može se konstatovati da sa povećanjem količine recirkulisanih gasova dolazi do uglavnog skraćenja druge faze sagorevanja – perioda neregulisanog sagorevanja i produženja treće faze sagorevanja – perioda regulisanog difuznog sagorevanja. Ovo je konstatovano u oba slučaja s tim da je uticaj recirkulacije izduvnih gasova manji kod smeće RME50 nego kod čistog metil estra uljane repice RME100. Veći udeo difuznog sagorevanja sa rastom količine EGR gasova dovodi do „mekšeg“ odvijanja radnog ciklusa.

Slika 5.73 prikazuje razvijene količine energije (topote) tokom druge i treće faze sagorevanja odnosno perioda neregulisanog i period difuznog sagorevanja za sva B100 biogoriva i dizel gorivo. Može se videti da se količina toplote razvijena tokom perioda neregulisanog sagorevanja povećava sa rastom količine EGR gasova, dok količina toplote koje se razvija tokom druge faze – difuznog sagorevanja manje ili više stagnira.

Ovo može biti posledica produženja pps koje je konstatovano za sva goriva uključujući i dizel gorivo.

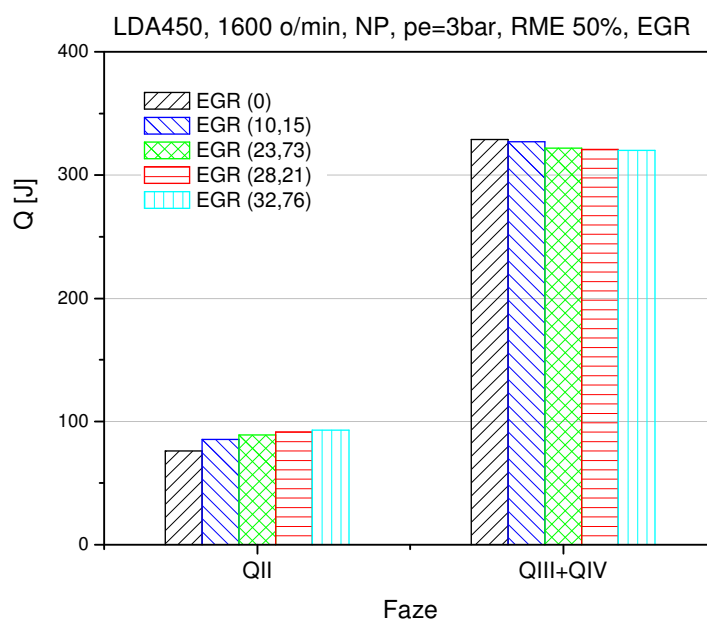


Slika 5.72 Uticaj količine recirkulisanih gasova na trajanje perioda neregulisano i regulisano difuznog sagorevanja pri korišćenju RME100 i RME50



Slika 5.73 Razvijena količina energije tokom neregulisano i difuznog sagorevanja pri različitim količinama EGR i primeni čistih biogoriva B100

Slika 5.74 daje primer razvijene količine toplote u periodu neregulisanog i periodu difuznog sagorevanja za gorivu smešu metil estar uljane repice i dizel goriva RME50. Vidi se da i kod smeše goriva recirkulacija izduvnih gasova dovodi do povećanja količine energije razvijene tokom perioda neregulisanog sagorevanja i smanjenja količine energije razvijene tokom perioda difuznog sagorevanja. Vidi se da je nešto više izraženo smanjenje količine toplote pri povećanju količine EGR gasova tokom difuznog sagorevanja nego u slučaju rada sa čistim gorivom RME100.



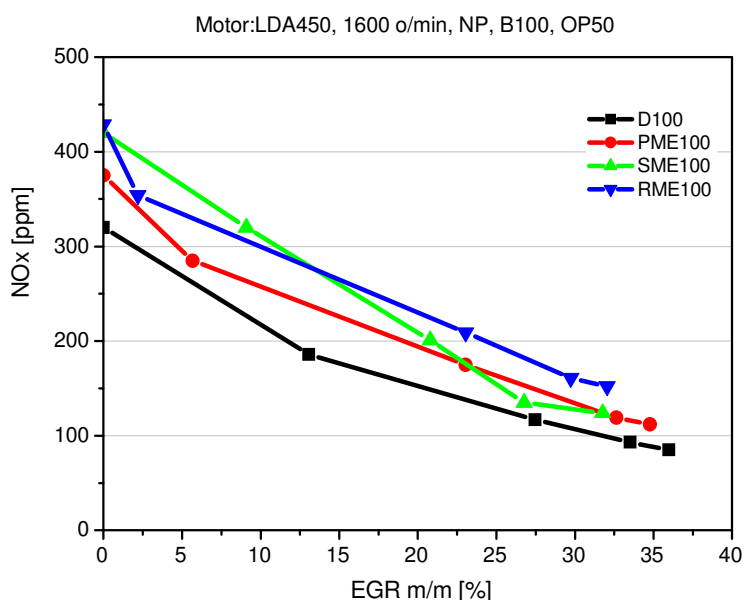
Slika 5.74 Količina razvijene energije tokom druge i treće faze za RME50 pri različitim procentima EGR

### 5.3.6. Izduvna emisija u uslovima primene EGR

#### 5.3.6.1. Izduvna emisija pri radu sa čistim biogorivima B100 uz primenu EGR

Na slikama 5.75 do 5.79 prikazan je uticaj sistema recirkulacije izduvnih gasova na promenu izduvne emisije i  $\text{NO}_x$ , dima,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  i  $\text{CO}_2$  za sva goriva B100 i referentno dizel gorivo.

Može se videti da su emisije azotovih oksida uvek veće za biogoriva nego za dizel gorivo. Pri uvođenju recirkulacije izduvnih gasova dolazi do bitnog smanjenja emisije NO<sub>x</sub> koje je sve veće što se više povećava količina EGR gasova. Pri najvećem stepenu EGR-a od 35% sniženje emisije NO<sub>x</sub> za goriva RME100, SME100, PME100 i D100 iznosi 64,5%, 70%, 70,1% i 73,4% respektivno (Slika 5.75). Ovo je veoma velika redukcija emisije azotovih oksida i može se reći da je sistem EGR veoma efikasna tehnika u tom pogledu. Takođe se može videti da je nešto veća efikasnost sistema EGR u redukciji NO<sub>x</sub> za dizel gorivo nego za biogoriva, verovatno zbog velikog prisustva kiseonika u molekulima ovih biogoriva.

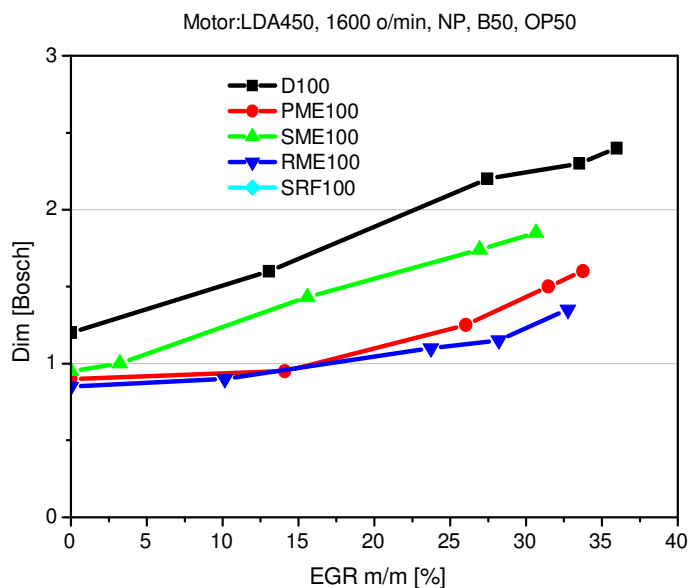


Slika 5.75 Emisija NO<sub>x</sub> pri različitim procentima EGR za goriva B100

Sa druge strane primena sistema EGR dovodi do povećanja čestične emisije a koja se ogleda u rastu dimnosti izduvnih gasova, slika 5.76. Emisija dima je inače uvek niža sa biogorivima nego sa dizel gorivom. Kada je reč o uticaju sistema EGR na povećanje emisije dima, može se reći da je uticaj ovog sistema mnogo veći pri pogonu dizel gorivom nego pri pogonu nekim od biogoriva.

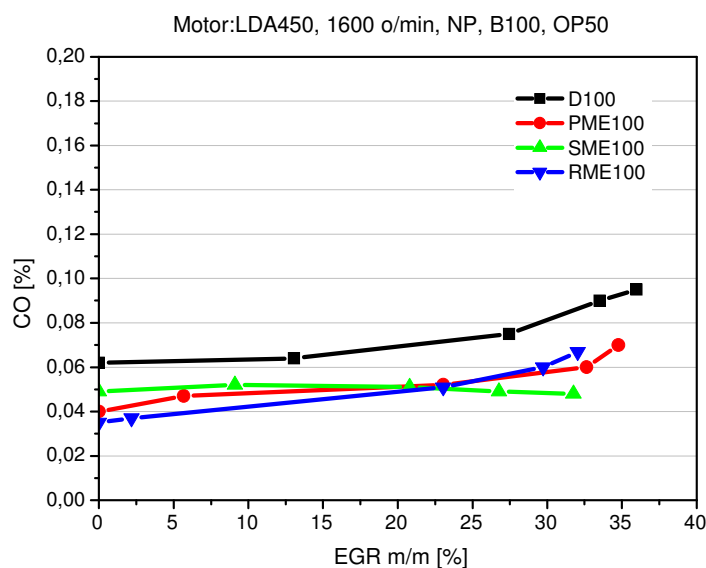
Konkretno pri najvećim stepenima EGR-a za pojedina goriva povećanje dima u Bosch jedinicama je sledeće: za goriva RME100, SME100, PME100 i D100 iznosi 58,8%, 54,41%, 77,7% i 100% respektivno. Razlog manjeg negativnog uticaja sistema

EGR na dimnost izduvnih gasova pri radu s biogorivima a u poređenju sa onim kod dizel goriva je povećan sadržaj kiseonika u molekulima biogoriva.



Slika 5.76 Efekat EGR na emisiju dima za razna čista biogoriva B100

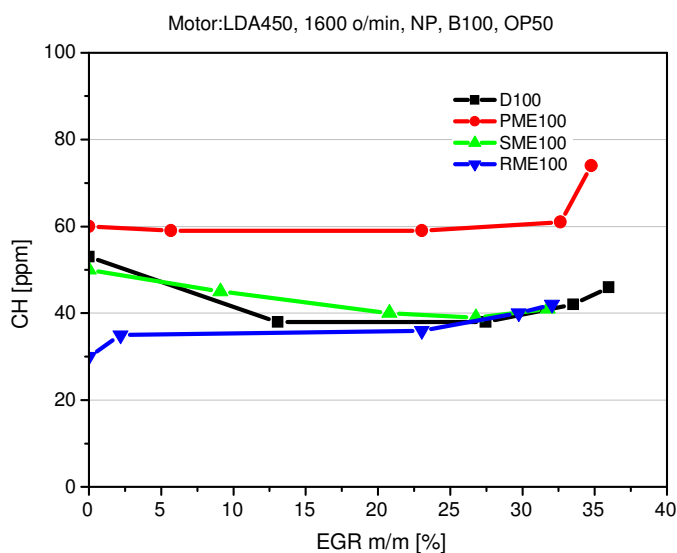
Slika 5.77 prikazuje uticaj recirkulacije izduvnih gasova na povećanje emisije ugljen monoksida (CO). Načelno se može reći da je uticaj sistema EGR na komponentu CO pri pogonu biogorivima mnogo manji nego u slučaju pogona dizel gorivom.



Slika 5.77 Efekat EGR na izduvnu emisiju CO za razna čista biogoriva B100

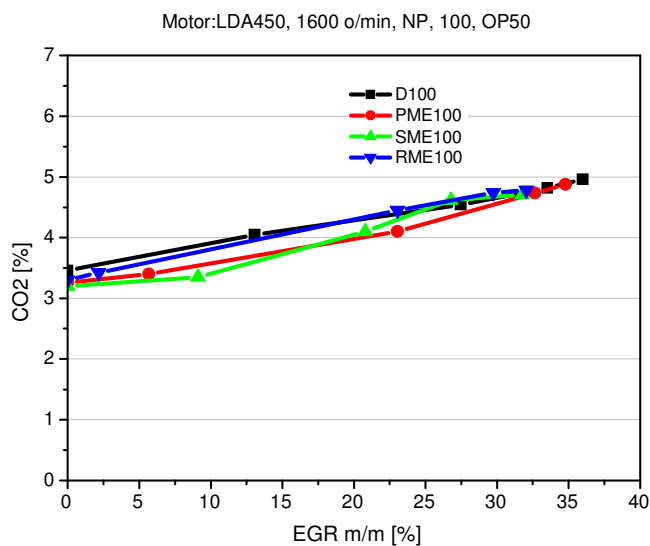


Koncentracija nesagorelih ugljovodonika CH slika 5.78 zavisno od EGR odnosa, ima dosta nepredvidljiv karakter što je posledica otežanog merenja ove komponente, tako da se ne može tačno definisati karakter ove promene.



Slika 5.78 Efekat EGR na izduvnu emisiju CH za razna čista biogoriva B100

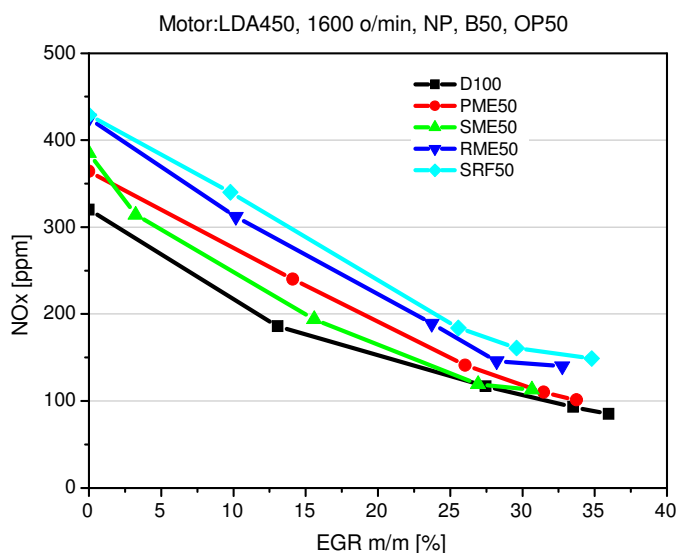
Sa druge strane promena emisije ugljen dioksid  $CO_2$  slika 5.79 ima veoma definisan trend. Vidi se da sa rastom količine EGR gasova koji se uvode u usisni sistem motora koncentracija  $CO_2$  u izduvnim gasovima raste.



Slika 5.79 Efekat EGR na izduvnu emisiju  $CO_2$  za razna čista biogoriva B100

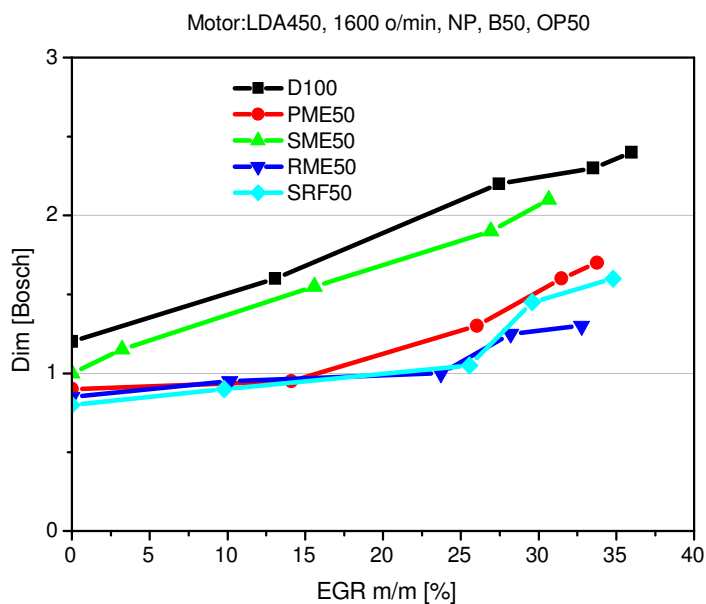
### 5.3.6.2. Izduvna emisija pri radu sa mešavinama biogoriva B50 uz primenu EGR

Slike 5.80 do 5.84 prikazuju uticaj primene sistema EGR na emisiju NO<sub>x</sub>, dima, CO, CH i CO<sub>2</sub> pri radu sa mešavinama biogoriva B50 kao i referentnim dizel gorivom. Na slici 5.74 dat je uticaj recirkulacije izduvnih gasova na emisiju azotovih oksida. Najveći nivo emisije postiže se sa SRF 50 a najniži sa dizel gorivom. Sa druge strane ovo sniženje emisije NO<sub>x</sub> pomoću aplikacije sistema EGR dovodi do povećanja dimnosti izduvnih gasova slika 5.81.



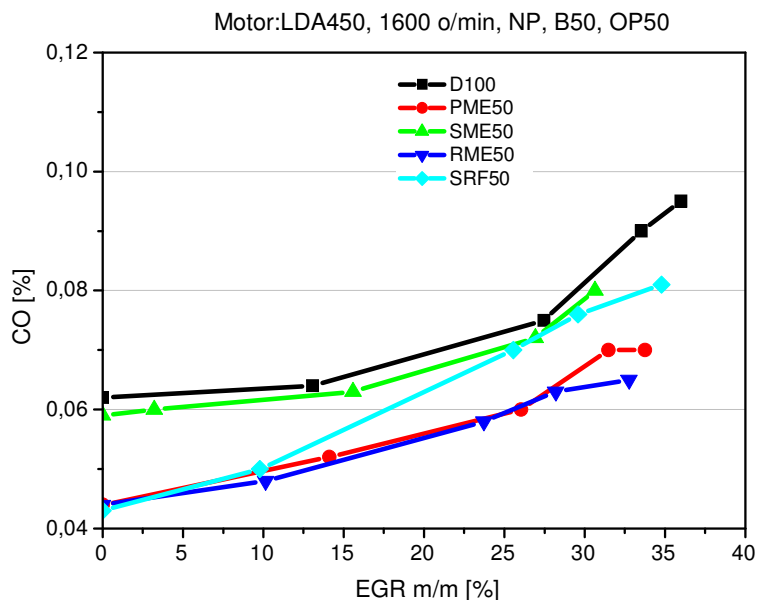
Slika 5.80 Emisija NO<sub>x</sub> pri različitim procentima EGR za goriva B50

Kao što je i očekivano, pri radu motora sa smešama biogoriva B50 nivo dimnosti je niži nego pri radu sa dizel gorivom (Slika 5.81). Razlog je obogaćenje dizel goriva kiseonikom a koje nastaje dodavanjem biogoriva u smešu. Sa rastom količine recirkulisanih gasova nivo dimnosti se povećava ali znatno manje sa biogorivima nego sa dizel gorivom. Najniži nivo dima se postiže sa RME50, a tek nešto veći sa SRF50 osim pora najvišem nivou recirkulacije gde je razlika oko 23%. PME50 uglavnom prati dve prethodno pomenute komponente uz nešto veći nivo dimnosti na najvišim vrednostima EGR stepena. Od biogoriva najvišu dimnost daje smeša SME50, pri čemu je u odnosu na D100 nivo dima niži u celom opsegu EGR-a za oko 20%.



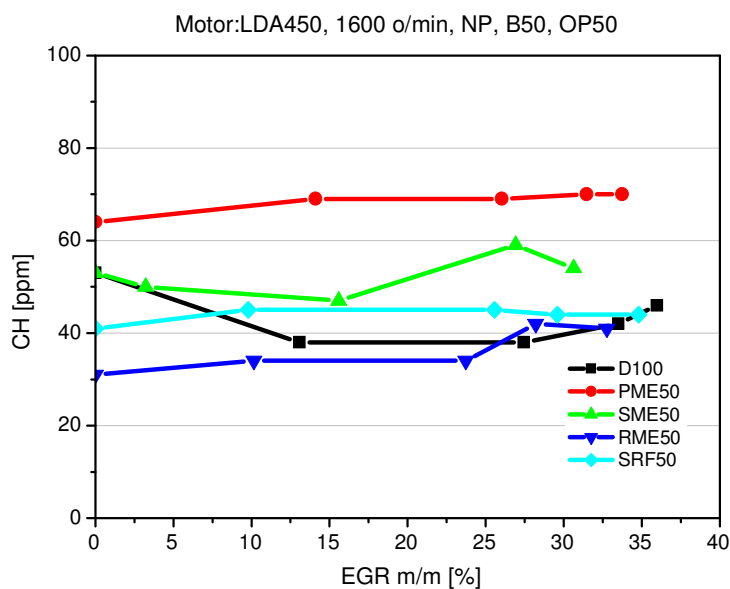
Slika 5.81 Emisija dima pri različitim procentima EGR za goriva B50

I kod mešavina B50 primena sistema EGR dovodi do povećanja emisije CO (Slika 5.82), dok se uticaj ovog sistema na emisiju CH slika (5.83) ne može tačno definisati. Ponašanje emisije CO<sub>2</sub> (Slika 5.84) je identično kao i sa gorivima B100.

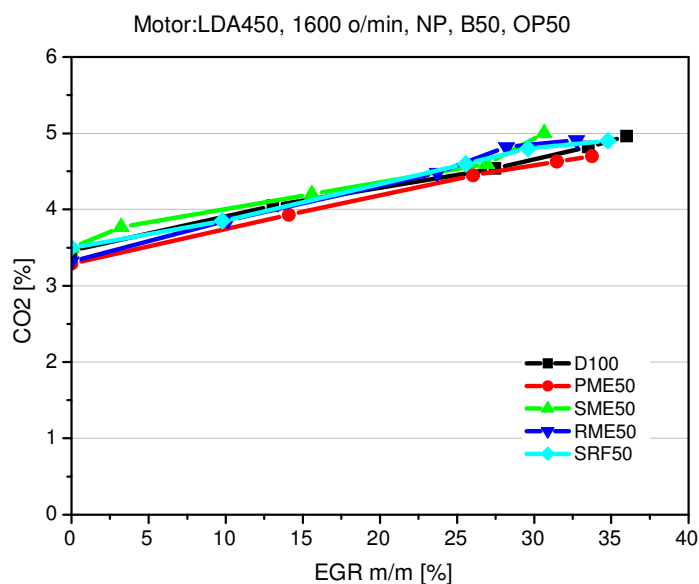


Slika 5.82 Emisija CO pri različitim procentima EGR za goriva B50

Obe ove komponente (CO i CH), međutim imaju inače vrlo nisku koncentraciju u izduvnim gasovima dizel motora, pre svega zato što ovi motori uvek rade sa globalno siromašnom smešom, tako da ima sasvim dovoljno vazduha za njihovu oksidaciju, naročito u nadpunjenoj varijanti. Sa druge strane ove toksične komponente se veoma uspešno i efikasno neutrališu naknadnim katalitičkim tretmanom izduvnih gasova.



Slika 5.83 Emisija CH pri različitim procentima EGR za goriva B50



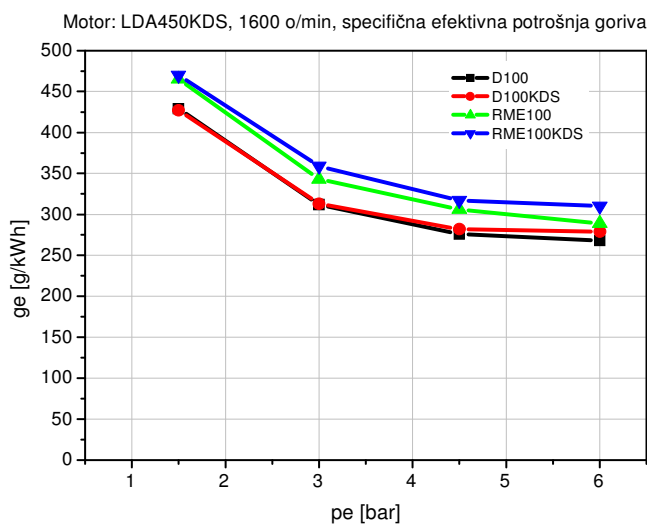
Slika 5.84 Emisija CO<sub>2</sub> pri različitim procentima EGR za goriva B50

## 5.4. Rezultati istraživanja uticaja delimične izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanja

U ovom odeljku će biti komentarisani rezultati istraživanja uticaja delimične izolacije komore za sagorevanje na proces sagorevanja i izduvnu emisiju predmetnog motora, pri radu sa biogorivom RME100 i dizel gorivom kao referentnim gorivom. Prva serija eksperimentalnih merenja je izvršena sa standardnim sistemom sagorevanja DMB/Lombardini koji inače poseduje motor LDA450, a zatim je ugrađen klipni sklop sa komorom radne oznake KDS koji omogućava povećanu temperaturu kako same komore za sagorevanje tako u izvesnoj meri i celog radnog prostora. Princip ostvarenja delimične izolacije komore je detaljnije objašnjen u poglavlju 4 odeljak 4.4.

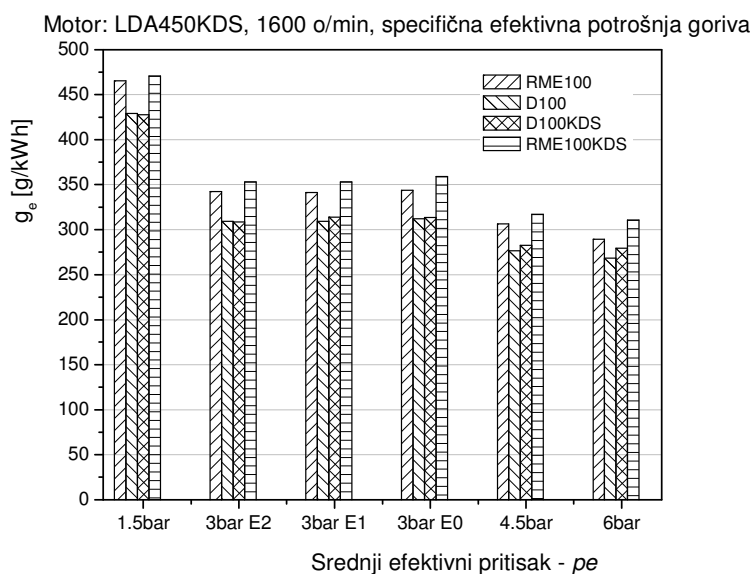
### 5.4.1. Potrošnja goriva i stepen korisnosti motora sa komorom KDS

Slika 5.85 prikazuje masenu specifičnu efektivnu potrošnju goriva dizel motora sa i bez komore KDS, kao i pri korišćenju repičinog metil estra RME100. Masena potrošnja biodizela raste zbog veže toplotne moći i povećane ciklusne potrošnje goriva. Najveći nivo potrošnje se postiže sa RME100KDS nešto niži sa RME100 zatim D100KDS i najniži sa dizel gorivom i standardnim sistemom sagorevanja. .



Slika 5.85 Specifična efektivna potrošnja goriva sa i bez komore KDS pri radu sa dizel gorivom i biodizelom RME100

Slika 5.86 prikazuje uticaj delimične izolacije komore na specifičnu efektivnu potrošnju goriva uzimajući u obzir i radne režime sa recirkulacijom izduvnih gasova.



Slika 5.86 Specifična efektivna potrošnja goriva oba goriva oba sistema sagorevanja pri radu motora sa EGR

## 5.4.2. Radni proces motora sa KDS komorom

### 5.4.2.1 Tokovi pritiska u motora sa standardnim i KDS sistemom sagorevanja

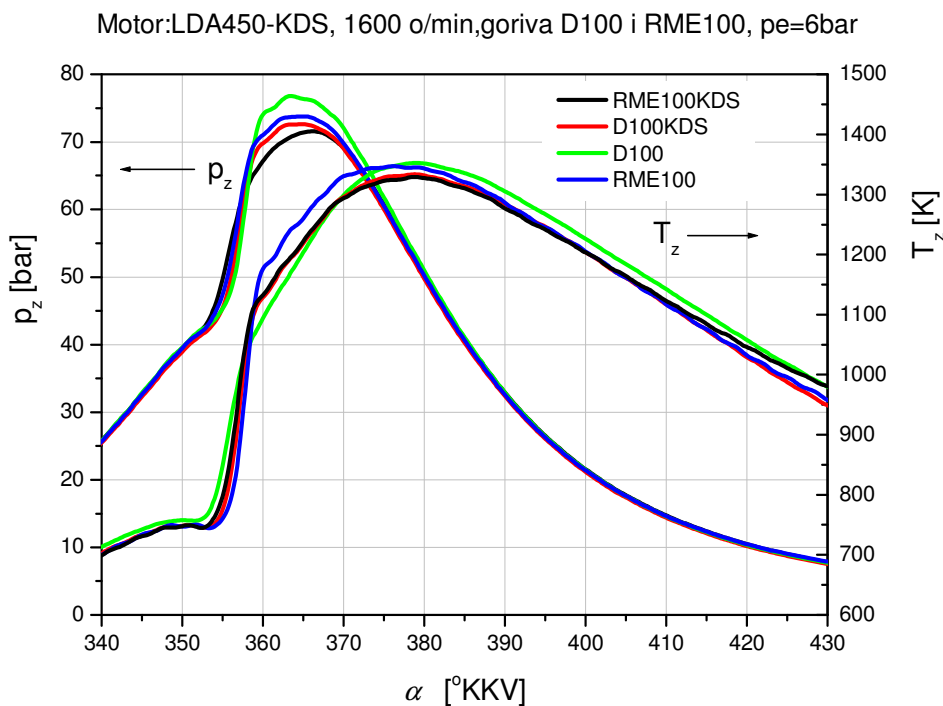
Na slikama 5.87 do 5.90 prikazani su tokovi pritiska i srednje temperature ciklusa za četiri nivoa opterećenja i oba sistema sagorevanja. Konkretno vrednosti maksimalnog pritiska i temperature date su u Tabeli 5.8. Za sve nivoe opterećenja važi pravilo, u ovoj usisnoj varijanti motora sa kojom je vršena ova vrsta istraživanja, da je maksimum pritiska pri radu sa dizel gorivom veći nego pri radu sa biogorivom tipa biodizel RME100. Srednja temperatura gasa u cilindru uglavnom prati tok pritiska i nešto je niža pri radu sa biodizelom nego pri radu sa dizel gorivom, prateći redosled odgovarajućih pritisaka. Ako se ista goriva koriste pri radu motora u čiji je klip ugrađena demontažna komora KDS, onda se maksimum pritisaka ciklusa snižava pri punom opterećenju za oko 5% pri radu sa dizel gorivom (sa 76.74 bara na 72.6 bara) i

za oko 3% pri radu sa biodizelom (sa 73.79 na 71.57 bara) u primeru za najviši istraživani nivo opterećenja sa srednjim efektivnim pritiskom od  $p_e=6$  bara.

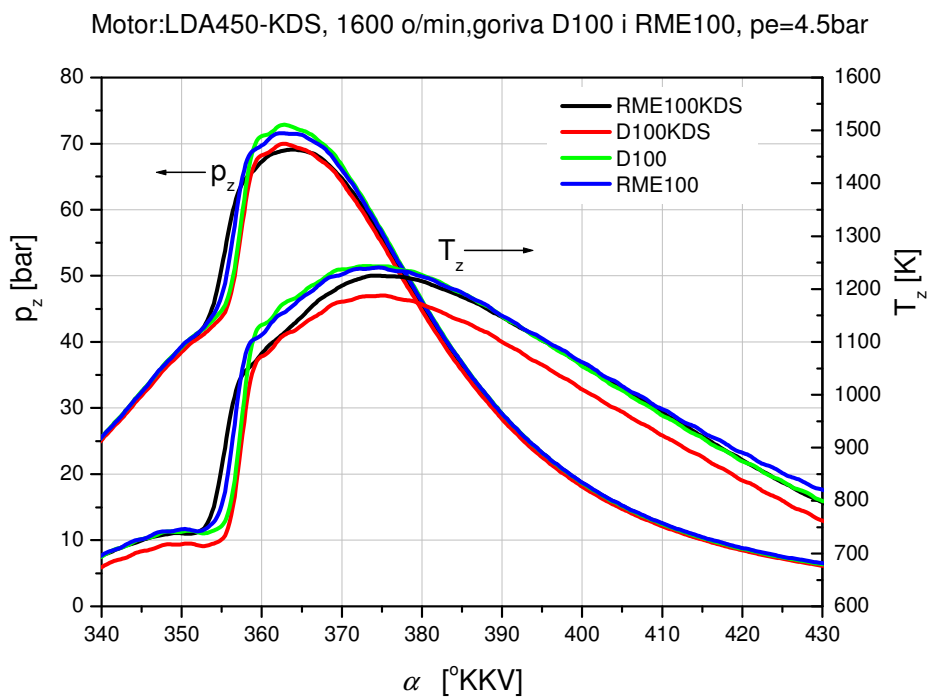
Što se položaja maksimuma pritiska tiče on je uvek pomeren više u desno, odnosno dalje od SMT pri radu sa RME100 nego pri radu sa D100. Maksimum pritiska se najdalje od SMT nalazi u slučaju rada sa RME100 i komorom KDS.

Tabela 5.8 Vrednosti maksimalni pritiska i temperatura u cilindru motora tokom sagorevanja i njihov uglovni položaj u odnosu na SMT

	Nivo opterećenja 25%			
	DIZ	DIZ KDS	RME	RME KDS
$p_z$ (bar)	63,78	61,04	62,93	61,36
$\alpha_{pz}$ (°KV)	362,4	362,2	362	361,6
$T_z$ (°K)	1046,8	1010	1040,1	1021,9
$\alpha_{Tz}$ (°KV)	368,8	369	367,6	368
	Nivo opterećenja 50%			
	DIZ	DIZ KDS	RME	RME KDS
$p_z$ (bar)	69,31	66,73	68,38	66,42
$\alpha_{pz}$ (°KV)	362,6	362,8	361,6	363,4
$T_z$ (°K)	1156,9	1108,7	1120,8	1132,2
$\alpha_{Tz}$ (°KV)	369,6	372,6	371	373,4
	Nivo opterećenja 75%			
	DIZ	DIZ KDS	RME	RME KDS
$p_z$ (bar)	72,87	69,97	71,56	69,08
$\alpha_{pz}$ (°KV)	362,8	362,8	362,8	364
$T_z$ (°K)	1243,9	1187,3	1240,5	1225
$\alpha_{Tz}$ (°KV)	373	375,2	374,6	374,2
	Nivo opterećenja 100%			
	DIZ	DIZ KDS	RME	RME KDS
$p_z$ (bar))	76,74	72,6	73,79	71,57
$\alpha_{pz}$ (°KV)	363,8	364,8	365	366,2
$T_z$ (°K)	1347,4	1333,1	1328,9	1352,3
$\alpha_{Tz}$ (°KV)	376,6	378,8	379	379,4

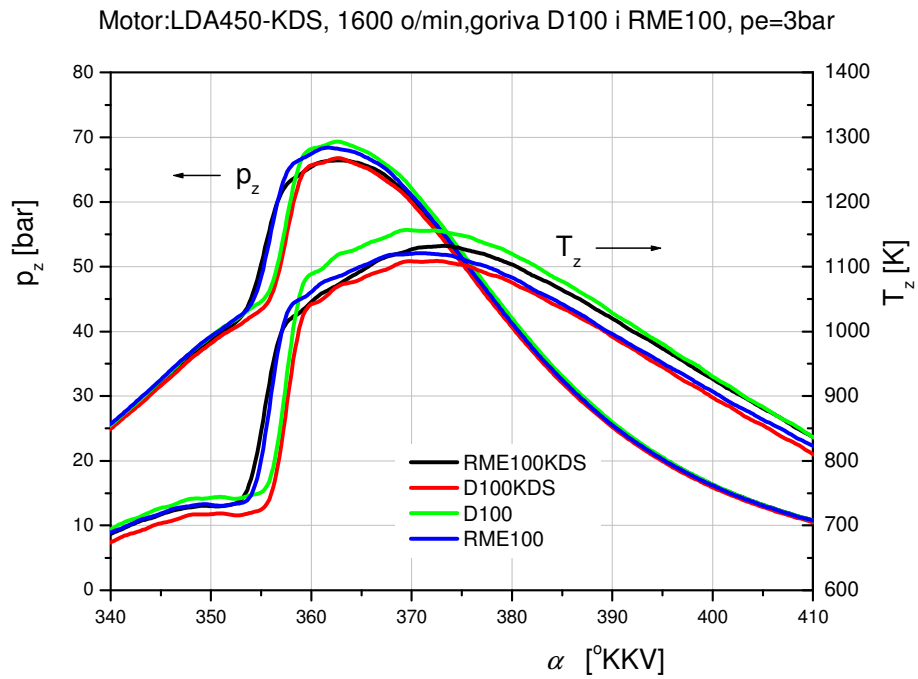


Slika 5.87 Tokovi pritiska i temperature u cilindru za opterećenje od  $p_e = 6$  bara

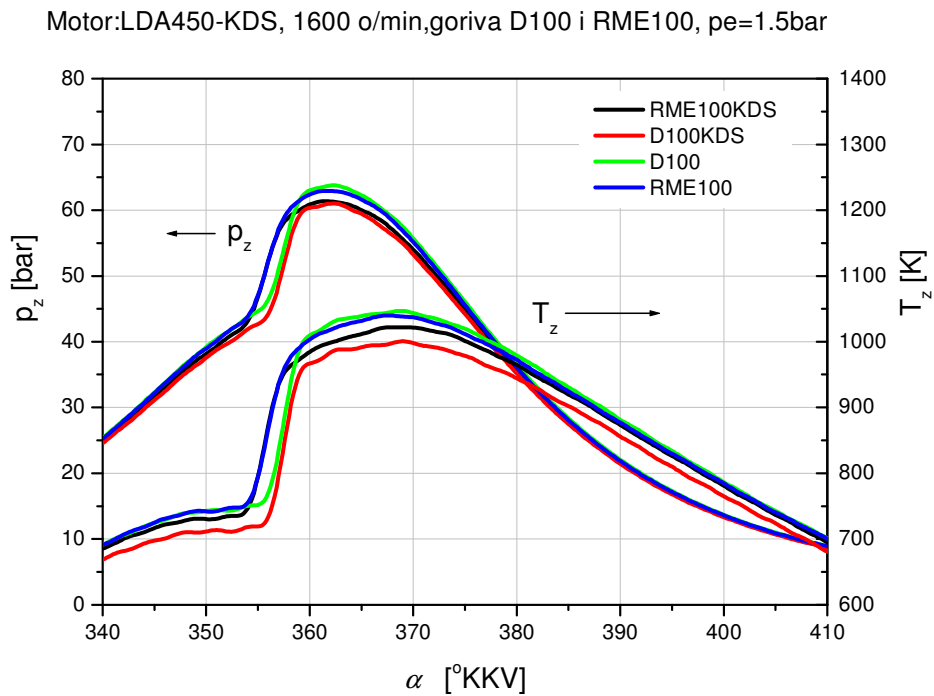


Slika 5.88 Tokovi pritiska i temperature u cilindru za opterećenje od  $p_e = 4,5$  bara





Slika 5.89 Tokovi pritiska i temperature u cilindru za nivo opterećenja  $p_e = 3$  bara

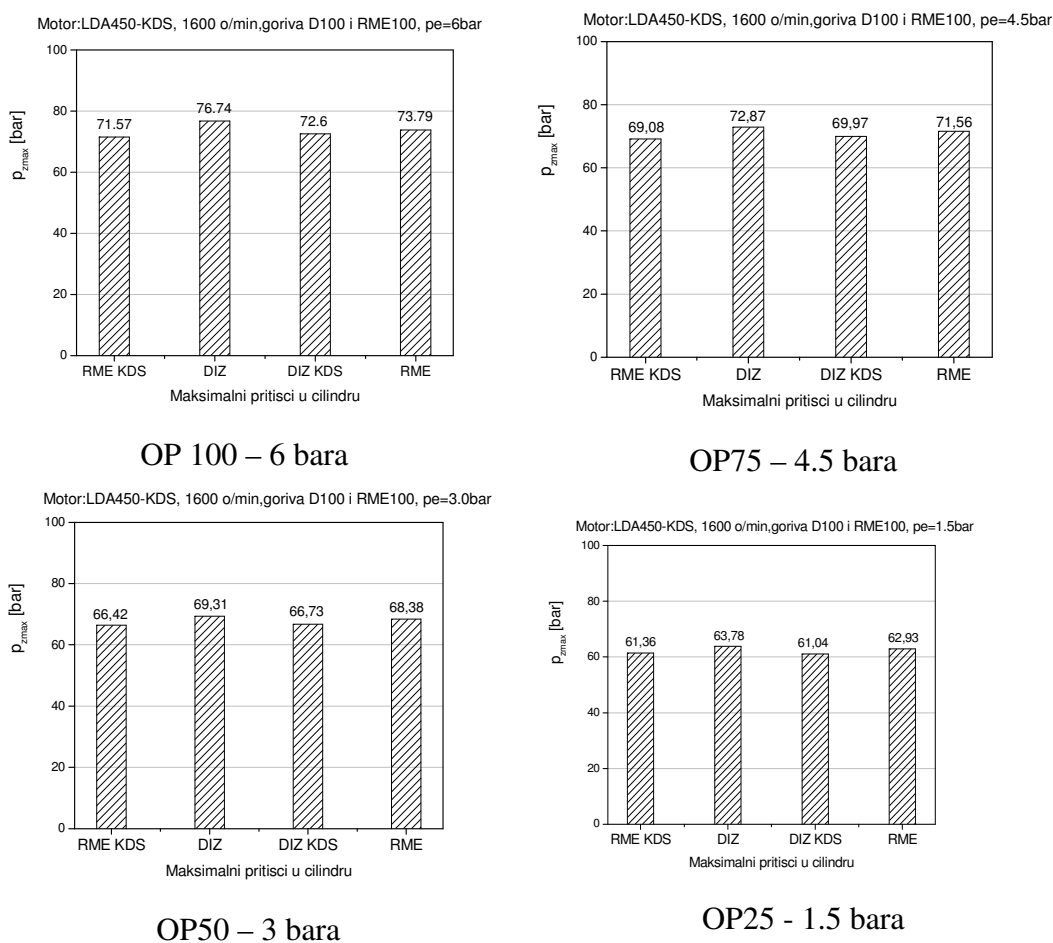


Slika 5.90 Tokovi pritiska i temperature u cilindru za nivo opterećenja  $p_e = 1,5$  bara

### 5.4.2.2 Maksimalne vrednosti pritiska u cilindru

Na slici 5.91 prikazane su maksimalne vrednosti pritiska gasa u cilindru za oba goriva i oba sistema sagorevanja na četiri opterećenja. Logično, sa sniženjem nivoa opterećenja motora, snižava se i nivo maksimalnog pritiska gasa i nivo maksimalne srednje temperature ciklusa. Sa druge strane delimična izolacija komore dovodi do daljeg sniženja nivoa maksimalnih vrednosti pritiska i temperature ciklusa. Razlog tome leži prevashodno u činjenici da je termički nivo komore KDS viši zbog termičke izolacije tako da dolazi do smanjenja svežeg punjenja i pada pritiska u cilindru.

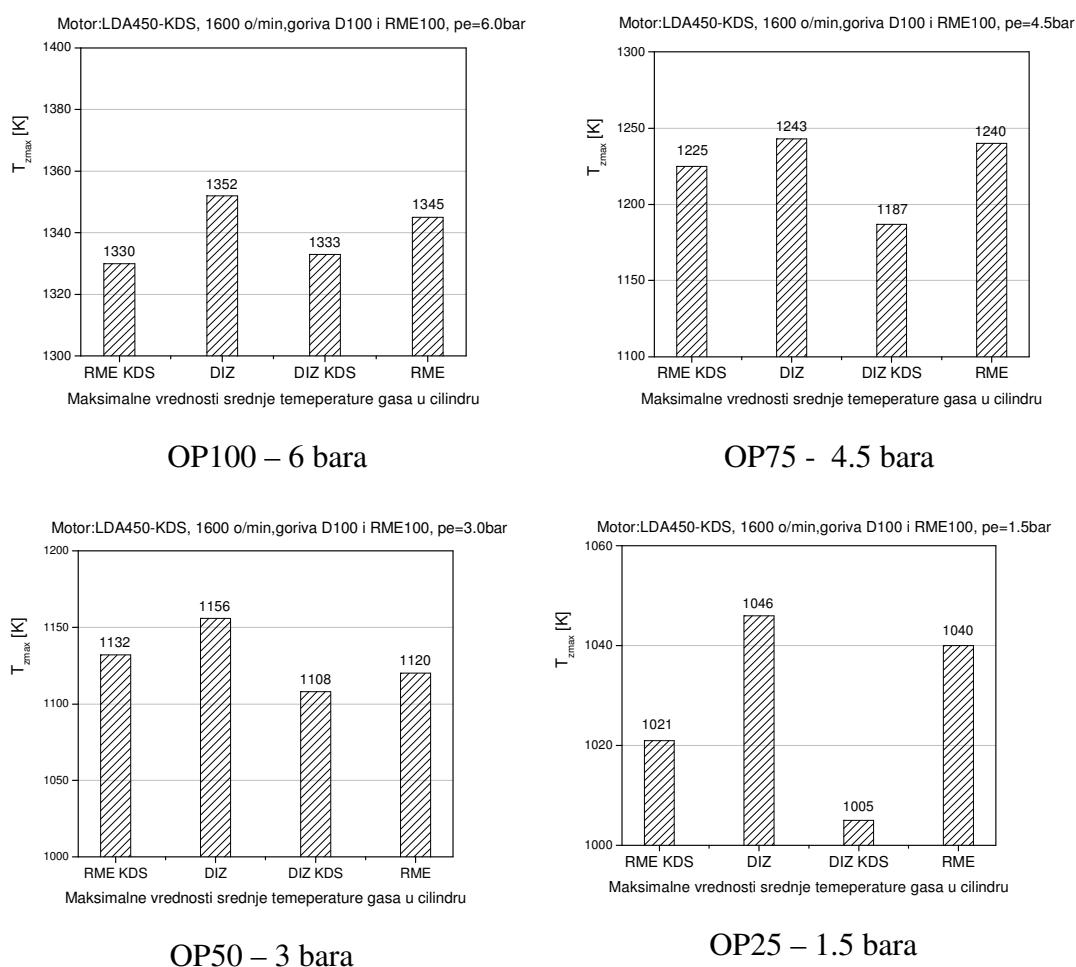
Pri tome, se maksimalni pritisak ciklusa sa dizel gorivom D100 i sa sistemom KDS snižava na vrednost manju nego pri radu sa RME100 sa standardnim sistemom. Sa druge strane pri radu sa RME100 i KDS komorom maksimalni cilindarski pritisak je ubedljivo najniži.



Slika 5.91 Maksimalni pritisci u cilindru motora za standardni i KDS sistem sagorevanja

### 5.4.2.3. Maksimalne vrednosti temperature u cilindru

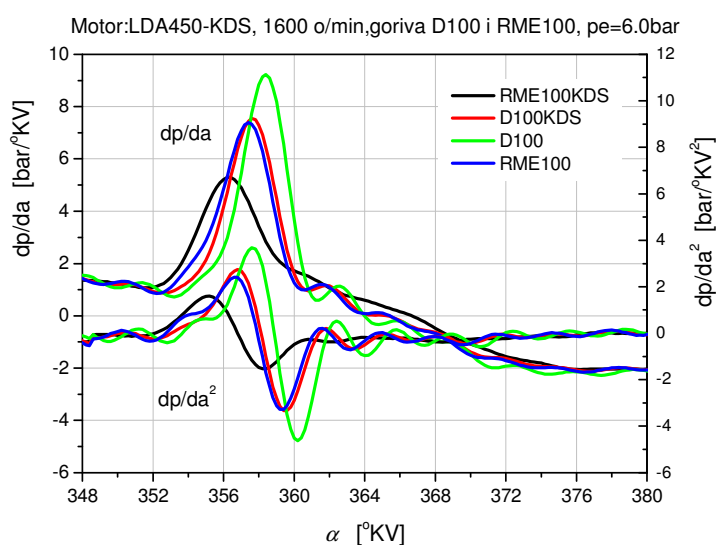
Na slici 5.92, prikazane su maksimalne vrednosti srednjih temperatura gasa u cilindru za oba goriva i oba sistema sagorevanja. Redosled srednjih temperatura ciklusa prati redosled pritiska u cilindru, tako da se dobijaju vrednosti koje imaju sledeći poredak: D100, RME100, RME100KDS i D100KDS respektivno. Isti poredak se zadržava i na ostalim radnim režimima sa nižim nivoima opterećenja. Donekle je nelogično i da radni ciklus sa delimično izolovanom komorom daje niže srednje temperature ciklusa ali to je posledica načina proračuna srednje temperature iz jednačine stanja, čime je njena vrednost direktno povezana sa tokom i redosledom pritiska u cilindru. Međutim, srednja temperatura ciklusa se inače ne može koristiti kao potpuno relevantan parametar za analizu formiranja toksičnih komponenti posebno NO<sub>x</sub> i čestica odnosno dima.



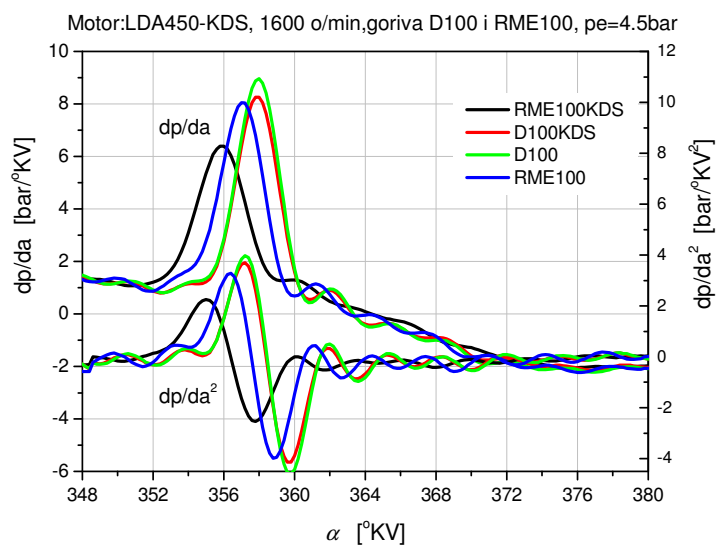
Slika 5.92 Maksimalne temperature u cilindru motora za standardni i KDS sistem sagorevanja

#### 5.4.2.4. Brzina promene pritiska u cilindru

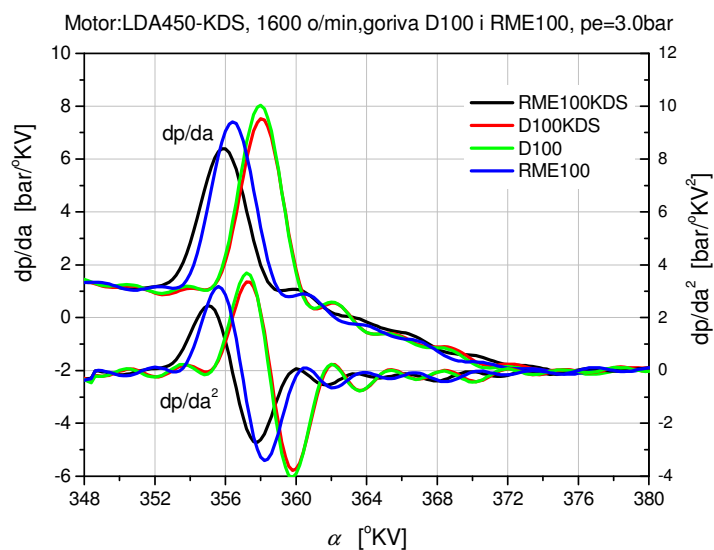
Na slikama 5.93 do 5.96, prikazane su promene gradijenta pritiska u cilindru, kao i drugog izvoda pritiska po uglu kolenastog vratila motora. Može se videti da maksimum gradijenta pritiska dostiže skoro 9 bar/oKV za najviši nivo opterećenja sa dizel gorivom i sa standardnim sistemom sagorevanja. Sa biogorivom RME100 ova vrednost je znatno niža i jedva prelazi 7 bar/oKV.



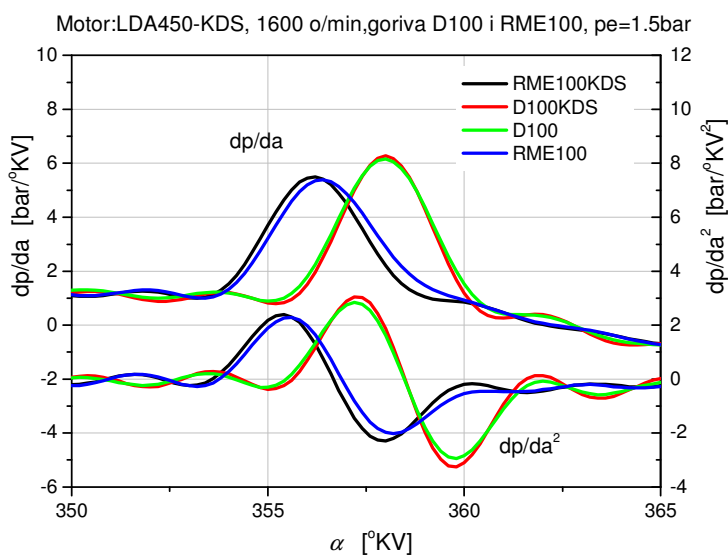
Slika 5.93 Dinamika promene pritiska u toku odvijanja ciklusa za oba sistema sagorevanja i za nivo opterećenja  $p_e = 6$  bar



Slika 5.94 Dinamika promene pritiska u toku odvijanja ciklusa za oba sistema sagorevanja i za nivo opterećenja  $p_e = 4,5$  bar



Slika 5.95 Dinamika promene pritiska u toku odvijanja ciklusa za oba sistema sagorevanja i za nivo opterećenja  $pe = 3,0$  bar



Slika 5.96 Dinamika promene pritiska u toku odvijanja ciklusa za oba sistema sagorevanja i za nivo opterećenja  $pe = 1,5$  bar

Uvođenjem klipnog sklopa sa delimično izolovanom komorom – KDS veličina  $dp/d\alpha$  se dalje snižava kako pri pogonu dizel gorivom tako još više pri pogonu biogorivom RME100, što se može videti na slici 5.93. Kod ostalih radnih režima važi sito pravilo. Pri radu sa delimično izolovanom komorom snižava se nivo maksimuma  $dp/d\alpha$  i to uvek više sa biogorivom nego sa dizel gorivom. Isto se odnosi i na drugi

izvod pritiska po uglu kolenastog vratila  $d^2p/d\alpha^2$ . Jedino na najnižem opterećenju koje odgovara srednjem efektivnom pritisku od oko  $p_e=1,5\text{bar}$  razlike u tokovima krivih  $dp/d\alpha$  i  $d^2p/d\alpha^2$  su veoma male čak sa blago obrnutim trendom.

### 5.4.3. Zakon oslobađanja toplote za dizel i biodizel sa i bez KDS sistema

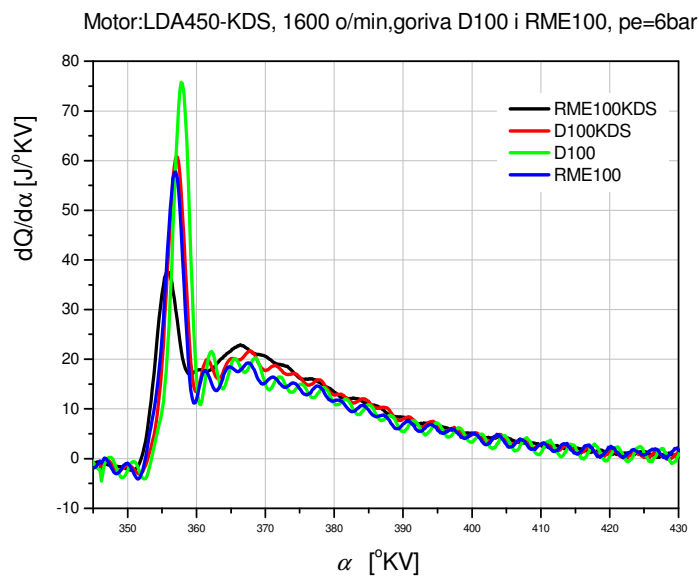
#### 5.4.3.1. Diferencijalni zakon oslobađanja toplote

Na slikama 5.97 do 5.100, prikazani su zakoni oslobađanja toplote za oba goriva i oba sistema sagorevanja na svim istraživanim radnim režimima. Može se uočiti da na svim radnim režimima sagorevanje počinjalo ranije za biodizel nego za dizel gorivo a podizanje termičkog nivoa komore za sagorevanje utiče tako da se početak sagorevanja pomera ka još manjim uglovima kao posledica skraćenja *pps*. Usled isparavanja nagomilane količine goriva u komori za sagorevanje tokom *pps*, može se uočiti negativan deo dijagrama od trenutka dospeća prvih čestica goriva u komoru do trenutka otpočinjanja sagorevanja. Ovo traje sve dotle dok dijagram ne pređe u pozitivnu stranu.

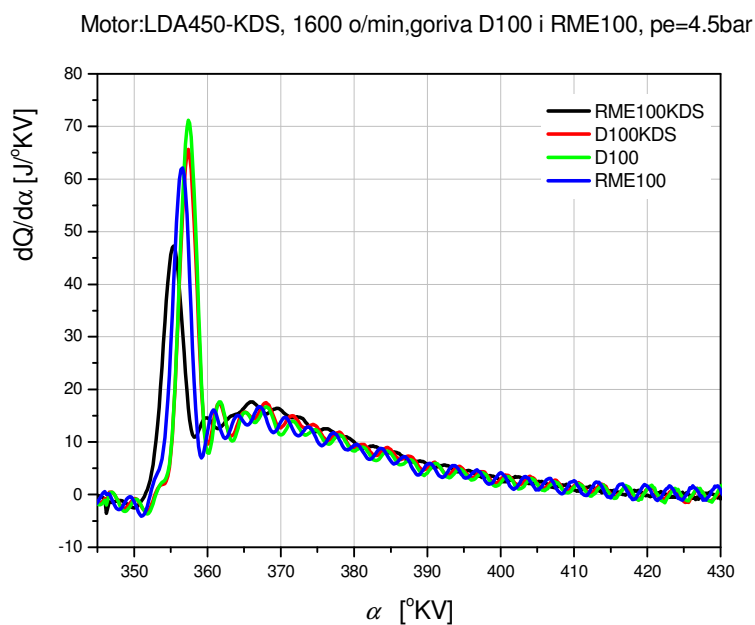
Posle početka sagorevanja (po isteku *pps*) sledi veoma brzo (burno) sagorevanje koje sačinjava period neregulisanog sagorevanja. Sledi čisto difuzno sagorevanje čija je brzina odvijanja uglavnom dirigovana brzinom formiranja smeše goriva i vazduha.

Što se tiče maksimuma brzine oslobađanja toplote vidi se da se uvek najveći maksimum postiže pri sagorevanju dizel goriva i to na svim režimima. To je posledica dužeg *pps* koji ima dizel gorivo D100. Maksimum zakona oslobađanja toplote  $dq/da$  za RME100 je uvek niži nego pri sagorevanju dizel goriva, ali se može primetiti da se ta razlika smanjuje sa sniženjem opterećenja motora a na najnižem opterećenju od sa srednjim efektivnim pritiskom  $p_e=1,5$  bar praktično ta razlika i ne postoji. Primenom sistema sagorevanja sa delimičnom izolacijom komore za sagorevanje, radne oznake KDS, maksimumi funkcije toka oslobađanja toplote se snižavaju za oba goriva i RME100 i D100 a najniži maksimum se postiže pri radu sa metilestrom uljane repice – RME100KDS. Takođe se može videti da su maksimumi brzine oslobađanja toplote za biogorivo RME100 i RME100KDS pomereni u levo, odnosno bliže SMT, u odnosu na referentno gorivo D100. Primena izolovane komore sistema KDS pomera ovaj

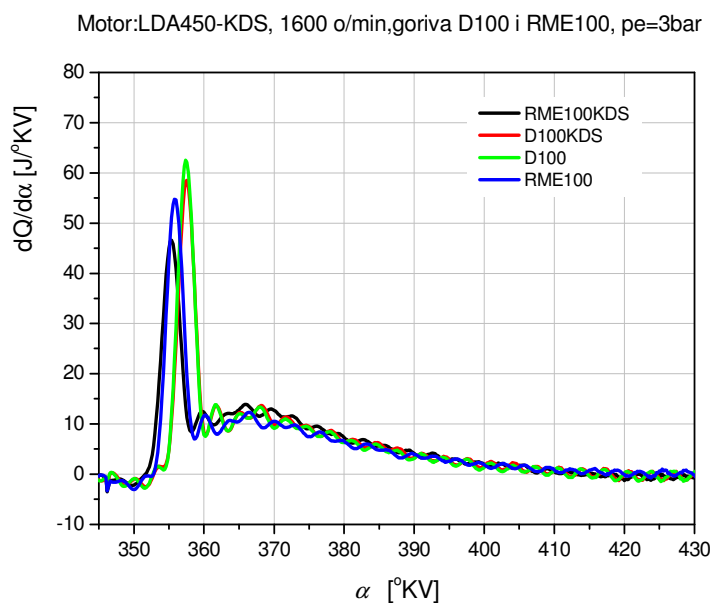
maksimum još bliže SMT, dok kod dizel goriva primena ovog sistema praktično ne utiče na pomeranje maksimuma funkcije brzine oslobađanja toplote.



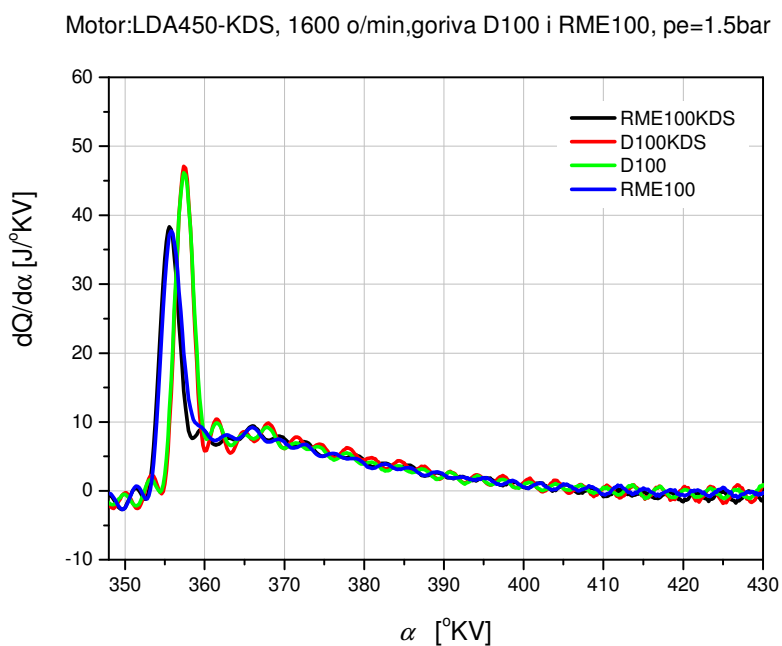
Slika 5.97 Zakon oslobađanja toplote za nivo opterećenja  $p_e = 6$  bar



Slika 5.98 Zakon oslobađanja toplote za nivo opterećenja  $p_e = 4,5$  bar



Slika 5.99 Zakon oslobađanja toplote za nivo opterećenja  $p_e = 3$  bar



Slika 5.100 Zakon oslobađanja toplote za nivo opterećenja  $p_e = 1,5$  bar

Prema tome, može se zaključiti da primena delimično izolovane komore sagorevanja doprinosi skraćenju  $pps$ , sniženju maksimuma brzine oslobađanja toplote i to kako za primenjeni biodizel tako i za dizel gorivo i pomeranju ovog maksimuma



bliže SMT, što je posebno izraženo za gorivo RME100. Sve ovo ima uticaja na odgovarajući tok pritiska gasa u cilindru i dalje odvijanje radnog ciklusa motora.

#### 5.4.3.2. Kumulativni zakon oslobađanja toplote

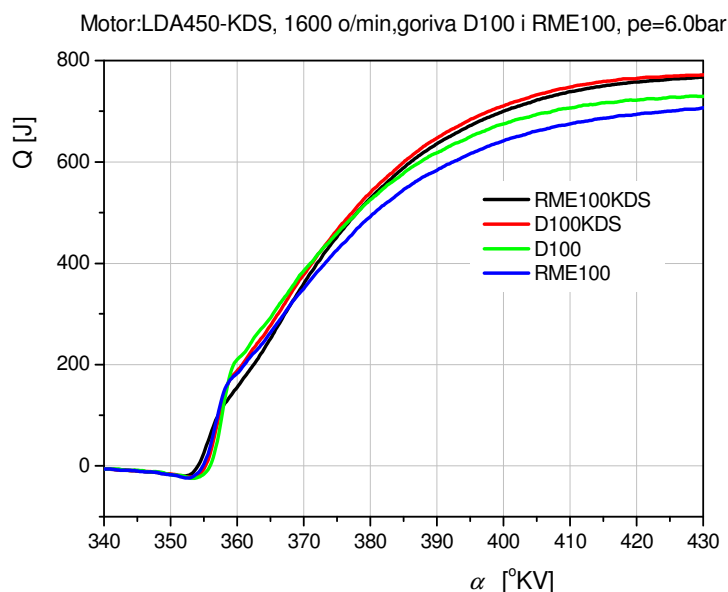
Slike 5.101 do 5.104 prikazuju kumulativne (integralne) zakone oslobađanja toplote (sagorevanja) za oba goriva i oba sistema sagorevanja i za različite radne režime koji su istraživani u ovom radu. Sa dijagrama se može uočiti da RME100 ima tendenciju bržeg oslobađanja energije iz ciklusne količine goriva nego pri radu sa dizel gorivom. Ovaj trend traje do oko 357 °KV, posle čega brže sagoreva dizel gorivo.

Napred izneta konstatacija se odnosi na proces sa standardnim sistemom sagorevanja. Ako se primeni sistem delimične izolacije komore za sagorevanje – KDS, opet u početku brže sagoreva RME100 nego referentno dizel gorivo, dok se kasnije redosled brzina sagorevanja menja u korist dizel goriva, s tim da se ova promena odigrava ranije nego pri radu sa standardnim sistemom sagorevanja.

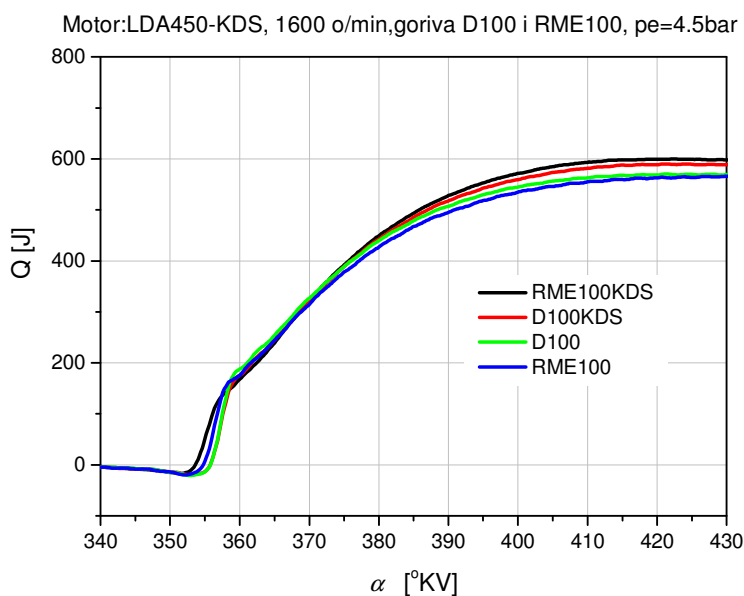
Ako se posmatra redosled sva četiri kumulativna zakona sagorevanja (oslobađanja toplote), vidi se da najbrže sagoreva RME100 KDS zatim RME100 a sledi D100KDS i na kraju D100. U daljem toku procesa sagorevanja kada dođe do promene redosleda brzina sagorevanja vidi se da redosled ide: D100KDS, RME100KDS, D100 i RME100 respektivno. Očigledno da delimična izolacija komore za sagorevanje utiče na povećanje brzine oslobađanja toplote iz ciklusne količine goriva, s tim da se znatno više ubrzava sagorevanje RME100 nego dizel goriva. Ako se posmatraju kumulativni zakoni sagorevanja za sva četiri nivoa opterećenja moguće je uočiti da se najveće razlike u brzini oslobađanja toplote mogu registrovati na najnižem nivou opterećenja od 25% a najmanje na najvišem nivou opterećenja od 100%, i da se postepeno smanjuju sa povećanjem nivoa opterećenja. Inače kod oba sistema sagorevanja, sagorevanje dizel goriva počinje kasnije, zbog dužeg *pps*, a izolacija komore početak sagorevanja pomera ka ranije.

Razlika u maksimalnoj vrednosti kumulativnog zakona oslobađanja toplote između dizel goriva i RME100, u oba slučaja je posledica niže donje toplotne moći biogoriva. Na nižim nivoima opterećenja 75%, 50% i 25% redosled brzina sagorevanja u kasnijim fazama procesa se donekle menja tako što je najveća brzina sagorevanja sa RME100KDS a najmanja sa RME100. Isto pravilo važi za nivo opterećenja 50%. Na

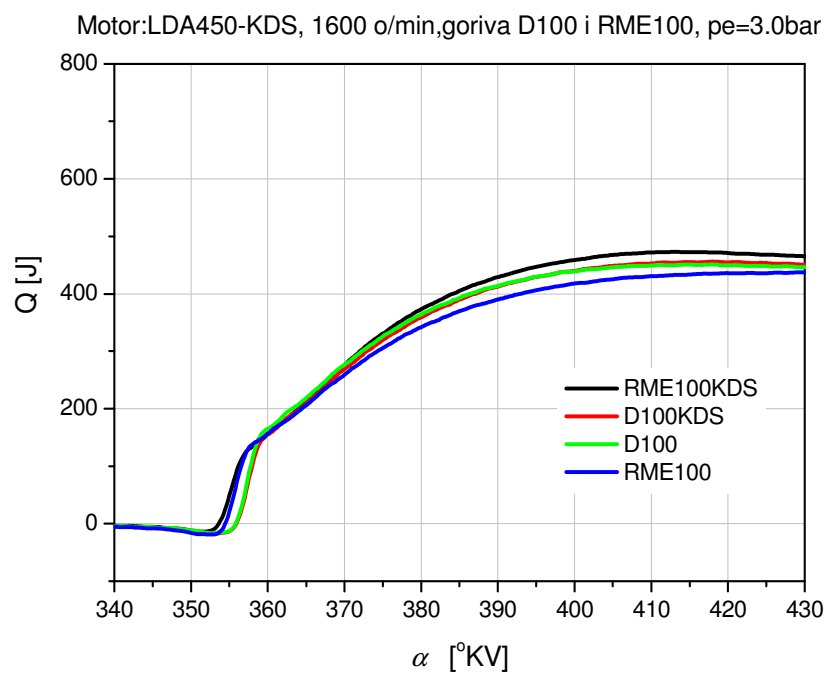
radnom režimu 1600 o/min i 25% opterećenja u početku procesa sagorevanja brže sagoreva biodizel RME100 ali nema bitnog uticaja izolacija komore na brzinu sagorevanja ovog goriva. Takođe ova izolacija nema bitnog uticaja ni na sagorevanje dizel goriva D100, na ovom nivou opterećenja a to gorivo inače u obe varijante sistema sagorevanja u početku sagoreva sporije.



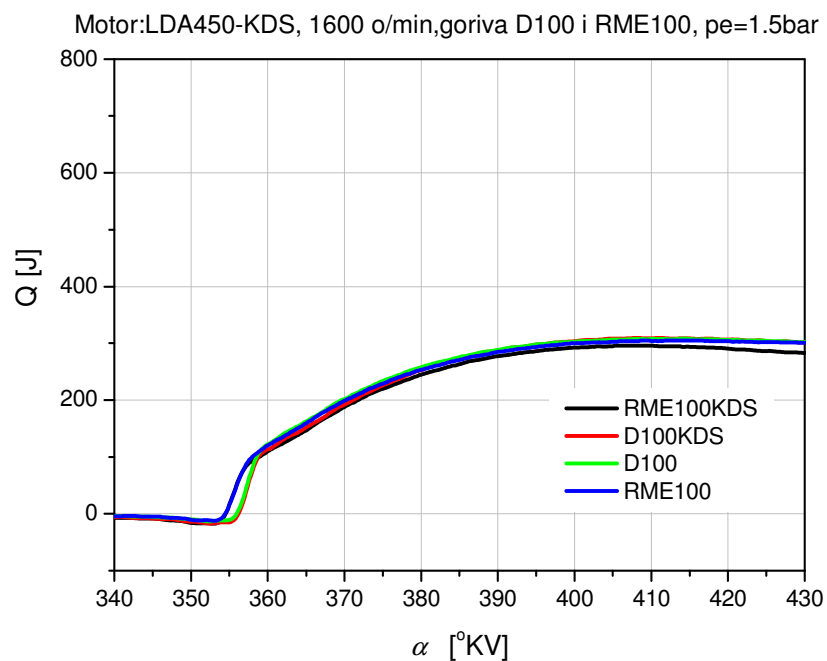
Slika 5.101 Kumulativni zakon sagorevanja za dizel i RME i oba sistema sagorevanja za nivo opterećenja  $pe = 6$  bar



Slika 5.102 Kumulativni zakon sagorevanja za dizel i RME i oba sistema sagorevanja za nivo opterećenja  $pe = 4,5$  bar



Slika 5.103 Kumulativni zakon sagorevanja za dizel i RME i oba sistema sagorevanja za nivo opterećenja  $pe = 3,0$  bar



Slika 5.104 Kumulativni zakon sagorevanja za dizel i RME i oba sistema sagorevanja za nivo opterećenja  $pe = 1,5$  bar

## 5.4.4. Faze procesa sagorevanja komore KDS

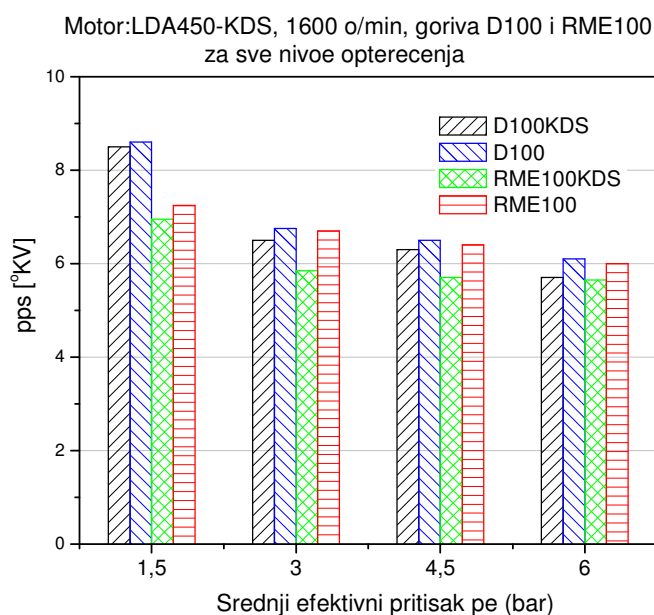
### 5.4.4.1. Periodi pritajenog sagorevanja

Tabela 5.9 daje vrednosti a Slika 5.105 prikazuje dužinu trajanja  $pps$  za oba goriva i oba sistema sagorevanja na sva četiri radna režima.

Tabela 5.9 Dužina perioda pritajenog sagorevanja

Srednji efektivni pritisak $p_e = 6 \text{ bar}$				
	D100KDS	D100	RME100KDS	RME100
$pps$ ( $^{\circ}KV$ )	5,7	6,1	5,65	6,0
Srednji efektivni pritisak $p_e = 4.5 \text{ bar}$				
	D100KDS	D100	RME100KDS	RME100
$pps$ ( $^{\circ}KV$ )	6,3	6,5	5,7	6,4
Srednji efektivni pritisak $p_e = 3 \text{ bar}$				
	D100KDS	D100	RME100KDS	RME100
$pps$ ( $^{\circ}KV$ )	6,5	6,75	5,85	6,7
Srednji efektivni pritisak $p_e = 1.5 \text{ bar}$				
	D100KDS	D100	RME100KDS	RME100
$pps$ ( $^{\circ}KV$ )	8,5	8,6	6,95	7,25

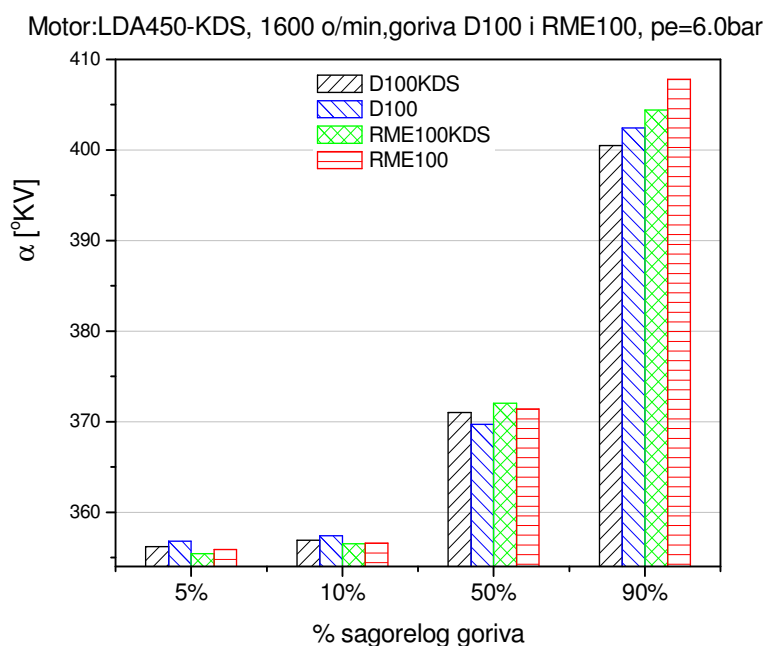
$pps$  ( $^{\circ}KV$ ) - period pritajenog sagorevanja



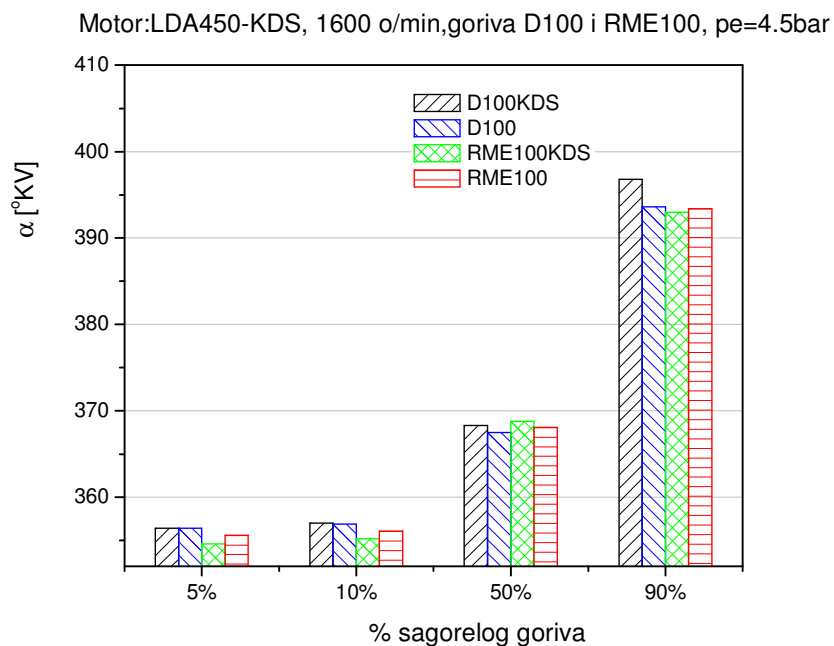
Slika 5.105 Dijagram trajanja perioda pritajenog sagorevanja

#### 5.4.4.2. Trenutak oslobađanja određene količine toplote

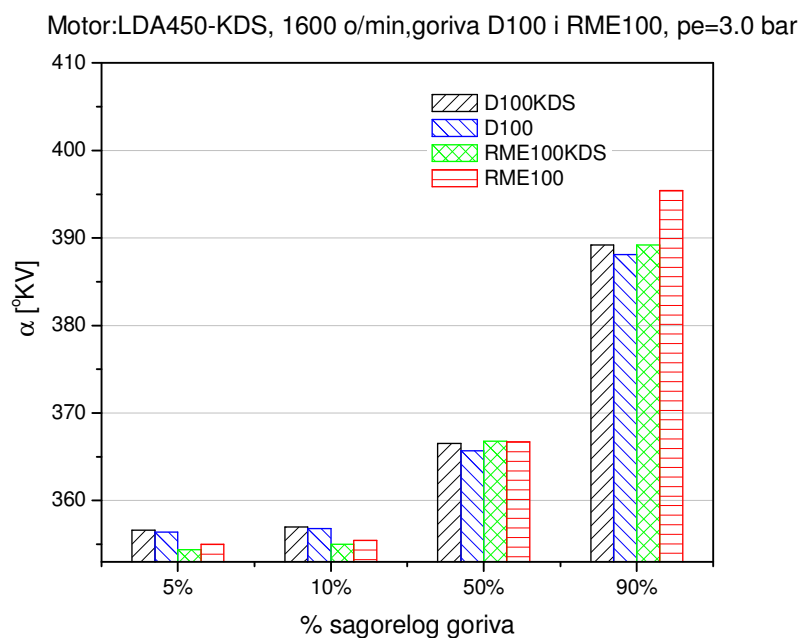
Na slikama 5.106 do 5.109 prikazana je uglovna zavisnost karakterističnih udela sagorelog goriva za obe vrste goriva i oba sistema sagorevanja na sva četiri radna režima. Biogorivo RME100 sagoreva najduže posmatrano preko veličine 90% sagorelog goriva, naročito na najvišem nivou opterećenja. Delimična izolacija komore doprinosi skraćenju procesa sagorevanja kako za dizel gorivo tako i za RME100. Na nižim nivoima opterećenja ovo pravilo ne važi uvek a kada je reč o 50% sagorelog goriva neočekivano izolacija komore čak produžava trajanje sagorevanja ove količine goriva i to kako za biogoriva tako i za RME100. Na početku sagorevanja kod 5% i 10% sagorelog goriva može se videti da RME100 brže sagoreva a izolacija komore ovaj proces još više ubrzava i to kod oba goriva. Kod najnižeg nivoa opterećenja izolacija komore skoro da nema uticaja na ukupno trajanje sagorevanja a mali je uticaj i na trajanje 5% i 10% sagorelog goriva.



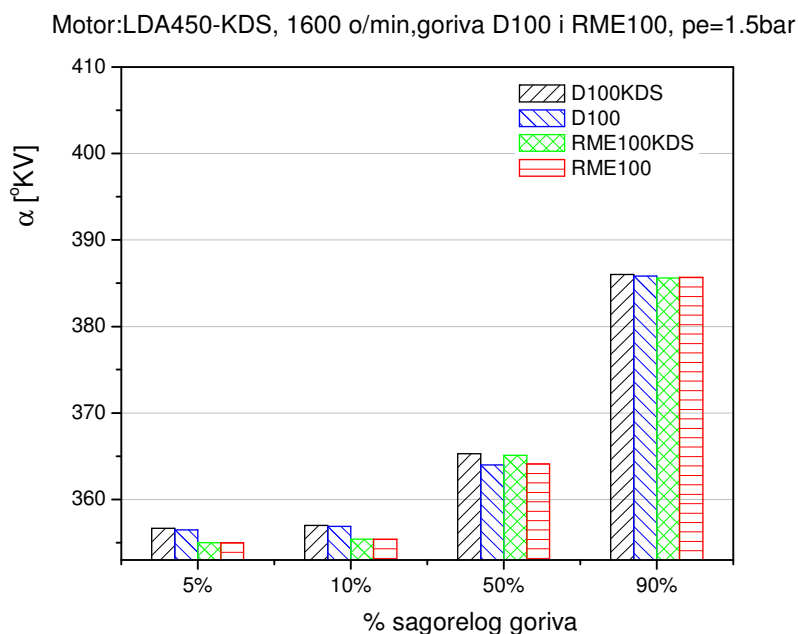
Slika 5.106 Količina sagorelog goriva do određenog ugla kolenastog vratila pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i kDS komoru na opterećenju od 100%



Slika 5.107 Količina sagorelog goriva do određenog ugla kolenastog vratila pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 75%

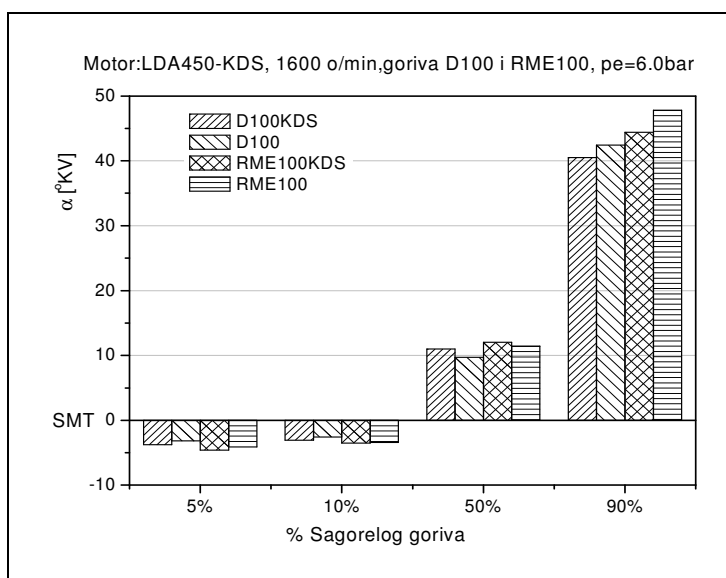


Slika 5.108 Količina sagorelog goriva do određenog ugla kolenastog vratila pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 50%

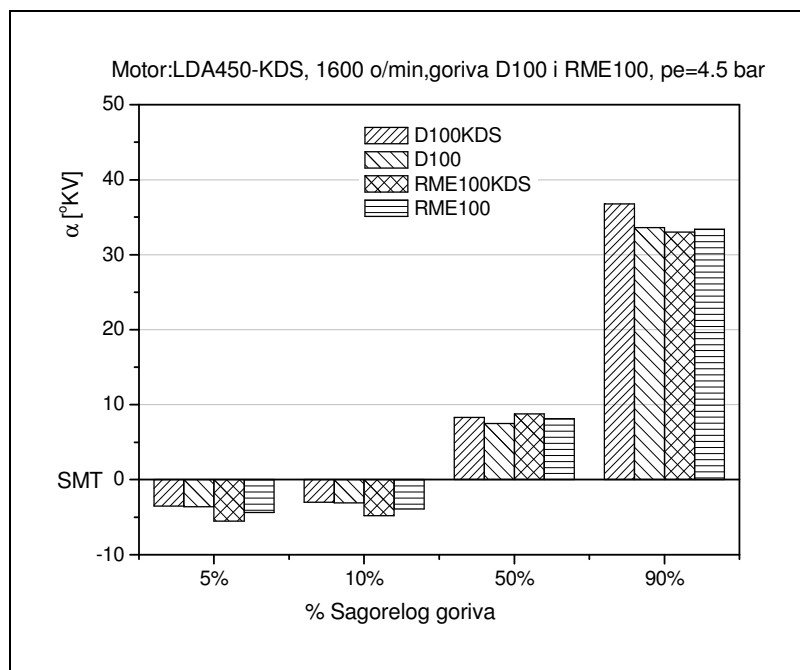


Slika 5.109 Količina sagorelog goriva do određenog ugla kolenastog vratila pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 25%

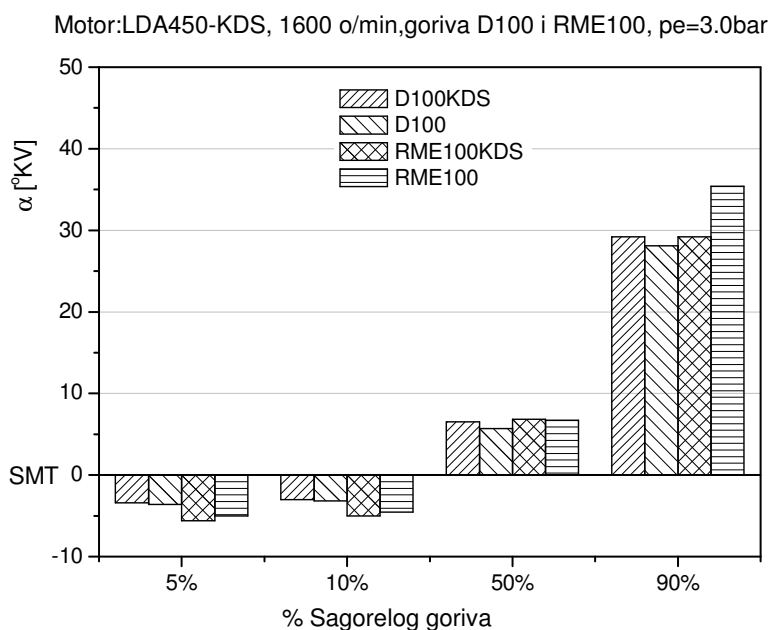
Nešto bolja preglednost količine sagorelog goriva može se dobiti ako se posmatra udeo sagorelog goriva u odnosu na SMT slike 5.110 do 5.113



Slika 5.110 Trenutak oslobađanja određene toplote u odnosu na SMT pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 100%

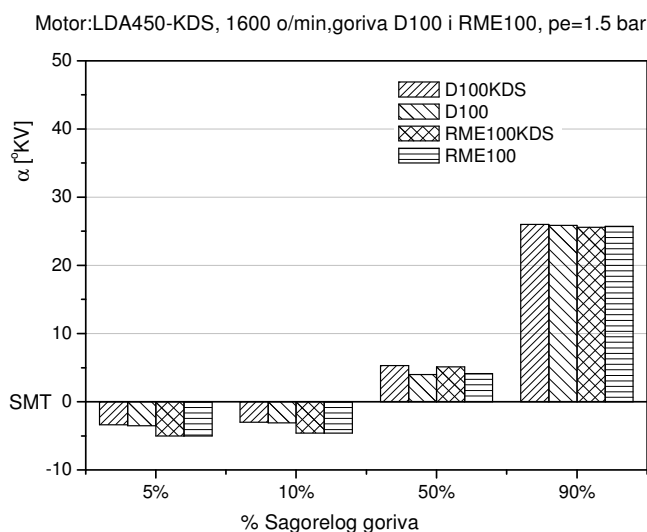


Slika 5.111 Trenutak oslobađanja određene toplote u odnosu na SMT pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 75%



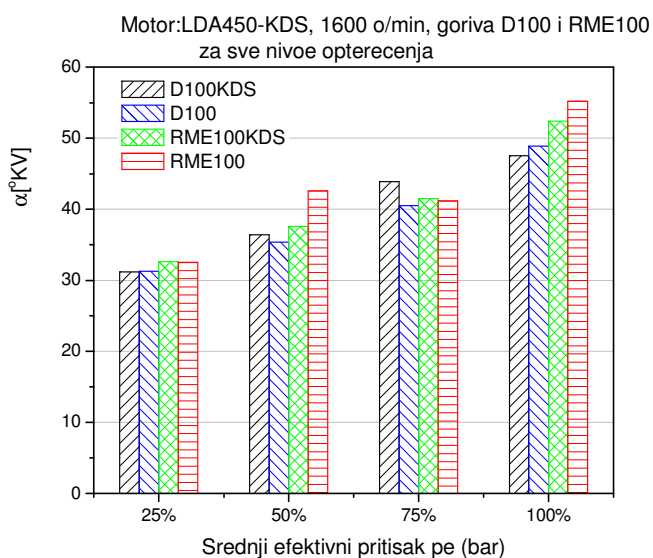
Slika 5.112 Trenutak oslobađanja određene toplote u odnosu na SMT pri radu sa dizel gorivom i repičinim metil estrom RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 50%





Slika 5.113 Trenutak oslobađanja određene toplote u odnosu na SMT pri radu sa dizel gorivom i RME100 za standardnu i KDS komoru na opterećenju od 25%

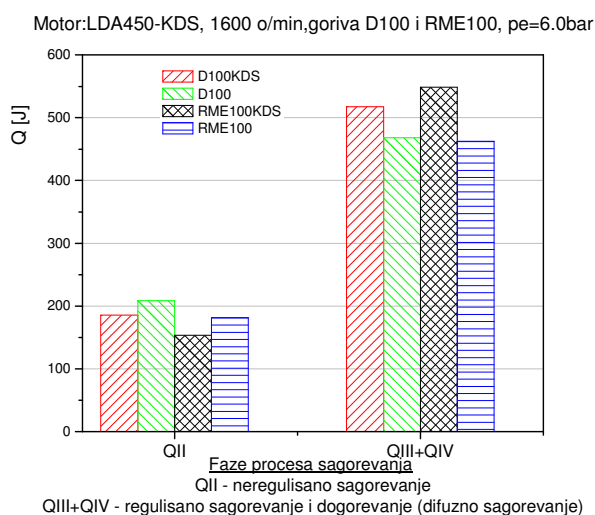
Slika 5.114 prikazuje ukupan period sagorevanja, definisan kao sagorelih 90% ubrizganog goriva, u zavisnosti od opterećenja motora. Naravno sa porastom opterećenja, odnosno sa porastom količine ubrizganog goriva, ovaj period raste. Međutim, efekat vrste goriva i tipa komore je dosta neodređen. Ipak na svim opterećenjima period sagorevanja RME 100 je duži od istog sa dizel gorivom. Međutim period ukupnog sagorevanja sa i bez komore KDS je približno isti, ili neznatno duži sa RME, pogotovu na srednjim i najvišim opterećenjima.



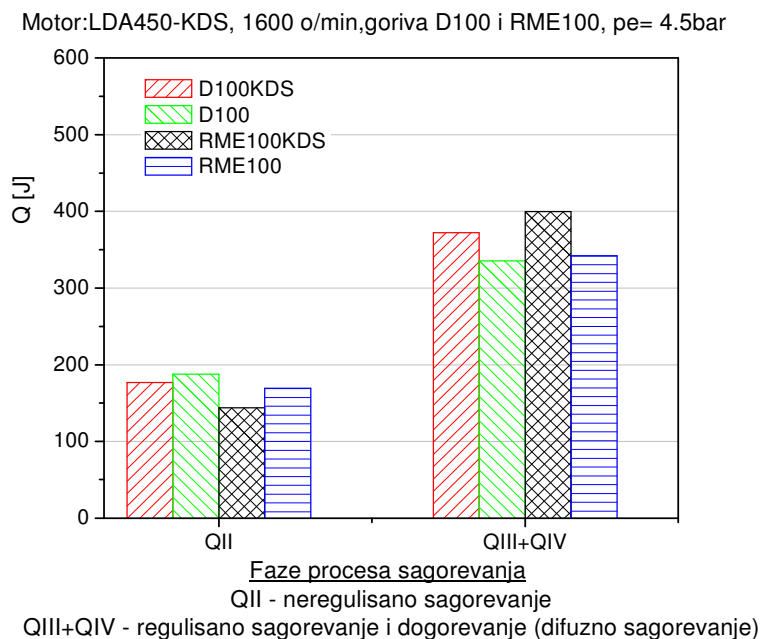
Slika 5.114 Ugao na kome sagori 90% goriva

### 5.4.4.3. Razvijena količina toplote po fazama sagorevanja

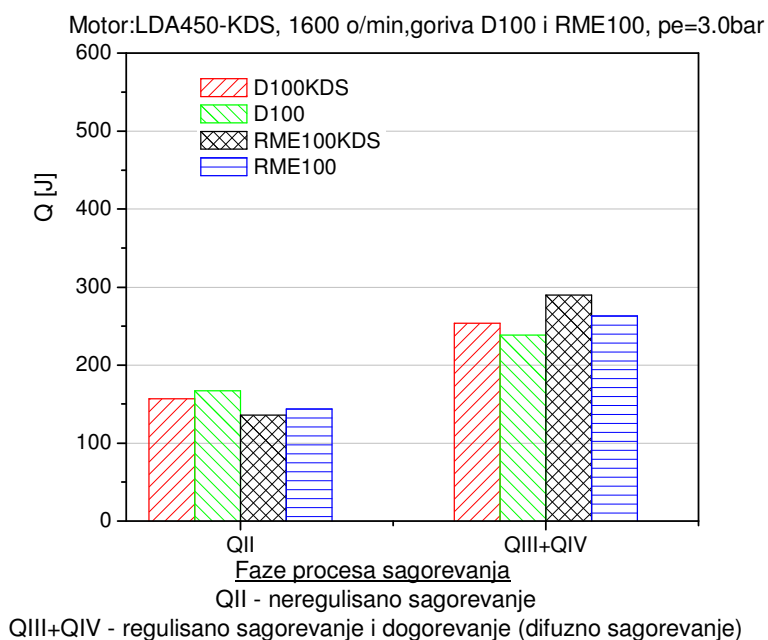
Na slikama 5.115 do 5.118 prikazane su razvijene količine toplote u periodu neregulisanog i u periodu regulisanog difuznog sagorevanja . Može se videti da izolacija komore doprinosi smanjenju razvijene količine toplote tokom perioda neregulisanog sagorevanja i to kako kod dizel goriva tako i kod biogoriva RME100. Ovo pravilo važi na svim ispitanim radnim režimima.



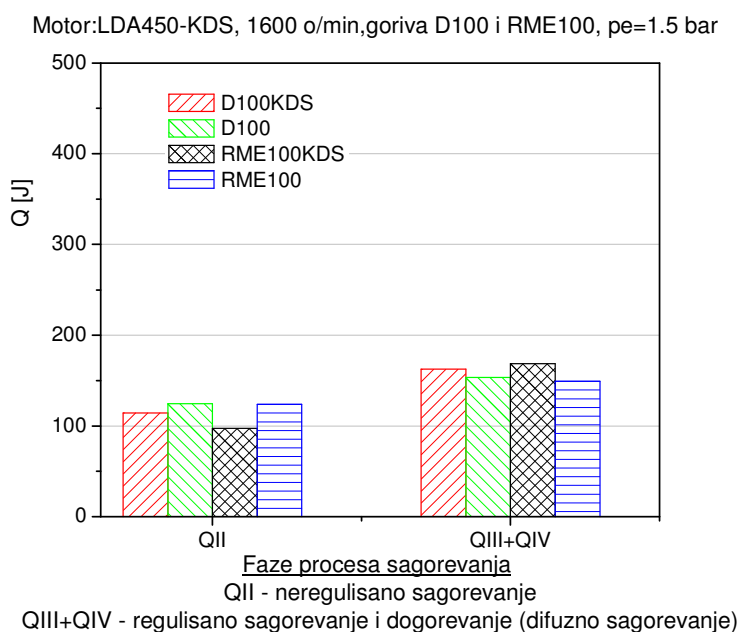
Slika 5.115 Razvijena količina toplote po fazama na opterećenju od 100%



Slika 5.116 Razvijena količina toplote po fazama na opterećenju od 75%



Slika 5.117 Razvijena količina toplote po fazama na opterećenju od 50%



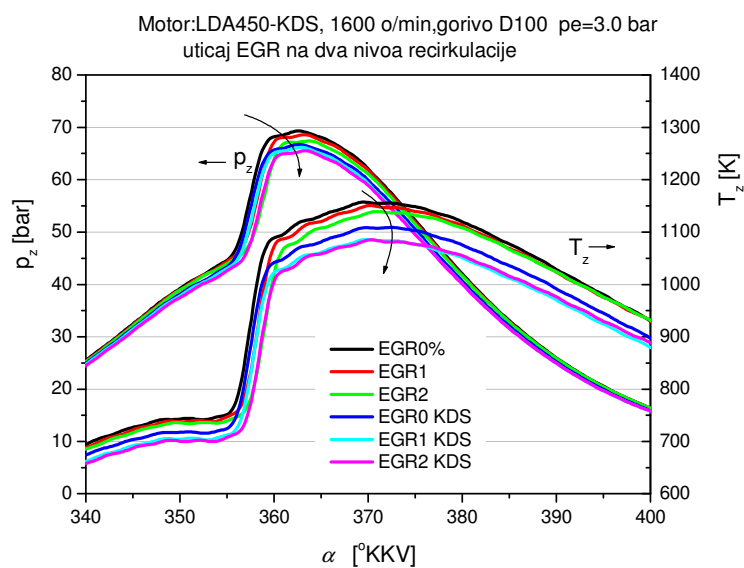
Slika 5.118 Razvijena količina toplote po fazama na opterećenju od 25%

Sa druge strane izolacija komore doprinosi povećanju količine razvijene toplote u difuznoj fazi sagorevanja i to pravilo opet važi za sve radne režime. Ovo praktično znači da se povećava udeo sagorelog goriva u difuznoj fazi sagorevanja sa uvođenjem delimične izolacije komore za sagorevanje.

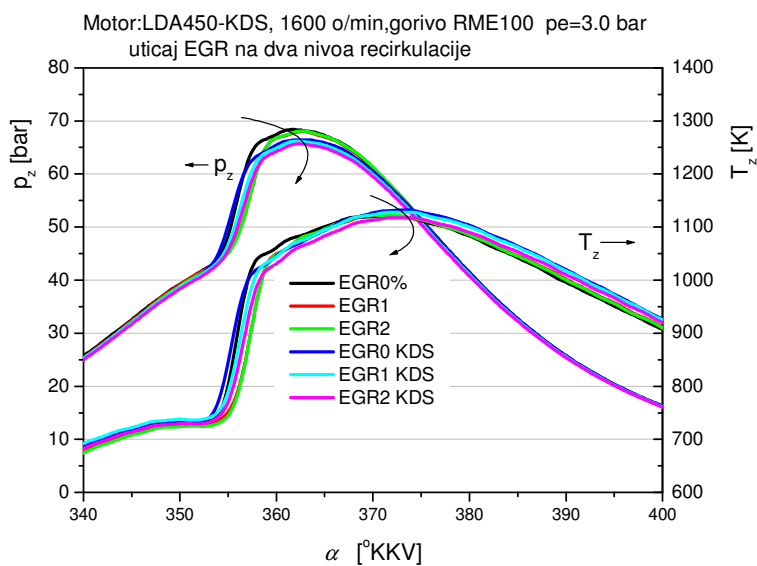
## 5.4.5. Uticaj EGR

### 5.4.5.1. Uticaj EGR na $p_z$ i $T_z$

Na slikama 5.119 i 5.120 prikazan je uticaj recirkulacije izduvnih gasova na tok pritiska i srednje temperature u cilindru motora. Istraživanje je vršeno sa dva nivoa EGR ne računajući nulti nivo.



Slika 5.119 Uticaj EGR na tok  $p_z$  i  $T_z$  sa dizel gorivom za oba sistema sagorevanja

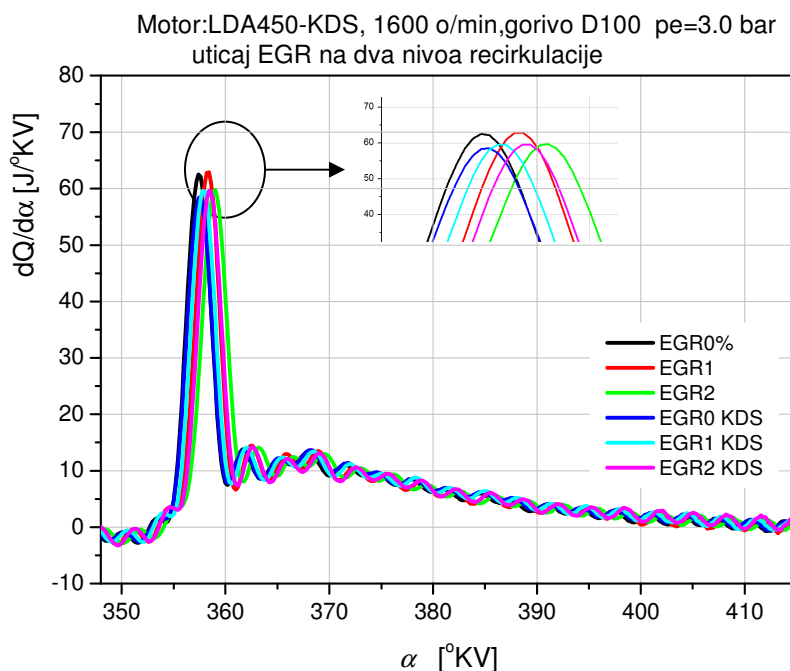


Slika 5.120 Uticaj EGR na  $p_z$  i  $T_z$  za biodizel RME100

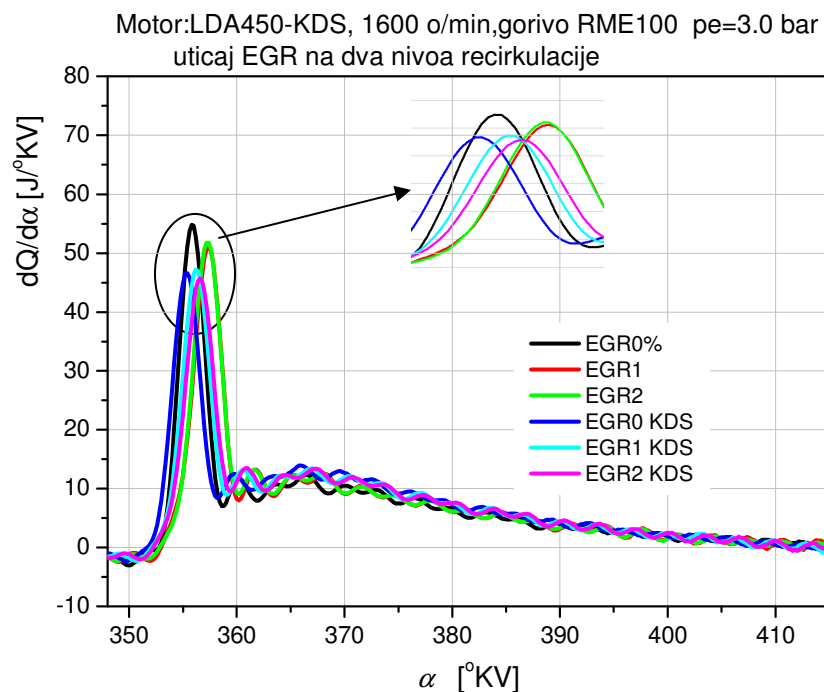
Uvođenjem odgovarajuće količine izduvnih gasova u usisni sistem i cilindar motora dolazi do smanjenja maksimalnog cilindarskog pritiska a isto tako i smanjenja maksimuma srednje temperature ciklusa. Sa dijagrama se može videti da je ovaj uticaj veći pri radu sa dizel gorivom i to sa oba sistema sagorevanja, nego pri radu sa RME100. Verovatni razlog za ovo je prisustvo kiseonika u molekulu goriva RME100, tako da je ovo gorivo pri sagorevanju manje osetljivo na prisustvo EGR gasova nego dizel gorivo. U svakom slučaju prisustvo EGR gasova i sniženje nivoa maksimuma pritiska i temperature u cilindru ima posledice po sastav izduvnih gasova što će kasnije biti detaljnije komentarisano

#### 5.4.5.2. Uticaj EGR na zakon oslobađanja toplote

Slike 5.121 i 5.122 prikazuju uticaj recirkulacije izduvnih gasova na tok i položaj krivih zakona oslobađanja toplote za dizel gorivo i gorivo RME100 i to kod oba sistema sagorevanja.



Slika 5.121 Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na brzinu oslobođene toplote za oba sistema sagorevanja za dizel gorivo D100



Slika 5.122 Uticaj recirkulacije izduvnih gasova na brzinu oslobođene toplote za oba sistema sagorevanja za biodizel RME100

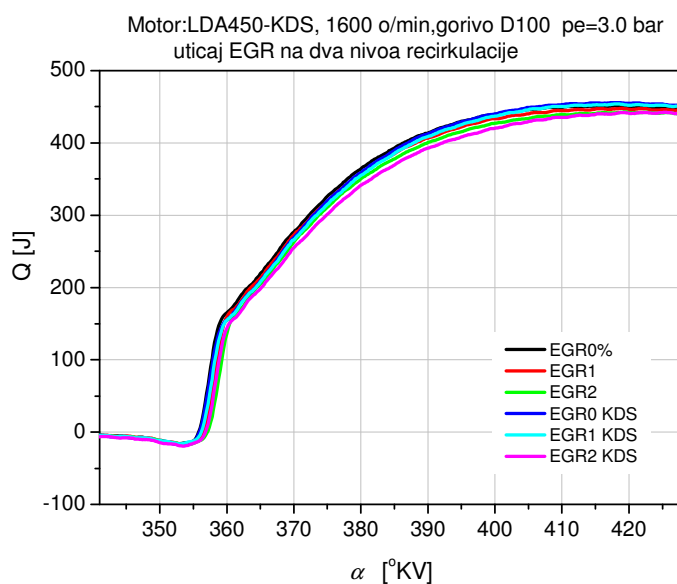
Kod oba goriva uvođenje EGR gasova doprinosi produženju  $pps$  i pomeranju maksimuma zakona oslobađanja toplote udesno. Takođe dolazi do veoma malog sniženja maksimalne vrednosti ove veličine. Isto se dešava i kod istraživanog biogoriva RME100.

U varijanti delimično izolovane komore, kod oba goriva maksimum vrednosti funkcije  $\frac{dQ}{d\alpha}$  se snižavaju a sa povećanjem količine EGR gasova ovi maksimumi se pomeraju u desnu stranu što dovodi do razvlačenje procesa sagorevanja.

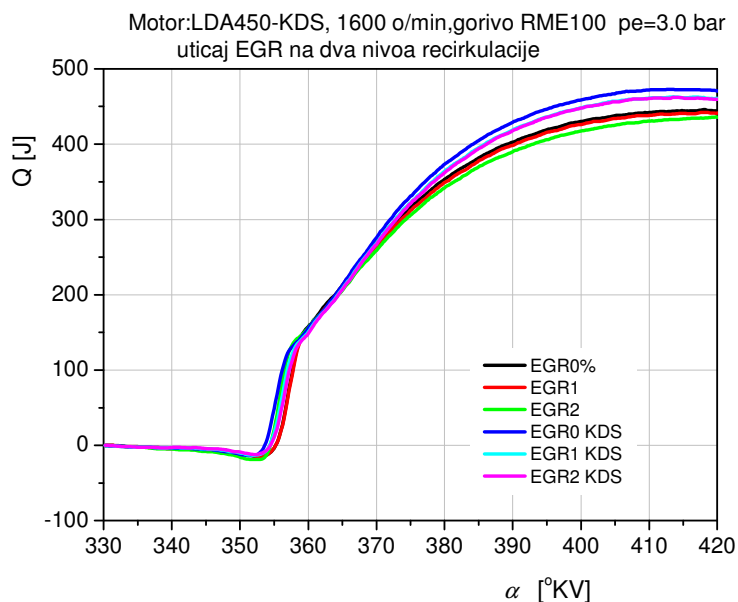
### 5.4.5.3. Kumulativni zakon oslobađanja toplote sa EGR

Na slikama 5.123 i 5.124 prikazani su kumulativni zakoni oslobađanja toplote za dizel gorivo i RME100 na dva nivoa recirkulacije izduvnih gasova i kod oba sistema sagorevanja. Iz tokova krivih kumulativnog zakona oslobađanja toplote može se konstatovati da sa povećanjem količine EGR gasova dolazi do usporavanja procesa sagorevanja i to kod oba sistema sagorevanja. Takođe se može videti da se kod sistema

delimične izolacije komore – KDS, oslobađa nešto veća količin toplote i to sa oba goriva. To je posledica nešto povećane ciklusne potrošnje goriva u slučaju primene sistema sagorevanja KDS. Ovo se inače može lako uočiti i sa slike 5.85, koja prikazuje tokove krivih specifične efektivne potrošnje goriva u funkciji opterećenja za oba goriva i oba sistema sagorevanja.



Slika 5.123 Kumulativni zakon oslobodene toplote za D100 sa EGR

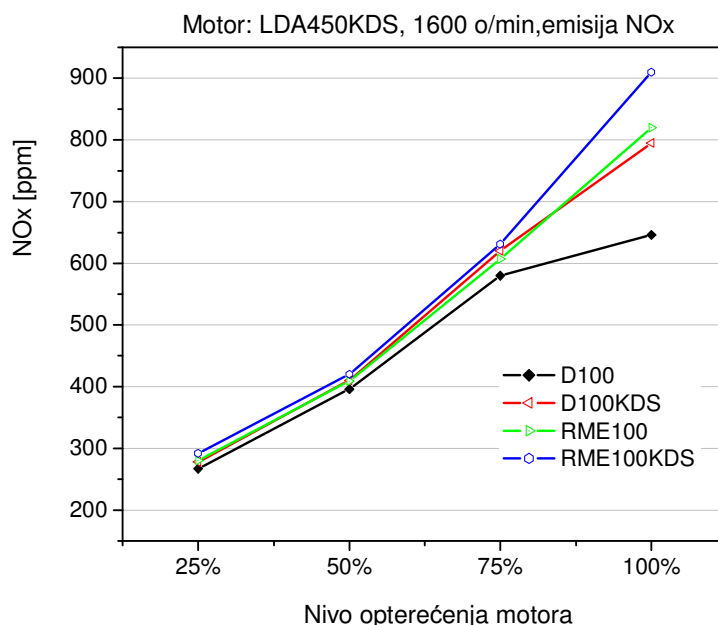


Slika 5.124 Kumulativni zakon oslobodene toplote za RME100 sa EGR

#### 5.4.6. Izduvna emisija motora sa komorom KDS

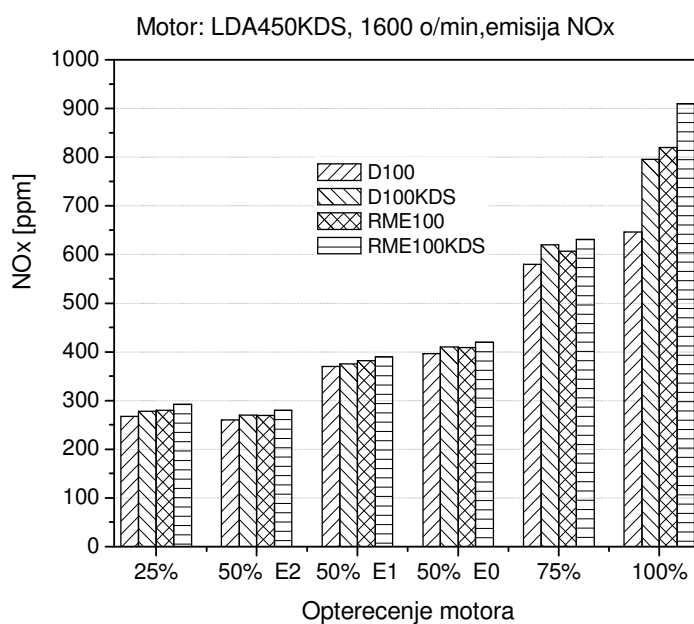
Slike 5.125 do 5.129 prikazuju emisiju toksičnih komponenti NO<sub>x</sub>, CH, CO i dima za dizel gorivo i RME100 i to u varijanti oba sistema sagorevanja i sa recirkulacijom izduvnih gasova. Na slici 5.125, se može videti da najveći nivo emisije NO<sub>x</sub> daje biogorivo RME100 u varijanti izolovane komore što je donekle i očekivano. Najniži nivo NO<sub>x</sub> emisije daje dizel gorivo. Uopšte delimična izolacija komore doprinosi povećanju emisije NO<sub>x</sub> sa oba goriva. Na slici 5.126 prikazan je i uticaj recirkulacije izduvnih gasova na emisiju NO<sub>x</sub>. Vidi se da povećanju količine recirkulisanih gasova dolazi do sniženja emisije NO<sub>x</sub> i to kod oba goriva i oba sistema sagorevanja, samo što je sniženje veće kod standardnog sistema sagorevanja.

Na slici 5.127, je prikazan uticaj vrste goriva i izolacije komore na emisiju dima. Najviši nivo dimnosti se postiže sa dizel gorivom i KDS sistemom a najniži sa biogorivom RME100 i standardnim sistemom sagorevanja. Verovatni razlog povećane emisije dima je previsoka temperatura zida komore i termička degradacije i krekning procesi kojima je izložen deo goriva iz mlaza koji se deponuje na vrela zid komore.

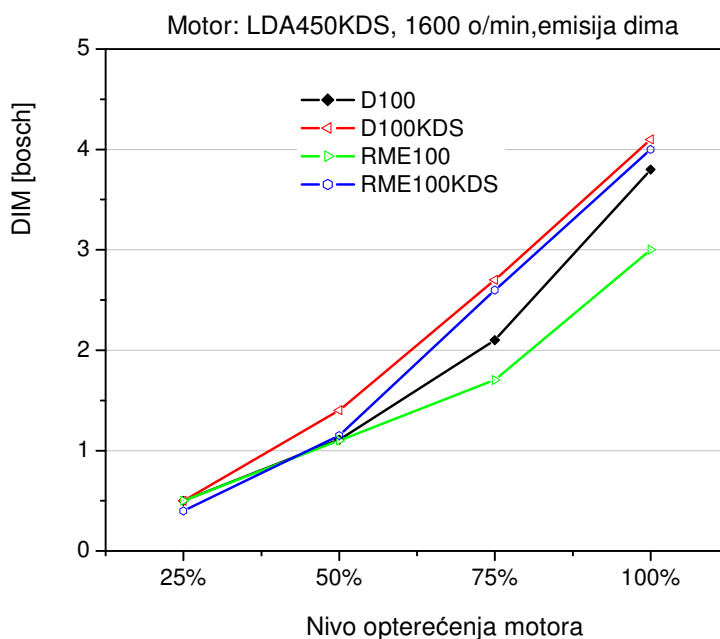


Slika 5.125 Izduvna emisija NO<sub>x</sub> bez EGR sa standardnom i KDS komorom



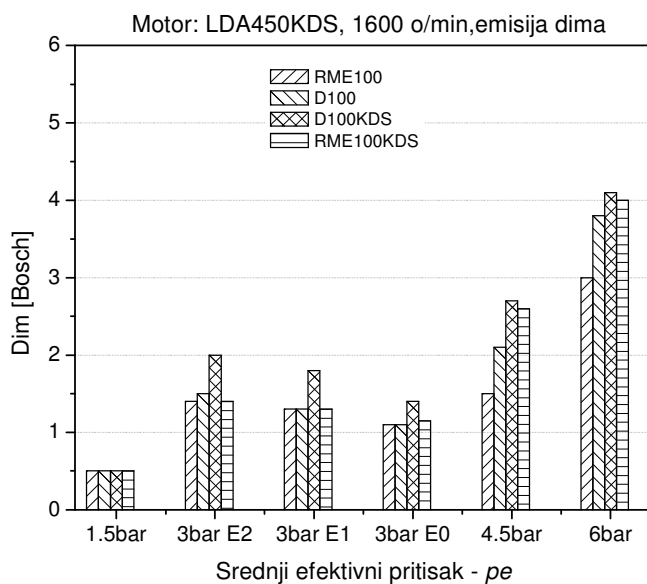


Slika 5.126 Izduvna emisija NOx bez i sa EGR, kao i sa standardnom i KDS komorom



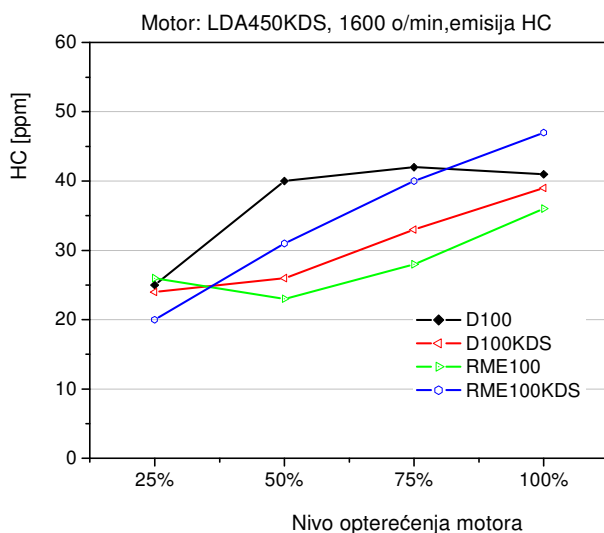
Slika 5.127 Izduvna emisija dima bez EGR sa standardnom i KDS komorom

Što se tiče uticaj sistema EGR na nivo dimnosti ona se može videti na slici 5.128. Naime, vidi se da sa uvođenjem EGR gasova u cilindar motora dolazi do povećanja nivoa dimnosti i to za oba sistema sagorevanja s tim što je povećanje veće sa KDS sistemom nego da standardnim sistemom sagorevanja.

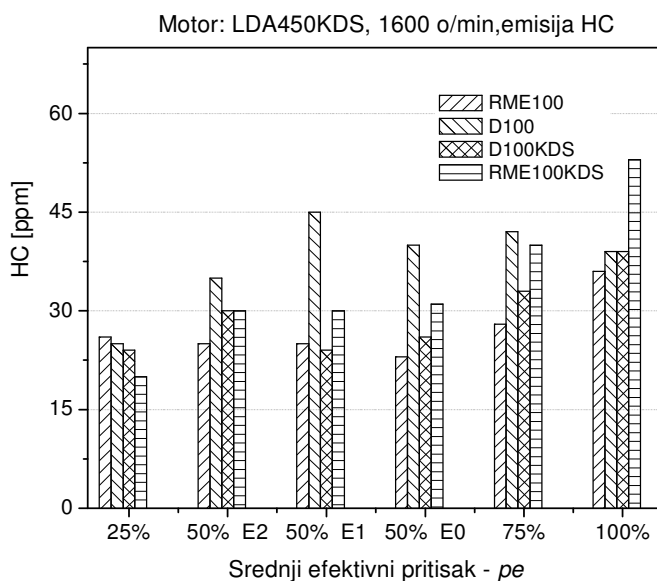


Slika 5.128 Izduvna emisija dima bez i sa EGR, kao i sa standardnom i KDS komorom

Kada je reč o emisiji CH i CO komponenti može se reći da izolacija komore za sagorevanje dovodi do izvesnog sniženja emisije CH i CO pri radu sa dizel gorivom i do povećanja emisije ovih komponenti pri radu sa biogorivom i pored velike količine kiseonika koja se nalazi u samom gorivu. Slike 5.129 i 5.130 prikazuju izduvnu emisiju CH.

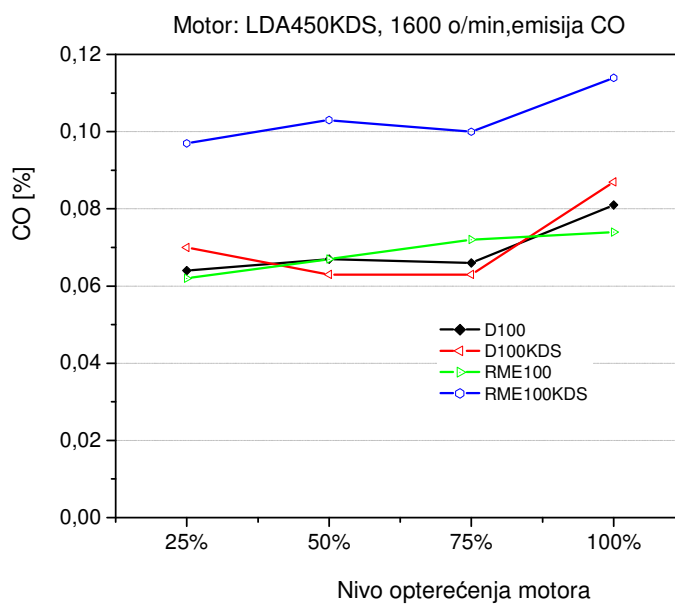


Slika 5.129 Izduvna emisija CH bez EGR sa standardnom i KDS komorom

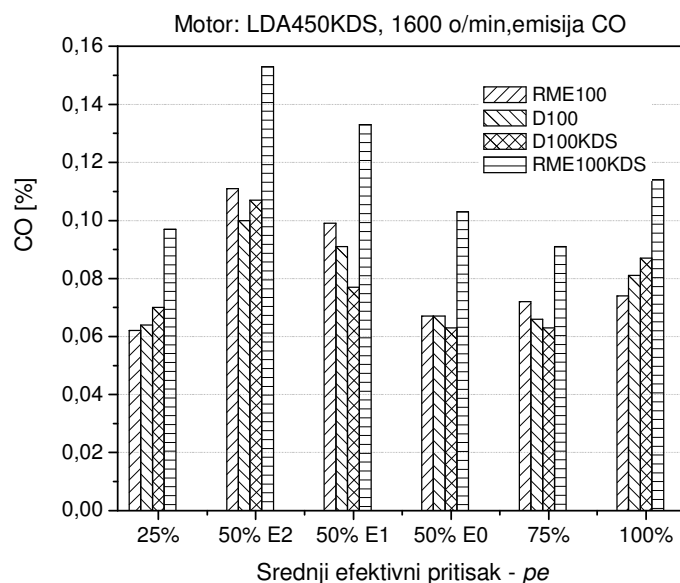


Slika 5.130 Izduvna emisija CH bez i sa EGR, kao i sa standardnom i KDS komorom

Slika 5.131 pokazuje povećanje emisije CO pri pogonu sa RME100 i sistemom KDS. Takođe kada je reč o uticaju sistema recirkulacije izduvnih gasova na slici 5.132 se može videti ovaj uticaj. Sa rastom količine EGR gasova dolazi do povećanja emisije ove komponente.



Slika 5.131 Izduvna emisija CO bez EGR sa standardnom i KDS komorom



Slika 5.132 Izduvna emisija CO bez i sa EGR, kao i sa standardnom i KDS komorom

Može se izvesti opšti zaključak da uvođenje sistema delimične izolacije komore za sagorevanje, radne oznake KDS, dovodi do izvesnog pogoršanja ekonomičnosti ciklusa u iznosu 2-3%, što je u okviru tačnosti merenja. Kada je reč o kvalitetu izduvne emisije može se reći da je on evidentno lošiji, što je posebno neočekivano kada je reč o emisiji dima. Sa druge strane, rad motora je mekši i manje bučan s obzirom na to da su maksimumi zakona oslobađanja toplote i gradijenta pritiska značajno niži.

## 6. ZAKLJUČAK

U radu je data analiza mogućnosti pogona dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem alternativnim biogorivima pri različitim radnim režimima. Takođe, u okviru istraživanja izvršena je i detaljna analiza procesa sagorevanja pri pogonu ovim alternativnim biogorivima, kao i uticaj ovih goriva na promenu sastava izduvnih gasova motora. Svi dobijeni rezultati su upoređeni sa onima dobijenim pri pogonu motora referentnim standardnim dizel gorivom proizvedenim po standardu EN590. U okviru ovih istraživanja analizirani su neki termodinamički parametri motora u usisnoj i napunjenoj varijanti kao i u uslovima recirkulacije izduvnih gasova (*exhaust gas recirculation*) – EGR. Takođe, u usisnoj varijanti motora istražen je i uticaj povećanja termičkog nivoa komore za sagorevanje, ugradnjom komore originalne konstrukcije sa varijabilnim bočnim zazorom koji potencijalno omogućava postizanje različitih stepena termičke izolacije varijacijom otpora termičkom fluksu. U ovoj fazi istraživanja, bočni zazor je tako proračunat i definisan da se ne poništava ni na najvišem nivou opterećenja i na taj način komora ostaje stalno delimično izolovana preko zazora između spoljašnje bočne strane i zida gnezda u klipu.

Sva istraživanja kako procesa sagorevanja i izduvne emisije tako i aplikacije sistema recirkulacije izduvnih gasova i delimično izolovane komore za sagorevanje, izvršena su na jednocilindričnom dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem iz redovne proizvodnje, tipa LDA450 fabrike 21. maj – Beograd. Motor je u istraživačke svrhe pripremljen ugradnjom odgovarajućih davača- senzora i na bazi tako pripremljenog motora formirana je odgovarajuća kompleksna laboratorijska instalacija u Institutu za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu. Za proces nadpunjenja je korišćen kompresor sa rotacionim klipovima tipa ROOTS pogonjen elektromotorom a za analizu sastava izduvnih gasova korišćeni su odgovarajući analizatori i uređaj za merenje dimnosti izduvnih gasova.

Istraživanje je sprovedeno na pomenutom motoru bez izmena na sistemu ubrizgavanja i sa fabrički podešenim parametrima motora. Kada je reč o sistemu sagorevanja, korišćen je standardni sistem sagorevanja sa komorom otvorenog tipa

*DMB/Lombardini* a u drugoj fazi istraživanja ovaj standardni sistem sagorevanja je zamenjen modifikovanim sistemom, ranije pomenutih karakteristika, radne oznake KDS. Pri tome je osnovna geometrija komore za sagorevanje ostala ista da bi se očuvali strujni uslovi u cilindru i komori, što je omogućilo istraživanje samo uticaja delimične izolacije komore na proces sagorevanja. Pri aplikaciji sistema EGR korišćen je samo niskopritisni koncept ovog sistema i u usisnoj i u nadpunjenoj varijanti motora. EGR ventil je bio klasične konstrukcije na bazi leptira sa potencijetrom za definisanje položaja leptira i nivoa njegove otvorenosti i sa daljinskom komandom i mogućnošću praćenja nivoa otvorenosti preko odgovarajućeg displeja mernog uređaja. Sva istraživanja su vršena na istom brzinskom režimu,  $n = 1600$  o/min i na četiri nivoa opterećenja i u usisnoj i u nadpunjenoj varijanti radnog ciklusa. Pri tome su u nadpunjenoj varijanti istraženi parametri radnog ciklusa, procesa sagorevanja i izduvne emisije za sva istraživana goriva, dok je u usisnoj varijanti istraženo samo gorivo metilestar uljane repice – RME100 i to sa oba sistema sagorevanja, standardnim i KDS sistemom.

Postupak navedenog eksperimentalnog istraživanja je sproveden u dve etape:

a. prva etapa je podrazumevala odgovarajuća merenja na usisnoj varijanti motora sa dva goriva. Prvo gorivo je bilo referentno dizel gorivo a drugo gorivo je bilo biogorivo, metilestar uljane repice RME100. Takođe u okviru ove etape je istražena i mogućnost aplikacije delimično izolovane komore KDS pri radu sa navedena dva goriva i detaljno proučen proces sagorevanja i promene u sastavu izduvnih gasova za oba goriva i oba sistema sagorevanja. Isto tako je u okviru ovog dela istraživanja proučen i uticaj primene sistema nehlađenog EGR-a na proces sagorevanja i izduvnu emisiju motora.

b. druga etapa istraživanja je vršena na nadpunjenoj varijanti motora i u okviru ove etape je izvršeno istraživanje primene svih alternativnih biogoriva u čistom B100 obliku ili u 50%-tnoj smeši sa dizel gorivom, kao B50. Istražen je uticaj na proces sagorevanja i izduvnu emisiju goriva RME100, SME100, PME100, RME50, SME50, PME50 kao i smeša suncokretovog rafinisanog ulja sa dizel gorivom SRF50. Svi rezultati su upoređeni sa onima dobijenim pri pogonu sa standardnim dizel gorivom na istim radnim režimima motora.

Rezultati dobijeni pri tome se mogu sumirati u sledeće zaključke:

- Primena biogoriva tipa metilestra biljnih ulja omogućava potpuno nesmetan i stabilan rad motora kao i u slučaju pogona dizel gorivom. Mešavina ulja suncokreta i dizel goriva u odnosu 50 : 50 je takođe omogućavala nesmetan rad motora ali s obzirom na kratko vreme pogona ovim gorivom ne može se sa sigurnošću reći kakvi su efekti ove smeše goriva na trajnost i pouzdanost motora i rad sistema ubrizgavanja i sistema sagorevanja pri dugotrajnom pogonu.

- Maksimalne vrednosti pritiska gasa u cilindru su veće pri pogonu sa biogorivom nego pri pogonu sa referentnim dizel gorivom u nadpunjenoj varijanti motora na većini radnih režima. Takođe, maksimalne vrednosti cilindarskog pritiska se postižu ranije (bliže SMT) pri pogonu biogorivima. Gradijenti brzine porasta pritiska su niži za biogoriva tipa biodizel nego za dizel gorivo, osim u slučaju RME100, u nadpunjenoj varijanti radnog ciklusa i pri radu sa čistim B100 gorivima. U slučaju mešavine goriva B50 gradijenti pritiska su niži od onih za dizel gorivo za sve mešavine, osim SRF50 gde je gradijent pritiska viši na nižim nivoima opterećenja (OP50 i OP25).

- Kad je reč o zakonima oslobađanja toplote pri radu sa B100 maksimumi ovog zakona su uvek niži sa biogorivima nego sa dizel gorivom osim za RME100 na najnižem nivou opterećenja. Kod smeša goriva B50 maksimumi ovog zakona su uvek niži za biogoriva nego za dizel gorivo, osim za smešu SRF50 gde je ovaj maksimum viši na režimu najnižeg opterećenja – OP25. Iz kumulativnih zakona oslobađanja toplote može se videti da najsporije sagoreva RME100 a najbrže dizel gorivo D100. Ovo očigledno ima veze sa brzinom formiranja smeše koja je nešto manja kod biogoriva zbog veće gustine, kinematske viskoznosti i većeg površinskog napona kapljice u mlazu. To dovodi do toga da dizel gorivo brže sagoreva i pored dužeg perioda zakašnjenja upaljenja. Isto razmatranje se odnosi i na smeše B50, pri čemu smeše RME50 i SRF50 sagorevaju približno istom brzinom.

- Pri ubrizgavanju biogoriva dolazi do izvesnog povećanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja, kao i zaostalog pritiska u cevi visokog pritiska. Takođe je utvrđeno da je sistem ubrizgavanja motora na kome su vršena ova istraživanja, nedovoljno optimiran i da su prečnici kanala mlaznice preveliki što utiče na kvalitet raspršivanja goriva ubrizganog u komoru a to se naročito odnosi na ubrizgavanje biogoriva. Zbog prevelikog prečnika kanala mlaznice po odizanju igle brizgača sa svog

sedišta, pritisak ne uspeva da se poveća iznad vrednosti pritiska odizanja igle, što utiče na kvalitet atomizacije goriva u mlazu dajući kapljice velikog prečnika.

- Specifična efektivna potrošnja goriva kao mera ekonomičnosti odvijanja radnog ciklusa ima tendenciju povećanja pri korišćenju biogoriva u odnosu na slučaj rada sa dizel gorivom. Potrošnja biogoriva je veća zbog niže toplotne moći ovih goriva. Povećanje specifične efektivne potrošnje je izmereno kako pri radu sa B100 tako i pri radu sa smešama goriva B50. Specifična potrošnja energije po razvijenoj jedinici efektivne snage je ista ili nešto veća za biogoriva u nadpunjenoj varijanti radnog ciklusa. Verovatni razlog za ovo je veoma velika vrednost koeficijenta viška vazduha sa kojim je motor radio u nadpunjenoj varijanti tako da je s obzirom na nepovoljniji tok krivih isparavanja istraživanih biogoriva u odnosu na dizel gorivo i teže isparljivosti biogoriva i lošijeg i sporijeg formiranja smeše, proces sagorevanja bio manje efikasan i pored prisustva kiseonika u strukturi goriva.

- Dužina perioda zakašnjenja upaljenja – perioda pritajenog sagorevanja (*pps*) je uvek kraća za biogoriva i njihove mešavine nego za dizel gorivo. Primećeno je da su dužine *pps* za RME100, RME50 i SRF50 skoro iste kao i za dizel gorivo naročito na nižim opterećenjima.

- Uglovno trajanje perioda neregulisanog sagorevanja je znatno kraće nego trajanje period regulisanog – difuznog sagorevanja. Osim toga nisu primećene bitne razlike u dužini perioda neregulisanog sagorevanja za biogoriva i dizel gorivo izuzimajući PME100 koje ima kraći ovaj period. Sa druge strane uglovno trajanje difuznog sagorevanja je uvek duže za biogoriva. Razvijene količine toplote u periodu neregulisanog sagorevanja su manje za biogoriva nego za dizel gorivo i to na svim radnim režimima. Nasuprot tome razvijene količine toplote u fazi difuznog sagorevanja su uvek veće za biogoriva nego za dizel gorivo na svim radnim režimima. Tokom odvijanja globalnog procesa sagorevanja ciklusne količine goriva, brže sagoreva dizel gorivo nego biogoriva osim na količinama 5% i 10% na nižim nivoima opterećenja.

- Povećanje maksimalne temperature u pojedinim zonama mlaza u toku procesa sagorevanja kao i prisustvo kiseonika u biogorivima dovodi do povećane emisije NO<sub>x</sub> u odnosu na dizel gorivo i to na svim radnim režimima za gorivo B100. Emisija dima se snižava pri radu sa biogorivima na svim radnim režimima zbog povećanog prisustva kiseonika u molekulima biogoriva. Emisija ugljenmonoksida CO



je niža na svim radnim režimima pri radu sa biogorivima. Emisija nesagorelih ugljovodonika CH ima promenljiv karakter zavisno od vrste goriva/smeše i radnog režima i nema određeni trend. Izmerena emisija CO<sub>2</sub> je za nijansu veća sa biogorivima i to na najvišem nivou opterećenja, dok je na nižim nivoima opterećenja približno ista kao i sa dizel gorivom.

- Primena sistema recirkulacije izduvnih gasova ne utiče bitno na specifičnu efektivnu potrošnju goriva i efektivni stepen korisnosti radnog ciklusa u nadpunjenoj varijanti. Verovatni razlog za ovo je veliki višak vazduha sa kojim motor radi u ovoj varijanti ciklusa.

- Uvođenjem recirkulacije izduvnih gasova dolazi do smanjenja maksimalnog pritiska i srednje temperature ciklusa. Pri tome je primećeno sniženje ovih maksimuma za sva goriva.

- Uvođenjem recirkulacije izduvnih gasova dolazi do produženja *pps* i pomeranja maksimuma zakona oslobađanja toplote u desnu stranu zbog kasnijeg početka sagorevanja. Recirkulacija izduvnih gasova- EGR, dovodi do povećanja dužine trajanja perioda neregulisanog sagorevanja dok trajanje period difuznog sagorevanja relativno stagnira. Primena EGR povećava količinu toplote koja se oslobađa tokom perioda neregulisanog sagorevanja i smanjenja količine toplote oslobođene tokom difuznog sagorevanja.

- Primena sistema EGR veoma snažno utiče na sniženje emisije NO<sub>x</sub> i to kako kod B100 tako i kod B50. Sa druge strane emisija dima se povećava sa rastom količine EGR gasova za sva goriva, ali manje za biogoriva nego za dizel gorivo. Emisija CO komponente se takođe povećava sa rastom EGR stepena, dok emisija CH komponente ima raznolik karakter. Emisija CO<sub>2</sub> raste sa povećanjem količine recirkulisanih gasova i to za sva goriva u približno istom odnosu.

- U usisnoj varijanti motora maksimalni pritisak ciklusa je niži za istraživano biogorivo RME100 nego za dizel gorivo. Primena sistema delimične izolacije komore za sagorevanje- KDS dovodi do sniženja maksimalnih vrednosti cilindarskog pritiska i kod dizel goriva i kod RME100. Ovo se dešava zbog skraćanja *pps* i sagorevanja manje količine goriva u periodu neregulisanog sagorevanja sa nižim maksimumom zakona oslobađanja toplote. Sa delimično izolovanom komorom zapaža

se blaži porast pritiska u cilindru reprezentovan vrednostima gradijenta porasta pritiska i to za oba goriva.

- Primena delimično izolovane komore dovodi do sniženja maksimuma zakona oslobađanja toplote i skraćenja *pps* i to kako za dizel gorivo tak i za biogorivo RME100. Izolacija komore za sagorevanje doprinosi skraćenju ukupnog vremena trajanja procesa sagorevanja naročito za RME100. Izolacija komore za sagorevanje doprinosi smanjenju količine toplote razvijene u periodu neregulisanog sagorevanja i povećanju količine toplote razvijene u periodu difuznog sagorevanja i to za oba goriva.

- Primena recirkulacije izduvnih gasova dovodi do sniženja vrednosti maksimuma pritiska i srednje temperature ciklusa za oba goriva i oba sistema sagorevanja na svim radnim režimima. Sa druge strane primena sistema EGR dovodi do produženja *pps* i pomeranja maksimuma zakona oslobađanja toplote u desno sa izvesnim sniženjem vrednosti ovog maksimuma i to za oba goriva.

- Primena sistema delimične izolacije komore dovodi do povećanja specifične efektivne potrošnje goriva za oba goriva osim na najnižem nivou opterećenja gde se potrošnja minimalno snižava. Primena sistema delimične izolacije komore povećava emisiju NO<sub>x</sub> zbog porasta temperature u cilindru, snižava se emisija CO sa dizel gorivom ali raste sa RME100. Takođe raste emisija dima i čestica i to za oba goriva osim na najnižem nivou opterećenja.

Kada je reč o daljim pravcima istraživanja problematike procesa sagorevanja i sa ovim procesom tesno povezane emisije toksičnih komponenti, preporuke se mogu svesti uglavnom na sledeće:

- Istraživanje uticaja varijacije pritiska ubrizgavanja i ugla predubrizgavanja na parametre procesa sagorevanja i izduvne emisije pri radu dizel motora sa biogorivima na više radnih režima.

- Istraživanje uticaja različitih konstruktivnih karakteristika mlaznice brizgača i prečnika kanala mlaznice na proces sagorevanja i izduvnu emisiju pri pogonu biogorivima

- Istraživanje radnog ciklusa motora pri pogonu biogorivima u slučaju primene vrlo visokih pritisaka ubrizgavanja (*common rail, unit injector*).

- Istraživanje uticaja različitog sadržaja pojedinih masnih kiselina u biogorivu na proces sagorevanja i emisiju izduvnih gasova.

- Dalja analiza uticaja izolacije komore za sagorevanje i podizanja termičkog nivoa celokupnog radnog prostora motora na proces sagorevanja i izduvnu emisiju.
- Formiranje modela isparavanja i mešanja goriva i vazduha pri udaru mlaza goriva u zid komore za sagorevanja i definisanje kriterijuma za određivanje količine goriva koja će iz zone mlaza biti deponovana na zid komore posebno u uslovima rada motora sa biogorivima ili biljnim uljima, kada se domet mlaza povećava
- Određivanje optimalnog termičkog nivoa zida komore pri kome ne dolazi do *kreking* procesa i pogoršanja uslova sagorevanja, toksičnosti izduvne emisije i ekonomičnosti odvijanja radnog ciklusa

U okviru ovog rada su utvrđene glavne karakteristike procesa sagorevanja biogoriva kao i razlike u odnosu na one pri pogonu dizel gorivom. Takođe je istražen i uticaj recirkulacije izduvnih gasova na proces sagorevanja. Uzimajući u obzir gornje preporuke odnosna problematika bi mogla biti dodatno izučena u slučaju pogona dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem sa biogorivima tipa biodizel.

## 7. LITERATURA

- [1] Diesel, R.: The Diesel oil-engine. *Engineering*, **93**, 395-406 (1912). *Chem. Abstr.*, 6, 1984 (1912).
- [2] Energy Information Administration (EIA), International Energy Annual 2005 (June-October 2007), web site [www.eia.doe.gov/iea](http://www.eia.doe.gov/iea). Projections: EIA, World Energy Projections Plus (2008).
- [3] "World Proved Reserves of Oil and Natural Gas" US Energy Information Administration (2007). Retrieved on 2008-08-19.
- [4] U.S. Department of Energy, Energy Information Administration, International Energy, Outlook – 2004, April 2004.
- [5] Nitske, W.R. and Wilson, C.M.: Rudolf Diesel Pioneer of the Age of Power, University of Oklahoma Press, Norman, OK (1965).
- [6] J.B. Heywood: "Internal Combustion Engine Fundamentals", International edition, McGraw-Hill, New York, 1988
- [7] R. Diesel: Internal Combustion Engine; Patent No. 608,845. Patented Aug. 9, 1898, United States Patent Office
- [8] I.M. Khan, i dr.: Prediction of Soot and Nitric Oxide Concentrations in diesel Engine Exhaust, PIME Vol. C142/71, 1971
- [9] I.M.Khan i dr.: A Method for Calculating the Formation and Combustion of Soot in Diesel Engines, Heat Transfer in Flames, New York, 1974
- [10] I.Glassman: Combustion, Accademic Press Inc., New York, 1977
- [11] Н.Х. Дяченко: Теория двигателей внутреннего сгорания, Ленинград, 1980
- [12] S.L.Plee i dr.: Effects of Flame temperature and Air-Fuel Mixing on Emissions of Particulate Carbon from a Divided- Chamber Diesel Engine, Plenum Press, New York, 1981
- [13] W. Cadman i dr.: The Study of the Effect of EGR on Engine Wear in a Heavy-Duty Diesel Engine Using Analytical Ferrography, SAE 860378

- [14] N. Ladommatos i dr.: The Effects of Carbon Dioxide in Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions, *Journal of Automobile Engineering*, 1998 Vol.212 No. D1
- [15] P.Mattes,idr..Untersuchungen zur Abgasdruckfuhrung am Hochleistungsdieselmotor, *MTZ* , No. 4, 1999
- [16] Mittelbach M., Renschmidt C.: Biodiesel, *The Comprehensive Handbook*, Graz, 2004.
- [17] Hall K.: Crops. Oilseed rape (*Brasica napus* ssp. *oleifera*). *BioMatNet.Biological Materials for Non-Food Products*. [www.nf-2000.org/secure/Crops/F590.htm](http://www.nf-2000.org/secure/Crops/F590.htm)
- [18] UFOP –Biodiesel Flowerpower: Facts, arguments, tips, Berlin, 2004.
- [19] Directive 2003/3/EC of the European parliament and of the Council on the promotion of the use of energy from renewable sources, Brussels, 2003.
- [20] Knothe, G., Van Gerpen, J., Krahl, J., *The Biodiesel Handbook*, AOCS Press, 2004.
- [21] Jones S. i dr.: Using unmodified vegetable oils as a diesel fuel extender, A literature review, University of Idaho, 2001
- [22] Bruver J.J. i dr: The utilization of sunflower seed oil as renewable fuel for diesel engines, In *Agricultural Energy*, 2, *Biomass Energy*] Crop production, ASAE Publications 4-81, St. Joseph, MI: ASAE, 1981.
- [23] Bettis B.L. i dr.: Fuel characteristics of vegetable oil from oilseed crops in the Pacific Northwest, *Agronomy, Journal*,74, 1983.
- [24] Harwood H.J.: Oleochemicals as a fuel: mechanical and economic feasibility, *J.,Am Oil Chem. Soc.*, 61,315,1984.
- [25] He.M., i dr.: Study of rapeseed oil as alternative fuel for single cylinder diesel engine, *Ren. Energy*, 28, 1447, 2003
- [26] KYOTO PROTOCOL TO THE UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE, UNITED NATIONS, 1998
- [27] И.П. ВАСИЛЬЕВ: ВЛИЯНИЕ ТОПЛИВ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ *Монография*, Луганск 2009
- [28] Ma F., Hanna M.A.: Biodiesel production: A review, *Bioresource Techn.*,70, 1,1999
- [29] Adams C. i dr.: Investigation of soybean oil as a diesel fuel extender: Endurance tests, *J. Am. Oil Chem. Soc.*, 60, 1574, 1983.

- [30] Ziejewski, M.Z., Kaufman, K.R., Schwab, A.W., Pryde, E.H., Diesel engine evaluation of anionic sunflower oil-aqueous microemulsions, *J. Am. Oil Chem. Soc.* 61,1620,1984
- [31] Nichaus, R.A., Goering, C.E., Savage, L.D., Sorenson, S.C., Cracked, soy bean oil as a fuel for a diesel engine, *Trans. ASAE*, 29, 683, 1986.
- [32] Schwab, A.W., i dr.: Diesel fuel from thermal decomposition of soybean oil, *J. Am. Oil Chem. Soc.*, 65, 1781, 1988.
- [33] Agarwal A.K.: Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Science* 33 (2007) 233–271
- [34] Schuchardt U, Serchelia R, Vargas RM. Transesterification of vegetable oils: a review. *J Brazil Chem Soc* 1998;9:199–210.
- [35] Freedman B, Pryde EH, Mounts TL. Variables affecting the yields of fatty esters from transesterified vegetable oils. *JAACS* 1984;61:1638–43.
- [36] Gerhard Knothe i dr.: Biodiesel: The Use of Vegetable Oils and Their Derivatives as Alternative Diesel Fuels, Oil Chemical Research, National Center for Agricultural Utilization Research, Agricultural Research Service, U.S. Department of Agriculture, Peoria, IL 61604
- [37] Котельников Б.П., Погромская В.А. Разработка и испытание метиловых эфиров рапсового масла в качестве альтернативного дизельного топлива [Хімічна промисловість України. – 2000. – №4. – С. 72–76.
- [38] David Ryan P.E.: Biodiesel – A Primer. NCAT – Energy Specialist .– September 2004. – p. 14. <http://attra.ncat.org/attra-pub/PDF/biodiesel.pdf> [/
- [39] Стрелко В.: Биодизель – актуальная идея столетней давности. <http://www.biodisel.com.ua2006/01/21>.
- [40] А.Р. Аблаев, Ф.М. Гумеров, И.Ф. Левин, О.А. Матвеева, Т.Н. Митусова, В.Г. Намакштанский, В.Г. Семенов, Д.В.: Производство и применение биодизеля: справочное пособие Хайбуллин, Р.С. Яруллин.:– М.: АПК и ППРО, 2006. –80 с.
- [41] Tomić M.: Identifikacija parametara matematičkog modela strujno-termodinamičkih procesa dizel-motora, *Doktorska disertacija*, Beograd, 1987.
- [42] Hohenberg G.: Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen, *Automobil Industrie* 4/76
- [43] Tomić M.: A Quick Simplified Approach to the Evaluation of Combustion Rate From an Internal Combustion Engine Indicator Diagram, *Thermal Science*, Vol. 12 (2008), No.1, pp 85-102

- [44] Aydin H, Bayindir H. Performance and emission analysis of cottonseed oil methyl ester in a diesel engine. *Renew Energ* 2010;35:588–92.
- [45] Hazar H. Effects of biodiesel on a low heat loss diesel engine. *Renew Energ* 2009;34:1533–7.
- [46] Ozsezen AN, Canakci M, Turkcan A, Sayin C. Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters. *Fuel* 2009;88:629–36.
- [47] Karabektas M. The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel. *Renew Energ* 2009;34:989–93.
- [48] Utlu Z, Koc, ak MS. The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. *Renew Energ* 2008;33:1936–41.
- [49] Ozgunay H, C, olak S, Zengin G, Sari O, Sarikahya H, Yuceer L. Performance and emission study of biodiesel from leather industry pre-fleshings. *Waste Manage* 2007;27:1897–901.
- [50] Murillo S, Miguez JL, Porteiro J, Granada E, Moran JC. Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines. *Fuel* 2007;86:1765–71.
- [51] Hansen AC, Gratton MR, Yuan W. Diesel engine performance and NOx emissions from oxygenated biofuels and blends with diesel fuel. *Trans ASABE* 2006;49:589–95.
- [52] Kaplan C, Arslan R, Surmen A. Performance characteristics of sunflower methyl esters as biodiesel. *Energ Source Part A* 2006;28:751–5.
- [53] Reyes JF, Sepulveda MA. PM-10 emissions and power of a diesel engine fueled with crude and refined biodiesel from salmon oil. *Fuel* 2006;85:1714–9.
- [54] Carraretto C, Macor A, Mirandola A, Stoppato A, Tonon S. Biodiesel as alternative fuel: experimental analysis and energetic evaluations. *Energy* 2004;29:2195–211.
- [55] Raheman H, Phadatare AG. Diesel engine emissions and performance from blends of karanja methyl ester and diesel. *Biomass Bioenerg* 2004;27:393–7.
- [56] Ulusoy Y, Tekin Y, C, etinkaya M, Kapaosmanođglu F. The engine tests of biodiesel from used frying oil. *Energ Source Part A* 2004;26:927–32.
- [57] Cetinkaya M, Ulusoy Y, Tekin Y, Kapaosmanoglu F. Engine and winter road test performances of used cooking oil originated biodiesel. *Energ Convers Manage* 2005;46:1279–91.

- [58] Lin Y-C, Lee W-J, Wu T-S, Wang C-T. Comparison of PAH and regulated harmful matter emissions from biodiesel blends and paraffinic fuel blends on engine accumulated mileage test. *Fuel* 2006;85:2516–23.
- [59] Buyukkaya E. Effects of biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics. *Fuel* 2010;89:3099–105.
- [60] Choi S-H, Oh Y. The emission effects by the use of biodiesel fuel. *Int J Mod Phys B* 2006;20:4481–6.
- [61] da Silva Fernando N, Antonio SP, Jorge RT. Technical feasibility assessment of oleic sunflower methyl ester utilization in diesel bus engines. *Energ Convers Manage* 2003;44:2857–78.
- [62] Yucesu HS, Cumali I. Effect of cotton seed oil methyl ester on the performance and exhaust emission of a diesel engine. *Energ Source Part A* 2006;28:389–98.
- [63] Lin B-F, Huang J-H, Huang D-Y. Experimental study of the effects of vegetable oil methyl ester on DI diesel engine performance characteristics and pollutant emissions. *Fuel* 2009;88:1779–85.
- [64] Ghobadian B, Rahimi H, Nikbakht AM, Najafi G, Yusaf TF. Diesel engine performance and exhaust emission analysis using waste cooking biodiesel fuel with an artificial neural network. *Renew Energ* 2009;34:976–82.
- [65] Qi DH, Geng LM, Chen H, Bian YZH, Liu J, Ren XCH. Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil. *Renew Energ* 2009;34:2706–13.
- [66] Lapuerta M, Herreros JM, Lyons LL, Garcia-Contreras R, Brice Y. Effect of the alcohol type used in the production of waste cooking oil biodiesel on diesel performance and emissions. *Fuel* 2008;87:3161–9.
- [67] Keskin A, Guru M, Altıparmak D. Influence of tall oil biodiesel with Mg and Mo based fuel additives on diesel engine performance and emission. *Bioresour Technol* 2008;99:6434–8.
- [68] Oğuz H, Oğut H, Eryılmaz T. Investigation of biodiesel production, quality and performance in Turkey. *Energ Source Part A* 2007;29:1529–35.
- [69] Song J-T, Zhang C-H. An experimental study on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with soybean oil methyl ester. *P I Mech Eng D-J Aut* 2008;222:2487–96.
- [70] Al-Widyan MI, Tashtoush G, Abu-Qudais M. Utilization of ethyl ester of waste vegetable oils as fuel in diesel engines. *Fuel Process Technol* 2002;76:91–103.



- [71] Kim H, Choi B. The effect of biodiesel and bioethanol blended diesel fuel on nanoparticles and exhaust emissions from CRDI diesel engine. *Renew Energ* 2010;35:157–63.
- [72] Meng X, Chen G, Wang Y. Biodiesel production from waste cooking oil via alkali catalyst and its engine test. *Fuel Process Technol* 2008;89:851–7.
- [73] Huir A, Golubkov I, Kronbergand B, van Stam J. Alternative fuel for a standard diesel engine. *Int J Engine Res* 2006;7:51–63.
- [74] Usta N. An experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester. *Energ Convers Manage* 2005;46:2373–86.
- [75] Usta N. Use of tobacco seed oil methyl ester in a turbocharged indirect injection diesel engine. *Biomass Bioenerg* 2005;28:77–86.
- [76] GumusM, Kasifoglu S. Performance and emission evaluation of a compression ignition engine using a biodiesel (apricot seed kernel oil methyl ester) and its blends with diesel fuel. *Biomass Bioenerg* 2010;34:134–9.
- [77] Usta N, Ozturk E, Can O, Conkur ES, Nas S, C, on AH, et al. Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a diesel engine. *Energ Convers Manage* 2005;46:741–55.
- [78] Pal A, Verma A, Kachhwaha SS, Maji S. Biodiesel production through hydrodynamic cavitation and performance testing. *Renew Energ* 2010;35:619–24.
- [79] Oner C, Altun S, . Biodiesel production from inedible animal tallow and an experimental investigation of its use as alternative fuel in a direct injection diesel engine. *Appl Energ* 2009;86:2114–20.
- [80] Monyem A, Van Gerpen JH, Canakci M. The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel-fueled engines. *Trans ASAE* 2001;44:35–42.
- [81] Ramadhas AS, Muraleedharan C, Jayaraj S. Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil. *Renew Energ* 2005;30:1789–800.
- [82] Has, imog~lua C, CinivizM,Ozsert I, I'c, ingur Y, ParlakA, SalmanMC. Performance characteristics of a low heat rejection diesel engine operating with biodiesel. *Renew Energ* 2008;33:1709–15.
- [83] Banapurmath NR, Tewari PG, Hosmath RS. Effect of biodiesel derived from Honge oil and its blends with diesel when directly injected at different injection pressures and injection timings in single-cylinder water-cooled compression ignition engine. *P I Mech Eng A-J Pow* 2009;223:31–40.

- [84] Sharma D, Soni SL, Mathur J. Emission reduction in a direct injection diesel engine fueled by neem-diesel blend. *Energ Source Part A* 2009;31:500–8.
- [85] Guru M, Koca A, Can O, Cinar C, Sahin F. Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine. *Renew Energ* 2010;35:637–43.
- [86] Kalam MA, Masjuki HH. Testing palm biodiesel and NPAA additives to control NO<sub>x</sub> and CO while improving efficiency in diesel engines. *Biomass Bioenerg* 2008;32:1116–22.
- [87] Armas O, Yehliu K, Boehman AL. Effect of alternative fuels on exhaust emissions during diesel engine operation with matched combustion phasing. *Fuel* 2010;89:438–56.
- [88] Zhu L, Zhang W, Liu W, Huang Z. Experimental study on particulate and NO<sub>x</sub> emissions of a diesel engine fueled with ultra low sulfur diesel, RME-diesel blends and PME-diesel blends. *Sci Total Environ* 2010;408:1050–8.
- [89] Godiganur S, Murthy CHS, Reddy RP. Performance and emission characteristics of a Kirloskar HA394 diesel engine operated on fish oil methyl esters. *Renew Energ* 2010;35:355–9.
- [90] Ryu K. The characteristics of performance and exhaust emissions of a diesel engine using a biodiesel with antioxidants. *Bioresource Technol* 2010;101:S78–82.
- [91] Godiganur S, Murthy CHS, Reddy RP. 6BTA 5.9 G2-1 Cummins engine performance and emission tests using methyl ester mahua (*Madhuca indica*) oil/diesel blends. *Renew Energ* 2009;34:2172–7.
- [92] Lujan JM, Bermudez V, Tormos B, Pla B. Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: Performance and emissions (II). *Biomass Bioenerg* 2009;33:948–56.
- [93] Sahoo PK, Das LM, Babu MKG, Arora P, Singh VP, Kumar NR, et al. Comparative evaluation of performance and emission characteristics of jatropha, karanja and polanga based biodiesel as fuel in a tractor engine. *Fuel* 2009;88:1698–707.
- [94] Fontaras G, Karavalakis G, Kousoulidou M, Tzamkiozis T, Ntziachristos L, Bakeas E, et al. Effects of biodiesel on passenger car fuel consumption, regulated and non-regulated pollutant emissions over legislated and real-world driving cycles. *Fuel* 2009;88:1608–17.
- [95] Cheung CS, Zhu L, Huang Z. Regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with biodiesel and biodiesel blended with methanol. *Atmos Environ* 2009;43:4865–72.
- [96] Deshmukh SJ, Bhuyar LB. Transesterified Hingan (Balanites) oil as a fuel for compression ignition engines. *Biomass Bioenerg* 2009;33:108–12.

- [97] Korres DM, Karonis D, Lois E, Linck MB, Gupta AK. Aviation fuel JP-5 and biodiesel on a diesel engine. *Fuel* 2008;87:70–8.
- [98] Nascimento MAR, Lora ES, Correa PSP, Andrade RV, Rendon MA, Venturini OJ, et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation. *Energy* 2008;33:233–40.
- [99] Lin C-Y, Lin H-A. Engine performance and emission characteristics of a three-phase emulsion of biodiesel produced by peroxidation. *Fuel Process Technol* 2007;88:35–41.
- [100] Tsolakisa A, Megaritis A, Wyszynski ML, Theinnoi K. Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation). *Energy* 2007;32:2072–80.
- [101] Raheman H, Ghadge SV. Performance of compression ignition engine with mahua (*Madhuca indica*) biodiesel. *Fuel* 2007;86:2568–73.
- [102] Lin C-Y, Lin H-A. Diesel engine performance and emission characteristics of biodiesel produced by the peroxidation process. *Fuel* 2006;85:298–305.
- [103] Agarwala D, Sinhab S, Agarwal AK. Experimental investigation of control of NO<sub>x</sub> emissions in biodiesel-fueled compression ignition engine. *Renew Energ* 2006;31:2356–69.
- [104] Puhan S, Vedaraman N, Ram BVB, Sankarnarayanan G, Jeychandran K. Mahua oil (*Madhuca Indica* seed oil) methyl ester as biodiesel-preparation and emission characteristics. *Biomass Bioenerg* 2005;28:87–93.
- [105] Canakci M. Performance and emissions characteristics of biodiesel from soybean oil. *P I Mech Eng D-J Aut* 2005;219:915–22.
- [106] Alam M, Song J, Acharya R, Boehman A, Miller K. Combustion and emissions performance of low sulfur, ultra low sulfur and biodiesel blends in a DI diesel engine. *SAE Paper* 2004, 2004-01-3024.
- [107] Turrio-Baldassarri L, Battistelli CL, Conti L, Crebelli R, De Berardis B, Iamiceli AL, et al. Emission comparison of urban bus engine fuelled with diesel oil and biodiesel blend. *Sci Total Environ* 2004;327:147–62.
- [108] Canakci M, Van Gerpen JH. Comparison of engine performance and emissions for petroleum diesel fuel, yellow grease biodiesel, and soybean oil biodiesel. *Trans ASAE* 2003;46:937–44.
- [109] Lapuerta M, Rodriguez-Fernandez J, Agudelo JR. Diesel particulate emissions from used cooking oil biodiesel. *Bioresour Technol* 2008;99:731–40.

- [110] Senatore A, Cardone M, Rocco V, Prati MV. A comparative analysis of combustion process in DI diesel engine fueled with biodiesel and diesel fuel. SAE paper 2000, 2000-01-0691.
- [111] Labeckas G, Slavinskas S. The effect of rapeseed oil methyl ester on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. *Energ Convers Manage* 2006;47:1954–67.
- [112] Hass MJ, Scott KM, Alleman TL, McCormick RL. Engine performance of biodiesel fuel prepared from soybean soapstock: a high quality renewable fuel produced from a waste feedstock. *Energ Fuel* 2001;15:1207–12.
- [113] Mahanta P, Mishra SC, Kushwah YS. An experimental study of Pongamia pinnata L. oil as a diesel substitute. *P I Mech Eng A-J Pw* 2006;220:803–8.
- [114] Dorado MP, Ballesteros E, Arnal JM, Gomez J, Lopez FJ. Exhaust emissions from a diesel engine fueled with transesterified waste olive oil. *Fuel* 2003;82:1311–5.
- [115] Sahoo PK, Das LM, Babu MKG, Naik SN. Biodiesel development from high acid value polanga seed oil and performance evaluation in a CI engine. *Fuel* 2007;86:448–54.
- [116] Baiju B, Naik MK, Das LM. A comparative evaluation of compression ignition engine characteristics using methyl and ethyl esters of Karanja oil. *Renew Energ* 2009;34:1616–21.
- [117] Qi DH, Chen H, Geng LM, Bian YZH. Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fueled with biodiesel/diesel blends. *Energ Convers Manage* 2010;51:2985–92.
- [118] Puhan S, Vedaraman N, Sankaranarayanan G, Bharat Ram BV. Performance and emission study of Mahua oil (*Madhuca indica* oil) ethyl ester in a 4-stroke natural aspirated direct injection diesel engine. *Renew Energ* 2005;30:1269–78.
- [119] Sinha S, Agarwal AK. Experimental investigation of the effect of biodiesel utilization on lubricating oil degradation and wear of a transportation CIDI Engine. *J Eng Gas Turb Power* 2010;132:042801–42811.
- [120] Agarwal AK. Experimental investigation of the effect of biodiesel utilization on lubricating oil tribology in diesel engines. *P I Mech Eng D-J Aut* 2005;219:703–13.
- [121] Agarwal AK, Bijwe J, Das LM. Wear assessment in biodiesel fuelled compression ignition engine. *J Eng Gas Turb Power* 2003;125:820–6.
- [122] Dorado MP, Ballesteros E, Arnal JM, Gomez J, Gimenez FJL. Testing waste olive oil methyl ester as a fuel in a diesel engine. *Energ Fuel* 2003;17:1560–5.

- [123] Pehan S, Jerman MS, Kegl M, Kegl B. Biodiesel influence on tribology characteristics of a diesel engine. *Fuel* 2009;88:970–9.
- [124] Haseeb ASMA, Sia SY, Fazal MA, Masjuki HH. Effect of temperature on tribological properties of palm biodiesel. *Energy* 2010;35:1460–4.
- [125] Wain KS, Perez JM, Chapman E, Boehman AL. Alternative and low sulfur fuel options: boundary lubrication performance and potential problems. *Tribol Int* 2005;38:313–9.
- [126] Agarwal AK, Bijwe J, Das LM. Effect of biodiesel utilization on wear of vital parts in compression ignition engine. *J Eng Gas Turb Power* 2003;125:604–11.
- [127] Kalam MA, Masjuki HH. Biodiesel from palmoil - an analysis of its properties and potential. *Biomass Bioenerg* 2002;23:471–9.
- [128] Kaul S, Saxena RC, Kumar A, Negi MS, Bhatnagar AK, Goyal HB, et al. Corrosion behavior of biodiesel from seed oils of Indian origin on diesel engine parts. *Fuel Process Technol* 2007;88:303–7.
- [129] Wu F, Wang J, Chen W, Shuai S. A study on emission performance of a diesel engine fueled with five typical methyl ester biodiesels. *Atmos Environ* 2009;43:1481–5.
- [130] Ulusoy Y, Arslan R, Kaplan C. Emission characteristics of sunflower oil methyl ester. *Energy Source Part A* 2009;31:906–10.
- [131] Lin C-Y, Li R-J. Engine performance and emission characteristics of marine fish-oil biodiesel produced from the discarded parts of marine fish. *Fuel Process Technol* 2009;90:883–8.
- [132] Tziourtzioumis D, Demetriades L, Zogou O, Stamatelos AM. Experimental investigation of the effect of a B70 biodiesel blend on a common-rail passenger car diesel engine. *P I Mech Eng D-J Aut* 2009;223:671–85.
- [133] Nabi MN, Najmul Hoque SM, Akhter MS. Karanja (*Pongamia Pinnata*) biodiesel production in Bangladesh, characterization of karanja biodiesel and its effect on diesel emissions. *Fuel Process Technol* 2009;90:1080–6.
- [134] Zheng M, Mulenga MC, Reader GT, Wang M, Ting DS-K, Tjong J. Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion. *Fuel* 2008;87:71422.
- [135] Tat ME, Van Gerpen JH, Wang PS. Fuel property effects on injection timing, ignition timing, and oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines. *Trans ASABE* 2007;50:1123–8.
- [136] Chung A, Lall AA, Paulson SE. Particulate emissions by a small non-road diesel engine: Biodiesel and diesel characterization and mass measurements using the extended idealized aggregated theory. *Atmos Environ* 2008;42: 2129–40.

- [137] Kalligeros S, Zannikos F, Stournas S, Lois E, Anastopoulos G, Teas Ch, et al. An investigation of using biodiesel/marine diesel blends on the performance of a stationary diesel engine. *Biomass Bioenerg* 2003;24:141–9.
- [138] Lapuerta M, Armas O, Ballesteros R. Diesel particulate emissions from biofuels derived from Spanish vegetable oils. SAE Paper 2002, 2002-01-1657.
- [139] Jung H, Kittelson DB, Zachariah MR. Characteristics of SME biodiesel-fueled diesel particle emissions and the kinetics of oxidation. *Environ Sci Technol* 2006;40:4949–55.
- [140] Assessment and Standards Division (Office of Transportation and Air Quality of the US Environmental Protection Agency), A comprehensive analysis of biodiesel impacts on exhaust emissions, United States Environmental Protection Agency, 2002, EPA 420-P-02-001.
- [141] Monyem A, Van Gerpen JH. The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions. *Biomass Bioenerg* 2001;20:317–25.
- [142] Graboski MS, McCormick RL, Alleman TL, Herring AM. The effect of biodiesel composition on engine emissions from a DDC series 60 diesel engine. Natl Renew Energy Lab 2003. NREL/SR-510-31461.
- [143] Wang WG, Lyons DW, Clark NN, Gautam M, Norton PM. Emissions from nine heavy trucks fuelled by diesel and biodiesel blend without engine modification. *Environ Sci Technol* 2000;34:933–9.
- [144] Cardone M, Prati MV, Rocco V, Seggiani M, Senatore A, Vitolo S. Brassica Carinata as an alternative oil crop for the production of biodiesel in Italy: engine performance and regulated and unregulated exhaust emissions. *Environ Sci Technol* 2002;36:4656–62.
- [145] Kado NY, Kuzmicky PA. Bioassay analyses of particulate matter from a diesel bus engine using various biodiesel feedstock fuels. Natl Renew Energy Lab 2003. NREL/SR-510-31463.
- [146] Lapuerta M, Armas O, Ballesteros R, Carmona M. Fuel formulation effects on passenger car diesel engine particulate emissions and composition. SAE paper 2000, 2000-01-1850.
- [147] Armas O, Hernandez JJ, Cardenas MD. Reduction of diesel smoke opacity from vegetable oil methyl esters during transient operation. *Fuel* 2006;85:2427–38.
- [148] Yamane K, Ueta A, Shimamoto Y. Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine. *Int J Engine Res* 2001;2:249–61.

- [149] Lapuerta M, Armas O, Herreros JM. Emissions from a diesel-biodiesel blend in an automotive diesel engine. *Fuel* 2008;1:25–31.
- [150] Lapuerta M, Armas O, Ballesteros R, Fernandez J. Diesel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils. *Fuel* 2005;84:773–80.
- [151] Dincer K. Lower emission from biodiesel combustion. *Energ Source Part A* 2008;30:963–8.
- [152] Senthil Kumar M, Ramesh A, Nagalingam B. A comparison of the different methods of using *Jatropha* oil as fuel in a compression ignition engine. *J Eng Gas Turb Power* 2010;132:032801–32811.
- [153] Banapurmatha NR, Tewaria PG, Hosmath RS. Performance and emission characteristics of a DI compression ignition engine operated on Honge, *Jatropha* and sesame oil methyl esters. *Renew Energ* 2008;33:1982–8.
- [154] Banapurmath NR, Tewari PG. Performance of a low heat rejection engine fuelled with low volatile Honge oil and its methyl ester (HOME). *P I Mech Eng A-J Pow* 2008;222:323–30.
- [155] Frijters PJM, Baert RSG. Oxygenated fuels for clean heavy-duty engines. *Int J Vehicle Des* 2006;41:242–55.
- [156] Yoshiyuki K. Effects of fuel cetane number and aromatics on combustion process and emissions of a direct injection diesel engine. *Jsaee Rev* 2000;21:469–75.
- [157] Karavalakis G, Stournas S, Bakeas E. Light vehicle regulated and unregulated emissions from different biodiesels. *Sci Total Environ* 2009;407:3338–46.
- [158] Kwanchareon P, Luengnaruemitchai A, Jai-In S. Solubility of a diesel–biodiesel–ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine. *Fuel* 2007;86:1053–61.
- [159] Knothe G, Sharp CA, Ryan TW. Exhaust emissions of biodiesel, petrodiesel, neat methyl esters, and alkanes in a new technology engine. *Energ Fuel* 2006;20:403–8.
- [160] Bhale PV, Deshpande NV, Thombre SB. Improving the low temperature properties of biodiesel fuel. *Renew Energ* 2009;34:794–800.
- [161] Kazunori H, Eiji K, Hiroshi T, Koji T, Daizo M. Combustion characteristics of diesel engines with waste vegetable oil methyl ester. In: *The 5th International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines*. 2001 (COMODIA 2001).
- [162] Leung DYC, Luo Y, Chan TL. Optimization of exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel. *Energ Fuel* 2006;20:1015–23.

- [163] Durbin TD, Norbeck JM. Effects of biodiesel blends and Arco EC-diesel on emissions from light heavy-duty diesel vehicles. *Environ Sci Technol* 2002;36:1686–91.
- [164] Martini G, Astorga C, Farfaletti A. Effect of biodiesel fuels on pollutant emissions from EURO 3 LD diesel vehicles, Transport and Air Quality Unit, Institute for Environment and Sustainability. EC-Joint Res Centre Eur Biodiesel Board 2007. EUR 22745 EN.
- [165] Lertsathapornsuka V, Pairintrab R, Aryasukb K, Krisnangkura K. Microwave assisted in continuous biodiesel production from waste frying palm oil and its performance in a 100kW diesel generator. *Fuel Process Technol* 2008;89:1330–6.
- [166] Yuan W, Hansen AC, Tat ME, Van Gerpen JH, Tan Z. Spray, ignition and combustion modeling of biodiesel fuels for investigating NO<sub>x</sub> emissions. *Trans ASABE* 2005;48:933–9.
- [167] Ballesteros R, Hernandez JJ, Lyons LL, Cabañas B, Tapia A. Speciation of the semivolatile hydrocarbon engine emissions from sunflower biodiesel. *Fuel* 2008;87:1835–43.
- [168] Szybist JP, Kirby SR, Boehman AL. NO<sub>x</sub> Emissions of alternative diesel fuels: a comparative analysis of biodiesel and FT diesel. *Energ Fuel* 2005;19: 1484–92.
- [169] Wyatt VT, Hess MA, Dunn RO, Foglia TA, Hass MJ, Marmer WN. Fuel properties and nitrogen oxide emission levels of biodiesel produced from animal fats. *J Am Oil Chem Soc* 2005;82:585–91.
- [170] McCormick RL, Tennant CJ, Hayes RR, Black S, Ireland J, McDaniel T, et al. Sharp regulated emissions from biodiesel tested in heavy-duty engines meeting 2004 emission standards. SAE paper 2005, 2005-01-2200.
- [171] Liu Y-Y, Lin T-C, Wang Y-J, Ho W-L. Carbonyl compounds and toxicity assessments of emissions from a diesel engine running on biodiesels. *J Air Waste Manage* 2009;59:163–71.
- [172] Cheng AS, Upatnieks A, Mueller CJ. Investigation of the impact of biodiesel fuelling on NO<sub>x</sub> emissions using an optical direct injection diesel engine. *Int J Engine Res* 2006;7:297–318.
- [173] Nabi MN, Akhter MS, Shahadat MMZ. Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel–biodiesel blends. *Bioresource Technol* 2006;97:372–8.
- [174] Durbin TD, Collins JR. Effects of biodiesel, biodiesel blends, and a synthetic diesel on emissions from light heavy-duty diesel vehicles. *Environ Sci Technol* 2000;34:349–55.



- [175] Krahl J, Munack A, Schroder O, Stein H, Bungler J. Influence of biodiesel and different designed diesel fuels on the exhaust gas emissions and health effects. SAE paper 2003, 2003-01-3199.
- [176] Pinto AC, Guarieiro LLN, Rezende MJC, Ribeiro NM, Torres EA, Lopes WA, et al. Biodiesel: an overview. *J Brazil Chem Soc* 2005;16:1313–30.
- [177] Shi X, Yu Y, He H, Shuai S, Wang J, Li R. Emission characteristics using methyl soyate–ethanol–diesel fuel blends on a diesel engine. *Fuel* 2005;84:1543–9.
- [178] Tormos B, Novella R, Garcia A, Gargar K. Comprehensive study of biodiesel fuel for HSDI engines in conventional and low temperature combustion conditions. *Renew Energ* 2010;35:368–78.
- [179] Paivi A, Nils-Olof N, Marten W, Marko M, Mikko M, Risto H, et al. Emissions from heavy-duty engine with and without aftertreatment using selected biofuels. In: FISITA 2002 World Automotive Congress Proceedings. 2002. F02E195.
- [180] Munack A, Schroder O, Krahl J, Bungler J. Comparison of relevant gas emissions from biodiesel and fossil diesel fuel, *Agricultural Engineering International: the CIGR. J Sci Res Dev* 2001. III: manuscript EE- 01-001.
- [181] Nwafor OMI. Emission characteristics of diesel engine operating on rapeseed methyl ester. *Renew Energ* 2004;29:119–29.
- [182] Alam M, Song J, Zello V, Boehman A. Spray and combustion visualization of a direct-injection diesel engine operated with oxygenated fuel blends. *Int J Engine Res* 2006;7:503–21.
- [183] Abd-Alla GH, Soliman HA, Badr OA, Abd-Rabbo MF. Effects of diluent admissions and intake air temperature in exhaust gas recirculation on the emissions of an indirect injection dual fuel engine. *Energ Convers Manage* 2001;42:1033–45.
- [184] GHG Data 2006, Highlights from greenhouse gas (GHG) emissions data for 1990–2004 for Annex I Parties, United Nations Framework Convention for Climate Change.
- [185] Sharp CA, Howell SA, Jobe J. The effect of biodiesel fuels on transient emissions from modern diesel engines, part II: unregulated emissions and chemical characterization. SAE paper 2000, 2000-01-1968.
- [186] de Abrantes R, de Assunc, ao JV, Pesquero CR. Emission of polycyclic aromatic hydrocarbons from light-duty diesel vehicles exhaust. *Atmos Environ* 2004;38:1631–40.
- [187] He C, Ge Y, Tan J, You K, Han X, Wang J. Characteristics of polycyclic aromatic hydrocarbons emissions of diesel engine fueled with biodiesel and diesel. *Fuel* 2010;89:2040–6.

- [188] Correa SM, Arbilla G. Aromatic hydrocarbons emissions in diesel and biodiesel exhaust. *Atmos Environ* 2006;40:6821–6.
- [189] Agarwal AK. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Prog Energ Combust* 2007;33:233–71.
- [190] TECNOTEST: Stargas Family, Smoke and Gas Analysis, Via Provinciale, 12 - 43038 Sala Baganza (PR), Italy, [www.tecnotest.com](http://www.tecnotest.com)
- [191] Katalog, Kistler Instrumente AG, CH-8408 Winterthur, Schweiz
- [192] Katalog, AVL, List Ges.m.b.H. A-8020 Gray, Kleiststrase 48, 1995
- [193] Jankov R.: Rezltati razvoja nove generacije ultra-brzih mernih i upravljačkih sistema, Simpozijum Nauka i motorna vozila, Beograd, 1989.
- [305 194] C. Beatrice i dr.: The Influence of High EGR Rate on Emissions of a DI Diesel Engine, *ASME* 1994, ICE - Vol.22
- [195] N. Ladommatos, i dr.: Effects of Exhaust Gas Recirculation Temperature on Diesel Engine Combustion and Emissions, *Journal of Automobile Engineering*, 1988 Vol. 212, No. D6
- [196] N. Ladommatos, i dr.: The Dilution, Chemical and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions, *SAE* 971660
- [197] N. Ladommatos, i dr.: The Effects of Carbon Dioxide in Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions, *Journal of Automobile Engineering*, 1998, Vol. 212, No. D1
- [198] C.C.J. French, i dr.: Diesel Engines, Light Duty Vehicles for an Emission Conrtolled Environment, *SAE* 790761
- [199] C. Arcoumanis, i dr.: Effect of EGR on Combustion Development in a 1.9L DI Diesel Optical Engine, *SAE* 950850
- [200] Jankov, R.: Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora, Deo prvi - osnove, Naučna knjiga, Beograd, 1984
- [201] Hohenberg, G., Killman, I., Basic Findings from Measurement of the Combustion Process, XIX Fisita Congress, Melbourne, Australia, 1982, paper 82126
- [202] Hohenberg, G., Heat Transfer Calculation in CI Engine (in German), *Motortechnische Zeitschrift*, (1980), 7/8

[203] K. Sivaramakrishnan, P. Ravikumar: Determination of cetane number of biodiesel and its influence on physical properties, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, VOL. 7, NO. 2, FEBRUARY 2012

[204] Carlo N. Grimaldi, i dr.: Common Rail HSDI Diesel Engine Combustion and Emissions with Fossil/Bio-Derived Fuel Blends, SAE 2002-01-0865

[205] T.W.Ryan, M.O.Bagby. Identification of chemical changes occurring during the transient injection of selected vegetable oils. *SAE*, 930933 (1993).

## БИОГРАФИЈА

Име и презиме: Драган М. Кнежевић

Датум рођења: 11.08.1964.

Место рођења: Земун, Србија

Породично стање: Ожењен, једно дете

### Школовање:

- 1971 - 1979 Основна школа „Др Иван Рибар“ у Бежанији (Београд)
- 1979 - 1983 Техничка школа „Нови Београд“ у Н.Београду
- 1983 - 1984 Редовни војни рок, Постојна, Словенија, СФРЈ
- 1985 - 1992 Студије на Машинском факултету у Београду, одсек Мотори СУС
- 17.09.1992. Одбрањен дипломски рад из предмета Конструкција мотора под називом “ Реконструкција дизел мотора ДМ-34 у гасни мотор који ће као гориво користити природни гас CNG - Compressed Natural Gas“, са оценом 10 (десет), ментор Проф. др Радивоје Трифуновић
- 1995 - 1998 Постдипломске магистарске студије, Универзитет у Београду, Машински факултет, усмерење Мотори СУС, Радни процеси мотора
- 21.04.2000. Одбрањен магистарски рад под називом „Истраживање радног циклуса дизел мотора са директним убризгавањем ниске токсичне емисије“, ментор Проф. др Стојан Петровић

### Кретање у послу:

- 1992 - 1995 Индустија мотора Раковица - ИМП, Београд, Конструкциони биро и Институт за моторе ИМП
- 1995 - 2000 Асистент-приправник на Катедри за Моторе СУС на Машинском факултету Универзитета у Београду
- 2000 - 2013 Асистент на Катедри за Моторе СУС на Машинском факултету Универзитета у Београду
- Од 1995 Истраживач у 12 националних научних пројеката из области мотора и горива финансираних од стране Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије

Прилог 1.

## Изјава о ауторству

Потписани-а мр Драган М. Кнежевић

број индекса \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_

### Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом :

Истраживање процеса сагоревања у дизел мотору при раду

са биогоривима и рецикулацијом издувних гасова

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 20.11.2014.



Прилог 2.

## Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора \_\_\_\_\_ мр Драган М. Кнежевић \_\_\_\_\_

Број индекса \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_

Студијски програм \_\_\_\_\_

Наслов рада Истраживање процеса сагоревања у дизел мотору при раду са  
биогоривима и рецикулацијом издувних гасова

Ментор \_\_\_\_\_ Проф. др Мирољуб Томић \_\_\_\_\_

Потписани/а \_\_\_\_\_

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

У Београду, \_\_\_\_\_ 20.11.2014. \_\_\_\_\_

Потпис докторанда



Прилог 3.

## Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Истраживање процеса сагоревања у дизел мотору при раду

---

са биогоривима и рецикулацијом издувних гасова

---

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

У Београду, 20.11.2014.

Потпис докторанда

