



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА



мр Александар Љ. Давинић

**Идентификација карактеристика
мултипроцесног рада
клипног мотора СУС**

Докторска дисертација

Ментор,
др Радивоје Пешић, ред. проф.

Крагујевац, 2013.

<i>I Аутор</i>	
Име и презиме:	Александар Давинић
Датум и место рођења:	04.01.1962., Тузла
Садашње запослење:	Асистент Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<i>II Докторска дисертација</i>	
Наслов:	Идентификација карактеристика мултипроцесног рада клипног мотора СУС
Број страница:	144
Број слика:	159
Број библиографских података:	53
Установа и место где је рад израђен:	Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК):	621.512
Ментор:	др Радивоје Пешић, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<i>III Оцена и одбрана</i>	
Датум пријаве теме:	15.09.2012.
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације:	01-1/967-16 од 21.04.2011. год. Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	1. др Драгољуб Радоњић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. др Снежана Петковић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Бањој Луци 3. др Пешић Радивоје, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:	1. др Драгољуб Радоњић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. др Снежана Петковић, ванр. проф., Машински факултет Универзитета у Бањој Луци 3. др Пешић Радивоје, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Датум одбране дисертације:	

*Ова дисертација је резултат вишегодишњих истраживачких активности спроведених на **Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу** (бившем Машинском факултету), у којима сам активно учествовао.*

Идеја о мултипроцесном ОТО-ДИЗЕЛ мотору, разрађена на Катедри за моторна возила и моторе, реализована је уз финансијску потпору Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије у оквиру пројеката: ЕЕ-273001 Б и ТР35041

Желим да се захвалим свим колегама и сарадницима на активној помоћи, саветима и подршци током израде дисертације.

*Посебно се захваљујем
ментору проф. др Радивоју Пешићу
за усмеравање и подршку током израде дисертације,
и
пријатељу мр Мирославу Равлићу
на свесрдној помоћи, особито у реализацији
система за управљање мотором.*

И на крају, захвалан сам својој породици на безграничној подршци, стрпљењу и поверењу.

Аутор

Сажетак

Клипни мотори са унутрашњим сагоревањем имају доминантну примену у средствима друмског транспорта. Њихова масовна употреба убрзано црпи енергетске ресурсе и ствара еколошке проблеме. У примени су строги прописи у области емисије угљен-диоксида, токсичних гасова, честица и буке. Савремена технологија још није дала њима одговарајућу алтернативу у погледу перформанси и укупне енергетске ефикасности, па ће мотори СУС још дуго времена бити основа возилских погона.

Економичност и емисија мотора СУС у највећој мери зависе од карактеристика радног процеса, тако да усавршавања у овом домену имају значајан потенцијал. Поред изворних ОТО и ДИЗЕЛ концепција, у примени су и радни процеси који конбинују њихове добре особине. Повећање ефикасности и редуција сирове емисије се остварују применом мултипроцесног принципа рада, када се радна област мотора дели на зоне са различитим модовима рада.

Предмет ове дисертације је идентификација утицаја радних параметара и врсте горива (класична и био-горива) на карактеристике појединачних радних процеса, мултипроцесног ОТО/ДИЗЕЛ мотора. Истраживање је спроведено на оригиналном експерименталном мотору, применом стандардног Европског стационарног теста. Анализиран је утицај степена компресије, врсте горива и регулационих параметара на ефикасност и емисију. Приказани су сумарни резултати теста, као и резултати остварени на појединим испитним режимима. Такође је дат пример дефинисања ОТО или ДИЗЕЛ радне области по критеријумима ефикасности и честичне емисије.

Кључне речи: мултипроцесни мотор, радни процес мотора СУС, ЕСЦ тест, варничар, био-горива,

Abstract

Reciprocating internal combustion engines are dominantly applied in road transport means. Their mass use rapidly depletes the energy resources and creates ecological problems. Strict regulations regarding emissions of carbon-dioxide, toxic gases, particulates and noise are effective today. Modern technology has not yet given the suitable alternative in terms of performance and overall energy efficiency, so the internal combustion engines will be the basis for vehicle drives for many years to come.

Internal combustion engine's economy and emissions largely depend on the characteristics of the work process, thus development in this area has a great potential. In addition to original Otto and Diesel concepts, work processes combining their good qualities are also in use. Increase of efficiency and reduction of raw emissions are achieved by application of multiprocessing working principle, where the working zone of the engine is divided into zones with different operating modes.

The subject of this dissertation is to identify the influence of the working parameters and the type of fuel (classical or bio-fuels) on characteristics of individual work processes of multiprocessing Otto/Diesel engine. The research was conducted on original experimental engine with application of standard European stationary test. The influence of compression ratio, type of fuel and control parameters on efficiency and exhaust emissions is observed. The summarized results of the test and the results obtained in individual test regimes are shown. Also, an example of defining the Otto or Diesel working areas is given according to the criteria of efficiency and particulate emissions.

Keywords: multiprocessing engine, IC engine working process, 13-mode ESC, multi-sparc ignition system, bio-fuels

САДРЖАЈ

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА	1
1.1 Ресурси горива за моторе СУС	3
1.1.1 Природна нафта.....	3
1.1.2 Алтернативна моторна горива.....	4
1.2 Еколошки аспект употребе мотора СУС	5
1.2.1 Емисија гасова са ефектом стаклене баште	5
1.2.2 Емисија штетних гасова и честица.....	6
1.3 Перспектива развоја возилских погона	7
1.3.1 Технологија хибридног погона.....	7
1.3.2 Возила на електрични погон.....	9
1.4 Стање технике и правци усавршавања возилских мотора СУС	9
1.4.1 Дизел мотори.....	9
1.4.2 Ото мотори	15
1.4.3 Мотори са компресионим паљењем хомогене смеше.....	17
1.4.4 Хеселманов мотор.....	18
1.5 Побуде за истраживање мултипроцесног ОТО-ДИЗЕЛ радног процеса.....	19
1.5.1 Претходна истраживања.....	21
1.5.2 Полазне хипотезе	22
2. РЕАЛИЗАЦИЈА МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА.....	23
2.1 Базни мотор.....	23
2.2 Реконструкција базног у мултипроцесни експериментални мотор.....	25
2.2.1 Реконструкција цилиндарске главе	25
2.2.2 Реконструкција клипа и одређивање геометријског степена компресије.....	27
2.2.3 Опремање мотора додатним склоповима, давачима и актуаторима	29
2.3 Лабораторијски систем управљања за мултипроцесни мотор.....	31
2.4 Систем паљења мултипроцесног мотора.....	35
2.4.1 Испитивање електричних карактеристика варничара и упоредног система паљења BOSCH MP3.1.....	37
2.4.2 Моторска упоредна испитивања система паљења	42
2.5 Системи напајања горивом мултипроцесног мотора	47
2.5.1 Систем напајања горивом за ото мод	47
2.5.1.1 Калибрација система за напајање горивом у ОТО моду.....	49
2.5.1.2 Систем напајања горивом у ДИЗЕЛ моду.....	50
2.6 Карактеристике коришћених горива.....	52
2.6.1 Резултати контролних лабораторијских испитивања горива	54
3. ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА РАДНОГ ПРОЦЕСА МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА.....	59
3.1 Мерење ефективног обртног момента и броја обртаја мотора	59
3.2 Мерење протока ваздуха	60
3.2.1 Калибрација уређаја за мерење протока ваздуха	62
3.3 Мерење потрошње горива	66
3.4 Мерење температура.....	69
3.5 Мерење притисака	71

3.6	Мерење притиска у цилиндру мотора – индицирање.....	75
3.7	Одређивање параметара издувне емисије.....	75
3.7.1	Мерење концентрације гасовитих компоненти у издувним гасовима.....	76
3.7.2	Мерење интензитета црног дима.....	77
4.	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА.....	78
4.1	План експеримента и критеријуми постављања режима у ото моду.....	78
4.2	Опитни циклус и дефинисање радних режима мотора.....	81
4.3	Протокол испитивања.....	83
4.3.1	Прорачун сумарних специфичних емисија гасовитих продуката сагоревања.....	86
4.3.2	Прорачун сумарне специфичне емисије честица (нестандардни).....	87
4.3.3	Прорачун сумарног индикаторског степена искоришћења мотора.....	88
4.4	Анализа резултата експеримента.....	89
4.4.1	Анализа резултата испитивања базног мотора са ЕКО-3 горивом.....	91
4.4.2	Анализа резултата испитивања базног мотора са био-дизел горивом.....	97
4.4.3	Анализа резултата испитивања мултипроцесног мотора у дизел моду.....	102
4.4.3.1	Испитивање мултипроцесног мотора са ЕКО-3 горивом.....	103
4.4.3.2	Испитивање мултипроцесног мотора са био-дизел горивом.....	112
4.4.4	Анализа резултата испитивања мултипроцесног мотора у ото моду.....	122
5.	ДЕФИНИСАЊЕ РАДНЕ ОБЛАСТИ МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА.....	133
5.1	Дефинисање радне области мултипроцесног мотора при раду са класичним горивима.....	133
5.2	Дефинисање радне области мултипроцесног мотора при раду са био-горивима	136
6.	ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА	139
7.	ЛИТЕРАТУРА	141

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Клипни мотор са унутрашњим сагоревањем је технички изум богате историје, настао у ери интензивног технолошког развоја. На самом почетку су се појавиле две успешне, морфолошки сличне концепције - ОТО мотор 1876. (*Nikolaus Otto 1832-1891*) и ДИЗЕЛ мотор 1892. (*Rudolf Diesel 1858-1913*). Њихове функционалне разлике су омогућиле коришћење горива различитих особина, али истог сировинског порекла- из природне нафте. Обиље ресурса и економична производња горива су утврдили коегзистенцију ото и дизел мотора до данашњих дана. Убрзо су потиснули парне машине захваљујући неупоредиво краћем времену припреме за рад, бољој ефикасности, већој специфичној снази и коришћењу енергетски концентрисаног горива. Такође су омогућили настанак нових техничких изума, посебно у области транспорта и механизације. Дуг период усавршавања, специјализација према намени и увођење модерних технологија су моторима СУС обезбедили широку примену. Њима конкурентни пропульциони системи: гасне турбине и турбо-реактивни мотори, потиснули су моторе СУС у применама где велика специфична снага, поузданост и трошкови одржавања имају примат над економичности у потрошњи горива.

Мотори СУС имају доминантну примену у средствима друског транспорта. Савремена технологија још није дала њима одговарајућу алтернативу у погледу перформанси и укупне енергетске ефикасности, па ће они још дуго времена бити основа возилских погона. У свету је регистровано преко милијарду возила, док је годишња продукција 2011. године премашила 80 милиона јединица [1]. Ниво ангажовања сировинских и енергетских ресурса у производњи и експлоатацији возила је такав да угрожава одрживост даљег развоја. Посебан проблем представља њихов негативан еколошки утицај – токсична емисија, емисија угљен-диоксида (ефекат стаклене баште) и бука. Зато савремени мотори морају да задовоље веома сложене захтеве у погледу погонских карактеристика, економичности и емисионих показатеља. Поузданост у раду, ниски трошкови одржавања, стабилност карактеристика, удобност употребе и могућност рециклаже, допунски су захтеви диктирани од стране законодавца и тржишта. Уз све ово, примењена технолошка решења треба да буду економски оправдана.

Деценијама су актуелне углавном исте теме развоја и усавршавања мотора СУС. Свака генерација конструктора сматра да је достигнут зенит развоја, док наредна то превазилази. Тако је последњих 50 година економичност путничких возила побољшана близу 50%, уз смањење токсичне емисије 300 до 500 пута [2]! Овакви домети су резултат синергије са пратећим технологијама из области опреме мотора, електронике, погонских и машинских материјала... И након 130 година развојни пут мотора СУС се наставља.

Економичност и емисија мотора СУС су последица карактеристика радног процеса, тако да усавршавања у овом домену имају значајан потенцијал. Поред изворних ОТО и ДИЗЕЛ концепција, у примени су и радни процеси који комбинују њихове добре особине. Повећање ефикасности и редукција сирове емисије се остварују применом мултипроцесног принципа рада, када се радна област мотора дели на зоне са различитим модovima рада.

Предмет ове дисертације је идентификација утицаја радних параметара и врсте горива (класична и био-горива) на карактеристике појединачних радних процеса, мултипроцесног ОТО/ДИЗЕЛ мотора. Дисертација је изложена у седам поглавља:

У првом поглављу је наглашен утицај друмског транспорта на глобалне еколошке проблеме и оптерећење енергетских ресурса, уз навођење циљева у ограничењу потрошње и токсичне емисије возила. Кроз преглед литературе су дати приказ стања технике и правци усавршавања возилских мотора СУС. Образложени су значај и потенцијали мултипроцесног принципа рада, На крају су дефинисане полазне хипотезе у вези реализације и особина мултипроцесног ОТО/ДИЗЕЛ мотора.

Друго поглавље је посвећено изради функционалног модела мултипроцесног ОТО/ДИЗЕЛ мотора, базираног на серијском моноцилиндричном дизел мотору DMB 3DA450. Дате су техничке спецификације и детаљи реконструкције делова мотора ради омогућавања мултипроцесног рада (цилиндарска глава, клип, усисни систем). Приказан је лабораторијски микроконтролерски систем управљања мотором са интегрисаним функцијама напајања и паљења, припадајућим сензорима и актуаторима. Дат је детаљан приказ оригиналног система паљења типа варничара, са експериментално одређеним електричним карактеристикама. Извршена су ванмоторска и моторска упоредна испитивања предложеног и класичног система паљења. Приказан је лабораторијски систем напајања мултипроцесног мотора у ОТО моду, са експериментално одређеним карактеристикама брызгача. На крају су наведене карактеристике коришћених горива, при чему су њихове топлотне моћи одређене експериментално. Карактеристике упаљивости горива за ДИЗЕЛ мод су одређене оригиналном, нестандартном моторском методом.

Треће поглавље даје опис опитне инсталације за одређивање карактеристика радног процеса мотора. Приказани су мерни ланци за одређивање ефективних показатеља мотора, потрошње горива, протока ваздуха, издувне емисије, индикаторских показатеља и термичког стања мотора. Посебна пажња је посвећена специфичностима мерења протока ваздуха и потрошње горива као и калибрацији свих мерила.

Четврто поглавље је везано за експериментално истраживање мултипроцесног мотора. Најпре је дат план експеримента који омогућава сагледавање утицаја врсте горива и регулационих параметара на карактеристике радног процеса. Он се састоји од осам секвенци испитивања. У прве две секвенце је испитиван базни дизел мотор са фабричким подешавањем, при раду са класичним и био-дизел горивом. Ове карактеристике радног процеса су сматране референтним за ДИЗЕЛ мод мултипроцесног мотора. Испитивање мултипроцесног мотора у искључивом ДИЗЕЛ моду је вршено у четири секвенце (рад са класичним и био-дизел горивом и то при два подешавања угла предубризгавања). Испитивање мултипроцесног мотора у искључивом ОТО моду је вршено у две секвенце, при раду са бензином и био-етанолом, при чему су дефинисани услови за постављање састава смеше и угла претпаљења. Секвенце испитивања су остварене применом стандардног 13-то степеног Европског стационарног циклуса, којим су дефинисани испитни режими и начин израчунавања емисије. Затим је дат протокол којим је дефинисан ток испитивања, начин прикупљања и обраде података мерења. Резултати испитивања су најпре приказани збирно, по секвенцама, где су дати емисиони показатељи [$g \cdot kW^{-1}$] и ефикасности. Затим су приказане детаљне карактеристике радног процеса свих режима за сваку секвенцу. Разматрани су следећи параметри радног процеса: закон сагоревања у дискретном облику, индикаторски степен искоришћења, параметри тока притиска, и емисиони параметри. Ради анализе утицаја радног режима и угла предубризгавања у ДИЗЕЛ моду, резултати су груписани по врсти горива. При испитивању мултипроцесног мотора у искључивом ОТО моду са погоном на био-етанол уведена су три додатна испитна режима, чиме је мотор форсиран до границе детонације. Анализом је извршена

идентификација утицајних фактора на карактеристике ОТО и ДИЗЕЛ радног процеса мултипроцесног мотора.

У петом поглављу су дати примери дефинисања распореда ОТО и ДИЗЕЛ радних модова у оквиру испитног циклуса, по критеријумима оптималне економичности и ефикасности мултипроцесног мотора, Резултати ових комбинација су поређени са резултатима искључивих ОТО и ДИЗЕЛ модова, као и са резултатима добијеним при испитивању базног мотора.

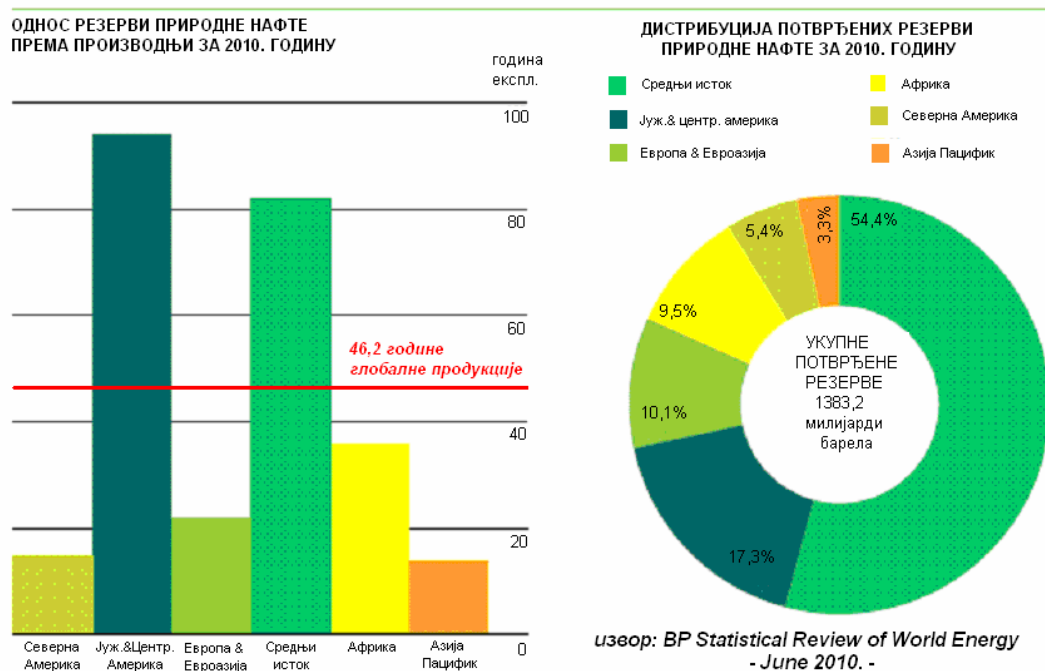
У шестом поглављу су сумирани постигнути резултати и изведени одговарајући закључци. Као посебан одељак у овом поглављу дати су изгледи и побуде за даља истраживања.

У седмом поглављу је дат преглед коришћене литературе.

1.1 Ресурси горива за моторе СУС

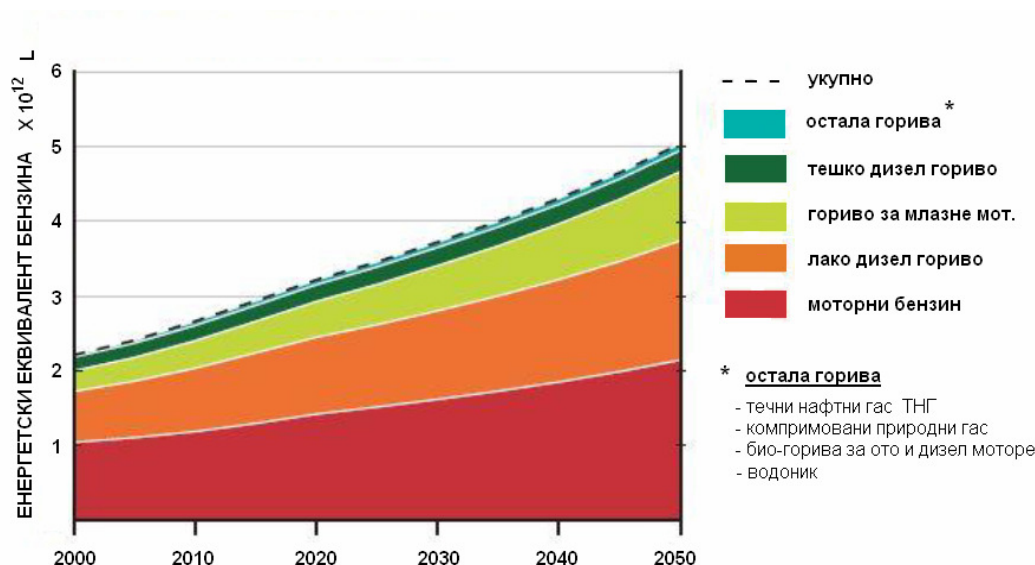
1.1.1 Природна нафта

Упркос ограничености ресурса, природна нафта је и даље доминантна сировинска основа за производњу моторних горива. Делом због интензивне моторизације, економије земаља су постале зависне од снабдевања нафтом. Према расположивим подацима за 2010. годину [3] при дневној производњи од 87,4 милиона барела (1bbl=158,99 L), глобалне резерве ће потрајати још 46,2 године (слика 1.1). Искуство је показало да се овакве процене из ранијег периода нису обистиниле, упркос сталном порасту експлоатације.



Слика 1.1 Прогноза светских резерви природне нафте и њихова дистрибуција по регионима у 2010. години [3]

Сектор транспорта ЕУ има растуће потребе за горивом свих врста, а овај тренд ће се задржати и у будуће. Са дијаграма на слици 1.2 се види да потрошња моторних бензина доминира, пре свега због великог броја путничких возила.



Слика 1.2 Дугорочна прогноза потрошње горива у сектору транспорта за земље ЕУ [2]

1.1.2 Алтернативна моторна горива

Течни нафтни гас је пратећи производ у преради нафте. То је смеша лаких угљоводоника са (3÷4) С-атома (претежно пропана и бутана), који се на амбијенталној температури могу превести у течно стање при притиску од (0,2÷0,8) МРа. Додатном рафинацијом се добија веома квалитетно гориво за ОТО моторе - ауто гас. Одликују га одлична отпорност на детонантно сагоревање (ИОВ=105÷108) и висока топлотна моћ (46 MJ·kg⁻¹ или 23 MJ·L⁻¹). Углавном се користи као друго гориво за бензинске моторе, па захтева додатни систем напајања. Могућа је његова примена и код двогоривих дизел мотора. Лако се складишти и дистрибуира.

Природни гас је фосилног порекла, садржи углавном метан. Користи се као гориво за ОТО моторе или у комбинацији са дизел горивом код двогоривих дизел мотора. Не може се без дубоког хлађења превести у течно стање, па се на возилу складишти у јако компримованом стању- до 25 МРа. Возила са погоним на природни гас емитују мање CO₂. Главни недостатак у примени му је гломазност резервоара и отежана дистрибуција. Ширу примену има код возила у урбаном транспорту (аутобуси, доставна и такси возила).

Био-горива су добила на значају увођењем лимита за глобалну емисију гасова са ефектом стаклене баште. Обзиром да се добијају из био-масе не утичу на биланс CO₂, па се количине створене њиховим сагоревањем изузимају из договорених квота. Комерцијалну примену имају био-етанол и био-дизел гориво (естри масних киселина). Могу се користити у стандардизованим мешавинама са класичним горивима нафтног порекла или као чисте компоненте. И поред развијених производних технологија, њихову ширу примену спречавају ограниченост природних ресурса и висока цена.

Водоник је атрактивно гориво само зато што сагоревањем не ствара CO₂. У значајним количинама се добија парним реформингом угљоводоника фосилног порекла или као споредни производ прераде нафте, што је контроверза поменутој предности.

Производња електролизом воде има неповољан енергетски биланс, а у погледу емисије CO₂ има смисла само ако се ангажују нуклеарни или обновљиви извори електричне енергије (која је већ дефицитарна!). Користи се у горивим ћелијама возила са електропогоном за генерисање електричне енергије, а могућа је и директна примена као горива за моторе СУС.

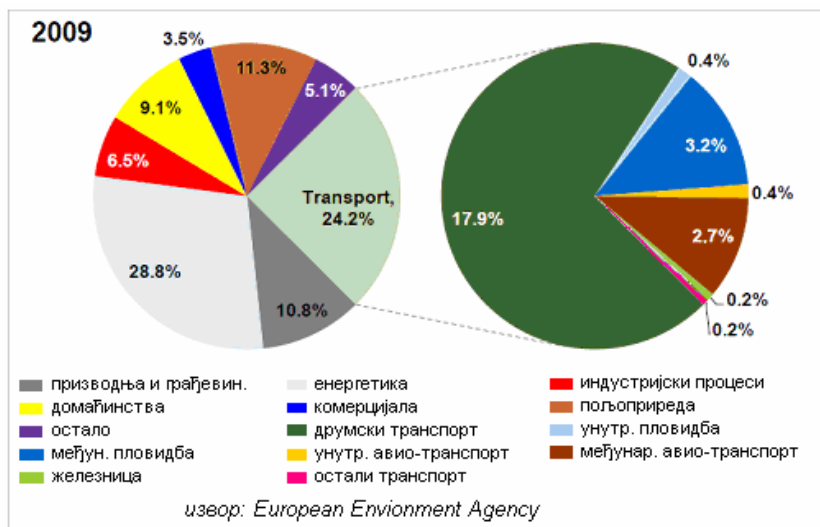
Индикативно је да се не очекује значајнији пораст учешћа алтернативних горива, посебно из био-масае. Употреба био-дизел горива (према EN 14214), био-етанола, као и обавеза дотирања минимално 7% FAME (метил-естри масних киселина) у дизел горива по EN 590:2009 (Directive 2009/30/EC), имаће маргинални утицај на укупну потрошњу нафтних горива.

1.2 Еколошки аспект употребе мотора СУС

1.2.1 Емисија гасова са ефектом стаклене баште

Уједињене нације су 1992. године упозориле на убрзане климатске промене, изазване људском активношћу (*UN Framework Convention on Climate Change*). Као главни узрок глобалног загревања је идентификована растућа емисија гасова са ефектом "стаклене баште", а пре свега угљен-диоксида.

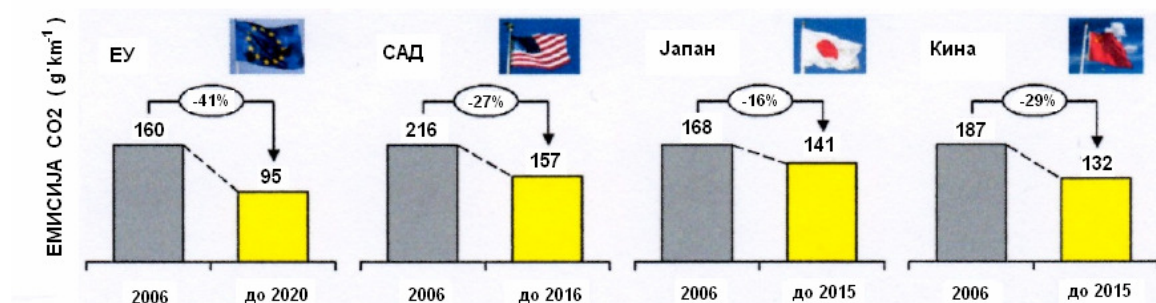
Европска Унија је 1997. године прихватила Кјото протокол са обавезом да до 2012. године смањи укупну емисију CO₂ за 8% у односу на ниво из 1990. Европска Комисија је 2000. године покренула сопствени програм (*European Climate Change Programme*) са циљем идентификације најефикаснијих, економски оправданих, стратегија и мера за смањење емисије. Резултат ових активности је и популарна "Стратегија одрживог развоја", док Програм спроводи 11 радних група. Стратешке одреднице и циљеве у развоју европског транспорта је дефинисао Генерални Директорат за транспорт [4].



Слика 1.3 Емисија гасова са ефектом "стаклене баште" у земљама ЕУ и структура емисије у области транспорта [5]

Према подацима из 2009. године (слика 1.3), сектор транспорта је одговоран за скоро 1/4 укупне емисије, док на друмски транспорт отпада 17,9 %. Зато је Европска Комисија поставила захтев [*Regulation 443/2009/EC*] да се до 2015. године просечна

емисија CO₂ ново произведених путничких возила смањи на износ 130 g·km⁻¹ (одговара потрошњи од 3,8 L/100 km). На средњерочном плану, до 2020. године, постављен је захтев од 95 g·km⁻¹ ! Сличне тенденције постоје и у другим развијеним регионима, што је приказано на слици 4.



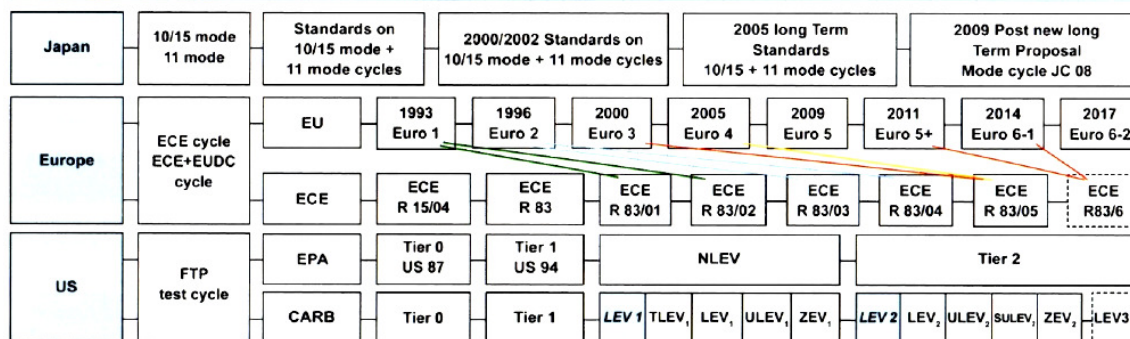
Слика 1.4 Циљеви смањења емисије CO₂ путничких возила по регионима

Код лаких теретних возила је постављен захтев [Regulation 510/2011/EC] од 175 g·km⁻¹ за моделе од 2017. године, односно 147 g·km⁻¹ од 2020. године. Асоцијација европских произвођача возила (АСЕА) сматра ову меру исхитреном [6], обзиром да је са учешћем од 11% ново произведених возила ова категорија возила одговорна за свега 1,7% укупне емисије CO₂.

Европска тешка теретна возила у оквиру емисије CO₂ друмског транспорта учествују са око 1/4, или 6% глобалне емисије.

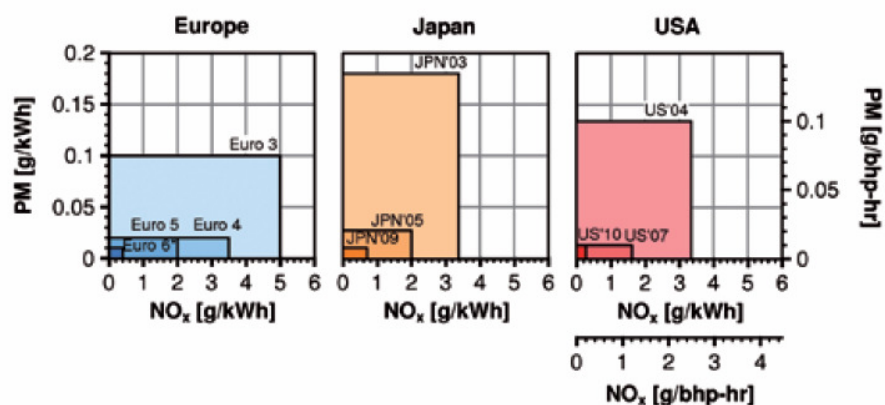
1.2.2 Емисија штетних гасова и честица

Први прописи о емисији мотора СУС су донети у Калифорнији; за емисију картерских гасова 1961. године, а за издувну емисију 1966. Од тада до данас је донесено мноштво прописа на интернационалном, регионалном и националном нивоу. Шароликост метода и услова испитивања отежава сертификацију возила на разним тржиштима, тако да постоји тенденција њихове хармонизације [7], [9]. Хронолошки развој регулативе у области емисије мотора СУС (слика 1.5) карактеришу: ширење домена примене, специјализација тест метода уз поштравање услова испитивања и смањење граничних вредности емисије полутаната (слика 1.6). Поред хомологационих, уведени су и прописи о емисији у току експлоатационог периода, као и обавеза дијагностике неисправности уређаја и опреме од утицаја на издувну емисију. Најстрожије захтеве имају CARB прописи нивоа SULEV (Super Ultra Low Emission Vehicle).



Слика 1.5 Хронологија регулативе у области издувне емисије по регионима

Прописани ниво емисије EURO 6 [Regulation 595/2009] се по захтевима приближава америчким US 2010 стандардима (слика 1.6), а очекује се и увођење допунских услова:



Слика 1.6 Поредица регулатива за емисију дизел мотора тешких теретних возила по регионима

- ограничење концентрације амонијака (NH_3) од 10 ppm код дизел (ESC + ETC тест) и гасних мотора (ETC тест),
- поред масене емисије честица биће уведено и ограничење њиховог броја, са циљем спречавања емисије ултра-финих честица,
- европски тестови: стационарни *ESC* и транзијентни *ETC*, биће замењени хармонизованим *WHSC* (*World Harmonized Stationary Cycle*) и *WHTC* (*World Harmonized Transient Cycle*),

1.3 Перспектива развоја возилских погона

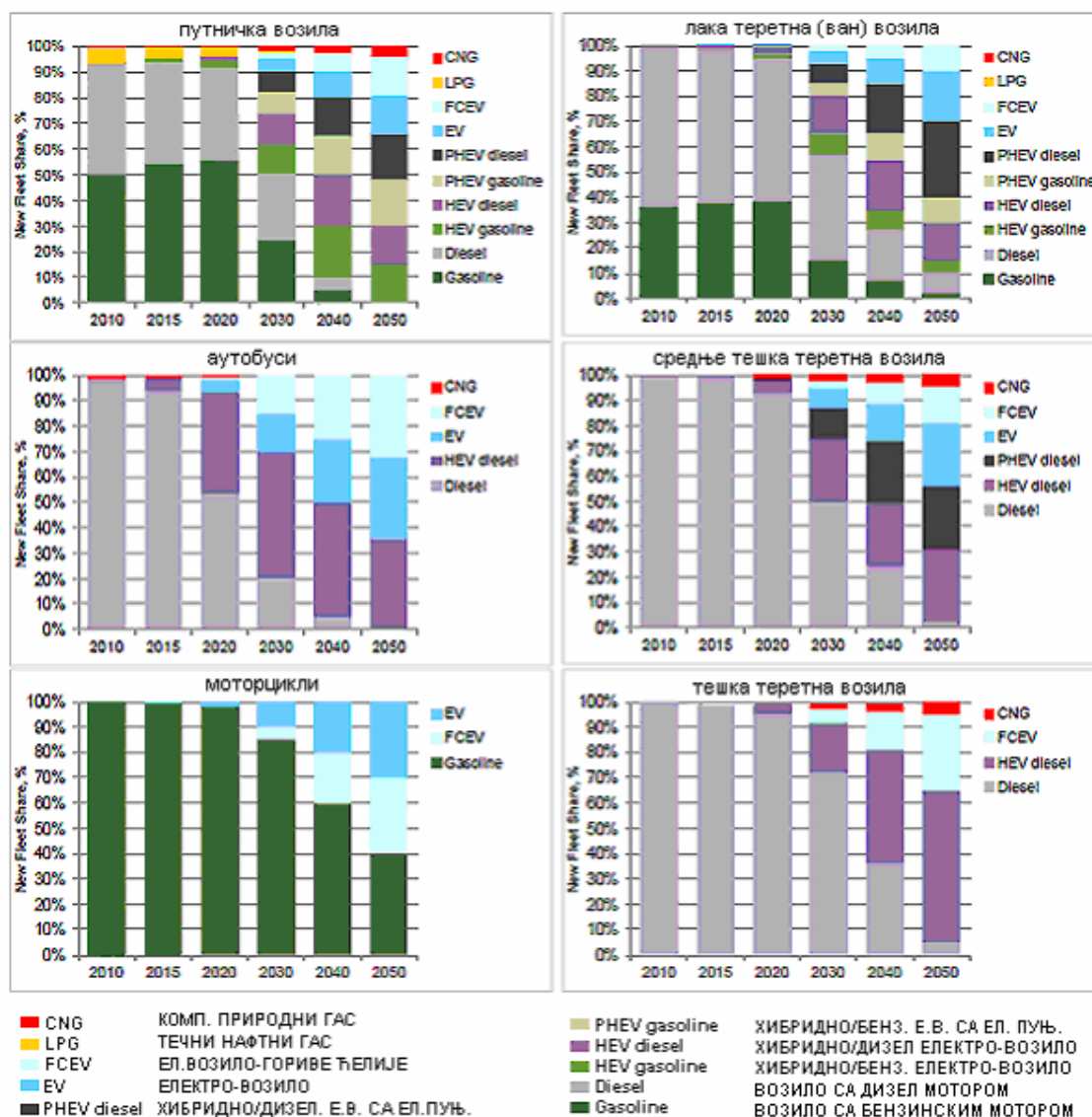
У земљама ЕУ се бензинским моторима опрема око половина ново произведених путничких возила, а око 35% лаких теретних возила. Код моторцикала они традиционално имају искључиву примену. Моторима који користе компримовани природни гас (CNG) и течни нафтни гас (LPG) опрема се око 7% путничких возила и 3% аутобуса (по правилу за градски превоз). Дизел моторима се опремају сва тешка теретна возила, око 65% лаких теретних и 43% путничких возила [8].

На слици 1.7. је приказан оптимистични сценарио увођења нових технологија у области друмског транспорта, разврстан по категоријама. Опширна анализа је заснована на пројекцији будућих транспортних потреба ЕУ и могућности познатих напредних технологија, а са циљем остварења стратешких циљева Европског програма за климатске промене [5]. Са данашњег становишта перспективне су технологије хибридног електро-погона и искључивог електро-погона.

1.3.1 Технологија хибридног погона

Хибридни електро-погонски системи користе мотор СУС у комбинацији са електро-агрегатом, који су спрегнути у систему преноса снаге. Главни потенцијал за смањење експлоатационе потрошње горива лежи у могућности оптималног ангажовања погонских агрегата сходно режиму вожње. При успоравању возила је могућа рекулација његове кинетичке енергије у електричну. Изразите предности електричног погона су високе вредности степена корисности мотора и потезног обртног момента. Избор спреге

погона и однос снага мотора у великој мери зависе од превасходне намене возила. Највеће уштеде у потрошњи се остварују у условима градске вожње (учестала убрзања, успорења и застанци), када је потребна мала снага погона. За сада ширу примену имају код путничких, лаких теретних возила и аутобуса [10].



Слика 1.7 Прогноза увођења перспективних технологија у области друмског транспорта

Према степену хибридизације погона се разликују:

Микро-хибридна возила (Micro-hybrid vehicle) са применом т.з. «СТАРТ-СТОП» система који омогућава аутоматско искључивање мотора СУС на режимима празног хода и успоравања (кочења мотором). Погон возила врши мотор СУС, док електро-агрегат мале снаге има обједињену функцију покретача и генератора, тако да омогућава и регенеративно кочење (пуњење батерије) [11]. Уштеда у потрошњи горива је (3-5)% у условима градске вожње по европском тесту.

Делимично хибридна возила (Mild-hybrid vehicle) за основни погон користе мотор СУС, док електро-агрегат снаге (15-20) kW, у паралелној спречи, асистира у режимима када је неопходан високи обртни момент (покретање возила, нагло убрзавање,

савладавање успона...). Електро-агрегат има функцију мото-генератора као и код микро хибрида, а напаја се из посебне батерије релативно малог капацитета. Овај систем нема могућност коришћења искључиво батеријског погона. Смањење потрошње у условима градске вожње је до $\approx 20\%$.

Права хибридна возила (*Full hybrid vehicle*) имају могућност коришћења искључиво електро-погона снаге (20-60) kW. Батеријски погон се користи увек при покретању возила, а по избору у условима градске или «тихе» вожње аутономно до ≈ 20 km. При наглим убрзањима и режимима где је потребна максимална снага погона електро мотор је у паралелној спрези са мотором СУС. Директан пренос снаге од мотора СУС (30-70) kW ка механичком преноснику се врши на вишим оптерећењима. Тада се део снаге преко разделника може привести генератору ради пуњења батерије [12]. Смањење потрошње у градским условима вожње је (20-50)%.

Хибридна возила са мрежним пуњењем (*Plug-in hybrid vehicle*) за основу имају електро-погон, па су опремљена батеријом великог капацитета са аутономијом од око 60 km. Пуњење батерије се по правилу врши из електричне мреже, а могуће је њено допуњавање током вожње ангажовањем мотора СУС релативно мале радне запремине. Примењују се за савладавање краћих растојања са дужим паузама. Зависно од снаге пуњача, капацитета и врсте батерија, време пуњења је од 1,5 до 10 часова.

1.3.2 Возила на електрични погон

Електро-погон возила је постао перспективан захваљујући развоју ефикасних електро-мотора, система управљања и посебно хемијских извора електричне енергије. Батерије се пуне из електричне мреже, а таквог су капацитета да је обезбеђена аутономија вожње око 65 km (дневни просек за путничке аутомобиле у Европи и САД). Могућа је рекулерација кинетичке енергије при успоравању возила. Инсталирана снага електро-мотора и примена векторски управљаног погона на свим точковима [13], обезбеђују одличне динамичке карактеристике возила, упркос знатном повећању његове масе.

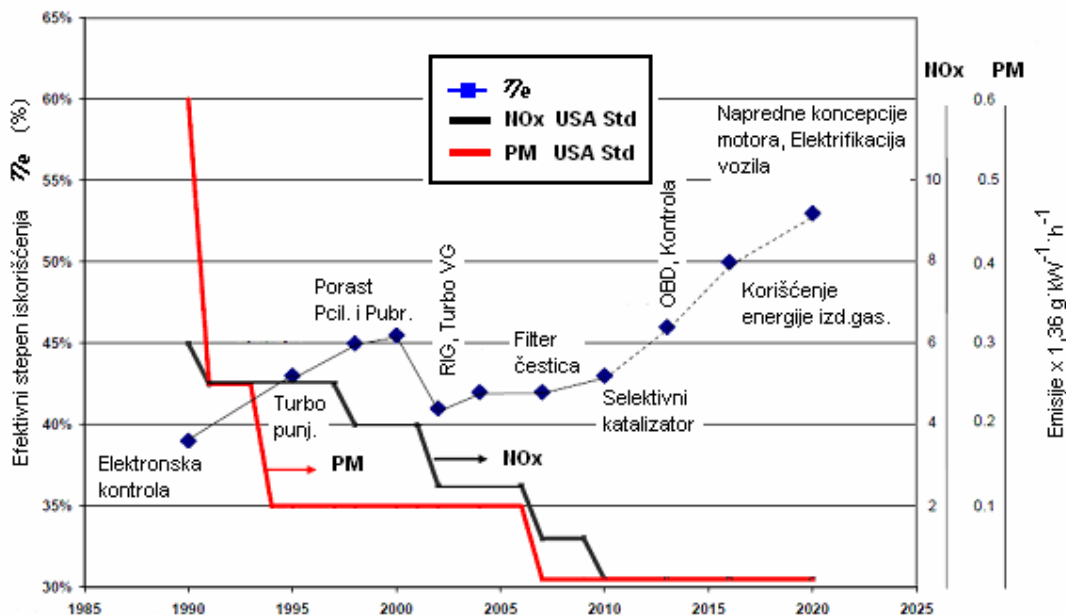
Повећање аутономије електро-возила се може остварити применом горивих ћелија. Ови генератори хемијску енергију горива (водоник, метил-алкохол и сл.) могу превести у електричну уз степен корисности (40÷60)%. Смештај резервоара горива и генератора захтева релативно велики простор, па им је примена оправдана на већим возилима.

Главни недостатак електро-погона је везан за цену, специфични капацитет ($\text{kW}\cdot\text{h}\cdot\text{kg}^{-1}$), специфичну снагу ($\text{kW}\cdot\text{kg}^{-1}$) и век батерија (1000÷1500 циклуса) [11]. Друго, вожња при неповољним условима (мраз, магла, врућина) захтева ангажовање електричних уређаја који додатно оптерећују тракциону батерију и смањују аутономију возила.

1.4 Стање технике и правци усавршавања возилских мотора СУС

1.4.1 Дизел мотори

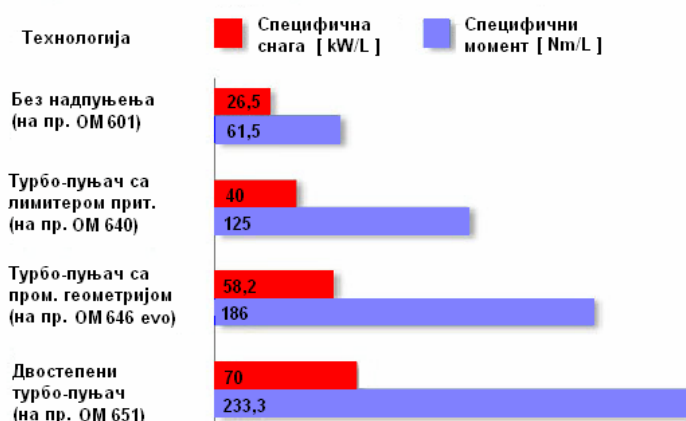
Усавршавање дизел мотора је интензивирано крајем прошлог века, када су уведени, за то време, строги прописи о емисији честица и азотових оксида. На слици 1.8 је дат хронолошки приказ увођења технологија које су обезбедиле испуњење важећих прописа у САД, као и њиховог утицаја на максималну ефикасност мотора [14].



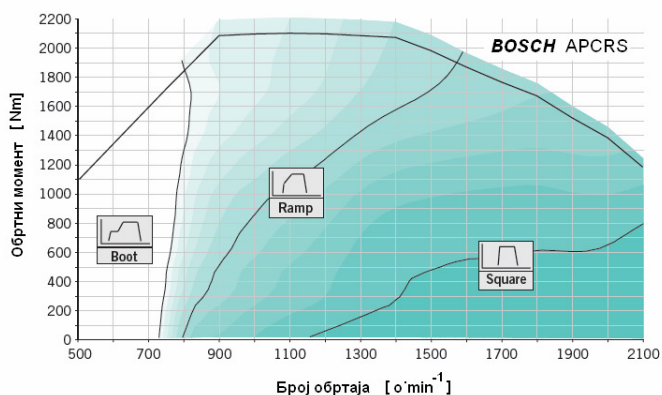
Слика 1.8 Утицај дизел технологија на емисију и економичност мотора теретних возила

- Електронска контрола параметара убризгавања уз умерено натпуњење је омогућила оптимирање радног процеса и решавање конфликта емисије честице↔азотни оксиди. У то време је дошло и до битних промена у формулацији карактеристика дизел горива: ограничен је садржај сумпора и полицикличних аромата, побољшане карактеристике упаливости, уз снижење температуре краја дестилације. Такође је почела широка примена нископепелних моторних уља. Ове мере су одложиле примену филтера честица који су захтевали честу регенерацију и повећавали потрошњу горива.
- Увођење система убризгавања високим притисцима уз високо натпуњење је довело до значајног смањења емисије честица, пораста оптерећења и ефикасности мотора.
- Даља ограничења емисије NO_x су решена применом рецикулације хлађених издувних гасова. Ова мера је неповољно утицала на процес сагоревања. Пад максималних температура сагоревања и продужено догоревање су смањили ефикасност мотора. Велика количина рецикулисаних гасова (и до 40 %) угрожава рад турбо-пуњача, па је проблем решен увођењем турбина са променљивом геометријом, или применом двостепеног турбо натпуњења.
- Истовремено смањење емисије NO_x и честица (прописи из 2007.) није могло да се реши само унутрашњим мерама, па је почела примена оксидационих катализатора и филтера честица. Ову технологију је пратило додатно ограничење садржаја сумпора у гориву Ниска сирова емисија честица и ефекти оксидационог катализатора смањују учесталост принудне регенерације, па је утицај на потрошњу горива занемарив.
- Стандарди из 2010. године су захтевали велико смањење емисије NO_x па је почела примена селективних редукционих катализатора (*Selective Catalytic Reduction*). У Европи је примена ових катализатора почела нешто раније, ступањем на снагу ЕУРО 4 регулативе (2005).

Карактеристике радног процеса савремених дизел мотора



Слика 1.9 Развој технологије турбо-пуњења и утицај на перформансе дизел мотора путничких возила MERCEDES-BENZ



Слика 1.10 Оптимирање закона убризгавања у радној области мотора OM 741 [16]

параметара (почетак, количина и закон убризгавања), као и могућност више фазног убризгавања, пружају могућност оптимирања радног процеса на релацији економичност-емисија-бука. На слици 1.10 је дат пример оптимирања закона убризгавања у радној области мотора OM 471 [16], где је примењен **BOSCH (Amplified Pressure Common Rail System)**, са максималним притиском убризгавања од 2100 bar.

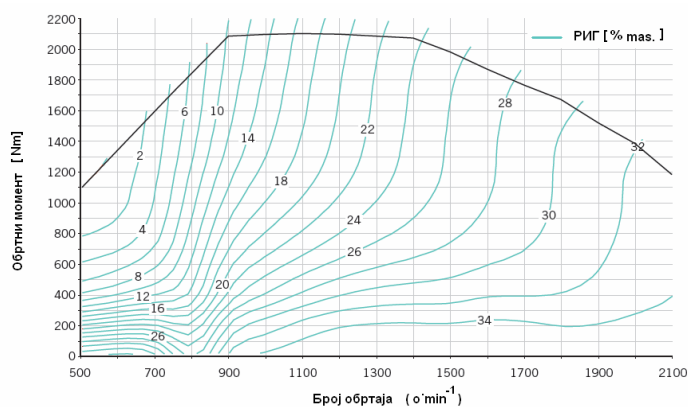
Рано убризгавање и сагоревање «пилот» количине горива обезбеђује повољне температурске услове у цилиндру. Рапидна хомогенизација и велика брзина сагоревања главне количине горива дозвољавају постављање тежишта сагоревања блиско СМТ, чиме се постиже висока ефикасност и компромисна сирова емисија NO_x /честице. Максималне вредности ефективног степена корисности су (43÷45) %

Високе вредности специфичног ефективног рада од око $3 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$ се, поред натпуњења, постижу одговарајућим вођењем процеса сагоревања. На овим режимима се вишестепеним убризгавањем постиже да процес интензивног довођења топлоте траје и у почетном делу такта ширења. Догоревање током ширења одржава високу температуру

По правилу ови мотори су четворотактни, турбо-пуњени са директним убризгавањем (комора сагоревања у клипу). Примена натпуњења (3÷4) bar и 4 вентила по цилиндру омогућавају високе вредности специфичне снаге и обртног момента. (слика 1.9). Савремени турбо-пуњачи са променљивом геометријом, као и примена више степеног турбо-пуњења омогућавају постизање готово константног обртног момента у широком опсегу броја обртаја. Због тога се данашњи аутомобилски дизел мотори у погледу динамичких особина приближавају класичним ОТО моторима.

Примена технологије убризгавања високим притисцима (преко 2000 bar) је учинила да формирање смеше не зависи од организације струјања пуњења, па тиме ни од брзинског режима мотора. Енергија убризганог, фино распршеног горива је доминантни чинилац процеса образовања смеше. Најширу примену има акумулаторски систем убризгавања «*Common Rail*». Константан притисак убризгавања, прецизна контрола

продуката сагоревања, па се експанзија теоријски може представити изотермском променом стања [2]. У поређењу са конвенционалним радним процесом максималне температуре циклуса су ниже, па је и сива емисија NO_x мања. Више температуре током експанзије погодују догоревању продуката непотпуног сагоревања и честица.



Слика 1.11 Рецикулација издувних гасова у радној области мотора OM 741 [16]

обезбедити асиметричним турбинским кућиштем, када се редукцијом улазног попречног пресека пригушује издув половине цилиндара [16]. Примена селективне каталитичке редукције високе ефикасности дозвољава више вредности сиве емисије NO_x , тако да се радни процес може оптимирати по критеријуму ефикасности без прекорачења граничне вредности емисије.

Брзина пораста притиска током сагоревања се контролише применом више степеног (секвенцијалног) убризгавања, или променом закона убризгавања, како је приказано на слици 1.10. Овим путем се редукује и бука сагоревања.

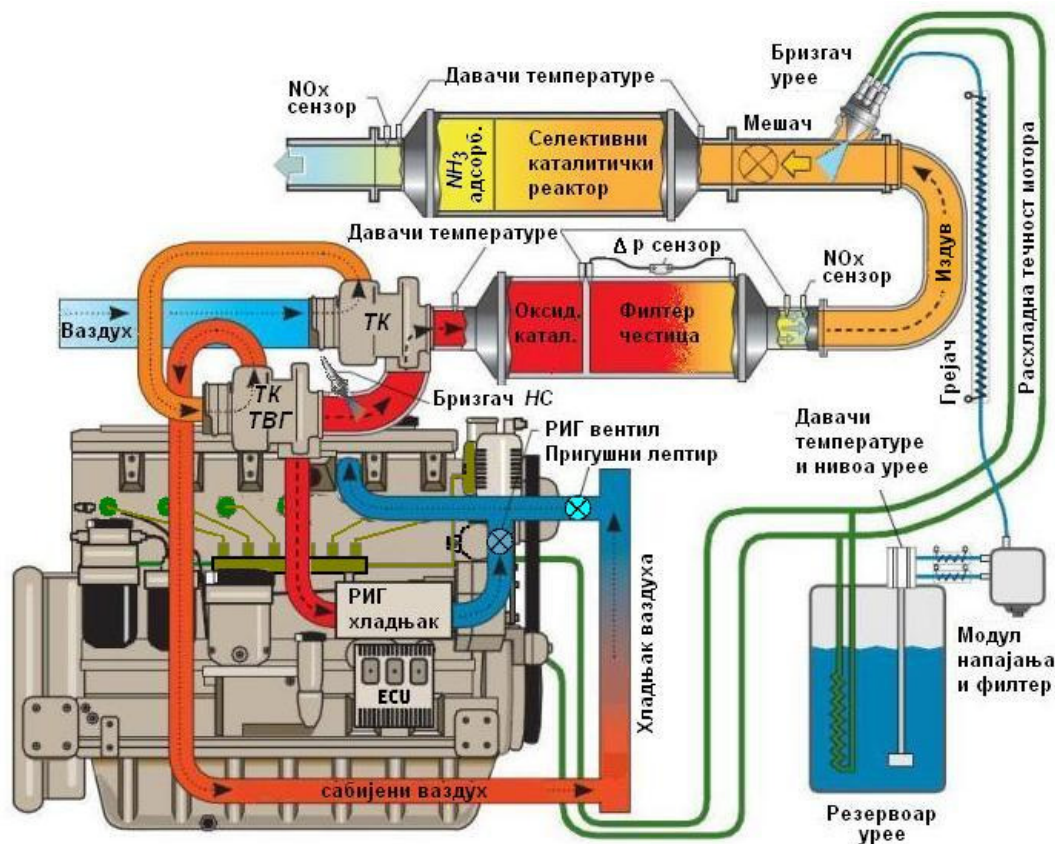
Накнадна обрада издувних гасова

Економичност, перформансе и емисија дизел мотора су тесно повезане категорије. Мере предузете за побољшање једне карактеристике, често су контра-продуктивне у погледу осталих. Савремени приступ решавању овог конфликта је да се радни процес оптимира у погледу економичности и перформанси уз прихватљиво ниску сирову емисију, која ће системом накнадне обраде бити сведена на прописане износе.

На слици 1.12 је приказана топологија модерног система накнадне обраде издувних гасова [15]. Оксидациони катализатор и филтер честица, у заједничком кућишту, постављају се на почетку издувног тракта, што ближе турбинском излазу. Оксидациони катализатор убрзава догоревање CO , HC и делимично честица. Филтер честица је углавном керамички (кордијеритни) монолит саћасте структуре, ефикасности (90÷95) % у опсегу пречника честица (20÷300) μm [17]. Он се периодично регенерише обгоревањем депозита честица. Температура неопходна за активацију овог процеса од око 600 °C се може постићи спонтано, на високим оптерећењима (режим само-регенерације). Када је температура гасова ниска, а пад притиска на филтру достигне критичну вредност, у издувну цев се убризгава гориво, и филтер се догрева све док се процес регенерације не устали. Ефикасан начин регенерације се може остварити на парцијалним режимима путем касног (током ширења) убризгавања малих количина горива. Током експлоатације долази до постепеног пораста отпора филтра због таложења негоривих материја, углавном

Рецикулација хлађених издувних гасова (РИГ) се примењује ради смањења сиве емисије NO_x . Зависно од радног режима она износи (2÷40) % од укупног масеног протока издувних гасова, а оптимална количина се регулише системом управљања у затвореној петљи (сензор NO_x иза филтра честица). Пригушење рецикулационог и усисног вода је један од начина регулације (приказано на слици 1.12). Потребан натпритисак у издувном воду се може

сулфата и фосфата. Трајност и ефикасност овог подсистема захтевају примену ултра ниско сумпорног горива (<10 ppm), ниску потрошњу и посебну формулацију моторног уља.



Слика 1.12 Концепција савременог дизел мотора [15]

Филтри честица нису ефикасни код пречника честица испод 10 μm , за које важи општа регулатива (PM₁₀ стандарди). Зато је поред специфичне масене емисије честица уведено и ограничење њиховог броја.

Проблем редукције азотових оксида у присуству кисеоника се решава применом селективног каталитичког реактора, са ефикасношћу конверзије NO_x изнад 90 %. Ова технологија се одавно користи код великих термичких постројења. Редукционо средство је амонијак који се развија из 32,5% воденог раствора урее. Утрошак овог новог погонског материјала износи (3-5)% од потрошње дизел горива.

Правци усавршавања дизел мотора

Извесни правци усавршавања возилских дизел мотора су:

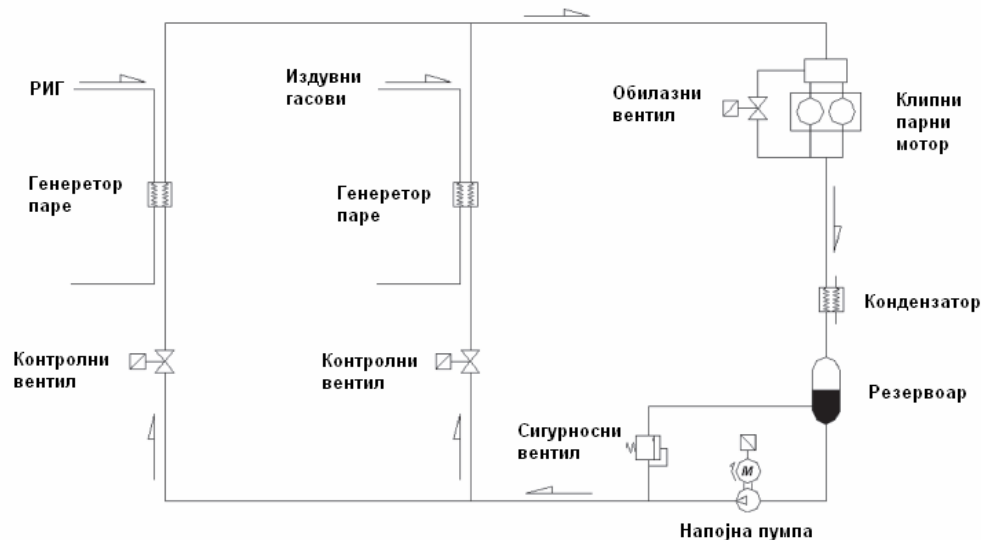
- Повећање максималног притиска сагоревања до $\approx 240 \text{ bar}$,
- Повећање притиска убризгавања до граница технолошких могућности ($\approx 4000 \text{ bar}$),
- Побољшање карактеристика система натпуњења (вишестепено надпуњење, варијабилна геометрија турбине, електрификација турбопуњача, софистицирано управљање),
- Електрификација опреме мотора (система за подмазивање и хлађење, серво управљача....), ради повећања механичког степена искоришћења,
- Рекулперација енергије издувних гасова.

Прве три активности су наставак тенденције форсирања мотора по специфичном индикаторском раду, када се циљане перформансе могу постићи мањом радном запремином мотора. У крајњем исходу овакви мотори су мањих димензија, па се у агломеричкој литератури ова тенденција означава као «*DOWNSIZING*».

Као последица се јављају повећана механичка и термичка оптерећења виталних делова мотора. Зато се уводе новине у конструктивним решењима везе непокретних делова (цилиндарска глава-блок цилиндара-главни лежајеви коленастог вратила [18]) и профила лежајева коленастог вратила [19]. За израду клипова се користе нове формулације термички обрадивих легура алуминијума високе чврстоће или легирани челични лив [20].

Електрификација опреме мотора дозвољава оптимално димензионисање система са аспекта потребне погонске снаге. Остварује се комбиновањем механичког и електромоторног погона. Софистицираним управљањем ови мехатронички системи побољшавају механички степен искоришћења мотора.

Рекуперација енергије издувних гасова је стара идеја, до скоро примењивана само код стационарних постројења. Савремена истраживања [21, 22] показују да се применом Ранкиновог циклуса и клипног парног мотора, из унутрашње енергије издувних гасова возилског мотора може добити додатних (3÷6)% механичког рада (у односу на ефективни рад мотора). Ниже вредности се остварују у динамичким режимима (ЕТС испитни тест), док се максимални добитци остварују на стационарном режиму мотора. Парни мотор по правилу није спрегнут са коленастим вратилом мотора СУС, већ погони електрогенератор. Тиме су избегнути додатни трансмисиони губици и омогућена максимална ефикасност система. Шематски приказ једног оваквог система је дат на слици 1.13.



Слика 1.13 Шематски приказ система за рекуперацију енергије издувних гасова возилских дизел мотора *AVL –WHR (Waste Heat Recovery system)* [21]

Сматра се да применом свих побројаних мера ефективни степен искоришћења возилских дизел мотора може достићи максималних (51÷53)% [23].

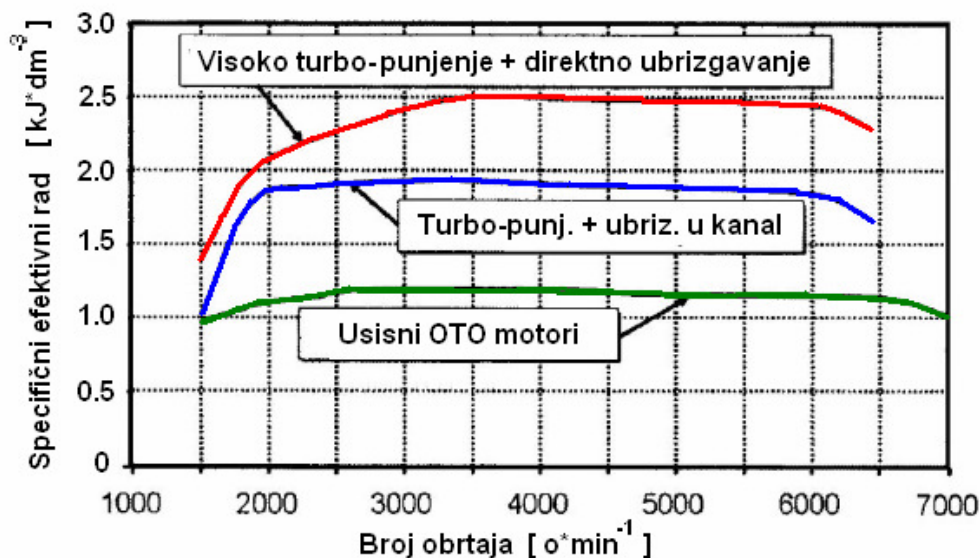
1.4.2 Ото мотори

Аутомобилски ото мотори су први обухваћени рестриктивном регулативом у погледу еколошких карактеристика и економичности. У великосеријској производњи су углавном заступљене усисне варијанте, опремљене електронским системима појединачног убризгавања и паљења. По правилу су опремљени трокомпонентним катализаторима, па се управљање системом напајања се врши у затвореној петљи. Често је у примени и техника рецикулације издувних гасова. Може се рећи да је ово стандардна топологија која се у зависности од произвођача јавља у више варијетета.

Напредне технологије које се примењују код аутомобилских ото мотора са циљем побољшања перформанси и економичности су:

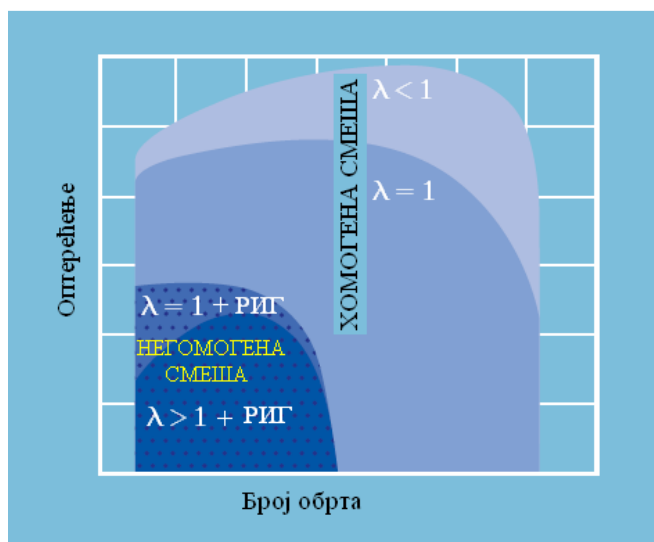
- турбо-надпуњење уз смањење радне запремине /броја цилиндара (*Downsizing*)
- слојевито образовање смеше (убризгавање горива директно у цилиндар),
- варијабилна шема развода и/или варијабилна актуација вентила.

До скоро је турбо-надпуњење имало ограничену примену, углавном код произвођача ексклузивних спортских и возила више класе. Смањење радне запремине редуцијом броја цилиндара је једна од мера за побољшање механичког степена искоришћења, док се високим турбо-натпуњењем се задржавају погонске перформансе. На слици 1.14 су приказане могућности разних концепција за форсирање ото мотора по оптерећењу.



Слика 1.14 Утицај технологије турбо-пуњења на ефективни рад ОТО мотора [2]

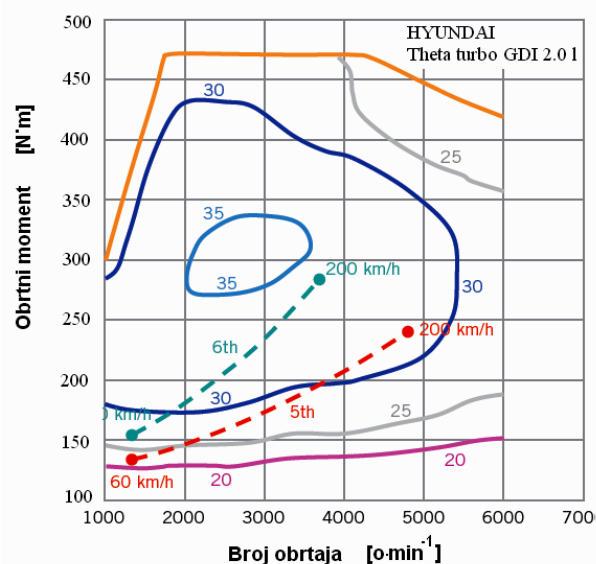
Технологија убризгавања бензина директно у цилиндар је омогућила усавршавање принципа слојевитог пуњења (*SCE- Stratified Charge Engine*). Суфикси којим произвођачи указују на примену ове технологије су многобројни: MITSUBISHI `GDI` (*Gasoline Direct Injection*); MAZDA-`DISI` (*Direct Injection Spark Ignition*); FORD-`SCI` (*Smart Charge Injection*) и `GTDI` (*Gasoline Turbocarged Direct Injection*), MERCEDES- `CGI` (*Charged Gasoline Injection*); VOLKSWAGEN-AUDI `FSI` (*Fuel Stratifid Injection*)...



Слика 1.15 Карактеристике радног процеса ОТО мотора са директним убризгавањем горива [24]

непригушен. Типични распоред појединих процеса у радној области мотора је приказан на слици 1.15

Унутрашње образовање смеше допушта повишен степен компресије без опасности од појаве детонантног сагоревања, а могућност рада са сиромашном смешом и квалитативна регулација оптерећења су «дизел» атрибути радног процеса ових мотора. Захваљујући ниским пумпним губицима, високом ефективном степену компресије и потпуном сагоревању, на овим режимима је потрошња нижа и преко 25 % [25].



Слика 1.16 Ефикасност модерног ОТО мотора са директним убризгавањем [26]

Ово су мултипроцесни мотори који користе течна «ото» горива, имају систем за паљење смеше, као и могућност регулације количине радне материје попут класичних ото мотора. На пуној снази и при наглом оптерећењу раде са хомогеном, богатом смешом по ОТО обрасцу. На средњим оптерећењима смеша је хомогена, стехиометријска, без примене рецикулације издувних гасова. Ови режими се остварују контролисаним пуњењем цилиндра и раним убризгавањем горива, ради хомогенизације смеше. На ниским оптерећењима смеша је изразито нехомогена и раслојена, глобално веома стехиометријска или веома сиромашна ($\lambda \approx 35$), док је усисни вод

На слици 1.16 је приказана универзална карактеристика ефективног степена корисности [%] модерног турбо-пуњеног мотора са слојевитим образовањем смеше. Захваљујући директном убризгавању горива имају изузетне стартне особине, што се користи у условима градске возње са учесталим радом на празном ходу. Аутоматско искључивање и покретање мотора доноси додатне уштеде у експлоатационој потрошњи горива.

Главни проблем им је просторна и временска организација процеса раслојавања смеше и њено поуздано упаљење [27]. Као последица рада са нехомогеном смешом јавља се и типичан «дизел» проблем - честична емисија.

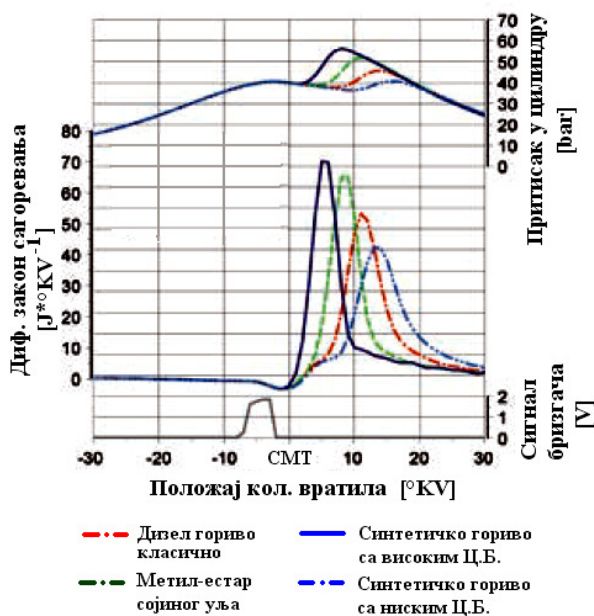
1.4.3 Мотори са компресионим паљењем хомогене смеше

Компресионо паљење хомогене смеше је систем сагоревања који се интензивно истражује задњих десетак година. Интернационална ознака ове технологија је *HCCI* (*H*omogeneous *C*harge *C*ompression *I*gnition). Суфикси којим произвођачи означавају примену овог принципа су: MERCEDES- `Dis-Otto`; VOLKSWAGEN- `CCS` (*C*ombined *C*ombustion *S*ystem)... Овај систем сагоревања се може применити како на дизел, тако и на ото моторима.

И ови мотори имају мултипроцесни рад: при високим оптерећењима и на динамичким режимима раде као конвенционални, а на квазистационарним ниским и умереним оптерећењима раде у HCCI моду. Главне одлике овог принципа сагоревања су: рад са сиромашном хомогенизованом смешом, контролисано самопаљење и готово симултано сагоревање по читавој запремини смеше. Могућност рада при релативно високим степенима компресије и краткотрајно, потпуно сагоревање обезбеђују високу економичност. У односу на сагоревање фронтом пламена имају вишеструко нижу емисију NOx [28]. Упркос рапидном сагоревању нема појаве детонантног ударног таласа, јер мноштво центара упаљења уједначава локалне вредности притиска по комори.

Главни проблем овог система сагоревања је изузетна осетљивост момента паљења на промену параметара пуњења (температура и притисак). Уске толеранције ових параметара се, упркос примени сложених система аутоматског управљања, не могу остварити у читавој радној области мотора, посебно на високим оптерећењима. Са друге стране, постоји велики број могућности за контролу HCCI процеса, што ову тему чини актуелном. На располагању су [29]:

- променљив геометријски степен компресије,
- променљив ефективни степен компресије (варијабилна вентилска активација),
- контролисано предгревање пуњења,
- рецикулација издувних гасова (интерна или екстерна),
- примена горива са различитим карактеристикама упаљивости (двогориви системи напајања са могућношћу контролисаног мешања горива).



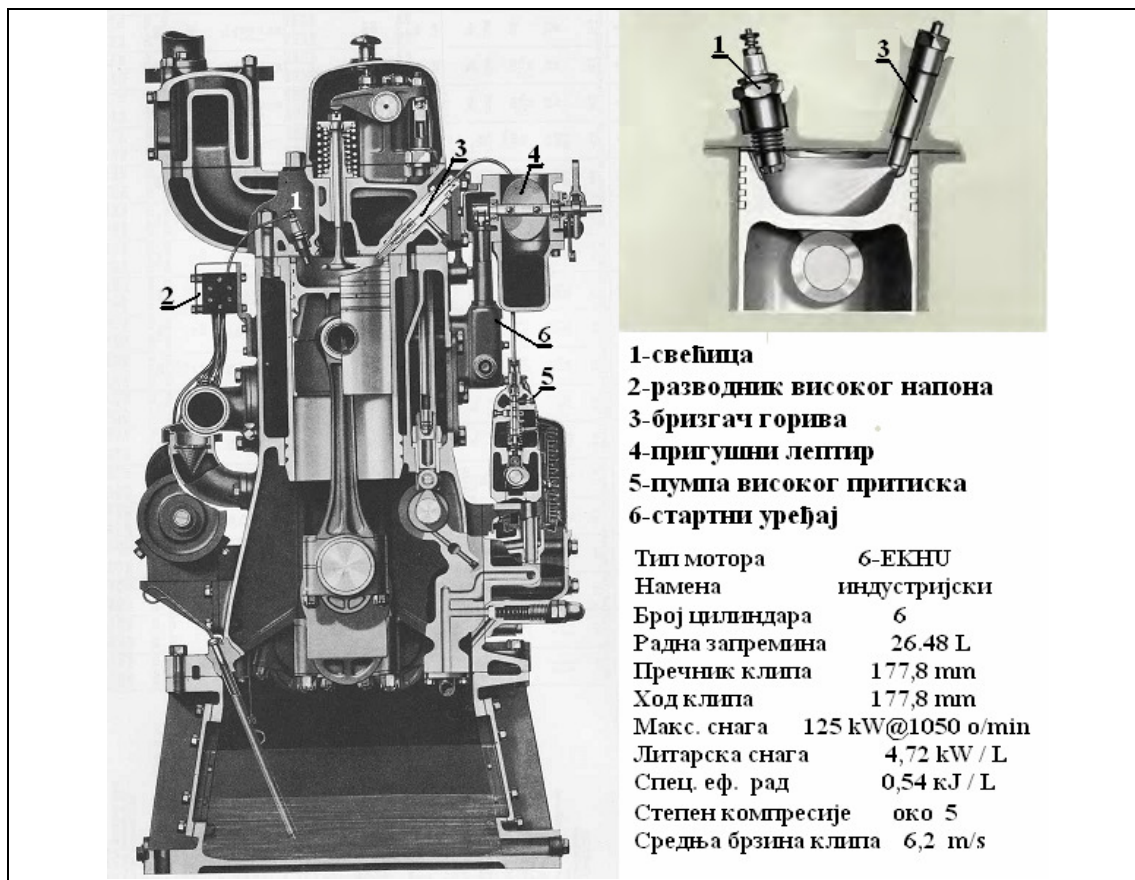
Слика 1.17 Утицај врсте горива на ток HCCI радног процеса

На слици 1.17 је приказан утицај врсте горива на радни процес дизел мотора у HCCI радном моду [30]. Доминантан утицај има карактеристика упаљивости горива, исказана преко цетанског броја- СВ. Из закона сагоревања и тока притиска се види да горива са бољом упаљивости остварују интензивније и краткотрајно сагоревање, са тежиштем сагоревања блиско СМТ. Тиме се постижу виши максимални притисци и боља ефикасност.

Једна од одлика сагоревања хомогене смеше је и ниска емисија честица $[g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]$. Са друге стране, емитоване честице имају субмикронске димензије, па се тешко елиминишу применом постојеће технологије филтрирања.

1.4.4 Хеселманов мотор

Ова оригинална концепција мотора СУС, шведског инжењера Хеселмана (*Книт Jonas Elias Hesselman 1877–1957*), појавила се касних двадесетих година прошлог века. Тада описиван као «хибрид ОТО и ДИЗЕЛ мотора», он је са данашњег становишта први мултипроцесни вишегориви мотор.



Слика 1.18 WAUKESHA-HELSELMAN мотор тип 6-ЕКНУ (1940. год.) [32], [33]

Применом убризгавања бензина директно у цилиндар и принудним паљењем нехомогене смеше (карактеристике савремених ОТО мотора са слојевитим пуњењем), решен је проблем хладног старта и загревања мотора. Након тога се, без заустављања мотора, помоћу главног система убризгавања, прелазило на рад са тежим горивима. Због ниског степена компресије у цилиндру нису постижане температуре самопаљења. Гориво убризгавано пред крај компресије је интензивно испаравало, док је сагоревање иницирано и контролисано принудно системом паљења. Дуг период загревања на ниским оптерећењима је узроковао непотпуно сагоревање, јаку емисију дима, и отказ свећица, што је и био главни недостатак ових мотора

Хеселманов мотор је одликовала вишегоривост у правом смислу те речи. Са данашњег становишта, тешко је наћи пандан тадашњим горивима чије су карактеристике одступале од рафинерије до рафинерије, од региона до региона. Поред дизел горива (лаког, средњег и тешког), ови мотори су могли са користе и знатно јефтинеја горива:

лож-уља, средње петролејске дестилате, керозин, «тракторска» лако испарљива уља, катранска уља, бункерска уља...

Хеселманови мотори су коришћени за погон тешких теретних возила и аутобуса од стране шведских произвођача: *SCANIA-VABIS* (до 1936), *VOLVO* (до 1947) *TIDAHOLMS BRUK* (садашња фирма *ATLAS-COPCO*) [31]. Из аутомобилске примене су их потиснули економичнији преткоморни дизел мотори.

Почев од 1932., па све до 1951. године ови мотори су у индустријској варијанти израђивани од стране фирме *WAUKESHA MOTOR COMPANY*, Висконсин, САД. [32]. Мотор је усавршен уградњом стартног система за напајање бензином у усисном воду (распршивач-прајмер). Низак степен компресије уз регулацију угла претпаљења (у функцији броја обртаја и оптерећења), омогућили су мекан рад са ниским вредностима максималног притиска- попут ОТО мотора. У односу на конкурентне дизел моторе тог времена имали су : мању масу (нижа механичка оптерећења), ниже експлоатационе трошкове (цена горива и висока поузданост), као и могућност лаке конверзије у карбураторску варијанту. Тиме се сортимент основних горива проширио на бензине, природни гас и течни нафтни гас. Ове предности су однеле примат над нешто већом потрошњом. На слици 1.18 је приказан уздужни пресек једног из фамилије индустријских мотора са одговарајућим техничким карактеристикама [33].

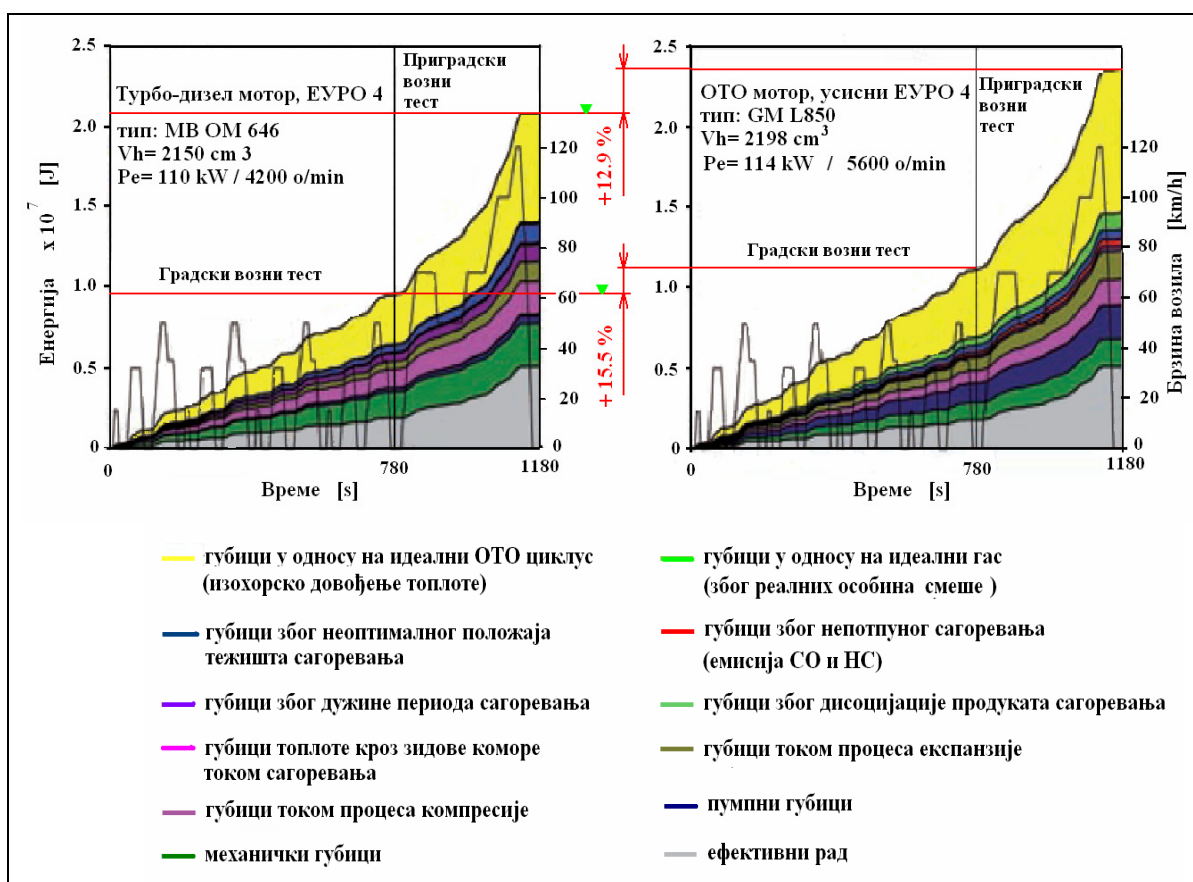
1.5 Побуде за истраживање мултипроцесног ОТО-ДИЗЕЛ радног процеса и полазне хипотезе

Савремени развој мотора карактерише увођење ефективних технологија за управљање радним процесом (унутрашње мере) и накнадну обраду издувних гасова (спољашње мере). Један од перспективних путева усавршавања мотора СУС је комбиновање карактеристичних принципа ОТО и ДИЗЕЛ радних процеса у одређеним радним областима мотора. Крајњи циљ је повећање ефикасности радних режима са ниским степеном искоришћења и редукција сирове токсичне емисије. У табели 1.1 је дат преглед главних карактеристика радних процеса савремених возилских мотора. Свака од карактеристика радног процеса има изворних предности и мана. Те предности су по правилу наглашене у ограниченом делу радне области, тако да је она код ових мотора подељена на зоне са различитим модовима рада. Реалне разлике у ефикасности ото и дизел мотора се могу сагледати поређењем у идентичним условима експлоатације.

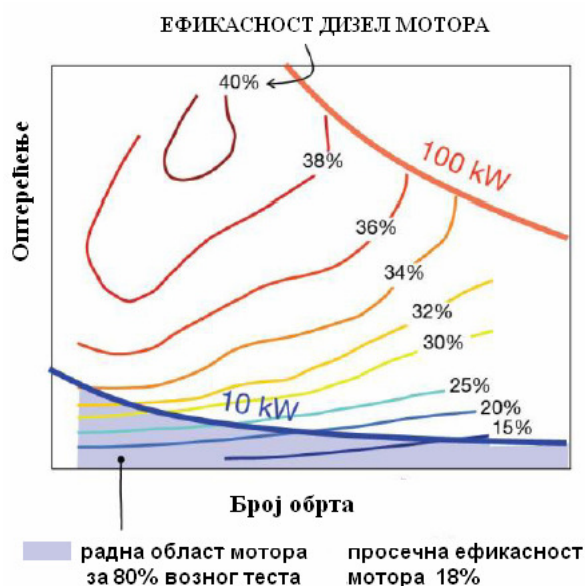
Добар приступ је коришћење стандардног возног теста за сертификацију емисије путничких возила. На слици 1.18 је дат упоредни приказ кумулативне структуре губитака дизел и ото мотора сличних перформанси, технолошког нивоа ЕУРО 4, при погону истог возила.

Табела 1.1 Карактеристике радних процеса савремених мотора СУС

		Главне карактеристике радног процеса					
		Формирање гориве смеше	Хомогеност гориве смеше	Глобални састав смеше	Регулација оптерећења	Паљење смеше	Начин сагоревања
Радни процес	ОТО	спољашње	хомогена	стехиом. / богата	квантитативна	принудно	фронтом плам.
	ДИЗЕЛ	унутрашње	нехомогена	сиромашна	квалитативна	самопаљење	дифузно
	GDI	унутрашње	нехомогена хомогена	сиромашна стехиом. / богата	квалитативна квантитативна	принудно	дифузно фронтом плам.
	HCCI	спољ. / унутр. унутрашње	хомогена нехомогена	сиромашна	квалитативна	самопаљење	симултано дифузно



Слика 1.18 Структура губитака ДИЗЕЛ и ОТО мотора током Европског возног теста NEDC(New European Driving Cycle- hot running conditions) [31]



Слика 1.19 Коришћење радне области дизел мотора при тестирању NEDC [32]

Структура губитака је одређена експериментално-рачунском методом [31]. Укупна енергија је одређена преко потрошње горива, ефективни рад мерењем снаге на ваљцима, уз индицирање ради одређивања индикаторских параметара и калибрације прорачунског модела. За израчунавање максималног расположивог индикаторског рада је коришћен термодинамички циклус са изохорским довођењем топлоте (теоријски Ото циклус са идеалним гасом). Структурирање губитака приказано је вршено путем прорачуна.

Треба напоменути да се у посматраном случају за извођење 80% теста ангажује испод 1/10 номиналне снаге мотора. Са дијаграма на слици 1.19 се види да тада мотор углавном ради у области ниске ефикасности

Са слике 1.18 се види да за извођење Градског возног теста (780 s) ото мотор ангажује 15.5% енергије више у односу на упоредни дизел мотор. На крају теста та разлика се смањује на 12.9% због повишеног оптерећења током извођења Приградског возног теста.

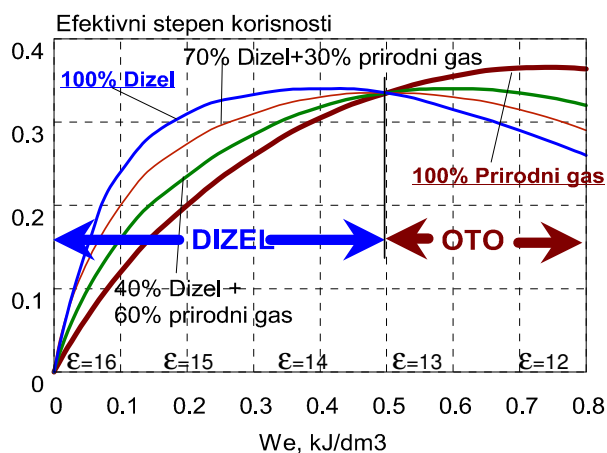
Анализом структуре губитака се види да дизел мотор има предност у погледу термодинамичког степена искоришћења (виши степен компресије), пумпних губитака, губитака због непотпуног сагоревања, губитака везаних за реалне особине пуњења (експонент политропе ваздуха је већи од експонента политропе бензинске смеше) и губитака услед дисоцијације продуката сагоревања.

Ото мотор има предност у погледу механичких губитака, губитака услед коначне брзине сагоревања, а тежиште сагоревања је у оптималном положају (8°KV после СМТ).

1.5.1 Претходна истраживања

Анализа расположивих литературних података је показала да мултипроцесни принцип вођења радног процеса има значајне потенцијале у побољшању економичности и редукцији емисије мотора СУС [33].

Ранија експериментална истраживања утицаја степена компресије на карактеристике ОТО радног процеса, са метанолом као горивом, показују да су оптималне вредности $\varepsilon \approx (12-13)$ [34]. Експериментална истраживања у овој дисертацији су вршена на истом базном мотору, уз примену етанола као једног од горива. Како су ова алкохолна горива сличних анти-детонационих особина, као максимална вредност геометријског степена компресије усвојено $\varepsilon < 13$.



Слика 1.20 Ефикасност двогоривог радног процеса (дизел гориво + природни гас) [35].

На истом базном мотору су вршена и испитивања карактеристика радног процеса у двогоривој варијанти. Природни гас је у виду хомогенизоване смеше дозирован помоћу мешача у усисном воду, док је дизел гориво убризгавано на стандардан начин. Паљење је остварено по ДИЗЕЛ принципу. Такође је анализиран утицај степена компресије.

Са дијаграма на слици 1.20 се види да на нижим оптерећењима (испод $0,5 \text{ kJ-dm}^{-3}$), најбољу ефикасност мотор има при одвијању ДИЗЕЛ радног процеса (нехомогена смеша са дифузним сагоревањем). На већим оптерећењима највише степене корисности остварује ОТО радни процес (хомогена смеша, сагоревање фронтом пламена). Такође се види да су ефикасности ОТО и ДИЗЕЛ радних процеса релативно високе у области геометријског степена компресије $\varepsilon \approx 13$

Испитивања утицаја степена компресије на ток процеса сагоревања и емисију дизел мотора [36] су показала да је рад дизел мотора са ниским степеном компресије ($\varepsilon=12,1$) могућ са горивима чији је цетански број >52 . Такође је показано да емисија честица опада са снижењем степена компресије.

Био-дизел гориво на бази метил-естра масних киселина је перспективно гориво. Његова карактеристика упаљивости у великој мери зависи од порекла сировине, степена

естерификације, па и старости. Зато у литератури има знатних одступања овог податка. Зато је развијена сопствена моторска метода за прецизно одређивање цетанског броја дизел горива [37]. Стандардна моторска метода је модификована како би у опиту била могућа употреба серијског мотора (базни мотор коришћен у овој дисертацији).

Део истраживања током израде ове дисертације је већ публикован. Како ће касније бити детаљно разматрани, на овом месту их само наводим:

- Еколошке и енергетске карактеристике дизел мотора при раду са био-дизел горивом су разматране у раду [38].
- Експериментално одређивање параметара двоструке Вибеве функције при раду мотора са био-дизел горивом је разматрано у раду [39].
- Карактеристике система паљења мултипроцесног мотора типа варничара су презентирани у раду [40].

1.5.2 Основне хипотезе

На основу анализе доступних литературних података и досада стечених искустава постављам следеће хипотезе:

Комбинацијом ОТО и ДИЗЕЛ радних модова у истом цилиндру возилског мотора може се постићи боља ефикасност и повољнији састав издувних гасова у односу на искључиве ОТО и ДИЗЕЛ модове. На ниским и умереним оптерећењима дизел мотори имају економичнији рад због потпунијег сагоревања и ниских пумпних губитака. Тада им је емисија продуката непотпуног сагоревања (угљенмооксида *СО* и несагорелих угљеводоника *НС*) и честица *РМ* веома ниска. На вишим и високим оптерећењима економичност ото мотора расте, сирова гасна емисија има повољан састав за примену каталитичке конверзије, док је емисија честица занемарива. Идентификација радних карактеристика мултипроцесног мотора ће омогућити дефинисање радних области у ОТО и ДИЗЕЛ модовима.

Реализација ОТО и ДИЗЕЛ радних модова у истом цилиндру захтева компромисни избор геометријског степена компресије ϵ . Ото и дизел радни процеси имају опречне захтеве у погледу степена компресије. Код ото мотора је вредност овог параметара ограничена појавом детонантног сагоревања на високим оптерећењима. Са друге стране, дизел моторима одговарају високе вредности степена компресије због повољнијих услова за образовање смеше и сагоревања. Зато степен компресије мултипроцесног мотора мора бити виши од уобичајених вредности за ото моторе, а нижи од оних за конвенционалне дизел моторе.

Карактеристике погонских горива мултипроцесног мотора имају битан утицај на дефинисање радних области у ОТО и ДИЗЕЛ моду. Ова хипотеза је директна последица претходне. Обзиром на релативно висок степен компресије, за ОТО мод су пожељна горива високе отпорности на детонантно сагоревање (висок октански број). За ДИЗЕЛ мод су подесна горива са бољим карактеристикама самопаљења (висок цетански број), обзиром да је степен компресије сада релативно низак.

Дуготрајан рад мултипроцесног мотора у ОТО или ДИЗЕЛ моду може довести до отказа система за убризгавање дизел горива или система за паљење респективно. Током рада у ОТО моду систем за убризгавање дизел горива је неактиван, врх бризгача је изложен дејству високе температуре па постоји реална опасност од његовог запекнућа. Током рада у ДИЗЕЛ моду постоји реална опасност од стварања електропроводног депозита на свећици која не може да постигне температуру самочишћења.

2. РЕАЛИЗАЦИЈА МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА

2.1 Експериментални мултипроцесни мотор

Концепцијске разлике између конвенционалних ото и дизел мотора, дате у табели 2.1, условљене су особинама коришћених горива. Кључне су разлике у испарљивости, упаљивости и начину сагоревања између моторних бензина и дизел горива.

Табела 2.1 Концепцијске разлике између ото и дизел мотора

КОНЦЕПЦИЈА	ОТО МОТОР	ДИЗЕЛ МОТОР
образовање гориве смеше	спољашње	унутрашње
карактеристика смеше	хомогена	нехомогена
упаљење горива смеше	принудно	самопаљењем
регулација оптерећења мотора	квантитативна	квалитативна

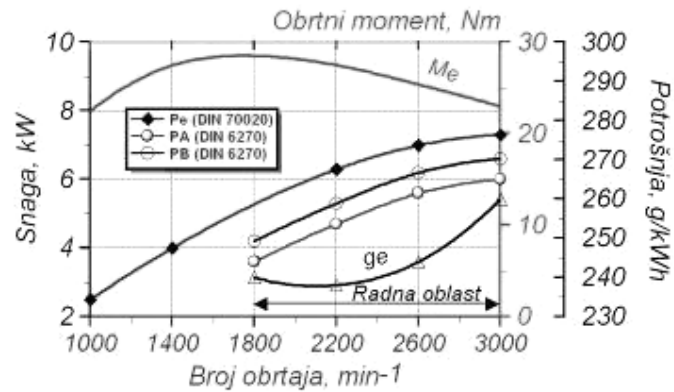
Конструктивне разлике (геометријски степен компресије, облик коморе за сагоревање, шема развода...), као и разлике у опреми ото и дизел мотора, последице су ових концепција.

Мултипроцесни мотор мора да обезбеди могућност реализације и ото и дизел радног циклуса у истом цилиндру. Зато он треба да има два система за напајање горивом и систем за паљење. Главни конструктивни проблем представља избор оптималног геометријског степена компресије мотора због опречних захтева ото и дизел радних циклуса. Висок степен компресије ($\epsilon > 17$) повољно утиче на одвијање дизел циклуса (интензивније испаравање горива, краћи период изостанка упаљења, лакши старт мотора), док је код ОТО циклуса неповољан због појаве детонантног сагоревања.

2.2 Базни мотор

Експериментални мотор је реализован реконструкцијом мотокултиваторског једноцилиндричног, ваздухом хлађеног дизел мотора са директним убризгавањем DMВ 3DA450, произвођача "21 мај - Београд". Овај мотор (слика 2.1.) изабран је из више разлога:

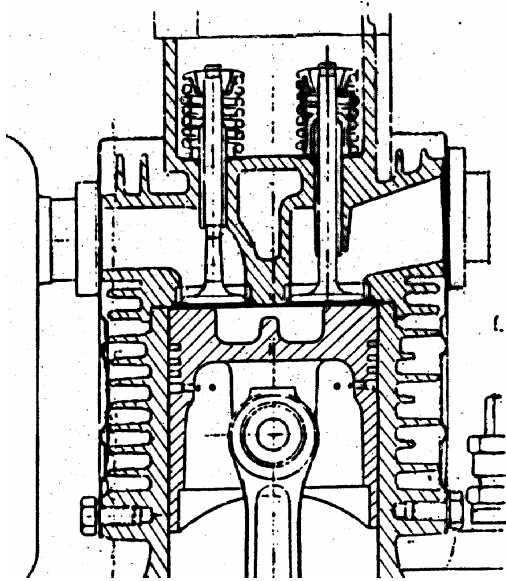
- мотор је јефтин, домаће производње, а резервни делови су лако доступни,
- погодан је за истраживања радног циклуса (нема међуцилиндарске разлике циклуса),
- конверзија дизел мотора у ото варијанту је једноставна,
- реконструкција ваздухом хлађене цилиндарске главе је практично могућа,
- једноставна промена геометријског степена компресије заменом клипа (клипови са различитим запреминама коморе за сагоревање).



Слика 2.1 Изглед базног мотора 3DA450 и његове декларисане брзинске карактеристике

Табела 2.2 Карактеристике и технички подаци базног мотора DMB 3DA450 [41]

Тип / фабр. број	3 DA 450 modul 328 / 2175703
Врста мотора:	1-цилиндарски., 4-тактни дизел мотор са директним убризгавањем
Намена мотора:	погон малих пољопривредних и грађевинских машина, електро-генератора
Хлађење	ваздухом, принудно без регулације
Радна запремина	$V_h = 454 \text{ cm}^3$
Пречник / ход клипа	$D / S = 85 / 80 \text{ mm/mm}$
Степен компресије	$\epsilon = 17,5$
Радна област по броју обртаја	$n = (1800 \div 3000) \text{ o/min}$
<u>Максимална снага мотора ($\pm 5\%$):</u> - према DIN 70020 - према DIN 6270 (блокирана П.В.П.) - према DIN 6270 (блокирана П.В.П.)	$n_p = 3000 \text{ o/min}$ $P_e = 7,3 \text{ kW}$ (краткотрајна снага) $P_A = 6,0 \text{ kW}$ (ограничено време рада сходно намени) $P_B = 6,6 \text{ kW}$ (фабричко подешавање)
Максимални обртни момент	$M_{e_{max}} = 28 \text{ Nm}$ при $n_M 1700 \text{ o/min}$ (одговара кривој снаге P_e)
Специфична ефективна потрошња горива	$g_e = 262 \text{ g/kWh}$ (режим макс. снаге P_B)
<u>Опрема за убризгавање горива:</u> - пумпа високог притиска (П.В.П.) - регулатор броја обртаја - угао предубризгавања - бризгач - притисак отварања бризгача	систем <i>пумпа-цев-бризгач</i> моноблок, IPM-YPFPR170YS6459/311 свережимски механички $\alpha_{pu} = 18,5 \text{ }^\circ\text{KV}$ фиксно (фабричко подешавање) затвореног типа, IPM-YKBL78S120/4 $p_{ob} = 125 \text{ bar}$
<u>Разводни механизам:</u> - зазор усисног вентила - зазор издувног вентила - усисни вентил отвара - усисни вентил затвара - издувни вентил отвара - издувни вентил затвара	са брегастим вратилом у блоку мотора 0,15 mm 0,20 mm 16° KV пре SMT 40° KV после UMT 40° KV пре UMT 16° KV после SMT
<u>Електро-опрема мотора</u> - алтернатор - регулатор пуњења - електро-покретач	интегрални, 10-полни, са перманентним магнетом у замајцу стабилилисани усмерач 13,8 V/ 90 W 18 A _{MAX} BOSCH



Слика 2.2 Попречни пресек коморе за сагоревање базног мотора

Према препоруци произвођача, радна област мотора по броју обртаја је $(1800 \pm 3000) \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$, управо у области стабилног дела карактеристике обртног момента. Међутим, постоје још два разлога за увођење овог ограничења.

Прво, због једноставности система за убризгавање угао предубризгавања α_{pu} је непроменљив и оптимизиран је за више бројеве обртаја. При високим оптерећењима на нижим бројевима обртаја долази до пораста максималног притиска, при чему се максимум приближава положају СМТ. То доводи до механичког преоптерећења и брутално "тврдог" рада мотора.

Са друге стране, систем ваздушног хлађења мотора (опет због једноставности конструкције) нема регулацију. Лопатично коло вентилатора је израђено интегрално са замајцем, тако да проток ваздуха и интензитет хлађења зависе

искључиво од броја обртаја мотора. За висока оптерећења на ниским бројевима обртаја систем хлађења је потдимензионисан па постоји опасност од прегревања.

Следећа карактеристика овог мотора је шема развода, која је типична за дизел моторе са директним убризгавањем. Она је симетрична, са релативно великим преклопом вентила (32° KV), тако да обезбеђује испирање коморе за сагоревање. Велики преклоп вентила постаје проблем при конверзији овог мотора у ото варијанту зато што се сада испирање коморе не врши ваздухом, већ горивом смешом из усисног система. Последице ове појаве су: повећана потрошња; пораст емисије несагорелих угљоводоника; разлика у саставу издувних гасова у цилиндру и издувном систему.

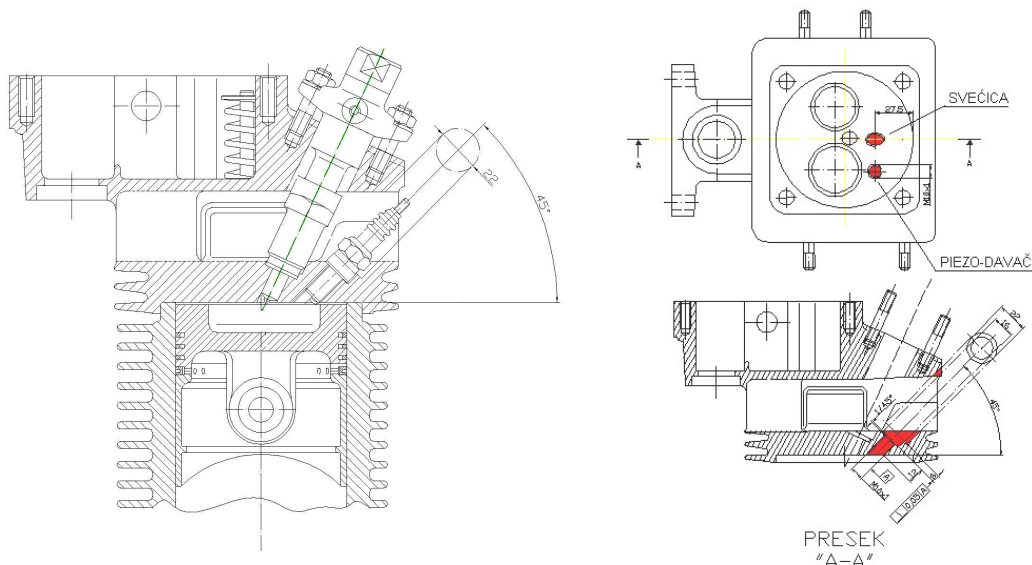
2.3 Реконструкција базног у мултипроцесни експериментални мотор

Ради постизања мултипроцесних особина мотора и спровођења експеримента извршен је низ активности које се грубо могу разврстати на следеће:

- реконструкција постојећих делова мотора;
- опремање мотора додатним склоповима, давачима и актуаторима;
- опремање мотора микроконтролерским системом управљања;
- конструкција система за паљење и напајање горивом (ото мод);
- израда пратећих лабораторијских инсталација за: индицирање, мерење протока ваздуха, напајање и мерење потрошње горива, мерење издувне емисије, напајање електричном енергијом 12 V,...

2.3.1 Реконструкција цилиндарске главе

Преправка цилиндарске главе је извршена ради уградње свећице и пиезо-електричног давача притиска. Ма како то изгледало једноставно након извођења (слике 2.3, 2.4 и 2.5), у пракси је прилично компликовано.

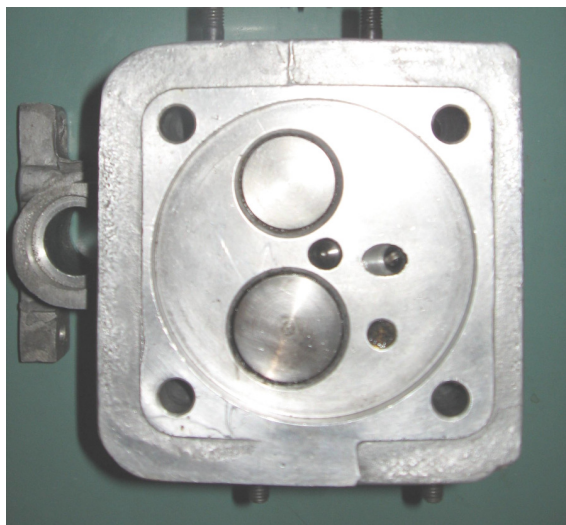


Слика 2.3 Студија могућности уградње свећице и радионички цртеж преправке цилиндарске главе

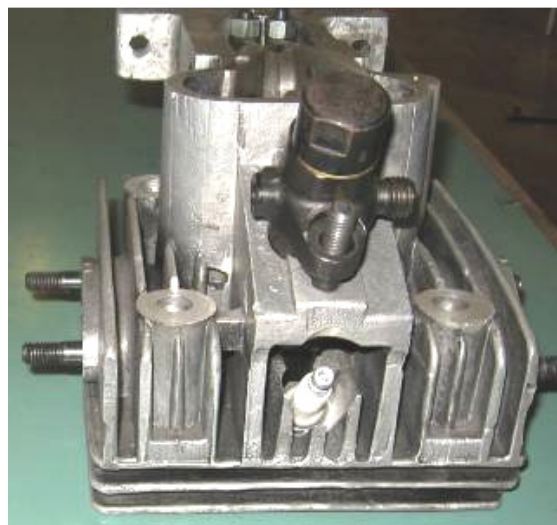
Уградња две додатне позиције у веома скученом расположивом простору је праћена захтевима: да свећица буде што ближе комори за сагоревање и да је лако заменљива, да се не угрози механичка чврстоћа главе, да уклањање расхладних ребара буде минимално.

Израда отвора за постављање давача притиска није представљала већи технички проблем.

Изабрана је најмања "хладна" свећица са дугим навојем М 10х1 mm, тренутно доступна на тржишту. Прецизност позиционирања свећице је захтевала израду помоћног калибратора за одређивање дубине глодања заптивне површине отвора свећице. Косо постављање свећице је условило појаву клинастог "цџа" у цилиндарској глави, запремине $0,5 \text{ cm}^3$, што представља зону са лошим искоришћењем ваздуха при сагоревању у дизел моду.

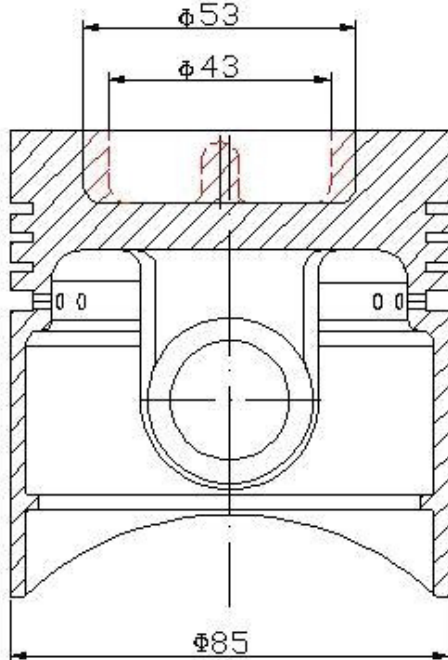


Слика 2.4 Преправљена цилиндарска глава



Слика 2.5 Спољни изглед цилиндарске главе

2.3.2 Реконструкција клипа и одређивање геометријског степена компресије



Реконструкција клипа је спроведена ради остварења циљаног геометријског степена компресије. При томе је посебно разматран облик коморе у којој ће се сада одвијати сагоревање дифузним пламеном у дизел моду, као и фронтном пламена у ото моду.

У фабричкој изведби мотор има степен компресије $\varepsilon = 17,5$, са комором у клипу пречника $\Phi 43\text{mm}$. (73% компресионе запремине). Комора је ексцентрична у односу на осу клипа због положаја брызгача. Ради усмеравања ваздушног вртложења (око осе коморе и радијалног из зоне истискивања), као и контролисања макро-дистрибуције убризганог горива, у центру коморе је оформљен испуст облика трна. Овакав облик коморе за сагоревање је типичан за брзоходне дизел моторе са директним убризгавањем, мањих пречника цилиндра.

Слика 2.6 Скица реконструкције клипа

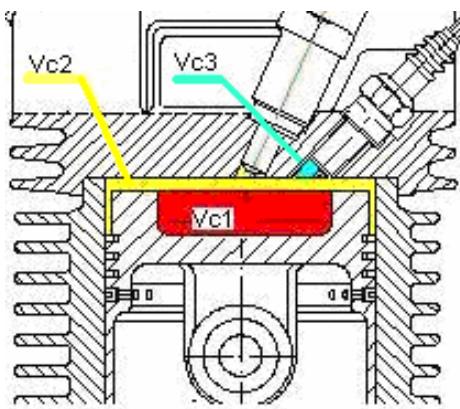
Као што је раније наглашено, мулти-процесни мотор треба да ради у ото моду при вишим оптерећењима, те је због појаве детонантног сагоревања неопходно смањење степена компресије. Са друге стране, сагоревање хомогене смеше приближно стехиометријског састава има за последицу пораст термичког оптерећења мотора, па је пожељан компактан облик коморе који обезбеђује брже сагоревање. Посебно је неповољно постојање "врућих" места која могу утицати на појаву детонације и евентуално површинског паљења.

Реконструкција клипа ради смањења степена компресије може да се спроведе на два начина: задржавањем истог облика коморе и повећањем њеног пречника, или уклањањем трна и мањим повећањем њеног пречника. Изабрана је друга опција и то из следећих разлога:

- пут простирања фронта пламена у ото моду је краћи, без препрека,
- елиминише се опасност од локалног прегревања клипа (врха трна),
- претпоставља се да ремећење струјне слике у комори за сагоревање има мањи утицај на процес сагоревања при нижим оптерећењима, када мотор у ДИЗЕЛ моду ради са великим вишком ваздуха ($\lambda > 3$),
- прстенаста површина чела клипа у зони истискивања је већа.



Сл. 2.7 Изглед реконструисаног клипа



$$V_C = V_{C1} + V_{C2} + V_{C3}$$

Слика 2.8 Структура компресионог простора након реконструкције



Слика 2.9 Литрирање главе и клипова

израчунат је геометријски степен компресије мултипроцесног мотора $\epsilon = 12,5$.

Очигледно, усвојени облик коморе представља компромисно решење у погледу специфичних захтева ото и дизел процеса сагоревања. Са гледишта рада у ото моду, предложено решење коморе има два генерална недостатка:

- постављање свећице уз ивицу коморе за сагоревање даје максималну дужину пута простирања пламена,
- електроде свећице се налазе у "цепу" коморе, са отежаним проветравањем и релативно високим садржајем заосталих продуката сагоревања.

Ово свакако нису атрибути коморе брзог сагоревања, али обзиром на то да је у питању реконструкција са ограниченим маневарским простором - другачије се није могло.

На слици 2.7 је приказан клип након преправке која се састојала у уклањању централног трна и проширивању коморе на пречник $\Phi 53$ mm. Дубина коморе није мењана како се не би угрозила чврстоћа дна клипа.

Приликом одређивања степена компресије се пошло од структуре компресионе запремине, приказане на слици 2.8. Њен највећи део образује комора у клипу – запремина V_{C1} . Запремину V_{C2} формирају зазори између клипа и цилиндарске главе, клипа и цилиндра до висине првог компресионог прстена, као и удубљења око вентила и бризгача. Ова запремина се не мења реконструкцијом, а фабрички је подешена уметањем лимених подлошки између цилиндра и блока мотора. Запремина V_{C3} не постоји код базног извођења, већ се појавила уградњом свећице.

Најпре је на бази познатог степена компресије базног мотора ($\epsilon = 17,5$), ходне запремине ($V_h = 454 \text{ cm}^3$) и измерене запремине коморе базног клипа ($V_{C1} = 20 \text{ cm}^3$), израчуната запремина $V_{C2} = 7,5 \text{ cm}^3$. Ова запремина је иста и код преправљеног мотора.

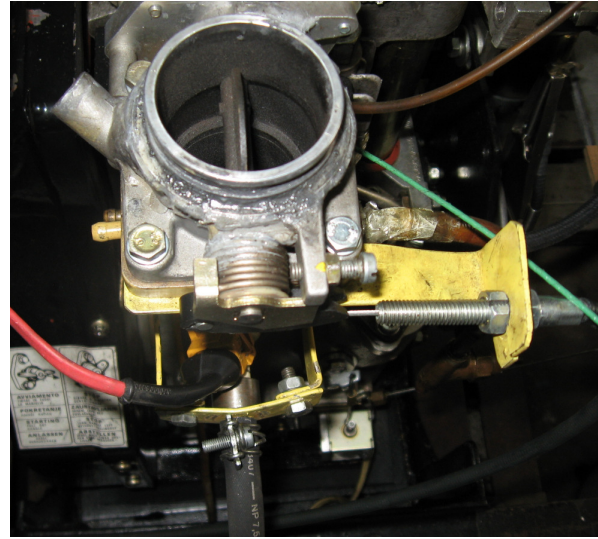
Литрирањем коморе преправљеног клипа је утврђена запремина $V_{C1} = 31,5 \text{ cm}^3$. Такође је измерена запремина отвора свећице (слика 2.9), $V_{C3} = 0,5 \text{ cm}^3$. Пошто су одређене све компоненте компресионе запремине,

2.3.3 Опремање мотора додатним склоповима, давачима и актуаторима

Рад мотора у ото моду је захтевао израду новог система за напајање горивом. Примењен је систем електронског убризавања, па је конструисан нови усисни систем опремљен пригушним лептиром са давачем положаја, бризгачем, и прикључцима за даваче (слика 2.10). Такође је уграђен и прикључак за рецикулацију издувних гасова, који овог пута није коришћен. Фабрички пречистач ваздуха је уклоњен, а уместо њега је постављен уређај за мерење потрошње ваздуха.



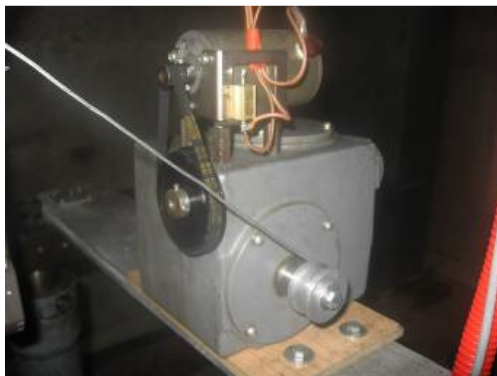
Слика 2.10 Изглед усисног система мултипроцесног мотора



Слика 2.11 Поглед на пригушни лептир

Искуство је показало да положај бризгалке није оптималан. Због сложене конфигурације усисног канала (ради генерисања ваздушног вртлога) није постојала могућност усмеравања спреја горива директно на печурку вентила. То је отежавало хладан старт мотора у ОТО моду када се добар део убризане количине таложио на хладним зидовима усисног канала. Након загревања мотор је радио сасвим коректно.

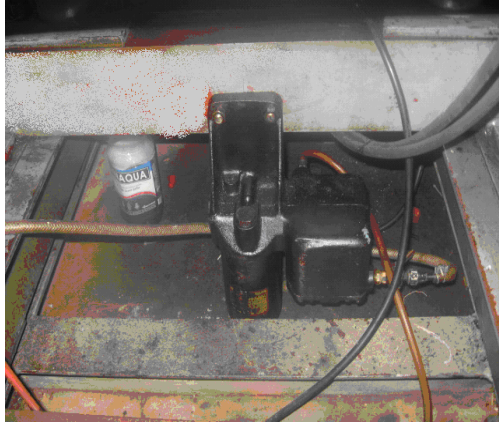
У дизел моду струјни отпори усисног вода морају бити минимални, па је лептир пречника $\Phi 46$ mm трајно отворен (слика 2.11). Са друге стране, у ото моду, велики пречник лептира отежава подешавање ниских оптерећења. За потребе лабораторијских испитивања проблем је решен уградњом прецизног актуатора са даљинским електричним управљањем (слика 2.12).



Слика 2.12 Актуатор команде оптерећења

Погон даје 12 V DC електромотор, преко тростепеног редуктора и витла са ужетом. Комбинација каишног и двоструког пужног преносника има укупни преносни однос 4000:1. На тај начин је остварено време пуног хода лептира од чак 110 s.

Треба напоменути да су испитивања мултипроцесног мотора квазистационарног карактера вршена у освојеним секвенцама, тако да је исти актуатор коришћен и за команду регулатора у дизел моду. У овом случају време пуног хода команде износи 60 s.



Сл. 2.13 Хладњак уља са пречистачем



Слика 2.14 Мерило температуре уља



Слика 2.15 Мерило температуре цилиндарске главе

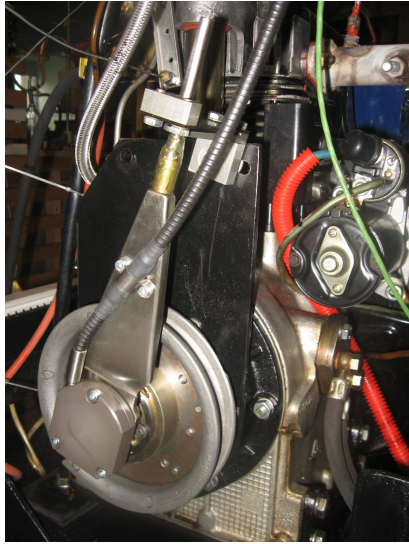
Као што је већ наглашено, рад мотора у ото моду на вишим оптерећењима може довести до његовог прегревања. Зато је на постоље испитног стола постављена комбинација пречистача и хладњака за уље (слика 2.13). Веза са мотором је изведена помоћу адаптера на месту предвиђеном за постављање оригиналног пречистача за уље (слика 2.14). Температура уља у кориту мотора је мерена помоћу термопара постављеног уместо мерача нивоа. Ручном регулацијом протока воде кроз хладњак температура уља је одржавана у опсегу (80-90) °С.

Ова мера није имала већи утицај на хлађење цилиндарске главе јер се уље за подмазивање клацкалице и вентилских склопова не доводи принудно. Подмазивање овог дела се врши уљним аеросолом и испарењима, па је и хлађење уљем занемариво.

Надзор термичког стања цилиндарске главе је вршен непрекидно помоћу посебног мерила температуре (слика 2.15). Термопар типа Ni/Cr-Ni пречника 2,5 mm је постављен у слепи отвор дубине 4 mm на страни излаза ваздуха. Термички контакт је побољшан употребом термопроводне силиконске пасте и еластичног држача термопара. Обзиром да је изабрано мерно место удаљено од термички најугроженијег дела (издувни канал), за максималну допуштену температуру је усвојена вредност 170 °С.

Ради постављања оптичког енкодера положаја коленастог вратила и спољне мртве тачке конструисан је посебан подсклоп, приказан на слици 2.16. За спрезање са коленастим вратилом је искоришћен прикључак фабрички намењен за узимање погона. На продужетку вратила је постављена ременица за ручно стартовање мотора помоћу ужета.

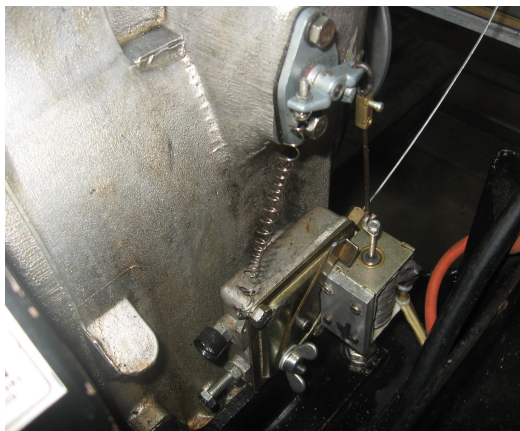
За синхронизацију система управљања је неопходан дигитални сигнал чија учестаност одговара учестаности радних циклуса. Једно од решења је праћење стања отворености вентила. На поклопац цилиндарске главе је постављен индуктивни близински прекидач који активира полуа клацкалице усисног вентила (слика 2.17). Прекидач се лако поставља и подешава, има интегрисану електронику а излазни сигнал му је TTL компатибилан. Уградњом постаје саставни део поклопца цилиндарске главе па не угрожава сервисбилност мотора.



Слика 2.16 Енкодер положаја СМТ и угла заокретања коленастог вратила



Слика 2.17 Индуктивни сензор положаја усисног вентила

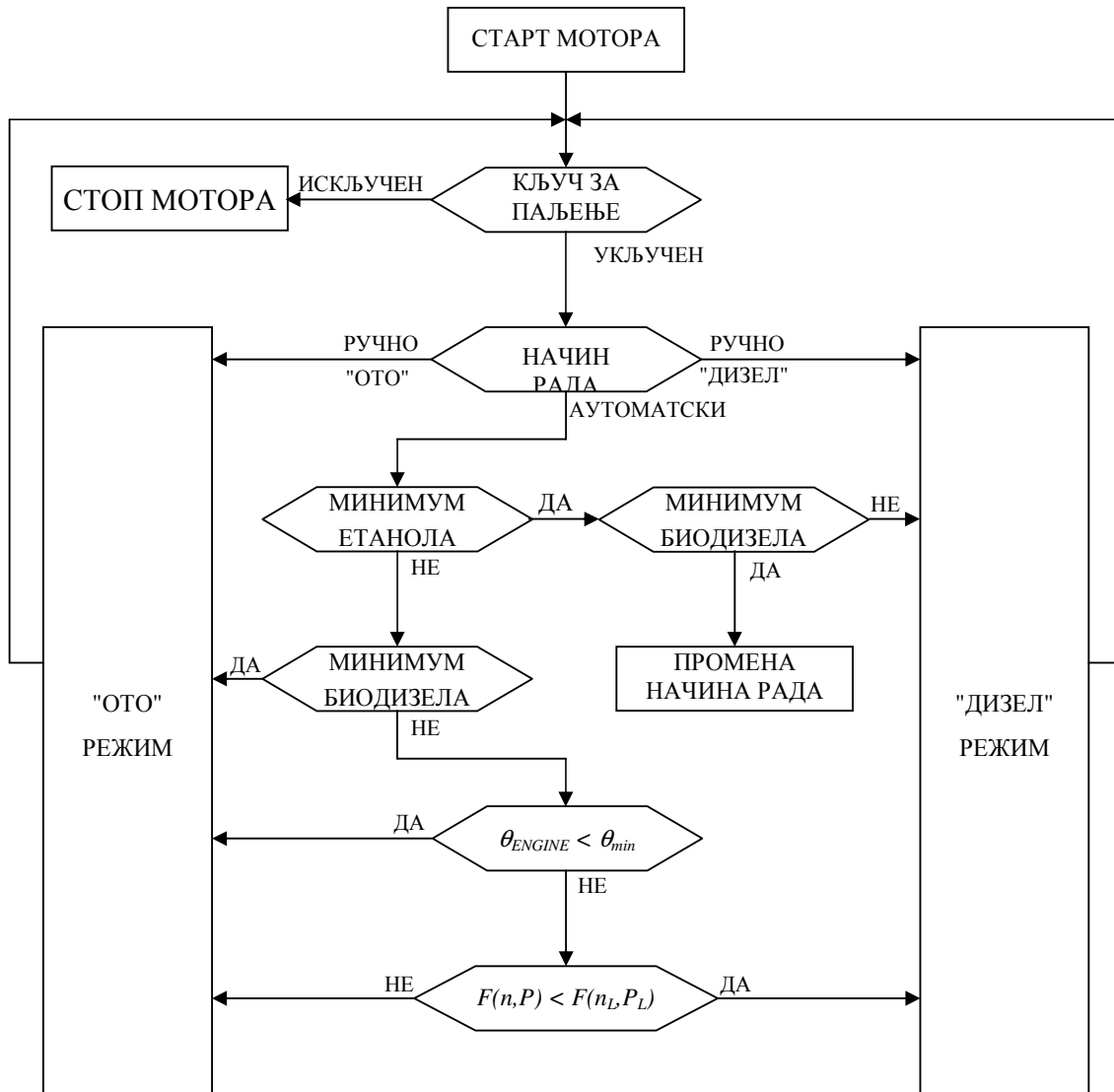


Слика 2.18 Актуатор команде за искључење мотора у дизел моду

Са аспекта аутоматизације избора ДИЗЕЛ мода је најједноставније користити постојећу команду за заустављање (слика 2.18). Њеним активирањем престаје убризгавање дизел горива на било ком режиму. На леви крај полуге је прикачена опруга која држи команду у положају «искључено». За супротни крај полуге је везан линијски електромагнетни актуатор који по активирању враћа команду у радни положај. Ово решење такође омогућава тренутно искључење мотора у кризним ситуацијама (активирање сигурносног система лабораторије).

2.4 Лабораторијски систем управљања за мултипроцесни мотор

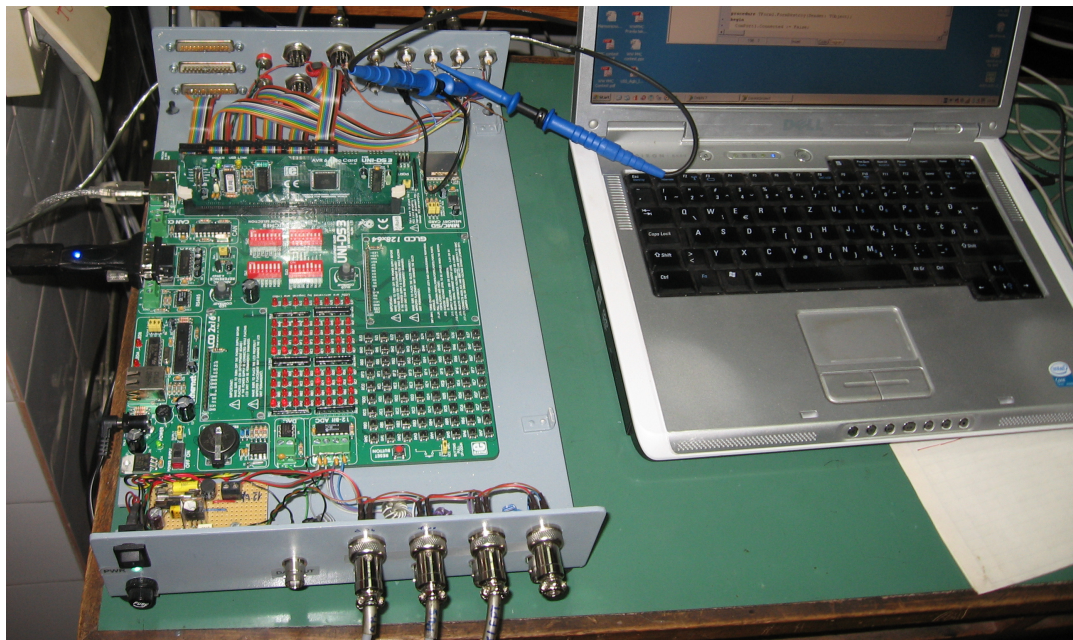
Већ при првим размишљањима о реализацији мултипроцесног мотора одлучено је да се управљање повери микроконтролерском систему. У крајњој перспективи овај систем треба да потпуно аутономно врши избор радног мода и задаје оптималне параметре убризгавања и паљења, према алгоритму приказаном на слици 2.19. У фази идејног решења система управљања је предвиђена употреба савремених мехатроничких компоненти система за напајање горивом.



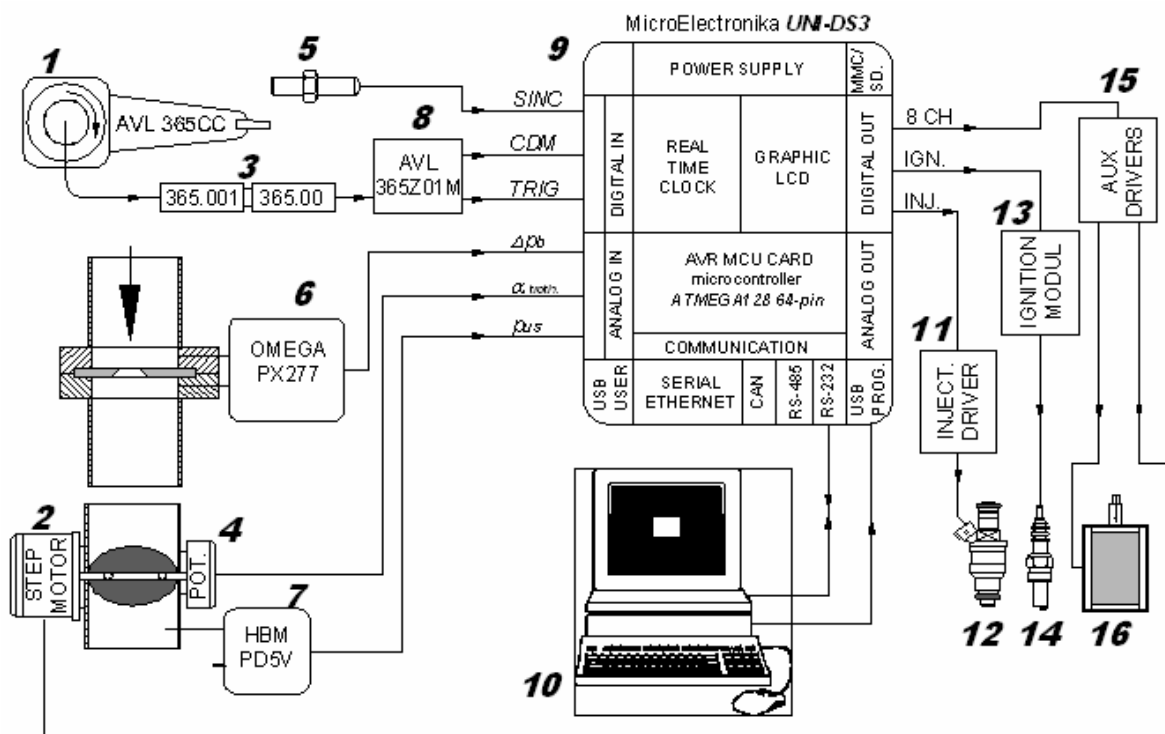
Слика 2.19 Идејно решење базног алгоритма управљања радом мултипроцесног мотора

На жалост, током рада на дисертацији се одустало од примене савременог, електронски управљивог, система убризгавања дизел горива- углавном из економских разлога. Систем убризгавања базног мотора је класичне концепције, тако да се једино може управљати командом за заустављање мотора.

За потребе извођења експеримента је развијена лабораторијска апликација система управљања, заснована на примени микроконтролерског развојног система *MicroElectronika UNI- DS3* [42] приказаног на слици 2.20. Блок-шема реализованог система управљања је приказана на слици 2.21.



Слика 2.20 Микроконтролерски систем *MicroElectronika UNI-DS3* у погону



- 1 енкодер °К.В. и СМТ
- 2 актуатор лептира
- 3 оптички трансмитер
- 4 давач положаја лепт.

- 5 давач полож. усис. вент.
- 6 диференц. манометар
- 7 давач потпритиска
- 8 множач импулса

- 9 микроконтрол. систем
- 10 персонални рачунар
- 11 драјвер бризгача
- 12 бригач у усисном воду

- 13 модул паљења
- 14 свећица NGK C7HSA
- 15 8-канл. диг. драјвер
- 16 актуатор П.В.П.

Слика 2.21 Блок -шема лабораторијског система за управљање радом мултипроцесног мотора

Управљачки сигнали система су:

дигитални (TTL)

- TRIG сигнал спољње мртве тачке (SMT)	2	имп./циклусу,
- CDM сигнал положаја кол. вратила	1440	имп./циклусу,
- SINC сигнал положаја усисног вентила	1	имп./циклусу,

аналогни (0 V- 5 V)

- p_{us} сигнал депресије у усисном воду,
- α_{lept} сигнал положаја пригушног лептира,
- Δp_b сигнал пада притиска на заслону протокомера ваздуха.

Управљани сигнали система (дигитални TTL) су:

- IGN командни сигнал паљења (ото мод),
- INJ командни сигнал убризгавања брызгача (ото мод),
- 8CH командни сигнали за актуаторе

Сигнали TRIG и CDM су "позајмљени" од система за индицирање *AVL Indimer 619*. Даје их енкодер угла 1 (механички спрегнут и фазиран са коленастим вратилом мотора), преко оптичког трансмитера 3 и множача импулса 8. Сигнал за синхронизацију енкодера у односу на радни циклус мотора **SINC** даје близински индуктивни прекидач 5, који региструје отварање усисног вентила.

Израчунавање и постављање угла претпаљења у ОТО-моду се врши на основу учестаности сигнала **TRIG** (број обртаја мотора) и сигнала p_{us} (оптерећење мотора), а на бази експериментално одређених зависности (функције паљења). Могућности микроконтролера су дозволиле да се, на хардверском нивоу, за сваки циклус, изврши контрола и евентуална корекција сигнала **TRIG**, чиме је избегнут утицај сметњи. Угао претпаљења се може поставити са резолуцијом од 1° K.V. док се период укључености може произвољно задавати, типично 15° K.V. На овај начин се формира командни сигнал паљења IGN. Извршни део система за паљење је модул паљења 13 са свећицом 14.

Израчунавање и постављање времена отворености брызгача у ОТО моду се може врши на два начина:

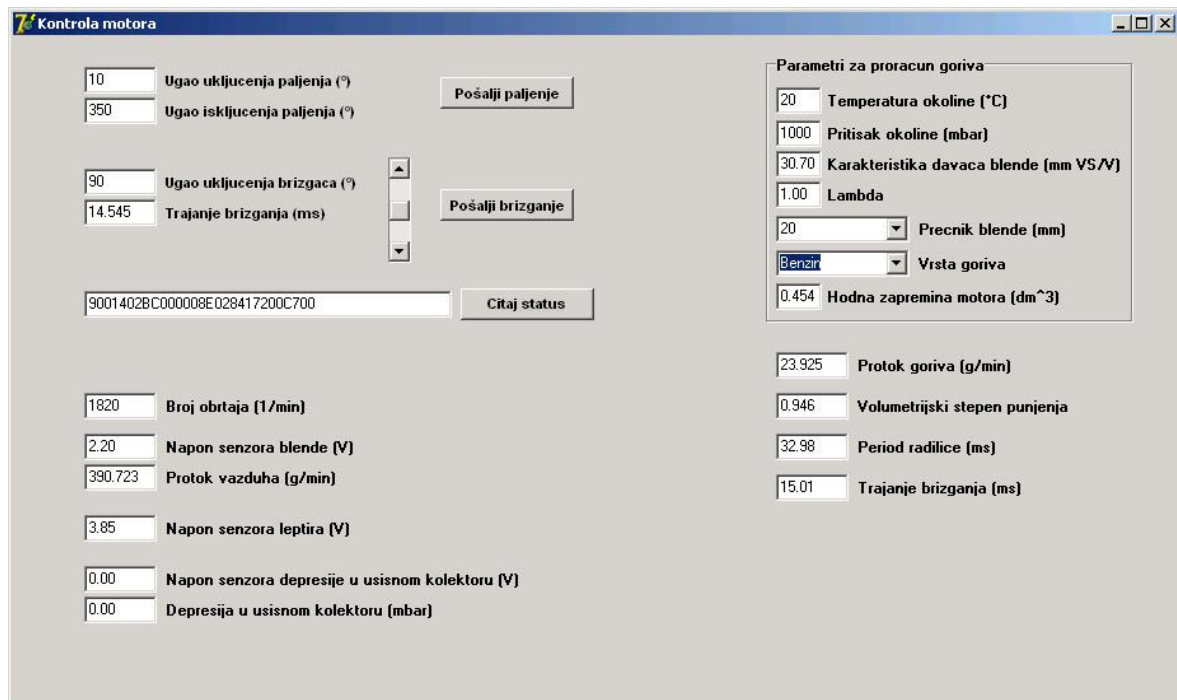
- на основу сигнала протока ваздуха Δp_b (пад притиска на заслону) и задатог коефицијента састава смеше λ (на већим оптерећењима),
- на основу сигнала положаја лептира α_{lept} , сигнала депресије у усисном воду p_{us} и задатог коефицијента састава смеше λ , помоћу предходно утврђених зависности (на ниским оптерећењима).

Увођење другог начина прорачуна је условљено појавом значајне грешке одређивања протока ваздуха на ниским оптерећењима.

Употреба λ -сонде и рад система у затвореној петљи није могућ због сталног присуства кисеоника у издувним гасовима. Са друге стране, аутоматизација система убризгавања за потребе лабораторијских испитивања само олакшава промену радног режима, док се прецизно подешавање састава смеше врши ручно.

Почетак убризгавања се може поставити са резолуцијом од 1° K.V., док се време убризгавања може задати са тачношћу 0,01 ms. На овај начин се формира командни сигнал убризгавања **INJ**. Извршни део система за убризгавање чине погонски степен (драјвер) 11 и брызгач 12 (*BOSCH kat.broj 0280150705*).

Програмирање микроконтролера, мониторинг изабраних величина, унос константи и интерактивно постављање радних параметара се врши преко рачунара 10. На слици 2.22 је дат екрански приказ током извршења програма за подршку система управљања.



Слика 2.22 Екрански приказ током извршавања програма за подршку система управљања

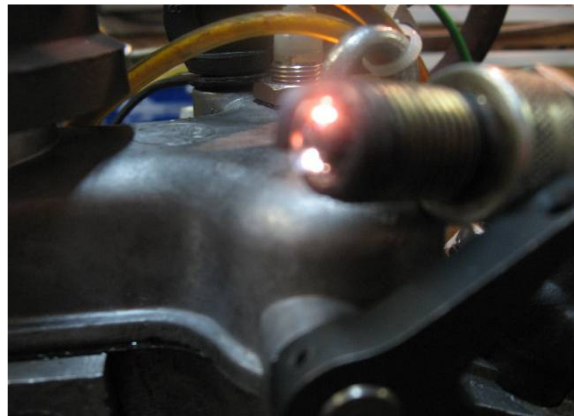
2.4.1 Систем паљења мултипроцесног мотора

Главни проблем система за паљење је поузданост свећице при дужем раду мотора у дизел моду. Због дифузног сагоревања нехомогене смеше дизел горива и нижих температура свећице, постоји опасност од формирања електропроводног депозита на керамичком изолатору. Код класичног система паљења (једна варница по циклусу) тада престаје регуларно међуелектродно (запреминско) лучно пражњење, већ се успоставља површинско варничење преко депозита на изолатору свећице, што води отказу система за паљење.

Ради превенције овог проблема примењен је систем паљења типа варничара, који је у стању да обезбеди континуално, произвољно дуго електрично пражњење између електрода свећице (слика 2.23). Сличан систем паљења је при ранијим испитивањима [43] показао извесне предности над класичним у погледу стабилности рада на празном ходу и могућности рада са сиромашном смешом.

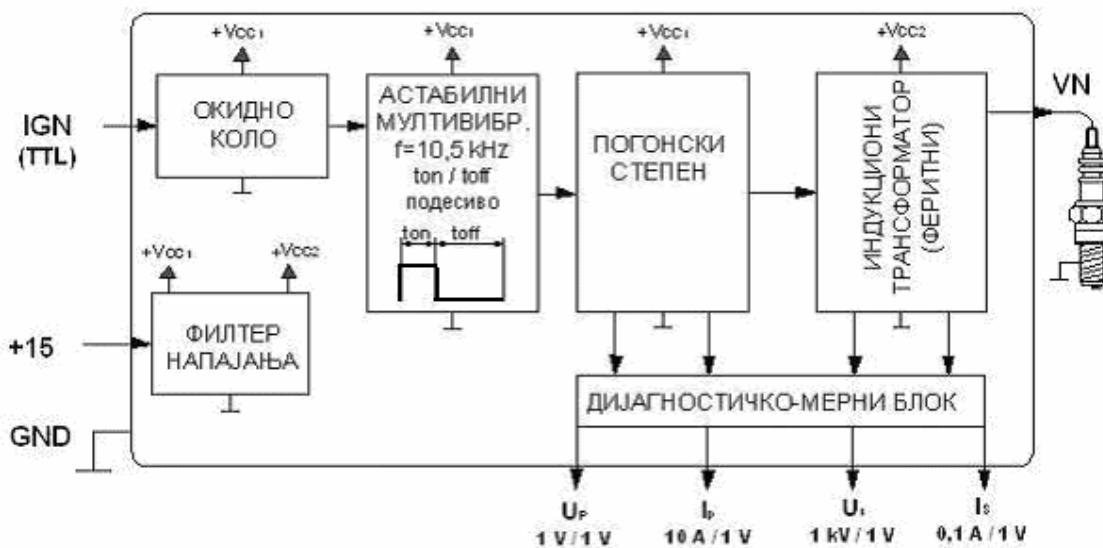


Слика 2.23 Регуларни рад варничара



Слика 2.24 Ефекат самочишћења свећице

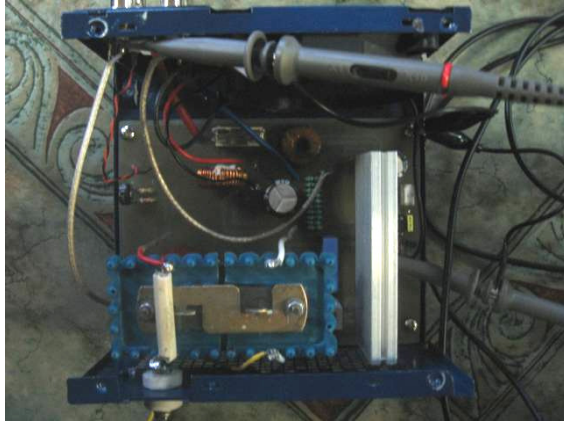
Конкретно, у ото моду варничење почиње у тренутку који одговара углу претпаљења а престаје најкасније у СМТ. Овиме систем за паљење остварује свој основни задатак. Када мотор ради у дизел моду варничење траје од 20° К.V. пре високопритисне СМТ па све до нископритисне СМТ, дакле за сво време убризгавања, сагоревања, ширења и издувавања (временски фактор циклуса >0.5). У случају евентуалне појаве електропроводног слоја на керамичком изолатору успоставља се површински електрични лук довољне енергије да сагори тек формиран депозит. Овиме је упркос потхлађеној свећици обезбеђено њено самочишћење. На слици 2.24 је демонстриран ефекат самочишћења једне отказале, јако запрљане свећице. Карактеристична јарко жута боја варнице је индикација сагоревања угљеника.



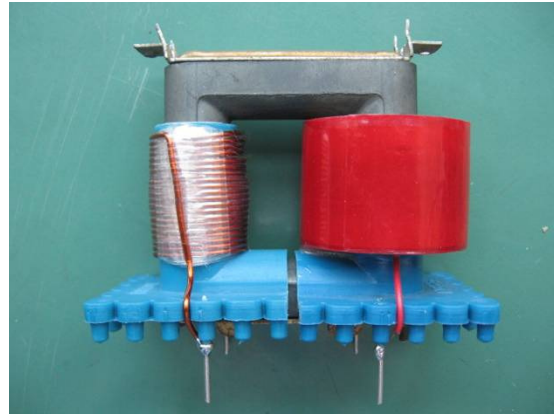
Слика 2.25 Блок шема модула паљења типа варничара

На слици 2.25 је приказан блок-дијаграм, а на слици 2.26 сам модул паљења. Окидно коло галвански одваја командни сигнал IGN и активира астабилни мултивибратор који генерише побудни сигнал фиксне учестаности 10.5 kHz. Избором радне учестаности и променом односа t_{on}/t_{off} у оквиру једне периоде побудног сигнала се могу оптимизирати карактеристике варничара.

У погонском степену се користи снажни високонапонски ФЕТ транзистор који прекида примарно коло трансформатора (слика 2.27). Овај високонапонски трансформатор има феритно језгро, преносни однос 1:100, док су му примарни и секундарни намотај раздвојени. У секундарном колу се налази свећица.



Слика 2.26 Модул паљења током лабораторијских испитивања



Слика 2.27 Високонапонски феритни трансформатор

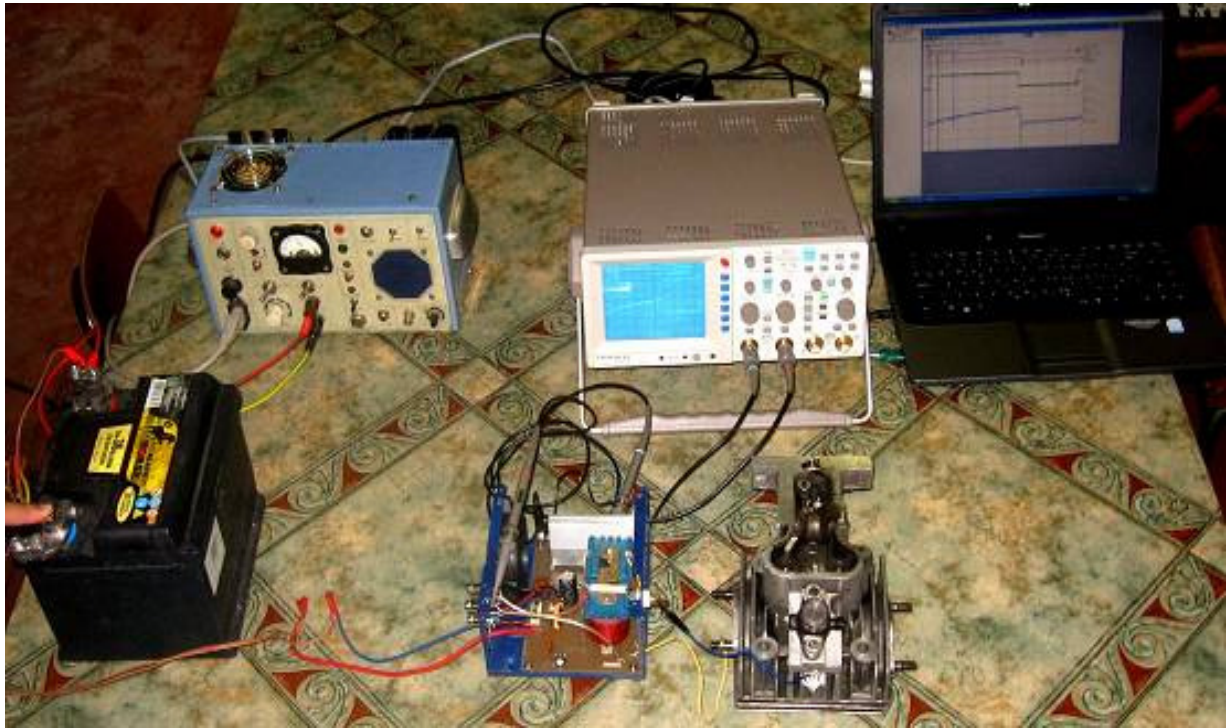
Дијагностичко-мерни блок врши кондиционирање главних електричних параметара (напони и струје примарног и секундарног кола трансформатора), па је могућа осцилоскопска контрола и мерење ових величина.

Ширење кондуктивних сметњи ка лабораторијској инсталацији спречава двоструки пасивни филтер напајања. Радијационе високофреквентне сметње (метарске таласне дужине!) су ублажене оклапањем и брижљивим уземљењем модула.

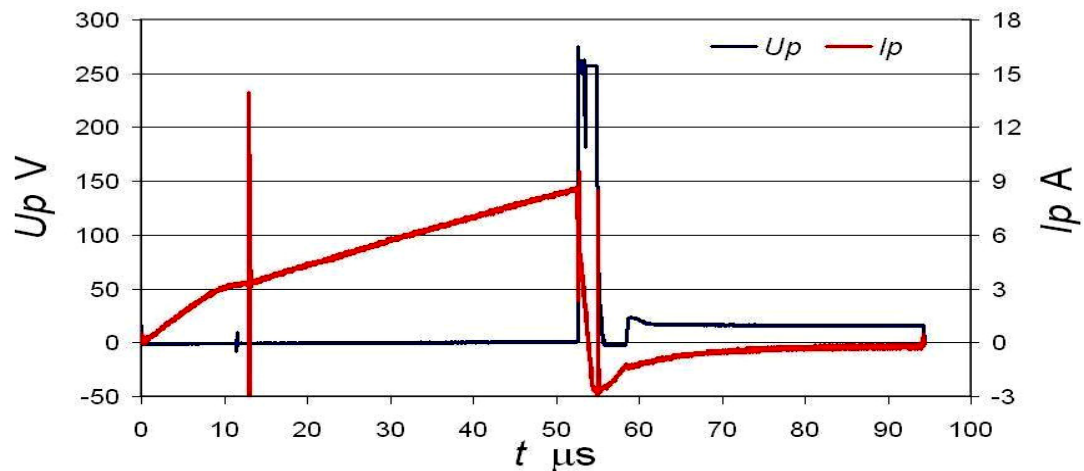
2.4.1.1 Испитивање електричних карактеристика варничара

Електричне карактеристике варничара су прво одређене у лабораторијским условима (слика 2.28). У континуалном режиму варничења су симултано мерени напони и струје примарног и секундарног намотаја високонапонског трансформатора, помоћу аналогно-дигиталног осцилоскопа HAMEG HM1508. Радни напон уређаја од 13,8 V је одржаван пуферским спојем батерије и екстерног стабилисаног исправљача. Ради једноставнијег мерења карактеристика варнице (директно коришћење мерних излаза модула за паљење), коришћен је бакарни високонапонски проводник и свећица без пригушног отпора BOSNA FC 75P (слика 2.35. лево). Међуелектродни зазор је подешен на 0,8 мм.

Резултати мерења у примарном и секундарном колу високонапонског трансформатора су приказани на сликама 2.29 и 2.30 респективно, док су израчунате вредности тренутне снаге и кумулативне енергије варнице дате на слици 2.31. Тренутна снага и енергија варнице су израчунати уз апроксимацију да је она чисто термогено оптерећење, што је у највећем делу циклуса и тачно.



Слика 2.28 Мерна конфигурација за испитивање електричних карактеристика варничара



Слика 2. 29 Напон U_p и струја I_p примарног кола високонапонског трансформатора.

Анализом процеса у примарном колу (слика 2.29) се може закључити следеће:

- Након укључења, примарна струја монотонно расте све до момента искључења, што значи да феритно језгро није у магнетском zasiћењу.

- Од момента искључења током наредних $6 \mu s$ уочава се период сложених прелазних појава изазваних самоиндукцијом у примарном колу, индукцијом из секундарног кола и дејством филтра напајања. Тада примарна струја нагло опада уз скок напона (дисипација енергије на погонском транзистору). Негативна примарна струја је

последица акумулиране енергије из магнетског кола трансформатора. Заштитна диода интегрисана у транзистору усмерава струју самоиндукције према извору напајања.

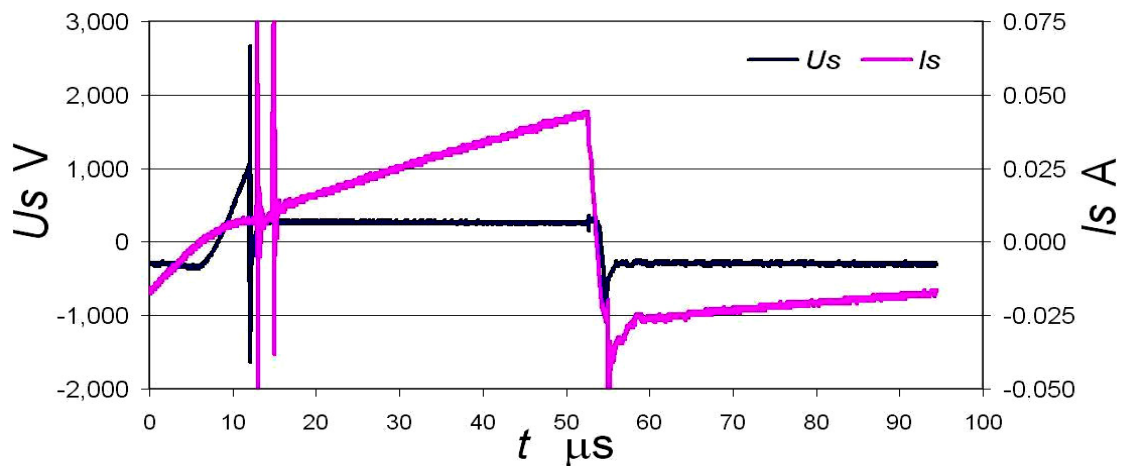
- До краја циклуса нема колебања примарног напона, док струја опада.

Анализом тока напона и струје у секундарном колу трансформатора (слика 2.30) се долази до следећег:

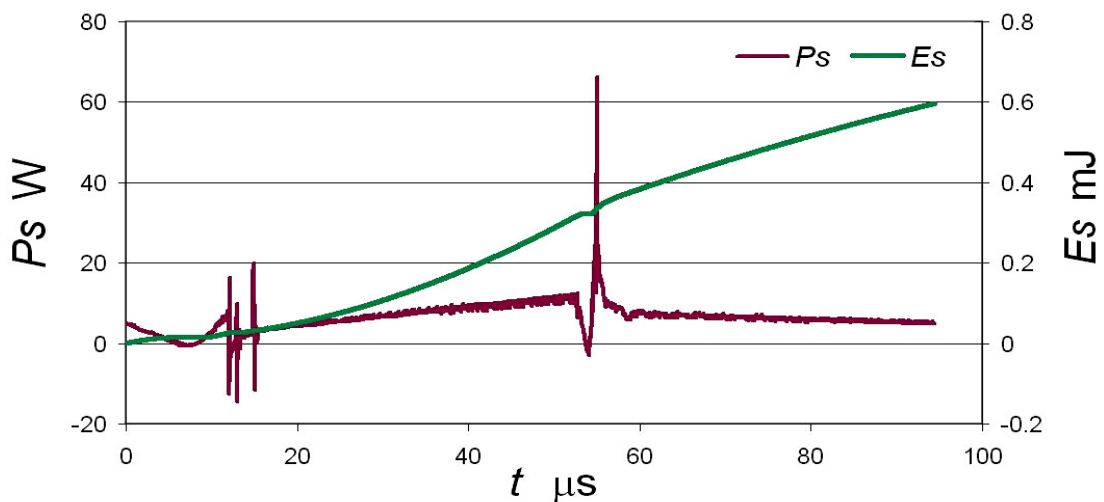
- Непосредно пре почетка новог циклуса присутно је електрично пражњење на свећици од предходног циклуса (напон и струја секундарара су негативни).

- Растућа примарна струја индукцијом мења поларитет секундарног напона и струје, па током наредних $12\mu\text{s}$ долази до прелазних појава када електрични лук, на кратко, испољава особине „негативне отпорности“. Наиме, због заустављања просторног јонског товара и промене смера његовог кретања, напон лука нагло расте.

- На даље, напон лука се стабилише, док струја пражњења монотонно расте.



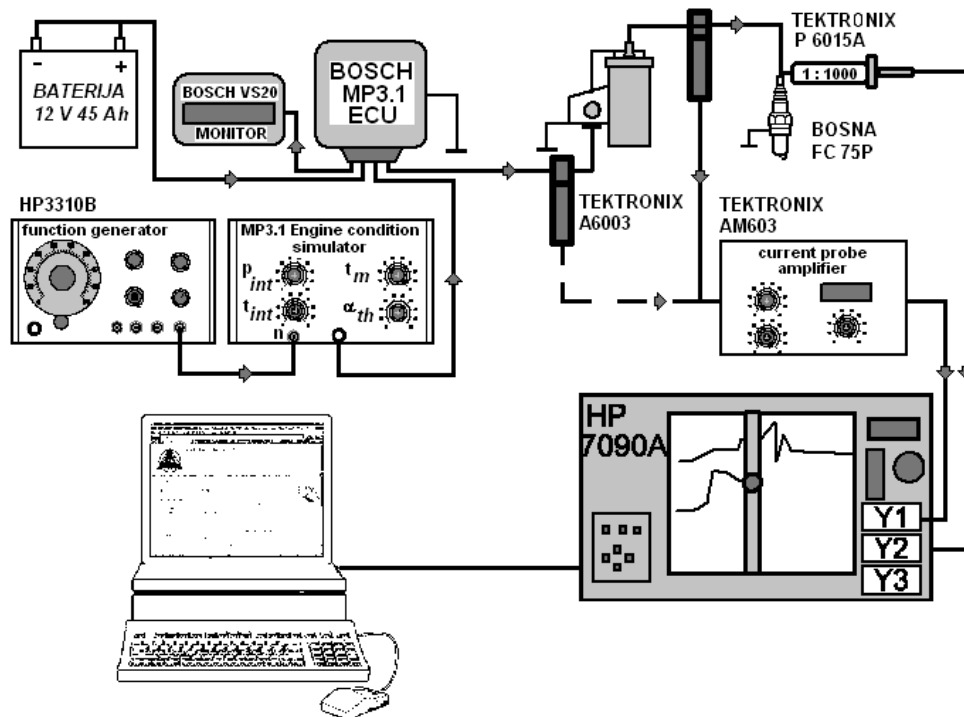
Слика 2.30 Напон U_s и струја I_s секундарног кола високонапонског трансформатора



Слика 2.31 Тренутна снага P_s и кумулативна енергија E_s варнице

- Од момента искључења примарног кола напон и струја лука нагло мењају поларитет и остају негативни до краја циклуса.

2.4.1.2 Испитивање електричних карактеристика упоредног система паљења

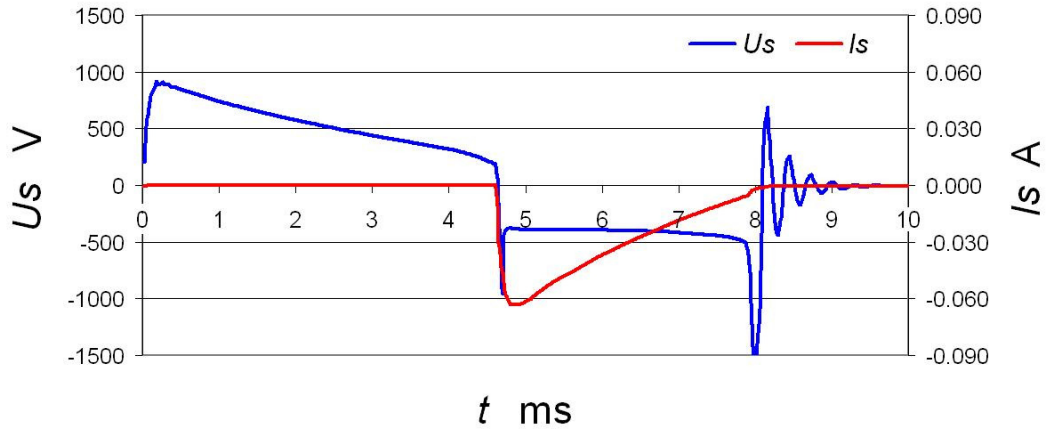
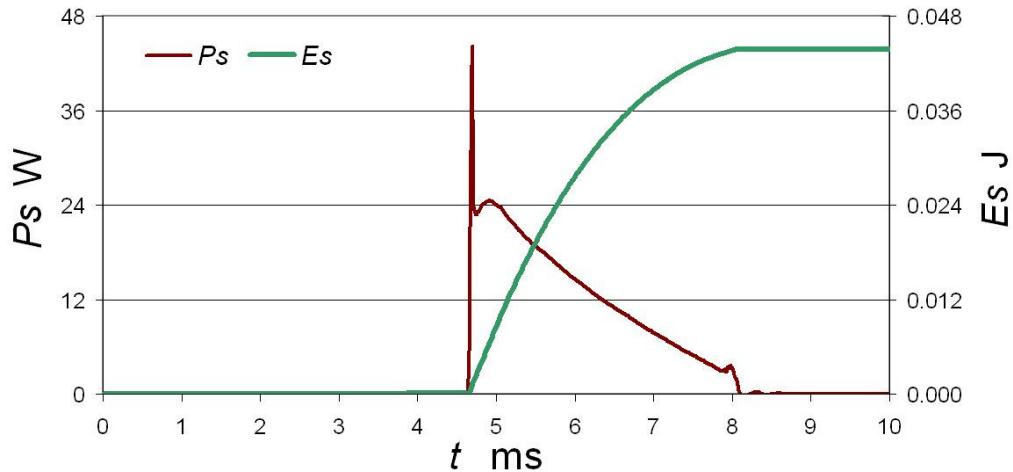


Слика 2.32 Мерна конфигурација за упоредни систем паљења **BOSCH MP 3.1**

Ова испитивања су спроведена ради оцене енергетских својстава варнице варничара у односу на серијски систем електронског паљења **BOSCH MP 3.1**. Лабораторијска мерења на упоредном систему су извршена према диспозицији на слици 2.32, уз употребу исте свећице.

Време укључености примарног намотаја индукционог калема, као и угао претпаљења (сада небитно) задаје електронска управљачка јединица (ECU), на основу напона батерије и симулираних радних услова мотора. Мерења су вршена на учестаности варницења од 25 Hz, што је компаративни режим који одговара максималном броју обртаја мултипроцесног мотора. За разлику од реалних експлоатационих услова, у мерној конфигурацији нема разводника високог напона.

На слици 2.33 су приказани резултати мерења напона и струје варнице за један циклус. Вредност пробојног напона је неколико пута нижа у односу на очекивану (литература). Тачна вредност није измерена због релативно ниске учестаности аквизиције коришћеног мерног система, али то не уноси битну грешку у прорачун енергије варнице због импулсног карактера промене. Карактеристичне осцилације напона у моменту гашења лука су последица малог пригушења у секундарном колу индукционог калема, као и утицаја капацитивности мерне сонде.

Слика 2.33 Напон U_s и струја I_s варнице система паљења **BOSCH MP 3.1**Слика 2.34 Тренутна снага P_s и енергија E_s варнице система паљења **BOSCH MP 3.1**

На слици 2.34 су приказане израчунате вредности тренутне снаге и кумулативне енергије варнице. Сматрано је да у доминантном делу периода пражњења електрични лук има карактеристике чисто термогеног потрошача. Треба напоменути да би у реалним условима теста енергија варнице била нешто нижа због примене отпорних каблова и допунског варничења у разводнику високог напона.

2.4.1.3 Поређење електричних карактеристика испитиваних система паљења

Принципска разлика у функционисању испитиваних система паљења је везана за радну учестаност. Код класичних система радна учестаност зависи од броја обртаја, броја цилиндара које систем опслужује и тактности мотора. При томе се период циклуса састоји од времена акумулације енергије у индукционом калему (укључен примар), времена „пражњења“ исте (трајање варнице) и времена мировања до наредног циклуса. Секундарна струја тече увек у једном смеру, а систем ради у режиму прелазних појава.

Код варничара је радна учестаност знатно виша и он ради у режиму генератора. Већ након првог електричног пробоја кроз међуелектродни простор, у њему се формира

проводни јонски канал, тако да је секундарно коло трансформатора увек оптерећено. Током дела периода када је примар трансформатора укључен долази до симултане акумулације енергије у његовом магнетском колу и пражњења дела исте преко секундарног кола (варничење). Након искључења примара токови струја у примарном и секундарном колу се мењају, тако да се енергија сада „празни“ преко струје самоиндукције примара и варничења истовремено. Дакле, варничење је континуално, струја секундара је наизменична, а енергија из магнетског кола трансформатора се никада не "празни" до краја.

Табела 2.3 Упоредне карактеристике система паљења BOSCH MP 3.1 и варничара при ванмоторским условима

ПАРАМЕТАР	BOSCH MP 3.1	ВАРНИЧАР
Радни напон V	12.7	13.8
Радна учестаност система Hz	25	10526
Вршна струја примара A	6.72	8.6
Вршна струја варнице mA	-60	+45, -50
Трајање циклуса μs	8000	95
Време укључености примара μs	4700	53
Време лучног пражњења μs	3300	стално
Средња снага варнице W	13.3	6.3
Кумул. енергија варнице mJ/cikl.	43.8	0.6
Временски еквивалентна енергија серије варница (за 3300 μs) mJ		21
Енергетски еквивалентно време варничења (за 43.8 mJ) μs		6935

Табела 2.3. приказује карактеристичне параметре испитиваних система. У односу на упоредни систем паљења, код варничара је средња снага варнице упола мања. Вршне струје варнице варничара су нешто мање, али им је учестаност далеко виша (укупно 69 екстрема за упоредно време варничења од 3300 μs). Још једном треба нагласити да су ово резултати мерења добијени при амбијенталним условима !

2.4.1.4 Моторска упоредна испитивања система паљења

Упоредна моторска испитивања система паљења су спроведена са циљем провере перформанси варничара у реалним радним условима. Коришћена је "хладна" свећица **NGK CR9E** (слика 2.35 десно), намењена за форсиране четворотактне моторе моторцикала са ваздушним хлађењем. Показало се да она има задовољавајуће топлотне карактеристике у примени на мултипроцесном мотору, јер на високим оптерећењима није уочена појава површинског паљења. Овај тип свећице има интегрисан пригушни отпорник од 6,2 k Ω .



Слика 2.35 Свећице
лево : BOSNA FSC 75P
десно: NGK CR9E

Поред хладног старта, празан ход мотора је најзахтевнији режим у погледу перформанси система за паљење. Рад у области стехиометријске смеше на овом режиму, уз висок износ заосталих продуката сагоревања и неповољне услове у цилиндру (ниски притисак и температура пред крај компресије), погоршавају упaljивост смеше.

У конкретном случају испитивања су вршена на режиму $n=1000$ o/min, $P_e \approx 75$ W, јер се нису могли избећи отпори трења хидрауличке кочнице. Фабрички уграђен алтернатор је искључен и замењен екстерним исправљачем како би се елиминисала непредвидива оптерећења мотора. Коришћен је комерцијални бензин БМБ95, а варирани су угао претпаљења $\alpha_{pp} = (35, 30, 25 \text{ или } 20)^\circ \text{KV}$ и састав смеше $\lambda = (0,96, 1,07 \text{ или } 1,14)$.

Критеријуми поређења система паљења су изведени из анализе тока процеса сагоревања за 100 узастопних циклуса, коришћењем мерног система *AVL Indimer 619*. **Динамика сагоревања** је праћена преко просечних вредности угаоног заокрета коленастог вратила $\alpha_Q(5, 10, 50 \text{ или } 90)\%$ од момента паљења до ослобађања (5, 10, 50 или 90) % циклусне количине топлоте. **Стабилност процеса сагоревања** је праћена преко стандардне девијације вредности ових угаоних заокрета $\sigma\alpha_Q(5, 10, 50 \text{ или } 90)\%$.

Ради одржања исте енергије у магнетном колу индукционог калема система *BOSCH MP 3.1* при повишеном напону напајања (сада је $U_b=13,8$ V), извршен је прорачун потребног времена укључености индукционог калема. На основу релације за одређивање тренутне вредности струје кроз индукт:

$$i_{p(t)} = I_{p0} * (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) = \frac{U_b}{R_{eq}} * (1 - e^{-\frac{t}{\tau}})$$

I_{p0} - максимална струја кроз индукт ($t \rightarrow \infty$) [A],

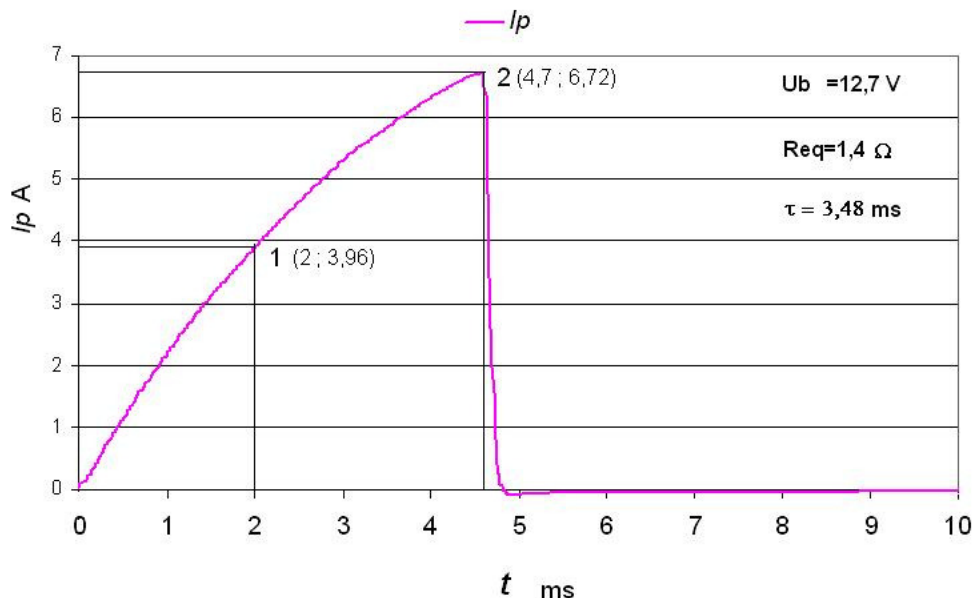
U_b - напон напајања [V],

R_{eq} - еквивалентни отпор у примарном колу [Ω],

τ - временска константа примарног кола [s].

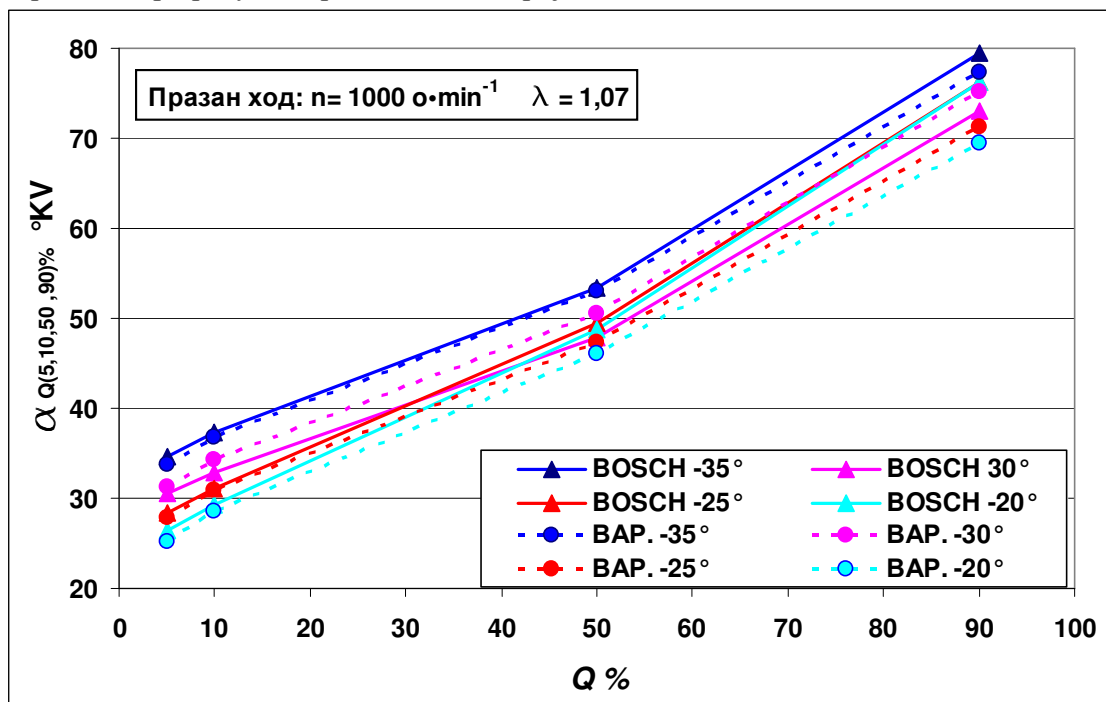
Уз познавање координата две тачке на експерименталној кривој промене примарне струје, одређене су вредности еквивалентног отпора примарног кола R_{eq} и његове временске константе τ , како је назначено на слици 36. Еквивалентни отпор представља збир термогених отпорности примарног намотаја, водова и отпорности прекидачког транзистора у проводном стању. Ове величине су одређене конструктивним карактеристикама индукционог калема, дакле не зависе од напона напајања. Променом напона се мења максимална струја кроз индукт (примарни намотај бобине), па се решавањем горе наведене једначине по времену t за напон напајања $U_b=13,8$ V и исту максималну струју $i=6,72$ A добија **потребно време укључености индукционог калема $t=3,98$ ms.**

Командни сигнал за модул паљења *BOSCH* је такође генерисао микроконтролерски систем управљања, тако да су сви параметри задавани у домену угла коленастог вратила. Потребан угао укључености индукционог калема је стога израчунаван из релације: $\alpha_{uk}=0,0239*n^\circ \text{KV}$, o/min. При раду са варничарем трајање паљења (варничења) је фиксирано на 20°KV .



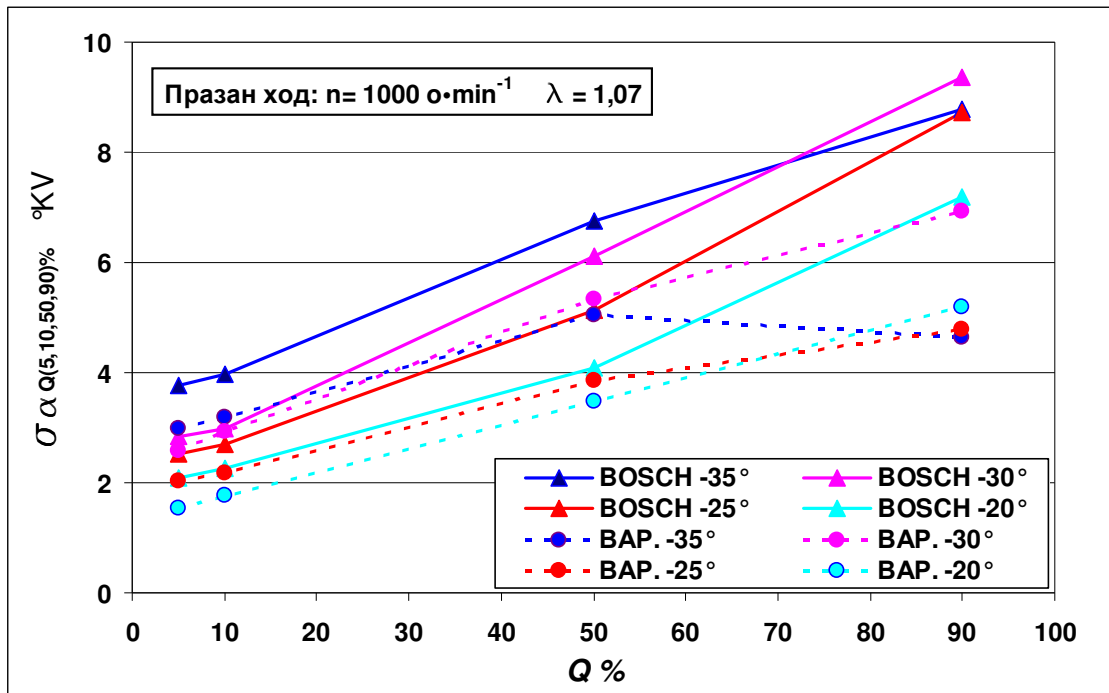
Слика 2.36 Ток примарне струје I_p система **BOSCH MP 3.1**

На слици 2.37 је приказан утицај угла претпаљења на динамику процеса сагоревања, при раду мотора са стехиометријском смешом, за оба система паљења.

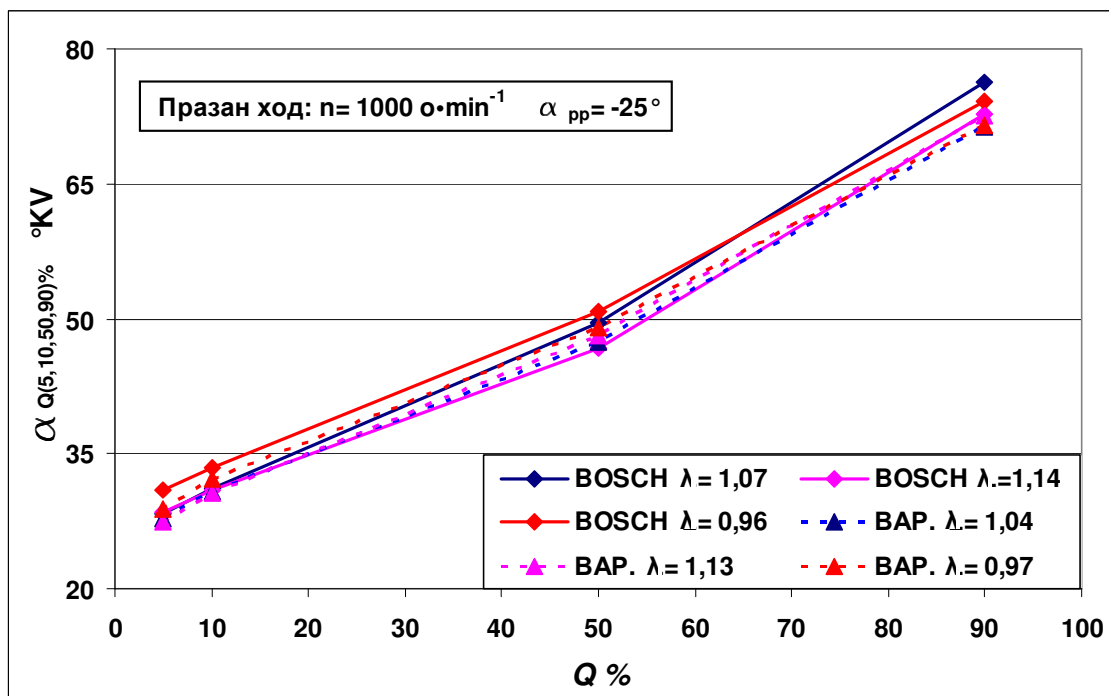


Слика 2.37 Утицај угла претпаљења α_{pp} на динамику процеса сагоревања

Уочава се да су динамика почетног периода сагоревања $\alpha_{Q5\%}$, као и тежишта сагоревања $\alpha_{Q50\%}$ готово идентична код оба система паљења. Применом варничара се завршни период сагоревања скраћује ($2 \div 7$) $^\circ KV$. Сматрам да је то последица генерално боље међуциклусне стабилности сагоревања.



Слика 2.38 Утицај угла претпаљења α_{pp} на стабилност процеса сагоревања

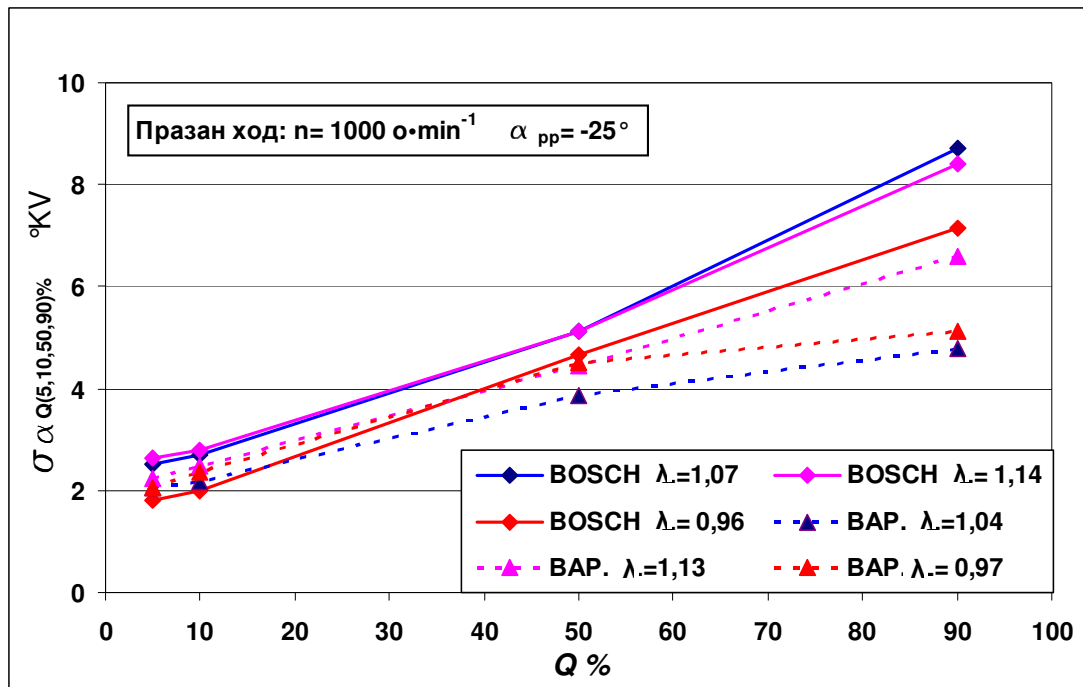


Слика 2.39 Утицај састава смеше на динамику процеса сагоревања

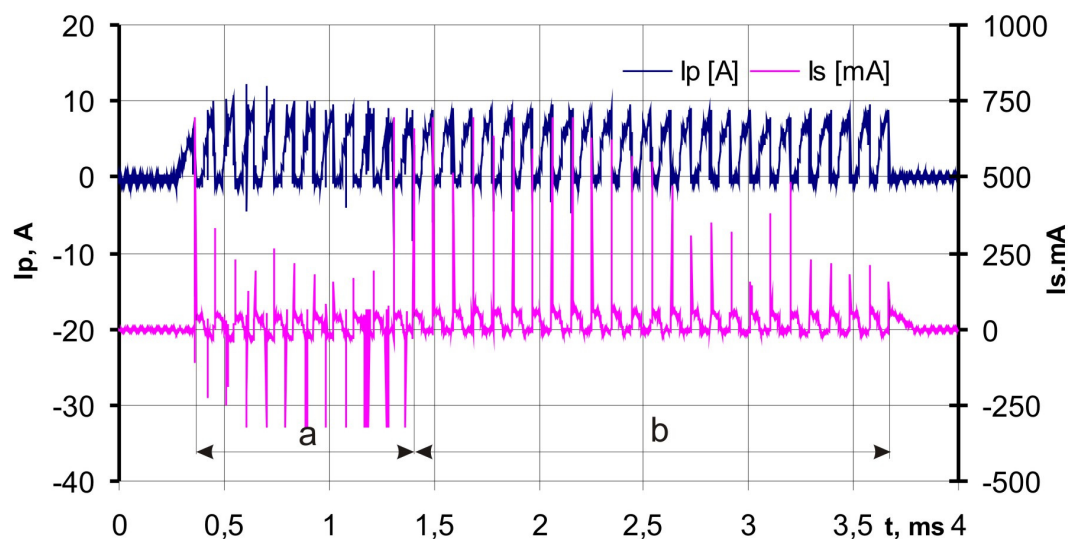
Утицај угла претпаљења на стабилност процеса сагоревања је приказан на слици 2.38. Види се да мале разлике у уједначености на почетку сагоревања прогресивно расту како процес напредује. Ова појава је изразита у случају раног паљења када су услови за упаљење неповољнији, па се чини да у том случају варничар показује извесну предност.

Варирање састава смеше у околини стехиометријске (слика 2.40) је такође показало да, у погледу динамике процеса сагоревања, нема битне разлике између испитиваних система паљења.

У погледу стабилности сагоревања се на основу резултата са слике 2.41 може закључити да је варничар у извесној предности.



Слика 2.40 Утицај састава смеше на стабилност процеса сагоревања



Слика 2.41 Ток струја примарног I_p и секундарног кола I_s ВН трансформатора током рада мултипроцесног мотора

Детаљнија упоредна испитивања система паљења на режиму хладног старта нису вршена. Општи утисак, стечен током извођења експеримената, је да мотор знатно лакше стартује када се користи модул паљења *BOSCH*. У овом режиму је пресудно преимућство велик вршне снаге варнице овог система [44].

Осцилоскопским надзором електричних параметара варничара може да се одреди време од почетка варничења до формирања језгра пламена [27]. као што је илустровано на слици 2.41. Из дијаграма струје варнице I_s се види да првих десетак циклуса (период **a**) карактерише присуство интензивних негативних импулса. Након тога, у периоду **b**, негативни импулси струје се губе док се позитивни појачавају. Ова појава се може приписати промени електричних карактеристика медијума у међуелектродном простору. Наиме, након успостављања стабилног језгра пламена и његове пропагације, варничење се врши у атмосфери врелих, јонизованих продуката сагоревања.

Посматрањем узастопних циклуса примећује се флукуација трајања периода задршке упаљења **a**. Варирањем угла претпаљења, састава смеше и радног режима, дошло се до резултата приказаних у табели 2.4.

Табела 2.4 Утицај радног режима, угла претпаљења и састава смеше на трајање периода задршке упаљења

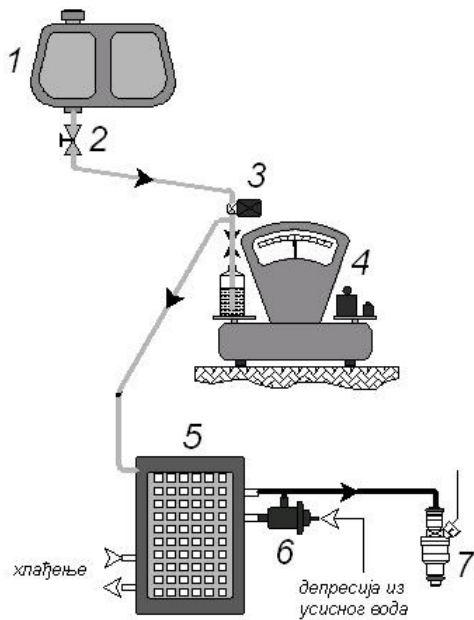
Радни режим	Састав смеше λ -	Угао претпаљења α_{pp} °KV	Задршка упаљења t_{zu} ms	Задршка упаљења α_{zu} °KV
Празан ход n=1000 o/min Wi=0,1 kJ/dm ³	0,96	25	0,7÷1,4	4,2÷8,3
	1,07	20	0,5÷0,8	3,0÷4,8
		25	0,6÷1,2	3,6÷7,1
		30	1,1÷2,3	6,6÷13,7
		35	1,6÷2,3	9,7÷13,9
1,13	25	0,6÷1,0	3,6÷5,9	
n=1830 o/min Wi=0,34 kJ/dm ³	1,03	25	0,2÷0,3	2,2÷3,3

Индикативно је да се период задршке упаљења скраћује са порастом оптерећења и смањењем угла претпаљења. Састав смеше, на режиму празног хода, има мањи утицај. Примећено је извесно скраћење задршке упаљења са осиромашењем смеше.

2.4.2 Системи напајања горивом мултипроцесног мотора

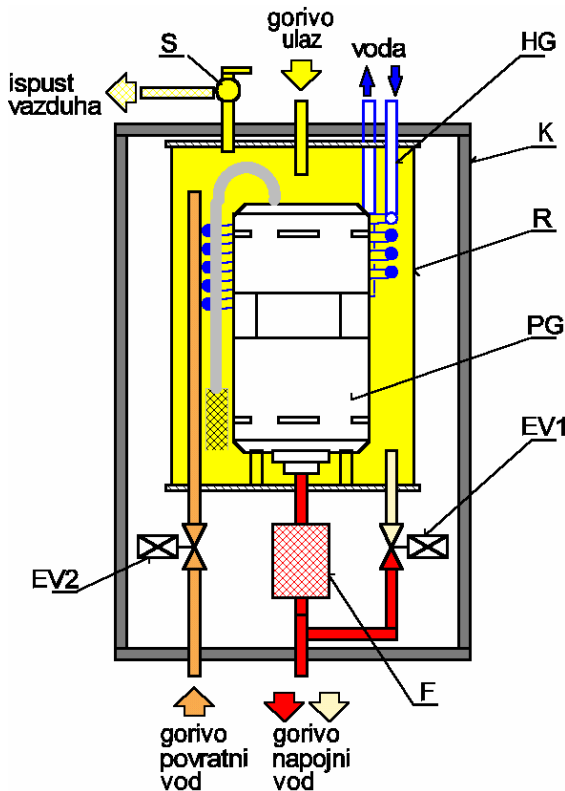
Мултипроцесни мотор има два потпуно одвојена система напајања горивом. У лабораторијској апликацији ови системи треба да омогуће пре свега безбедан рад, независно мерење потрошње горива и једноставну замену погонских горива.

2.4.2.1 Систем напајања горивом за ото мод

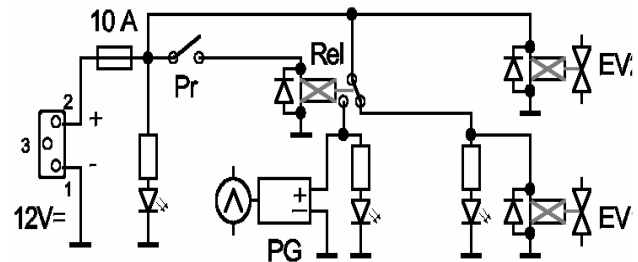


Шематски приказ овог система је дат на слици 2.42. Стабилни део инсталације чине резервоар горива 1, ручна славина 2, и бакарни цевовод, завршен електроventилом 3. Остатак водова је флексибилан. Гориво се уводи у мерну посуду на левом тасу ваге 4. Активирањем електроventила 3 се врши допуњавање посуде горивом. Када је он затворен мотор користи гориво из посуде, што омогућава мерење потрошње масеном методом. Лабораторијски уређај за напајање горивом 5 има више намена, а главна је да обезбеђује притисак горива у напојном воду брызгача 7. Регулацију притиска напајања у односу на депресију у усисном воду врши регулатор 6. Ради детаљног описа уређаја за напајање горивом користићу слику 2.43.

Слика 2.42 Систем напајања горивом за ото мод мултипроцесног мотора



- K – кућиште уређаја
- R – резервоар
- PG – электр. пумпа за гориво BOSCH 0 580 463 903
- EV1- електро-ventил за избор мода карбуратор/убризгавање
- EV2 – електро-ventил рецикулационог вода
- F – филтер за гориво FRAD
- S – славина за испуст ваздуха
- HG – спирални хладњак горива



Електрична шема уређаја

Слика 2.43 Скица лабораторијског уређаја за напајање горивом мултипроцесног мотора у ото моду

Својом конструкцијом уређај обезбеђује:

- једноставно мерење потрошње горива код свих система напајања са рецикулацијом горива (карбураторски или системи убризгавања),
- једноставно повезивање мотора на линију напајања без икаквих преправки његовог система за напајање,
- лако одзрачивање лабораторијске инсталације за напајање горивом,
- спречава појаву грешки мерења потрошње услед појаве парних чепова и промене густине горива,
- коришћење свих класичних горива (моторски бензини, керозин, дизел) и горива из био-масе (био-дизел, етил-алкохол) и њихових мешавине,
- безбедно прекидање добаве горива у случају експесних ситуација.

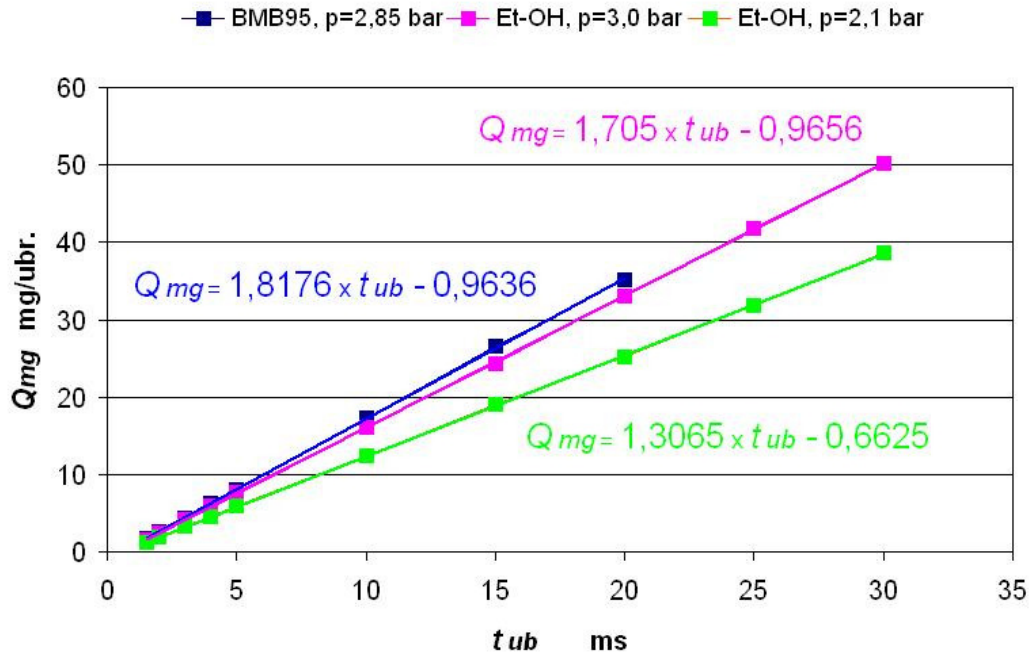
У добро проветреном кућишту К је постављен резервоар R запремине 2 L. У њему се налазе електрична пумпа за гориво PG и спирални водени хладњак горива HG. Како се током испитивања у резервоару одржава приближно стална температура горива (12 °C до 20 °C), спречене су појаве парних чепова и грешке мерења малих потрошњи горива услед промене његове густине. Преко славине S врши се испуштање ваздуха из инсталације приликом првог повезивања мотора или промене врсте горива.

Уређај се може поставити у 3 начина рада:

1. ИСКЉУЧЕНО када се преко управљачког пулта лабораторије укине електрично напајање (12 V DC) и на уређају нема светлосне сигнализације. Тада пумпа за гориво PG не ради, њен излани вентил је затворен, као и електро-вентили EV1 и EV2. У том случају не постоји могућност истицања горива нити кроз напојни, нити кроз повратни вод. Ова околност је веома важна у случају експесних ситуација када се, аутоматски или ручно, активира јединствени заштитни систем лабораторије (СВЕ СТОП).
2. КАРБУРАТОРСКИ СИСТЕМ НАПАЈАЊА се остварује постављањем команде за избор система напајања у одговарајући положај, чиме се постиже конфигурација приказана на електричној шеми уређаја (прекидач Pr у положају *искључено*). Тада се успостављањем електричног напајања отварају електро-вентили EV1 и EV2, док је релеј Rel искључен, па пумпа за гориво PG не ради. У том случају проток горива кроз систем обезбеђује пумпа за гориво испитиваног мотора- гориво се повлачи преко напојног вода, док се вишак загрејаног горива преко повратног вода враћа у резервоар R и хлади. Утрошена количина горива се надокнађује из мерила потрошње горива преко прикључка «ГОРИВО УЛАЗ».
3. СИСТЕМ УБРИЗГАВАЊА се бира постављањем прекидача Pr у положај *укључено*. Тада се активира релеј Rel који укључује пумпу за гориво PG, а искључује електро-вентил EV1. Електро-вентил EV2 је отворен. Гориво под притиском истиче кроз напојни вод, а вишак загрејаног горива се враћа у резервоар R преко повратног вода. Дисипација електричне пумпе за гориво PG генерише додатну топлоту која се ефикасно одводи хладњаком горива HG. Утрошена количина горива се надокнађује из мерила потрошње горива преко прикључка «ГОРИВО УЛАЗ».

2.4.2.2 Калибрација система за напајање горивом у ото моду

Прецизно познавање карактеристике брызгача је било неопходно због битног утицаја на тачност прорачуна потребног времена убризгавања. Карактеристика приказана на слици 2.44 је одређена мерењем масе убризганог горива за већи број узастопних убризгавања (2000÷30000), како би се прикупила количина горива око 50 g. Параметри убризгавања (време отворености брызгача, пауза између узастопних убризгавања и број убризгавања) су задавани преко система управљања, коришћењем посебног потпрограма.

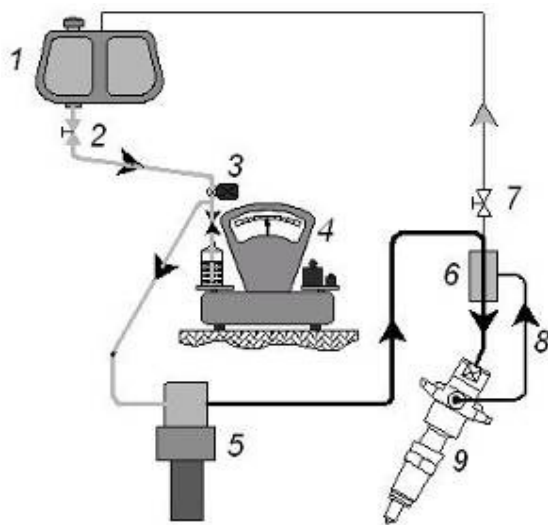


Слика 2.44 Карактеристика система убризгавања у лабораторијским условима

Као што се види, карактеристике циклусне количине горива по заданом времену убризгавања су линеарне. Разни притисци убризгавања су постигнути заменом регулатора притиска. Добијене зависности су унесене у програм управљања. При раду са био-етанолом коришћен је регулатор са притиском од 3 bar.

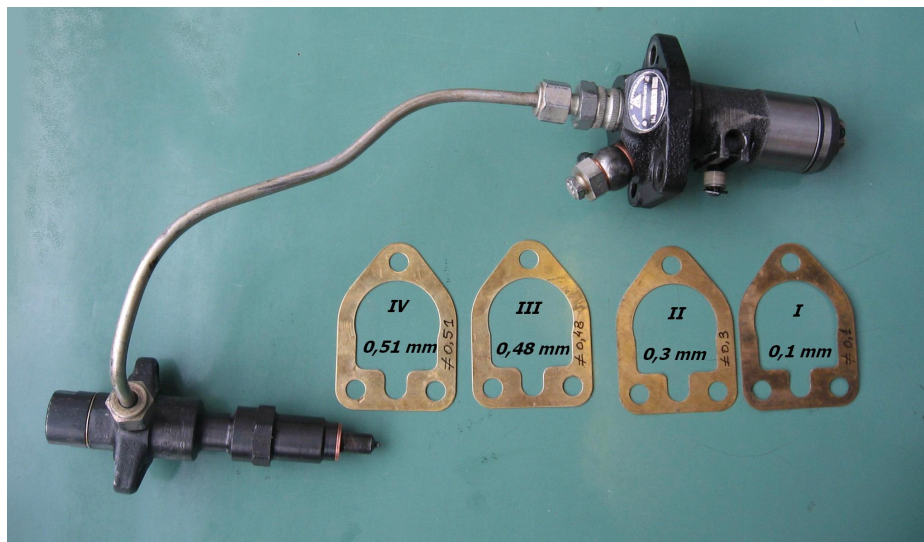
Поред овог испитивања извршена је и провера брзине одзива брызгалке, тако што је при фиксираном времену убризгавања (20 ms) варирано време паузе између узастопних убризгавања (0,5÷20) ms. Утврђено је да циклусна количина горива не зависи од времена паузе веће од 1 ms! Ова околност гарантује добру контролу састава смеше на режимима у области максималне снаге, када време отворености брызгача постаје упоредиво са временом једног обрта коленастог вратила.

2.4.2.3 Систем напајања горивом за дизел мод



Слика 2.45 Систем напајања горивом за дизел мод мултипроцесног мотора

Стабилни део ове инсталације је идентичан претходној. Како је испитивање мотора у ото и дизел модовима вршено у одвојеним сесијама, коришћена је иста вага 4. Захваљујући флексибилним водовима, једноставно су мењане мерне посуде. Како је напојни вод од мерне посуде до пумпе високог притиска дугачак око 4 m, уграђена је мала зупчаста напојна пумпа 5 са електро-погоном 12 V DC. Секција пумпе је потпуно херметизована јер се погон врши преко магнетне спојнице. Гориво се узлазном трасом цевовода доводи до филтра 6 који има и улогу сабирника горива. Приликом првог пуњења, отварањем славине 7, врши се лако одзрачивање инсталације. Током нормалног рада славина 7 се затвара а цурење брызгача 9 се дренира поново ка филтру преко вода 8. Очигледно, вага 4 региструје само утрошену количину горива.



Слика 2.46 Део система убризгавања са подметачима за подешавање угла предубризгавања

На слици 2.46 је приказан део оригиналног система убризгавања: моноблок пумпа високог притиска, цевовод и брызгач. Угао предубризгавања је константан током рада мотора, а може се подесити уметањем дистантних подметача између пумпе и блока мотора. У табели 2.5 су приказане вредности углова предубризгавања које се могу остварити одговарајућом комбинацијом подметача. Углови предубризгавања су одређени

динамичком (стробоскопском) методом помоћу дијагностичког система **AVL DICOM 4000**.

Табела 2.5 Могућности подешавања угла предубризгавања у дизел моду

Угао предубризгавања $\alpha_{ри}$ ° KV	14	16	18,5*	21	25,4
Сет подметача	I+II+III+IV	II+III+IV	III+IV	II+IV	I+IV

* фабричко подешавање

У фабричком извођењу систем убризгавања има свережимски механички регулатор броја обртаја. Он је задржан пре свега зато што су испитивања у дизел моду имала стационаран карактер. Током ранијих испитивања базног мотора без регулатора (са блокираном пумпом), се показало да је веома тешко подешавање и одржавање стабилног рада на ниским бројевима обртаја ($n_e < 1600$ o/min). Систем мотор-хидраулична кочница је у тим режимима био у стању лабилне равнотеже, са честим залетањима или падом броја обртаја. Захваљујући регулатору и прецизном актуатору његове команде, ови проблеми су елиминисани.

2.5 Карактеристике коришћених горива

Мултипроцесни мотор је испитиван при раду са четири горива. У ото моду су коришћени комерцијални безоловни бензин или био-етанол, док су у дизел моду коришћени комерцијално ЕКО-3 дизел гориво или био-дизел.

Табела 2.6 Стандард SRPS EN 228 2005. за премиум безоловни моторни бензин БМБ 95.

КАРАКТЕРИСТИКА	ЈЕДИНИЦА	МИНИМАЛНО	МАКСИМАЛНО	МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА
Октански бројеви	ИОБ МОБ	95,0 85,0	- -	EN ISO 5164 EN ISO 5163
Количина олова	mg/lit	-	5	EN 237
Густина на 15 °C	kg/m ³	720	775	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Садржај сумпора	mg/kg	-	50	EN ISO 208 46, 208 47, 1208 84
Оксидациона стабилност	min	360	-	EN ISO 7536
Смоле (растворљиве)	mg/100 ml	-	5	EN ISO 6246
Корозија Cu- 3h на 50 °C	оцена		класа 1	EN ISO 2160
Изглед	визуелно	светле боје и бистро		-
Садржај угљоводоника: олефина	% vol.	-	18	ASTM D 1319
аромата		-	35	EN 14517
Количина бензена	% vol.	-	1,0	EN 12177 EN 338
Количина кисеоника	% (m/m)		2,7	EN1601 EN13132
Садржај оксигената: Метанол (уз стабилизатор)		-	3	
Етанол (уз стабилизатор)		-	5	
Изо-пропил алкохол	% (V/V)	-	10	EN1601
Изобутил алкохол		-	10	EN13132
Терц-бутил алкохол		-	7	
Етри (са ≥ 5 C атома)		-	15	
Остали оксигенати		-	10	

Безоловни моторни бензин - премиум БМБ 95 производње **НИС-Рафинерија Нови Сад**, одговара Правилнику о техничким и другим захтевима за течне врсте горива нафтног порекла (Службени лист СЦГ 51/04 и накнадне допуне). У односу на важећи стандард SRPS EN 228 2005. (табела 2.6) нису увек испуњени захтеви у погледу: густине (780 kg/m^3); садржаја олова ($13 \text{ mg}\cdot\text{L}^{-1}$), сумпора ($650 \text{ mg}\cdot\text{kg}^{-1}$!!!) и бензена (5% vol.); моторског октанског броја МОБ (83).

Био-етанол је набављен као лабораторијски узорак из пробне производње фирме **VICTORIA -OIL Šid**. Добијен је ферментацијом житарица, при чему је током дестилације вршено и "сушење" зеолитом. Овим поступком се концентрација хемијски чистог етил-алкохола подиже изнад 98%. За карактеристике био-етанола као моторног горива не постоји домаћи стандард, тако да су у табели 2.7 приказани подаци добијени од произвођача. Треба нагласити да је високо-концентровани етанол јако хигроскопан, тако да дужим стајањем у нехерметичким условима (резервоар за гориво и мерна посуда) везује атмосферску влагу. Зато је током извођења експеримента био-етанол доливан из оригиналне амбалаже у резервоар по потреби.

Табела 2.7 Карактеристике коришћеног био-етанола производње **VICTORIA -OIL**

КАРАКТЕРИСТИКА	ЈЕДИНИЦА	ВРЕДНОСТ	МЕТОДА ИСПИТИВАЊА
Концентрација	% vol.	98.11	подаци добијени уз испоруку од VICTORIA LAB
Густина (D_4^{20})	kg/m^3	800	
Молекулска маса	kg/kmol	46,07	
Тачка кључања	$^{\circ}\text{C}$	78,3	
Горња топлотна моћ	kJ/kg	29150	Измерено на МФК према SRPS В.Н8.318
Доња топлотна моћ	kJ/kg	26215	

Табела 2.8 Карактеристике дизел горива према стандарду SRPS EN 590:2005

КАРАКТЕРИСТИКА	ЈЕДИНИЦА	МИНИМАЛНО	МАКСИМАЛНО	МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА
Густина на 15 $^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	820	845	EN ISO 3675:1998
Цетански број	CN	51	-	EN ISO 5165:1998
Цетански индекс	CI	-	46	EN ISO 4264
Дестилација:				
-почетак	$^{\circ}\text{C}$	-	-	EN ISO 3405 :1998
-до 250 $^{\circ}\text{C}$ предестилише	%	-	65	
-до 350 $^{\circ}\text{C}$ предестилише	%	85	-	
- крај дестилације (95 %)	$^{\circ}\text{C}$	-	360	
Вискозност 40 $^{\circ}\text{C}$	mm^2/s	2	4,5	EN ISO 3104
Тачка паљења	$^{\circ}\text{C}$	55	-	EN 22719
Садржај РАН	% m/m	-	11	IP 391:1995
Садржај сумпора	mg/kg	-	50	EN ISO 14596:1998
Корозија Су- 3h на 50 $^{\circ}\text{C}$	оцена	класа 1		EN ISO 2160
Коксни остатак	% m	-	0,3	EN ISO 10370
Пепео	% m	-	0.01	EN ISO 6245
Вода у гориву	mg/kg	-	200	EN ISO 3937:1996
Укупне нечистоће	mg/kg	-	24	EN 12662
Оксидациона стабилност	g/m^3	-	25	EN ISO 12205
Мазивост WSD-krater 1,4 на 60 $^{\circ}\text{C}$	μm	-	460	ISO 12156-1

Комерцијално дизел гориво- "ЕКО-3 дизел" произвођача **НИС Рафинерија нафте Нови Сад** задовољава стандард SRPS EN 590:2005 са спецификацијама у приказаним у табели 2.8. Из предострожности је ради побољшања мазивости гориву додато 200 ppm (масених) адитива **LUBRIZOL 639M** (по препоруци стручњака НИС-а за "стари" систем убризгавања).

Био-дизел гориво производње **VICTORIA -OIL Šid** је метил-естар сојиног уља, а по тврђњи произвођача задовољава стандард EN 14214 са спецификацијама датим у табели 2.9. Од његове производње до употребе је прошло око 2 године. Током овог периода гориво је чувано у херметичној амбалажи на сувом и тамном месту, при температури (20-25) °С.

Табела 2.9 Карактеристике био-дизел горива према стандарду EN 14214

КАРАКТЕРИСТИКА	ЈЕДИНИЦА	МИНИМАЛНО	МАКСИМАЛНО	МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА
Садржај естара	% m/m	96,5	-	EN 14103
Густина на 15 °С	kg/m ³	860	900	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Вискозност на 40 °С	mm ² /s	3,50	5,00	EN ISO 3104
Тачка паљења	°С	120	-	EN ISO 3679
Садржај сумпора	mg/kg	-	10	EN ISO 20846
Коксни остатак	% (m/m)	-	0,30	EN ISO 10370
Цетански број	CN	51	-	EN ISO 5165:
Садрж. сулфатног пепела	% (m/m)	-	0,02	ISO 3987
Вода у гориву	mg/kg	-	500	EN ISO 12937
Укупне нечистоће	mg/kg	-	24	EN 12662
Корозија Cu - 3h на 50 °С	оцена	класа 1		EN ISO 2160
Оксид. стабил. на 110 °С	h	6,0	-	EN 14112
Киселински број	mg KOH/g	-	0,50	EN 14104
Јодни број	g J ₂ /100g	-	120	EN 14111
Садржај метил-естра линоленске киселине	% (m/m)	-	12,0	EN 14103
Полинезасић. метил естри (≥4 незасићене везе)	% (m/m)	-	1	
Садржај метанола	% (m/m)	-	0,20	EN 14110
Садржај моноглицерида	% (m/m)	-	0,80	EN 14105
Садржај диглицерида	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Садржај триглицерида	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Слободни глицерол	% (m/m)	-	0,02	EN 14105, EN 14106
Укупни глицерол	% (m/m)	-	0,25	EN 14105
Метали I групе (Na+K)	mg/kg	-	5,0	EN 14108, EN 14109
Метали II групе (Ca+Mg)	mg/kg	-	5,0	EN 14538
Садржај фосфора	mg/kg	-	10	EN 14107

2.5.1 Резултати контролних лабораторијских испитивања горива

Рутинске провере појединих карактеристика горива пре употребе спречавају грешке услед контаминације једног горива другим (непажљива манипулација). Такође, неке врло битне карактеристике горива нису прописане стандардом: доња топлотна моћ горива, елементарни састав горива, стехиометријска количина ваздуха. За анализу процеса сагоревања у дизел моду, на пример, потребно је прецизно познавање цетанских бројева горива.

Из свих наведених разлога су пре завршног експеримента на мултипроцесном мотору спроведена испитивања коришћених горива у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале Факултета инжењерских наука. Следи краћи опис тест-метода и приказ коришћене опреме.



Слика 2.47 Одређивање густине горива пикнометарском методом

Мерења густине коришћених горива су извршена углавном због контроле. У случају био-дизела пораст густине може бити узрокован деградацијом услед старења. Обзиром на могућности лабораторије, коришћена је пикнометарска метода по стандарду IP 190/64.

Најпре је одређена тачна запремина пикнометра напуњеног дестилованом водом на 15 °С. Мерења масе узорка су вршена помоћу лабораторијске ваге тачности 0,5 mg (слика 2.47). Резултати мерења густине су приказани у табели 2.10



Слика 2.48 Фогел-Осагов вискозиметар

Мерења кинематске вискозности су такође била контролног карактера. Код био-дизел горива пораст вискозитета указује на висок степен деградације [47] (полимеризација, оксидација...).

На располагању је био Фогел-Осагов (*Vogel-Ossag*) вискозиметар, приказан на слици 2.48. Ова метода је одавно повучена из петрохемијских стандарда. Како се помоћу ње одређује кинематска вискозност у апсолутним јединицама [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], сасвим је употребљива у контролне сврхе.

Резултати мерења су дати у табели 2.10.



Слика 2.49 Одређивање тачке паљења по методама: Пенски-Мартенс (лево), Абел-Пенски (десно)

Одређивање тачке паљења је такође вршено ради провере карактеристика горива- осим за моторни бензин.

За био-етанол је коришћена стандардна Абел-Пенски (*Abel-Pensky*) метода према EN ISO 13736.

За ЕКО-3 дизел гориво и био-дизел је коришћена стандардна Пенски-Мартенс (*Pensky-Martens*) метода, према EN ISO 22719. И у овом случају је могуће приметити знаке деградације био-дизел горива по порасту температуре паљења.

Апаратуре су приказане на слици 2.49, а резултати мерења у табели 2.10.



Слика 2.50 Калориметар са "бомбом"

Топлотне моћи коришћених горива су одређене калориметарском методом *BERTHLOT-MAHLER* (слика 2.50), према стандарду SRPS В.Н8.318. Након провере вредности воденог еквивалента комплетног калориметра бензоевом киселином, одређене су горње топлотне моћи горива. Затим су на бази литературних података о просечном елементарном саставу израчунате доње топлотне моћи. Том приликом је претпостављено да у свим горивима, сем био-етанола, нема слободне воде. Резултати су приказани у табели 2.10.

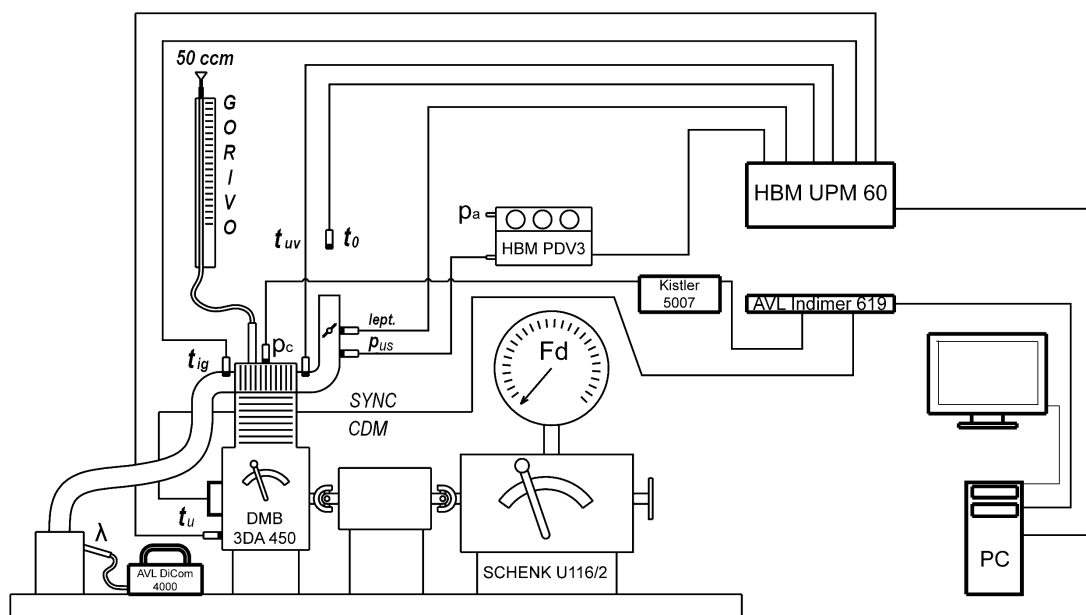
Одређивање цетанских бројева био-дизел и дизел горива је спроведено ради сагледавања утицаја овог параметра на ток процеса сагоревања. Код дизел горива нафтног порекла, добијених намешавањем средњих дестилата без адитива за побољшање упалјивости постоји могућност рачунског одређивања карактеристика упалјивости- тзв. **цетанског индекса**. Ова методологија, базирана на примени емпиријске формуле са 4 променљиве (густина и температуре дестилације $t_{10\%}$, $t_{50\%}$ и $t_{90\%}$), дефинисана је стандардом SRPS ISO 4264:2002.

Код био-дизел горива на бази естерификованих виших масних киселина, једина опција за одређивање цетанског броја је коришћење моторске методе. Литературни подаци нису увек поуздани због особине био-дизела да старењем, услед пораста садржаја пероксида, цетански број расте $7 \div 8$ јединица [45].

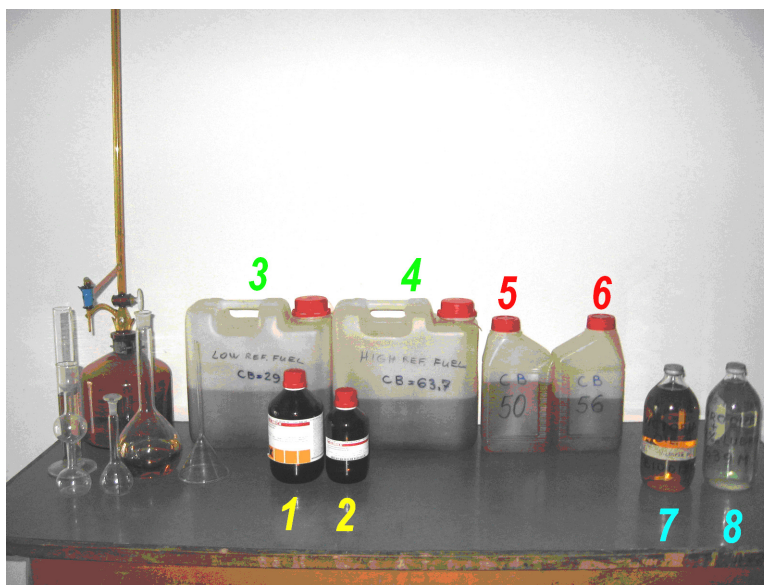
Лабораторија за моторе СУС и погонске материјале МФК је развила сопствену моторску методу за одређивање цетанског броја [46]. Она је базирана на стандардној методи EN ISO 5165, са тим што се уместо специјалног користи серијски дизел мотор (слике 2.51 и 2.53). Варирање услова упале се остварује променом ефективног степена компресије пригушењем усисног вода. Суштина је у томе да се на изабраном режиму почетак сагоревања увек доведе у СМТ ($AQ_{5\%} = 0^\circ \text{KV}$). Контрола параметара сагоревања се врши у реалном времену помоћу система за индицирање *AVL Indimer 619*, а региструје се притисак у усисном воду p_{us} .

Мотор ради са три горива: референтним горивом са мањим цетанским бројем (LRF), испитиваним узорком, и референтним горивом са већим цетанским бројем (HRF). Цетански бројеви референтних горива су познати и не разликују се више од 6 јединица. Секвенце испитивања и методологија израчунавања цетанског броја узорка су преузете из стандарда EN ISO 5165. Разлика је у томе да се интерполација цетанског броја врши у домену притиска у усисном воду p_{us} .

Прецизност ове методе зависи од тачног познавања цетанских бројева референтних горива LRF и HRF. Према дефиницији цетанског броја, референтна горива би требала да се направе мешањем примарних референтних горива: цетана (CB=100) и хептаметилнонана (CB=15), који су хемијски чисте компоненте. Стандард допушта коришћење секундарних референтних горива, који су по саставу стабилисане мешавине одабраних нафтних фракција, а чији се цетански бројеви одређују помоћу примарних референтних горива. Референтна горива за испитивање LRF и HRF се тада праве намешавањем секундарних референтних горива.

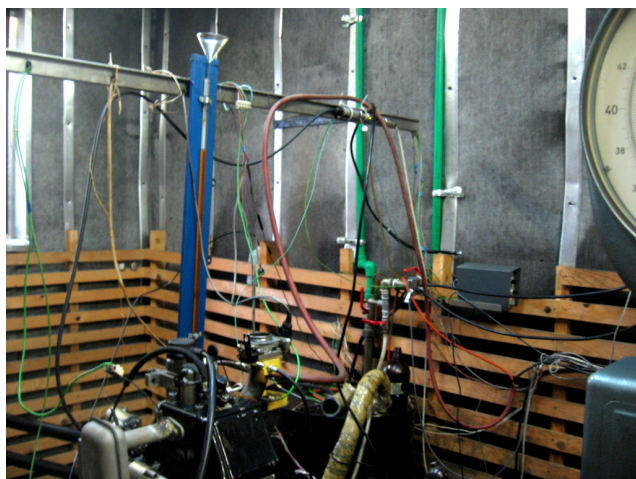


Слика 2.51 Шема инсталације за одређивање цетанског броја дизел горива на МФК



- 1 Примарно референтно гориво
Heksadecan (cetane) CB=100
2. Примарно референтно гориво
Heptamethylnonan CB=15
3. Секундарно реф. гориво-ниско
"U fuel" CB=29
4. Секундарно реф. гориво-високо
" T fuel" CB=63,7
5. Реф. гориво-ниско LRF CB=50
6. Реф. гориво-високо HRF CB=56
7. VICTORIA OIL био-дизел
8. НИС-РНС ЕКО-3 дизел гориво
+ 200 ppm LUBRIZOL 639 M

Слика 2.52 Референтна горива за одређивање цетанског броја и узорци дизел горива



Слика 2.53 Опитни мотор DMB 3DA 450 током одређивања цетанског броја био-дизел горива

Поштујући ова правила, набављена су примарна референтна горива фирме **SIGMA-ALDRICH® GmbH**: **Hexadecan 99%** и **2,2,4,4,6,6,8-Heptamethylnonan 98 %** (слика 2.52). Секундарна референтна горива су произведена у лабораторији НИС РНС, селекцијом и стабилизацијом одређених примарних дестилата. Њихови цетански бројеви су одређени описаном методом помоћу примарних референтних горива. Ова горива се чувају у дубоко замрзнутом стању, а од њих се, непосредно пре испитивања, намешавају жељена референтна горива LRF и HRF.

У публикованим радовима везаним за ову методу то није речено, али на овом месту то треба рећи: колеге из НИС-а су, ради провере поузданости наше методе, 2004. год. дале исте узорке дизел горива на испитивање акредитованој лабораторији ИНА Рафинерија Ријека. И ако нестандардна, ова метода је у односу на стандардну ISO 5165 дала резултате у оквиру прописане међулабораторијске поновљивости (*Reproducibility*).

Елементарни састав горива је неопходан ради израчунавања доње топлотне моћи и стехиометријске количине ваздуха за сагоревање. Подаци презентирани у табели 2.10 су резултат анализе литературних података, при чему се водило рачуна о пореклу сировина и технологији прераде горива.

Табела 2.10 Допунске карактеристике коришћених горива

Карактеристика	Јединица	Бензин БМБ 95	БИО ЕТАНОЛ	ЕКОЗ ДИЗЕЛ	БИО ДИЗЕЛ	Тест метода
Густина на 15 °С	kg/m ³	770	798	835	884	IP 190/64
Вискозитет на 40 °С	mm ² /s	-	-	2.20	3,86	Vogel-Ossag
Тачка паљења	°С	-	12,7	76,3	177	EN ISO 13736 EN ISO 22719
Горња топлотна моћ	kJ/kg	47100	29200	45770	38920	SRPS В.Н8.318
Доња топлотна моћ	kJ/kg	43950	26250	42850	36220	SRPS В.Н8.318
Цетански број	СВ	-	-	52,0	55,5	МФК метода
Елементарни састав:						Литературни подаци [45], [47], [48]
Угљеник	% (m/m)	86,0	52,2	87,0	77,0	
Водоник		14,0	13,1	13,0	12,0	
Кисеоник		0,0	34,7	0,0	11,0	
Стехиометријска количина ваздуха	kg _{vazd} /kg _{gor}	14,7	9,0	14,7	13,8	
Молекулска маса	kg/kmol	100-105	46,07	≈200	≈292	

3. ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА РАДНОГ ПРОЦЕСА МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА

Мерења током извођења завршног експеримента организована су тако да се добије довољан број параметара за одређивање ефективних, индикаторских и емисионих показатеља мотора. Известан број мерења вршен је ради надзора виталних параметара мотора и пратећих система. На сваком од радних режима је помоћу појединачних мерила или мерних ланаца регистрован 21 резултат мерења. Стога је при извођењу завршног експеримента било неопходно присуство најмање три испитивача.

Посебна пажња посвећена је раздвајању струјних кругова лабораторијске нисконапонске мреже 13,8 V DC. Тиме је отклоњен утицај сметњи од енергетских потрошача (електропокретач, модули паљења и напајања горивом, актуатори...) на рад електронских мерних склопова. Интегрисани електро-генератор мотора је искључен и замењен екстерним стабилисаним усмерачем 13,8V/18A DC, чиме је отклоњен његов непредвидив утицај на одређивање механичког степена искоришћења мотора.

Уређаји од виталног значаја за рад мотора (микроконтролерски систем управљања са припадајућим рачунаром и систем за индицирање цилиндарског притиска са својим рачунаром) су напајани преко два UPS (*Uninterruptible Power Supply*) уређаја. Тиме је рад мотора постао независан од краткотрајних осцилација мрежног напона или нестанка напајања.

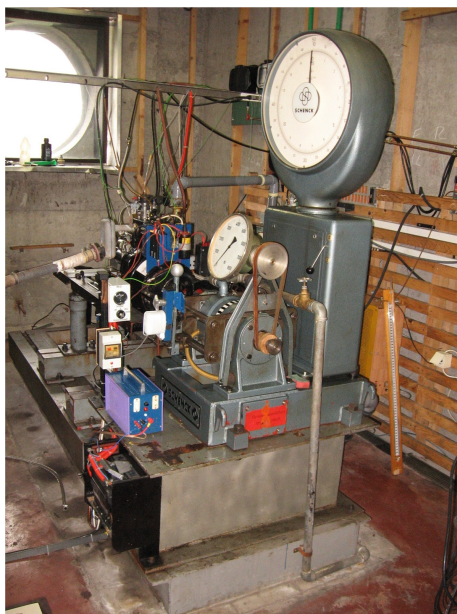
У овом поглављу је дат преглед мерених величина, метода мерења, коришћених мерила и начина њихове калибрације.

3.1 Мерење ефективног обртног момента и броја обртаја мотора

Оптерећивање и мерење параметара ефективне снаге мотора вршено је помоћу хидрауличке моторске кочнице *SCHENCK UI- 16h*, приказане на слици 3.1. У основи је то двојна регулациона турбо спојница са нагнутим лопатицама. Турбинско коло је блокирано и ослоњено на механичку вагу помоћу које се и мери ефективни обртни момент. Регулациона команда кочнице (пито цев) је опремљена електричним актуатором, тако да је оптерећење мотора задавано даљински.

Калибрација ваге спроведена је помоћу припадајуће опреме, а према упутству произвођача [49]. Њена линеарност је посебно контролисана у опсегу 0÷5 daN, с обзиром на перформансе испитиваног мотора.

Број обртаја мотора мерен је дигитално, помоћу система за индицирање *AVL Indimer 619*, при чему је коришћена средња вредност броја обртаја за 50 узастопних циклуса. С обзиром на методологију мерења, калибрација обртомера није предвиђена, а његова провера врши се активирањем потпрограма за контролу синхронизације енкодера.

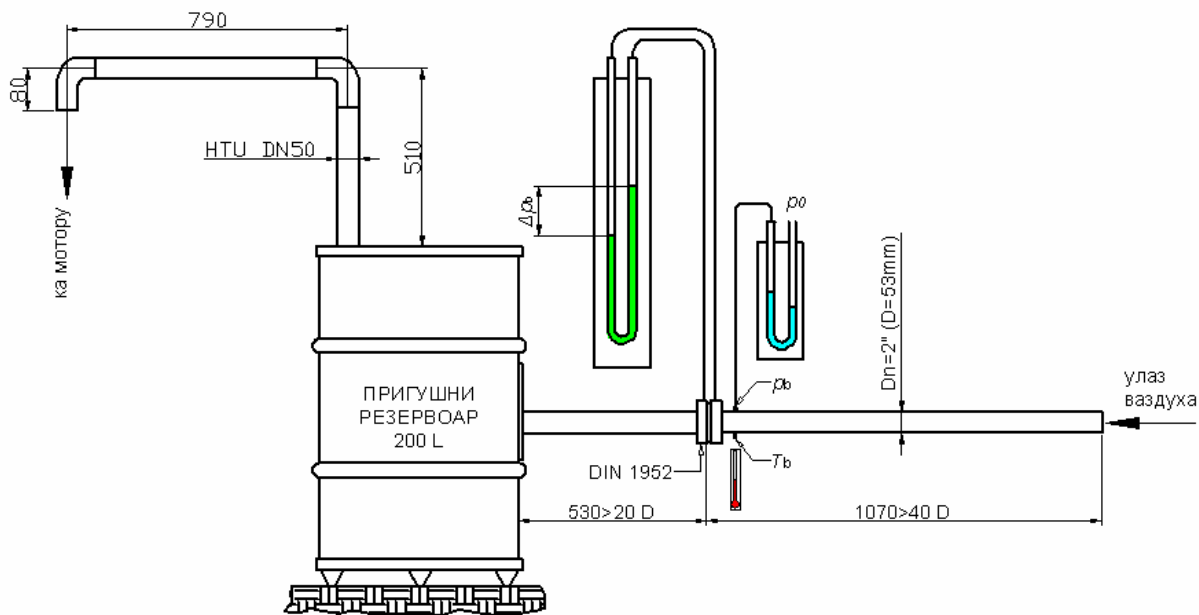


Слика 3.1 Моторска кочница
SCHENCK U1- 16h

3.2 Мерење протока ваздуха

На основу познате потрошње ваздуха могуће је израчунавање више радних параметара мотора: запреминског степена пуњења (η_v), просечног коефицијента количине ваздуха смеше (λ), као и специфичне емисије продуката сагоревања.

Основни предуслов за прецизно мерење протока помоћу оштрих заслона је устаљеност струјања кроз отвор заслона. Са друге стране, клипни мотор СУС, као циклична машина, генерише изразито нестационарно-импулсно струјање ваздуха у усисном систему, праћено одговарајућим динамичким феноменима. Како уређај за мерење протока ваздуха постаје део усисног система мотора, ови феномени се преносе и на мерни део инсталације. Постављањем пригушног резервоара између мотора и мерног дела инсталације добија се део инсталације велике запремине и проточног пресека који, у математичком смислу, интегрално импулсну функцију протока генерисану мотором. У идеалном случају би се као резултат добио константан проток на улазу у резервоар, односно кроз мерни део инсталације. Генерално, велики однос запремине пригушног резервоара према циклусној потрошњи ваздуха, као и висока учестаност побуде протока, погодују остварењу овог циља.



Слика 3.2 Скица уређаја за мерење протока ваздуха

На слици 3.2 је приказан лабораторијски уређај за мерење протока ваздуха која се састоји од усисног цевовода, пригушног резервоара и мерне инсталације.

Усисни цевовод изведен је од ПВЦ елемената HTU DN 50 (стандард EN1451) и спаја усисни систем мотора са пригушним резервоаром. Пригушни резервоар има запремину 200 L, а направљен је од лименог бурета са одговарајућим прикључцима.

Основу мерног дела инсталације чини заслон (бленда) са оштрим ивицама која је смештена у држачу са прстенастим коморама за узорковање притиска. Сви елементи су димензионисани и изведени према стандарду DIN1952. Препоруке стандарда о дужинама цевовода пре и након заслона отклањају опасност појаве грешака мерења везане за поремећаје струјања услед промене проточног пресека и конфигурације цевовода. При томе и даље важи услов стационарности протока.

Обзиром да сâм принцип мерења узрокује неповратни пад притиска у инсталацији, направљено је више заслона са отворима 10, 15, 20, 25 и 30 mm. Избор заслона врши се тако да при минималним протоцима пад притиска на заслону буде $\Delta p_b \geq 30 \text{ mmVS}$, а да при максималним протоцима неповратни пад притиска буде мањи од 300 mmVS. Овакви критеријуми избора заслона дају задовољавајућу прецизност мерења без битног утицаја на перформансе мотора.

Према стандарду DIN1952 запремински (Q_v) и масени проток (Q_m) стишљивог флуида одређују се према следећим формулама:

$$Q_v = \alpha \cdot k_\varepsilon \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_b}{\rho}} ; \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \alpha \cdot k_\varepsilon \cdot A_0 \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_b} ; \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

где је:

α – коефицијент протока заслона

k_ε – експанзиони коефицијент

A_0 m² проточна површина заслона

Δp_b Pa пад притиска на заслону

ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ густина флуида испред заслона

(1.1)

У суштини овај стандард омогућава конструкцију мерног прибора задовољавајуће тачности, без накнадне калибрације. Главни недостатак поступка израчунавања протока је компликовано одређивање коефицијента протока заслона $\alpha=f_{(Re,d/D)}$ (интерполација табеларних података у функцији Рејндолсовог броја и геометријских параметара заслона) и експанзионог коефицијента $k_\varepsilon=f_{(\Delta p_b/p_b,k)}$ (номограм).

Последица раније наведених критеријума за избор заслона је да они раде у области границе толеранције, где коефицијент протока заслона $\alpha \neq const$. С друге стране, због малих падова притиска на заслону, за експанзиони коефицијент (узима у обзир стишљивост ваздуха) важи да је $k_\varepsilon \approx 1$.

3.2.1 Калибрација уређаја за мерење протока ваздуха

Ради упрошћења прорачуна и узимања у обзир и других параметара утицајних на тачност мерења (непрецизност обраде заслона, хрпаовост мерних цеви ...), извршена је калибрација свих заслона у поменутим режимима мерења. Пре свега су једначине (1.1) трансформисане у следећи облик:

$$Q_v = K_b \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_b}{\rho}} \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad Q_m = K_b \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p_b} \frac{\text{g}}{\text{min}}$$

где је:

(1.2) Δp_b mmVS – пад притиска на заслону

K_b – – коефицијент заслона (бленде)

ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – густина ваздуха испред заслона

У овом случају коефицијент заслона (K_b) узима у обзир мале промене коефицијента протока (α) и експанзионог коефицијента (k_ε), а одређује се у поступку калибрације за сваки заслон понаособ.

Из једначине (1.2) се решавањем по K_b добија формула коришћена при калибрацији:

$$(1.3) \quad K_b = \frac{Q_m}{\sqrt{\rho \cdot \Delta p_b}}$$

На улаз лабораторијског уређаја постављен је калибрациони мерач масеног протока ваздуха са топлом жицом *DEGUSSA deguflow 8740-1313*. Као генератор протока ваздуха коришћен је 4-тактни, 4-цилиндарски ОТО мотор радне запремине 900 cm³. Минимални број обртаја мотора током калибрације је износио 900 o/min, што значи да је учестаност усисавања увек била изнад 30 Hz.

Густина ваздуха (ρ) одређује се на следећи начин:

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{p_b}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_b} = 1,225 \cdot \frac{p_b}{1013,25} \cdot \frac{288,15}{T_b} \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

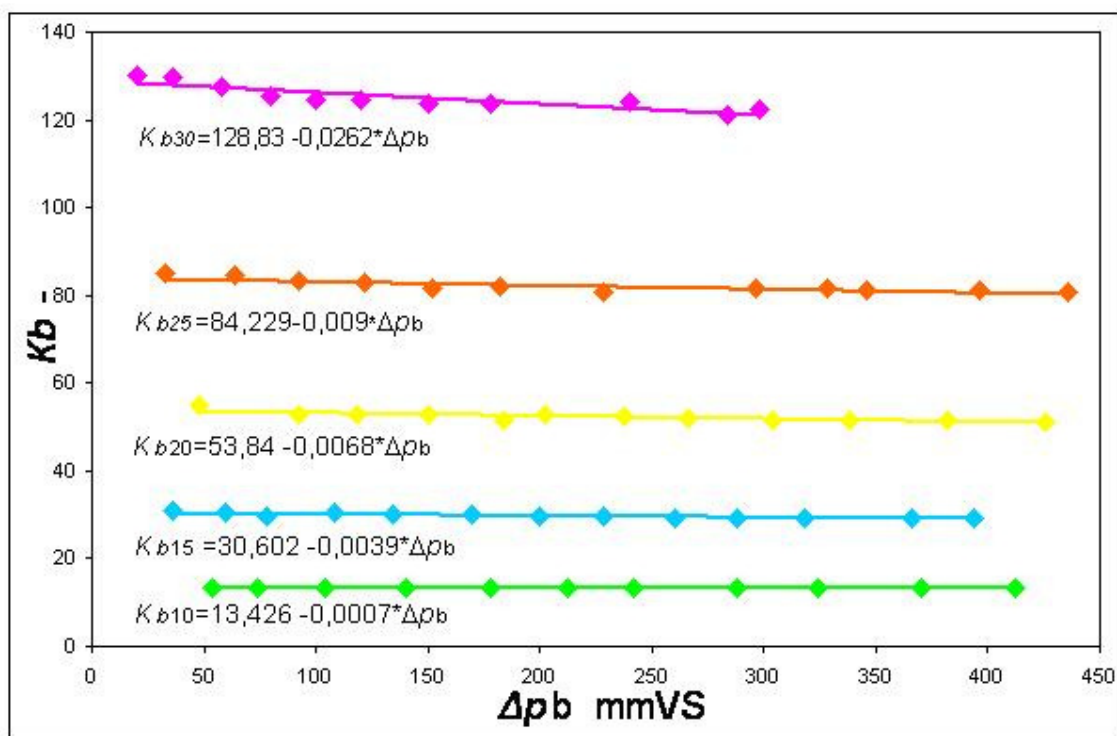
где је:

(1.4) p_b mbar - апсолутни притисак ваздуха испред заслона
 T_b К - апсолутна температура ваздуха испред заслона

Параметри стања стандардне атмосфере (приручник Н. Лукић):

$$\rho_0 = 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \quad p_0 = 1013,25 \text{ mbar}; \quad T_0 = 273,15 \text{ К}$$

Резултати калибрације коефицијената заслона K_b приказани су на слици 3.3. Са дијаграма се види да коефицијенти заслона имају благи линеарни тренд опадања са порастом пада притиска на заслону (т.ј. са порастом протока). Ова појава је израженија код заслона већег проточног пресека. На основу поређења резултата закључено је да емпиријски одређена линеарна апроксимација промене коефицијента заслона $K_b = f(\Delta p_b)$, може довољно прецизно узети у обзир варијације стандардизованих коефицијента протока заслона (α) и експанзионог коефицијента (κ_e), када је $\Delta p_b < 450 \text{ mmVS}$.



Слика 3.3 Резултати калибрације коефицијената заслона

Зато су надаље за израчунавање протока ваздуха коришћени следећи обрасци:

$$\text{Запремински проток} \quad Q_v = K_b \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_b}{\rho}} \quad \frac{\text{L}}{\text{min}}; \quad -, \quad \text{mmVS}, \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Масени проток} \quad Q_m = K_b \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p_b} \quad \frac{\text{g}}{\text{min}}; \quad -, \quad \text{mmVS}, \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

(1.5) @ Коефицијенти заслона:

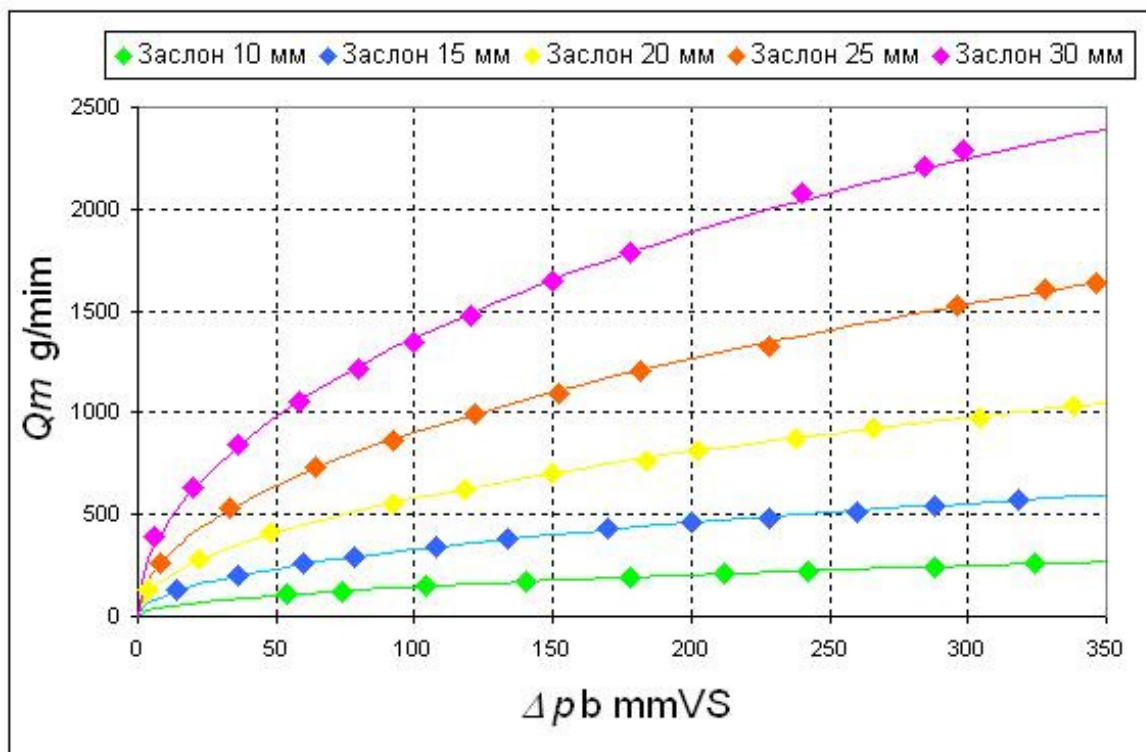
$$K_{b10} = 13,426 - 0,0007 * \Delta p_b \quad K_{b15} = 30,602 - 0,0039 * \Delta p_b$$

$$K_{b20} = 53,840 - 0,0068 * \Delta p_b \quad K_{b25} = 84,229 - 0,09 * \Delta p_b$$

$$K_{b30} = 128,83 - 0,0262 * \Delta p_b$$

@ Важе уз услове: $30 \leq \Delta p_b \leq 450 \text{ mmVS}$; температура воде у манометру $20 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$

На слици 3.4 приказани су дијаграми промене масеног протока (Q_m) у зависности од пада притиска на заслону (Δp_b), рачунати према формули (1.5) и то за густину ваздуха одређену током процеса калибрације (калибрационе криве уређаја). Такође су унете и том приликом измерене дискретне вредности (калибрационе тачке).



Слика 3.4 Калибрационе криве уређаја за мерење протока ваздуха

На дијаграму се уочава колена карактеристика заслона код малих падова притиска (протока). У овој области и мале грешке у очитавању пада притиска (диференцијални манометар са воденим стубом) могу довести до значајне грешке мерења.

Треба напоменути да је тачност читавања 1 mm висине воденог стуба! Код примене савремених диференцијалних давача притиска са интегрисаном електроником ситуација је слична. Сва мерења у области испод 1/10 номиналног опсега су проблематична због увек присутног померања нуле. Зато је усвојено да доњу границу мерног опсега заслона одређује услов $\Delta p_b \geq 30 \text{ mmVS}$.

Код великих падова притиска карактеристике су линеарније, а релативна грешка читавања висине воденог стуба постаје занемарљива. На жалост, том приликом долази до увећања трајног пада притиска иза заслона. Показало се да је трајни пад притиска (мерено у пригушном резервоару) типично $0,9 \cdot \Delta p_b$! Из тог разлога је усвојено да горњу границу мерног опсега заслона одређује услов $\Delta p_b \leq 350 \text{ mmVS}$.

Специфичности мерења потрошње ваздуха мултипроцесног мотора

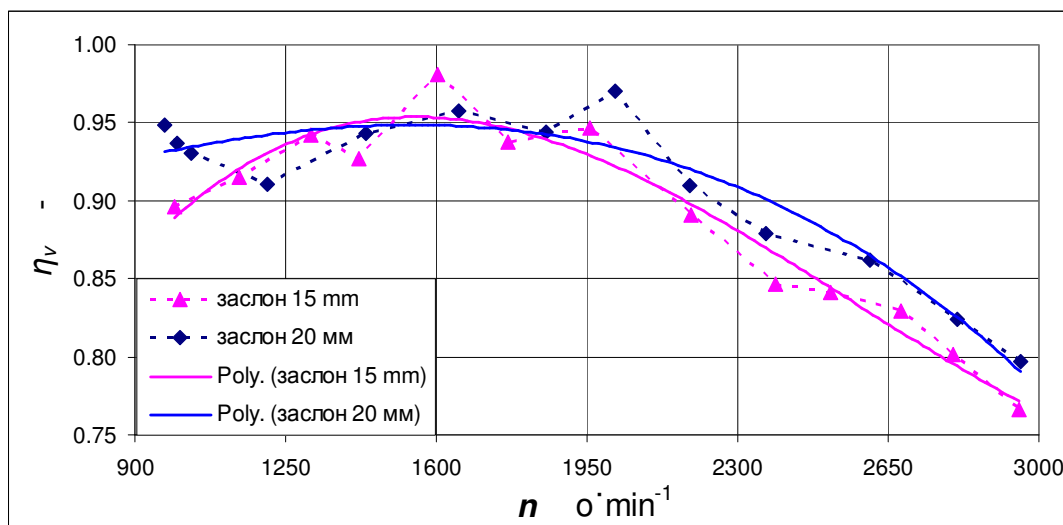
Током прелиминарних испитивања утврђено је да експериментални мултипроцесни мотор остварује протоке ваздуха од 36 g/min (ото мод на празном ходу) до 660 g/min (дизел мод на максималном броју обртаја).

Такође је установљено да је промена статичког притиска испред заслона готово немерљива. Релативно велики пречник ($D=53 \text{ mm}$) и мала дужина мерног цевовода испред заслона чине да на овој деоници и при максималном протоку нема битних струјних губитака. Зато је током испитивања мултипроцесног мотора усвојено:

$$(1.6) \quad p_b = p_o$$

Укупни струјни отпори уређаја за мерење протока ваздуха се правилним избором заслона могу одржавати на нивоу отпора фабричког пречистача ваздуха који овом приликом није коришћен.

У погледу динамичких феномена ствари стоје сасвим другачије. Велике разлике у дужинама и пречницима усисног цевовода, као и разлике у запреминама уређаја у односу на фабрички усисни систем, сигурно утичу на перформансе мотора. Да би се овај утицај квантификовао извршено је одређивање брзинске карактеристике запреминског степена пуњења цилиндра ваздухом (η_v). Мерења су вршена на растерећеном мотору у дизел моду, коришћењем двају заслона (15 и 20 mm). Резултати приказани на слици 3.5.



Слика 3.5 Утицај избора заслона на карактеристику степена пуњења цилиндра ваздухом

На дијаграму су приказане мерне тачке и трендови промене (интерполациони полиноми трећег реда). Поређењем трендова промене степена пуњена (η_v) уочава се да :

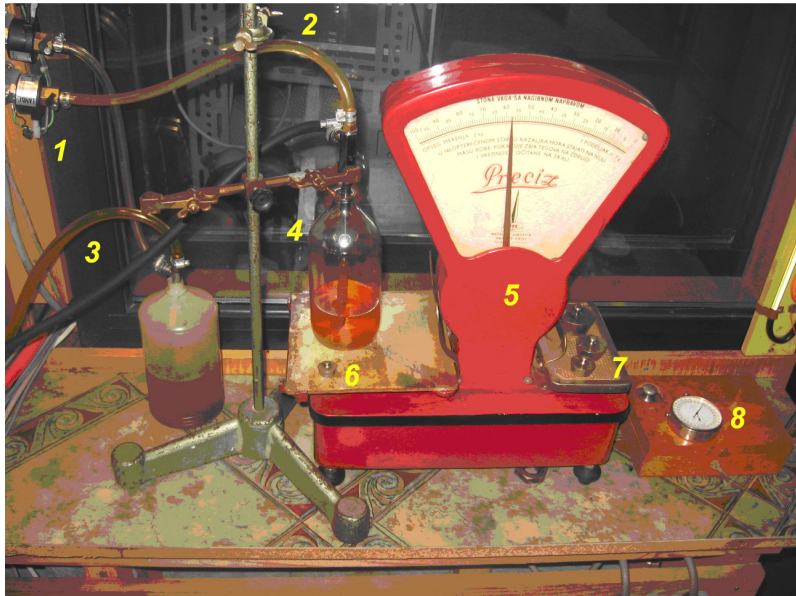
- у оба случаја, максималне вредности леже око 1600 o/min,
- десно од максимума, са порастом броја обртаја, степен пуњења опада брже и више кад се користи заслон 15 мм (већи трајни пад притиска узрокован заслоном),
- највеће разлике у измереном степену пуњења се уочавају лево од максимума, испод 1250 o/min.

Разлике у измереним вредностима протока, а посебно амплитуде одступања појединих мерних тачака од тренда промене (и до 8%), могу се приписати појави стојећих таласа и резонанси појединих деоница уређаја, као и недовољној крутости зидова пригушног резервоара. Током испитивања се фреквенција усисавања кретала у опсегу 7 – 24 Hz, док је циклусна количина ваздуха увек била максимална! Због тога су се пулзације протока у мањој мери пренеле на мерни део инсталације, упркос томе што је запремина пригушног резервоара 440 пута већа од ходне запремине мотора.

Генерални закључак је да су, у погледу тачности, најнеповољнији услови мерења протока на ниским бројевима обрта у дизел моду. Зато је за испитивање мотора у ДИЗЕЛ моду и већини режима ОТО мода коришћен заслон од 15 mm. Заслон од 10 mm коришћен је само за режиме празног хода и ниског оптерећења мотора у ОТО моду.

3.3 Мерење потрошње горива

Већ дуги низ година се у Лабораторији за моторе СУС употребљава масена метода мерења потрошње горива. Мерењем масе узорка горива и времена за које се оно утроши одређује се часовна потрошња горива. Коришћена опрема је приказана на слици 3.6.



1. Електро-вентил
2. Доводно црево
3. Одводно црево
4. Мерна посуда
5. Прецизна вага
6. Мерни тег
7. Баласт
8. Хронометар

Слика 3.6 Опрема за мерење потрошње горива масеном методом

Отварањем електроventила 1 се преко доводног црева 2 врши допуњавање мерне посуде 4. Затварањем ventила мотор троши гориво из мерне посуде 4 преко одводног црева 3. У припремној фази мерења потребно је да се вага доведе у стање приближне равнотеже избором масе баласта 7. Тада је показивач у мерном пољу скале опсега 100 g, са поделом од 1 g. На почетку мерења стартује се хронометар 8 и истовремено региструје положај показивача. Стављањем мерног тега 6 на тас са мерном посудом 4 дефинише се

маса узорка горива. Када показивач дође у положај са почетка мерења, хронометар се зауставља. Избор масе узорка горива врши се у зависности од радног режима мотора тако да време потрошње није краће од 30 s.

Ма како изгледао архаично, овај метод има низ предности:

- практично неограничен мерни опсег, уз велику прецизност мерења малих потрошњи,
- тачност масе узорка горива одређена је класом тачности мерног тега (0,1 %),
- за разлику од запреминске методе, не мора да се води рачуна о густини горива,
- грешке у мерење уносе само хистереза ваге и промена нивоа горива у мерној посуди, а њихов утицај може бити безначајан,
- једноставан прелазак на мерење потрошње другог горива простом заменом спремне мерне посуде.

Главни проблем при оваквом начину одређивања потрошње је субјективне природе, јер испитивач мора бити веома концентрисан и увежбан. Искуство је показало да је тада поновљивост испитивача при одређивању часовне потрошње горива на стабилном радном режиму реда ± 1 %.

У жељи да се мерење потрошње горива "осавремени", покушана је употреба запреминског мерача потрошње *PIERBURG*, тип *PLU 112* (само за ОТО мод). Мерна глава уређаја постављена је у напојни вод брызгача (слика 3.7 А), а изабран је нижи мерни опсег (0÷ 12) L/h. Показна јединица (слика 3.7 Б) има могућност директног читавања тренутне запреминске часовне потрошње (аналогни показивач), као и укупне запремине утрошеног горива у изабраној секвенци мерења (кумулативни показивач).



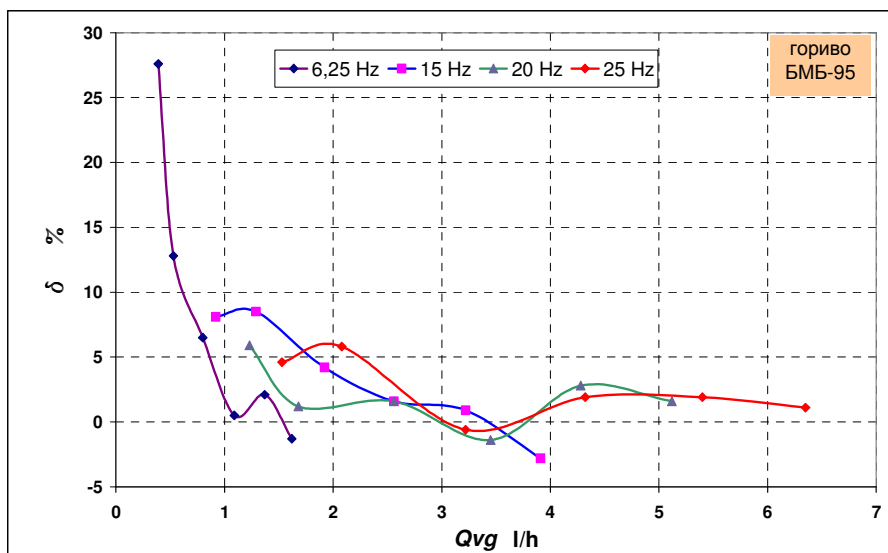
А



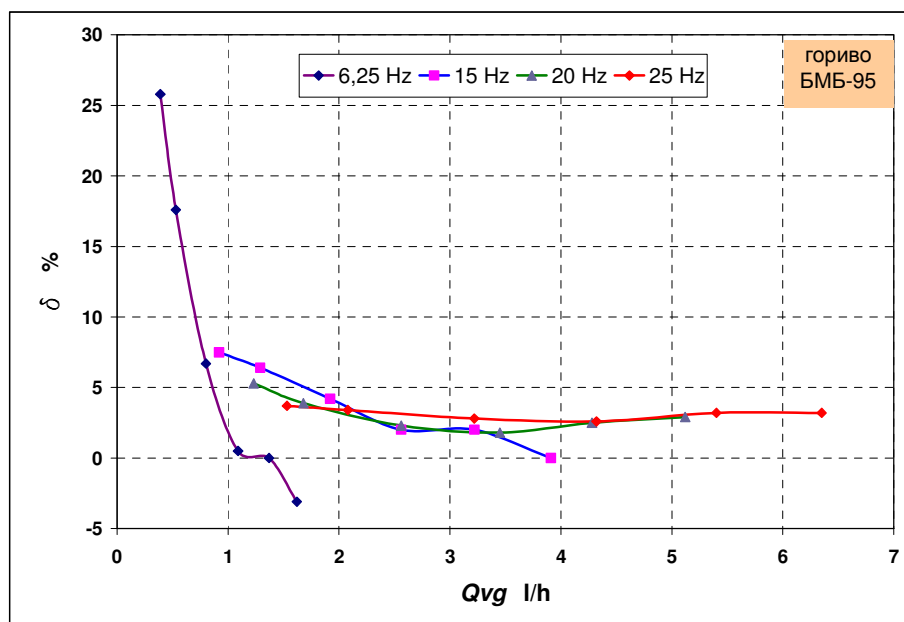
Б

Слика 3.7 Мерило потрошње горива *PIERBURG PLU 112* током калибрације

Током калибрације мерача убризгавање бензина вршено је у мензурку запремине 100 ml. Изабране су учестаности убризгавања 6,25, 15, 20 и 25 Hz које покривају учестаности радних циклуса мотора. Протоци су мењани варирањем времена отворености брызгача, посебним програмским модулом у систему за управљање радом мотора.



Слика 3.8 Релативна грешка мерача потрошње горива PIERBURG PLU 112 - аналогни показивач-



Слика 3.9 Релативна грешка мерача потрошње горива PIERBURG PLU 112 - кумулативни показивач-

Са дијаграма на сликама 3.8 и 3.9 може се закључити да је одређивање потрошње преко кумулативног мерача запремине прецизније. На ниским учестаностима убризгавања, при протоцима испод $1 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$, у датој конфигурацији, мерач је неупотребљив. Грешка мерења се са порастом протока и учестаности убризгавања устаљује на око $(2 \div 3)\%$. Узрок овако велике грешке мерења је што свако затварање бризгача генерише хидраулички ударац и дилатацију гуменог црева за напајање. Ове пулзације притиска ометају мерни уређај који ради на принципу зупчaste пумпе са нултом разликом притиска. Постављањем мерача на улаз уређаја за напајање горивом овај проблем би се елиминисао. У датим условима примена мерача PIERBURG PLU 112 нема квалитативни

допринос мерењу потрошње горива у односу на масену методу, па тиме ни оправданост коришћења.

3.4 Мерење температура

За мерење температура су као давачи коришћени термопарови Ni-CrNi (тип "K"), пре свега због своје робусности и ширине мерног опсега. Мерене су температуре:

- издувних гасова t_{ig} (150÷750) °С,
- цилиндарске главе t_{cg} (80÷200) °С,
- уља у картеру t_u (60÷110) °С,
- ваздуха у усисном воду t_{uv} (20÷50) °С,
- ваздуха испред заслона (бленде) за мерење протока ваздуха t_b (15÷35) °С.



Слика 3.10 Опрема за мерење температура

Табела 3.1 Резултати контроле термопарова

	$t_{ref1} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{ref2} = 98,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Термопар t_{ig}	- 0,2	98,1
Термопар t_{cg}	-0,2	98,3
Термопар t_u	+0,1	98,2
Термопар t_{uv}	+0,2	98,7
Термопар t_b	-0,1	98,6

је тачност мерења температура у оквиру тачности декларисане од стране произвођача мерне опреме.

Током испитивања стално је праћена температура уља, док су ручним активирањем циклуса мерења све температуре регистроване сукцесивно са међусобним временским помаком од 1 s.

У мерном ланцу употребљен је мерни систем *HBM UPM 60* опремљен десетоканалним модулом за подршку термопарова UMH 3205 и прикључним панелом VT 21 са компензатором температуре прикључака VMA 3205 (слика 3.10). Мерни систем има аутоматску интерну компензацију температуре хладног краја термопарова. С обзиром да су мерења температура углавном упоредног и контролног карактера, њихова тачност није пресудна. Зато није вршена калибрација мерила температуре преко целог мерног опсега, већ су изведена контролна мерења у две тачке. За референтне температуре изабране су: температура топљења леда t_{ref1} и температура кључања воде t_{ref2} . Контрола је вршена баждареним живиним термометром опсега (0÷100) °С, са поделом 1/10 °С, гарантоване тачности ±0,15 °С на t_{ref1} , односно ±0,25 °С на t_{ref2} . Резултати су приказани у табели 3.1. Закључено је да

3.5 Мерење притисака

Мерење атмосферског притиска



Слика 3.11 Барометар Brüel&Kjær U0003

Атмосферски притисак је мерен анеоридним, температурно компензованим барометром *Brüel&Kjær*, тип U0003. Инструмент је калибрисан на собној температури, при притиску 996 mbar. Као калибрациони барометар коришћен је лабораторијски барометар са живиним стубом (Торичелијев барометар).

Очитавање вредности атмосферског притиска вршено је на почетку и крају сваке секвенце испитивања, док је у случају појаве евентуалне разлике за прорачуне коришћена средња вредност.

Мерење потпритиска у усисном воду

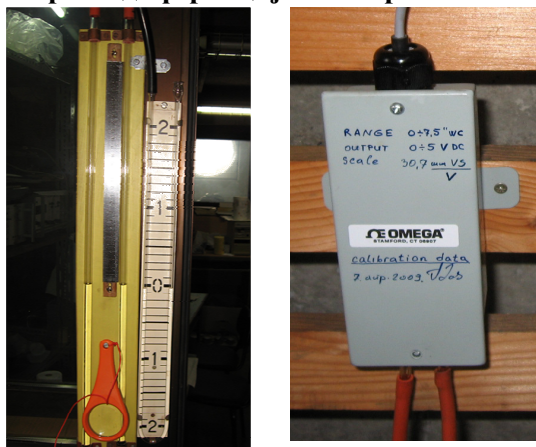


Слика 3.12 Калибрација давача притиска

Потпритисак у усисном воду мерен је због мапирања система за управљање радом мотора помоћу мерила диференцијалног притиска *HBM PD 5V*. Ради умиривања пулзација притиска у воду депресије уграђена је пригушница у облику филтра. Излазни напон мерила размере 5 V / 1 bar очитаван је помоћу микроконтролерског система за управљање (A/D 12-bit конвертор).

Након нуловања мерила, калибрација је извршена при потпритиску 0,5 bar, при чему је као калибрациони инструмент коришћен вакуумметар са Бурдоновом цеви *BOSCH EFAW 108*.

Мерење диференцијалног притиска на заслону протокомера ваздуха



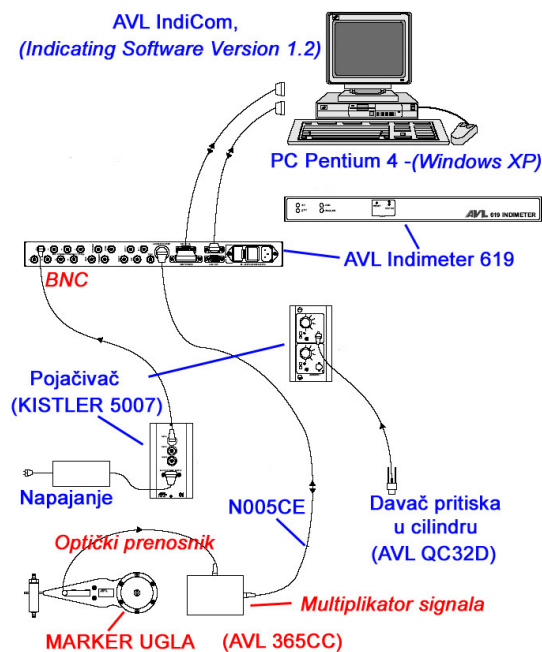
Слика 3.13 Мерила диференцијалног притиска

Ова величина мерена је паралелно са два мерила (слика 3.13). Помоћу воденог манометра вршена су мерења ради прецизног прорачуна протока ваздуха (ручни унос резултата мерења у записник). Метални лењир за мерење висине воденог стуба одговара стандарду ГОСТ 427-75 и има поделу 1 mm.

Електронско мерило диференцијалног притиска *OMEGA PX 277*, опсега 7,5" (180,5 mm) воденог стуба коришћено је у систему управљања радом мотора (видети сл. 2.21) ради одређивања протока ваздуха. Калибрација овог мерила извршена је помоћу воденог манометра.

3.6 Мерење притиска у цилиндру мотора - индицирање

Мерни ланац за индицирање цилиндарског притиска остварен је применом савременог мерног система [50] који је приказан на слици 3.14. Он се условно може поделити на четири целине:



Слика 3.14 Мерни систем за индицирање цилиндарског притиска

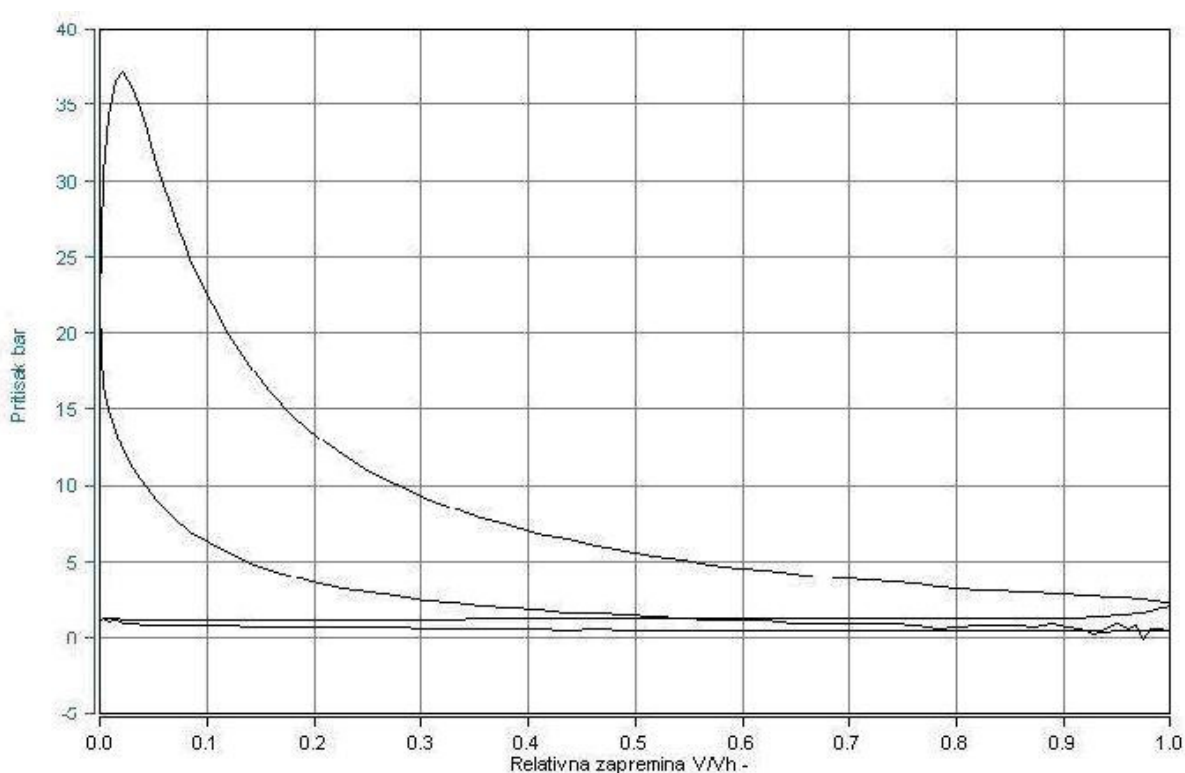
1. Аналогни део који чине пиезо-давач притиска *AVL QC32D* и појачавач за кондиционирање сигнала притиска *KISTLER 5007*.
2. Дигитални део за управљање А/D конверзијом кога чине: оптички маркер угла *KB* и положаја *SMT* (enkoder) *AVL 365CC*, оптички преносник *AVL 365.00 & 365.001* и мултипликатор импулса *AVL 365Z01M*. Могуће резолуције аквизиције су (36, 60, 90, 180, 360, 720, 900 и 1800) imp./obt. Коришћено је 720 imp./obrt.
3. Процесор сигнала у реалном времену са 8-каналним А/D конвертором (*AVL Indimeter 619*).
4. Персонални рачунар *Pentium 4* са софтверском подршком система *AVL IndiCom 1.2*.

Поред основне функције аквизиције сигнала у домену угла коленастог вратила овај систем омогућава и:

- I Осцилоскопски мод рада и мониторинг улазних сигнала или било ког сигнала добијеног њиховом обрадом у реалном времену (слика 3.15), мерење, типске прорачуне и приказ великог броја индикаторских параметара за практично произвољан низ узастопних циклуса (слика 3.16):
 - максимални притисак циклуса *P_{MAX1}*,
 - положај максималног притиска циклуса *AP_{MAX1}*,
 - максималну брзину пораста притиска *RM_{MAX1}*,
 - положај максималне брзине пораста притиска *AR_{MAX1}*,
 - средњи индикаторски притисак циклуса *IMEP₁*,
 - средњи индикаторски притисак високопритисног дела циклуса *IMEP_{H1}*,
 - средњи индикаторски притисак нископритисног дела циклуса *IMEP_{L1}*,
 - положај почетка сагоревања (само код дизел мотора) *AQ_{0_1}*,
 - дискретне положаје сагоревања 5%, 10%, 50%, и 90% циклусне количине горива, *AQ_{05%_1}*, *AQ_{10%_1}*, *AQ_{50%_1}*, *AQ_{90%_1}*,
 - време трајања циклуса *CYCDUR*, односно број обртаја *SPEED*,
 - статистичку анализу свих горе наведених параметара за изабрани број узастопних циклуса у случају нормалне расподеле: минимална вредност

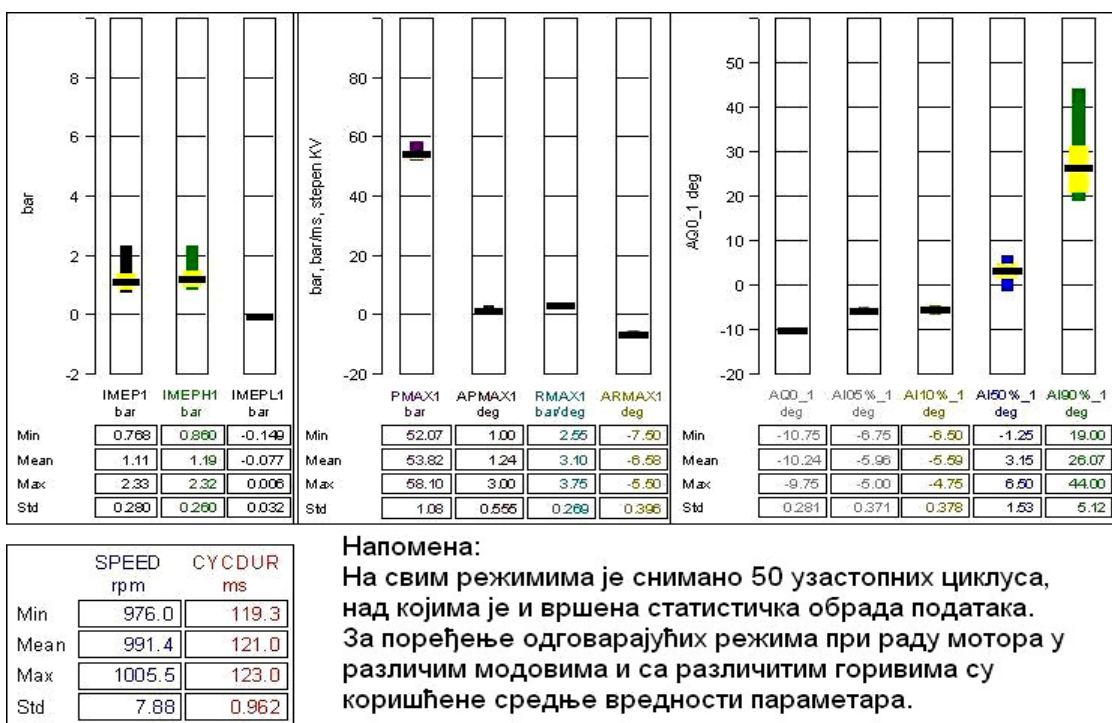
- параметра **Min**, средња вредност параметра **Mean**, максимална вредност параметра **Max** и стандардна девијација параметра **Std**. (слика 3.16.),
- дијаграмски приказ диференцијалног и интегралног облика закона сагоревања (слика 3.17).

- II Флексибилну обраду података на бази прорачуна дефинисаног од стране корисника, као и кориснички дефинисану презентацију резултата.
- III Одређивање механичке грешке постављања маркера положаја SMT термодинамичком методом.
- IV Калибрацију целокупног мерног ланца за мерење цилиндарског притиска динамичком методом, што је приказано на слици 3.18.

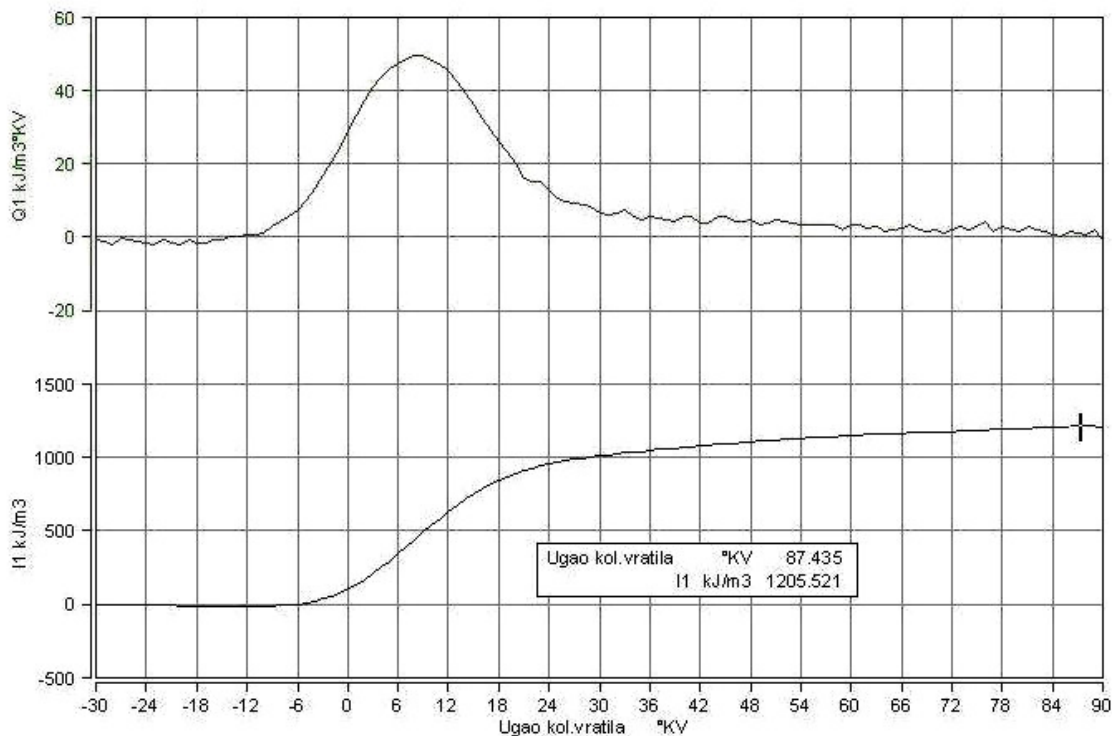


Слика 3.15 Приказ затвореног индикаторског дијаграма на једном од режима

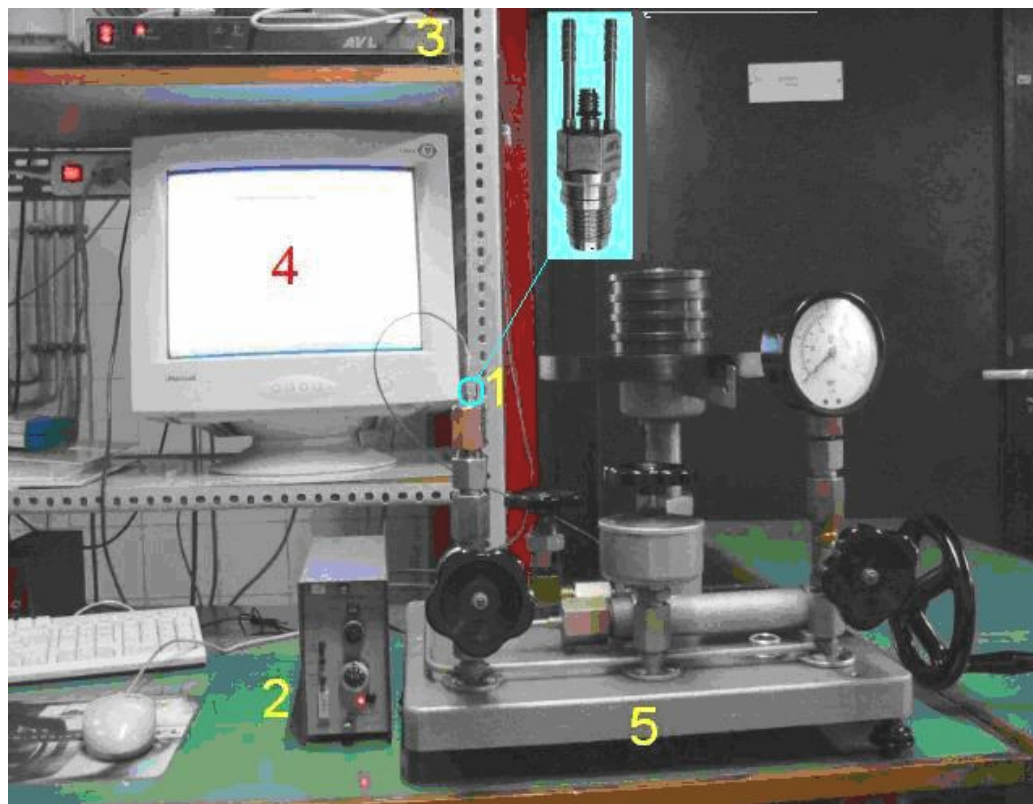
Обзиром да пиезо давачи региструју релативну промену притиска, калибрација је извршена његовом скоковитом променом. Најпре је у инсталацији индукован притисак од 100 bar, извршено је ресетовање појачавача и покренут програм калибрације. Наглим отварањем растеретног вентила извршена је скоковита, прецизно дефинисана промена притиска, како је приказано на слици 3.19. Финим, итеративним подешавањем појачања пиезо појачавача, подешен је фактор размере од 10 bar/1V.



Слика 3.16 Приказ изабраних индикаторских параметара

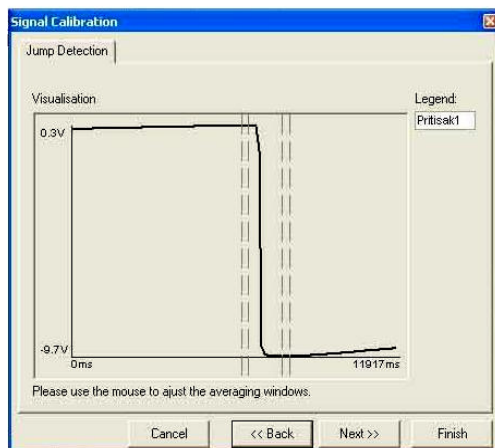


Слика 3.17 Приказ диференцијалног и интегралног облика закона сагоревања



1. Пиезо-давач притиска AVL QC 32D
2. Пиезо појачавач KISTLER 5007
3. Мерни систем AVL Indimer 619
4. PC + софтвер AVL IndiCom 1.2
5. Калибратор притиска до 500 bar VEB Meßgerätewerk DDR

Слика 3.18 Мерни ланац за индицирање притиска током калибрације



Dead Weight Calibration - Summary:

Calibration Difference: 100.00

Attempt: 1

Calibration Value 1:

Pritisak1: 0.293 V Deviation: 0.002 V

Calibration Value 2:

Pritisak1: -9.698 V Deviation: 0.001 V

Calibration Factor: Pritisak1: 10.009

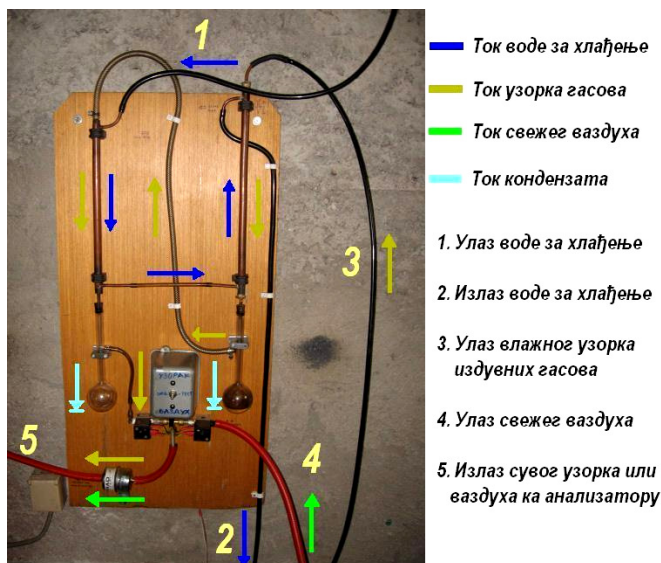
Слика 3.19 Дијаграм промене притиска и извештај о калибрацији мерног ланца

3.7 Одређивање параметара издувне емисије

Током испитивања мултипроцесног мотора су на сваком режиму мерене концентрације пет гасовитих компонента сирове издувне емисије: угљендиоксида CO_2 , угљенмоноксида CO , кисеоника O_2 , несагорелих угљоводоника HC и азотових оксида NO_x . Током рада мотора у ДИЗЕЛ моду мерен је и интензитет црног дима по BOSCH-методи.



Слика 3.20 Издувни систем са сондама за узорковање изд. гасова



Слика 3.21 Уређај за издвајање кондензата из издувних гасова пре одвођења у анализатор

Између издувног система мотора и стабилног издувног система лабораторије постављена је флексибилна ватроотпорна цев $\Phi 36$ mm ради спречавања преноса вибрација. Из ње гасови доспевају у дилутациону цев пречника $\Phi 80$ mm која је опремљена са две колинearне сонде за узорковање (слика 3.20). Интензитет вентилације лабораторијског издувног система подешен је тако да кад мотор не ради депресија на сондама износи 15 mmVS.

При дуготрајном раду мотора током мапирања у ОТО моду, посебно са алкохолом као горивом, појавио се проблем превелике количине кондензата у анализатору гасова. Зато је направљен уређај за издвајање кондензата из издувних гасова (слика 3.21) који се састоји из двостепеног воденог кондензатора са дренажом и електровентилске скретнице узорка гасова. Отварањем вода свежег ваздуха омогућава се нуловање и повремена стабилизација рада анализатора. Овај уређај није коришћен при извођењу финалног експеримента због утицаја на мерење концентрације несагорелих угљоводоника који се делимично задржавају у кондензату (посебно у ДИЗЕЛ моду).

3.7.1 Мерење концентрације гасовитих компоненти у издувним гасовима



Слика 3.22 Анализатор гасова AVL DiCom 4000 током калибрације

За ова мерења коришћен је уређај AVL DiCom 4000 превасходно намењен за контролу издувне емисије возила на линијама техничког прегледа, као и дијагностику утицајних система.

Гасни анализатор је био активан при испитивању ото мотора (PETROL мод) и мери запреминске концентрације следећих гасова:

- угљендиоксида CO_2 0...20 %,
- угљенмоноксида CO 0...10 %,
- кисеоника O_2 0...4 & 4...20 %,
- несагорелих угљоводоника HC (еквив. хексана) 0...20000 ppm
- азотових оксида NO_x (еквив. NO) 0...4000 ppm.

Прорачун и приказ вредности коефицијента количине ваздуха λ преко анализе гасова ограничен је на примену три врсте горива: бензина (PETROL), течног нафтног гаса (LPG) и компримованог природног гаса (CNG).

Уређај за испитивање дизел мотора (DIESEL мод) омогућава мерење опациитета у распону 0...100%, односно коефицијента апсорпције светлости (k -фактор) 0...99.9m⁻¹.

Поред ових основних функција уређај има могућност следећих мерења:

- температуре уља 0...120 °C,
- броја обртаја мотора 250...8000 o/min,
- угла претпаљења 0...60 °KV,
- угла предубризгавања 0...60 °KV,
- фактора укључености бобине 0...100 %,
- сигнала λ -сонде осцилограм у реалном времену.

Током испитивања мултипроцесног мотора није коришћен опациметар. Наиме, логика рада уређаја је таква да он при сваком активирању анализатора гасова или опациметра покреће вишеминутни поступак самокалибрације и стабилизације интегрисаних мерила. Зато би се недопустиво продужио процес испитивања мотора на појединим радним режимима.

Калибрација гасног анализатора спроведена је непосредно пре извођења завршних испитивања (слика 3.22).

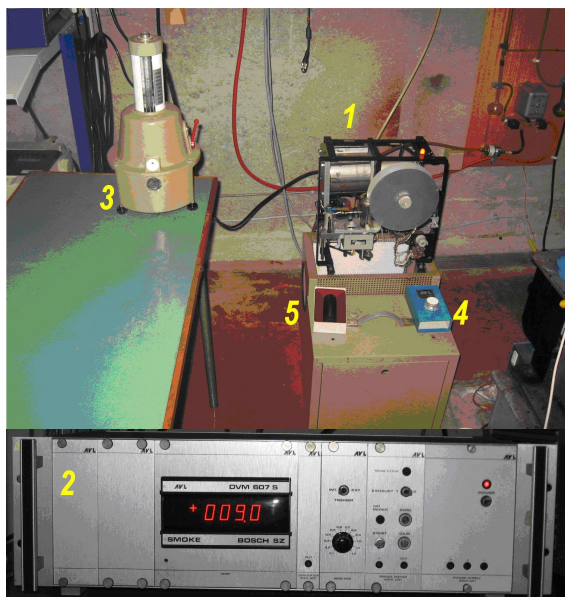
Мерило концентрације кисеоника се аутоматски калибрише при сваком активирању и стабилизацији анализатора, чим се у њега доводи свеж ваздух ($O_2 \approx 21\%$). У случају неуспеле калибрације уређај захтева замену сензора кисеоника (ресурс ограничен временски на око 1,5-2 године).

Мерила концентрације CO_2 , CO и HC калибришу се помоћу посебне калибрационе смеше гасова. У овом случају је коришћена сертифицивана смеша произвођача **MESSER**, следећег запреминског састава:

- | | |
|-----------------|--------------------------|
| - угљендиоксида | $CO_2 = 10,00 \%$, |
| - угљенмооксида | $CO = 1,91 \%$, |
| - n-пропана | $C_4H_{10} = 1910 ppm$, |
| - азота | N_2 остатак |

Мерило концентрације азотових оксида NO_x овога пута није калибрисано. Ранија контрола овог мерила смешом азотмооксида за медицинску употребу је показала добре резултате. Такође, поређењем измерених вредности концентрације азотових оксида сада и у периоду валидности калибрације нису уочена битна одступања. Ипак, строго гледано, измерене вредности могу послужити само у компаративне сврхе.

3.7.2 Мерење интензитета црног дима



1. Мерна јединица **AVL 409 E2 SAMPLER**
2. Показна јединица са аутоматиком
3. Контролник запрем. узорка **AVL 408 A**
4. Калибратор "0" **BSN**
5. Калибратор "9" **BSN**

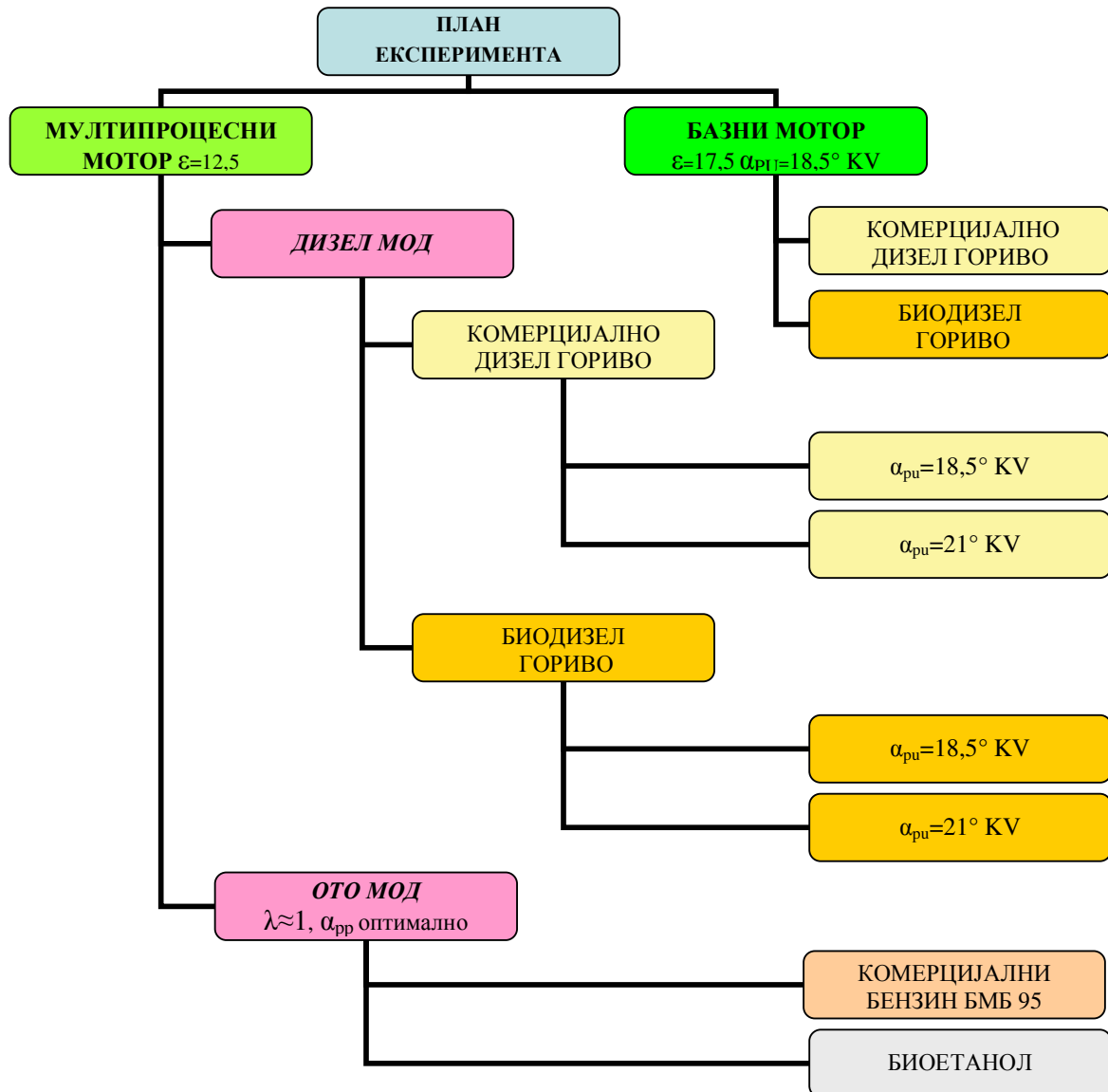
Слика 3.23 Димомер **AVL 409 E/2M** током калибрације

Емисија црног дима мотора у ДИЗЕЛ моду је мерена по **BOSCH**- методи. У ту сврху коришћен је димомер **AVL 409 E/2M** приказан на слици 3.23. Његова калибрација састојала се из подешавања запремине узорка помоћу контролника 3 и подешавања оптичког система показне јединице помоћу калибратора 4 и 5.

Емисија црног дима по овој методи рађена је пре свега зато што постоје корелације између димности и емисије честица.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

4.1 План експеримента и критеријуми постављања режима у ОТО моду



Слика 4.1 План испитивања

Крајњи циљ експеримента је био дефинисање радних области мултипроцесног мотора у којима он треба да користи ото или дизел мод. Одлучујући критеријум је енергетска ефикасност исказана преко индикаторског степена искоришћења. Испитивања у оба мода су вршена како са конвенционалим, тако и са горивима из обновљивих извора: био-дизелом и био-етанолом. Шематски приказ спроведених испитивања је дат на слици 4.1

Испитивање базног мотора (фабричко подешавање) је извршено при раду са комерцијалним дизел горивом и био-дизелом, при чему су добијени резултати сматрани референтним за дизел мод мултипроцесног мотора. Поред тога ова испитивања пружају могућност сагледавања утицаја врсте горива на радни процес мотора.

Испитивања мултипроцесног мотора у дизел моду су такође вршена при раду са комерцијалним дизел горивом и био-дизелом, с тим што је сада вариран и угао предубризгавања. Тако је омогућено сагледавање утицаја врсте горива и угла предубризгавања на радни процес при сниженом степену компресије.

Већ је речено да експериментални мотор има фиксни угао предубризгавања, тако да оптимизација овог параметра у току рада није могућа. Свака промена предубризгавања захтева два нова циклуса испитивања (због две врсте горива). Зато је поред испитивања са фабрички декларисаном вредношћу од $18,5^\circ$ KV пре SMT, вршено испитивање са још само једним, незнатно повећаним углом предубризгавања од 21° KV. На овај начин се може извући закључак о потребном смеру промене угла предубризгавања.

Испитивања мултипроцесног мотора у ото моду су знатно комплекснија од предходних. Испитни режим се може постићи већим бројем комбинација састава смеше и угла претпаљења. Зато су као критеријуми за постављање жељеног режима усвојени:

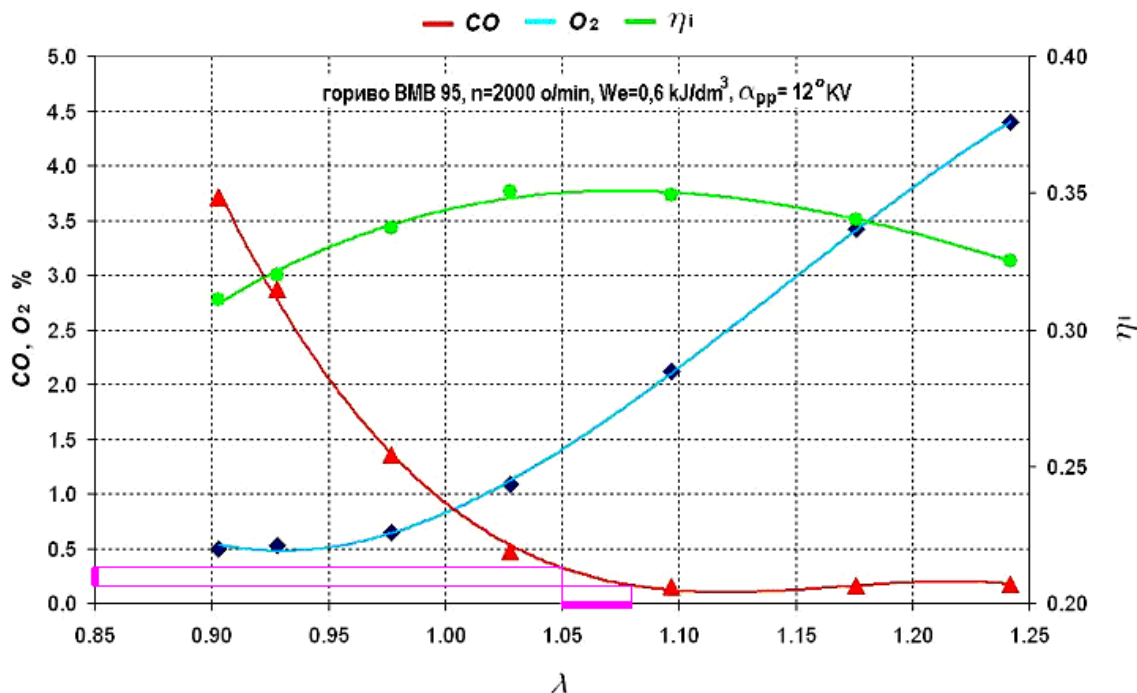
- рад мотора са приближно стехиометријском смешом $CO=(0,25\div 0,40)\%$,
- угао претпаљења такав да се тежиште сагоревања нађе $(8\div 12)^\circ$ KV после SMT.

Први критеријум је у складу са савременим приступом регулације састава смеше применом λ – сензора. Међутим, при раду мултипроцесног мотора у ото моду се појавио проблем одређивања састава смеше. Анализа издувних гасова је увек показивала извесно присуство кисеоника, ма колико смеша била обогаћивана. Показало се да је узрок томе директан пролаз смеше из усисног у издувни систем током процеса испирања коморе. У прилог овом закључку иде и чињеница да је емисија несагорелих угљоводоника повећана. Ради илустрације могу послужити следећи подаци дати у табели 4.1.

Табела 4.1 резултати мерења емисије на режиму празног хода у ОТО моду

n o/min	W_i kJ/dm ³	CO_2 %	CO %	O_2 %	HC ppm	λ –
1000	0,018	12,50	0,65	2,94	1958 !!!	1,042

Очигледно да састав смеше одређен анализом издувних гасова не одговара стварном саставу смеше у цилиндру, те да због увек присутног кисеоника анализатор показује нешто веће вредности λ .



Слика 4.2 Избор оптималног састава смеше на основу анализе издувних гасова

Ради дефинисања репрезентативног параметра за подешавање састава смеше извршено је одређивање индикаторског степена корисности η_i у функцији састава смеше λ . Са дијаграма на слици 4.2 се види да индикаторски степен искоришћења постиже максимум у области $\lambda=1,05\div 1,01$ када је концентрација угљенмооксида у опсегу $(0,25\div 0,40)\%$. Треба нагласити да је ово испитивање вршено са безоловним бензином, тако да су вредности λ очитане са анализатора прерачунате коректно. У случају коришћења био-етанола анализатор даје погрешне резултате састава смеше због неодговарајућег податка о стехиометријској количини ваздуха (софтверски учитан податак). Зато је као репрезентативни параметар изабрана концентрација угљенмооксида у поменутом опсегу.

Други критеријум је такође постављен са циљем постизања максималне енергетске ефикасности. Под положајем тежишта сагоревања се подразумева угаони померај коленастог вратила од SMT када се доведе 50% циклусне количине топлоте. Захваљујући могућностима опреме за индицирање, овај параметар ($AQ_{50\%}$) је праћен у реалном времену, што је знатно убрзало постављање жељеног режима. Према литературним подацима [?], максималне вредности индикаторског степена искоришћења се постижу када је тежиште сагоревања $(8\div 10)^\circ KV$ после SMT, што је остваривано променом угла претпаљења α_{pp} .

Ограничавајући фактор за примену наведених критеријума је појава детонантног сагоревања на вишим оптерећењима. Тада је најпре смањиван угао претпаљења, док је на високим бројевима обртаја истовремено и обогаћивана смеша.

4.2 Опитни циклус и дефинисање радних режима мотора

Режим	Период рада min	Бр. обрта. o/min	Снага kW
1.	0 ÷ 10	1200	0,735
2.	10 ÷ 20	1500	1,176
3.	20 ÷ 30	2000	1,984
4.	30 ÷ 40	2500	3,971
5.	40 ÷ 60	2800	5,147
6.	Брза контрола снаге на 3000 о/мин, регулација максималног бр.обртаја, баждарење пумпе за убризгавање.		

Табела 4.2 Фабрички поступак разраде мотора
DMB 3DA 450

Након сваке реконструкције експерименталног мотора која је захтевала демонтажу цилиндарске главе спровођена је његова разрада. Поступак разраде, прописан од стране произвођача, дат је у табели 4.2. Овиме је вршена стабилизација и провера карактеристика мотора. После разраде, дотезања цилиндарске главе и поновног подешавања зазора вентила мотор је подвржан испитивању.

Према устаљеној пракси *Лабораторије за моторе СУС*, испитивања опитног мотора на бази DMB 3DA 450 се увек врше применом истог теста. На овај начин се сваким новим испитивањем шири база међусобно упоредивих података. То је стандардни *ESC (European Stationary Cycle)* 13-степенни циклус [51]., који се примењује код сертификације дизел мотора тешких теретних возила према директиви 1999/96/EC.

Квазистационарна природа теста у потпуности одговара опреми лабораторије, а састоји се од 13 испитних режима (модова). Распоред, редослед, и утицај појединих модова на сумарне специфичне емисионе показатеље теста су дефинисани тако да репрезентују просечне услове експлоатације теретних возила (слика 4.3). Пошто се као крајњи резултат теста за сваку компоненту издувних гасова добија једна вредност сумарне емисије изражена у $[g \cdot kWh^{-1}]$, могуће је глобално (у целом радном пољу) поређење разних варијаната мотора.

Методологија израчунавања емисионих параметара се може преликати и на индикаторски степен искоришћења, чиме се пружа могућност оцене глобалне енергетске ефикасности мотора.

У сваком моду, мотор ради у дефинисаним временским интервалима: (4 min у првом, и по 2 min у свим осталим). Број обртаја мотора је одржаван са прописаном тачношћу од $\pm 50 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$, док је вредност обртног момента одржавана у интервалу од $\pm 2 \%$ од максималног момента на успостављеном испитном броју обртаја.

Полаз за дефинисање испитних режима је спољно-брзинска карактеристика мотора P_A (DIN 6270), према декларацији произвођача.

Номинална снага мотора: $P_N = 6 \text{ kW}$ при $n_N = 3000 \text{ o/min}$

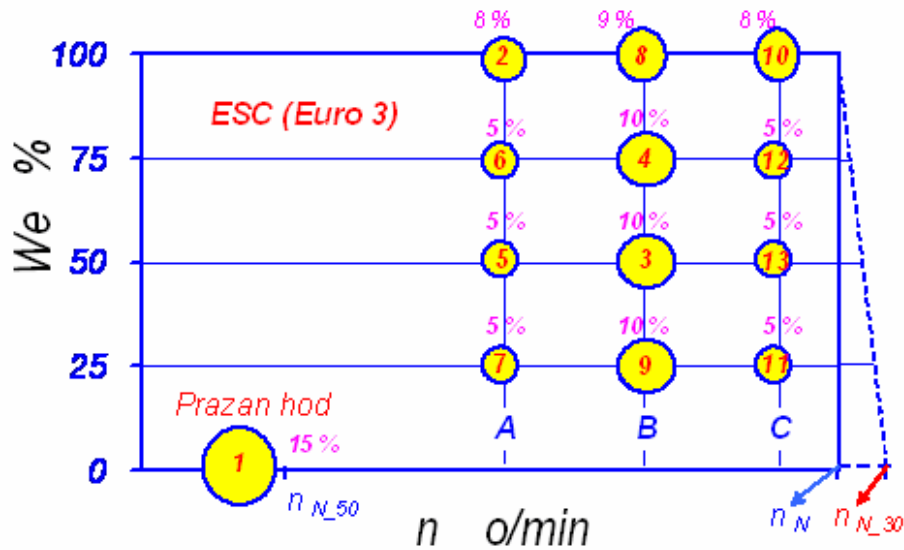
Референтни бројеви обртаја су одређени на следећи начин:

* Високи број обртаја, означен као $n_{N,30}$ са дијаграма снаге је одређен падом снаге за 30 % у односу на декларисану номиналну снагу (регулатор максималног броја обртаја активан):

$$n_{N,30} = 3050 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1} \quad (P_e = 0.7 \cdot P_N = 4.2 \text{ kW})$$

* Низак број обртаја, означен као $n_{N,50}$, одређује се са спољно-брзинске карактеристике за услов пада снаге за 50 % од вредности декларисане номиналне снаге:

$$n_{N,50} = 1600 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1} \quad (P_e = 0.5 \cdot P_N = 3 \text{ kW})$$



n_N – број обртаја мотора при номиналној снази,
 $n_{N,30}$ – број обртаја на коме снага падне за 30 % у односу на номиналну вредност,
 $n_{N,50}$ – број обртаја при паду снаге за 50 % у односу на номиналну вредност.

Слика 4.3 Европски стационарни циклус ESC- модови и фактори утицаја

* Испитни бројеви обртаја А, В и С се одређују следећим формулама []:

$$A = n_{N,30} + 0.25 \cdot (n_{N,50} - n_{N,30}) = 1962 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$B = n_{N,30} + 0.50 \cdot (n_{N,50} - n_{N,30}) = 2325 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$C = n_{N,30} + 0.75 \cdot (n_{N,50} - n_{N,30}) = 2687 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$$

* Број обртаја празног хода: $n_{ph} = 1000 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$

Дефинисање оптерећења испитних модова (табела 4.3):

Табела 4.3 Вредности снаге на испитним бројевима обртаја

Снага, kW	реф. 100 %	75 %	50 %	25 %
P_A	4,10	3,07	2,05	1,02
P_B	5,00	3,75	2,50	1,25
P_C	5,70	4,27	2,85	1,43
P_{1600}	3,00	2,25	1,50	0,75

Референтне снаге при испитним бројевима обртаја су одређене на основу спољно-брзинске карактеристике. Треба напоменути да су приказане вредности снага дате за стандардне услове испитивања. При извођењу експеримента вршена је контрола валидности услова испитивања преко фактора амбијенталних услова F :

$$F = \frac{99}{p_o} \cdot \left(\frac{T_o}{298} \right)^{0,7}$$

p_o kPa - притисак околине
 T_o K - температура околине
 допуштено $0,96 \leq F \leq 1,06$

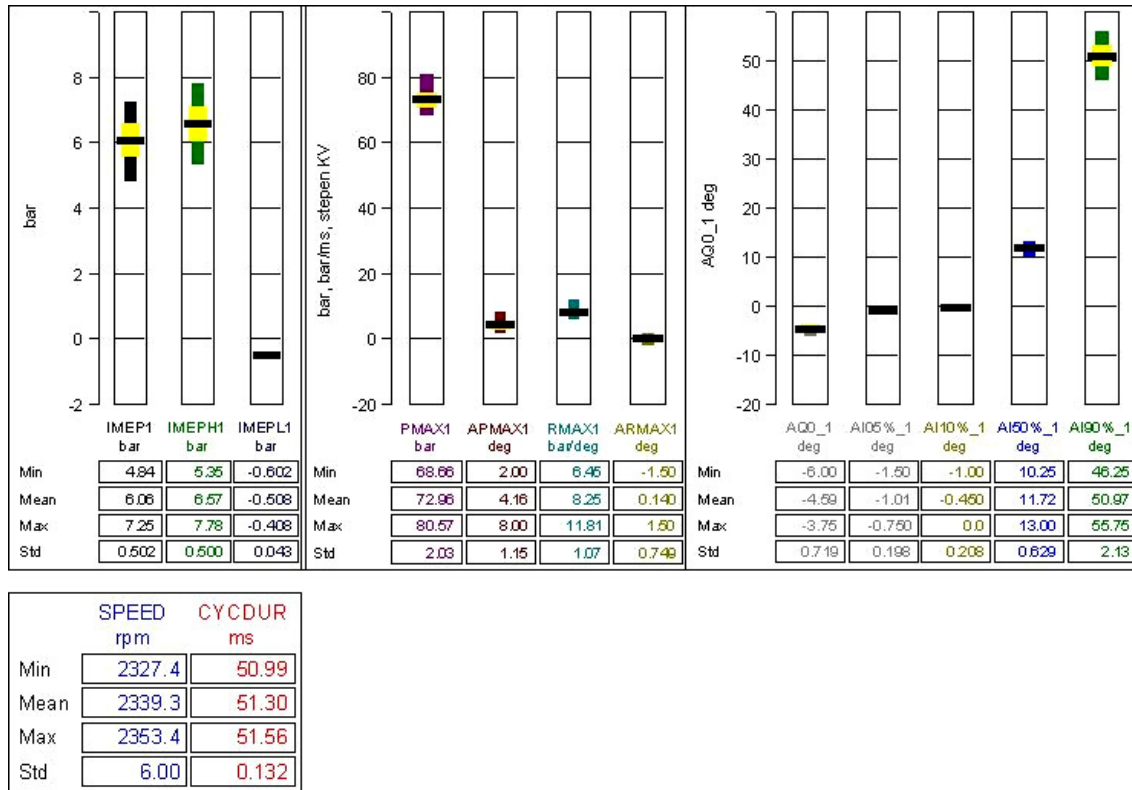
4.3 Протокол испитивања

Пре сваког циклуса испитивања вршена је визуелна и функционална контрола лабораторијских инсталација, мотора и опреме. Температура моторног уља је одржавана у опсегу $60\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_u \leq 85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Као што се види из плана експеримента (слика 4.1), испитивање је обављено у осам одвојених секвенци, при чему је остварено укупно 105 радних режима.

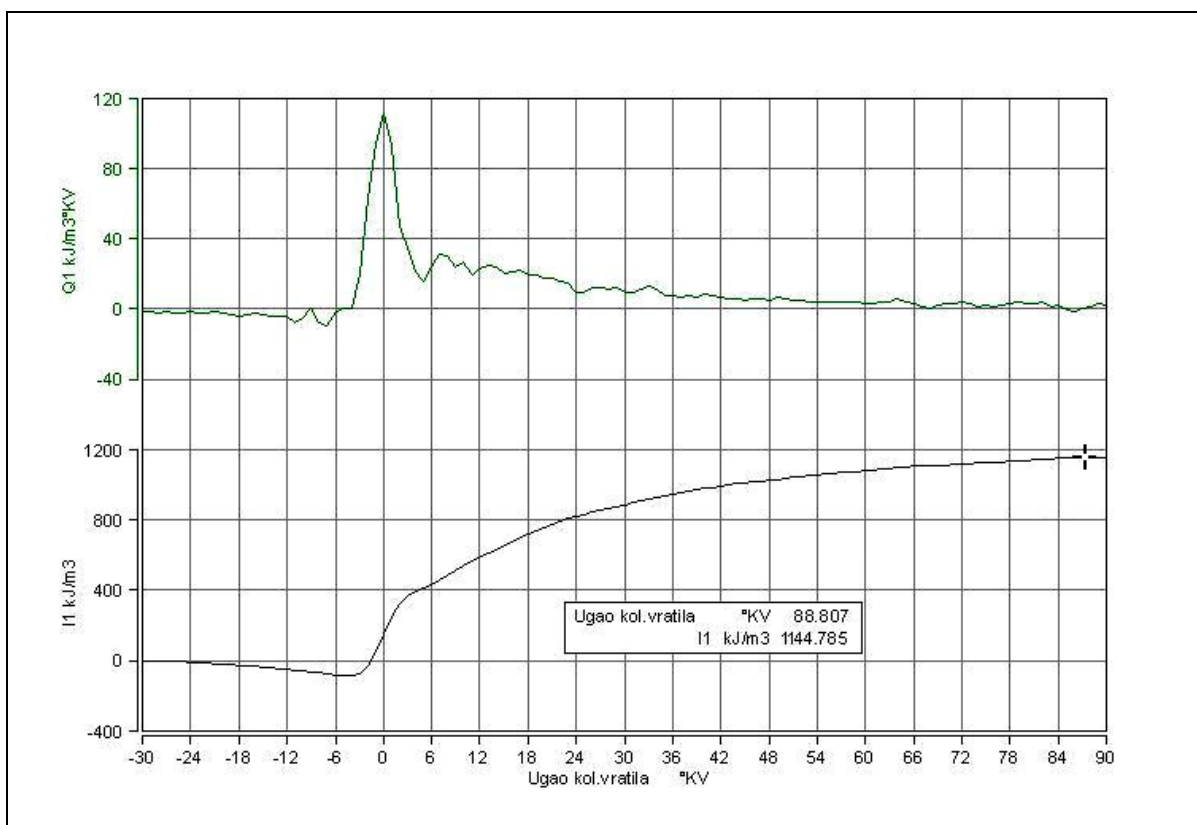
Након стабилизације испитног режима вршено је индицирање 50 узастопних циклуса као и мерења: параметара снаге, потрошњи ваздуха и горива, температура, притисака и параметара издувне емисије.

Резултати индицирања су сачувани у три облика:

1. Статистички извештај (.JPG фајл) са вредностима изабраних параметара за 50 узастопних циклуса (пример на слици 4.4)
2. Дијаграм закона сагоревања осредњеног циклуса (.JPG фајл) са означеном специфичном количином доведене топлоте (слика 4.5)
3. Датотека са подацима индицирања за осредњени циклус (AVL I_files)



Слика 4.4 Статистички извештај индицирања 50 узастопних циклуса



Слика 4.5 Диференцијални и интегрални закон сагоревања осредњеног циклуса

Сви резултати мерења, као и вредности изабраних параметара добијених индицирањем (средњи број обртаја, осредњени специфични индикаторски рад и осредњена специфична количина топлоте), ручно су уношени у **Записник испитивања**.

Записник је сачињен у програму *Microsoft Excel*, тако да поред резултата мерења има могућност уноса свих константи и стандардних формула [52] за прорачун индикаторских и ефективних показатеља мотора (пример на слици 4.6). На овом месту ће бити приказана само методологија прорачуна специфичних емисија продуката сагоревања и специфичне индикаторске потрошње мотора по тесту.

4.3.1 Прорачун сумарних специфичних емисија гасовитих продуката сагоревања

Методологија овог прорачуна је дефинисана директивом 1999/96/EC Anex III, а коришћене су одредбе које се односе на дизел моторе са природним усисавањем. Према овоме, масена емисија продуката сагоревања мора бити одређена за "влажне" услове издувних гасова и сведена на следеће услове: $p_{ig}=101,3$ kPa, $T_{ig}=298$ K, $\rho_{ig}=1,293$ kg·m⁻³. Коришћени анализатор гасова врши мерење запреминског удела компоненти и то у "сувим" издувним гасовима. Зато се уводи корективни фактор K_W за прерачунавање измерених концентрација гасова на влажне услове.

$$K_W = \left(1 - \frac{1,969}{1 + \frac{G_G}{G_{SV}}} \cdot \frac{G_G}{G_{VV}} \right) - \frac{1,608 \cdot H_a}{1000 + 1,608 \cdot H_a}$$

$G_G \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ - часовна потрошња горива (мерена)

$G_{VV} \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ - часовна потрошња влажног ваздуха (мерена)

$G_{SV} \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ - часовна потрошња сувог ваздуха

$H_a \frac{\text{g}}{\text{kg}}$ - апсолутна влажност ваздуха

Прорачун апсолутне влажности и потрошње сувог ваздуха се врши на следећи начин:

$$H_a = \frac{6,220 \cdot \psi \cdot p_a}{p_b - p_a \cdot 0,01 \cdot \psi} ; \frac{\text{g}}{\text{kg}} \quad \text{- апсолутна влажност ваздуха на усису}$$

$$p_a = \frac{e^{(77,345 + 0,0057 \cdot T_b - \frac{7235}{T_b})}}{1000 \cdot T_b^{8,2}} ; \text{kPa} \quad \text{- парцијални притисак zasiћене водене паре на } T_b$$

$$G_{SV} = \frac{G_{VV}}{1 + \frac{H_a}{1000}} ; \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad \text{- часовна потрошња сувог ваздуха}$$

где је:

ψ % - релативна влажност ваздуха на усису (мерена)

p_b kPa - барометарски (тотални) притисак ваздуха (мерен)

T_b K - температура ваздуха на усису (мерена)

Како услови околине (температура и влажност) утичу на емисију азотових оксида, уводи се корективни фактор K_H који се рачуна на следећи начин:

$$K_H = \frac{1}{1 + A \cdot (H_a - 10,71) + B \cdot (T_b - 298)}$$

за дизел моторе са природним усисавањем важи:

$$A = 0,309 \cdot \frac{G_G}{G_{SV}} - 0,0266 \quad B = -0,209 \cdot \frac{G_G}{G_{SV}} + 0,00954$$

Масена часовна емисија влажних продуката сагоревања се рачуна према следећим обрасцима:

$$NO_{x\,mass} = 0,001587 \cdot K_W \cdot NO_x \cdot K_H \cdot G_{IG} \quad ; \frac{g}{h}$$

$$CO_{mass} = 0,000966 \cdot K_W \cdot CO \cdot G_{IG} \quad ; \frac{g}{h}$$

$$HC_{mass} = 0,000479 \cdot K_W \cdot HC \cdot G_{IG} \quad ; \frac{g}{h}$$

где су:

NO_x, CO, HC ; ppm - концентрације сувих продуката сагоревања (мерене),

K_W - корективни фактор за свођење концентрација сувих продуката на влажне услове

K_H - корективни фактор за NO_x у односу на услове околине

$G_{IG} = G_{VV} + G_G$; $\frac{kg}{h}$ - масени проток влажних издувних гасова

На крају се израчунавају сумарне специфичне емисије (за тест), узимајући у обзир прописане факторе утицаја WF (79,80,81):

$$\overline{NO_X} = \frac{\sum_{i=1}^{13} NO_{X\,mas} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{13} P(n)_i \cdot WF_i}; \quad \overline{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} CO_{mas} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{13} P(n)_i \cdot WF_i}; \quad \overline{HC} = \frac{\sum_{i=1}^{13} HC_{mas} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{13} P(n)_i \cdot WF_i} \quad ; \frac{g}{kWh}$$

где је:

$P(n)$ kW - нето снага мотора у одговарајућем моду,

WF_i - прописани фактори утицаја (пондери)

mod i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
WF _i	0,15	0,08	0,10	0,10	0,05	0,05	0,05	0,09	0,10	0,08	0,05	0,05	0,05

4.3.2 Прорачун сумарне емисије честица (нестандардни)

Према директиви 1999/96/EC, током испитивања по ESC тесту се врши континуално сакупљање честица на филтру. Зато су и прописана времена рада мотора на појединим модовима као и време успостављања задатог режима. На жалост, лабораторија није опремљена за стандардна мерења емисије честица, тако да се прибегло прорачунској

методи, заснованој на корелацији између димности издувних гасова и концентрације честица.

Употребљена је опште прихваћена корелација **MIRA** (**M**otor **I**ndustry **R**esearch **A**ssociation), која важи за услове: $p_{ig}=101,3 \text{ kPa}$ $T_{ig}=298 \text{ K}$ $\rho_{ig}=1,293 \text{ kg/m}^3$

$$PM_{conc} = 982 \cdot BSN \cdot 10^{(BSN \cdot 0,1272 - 1,66)}$$

где је:

$$PM_{conc} \frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \text{ - концентрација честица}$$

$$BSN \text{ - димност издувних гасова по } BOCSH \text{ методи}$$

Масена емисија честица при условима прописаним за издувне гасове се рачуна из израза:

$$PM_{mas} = \frac{1}{1,293 \cdot 10^{-3}} \cdot PM_{conc} \cdot G_{ig} \quad ; \quad \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

Специфична емисија честица теста се затим израчунава аналогно емисији гасовитих продуката сагоревања из израза:

$$\overline{PT} = \frac{\sum_{i=1}^{13} PT_{mas i} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{13} P(n)_i \cdot WF_i} \quad ; \quad \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

4.3.3 Прорачун сумарног индикаторског степена искоришћења мотора

Индикаторски степен искоришћења је први мерљиви параметар који описује ефикасност мотора при трансформацији хемијске енергије горива у механички рад. На задатом радном режиму он пружа могућност анализе утицаја врсте радног процеса (ото, дизел, HCCI.), врсте горива и других радних параметара (степен компресије, састав смеше, угао претпаљења/предубризгавања...).

У конкретном случају је од интереса и глобално поређење (у целој радној области) ефикасности мотора у ото и дизел моду, при раду са различитим горивима и при различитом подешавању мотора. За то је искоришћено 13 дискретних вредности индикаторског степена искоришћења који су одређени на радним модovima ESC теста. Њиховим пондеровањем (WF_i фактор) и сумирањем, добија се јединствена вредност индикаторског степена искоришћења за цео тест.

$$\overline{\eta}_{IND} = \sum_{i=1}^{13} \eta_{INDi} \cdot WF_i$$

Овакав начин израчунавања, за разлику од прости аритметичке средње вредности, пружа јаснију слику о ефикасности мотора у случају примене за погон теретних возила.

4.4 Анализа резултата експеримента

У табели 4.4 је дат збирни преглед резултата испитивања базног и мултипроцесног мотора према ESC тесту. Подсећам да ефикасности (индикаторски η_i и ефективни η_e степени искоришћења) нису изворни параметри ESC теста, већ су одређени аналогно методологији прорачуна емисионих параметара. У табели су назначени су одговарајући радни процеси, врсте коришћених горива, као и параметри подешавања мотора. На дну табеле су наведене граничне вредности емисије дизел мотора теретних возила које су важиле у периоду 2000.-2005. године, односно непосредно након увођења ове испитне процедуре. У том периоду су увелико примењиване технологије турбо-натпуњења са међухлађењем, 4 вентила по цилиндру, електронски контролисаног високопритисног убризгавања и рецикулације издувних гасова.

Табела 4.4 Збирни преглед резултата испитивања према ESC-тесту

Варијанта мотора	Радни процес	Врста горива	Регулација	Показатељи ESC теста					
				ЕМИСИЈА $g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$				ЕФИКАСНОСТ	
				СО	НС	NO _x	PM	η_i	η_e
Базни мотор $\varepsilon = 17,5$	дизел	ЕКО-3	$\alpha_{pu}=18,5 \text{ } ^\circ KV$	17,106	0,187	8,428	1,726	0,388	0,235
		биодизел		14,821	0,298	10,752	0,980	0,398	0,238
Мултипроцесни мотор $\varepsilon = 12,5$	дизел	ЕКО-3	$\alpha_{pu}=18,5 \text{ } ^\circ KV$	21,429	0,424	8,733	0,202	0,350	0,217
			$\alpha_{pu}=21,0 \text{ } ^\circ KV$	20,390	0,412	9,939	0,167	0,351	0,217
		биодизел	$\alpha_{pu}=18,5 \text{ } ^\circ KV$	23,880	0,347	8,654	0,054	0,343	0,224
			$\alpha_{pu}=21,0 \text{ } ^\circ KV$	21,669	0,372	10,931	0,074	0,345	0,219
	ОТО	ВМВ 95	λ и α_{pp} оптимални	48,659	0,765	20,920	-	0,341	0,221
		Et-OH		47,794	0,600	8,762	-	0,352	0,230
Граничне вредности емисије ESC теста према директиви 1999-96-ЕС нивоа «А» (2000.-2005. год.) * важи за $V_{hl} < 0,75 \text{ dm}^3$ и $n_{ном} > 3000 \text{ min}^{-1}$				2,1	0,66	5,0	0,1	(0,13)*	

У експерименту је коришћен једноставан базни мотор технолошког нивоа 70-тих година прошлог века, који је због мултипроцесних особина компромисно реконструисан. Уз то су усисни и издувни системи мотора замењени лабораторијским инсталацијама. Зато поређење емисионих показатеља базног мотора са захтевима директиве 1999-96-ЕС (референца) има смисла само ради илустрације надмоћи нових дизел технологија. Зато резултати испитивања базног мотора при раду са класичним ЕКО-3 дизел горивом могу у овом експерименту послужити као реперни за дизел мод мултипроцесног мотора.

		ESC испитни мод			
оптерећење %	100	-	2	8	10
	75	-	6	4	12
	50	-	5	3	13
	25	-	7	9	11
	0	1	-	-	-
Br. obrta min ⁻¹	П.Х 1000	A 1962	B 2325	C 2687	

 Табела 4.5 Распоред модова **ESC** теста

Ради лакшег праћења, у табели 4.5 је дат распоред испитних модова **ESC** теста у радном пољу мотора. Резултати испитивања ће бити презентирани у виду табеларних приказа изабраних индикаторских параметара:

- ◆ η_i Индикаторски степен искоришћења,
- ◆ $T_{c-18,5}, T_{c-21}$ Прорачунска температура ваздуха током компресије, а на почетку убризгавања (само за дизел радни процес),
- ◆ λ Коеф. количине ваздуха (само за ото мод мултипроцесног мотора)
- ◆ $T_{z_{max}}$ Максимална прорачунска температура у цилиндру,
- ◆ Карактеристични параметри тока притиска у цилиндру:
 - $P_{z_{max}}$ Максимални притисак током сагоревања
 - $\alpha_{P_{z_{max}}}$ Положај максимума притиска у односу на SMT
 - R_{max} Максимални пораст притиска током сагоревања $(dp_z/d\alpha)_{max}$
 - $\alpha_{R_{max}}$ Положај максимума пораста притиска у односу на SMT,
- ◆ α_{zU} Дужина периода изостанка упаљења (само за дизел радни процес)
- α_{pp} Угао предпаљења (само за ото мод мултипроцесног мотора)
- $\alpha_{Q_{xx}\%}$ дискретне вредности интегралног закона сагоревања, без узимања у обзир топлотних губитака (мерни систем AVL Indimer 619) Дати су положаји коленастог вратила, у односу на SMT, при којима су у циклус доведени назначени (xx) износи укупне циклусне топлоте.

Ради лакшег увида у ток сагоревања начињен је дијаграмски приказ динамике сагоревања (слика 4.7), где су наглашени: период задршке упаљења α_{zU} , период у коме се доведе 50% циклусне топлоте $\alpha_{Q0\%-Q50\%}$, као и период довођења остатка циклусне топлоте $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$. На ординати је приказана вредност угла коленастог вратила α , релативно у односу на спољну мртву тачку.

За презентацију емисионих показатеља по испитним модовима ће се на даље користити СПЕЦИФИЧНА ИНДИКАТОРСКА ЕМИСИЈА, која представља масу емитованог полутанта изражену у грамима, за сваки kWh индикаторског рада. Овако је могуће поређење емисије и на празном ходу (мод 1), где је ефективни рад $w_e \approx 0$. Такође се елиминише и утицај разлика у механичком степену искоришћења разних варијанти мотора.

4.4.1 Анализа резултата испитивања базног мотора са ЕКО-3 дизел горивом

Као што је већ наглашено, резултати ових испитивања ће бити репер за анализу утицаја врсте горива на радни процес базног мотора, односно за анализу рада мултипроцесног мотора са класичним дизел горивом. У табели 4.6 су приказани изабрани индикаторски показатељи, добијени директним мерењем или прорачуном на основу резултата експеримента.

Процес сагоревања код базног мотора ЕКО-3 дизел гориво

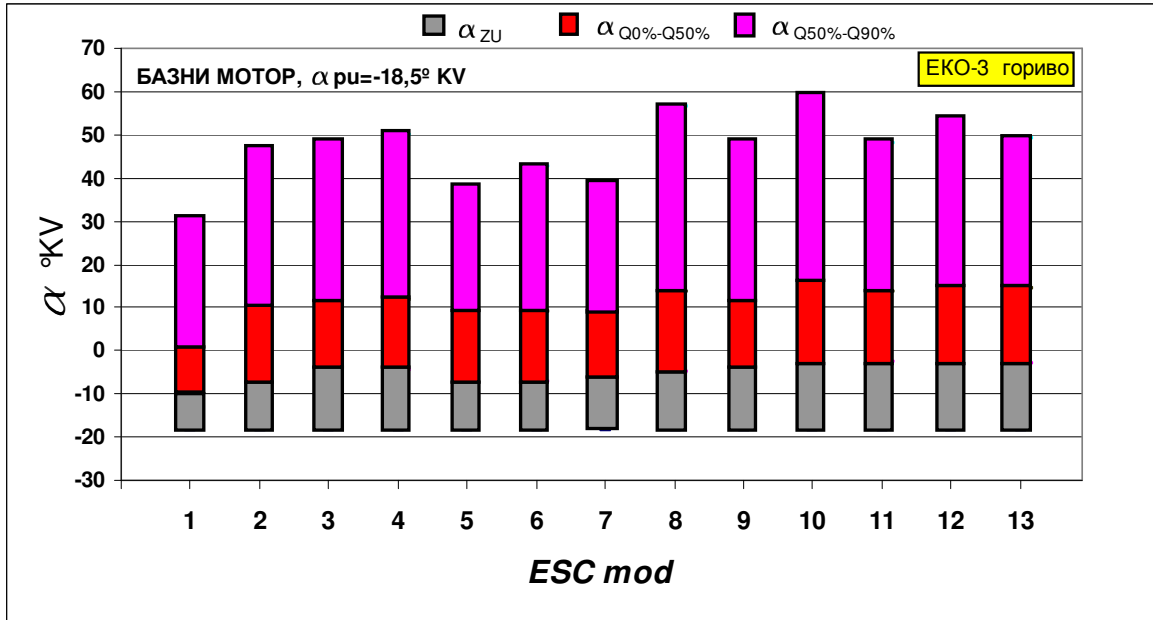
Обзиром на висок степен компресије $\varepsilon = 17,5$, температуре ваздуха у тренутку почетка убризгавања $T_{c-18,5}$ су знатно изнад температуре самопаљења дизел горива (≈ 600 K). Ова околност је од суштинског значаја за процес испаравања горива и хладан старт мотора.

Табела 4.6 БАЗНИ МОТОР ЕКО-3 дизел гориво $\varepsilon = 17,5$ $\alpha_{pi} = -18,5$ °KV												
ESC mod	η_i	$T_{c-18,5}$	T_{zMAX}	p_{zMAX}	αp_{zMAX}	R_{MAX}	αR_{MAX}	α_{zu}	$\alpha_{Q05\%}$	$\alpha_{Q10\%}$	$\alpha_{Q50\%}$	$\alpha_{Q90\%}$
-	-	K	K	bar	°KV	bar/°KV	°KV	°KV	°KV	°KV	°KV	°KV
1	0.271	776	1104	54.6	0.5	4.9	-7.4	7.9	-7.4	-7.2	0.5	30.4
2	0.419	796	1736	82.9	5.3	8.2	-3.0	10.8	-4.2	-3.5	9.8	47.1
3	0.435	799	1452	66.5	3.3	6.4	-0.6	14.1	-1.2	-0.7	11.3	48.3
4	0.443	801	1656	73.0	4.2	8.3	0.1	13.9	-1.0	-0.5	11.7	50.1
5	0.425	794	1411	71.0	4.4	6.6	-4.0	10.9	-4.1	-3.6	8.4	38.0
6	0.440	792	1583	77.1	4.8	7.5	-3.5	11.1	-4.1	-3.5	9.1	42.5
7	0.399	782	1224	65.1	2.7	5.7	-3.7	11.2	-3.9	-3.5	8.6	38.7
8	0.387	807	1839	76.0	6.1	8.0	-0.6	13.6	-1.2	-0.5	13.5	56.3
9	0.404	795	1246	59.4	3.5	4.9	-0.4	14.3	-0.6	-0.2	11.7	47.8
10	0.374	812	1855	71.9	6.5	7.2	1.7	15.2	1.0	1.7	16.1	59.1
11	0.390	797	1254	57.0	4.5	4.2	1.0	15.8	1.5	2.0	13.8	48.0
12	0.412	809	1644	67.6	5.8	7.4	1.5	15.4	1.0	1.7	15.1	53.6
13	0.408	796	1426	62.2	5.5	5.7	1.1	15.6	1.2	1.8	14.5	49.0

Дужина периода задршке упаљења α_{zu} је параметар на који збирно утичу реални услови у цилиндру, особине горива, процеси убризгавања и испаравања горива... Из приказа на слици 4.7 се види да је период задршке упаљења веома уједначен и готово независан од оптерећења на датом броју обртаја.

Положај тежишта сагоревања ($\alpha_{Q50\%}$) утиче на економичност мотора, а оптималне вредности су 8 °KV после SMT. Код базног мотора ове вредности су у опсегу $\approx (10 \div 15)^\circ$ KV после SMT, пре свега због уједначене дужине периода $\alpha_{Q0\%-Q50\%}$ који одговара фази неконтролисаног сагоревања. За дати број обртаја, падом оптерећења тежиште сагоревања се помера ближе положају SMT!

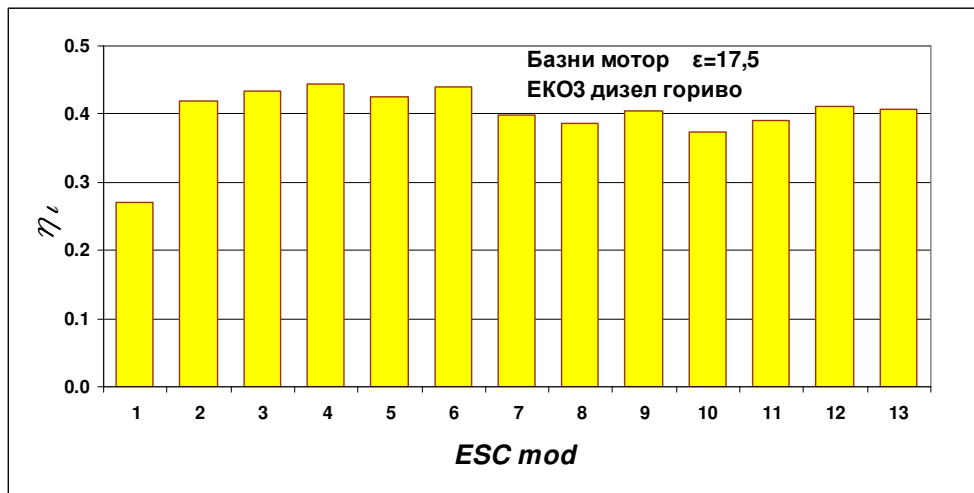
На динамику сагоревања друге половине циклусне количине горива велики утицај има прилив кисеоника у зону пламена, односно струјање у комори за сагоревање. Види се да је код базног мотора период довођења $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$ циклусне топлоте продужен на средње и високобрзинском режиму са високим оптерећењима (модови 8 и 10).



Слика 4.7 Динамика сагоревања базног мотора по испитним модовима

Овакав приказ процеса сагоревања не даје увид у «судбину» задњих 10% циклусне количине топлоте, односно у динамику догоревања. Са аспекта емисије ова фаза сагоревања је од суштинског значаја [53].

Ефикасност базног мотора



Слика 4.8 Индикаторски степен искоришћења базног мотора по испитним модовима

Индикаторски степен искоришћења (η_i) базног мотора по испитним модовима је приказан на слици 4.8. Уочава се да је ефикасност претварања хемијске енергије горива у механички рад најбоља у средишњем делу радне области, дакле при умереним оптерећењима и брзинским режимима (модови 5, 3, 6 и 4). При максималном оптерећењу, са порастом броја обртаја (модови 2 8 и 10) индикаторски степен искоришћења опада из два разлога:

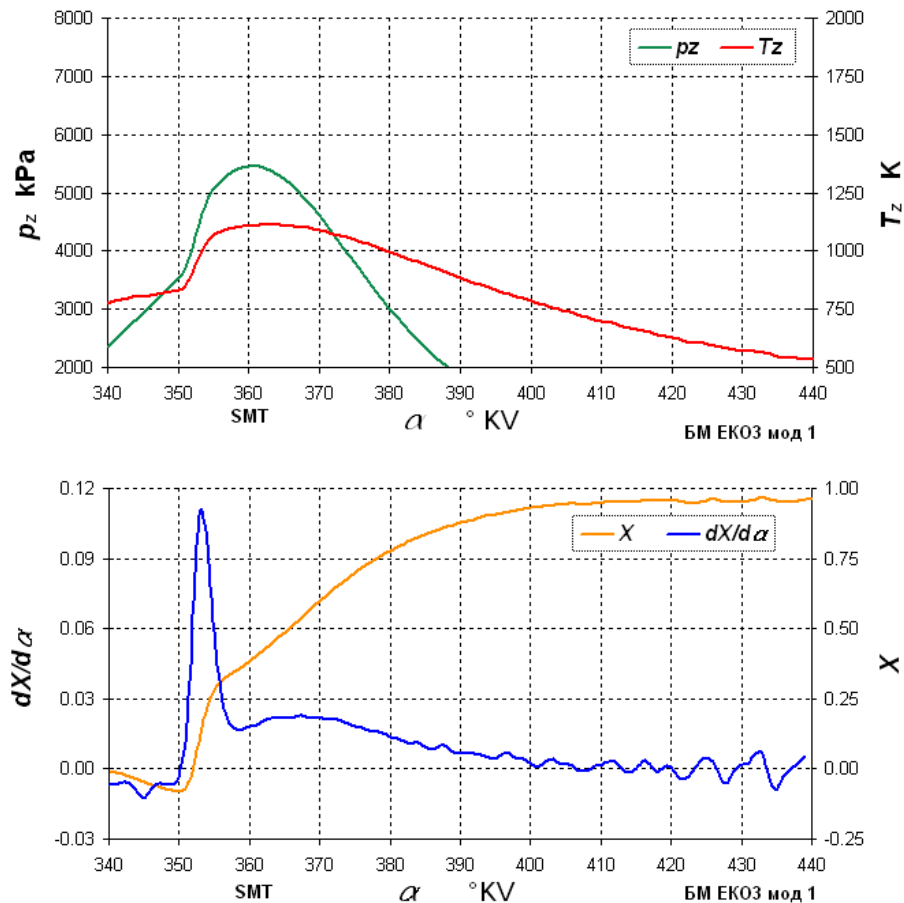
- због смањења ефикасности сагоревања, о чему сведоче повишене емисије продуката непотпуног сагоревања и дима;
- због удаљавања положаја тежишта сагоревања од оптималне вредности.

На празном ходу (мод 1) индикаторски степен искоришћења је свега 27,1%. Овај режим карактеришу низак притисак убризгавања горива (мале циклусне количине и споро убризгавање), низак интензитет вртлога у комори за сагоревање и динамична активност регулатора броја обртаја. Крајњи исход ових околности су пенетрација млаза горива до зида коморе, лоша атомизација горива и успорена дифузија кисеоника.

И ако се може учинити да овај радни режим у експлоатационим условима није толико битан, према *ESC* тесту његов фактор утицаја на збирне резултате је највећи- 0,15. Другим речима, просечно европско теретно возило ради 15% времена на режиму празног хода! На слици 4.9 је дат дијаграмски приказ параметара сагоревања овог режима.

Може се уочити следеће:

- угао предубризгавања горива од $\alpha_{pu}=18,5$ °KV је превелики, тако да је фаза неконтролисаног сагоревања завршена пре SMT, тежиште сагоревања $X=0,5$ је преблизу SMT (6 °KV), а максимум притиска p_z се налази готово у SMT
- догоревање се врши при релативно ниским температурама $T_z < 900$ K,

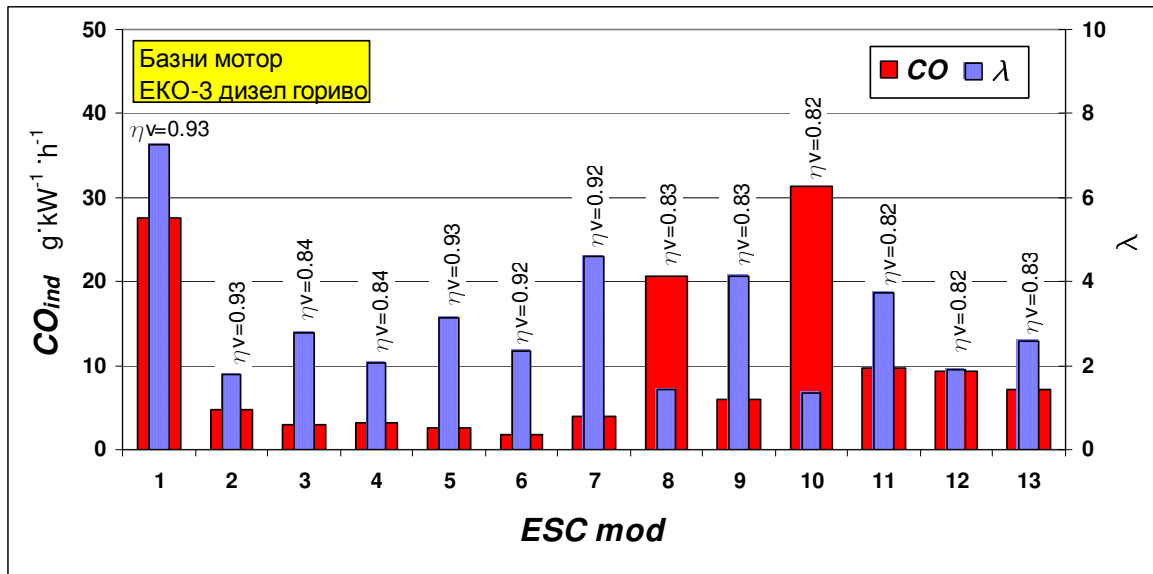


Слика 4.9 Параметри сагоревања базног мотора на режиму празног хода (мод 1)

Емисија базног мотора

Емисија угљенмоноксида (CO) базног мотора према ESC тесту је око 8 пута већа од референтне! На слици 4.10 су приказане специфичне емисије угљенмоноксида CO_{ind} , коефицијенти вишка ваздуха λ и вредности степена пуњења цилиндра η_V по испитним модовима.

Уочава се да је емисија CO веома висока на модовима 8 и 10, дакле при максималном оптерећењу на средње високом и високом броју обртаја. Тада је мотор радио са ниским вредностима вишка ваздуха $\lambda \approx 1,4$ и степена пуњења $\eta_V \approx 0,82$. На ниском броју обртаја при максималном оптерећењу (мод 2) расте вишак ваздуха ($\lambda=1,8$), док степен пуњења достиже $\eta_V=0,93$. Овде је емисија CO нижа 4,4 пута у односу на мод 8, а чак 6,4 пута у односу на мод 10 ! Главни разлог високе емисије на модовима 8 и 10 је глобално обогаћење смеше.



Слика 4.10 Емисија угљенмоноксида и коефицијент количине ваздуха за базни мотор

На модовима са високим бројем обртаја (11, 13, и 12) мотор има генерално повећану емисију CO и при релативно високим вредностима вишка ваздуха $\lambda=(1,9\div 3,7)$.

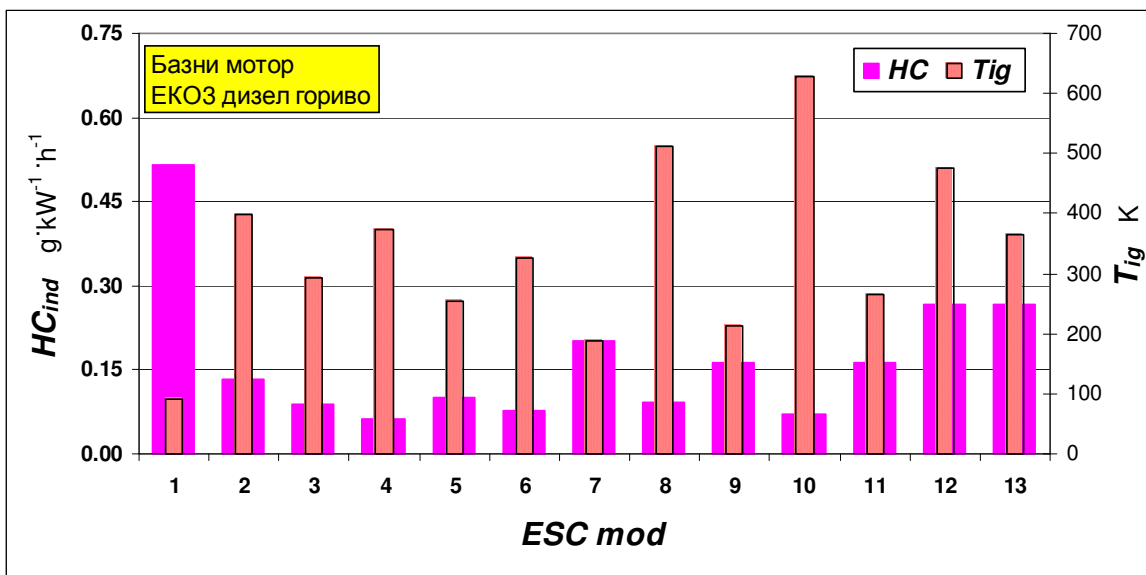
На режиму празног хода (мод 1) мотор има неочекивано високу емисију CO , мада је коефицијент количине ваздуха $\lambda=7,2$. Сагоревање се одвија у неповољним термичким условима, док је смеша изразито нехомогена, локално пребогата и пресиромашна истовремено.

Емисија несагорелих угљоводоника (HC) базног мотора је према ESC тесту 3,5 пута мања од референтне! Овај податак је врло проблематичан обзиром на резултате добијене за емисију CO , јер су обе компоненте продукти непотпуног сагоревања са сличном генезом. Објашњење лежи у чињеници да је емисија мерена анализатором намењеним за ото моторе, тако да линија силових издувних гасова није грејана !

Несагорели угљоводоници пореклом од дизел горива, а посебно из уља, лако се кондензују на путу од сонде до анализатора, што уноси велику грешку мерења. Зато се сви резултати мерења емисије HC у дизел моду сматрају релативним и могу се користити само за упоређивање по испитним режимима.

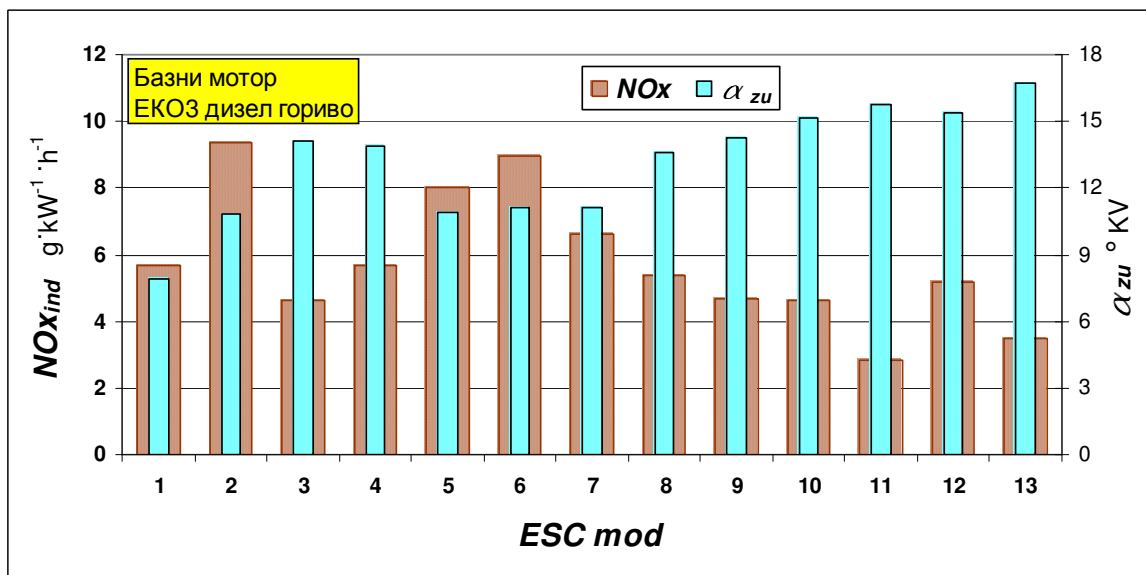
Резултати специфичне емисије несагорелих угљоводоника HC_{ind} и температуре издувних гасова T_{ig} , по испитним модовима, дати су на слици 4.11. Види се да је емисија највећа на режиму празног хода (мод 1). За сва три брзинска режима се показало да

емисија HC_{ind} на парцијалним оптерећењима опада са порастом оптерећења: **A** (модови 7, 5 и 6), **B** (модови 9, 3 и 4), **C** (модови 11, 13 и 12). При томе је на најбржем испитном режиму емисија генерално повишена. Режији са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) имају ниску емисију обзиром на глобално богатију смешу. Очигледно, у условима довољно високог коефицијента вишка ваздуха, динамика догоревања HC у цилиндру зависи од постигнутих температура продуката сагоревања. На високим бројевима обртаја се смањује расположиво време догоревања, па емисија HC расте.



Слика 4.11 Емисија несагорелих угљоводоника HC и температура, издувних гасова T_{ig}

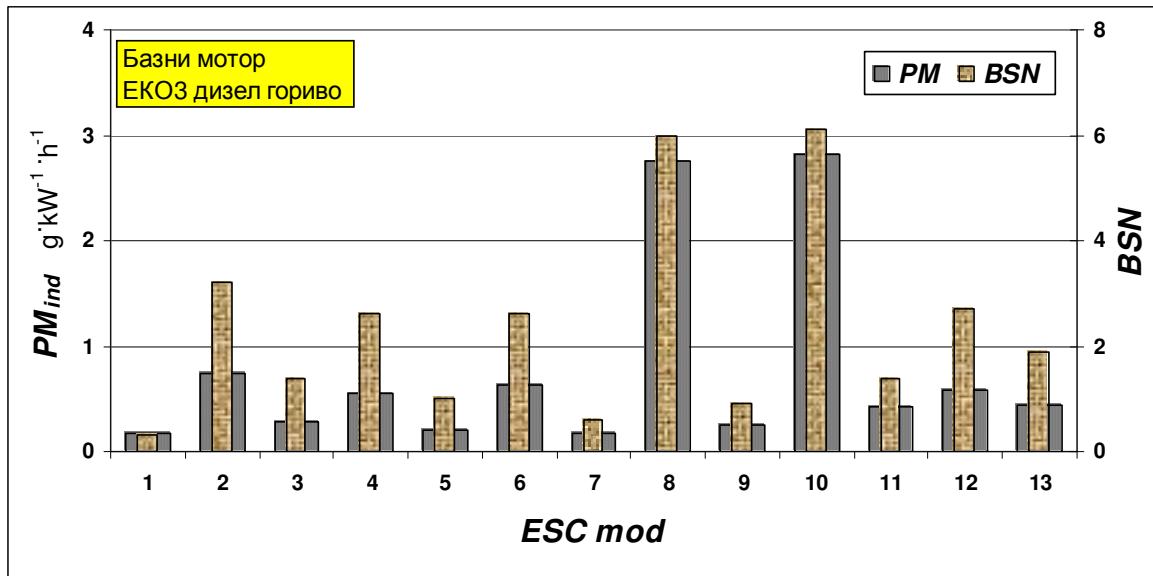
Емисија азотних оксида (NO_x) базног мотора је 1,7 пута већа од референтне. Специфична индикаторске емисије азотових оксида $NO_{x,ind}$ и одговарајући периоди задршке упаљења α_{zu} по испитним модовима приказани су на слици 4.12.



Слика 4.12 Емисија азотових оксида NO_x и период задршке упаљења α_{zu}

На свим нивоима оптерећења се уочава да са порастом броја обртаја емисија NO_x опада: 25% We_{max} (модови 7, 9 и 11), 50% We_{max} (модови 5, 3, и 13), 75% We_{max} (модови 6, 4, и 12), 100% We_{max} (модови 2, 8, и 10). Показало се да емисија NO_x , за исто оптерећење, корелира са периодом задршке упаљења датим преко угла α_{zu} (параметар одређен системом за индицирање *AVL IndiCom 619*). Обзиром да је угао предубризгавања базног мотора непроменљив ($\alpha_{pu} = 18,5^\circ$ KV пре SMT), порастом броја обртаја период задршке упаљења се повећава. Почетак бурног сагоревања прилази SMT, што за последицу има смањење емисије NO_x . У прилог овоме иде и резултат емисије на режиму празног хода (мод 1). И ако је тада индикаторски рад минималан а макро температура T_z ниска, због прераног упаљења, у зонама сиромашније смеше постижу се високе локалне температуре пламена, па је и емисија NO_x повећана.

Емисија честица (PM) базног мотора је 13,3 пута већа од референтне. На слици 4.13 су приказане специфичне индикаторске емисије честица PM по испитним модовима, одређене преко димности издувних гасова BSN .



Слика 4.13 Емисија честица PM и димност издувних гасова BSN базног мотора

Највеће вредности емисије честица се постижу на режимима са максималним оптерећењем где, као и у случају емисије CO , доминантан утицај има глобално обогаћење смеше. На режимима 75% We_{max} (модови 6, 4, и 12) емисија је уједначена. На режимима 50% We_{max} (модови 5, 3, и 13) и 25% We_{max} (модови 7, 9 и 11) са порастом броја обртаја расте и емисија честица, супротно од тренда промене емисије NO_x .

4.4.2 Анализа резултата испитивања базног мотора при раду са био-дизел горивом

У односу на класично ЕКО-3 гориво био-дизел се разликује у следећим битним карактеристикама: већој густини за 6%; већем кинематском вискозитету за 34%; већем цетанском броју за 3,5 јединице; присуству 13% хемијски везаног кисеоника; топлотној моћи нижој за 15% и лошијој испарљивости. Ове разлике утичу на процесе формирања смеше и сагоревање, што се пресликава на издувну емисију и индикаторски степен корисности.

Процес сагоревања код базног мотора (БИО-ДИЗЕЛ гориво)

У табели 4.7 су приказани релевантни индикаторски показатељи, а на слици 4.14 динамика сагоревања при раду базног мотора са био-дизел горивом.

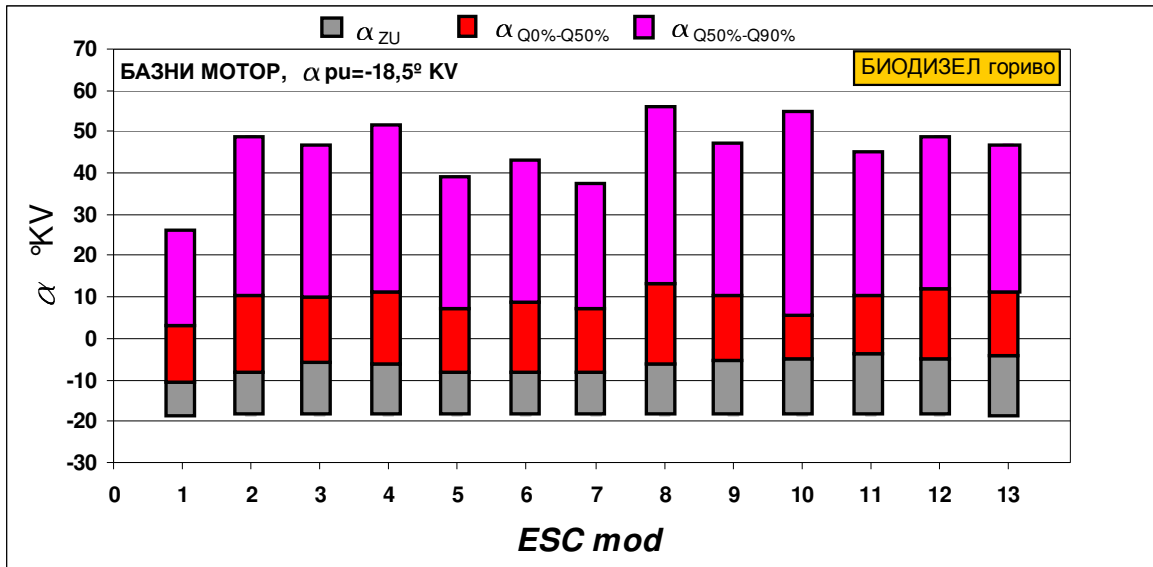
Као што је било за очекивати, боља упаљивост био-дизел горива је довела до скраћења периода задршке упаљења (6÷12)%. Већи износи одговарају режимима са вишим оптерећењем и високобрзинским режимима. Једино је на режиму празног хода регистровано нешто касније упаљење.

Периоди довођења прве половине циклусне количине топлоте $\alpha_{Q0\%-Q50\%}$ се применом био-дизел горива нису значајно променили.

Тежиште сагоревања на високобрзинских режима са парцијалним оптерећењем (модови 11, 12 и 13) се приближава SMT за $\approx 3^\circ \text{KV}$, док се на празном ходу оно удаљава за 2°KV . И у овом случају, за дати брзински режим, падом оптерећења тежиште сагоревања се помера ближе положају SMT!

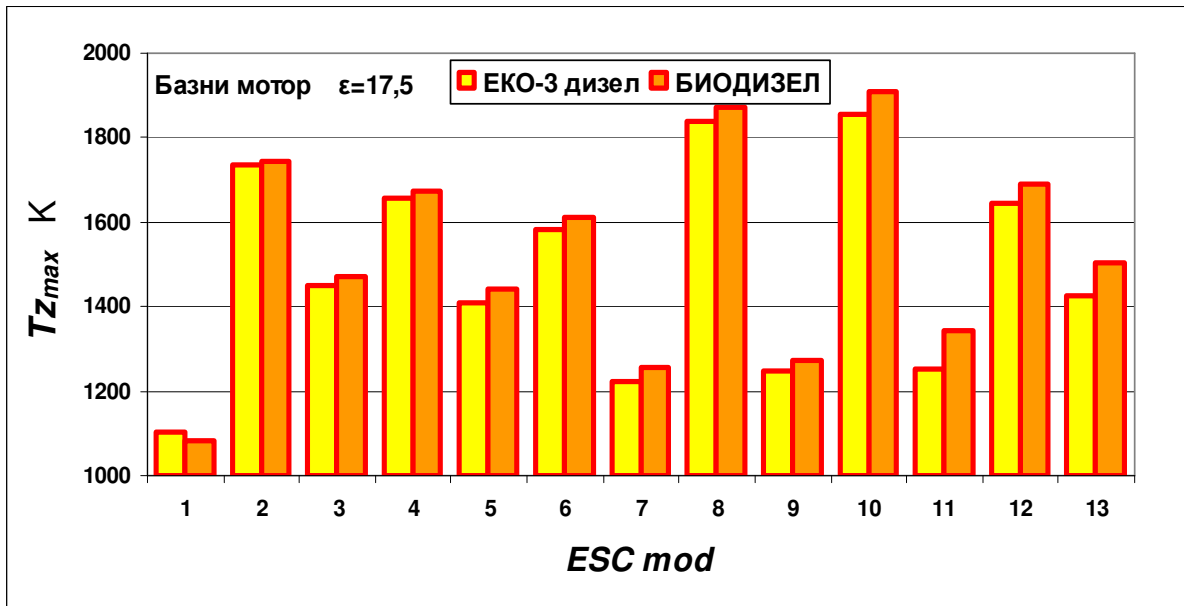
Периоди довођења остатка циклусне количине топлоте $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$ су такође слични. Сумарно гледано, осим изнад наведеног, код базног мотора нема већих разлика у динамици сагоревања класичног и био-дизел горива. Приметно скраћење процеса сагоревања у случају употребе био-дизел горива је регистровано на режиму празног хода (мод 1) и високобрзинским режимима (модови 10, 12, 13 и 11).

Табела 4.7 БАЗНИ МОТОР БИО-ДИЗЕЛ гориво $\varepsilon = 17,5$ $\alpha_{pi} = -18,5$ $^\circ\text{KV}$												
mod	η_i	T_c $_{-18,5}$	T_{zMAX}	p_{zMAX}	αp_{zMAX}	R_{MAX}	αR_{MAX}	α_{zu}	$\alpha Q05\%$	$\alpha Q10\%$	$\alpha Q50\%$	$\alpha Q90\%$
-	-	K	K	bar	$^\circ\text{KV}$	bar/ $^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$	$^\circ\text{KV}$
1	0.250	778	1082	53.8	1.2	3.1	-6.6	8.3	-6.0	-5.6	3.2	26.1
2	0.436	781	1745	83.8	5.5	7.4	-4.0	9.8	-5.1	-4.3	10.0	48.4
3	0.436	795	1473	68.4	3.2	6.7	-1.8	12.7	-2.5	-2.0	9.7	46.3
4	0.419	806	1675	73.1	4.1	7.9	-1.9	12.2	-2.6	-2.0	11.3	50.6
5	0.437	800	1441	72.9	3.4	7.1	-5.0	10.2	-5.3	-4.8	7.3	38.8
6	0.440	798	1613	78.4	4.4	6.8	-4.5	9.9	-5.3	-4.6	8.5	41.9
7	0.397	789	1258	66.8	2.8	6.2	-4.7	10.3	-5.1	-4.7	6.8	37.0
8	0.411	814	1873	76.2	5.8	7.2	-1.4	12.1	-2.6	-1.7	13.1	55.8
9	0.441	797	1274	61.9	2.5	5.6	-1.8	12.8	-2.2	-1.8	10.0	46.1
10	0.404	822	1910	74.0	6.7	7.0	0.4	13.3	-1.0	-0.1	14.2	54.2
11	0.392	806	1342	61.8	3.8	5.2	0.0	14.3	-0.4	0.1	10.3	44.5
12	0.446	812	1691	71.3	5.4	7.2	-0.1	13.5	-0.9	-0.3	12.1	48.4
13	0.423	814	1505	66.2	4.3	6.4	-0.5	13.7	-0.9	-0.4	11.3	46.3



Слика 4.14 Динамика сагоревања базног мотора по испитним модовима

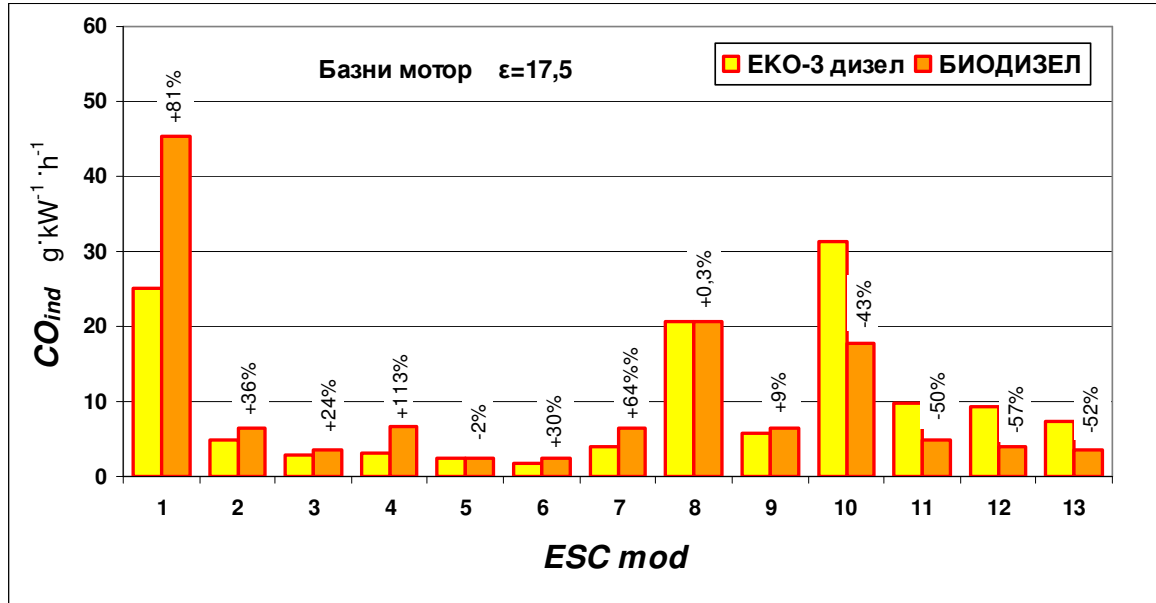
Присуство 13% хемијски везаног кисеоника у био-дизел гориву се може приметити и преко максималних температура циклуса $T_{z,max}$. Код примене био-дизел горива оне су нешто више- до 90 К (слика 4.15).



Слика 4.15 Утицај врсте горива на максималну циклусну температуру базног мотора

Емисија базног мотора при раду са био-дизел горивом

Емисија угљенмооксида базног мотора по ESC тесту је употребом био-дизел горива смањена 13,6% у односу на рад са класичним дизел горивом, пре свега захваљујући ефекту «хемијског натпуњења». Анализирајући резултате специфичне индикаторске емисије CO_{ind} по испитним модовима (слика 4.16), види се значајно смањење емисије на високобрзинским режимима: модови 11,13,12 и 10.

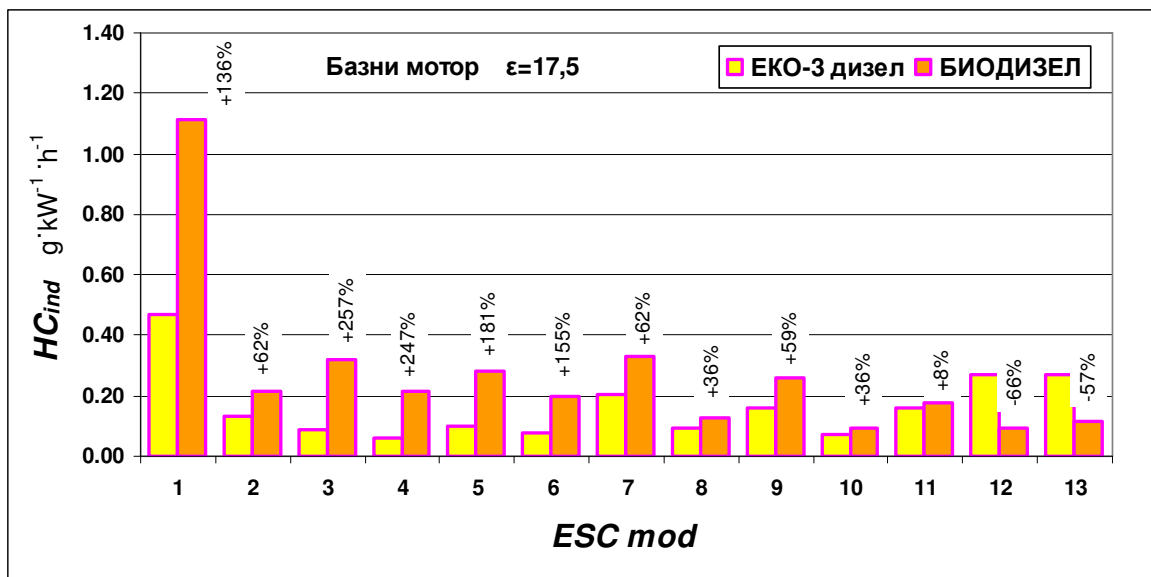


Слика 4.16 Утицај врсте горива на емисију угљенмооксида базног мотора

На свим осталим режимима емисија угљенмооксида је већа и то посебно на модовима 4 и 1 (празан ход). Тада су услови за образовање смеше код конвенционалних система директног убризгавања неповољни (нижи притисци убризгавања и вртлог ваздуха ниског интензитета), што уз већи вискозитет био-дизел горива повећава дOMET млаза и погоршава његову атомизацију. Сагоревање горива испареног са зидова коморе се, упркос хемијски везаном кисеонику, одвија у условима локално богате смеше.

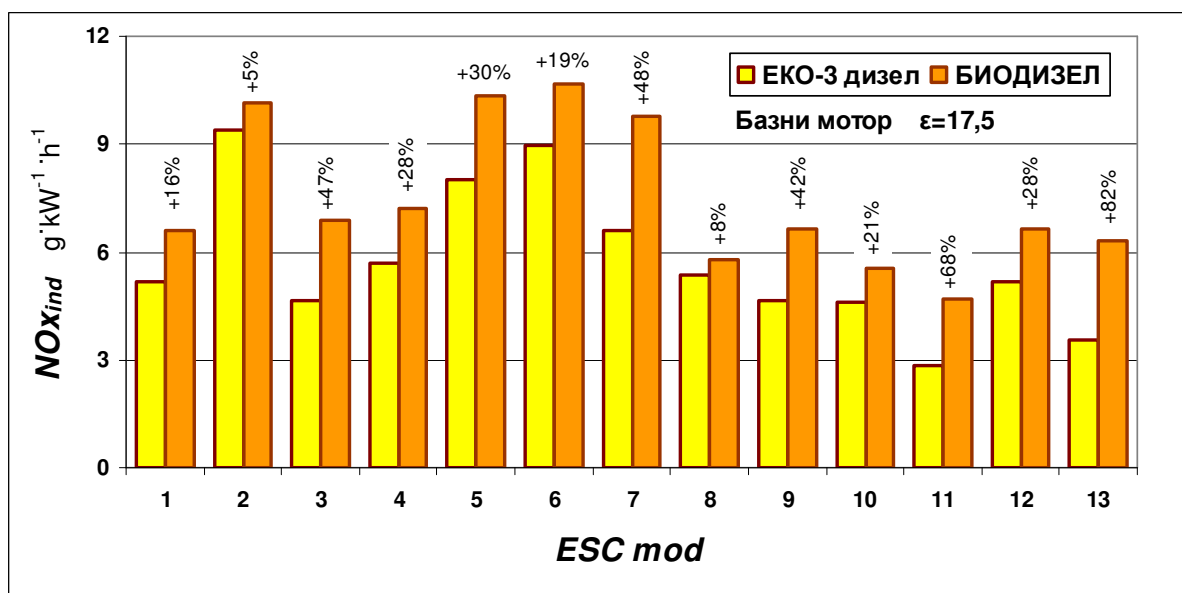
Емисија несагорелих угљоводоника базног мотора по *ESC* тесту је употребом био-дизел горива повећана 59,4% у односу на рад са класичним дизел горивом. Овакав резултат је на изглед контрадикторан претходном за *CO*, имајући у виду то да су обе компоненте продукти непотпуног сагоревања. Треба нагласити чињеницу да био-дизел гориво није термички третирано па поред метил-естара садржи и примесе других органских једињења биљног порекла. Сигурно је да се продукти непотпуног сагоревања овог горива разликују по физичко-хемијским особинама у односу на оне пореклом из конвенционалног дизел горива. Све ово утиче на процес таложења кондензованих и очврслих несагорелих угљоводоника у инсталацији за узорковање издувних гасова. Напомињем да су концентрације *HC* изражене у еквиваленту хексана. Упоредни резултати специфичне емисије *HC_{ind}* по испитним модовима су приказани на слици 4.17

Види се драстичан пораст емисије на режимима средишњег дела радне области (модови 3, 4, 5 и 6) и празном ходу (мод 1). Смањење емисије је забележено једино на високобрзинским режимима са парцијалним оптерећењем (модови 12 и 13).



Слика 4.17 Утицај врсте горива на емисију несагорелих угљоводоника базног мотора

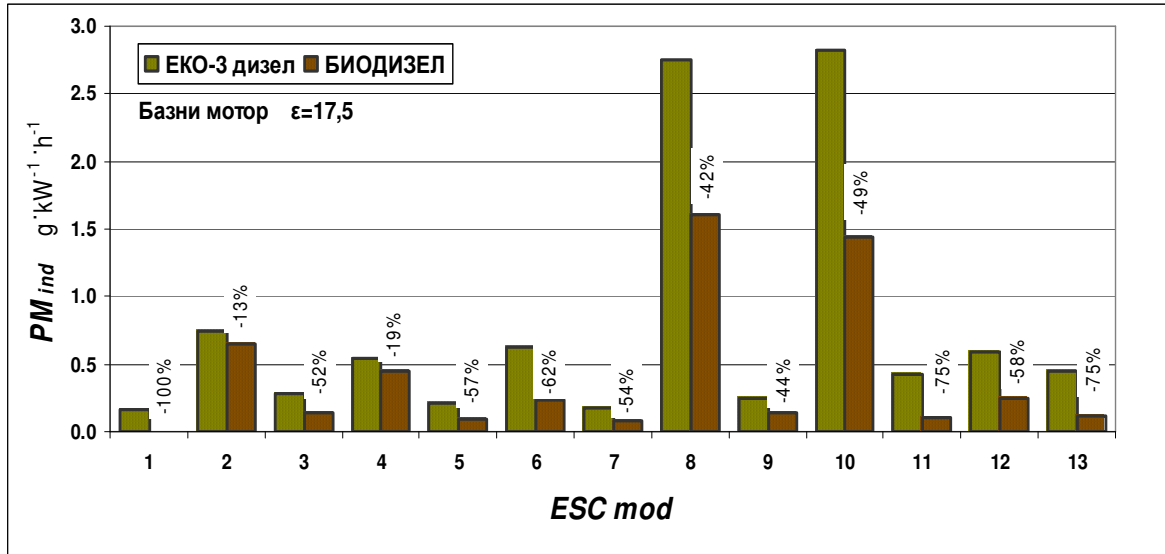
Емисија азотових оксида базног мотора по ESC тесту је употребом био-дизел горива повећана 27,6% у односу на рад са класичним дизел горивом. Упоредни резултати специфичне индикаторске емисије NOx_{ind} по испитним модовима су приказани на слици 4.18. Са био-дизел горивом базни мотор емитује више NOx на свим режимима. При томе се разлике смањују порастом оптерећења при истом брзинском режиму, док за исто оптерећење порастом броја обртаја расту и разлике у емисији. Повећана емисија NOx је последица пораста локалне температуре пламена, пре свега због утицаја хемијски везаног кисеоника. Други разлог је раније упаљење био-дизел горива, што за последицу има померање тежишта сагоревања ближе SMT. Тиме се постижу и више вредности максималних температура у цилиндру $T_{z_{max}}$, што је већ приказано на слици 4.15.



Слика 4.18 Утицај врсте горива на емисију азотових оксида базног мотора

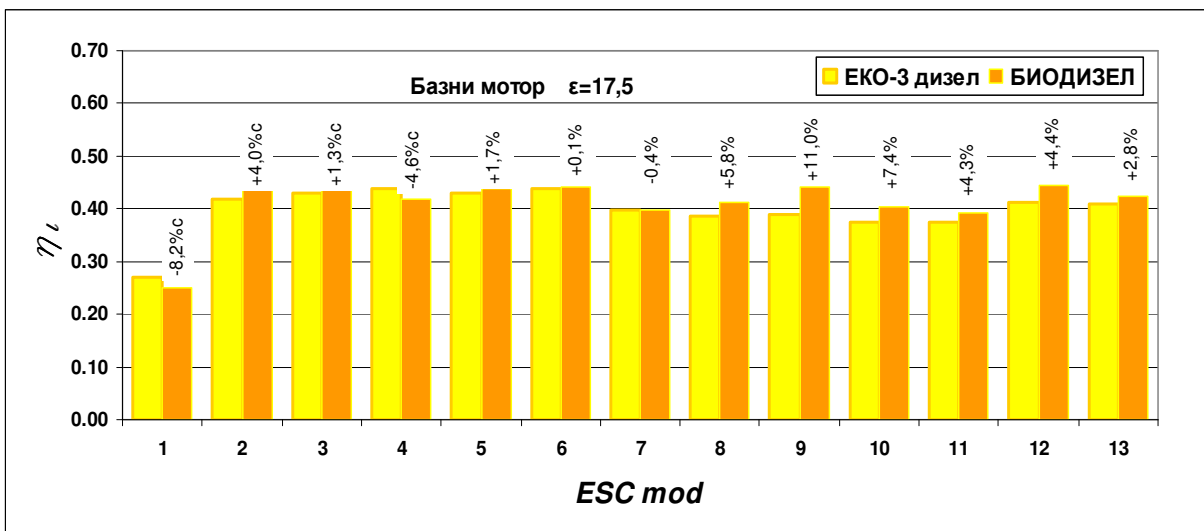
Примена био-дизел горива је показала изразиту предност по питању **честичне емисије PM** , која је по условима **ESC** теста нижа за 43,2%. На слици 4.19 су дати упоредни резултати специфичне индикаторске емисије честица **PM_{ind}** по испитним модовима.

Највеће разлике у емисији честица су примећене на високобрзинским режимима (модови 11, 13, 12 и 10). Био-дизел гориво има изразиту предност на режимима високог оптерећења у условима глобално богатије смеше (модови 8 и 10).



Слика 4.19 Утицај врсте горива на честичну емисију базног мотора

Коришћењем био-дизел горива глобални индикаторски степен искоришћења базног мотора је повећан за 1 % у односу на комерцијално ЕКО-3 дизел гориво (табела 4.1). Овако мала разлика би се могла лако подвести под грешку мерења да резултат није добијен пондеровањем по методологији **ESC** теста. Ако се погледају упоредне вредности индикаторских степена искоришћења по испитним модовима (слика 4.20), могу се уочити значајне разлике. Добитак од 11 % је остварен на испитном моду 9 ($n=2325 \text{ o-min}^{-1}$; $25\% We_{max}$), док је на режиму празног хода регистрован пад ефикасности од 8,2 %.



Слика 4.20 Утицај врсте горива на индикаторски степен искоришћења базног мотора

На основу приказаних резултата испитивања базног мотора по *ESC* тесту следи да се директном применом био-дизел горива (без оптимизације параметара убризгавања) :

- глобална енергетска ефикасност мотора задржава на нивоу примене класичног дизел горива савремене формулације.
- глобална емисија угљенмооксида редукује за 13,6%,
- глобална емисија азотових оксида повећава за 27,6%,
- глобална емисија несагорелих угљоводоника повећава за 59,4%,
- глобална честична емисија редукује за 43,2%.

4.4.3 Анализа резултата испитивања мултипроцесног мотора у ДИЗЕЛ моду

Испитивања мултипроцесног мотора у дизел моду су вршена са класичним дизел горивом (ЕКО-3) и био-дизел горивом. При томе је вариран и угао предубризгавања: $\alpha_{pu}=18,5$ °KV (фабричко подешавање) и $\alpha_{pu}=21$ °KV пре SMT. У табели 4.1 су приказани резултати испитивања по *ESC* тесту у свим комбинацијама.

Основне конструктивне разлике мултипроцесног мотора у односу на базни су:

- смањен геометријски степен компресије са $\epsilon=17,5$ на $\epsilon=12,5$
- промена облика и димензија коморе за сагоревање

Директна последица нижег степена компресије је пад притиска и температуре пуњења током процеса убризгавања, формирања смеше и сагоревања.

Повећање пречника коморе за сагоревање са $\Phi 43$ mm на $\Phi 53$ mm је смањило површину зоне истискивања за 15% и ослабило радијално преструјавање ваздуха пред крај сабијања. Уклањањем централног трна коморе елиминисано је «вруће» место у зони убризгавања горива.

Као што је и било за очекивати, поменуте конструктивне разлике су се негативно одразиле на стартне особине мултипроцесног мотора у дизел моду. Хладан старт мултипроцесног мотора електро покретачем, из првог покушаја, успешан је при температурама околине изнад 22 °C.

На нижим температурама околине је покушано са убризгавањем етра у усисни вод, непосредно пре упуштања мотора. И ако се ова мера показала успешном, није

примењивана због великих потешкоћа у правилном дозирању етра. Догађало се прерано упаљење хомогенизоване смеше етра и нагомиланих пара дизел горива, праћено опасно јаким дизел ударима. У екстремним случајевима је, након искључења покретача, мотор мењао смер обртања! Зато је покретање мултипроцесног мотора вршено у ото моду, те се након краткотрајног загревања мотор пребацивао у дизел мод. Топли старт мултипроцесног мотора у дизел моду је увек био успешан!

4.4.3.1 Испитивање мултипроцесног мотора при раду са ЕКО-3 горивом

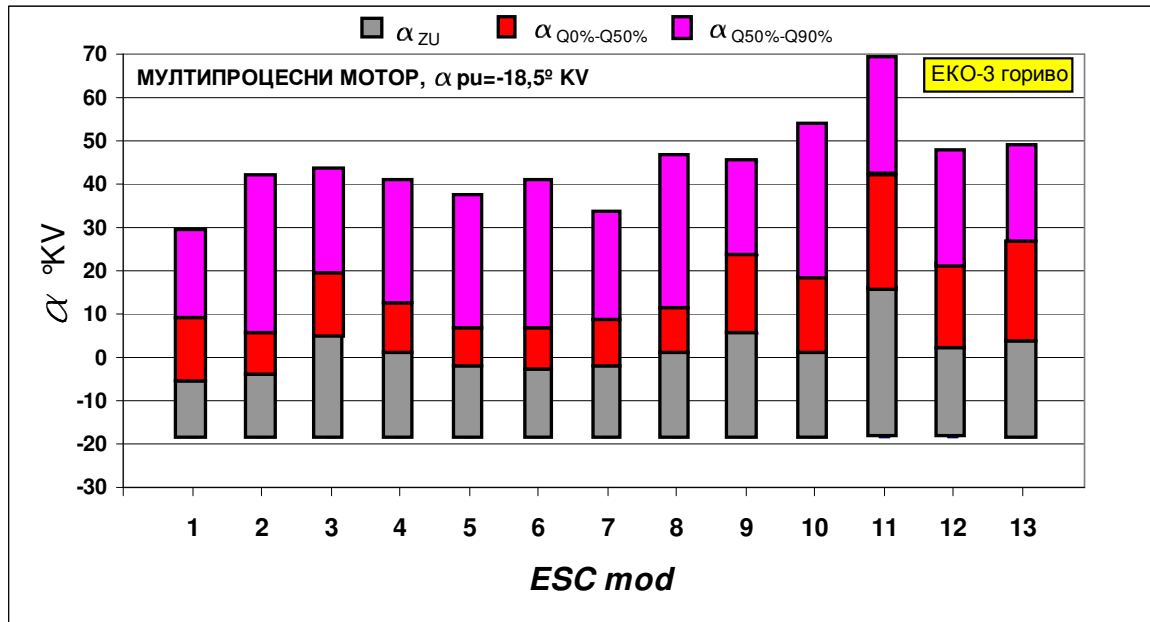
Процес сагоревања- предубризгавање 18,5 °KV

Релативно низак степен компресије мултипроцесног мотора је резултирао падом температуре током компресије. Као што се види из табеле 4.8, разлика прорачунских температура $T_{c-18,5}$ се креће у распону од 64 К до 93 К. Ове вредности треба сматрати оријентационим, јер су почетни услови прорачуна задавани сходно температурском стању мотора (процена у односу на температуру главе цилиндра). И ако су те вредности довољно изнад температуре самопаљења дизел горива (≈ 600 К), треба рачунати са локалним падом температуре у зонама интензивног испаравања горива, што прорачуном није узето у обзир.

Табела 4.8 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР ЕКО-3 дизел гориво $\varepsilon=12,5$ $\alpha_{pu} = -18,5$ °KV

ESC mod	η_i	$T_{c-18,5}$ К	$T_{z_{MAX}}$ К	$p_{z_{MAX}}$ bar	$\alpha_{pz_{MAX}}$ °KV	R_{MAX} bar/°KV	$\alpha_{R_{MAX}}$ °KV	α_{zu} °KV	$\alpha_{Q05\%}$ °KV	$\alpha_{Q10\%}$ °KV	$\alpha_{Q50\%}$ °KV	$\alpha_{Q90\%}$ °KV
1	0.199	706	973	33.1	6.8	0.9	-3.9	12.8	2.3	2.9	8.5	28.9
2	0.410	719	1811	64.2	6.2	10.2	2.7	14.5	0.9	1.4	5.8	41.2
3	0.371	715	1399	34.4	18.9	1.8	9.5	23.2	11.9	12.8	18.9	42.9
4	0.399	726	1704	49.3	13.4	5.6	10.5	19.4	8.8	8.6	12.1	40.1
5	0.395	713	1370	50.6	7.8	5.5	4.1	15.8	3.0	3.4	6.7	36.8
6	0.408	708	1563	57.4	7.0	7.5	3.9	15.5	2.3	2.8	6.3	40.4
7	0.348	700	1159	42.8	9.2	3.1	5.5	15.8	4.5	5.0	8.6	33.3
8	0.397	714	1927	56.4	11.9	8.8	9.7	19.0	6.7	7.5	11.1	45.8
9	0.288	709	1149	29.3	-0.1	1.0	-9.7	24.0	14.2	15.5	23.5	44.8
10	0.397	746	2028	48.4	16.2	6.6	12.9	18.1	8.6	10.4	18.3	53.4
11	0.211	733	1203	28.8	-0.4	1.1	-6.7	34.4	23.1	26.2	41.9	69.2
12	0.430	734	1945	37.7	22.3	2.5	18.3	20.4	12.5	14.5	21.3	47.4
13	0.389	732	1683	28.4	7.2	1.0	0.4	20.7	12.7	16.3	26.7	48.4

Из резултата са слике 4.21 се види да на режиму празног хода (мод 1), нискобрзинским режимима (модови 7, 5, 6 и 2) и средњебрзинским режимима са вишим оптерећењем (модови 4 и 8) мултипроцесни мотор «касније пали» за $\approx 5^\circ$ KVу односу на базни мотор. На средњебрзинским режимима са нижим оптерећењем (модови 3 и 9) разлике се готово дуплирају.



Слика 4.21 Динамика сагоревања мултипроцесног мотора по испитним модовима

Врло интересантан тренд промене периода задршке упаљења се уочава на високобрзинским режимима: при максималном оптерећењу (мод 10) код мултипроцесног мотора упаљење касни свега 2,9 °KV у односу на базни мотор, док на ниском оптерећењу (мод 11) оно касни за чак 18,6 °KV. То се може повезати са термичким оптерећењем мотора и догревањем свежег пуњења на високом оптерећењу.

Последица дужег периода задршке упаљења је повећана количина испареног горива која учествује у фази неконтролисаног сагоревања. Види се да је код мултипроцесног мотора на нискобрзинским режимима (модови 2, 6, 5 и 7) и средњебрзинским режимима (модови 8, 4 и 3), период довођења 50% циклусне топлоте ($\alpha_{Q0\%-Q50\%}$) краћи (68÷75) % у односу на базни мотор. На високобрзинским режимима са парцијалним оптерећењем (модови 12, 13 и посебно 11), сагоревање код мултипроцесног мотора је у овом делу «развучено».

На нискобрзинским режимима (модови 5, 6 и 2) са порастом оптерећења тежиште сагоревања код мултипроцесног мотора прилази положају SMT (максимално за 4° KV). На средње и високобрзинским режимима са максималним оптерећењем (модови 8 и 10) нема битне разлике у односу на базни мотор, док смањењем оптерећења долази до наглог удаљавања тежишта сагоревања (чак за 28° KV код мода 11!). За разлику од базног мотора, сада се при истом броју обртаја тежиште сагоревања падом оптерећења удаљава од положаја SMT!

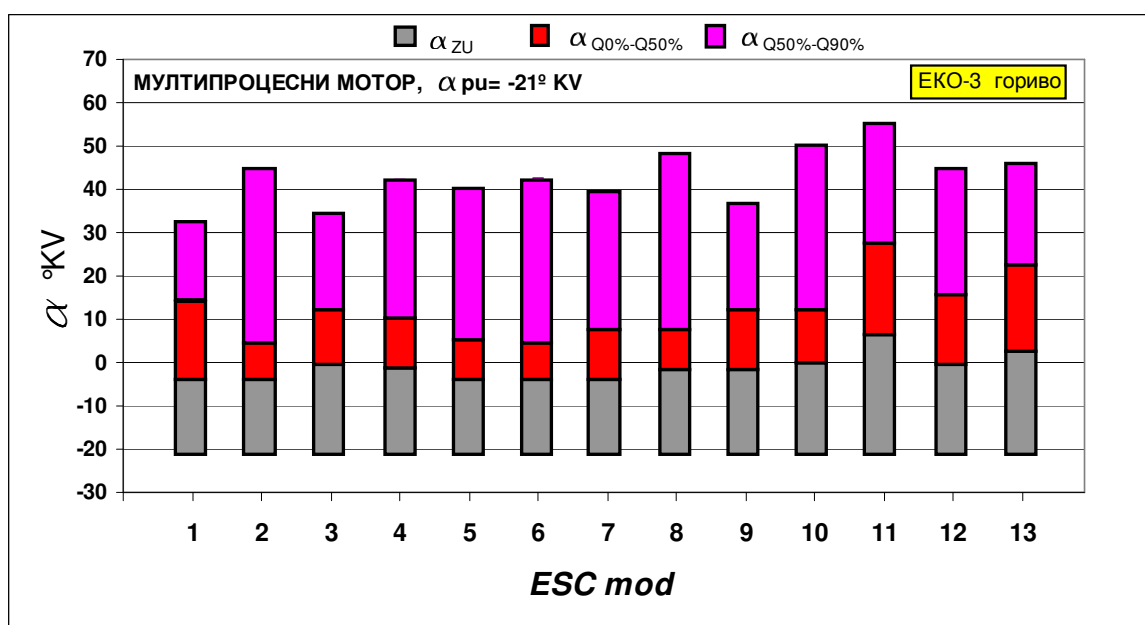
Периоди довођења остатка циклусне количине топлоте $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$ су код мултипроцесног мотора нешто краћи (5÷15) °KV, или једнаки (модови 5, 6 и 2).

Процес сагоревања (од момента убризгавања до ослобађања 90% циклусне количине топлоте) је код мултипроцесног мотора нешто бржи. На режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) те разлике, у односу на базни мотор, износе 7% ÷14%. На ниском оптерећењу (модови 7, 9 и 11), порастом броја обртаја сагоревање се нагло «развучи», тако да је на моду 11 оно дуже 32% у односу на базни мотор.

Процес сагоревања- предубризгавање 21° KV

Повећање угла предубризгавања код мултипроцесног мотора за 2,5° KV је дало резултате приказане у табели 4.9 и на слици 4.22.

Табела 4.9 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР ЕКО-3 дизел гориво $\varepsilon=12,5$ $\alpha_{pu} = -21$ °KV													
mod	η_i	T_{c-21}	T_{zMAX}	p_{zMAX}	αp_{zMAX}	R_{MAX}	αR_{MAX}	α_{zu}	$\alpha Q05\%$	$\alpha Q10\%$	$\alpha Q50\%$	$\alpha Q90\%$	
-	-	K	K	bar	%KV	bar/%KV	%KV	%KV	%KV	%KV	%KV	%KV	
1	0.164	692	942	30.1	7.3	0.8	-17.3	16.8	6.9	7.7	14.2	32.4	
2	0.408	705	1829	66.7	5.9	11.2	2.6	16.6	0.7	1.2	4.6	44.4	
3	0.390	708	1497	42.2	13.5	3.3	9.4	20.3	7.2	8.0	12.2	34.0	
4	0.403	709	1737	52.4	11.3	6.7	8.3	19.5	5.8	6.5	10.0	42.1	
5	0.408	698	1417	52.6	6.3	6.3	2.6	16.2	1.3	1.8	5.1	39.6	
6	0.415	703	1610	58.9	6.1	8.4	2.2	16.1	0.8	1.2	4.8	42.1	
7	0.362	690	1199	44.5	7.7	3.5	3.8	16.6	2.9	3.3	7.3	38.8	
8	0.387	710	1948	61.4	8.6	11.3	5.7	18.9	3.5	4.1	7.6	48.0	
9	0.327	703	1220	36.6	12.2	1.9	7.8	19.0	6.9	7.5	12.3	36.4	
10	0.379	728	2027	58.1	12.3	10.6	9.7	20.8	7.0	7.7	11.7	49.2	
11	0.270	718	1221	28.7	0.2	1.1	-7.5	27.5	16.5	18.2	28.1	54.7	
12	0.461	722	1960	44.7	16.4	4.6	13.1	20.2	8.8	10.3	15.8	44.3	
13	0.360	716	1509	30.9	17.6	1.4	4.9	23.5	14.1	15.4	22.4	45.1	

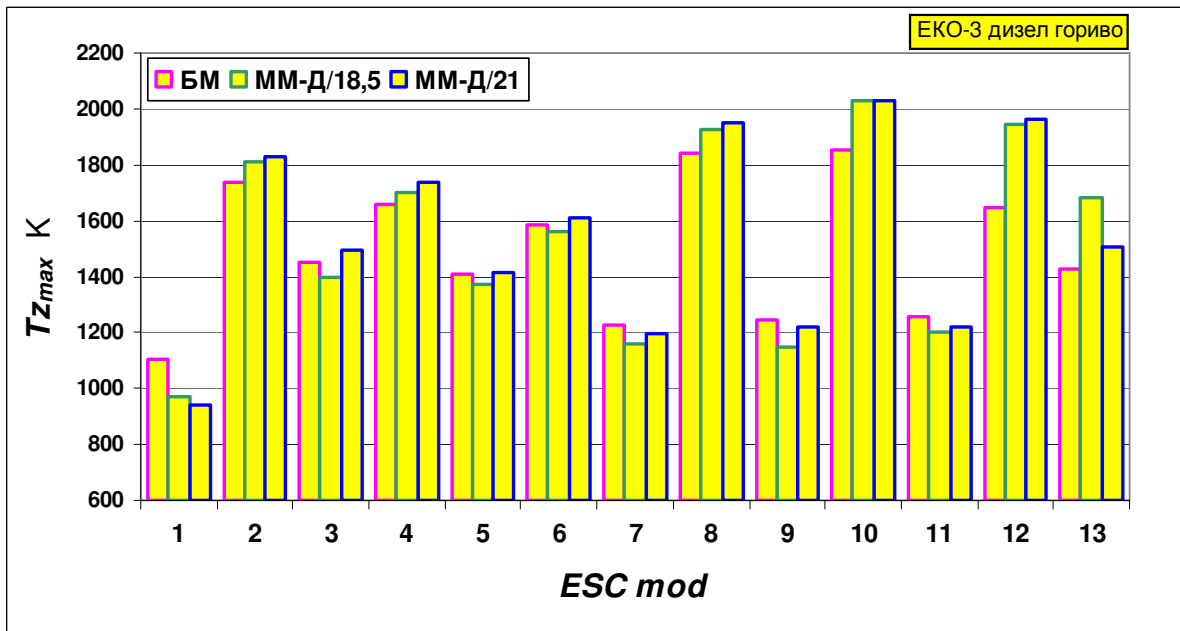


Слика 4.22 Динамика сагоревања мултипроцесног мотора са повећаним углом предубризгавања

Прорачунске температуре пуњења у моменту почетка убризгавања T_{c-21} су незнатно опале, период задршке упаљења на режиму празног хода (мод 1) је продужен за 4° KV, док је на модovima 9 и 11 дошло до скраћења овог периода за (5÷7) ° KV.

Ранијим убризгавањем је тежиште сагоревања (осим на режиму празног хода) померено ближе SMT. Као што се види са слике 4.22, највеће промене су остварене на

модовима 9 и 11. Укупно трајање сагоревања се битно смањило само на високобрзинском режиму са ниским оптерећењем (мод 11), тако да је сада, у односу на базни мотор, дуже за 14%.



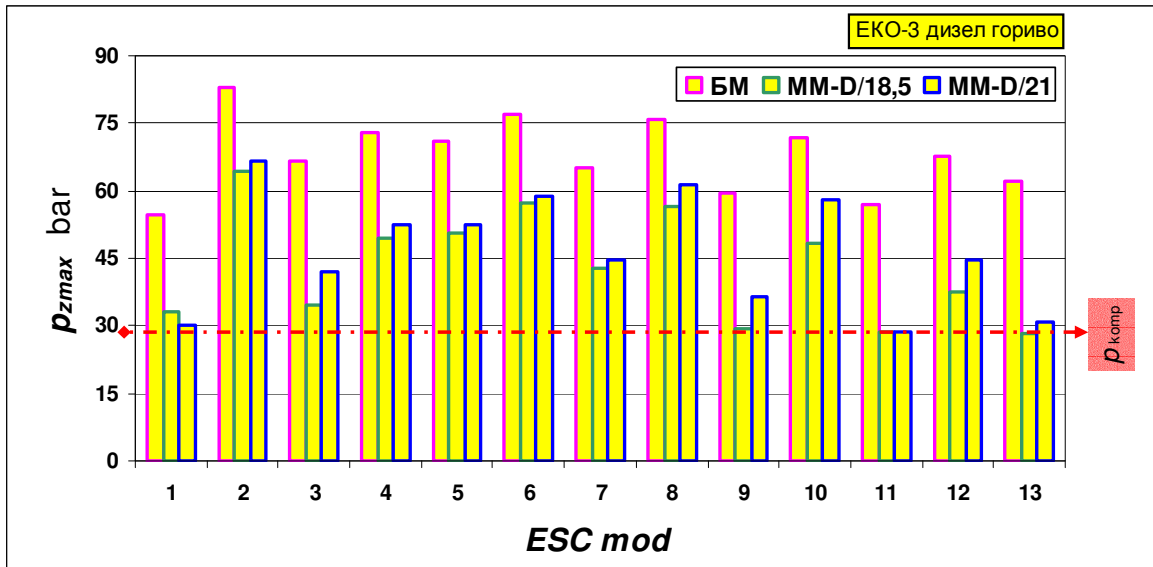
Слика 4.23 Максималне температуре у цилиндру базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

Нижи степен компресије и разлике у сагоревању су утицали на максималне температуре у цилиндру. Упоредне прорачунске вредности T_{zmax} су приказане на слици 4.23.

Ток притиска у цилиндру мултипроцесног мотора при раду са ЕКО-3 дизел горивом

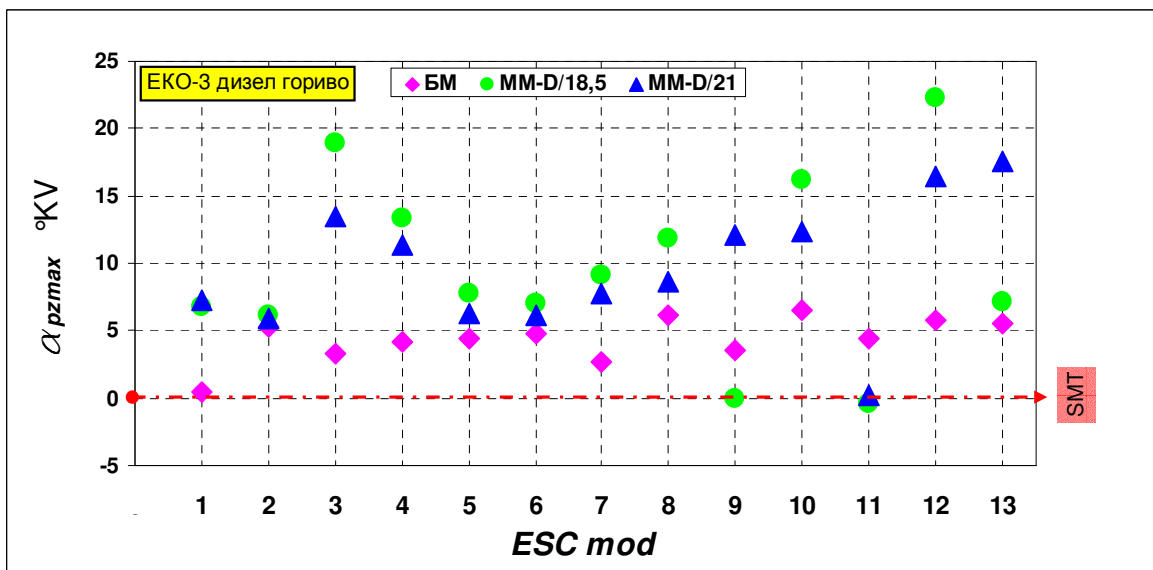
Најбитније карактеристике тока притиска су: максимални притисак p_{zmax} , његов положај у односу на спољну мртву тачку α_{pzmax} , максимална брзина пораста притиска R_{max} и њен положај α_{Rmax} . Упоредни прикази ових величина за базни и мултипроцесни мотор (за оба угла предубризгавања), дати су на сликама 4.24, 4.25, 4.26 и 4.27 респективно.

Максимални притисак у цилиндру и његов положај дефинишу механичко оптерећење виталних елемената мотора. За дати степен компресије на ове величине се може утицати варирањем угла предубризгавања. Као што се види са слике 4.24, максимални притисци код мултипроцесног мотора су знатно нижи у односу на базни. Највеће разлике се уочавају на високобрзинским режимима са делимичним оптерећењем (модови 11, 12 и 13) и празном ходу (мод 1), а износе (40÷50)%. Са порастом оптерећења се ове разлике смањују. На празном ходу и вишим брзинским режимима са ниским оптерећењем (модови 1, 9, 11 и 13), максимални притисци код мултипроцесног мотора су блиски вредности притиска на крају компресије p_{komp} . Може се рећи да на овим режимима радни процес мултипроцесног мотора тежи класичном дизел циклусу. Раније убризгавање код мултипроцесног мотора доводи до пораста максималног притисака, посебно на високобрзинским режимима са вишим оптерећењима (модови 10 и 12), као и на средње-брзинским режимима са нижим оптерећењем (модови 3 и 9). На режиму празног хода максимални притисак је нешто нижи.



Слика 4.24 Максимални притисци у цилиндру базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

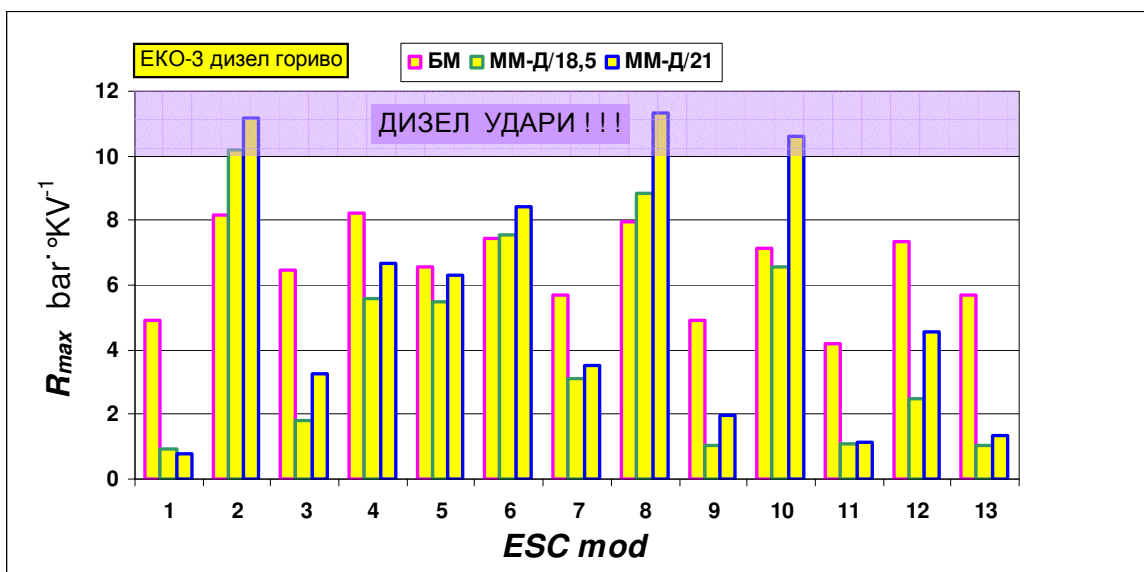
Положај максимума притиска у односу на SMT највише утиче на радијално оптерећење лежајева коленастог вратила и притисак клипа на цилиндар. По овом критеријуму, оптималне вредности су (10-12) °KV после SMT. Са слике 4.25 се види да су максимуми притиска код базног мотора знатно ближе SMT, што уз високе вредности притиска повећава механичко оптерећење. Посебно је критичан режим празног хода базног мотора где се максимум притиска од 55 bar налази готово у SMT. Главни разлог је боља упаливост коришћеног ЕКО-3 дизел горива у односу на прописано Д-2. Из изложеног следи да би при коришћењу горива савремене формулације (СВ>50) на базном мотору било пожељно СМАЊИТИ угао предубризгавања за ≈5° KV.



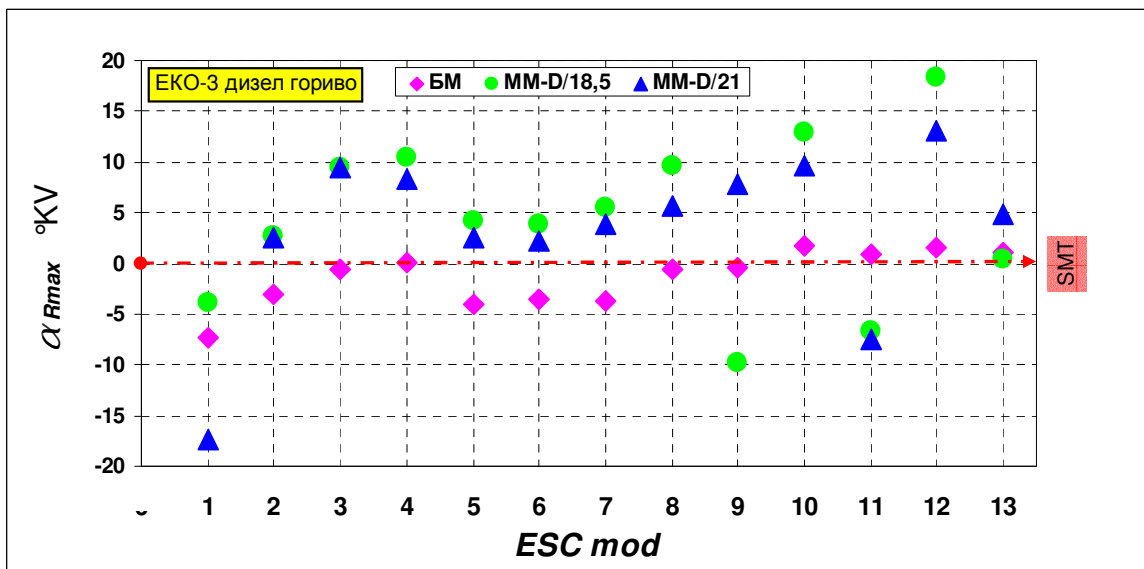
Слика 4.25 Положај максимума притиска базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

Радни процес дизел мотора са класичним директним убризгавањем горива карактерише велика брзина пораста притиска током фазе неконтролисаног сагоревања. Када њене вредности прекораче границу од 10 bar·°KV⁻¹, рад мотора постаје бруталан, са

појачаном потмулом буком сагоревања- јављају се дизел удари. Дужи период задршке упаљења омогућава формирање веће количине смеше која, након упаљења, рапидно сагорева. Са слике 4.26 се види да мултипроцесни мотор са предубризгавањем $\alpha_{pu} = -18,5^\circ$ KV има «тврђи» рад од базног мотора на модовима 2, 6 и 8. (мод 2 критичан!). Повећањем угла предубризгавања на 21° KV постају критични сви режими са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10), док је на средњим и повишеним оптерећењима брзина пораста притиска повишена. На режимима 1, 9, 11 и 13 сагоревање касни, па мултипроцесни мотор у дизел моду ради «мекано» попут ото мотора.



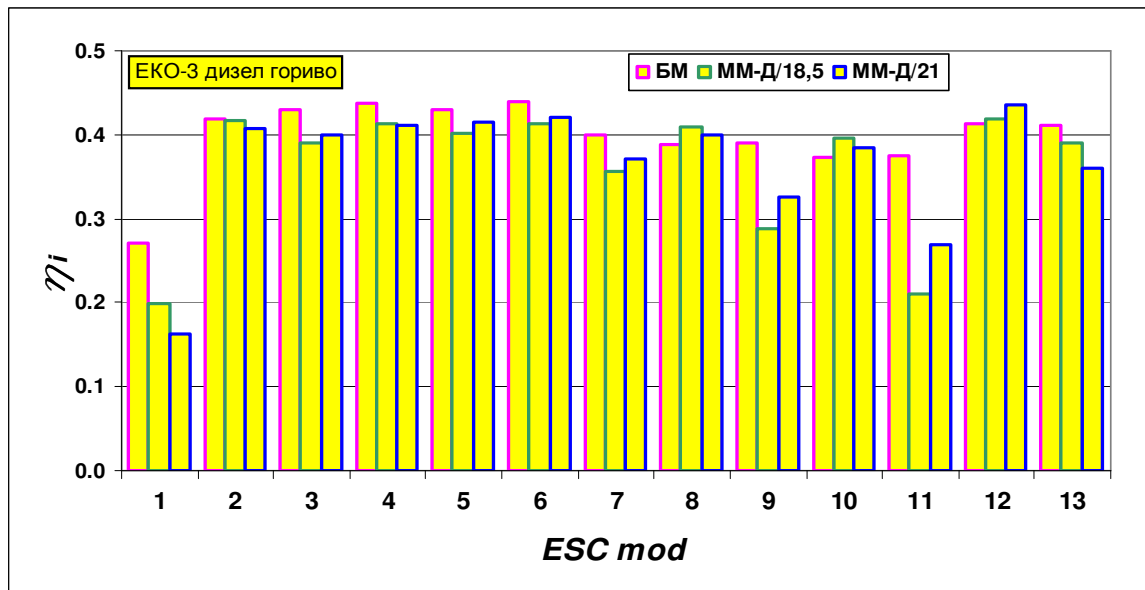
Слика 4.26 Максимални пораст притиска код базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)



Слика 4.27 Положај максимума пораста притиска базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

Ефикасност мултипроцесног мотора при раду са ЕКО-3 дизел горивом

Глобална ефикасност мултипроцесног мотора по *ESC* тесту је лошија у односу на базни мотор 3,8% за оба подешавања угла предубризгавања (табела 4.4). На слици 4.28 је дато поређење индикаторских степена искоришћења по испитним модовима.



Слика 4.28 Индикаторски степени искоришћења базног и мултипроцесног мотора

Примећује се да је на режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) мултипроцесни мотор по ефикасности упоредив, или нешто бољи од базног. Смањењем оптерећења на нижим брзинама (модови 6, 5 и 7) ефикасност мултипроцесног мотора умерено опада- (3÷4)%. На средњебрзинским режимима (модови 4, 3 и 9) ова тенденција је израженија, тако да је на режиму са 25% оптерећења (мод 9) забележен апсолутни пад ефикасности мултипроцесног мотора од 10%! На високим брзинама и оптерећењу изнад 75% ефикасност мултипроцесног мотора је нешто боља, али је њен пад са смањењем оптерећења драстичан- на режиму 25% оптерећења (мод 11) чак до апсолутних 16%. На режиму празног хода (мод 1) базни мотор има индикаторски степен искоришћења од скромних 27%, док је код мултипроцесног он опао на очајних 16% (за $\alpha_{pu} = -21^\circ$ KV).

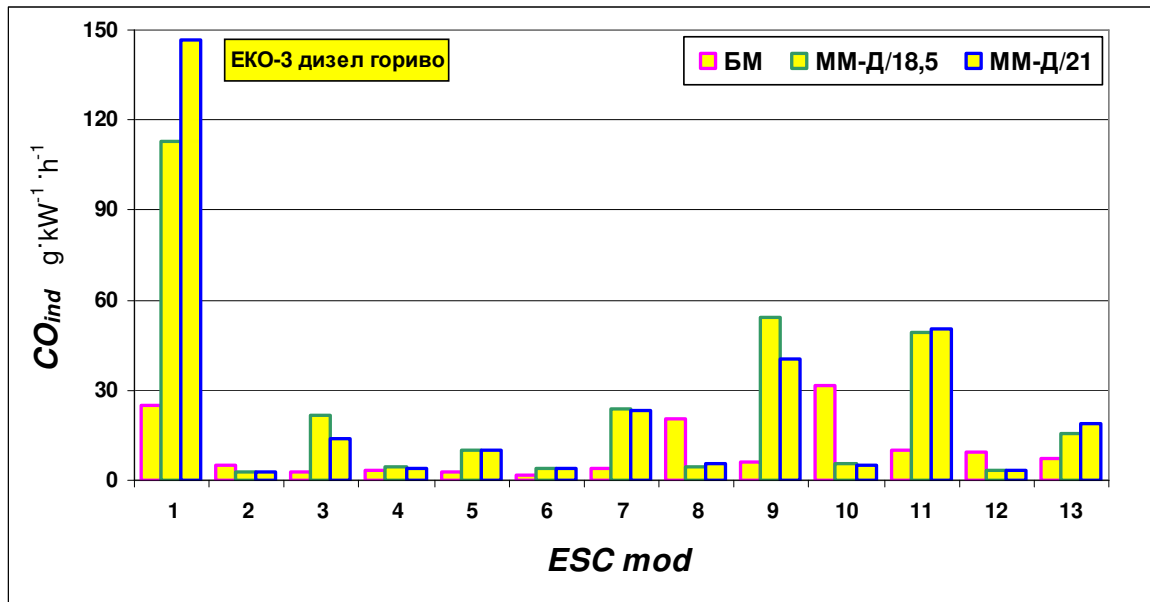
Емисија мултипроцесног мотора при раду са ЕКО-3 дизел горивом

Резултати мерења емисије по методологији *ESC* теста су приказани у табели 4.4. Узимајући емисионе показатеље базног мотора при раду са истим горивом за реперне, релативна емисија мултипроцесног мотора је приказана у табели 4.10.

ЕКО-3 дизел	CO_{ind}	HC_{ind}	NO_{Xind}	PM_{ind}
ММ-Д/-18,5	+25,3%	+127,6%	+3,6%	-88,3%
ММ-Д/-21	+18,8%	+120,3%	+17,9%	-90,3%

Табела 4.10 Релативна емисија мултипроцесног мотора у односу на бази по ESC тесту

На слици 4.29 су приказани упоредни резултати специфичне емисије CO базног и мултипроцесног мотора по испитним модовима. На режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10), са порастом броја обртаја, емисија CO мултипроцесног мотора пада (42÷ 83)%. Такође, на високобрзинском режиму са 75% оптерећења (мод 12), емисија је нижа за 62%. На ниско и средњебрзинским режимима са 75% оптерећења (модови 6 и 4) код мултипроцесног мотора емисија расте до 100%. На режимима са 50% оптерећења (модови 5, 3 и 13) ове разлике се дуплирају, да би се на минималном оптерећењу (модови 7, 9 и 11) повећале 5 до 8 пута! И на режиму празног хода (мод 1) мултипроцесни мотор емитује око 5 пута више угљенмоноксида.

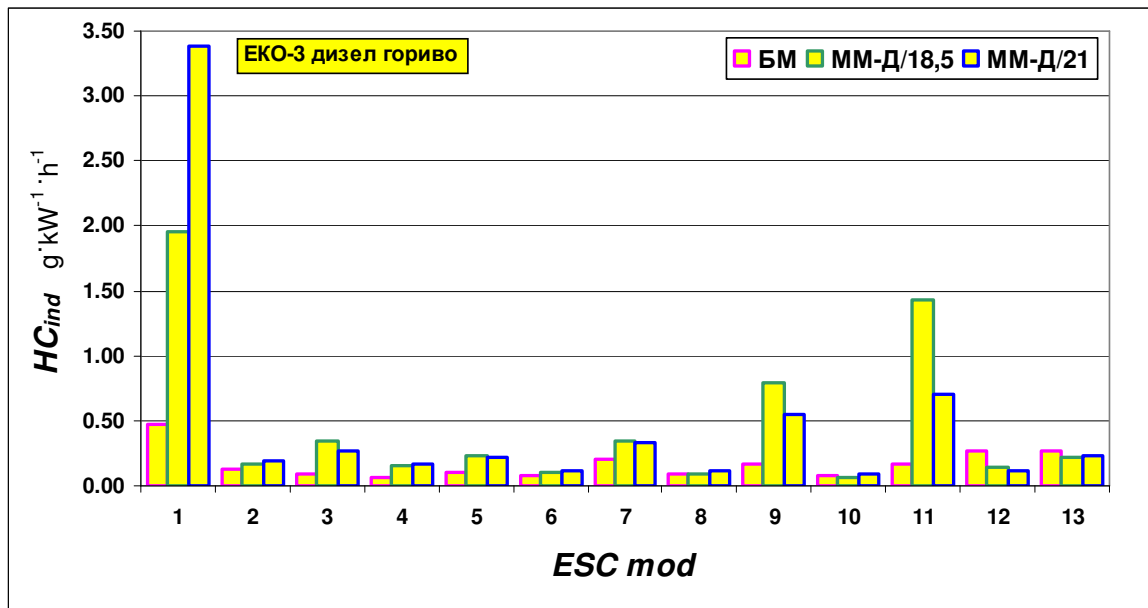


Слика 4.29 Поређење емисије угљенмоноксида базног и мултипроцесног мотора

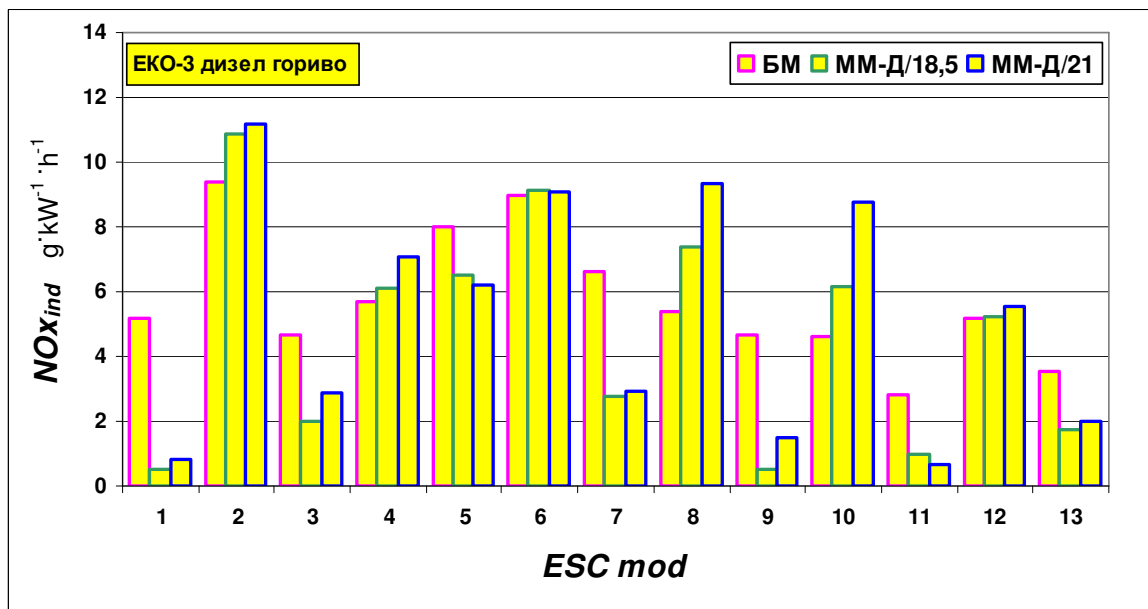
У погледу емисије несагорелих угљоводоника (слика 4.30), мултипроцесни мотор је на режимима максималног оптерећења (модови 2, 8 и 10) сличан базном.

На режиму празног хода (мод 1) емисија HC је повећана 4 до 7 пута! Код ниских оптерећења (модови 7, 9 и 11), порастом брзине емисија HC се прогресивно увећава: 1,75 до 9 пута за $\alpha_{pu}=-18,5^\circ KV$, односно 1,6 до 4,4 пута за $\alpha_{pu}=-21^\circ KV$.

Мултипроцесни мотор има (25÷60)% нижу емисију HC на високобрзинским режимима са средњим и повишеним оптерећењем (модови 13 и 12).



Слика 4.30 Поређење емисије несагорелих угљоводоника базног и мултипроцесног мотора



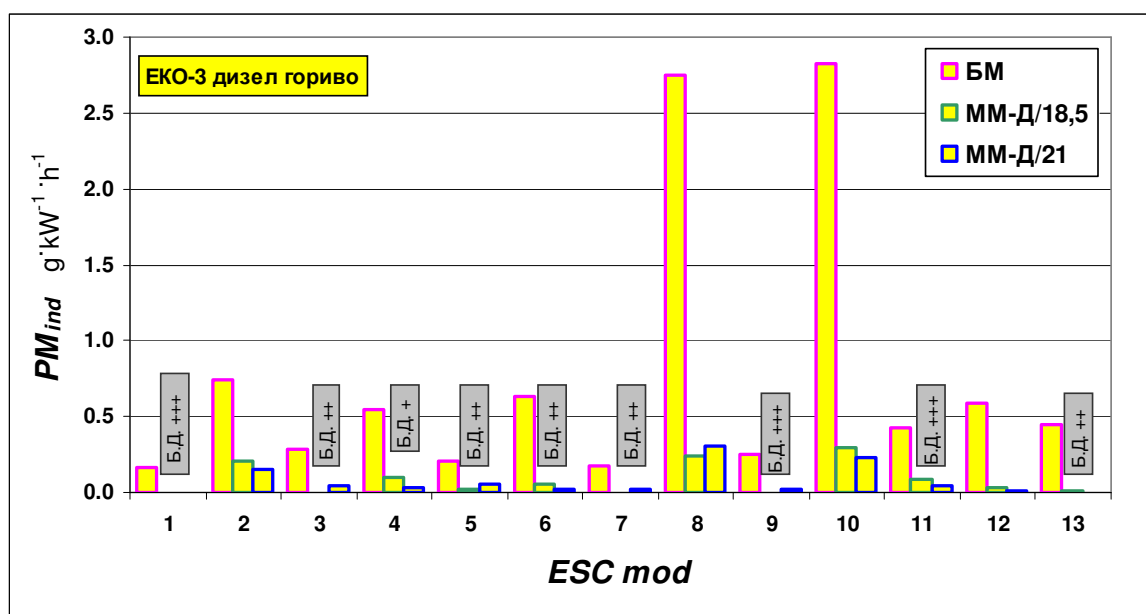
Слика 4.31 Поређење емисије азотових оксида базног и мултипроцесног мотора

На слици 4.31 је приказана упоредна специфична емисија азотових оксида NO_x базног и мултипроцесног мотора у дизел моду, за оба угла предубризгавања. На режимима максималног оптерећења (модови 2, 8 и 10) емисија мултипроцесног мотора је већа 1,2 до 1,9 пута, при чему више вредности одговарају већем углу предубризгавања. На режиму празног хода (мод 1) и минималних оптерећења (модови 7, 9 и 11) емисија NO_x мултипроцесног мотора је вишеструко нижа. Порастом оптерећења на 50% (модови 5, 3 и 13) разлике се смањују на (25÷50)%, да би се на оптерећењу мотора од 75 % (модови 6 и 12) емисије NO_x готово изједначиле.

Упоредни приказ специфичне емисије честица *PM* базног и мултипроцесног мотора у дизел моду је дат на слици 4.32. Без обзира на угао предубризгавања мултипроцесни мотор емитује знатно мање количине честица. На режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10), специфична емисија честица је мања 3,8 до 12 пута! На режимима са 75% оптерећења и углом предубризгавања -18° KV разлика је још већа- 5,5 до 19,6 пута.

На осталим испитним режимима резултати честичне емисије, одређени преко димности издувних гасова по BOSCH-методи, постају проблематични због појаве белог дима. У дијаграму на слици 25 је дата субјективна процена интензитета белог дима са следећим значењем:

- Б.Д. + умерен интензитет белог дима,
- Б.Д.++ јак интензитет белог дима, праћен жућкастим депозитом несагорелог горива на филтер папиру димомера,
- Б.Д.+++ веома јак интензитет белог дима, праћен мрким депозитом несагорелог горива на филтер папиру димомера.



Слика 4.32 Поређење честичне емисије базног и мултипроцесног мотора

4.4.3.2 Испитивање мултипроцесног мотора при раду са био-дизел горивом

Упоредна испитивања базног мотора при раду са класичним ЕКО-3 дизел горивом и био-дизелом су дала увид у утицај врсте горива на процес сагоревања, емисионе показатеље и ефикасност. Испитивања мултипроцесног мотора при раду са био-дизелом су омогућила увид у особине овог горива у случају сниженог степена компресије. Зато су при презентацији резултата који следе, за референтне узети резултати испитивања базног мотора при раду са био-дизел горивом.

Процес сагоревања- предубризгавање 18,5 °KV

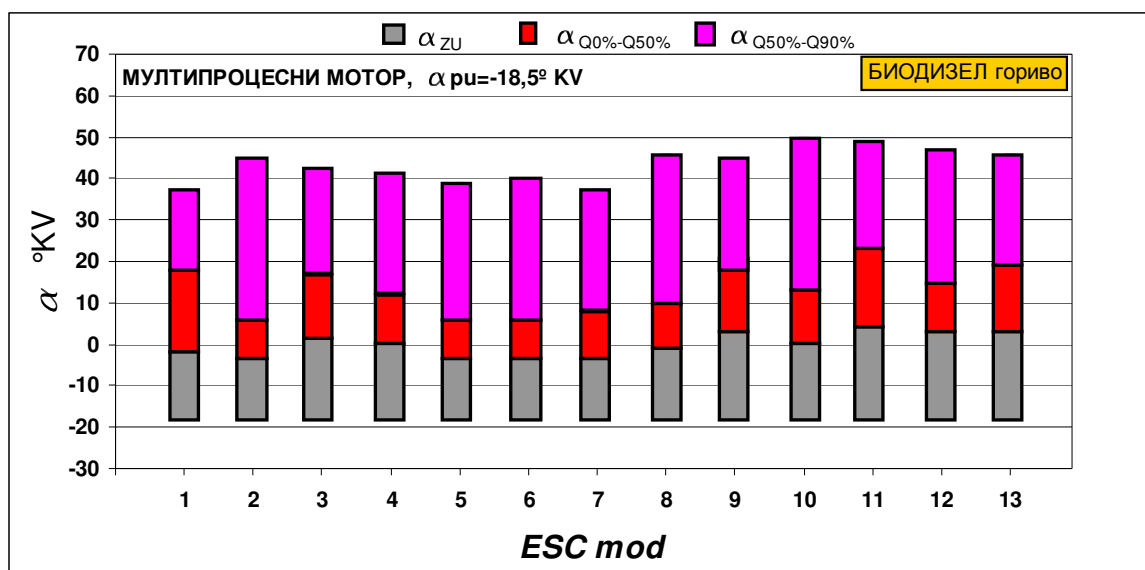
Резултати ових испитивања су приказани у табели 4.11. Код мултипроцесног мотора су прорачунске температуре пуњења у моменту убризгавања $T_{c-18,5}$, зависно од температурског стања и броја обртаја, ниже (59 ÷ 74) К. Период задршке упаљења α_{ZU} је продужен за (4÷8) °KV, при чему више вредности одговарају режимима са нижим оптерећењем и/или вишим брзинама. Релативно гледано, на режиму празног хода је регистровано највеће кашњење упаљења у односу на базни мотор –чак 97%. Поредити са резултатима за ЕКО-3 дизел гориво, може се закључити да је упаљивост био-дизел горива у реалним условима мање осетљива на промену степена компресије.

У односу на базни мотор, период довођења прве половине циклусне количине топлоте $\alpha_{Q0\%-Q50\%}$ се на режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) скраћује за (48÷40)%. На средње и високобрзинским режимима са повишеним оптерећењем (модови 3 и 13) они су приближно једнаки. При минималном оптерећењу (модови 9 и 11) сагоревање се развучи, тако да је овај период код мултипроцесног мотора дужи за (15÷32)%.

Табела 4.11 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР БИО-ДИЗЕЛ гориво $\epsilon = 12,5$ $\alpha_{pu} = -18,5$ °KV												
mod	η_i	$T_{c-18,5}$	$T_{z_{MAX}}$	$p_{z_{MAX}}$	$\alpha p_{z_{MAX}}$	R_{MAX}	αR_{MAX}	α_{ZU}	$\alpha_{Q05\%}$	$\alpha_{Q10\%}$	$\alpha_{Q50\%}$	$\alpha_{Q90\%}$
-	-	К	К	bar	°KV	bar/°KV	°KV	°KV	°KV	°KV	°KV	°KV
1	0.101	719	898	28.8	5.2	0.8	-19.6	16.3	9.0	9.9	17.6	37.0
2	0.429	725	1780	63.6	5.9	8.3	1.5	14.1	-0.4	0.2	5.2	44.0
3	0.389	721	1414	37.1	16.1	1.9	10.5	18.7	9.0	10.0	16.3	41.2
4	0.423	732	1692	49.9	12.7	4.7	8.4	18.1	6.2	6.9	11.2	41.1
5	0.413	724	1398	52.2	6.9	5.4	2.8	14.9	1.5	1.9	5.6	38.6
6	0.423	730	1590	59.0	6.0	7.2	2.2	14.4	0.5	1.0	4.8	39.7
7	0.367	720	1200	44.1	8.5	2.8	4.8	15.4	3.4	3.9	7.8	36.8
8	0.421	740	1903	58.0	9.4	7.2	6.4	17.3	3.8	4.4	9.2	45.5
9	0.293	727	1162	30.2	5.6	1.1	-4.7	21.0	11.6	12.7	20.6	43.2
10	0.404	748	1957	55.9	12.3	7.0	9.2	18.7	6.4	7.2	11.9	49.6
11	0.292	736	1206	29.4	0.3	1.0	-8.4	22.5	14.0	15.2	23.1	47.8
12	0.399	746	1735	46.2	15.6	4.1	11.8	20.2	9.0	9.9	14.4	46.2
13	0.371	740	1484	34.6	19.3	1.8	13.6	21.0	12.0	13.0	19.3	45.5

Код мултипроцесног мотора се положај тежишта сагоревања на максималним оптерећењима (модови 2, 8 и 10) помера све ближе SMT при смањењу броја обртаја. На минималном оптерећењу се тежиште сагоревања са порастом брзине нагло удаљава (модови 7, 9, и 11). И у овом случају се понавља тренд промене положаја тежишта сагоревања у функцији оптерећења: за исти брзински режим, падом оптерећења оно се удаљава од SMT! Такође се може приметити да су апсолутне разлике у положају тежишта сагоревања базног и мултипроцесног мотора мање у случају примене био-дизел горива.

Трајање сагоревања био-дизел горива код мултипроцесног мотора се донекле разликује у односу на базни мотор. Посматра се период од момента убризгавања до ослобађања 90% циклусне количине топлоте. Код нискобрзинских режима (модови 2, 6, 5 и 7) ти периоди су краћи до 7%. На средњебрзинским режимима (модови 8, 4, 3 и 9) је сагоревање код мултипроцесног мотора брже и до 14%. На високобрзинским режимима (модови 10, 12, 13 и 11) сагоревање се смањењем оптерећења продужава до 5% у односу на базни мотор. На режиму празног хода (мод 1), сагоревање био-дизел горива у мултипроцесном мотору је знатно спорије, па је посматрани период дужи чак за 25%.



Слика 4.33 Динамика сагоревања мултипроцесног мотора по испитним модовима

Процес сагоревања- предубризгавање 21 °KV

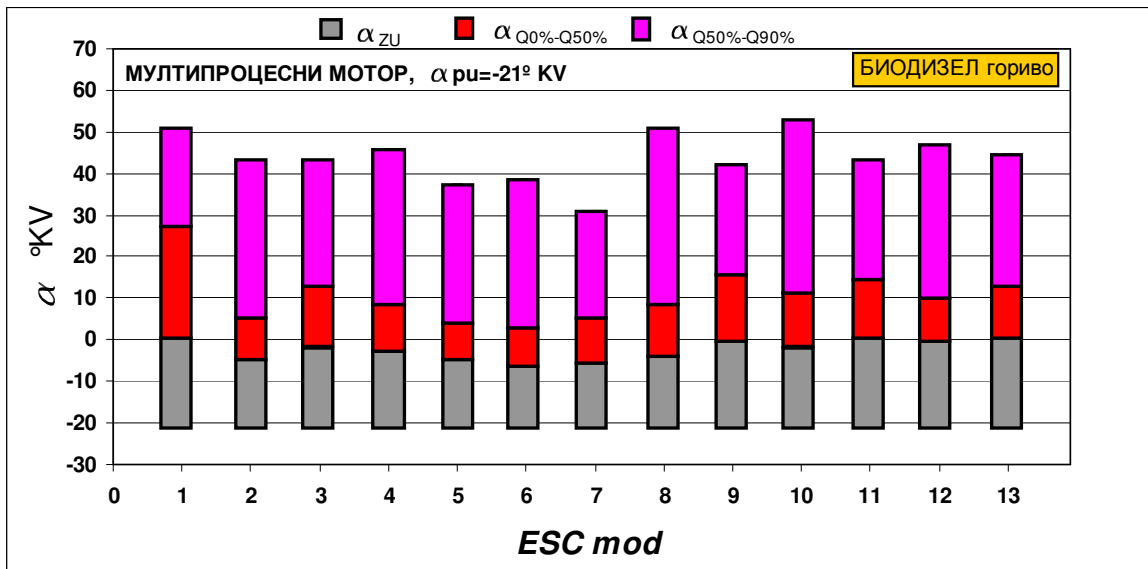
Резултати испитивања са повећаним углом предубризгавања су приказани у табели 4.12. Температура пуњења у моменту почетка убризгавања T_{c-21} је, зависно од температурског режима, у односу на базни мотор опала за (70÷90) К. То се није битно одразило на дужину периода задршке упаљења, осим на режиму празног хода (мод 1) где паљење касни додатних 4,7 °KV. Овде је сагоревање драстично погоршано: период довођења прве половине циклусне топлоте је сада дуго, док је укупно сагоревање развучено за 60% у односу на базни мотор. На осталим испитним режимима трајање процеса сагоревања је упоредиво са базним мотором, што се види са слике 4.34.

 Табела 4.12 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР БИО-ДИЗЕЛ гориво $\epsilon = 12,5$ $\alpha_{pu} = -21$ °KV

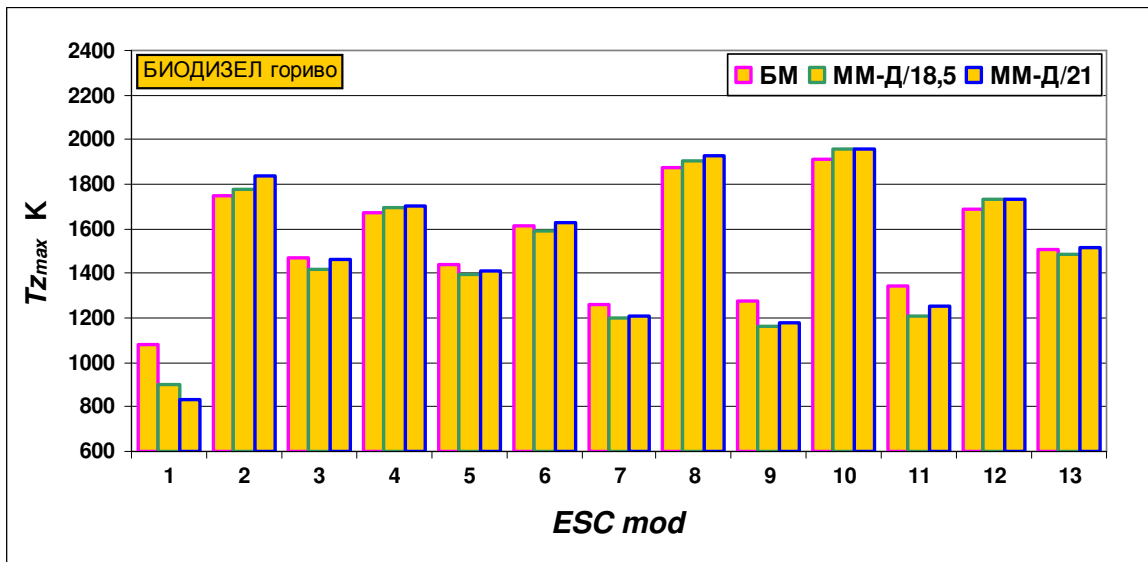
mod	η_i	T_{c-21} К	$T_{z_{MAX}}$ К	$p_{z_{MAX}}$ bar	$\alpha p_{z_{MAX}}$ °KV	R_{MAX} bar/°KV	$\alpha_{R_{MAX}}$ °KV	α_{ZU} °KV	$\alpha_{Q05\%}$ °KV	$\alpha_{Q10\%}$ °KV	$\alpha_{Q50\%}$ °KV	$\alpha_{Q90\%}$ °KV
1	0.071	705	834	27.8	1.4	0.8	-20.5	21.1	15.0	16.1	26.9	50.1
2	0.438	711	1839	65.8	5.4	9.6	0.6	15.3	-1.3	-0.8	3.9	42.8
3	0.404	717	1466	43.0	12.4	3.1	8.0	18.9	6.1	6.8	12.2	42.8
4	0.423	720	1702	55.0	8.7	6.6	5.4	18.0	3.1	3.7	7.7	45.4
5	0.394	708	1407	53.8	5.5	6.0	1.2	15.3	-0.2	0.2	3.6	36.9
6	0.424	714	1625	60.7	4.1	8.8	-0.8	14.5	-2.3	-1.9	2.1	38.2
7	0.352	704	1208	46.7	5.9	3.9	1.5	15.2	0.4	0.8	4.2	30.5
8	0.405	733	1924	60.3	7.0	8.4	2.9	17.1	0.8	1.4	7.9	49.9
9	0.329	714	1179	33.9	13.4	1.3	2.0	20.4	8.0	8.8	15.1	41.9
10	0.400	739	1960	59.4	9.1	8.3	6.2	18.9	3.5	4.2	10.6	52.3
11	0.330	720	1250	35.2	14.0	1.9	8.8	21.2	8.4	9.1	14.2	42.7
12	0.407	728	1734	52.3	11.0	6.1	7.7	20.2	5.3	6.0	10.1	46.5
13	0.403	730	1515	43.7	12.6	3.8	9.0	21.1	6.8	7.5	12.1	44.4

Позитивни ефекти ранијег убризгавања се примећују на високобрзинским режимима са парцијалним оптерећењем (модови 12, 13 и 11), где се период $\alpha_{Q0\%-Q50\%}$ значајно скраћује, уз померање тежишта сагоревања ка SMT.

Максималне циклусне температуре мултипроцесног мотора су сада до 90 К више за оптерећења изнад 50% (слика 4.35). На ниским оптерећењима, посебно при вишим брзинама, ситуација је обрнута- оне су ниже (50 ÷140) К. Највеће разлике се уочавају на режиму празног хода где максималне температуре циклуса мултипроцесног мотора падају 185 К / 250 К, зависно од угла предубризгавања.



Слика 4.34 Динамика сагоревања мултипроцесног мотора са повећаним углом предубризгавања

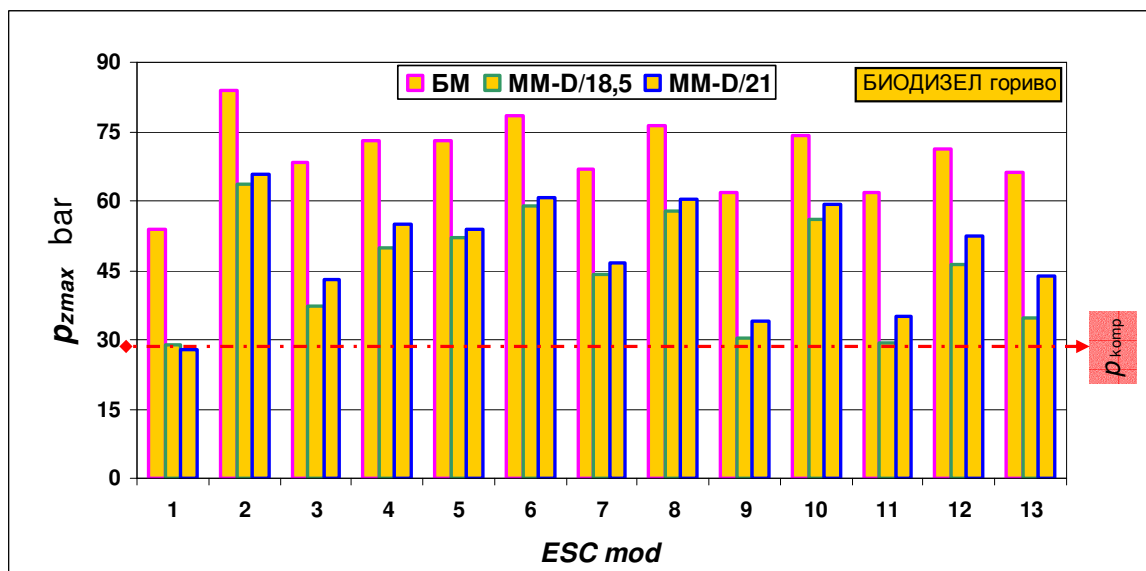


Слика 4.35 Максималне температуре у цилиндру базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

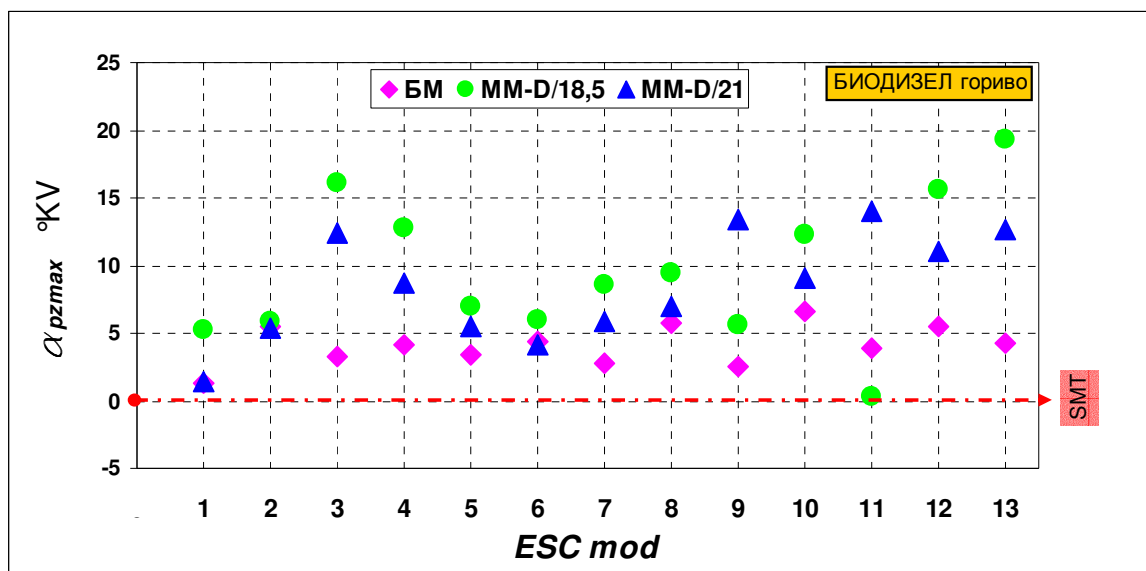
Ток притиска у цилиндру мултипроцесног мотора при раду са био-дизел горивом

На слици 4.36 су приказане упоредне вредности максималних притисака у цилиндру p_{zmax} базног и мултипроцесног мотора, у случају коришћења био-дизел горива. Може се рећи да се релативни односи максималних притисака понављају, као и при раду са класичним ЕКО-3 дизел горивом. Разлика постоји на високобрзинским режимима са парцијалним оптерећењем (модови 12, 13 и 11) где са био-дизел горивом мултипроцесни мотор постиже више притиске- углавном због бржег сагоревања.

На режиму празног хода, због изузетно развученог сагоревања, максимум притиска се готово изједначава са максималним притиском компресије p_{komp} за $\epsilon=12,5$.



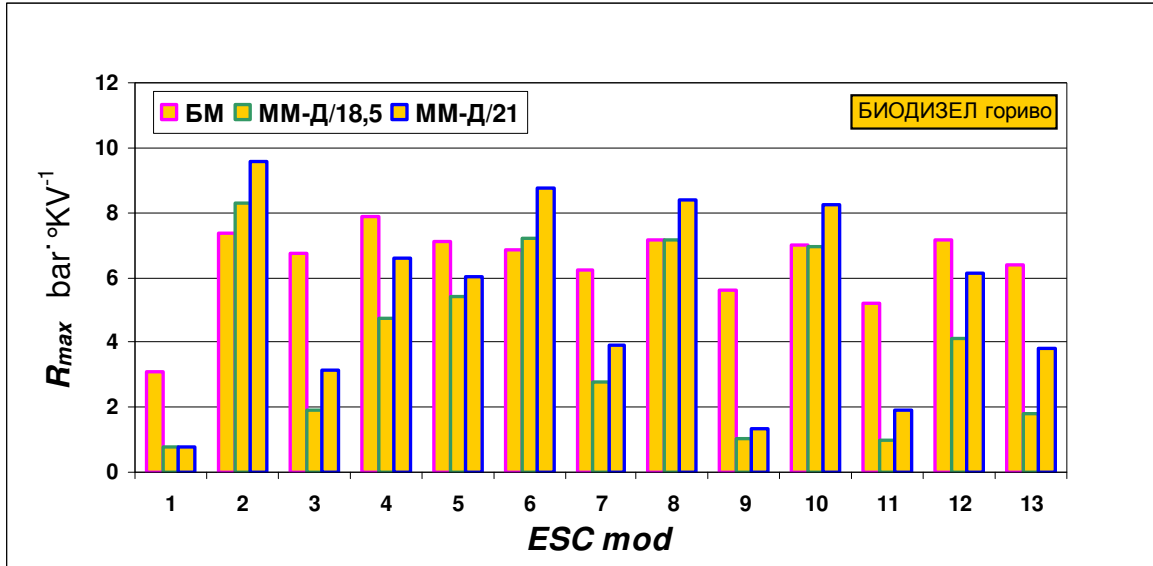
Слика 4.36 Максимални притисци у цилиндру базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)



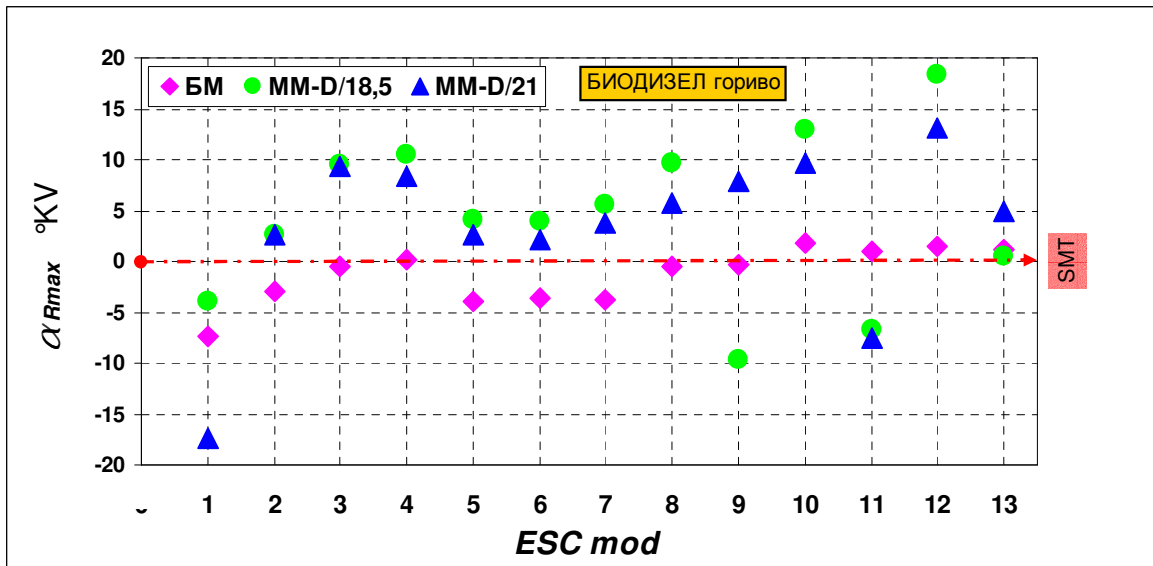
Слика 4.37 Положај максимума притиска базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

Положај максимума притиска (слика 4.37) мултипроцесног мотора се, у односу на базни, удаљава од SMT порастом брзине и смањењем оптерећења. Повећање угла предубризгавања помера максимум притиска ближе SMT, осим на модовима 9 и 11 где се сагоревање развлачи.

Брзина пораста притиска током сагоревања био-дизел горива је испод критичне вредности на режимима са максималним оптерећењем (слика 4.37). За разлику од класичног дизел горива, овај параметар постиже веће вредности на високобрзинским режимима са парцијалним оптерећењем (модови 12, 13 и 11), посебно код ранијег убризгавања. Општи закључак је да са био-дизел горивом мултипроцесни мотор ради «мекше» него са класичним горивом.



Слика 4.38 Максимални пораст притиска код базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

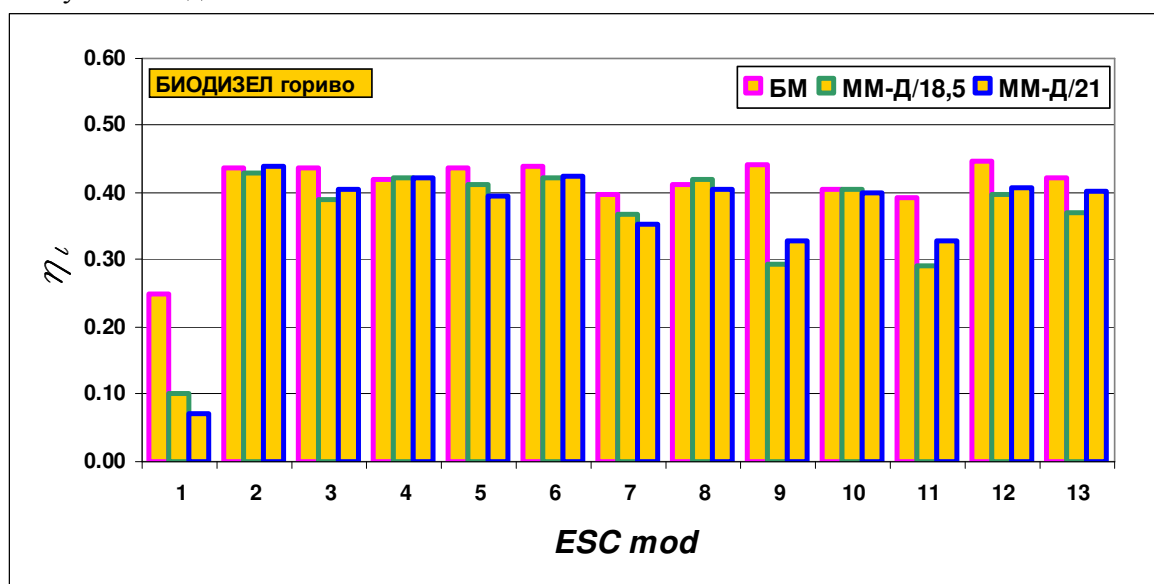


Слика 4.39 Положај максимума пораста притиска базног и мултипроцесног мотора (дизел мод)

Положај максимума пораста притиска по испитним модовима је приказан на слици 4.39. Овај параметар је у тесној вези са карактером одвијања фазе неконтролисаног сагоревања. У односу на базни мотор максимуми пораста притиска се померају иза SMT и то све више са порастом броја обртаја. Очигледно, на режиму празног хода, за предубризгавање од 21°KV, максимум пораста притиска се налази на линији компресије!

Ефикасност мултипроцесног мотора при раду са био-дизел горивом

Када се користи био-дизел гориво, глобална ефикасност мултипроцесног мотора у односу на базни опада за 5,4% (табела 4.4), дакле нешто више него код примене класичног горива. Применом био-дизела, глобална ефикасност мултипроцесног мотора се смањује за 0,7% у односу на погон са класичним ЕКО-3 дизел горивом. Када се упореде индикаторски степени искоришћења по испитним модовима (слика 4.40), може се закључити следеће:



Слика 4.40 Индикаторски степени искоришћења базног и мултипроцесног мотора

- на режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) ефикасност мултипроцесног мотора је на нивоу базног,
- на свим брзинским режимима, смањењем оптерећења испод 50% долази до пада индикаторског степена искоришћења мултипроцесног мотора у односу на базни и то:
 - на нискобрзинским режимима (модови 2, 6, 5 и 7) до 3% (5%),
 - на средњебрзинским режимима (модови 8, 4, 3 и 9) до 15% (11%),
 - на високобрзинским режимима (модови 10, 12, 13 и 11) до 10% (6%),
 при чему се вредности у заградама односе на повећани угао предубризгавања,
- на режиму празног хода (мод 1), индикаторски степен искоришћења је неприхватљиво низак- испод 10%.

Из приказаног се види да је пад глобалне ефикасности мултипроцесног мотора у односу на базни највише последица лошег рада на режиму празног хода и вишим брзинским режимима са ниским оптерећењем.

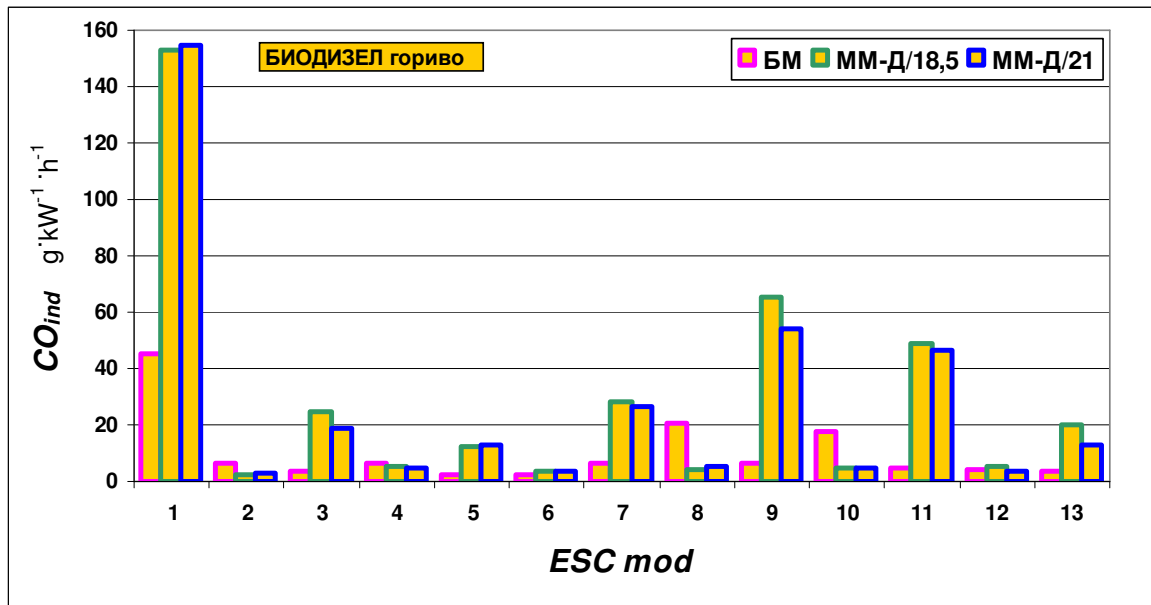
Емисија мултипроцесног мотора при раду са БИО-ДИЗЕЛ горивом

Резултати мерења емисије по методологији **ESC** теста су приказани у табели 4.4. Узимајући емисионе показатеље базног мотора при раду са био-дизел горивом за реперне, мултипроцесни мотор има емисију као што је приказано у табели 10.

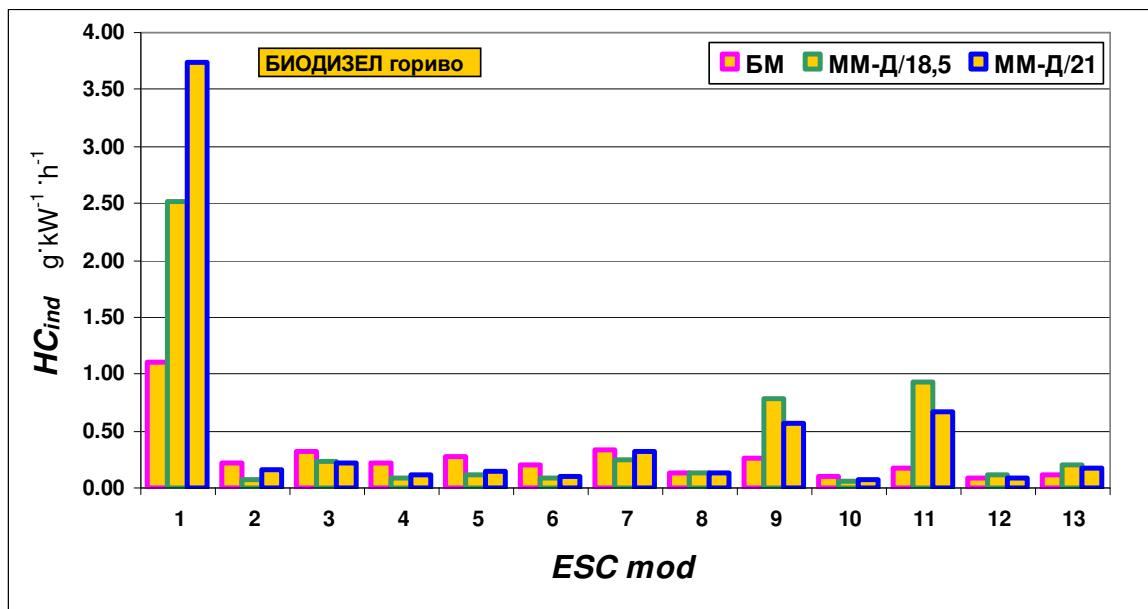
БИО-ДИЗЕЛ	CO_{ind}	HC_{ind}	NO_{Xind}	PM_{ind}
ММ-Д/-18,5	+61,1%	+16,4%	-19,5%	-94,5%
ММ-Д/-21	+46,2%	+24,8%	+1,7%	-92,4%

Табела 4.13 Релативна емисија мултипроцесног мотора у односу на бази по **ESC** тесту

На слици 4.41 су приказани упоредни резултати специфичне емисије угљенмооксида базног и мултипроцесног мотора по испитним модовима. На режимима са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) мултипроцесни мотор има нижу емисију **CO** за (60÷73)%. На нискобрзинским парцијалним оптерећењима (модови 6, 5 и 7), падом оптерећења емисија расте 1,6÷3,9 пута. На средњебрзинским парцијалним режимима (модови 4, 3 и 9), емисија **CO** је још увек нешто нижа на моду 4, док са даљим обарањем оптерећења она нагло расте- 4÷9 пута! Ова шема се понавља и на високобрзинским парцијалним режимима, с тим што је овде утицај ранијег убризгавања нешто израженији. По апсолутном износу специфичне емисије **CO** доминира режим празног хода. Ту мултипроцесни мотор има око 2,4 пута већу емисију.

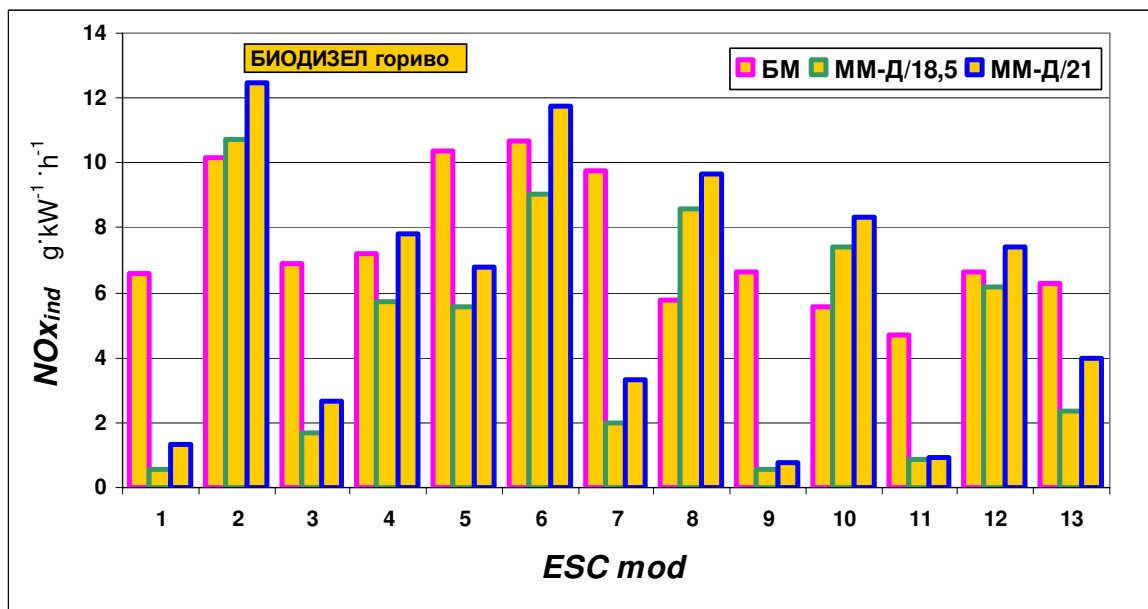


Слика 4.41 Поређење емисије угљенмооксида базног и мултипроцесног мотора



Слика 4.42 Поређење емисије несагор. угљоводоника базног и мултипроцесног мотора

Упоредни приказ емисије несагорелих угљоводоника при коришћењу био-дизел горива је дат на слици 4.42. На нискобрзинским режимима (модови 7, 5, 6 и 2) и режимима средишњег дела радне области (модови 3 и 4), мултипроцесни мотор има нижу емисију за (30÷65)%. Знатно повећана емисија HC је измерена на средње и високобрзинским режимима са минималним оптерећењем (модови 9 и 11): 2÷4,3 пута. Максималну емисију мултипроцесни мотор остварује на режиму празног хода, где је она увећана 1,3 односно 2,4 пута, зависно од угла предубризгавања.

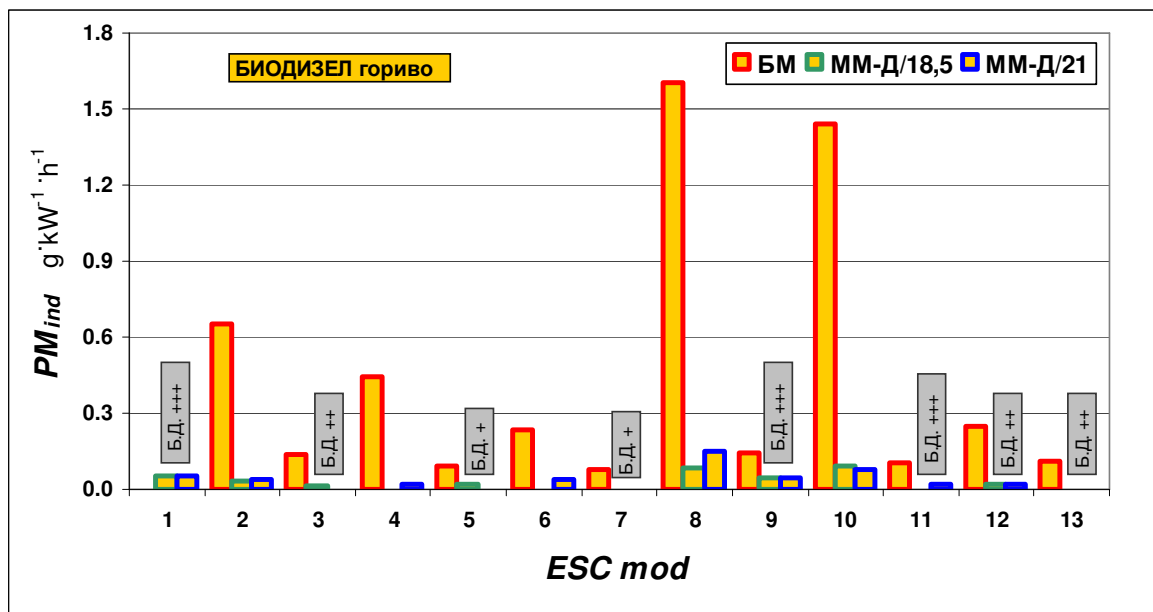


Слика 4.43 Поређење емисије азотових оксида базног и мултипроцесног мотора

На слици 4.43 је приказана упоредна специфична емисија азотових оксида NO_x базног и мултипроцесног мотора, при погону са био-дизел горивом. На режимима

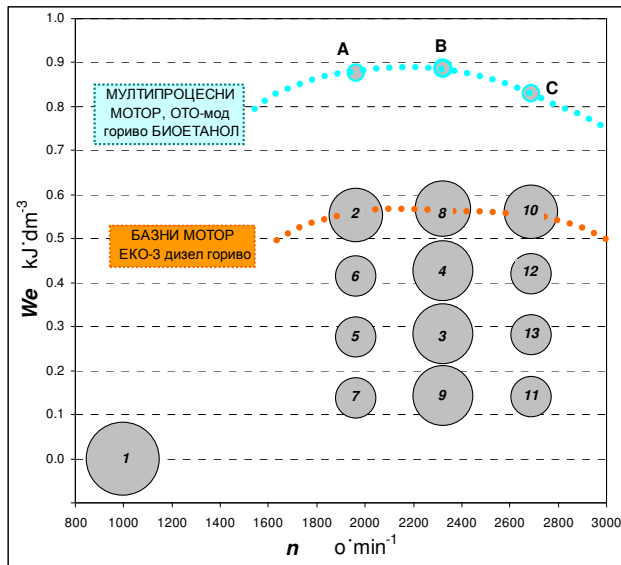
максималног оптерећења (модови 2, 8 и 10) емисија мултипроцесног мотора је повећана, посебно за случај ранијег убризгавања 1,2 ÷ 1,7 пута. На режиму празног хода (мод 1) и минималних оптерећења (модови 7, 9 и 11) емисија NO_x мултипроцесног мотора је нижа 3÷10 пута. На сва три брзинска режима обарањем оптерећења мултипроцесног мотора емисија азотових оксида рапидно опада.

Анализа честичне емисије мотора ће и у овом случају бити вршена само на режимима без интензивног белог дима. При максималном оптерећењу (модови 2, 8 и 10) емисија честица је, за оба угла предубризгавања, код мултипроцесног мотора нижа око 95%. При оптерећењу 75% (модови 6, 4 и 12), за угао предубризгавања 18, 5° KV, емисија црног дима је готово немерљива. Код ранијег убризгавања на овим режимима читавања димомера су била у рангу дрифта инструмента. Код режима са интензивним белим димом (модови 1, 9 и 11) на филтер папиру димомера су се јављали мрки депозити несагорелог горива, које је инструмент читао као црни дим. Зато ове резултате мерења треба узети са резервом. Ова околност није узимана у обзир при израчунавању глобалне емисије честица, пре свега ради одржавања принципа доследности. Са друге стране, емисија честица мултипроцесног мотора је јако ниска у односу на базни мотор, па грешке мерења на појединим режимима нису од великог утицаја.



Слика 4.44 Поређење честичне емисије базног и мултипроцесног мотора

4.4.4 Анализа резултата испитивања мултипроцесног мотора у ОТО моду



Слика 4.45 Радна област мултипроцесног мотора у ОТО моду

Испитивања мултипроцесног мотора у ото моду су вршена са безоловним бензином БМБ 95 и био-етанолом. Ради поређења је задржана иста дефиниција испитних модова, и ако мултипроцесни мотор у ОТО моду дозвољава форсирање у погледу специфичне снаге (рад са хомогеном богатом смешом). У том погледу, ограничавајући фактор је појава детонантног сагоревања због релативно високог ($\epsilon=12,5$) степена компресије. При раду са моторним бензином БМБ 95 режими са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10) су били нешто испод границе детонације. У случају примене био-етанола, граница детонације се знатно померила ка вишим оптерећењима. Зато су, само у овом случају, уведена три додатна испитна режима: «А», «В» и «С». Њих у погледу броја обртаја дефинишу услови ESC теста, док је оптерећење ограничено појавом детонације (састав смеше и угао претпаљења оптимирани на максимални обртни момент мотора). И у овом случају није постигнут максимални степен пуњења цилиндра (отвор пригушног лептира <100%). У експерименту су остварена повећања снаге: на режиму «А» +60%, на режиму «В» +57% и на режиму «С» +48% у односу на базни дизел мотор. Дуготрајни рад мотора на овим режимима је проблематичан због знатног термичког оптерећења. Ради илустрације може послужити податак да је на режиму «А» достигнута температура цилиндарске главе од 159 °С, што је за 45 °С више од вредности за базни мотор на режиму ESC 2. Треба имати у виду да је мерно место температуре цилиндарске главе, лоцирано на периферији ка излазу топлог ваздуха, далеко од термички најугроженије зоне издувног канала.

Критеријуми за постављање састава смеше и угла претпаљења на осталим режимима су раније дискутовани.

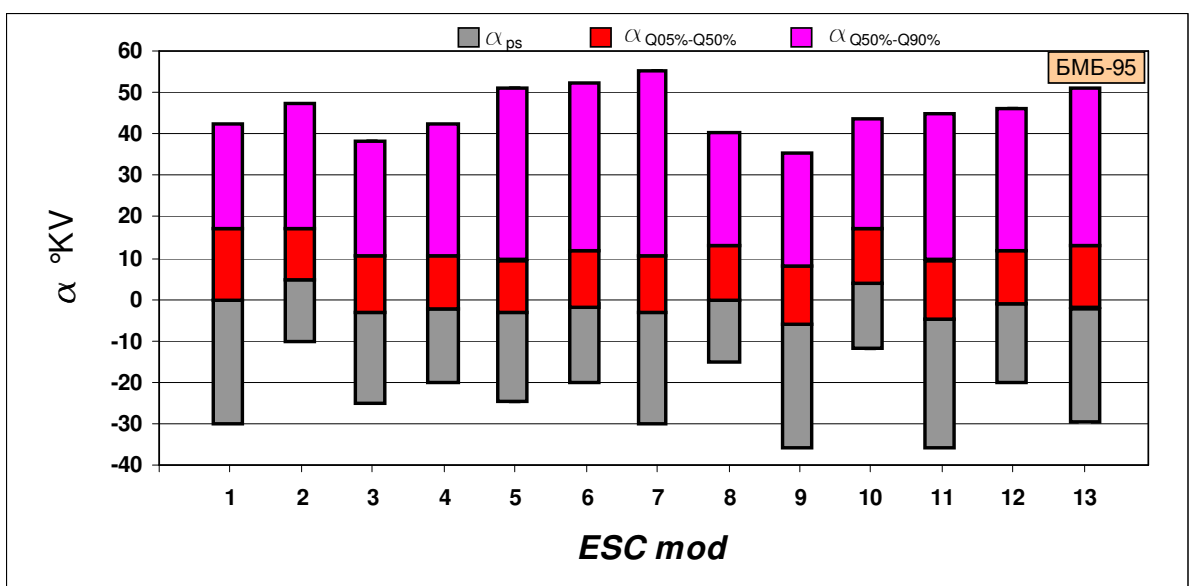
Показало се да и у ото моду експериментални мултипроцесни мотор има извесних потешкоћа током хладног стартовања. Оно је било могуће само у комбинацији отвора лептира >20 %, екстремно богате смеше и веома раног паљења ($\alpha_{pp} \approx -25^\circ \text{KV}$). Због велике удаљености брызгача од отвора усисног вентила и спиралне конфигурације усисног канала, највећи део убризганог горива се таложио на хладним зидовима у виду течног филма. Његово испаравање и стварање упаљиве смеше је било могуће тек при већим брзинама струјања ваздуха. Већи степен пуњења цилиндра је обезбедио повољније услове упаљења, пре свега температуру и концентрацију свеже смеше у «цепу» око свећице. Велики угао претпаљења указује на споро разгоревање смеше и пропагацију пламена током стартовања. Такође је констатовано да класични систем паљења у овом режиму има извесних предности у односу на варничар. Топли старт мотора није био проблематичан.

Процес сагоревања у ото моду мултипроцесног мотора

У табелама 4.14 и 4.15 су приказани радни и изабрани индикаторски параметри мултипроцесног мотора у ОТО моду. Коефицијент количине ваздуха λ је одређен преко састава издувних гасова. Приказ динамике сагоревања по испитним модовима, дат на сликама 4.46 и 4.47, донекле се разликује од оног за дизел варијанте. Систем за индицирање *AVL IndiCom 619*, у случају испитивања ото мотора, нема могућност приказа периода притајеног сагоревања по конвенционалној дефиницији (време од момента паљења до тренутка када притисак у цилиндру постигне за 1 bar вишу вредност од притиска саме компресије). У овом случају се под периодом притајеног сагоревања α_{ps} подразумева угаони померај коленастог вратила од момента паљења до ослобађања 5% циклусне количине топлоте. Свакако, други период довођења циклусне топлоте је адекватно краћи.

Табела 4.14 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР $\epsilon=12,5$ ОТО мод гориво: БМБ 95

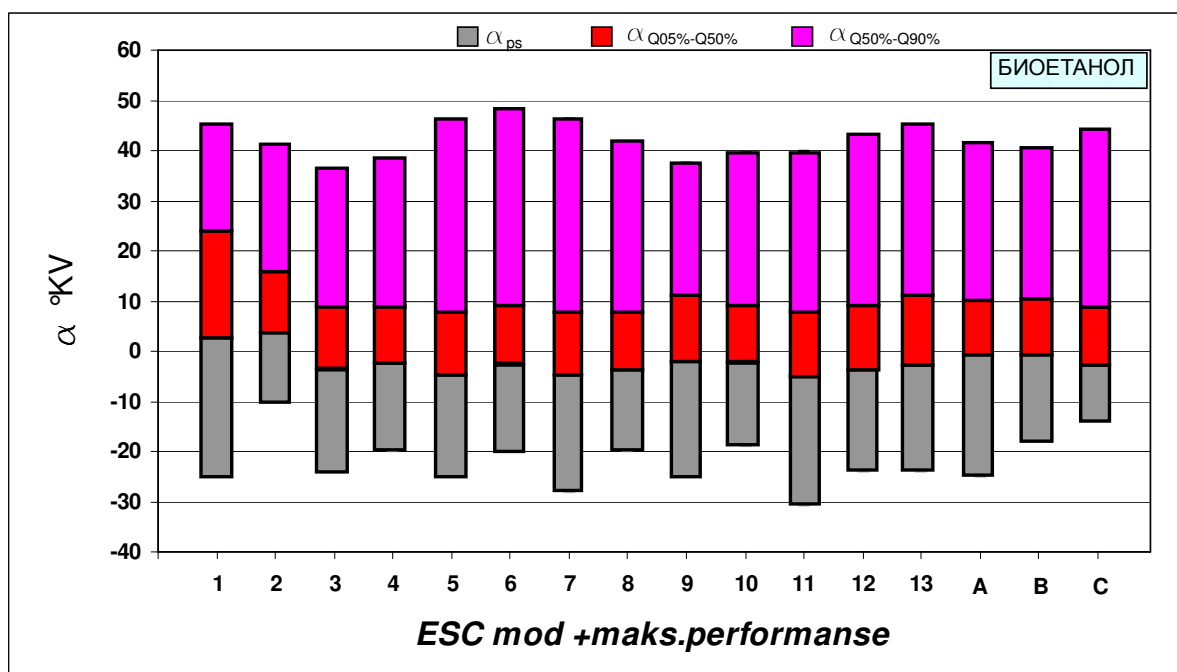
mod	Wi	λ	Tz _{MAX}	p _Z MAX	α p _Z MAX	R _{MAX}	α R _{MAX}	α_{pp}	$\alpha_{Q05\%}$	$\alpha_{Q10\%}$	$\alpha_{Q50\%}$	$\alpha_{Q90\%}$
	kJ/dm ³	-	K	bar	%KV	bar/%KV	%KV	%KV	%KV	%KV	%KV	%KV
1	0.11	1.12	1944	9.7	15.3	0.3	0.1	-30	0.1	2.8	16.2	41.7
2	0.72	0.99	2634	38.0	20.9	1.3	8.7	-10	4.2	6.3	17.0	46.7
3	0.42	1.03	2561	27.9	13.3	1.2	3.0	-25	-3.5	-0.9	9.9	37.9
4	0.59	1.00	2629	37.7	13.7	1.7	3.1	-20	-2.4	-2.5	10.3	41.2
5	0.39	1.03	2455	28.2	12.0	1.3	3.2	-25	-3.3	-1.1	9.0	51.1
6	0.56	1.02	2559	36.0	14.1	1.5	2.0	-20	-2.2	0.0	10.9	51.4
7	0.25	1.02	2439	19.8	12.4	0.9	2.5	-30	-3.6	-1.3	9.7	54.9
8	0.73	0.95	2712	45.8	16.7	2.0	6.7	-15	-0.2	2.0	11.9	39.0
9	0.27	1.04	2528	22.2	11.3	1.1	2.1	-35	-6.6	-3.7	7.0	34.6
10	0.74	0.93	2687	39.7	19.3	1.4	9.2	-12	3.5	5.7	16.4	42.5
11	0.28	1.05	2524	21.3	12.3	0.9	2.4	-35	-4.1	-1.6	9.7	44.3
12	0.59	0.97	2583	37.4	14.3	1.6	3.5	-20	-1.6	0.6	11.5	45.7
13	0.43	1.03	2559	31.6	10.9	1.5	1.0	-30	-3.0	-0.5	12.3	50.0



Слика 4.46 Динамика сагоревања бензина код мултипроцесног мотора

Табела 4.15 МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР $\epsilon=12,5$ ОТО мод гориво: БИО-ЕТАНОЛ

mod	Wi kJ/dm ³	λ -	Tz _{MAX} K	pZ _{MAX} bar	α pZ _{MAX} %KV	R _{MAX} bar/%KV	α R _{MAX} %KV	α pp %KV	α Q05% %KV	α Q10% %KV	α Q50% %KV	α Q90% %KV
1	0.09	1.03	2075	6.9	4.4	0.2	-9.0	-25	2.2	6.4	23.8	44.9
2	0.69	0.93	2548	37.8	19.1	1.5	9.0	-10	3.6	5.7	15.4	40.8
3	0.42	1.01	2581	28.9	12.8	1.3	3.4	-24	-4.6	-2.1	8.5	35.7
4	0.59	1.00	2648	38.2	13.0	1.7	2.5	-20	-3.5	-1.3	9.1	38.1
5	0.39	1.01	2456	29.9	10.6	1.5	1.8	-25	-5.5	-3.3	6.5	45.8
6	0.55	1.01	2524	37.1	12.5	1.6	1.5	-20	-3.3	-1.3	9.1	48.0
7	0.27	0.98	2479	22.2	11.0	1.1	2.2	-28	-5.0	-2.7	7.1	46.0
8	0.73	0.94	2631	49.4	11.6	2.5	1.9	-20	-4.3	-2.3	7.5	41.3
9	0.27	1.03	2532	20.5	13.9	0.9	4.2	-25	-2.3	0.0	10.3	37.3
10	0.72	0.94	2630	47.6	13.1	2.3	3.1	-19	-2.8	-0.7	9.1	39.3
11	0.28	0.98	2514	22.5	11.6	1.0	1.6	-31	-5.2	-2.8	8.1	39.5
12	0.56	1.02	2557	37.2	12.5	1.7	1.5	-24	-4.3	-2.0	9.1	42.7
13	0.42	1.01	2488	28.0	13.7	1.2	3.4	-24	-2.8	-0.4	10.6	44.2
МАКСИМАЛНЕ ПЕРФОРМАНСЕ												
A	1.01	0.94	2622	75.1	13.4	3.8	6.8	-25	-1.0	0.8	9.5	41.5
B	0.96	0.95	2639	63.9	14.2	3.1	4.9	-18	-1.0	1.0	10.2	39.8
C	1.11	0.97	2671	65.9	12.5	3.3	3.0	-14	-2.9	-0.9	8.2	43.7



Слика 4.47 Динамика сагоревања био-етанола код мултипроцесног мотора

Рад мултипроцесног мотора на режиму празног хода (мод 1) је могућ и са сиромашном смешом захваљујући високом степену компресије. Овај режим карактерише веома низак степен пуњења. Измерена је вредност $\eta_v=0,176$, мада је она реално мања због директног пролаза смеше из усисног у издувни систем. Овај проблем је већ дискутован.

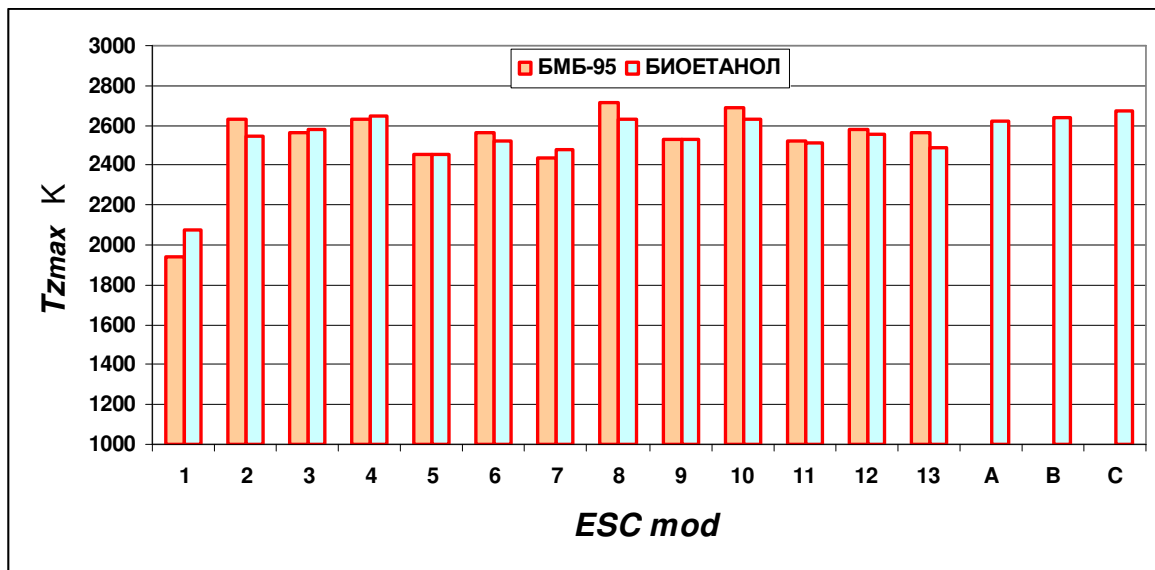
Депресија у усисном воду достиже 620 mbar, тако да свеже пуњење има малу густину и релативно висок садржај заосталих продуката сагоревања. Обзиром на ове околности, као и конфигурацију коморе, сагоревање је у почетном делу веома успорено. Стога је било неопходно неубичајено рано претпаљење, чак 30 °KV при раду са бензином. Спора пропација фронта пламена се види преко дужине периода $\alpha_{Q05\%-Q50\%}$, који у случају примене етанола достиже 21,6 °KV. Пораст температуре остатка свеже смеше убрзава процес сагоревања, тако да је трећи период $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$ релативно кратак.

На осталим испитним режимима је примећено да се са порастом оптерећења период притајеног сагоревања α_{ps} скраћује: 46%÷50% за бензин, односно 30%÷40% за био-етанол као гориво. За исти ниво оптерећења утицај број обртаја мотора на дужину овог периода је приметан тек на високобрзинским режимима (пораст од пар процената). Генерално, на свим испитним режимима, смеша са био-етанолом се пали нешто лакше.

Први период довођења циклусне топлоте $\alpha_{Q05\%-Q50\%}$ је по трајању на свим режимима веома уједначен : (12,0÷15,3) °KV код погона на бензин, а (10,5÷13,5) °KV за случај био-етанола. То говори да је сагоревања смеше са био-етанолом у овом периоду за нијансу брже.

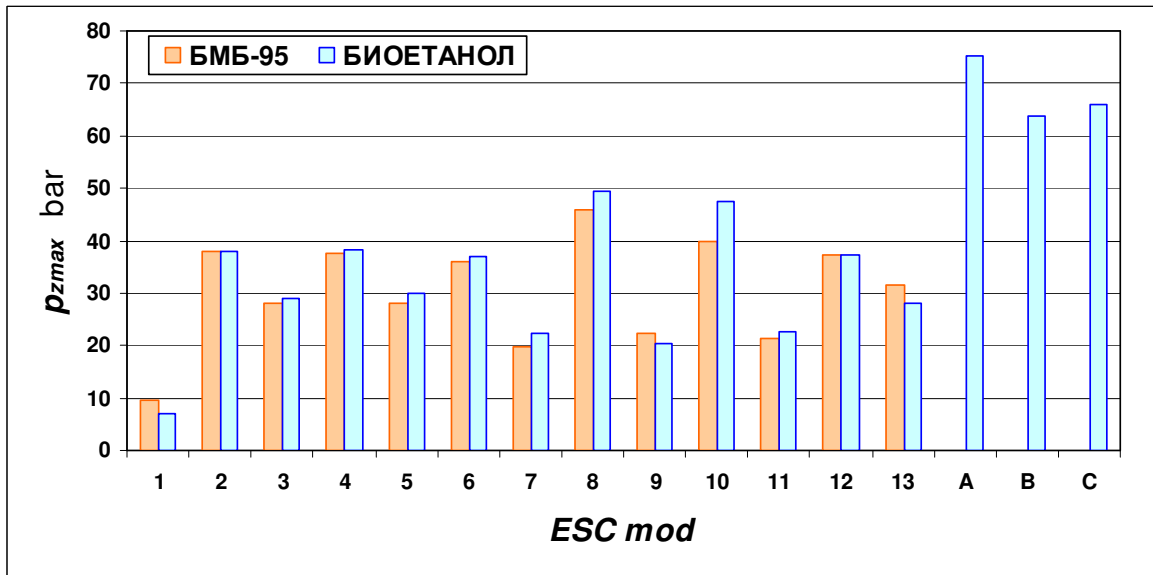
Други период довођења топлоте $\alpha_{Q50\%-Q90\%}$ се код нискобрзинских режима при раду на бензин падом оптерећења продужава до 50% (модови 2, 6, 5 и 7). На осталим режимима трајање овог периода је уједначено како по оптерећењу и бројевима обртаја, тако и по врсти горива.

На слици 40 је приказана максимална прорачунска температура циклуса у случају коришћења бензина и био-етанола. На режимима ESC теста са максималним оптерећењем (модови 2, 8 и 10), при коришћењу бензина се постижу више температуре за (57÷86) К. Форсирање мотора (модови А, В и С) при раду са био-етанолом није имало већи утицај на пораст максималне температуре. На режиму празног хода (мод 1) је обрнута ситуација – сагоревањем био-етанола се постиже 130 К виша температура. Овај параметар у многоме зависи од састава смеше и угла претпаљења, тако да је анализа на осталим режимима беспредметна.



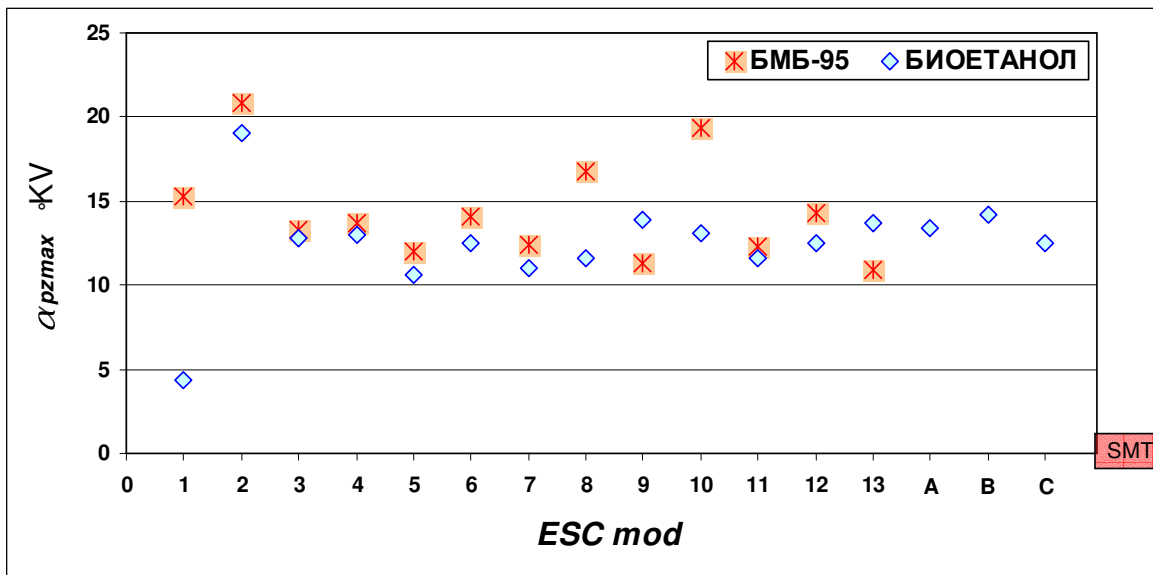
Слика 4.48 Максималне температуре циклуса мултипроцесног мотора у ОТО- моду

Ток притиска у цилиндру мултипроцесног мотора у ОТО-моду



Слика 4.49 Максимални притисци у цилиндру мултипроцесног мотора у ОТО-моду

На сликама 4.49 и 4.50 су за оба горива приказане максималне вредности притисака и њихов положај при раду мултипроцесног мотора у ОТО-моду. Боље антидетонационе особине био-етанола су дозволиле да се на режимима максималног оптерећења (модови 8 и 10) угао претпаљења повећа ради оптимирања по критеријуму економичности. Због тога је тежиште сагоревања пришло SMT, а постигнуте су и више максималне вредности притисака.



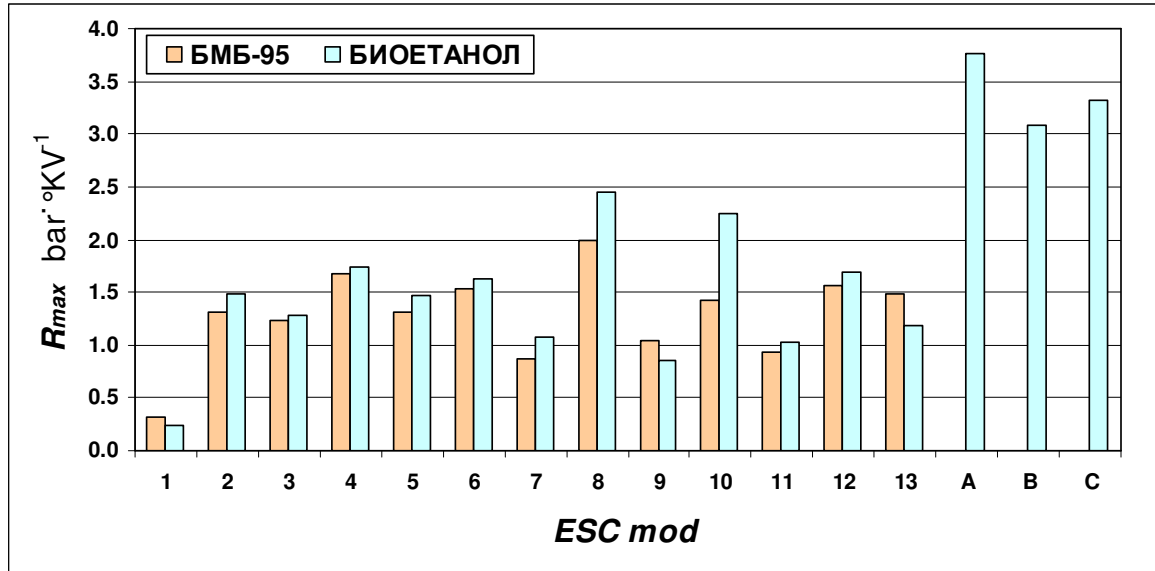
Слика 4.50 Положај максимума притиска код мултипроцесног мотора у ОТО-моду

На режиму празног хода се постижу веома ниске вредности притиска током сагоревања, тако да пред крај експанзије он опада испод вредности атмосферског притиска.

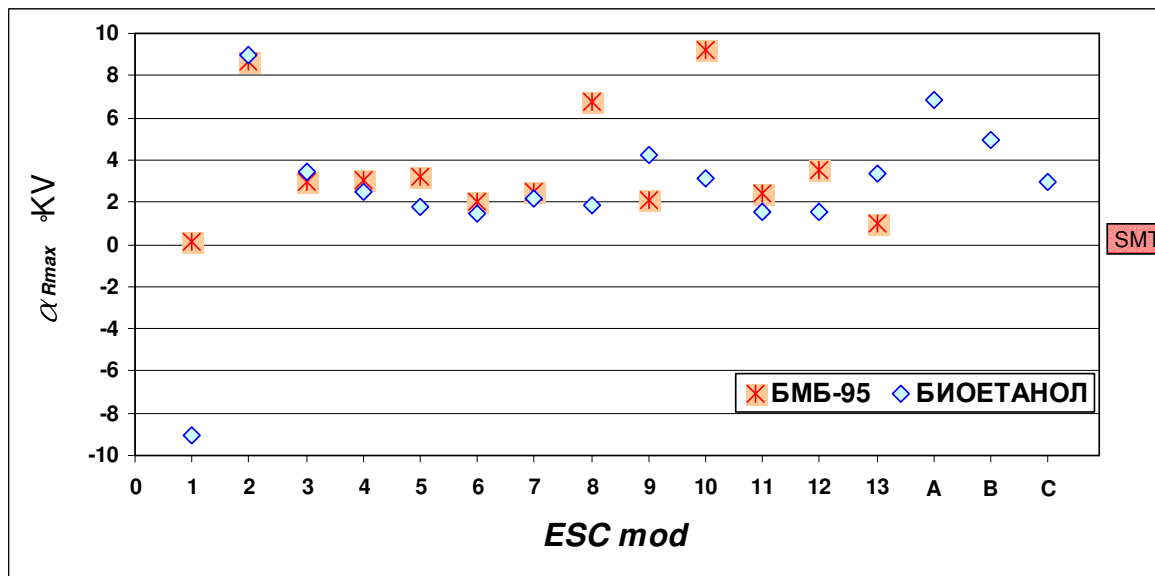
Форсирање мултипроцесног мотора при раду са био-етанолом (режими А, В и С) је довело до знатног пораста максималних притисака – чак до 75 bar. Захваљујући

робусности конструкције виталних делова мотор је то лако поднео, па чак и краткотрајан рад са умереном детонацијом током подешавања режима.

На парцијалним оптерећењима при раду са бензином и готово свим режимима са био-етанолом положај максимума притиска је био у оптималном опсегу од $(11 \div 14) \text{ } ^\circ\text{KV}$ после SMT.

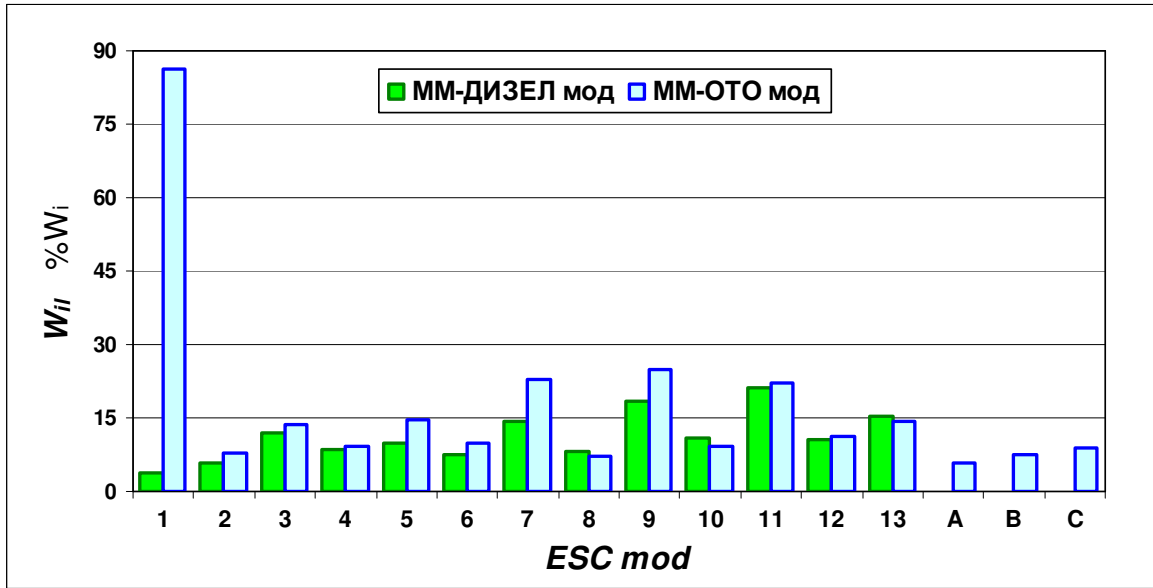


Слика 4.51 Максимална брзина пораста притиска код мултипроцесног мотора у ОТО-моду



Слика 4.52 Положај максимума брзине пораста притиска код мултипроцесног мотора у ОТО-моду

Максимална брзина пораста притиска R_{max} и њен положај α_{Rmax} , приказани су на сликама 4.51 и 4.52. Литературна гранична вредност од $3,5 \text{ bar}\cdot^\circ\text{KV}^{-1}$ је прекорачена само на режиму «А» при раду са био-етанолом. На свим режимима, осим празног хода и максималних оптерећења (модови 1, 2, 8 и 10), нема већих одступања у положају максималне брзине пораста притиска.



Слика 4.53 Поређење пумпних губитака код мултипроцесног мотора у ОТО и ДИЗЕЛ моду

Један од разлога лошије економичности ОТО мотора у односу на дизел је везан за начин промене оптерећења, која се остварује променом количине смеше. Дозирање се врши пригушењем у усисном воду, што повећава пумпне губитке мотора. На слици 4.53 су за мултипроцесни мотор у оба мода приказани процентуални износи пумпних губитака w_{pi} у односу на остварени индикаторски рад w_i .

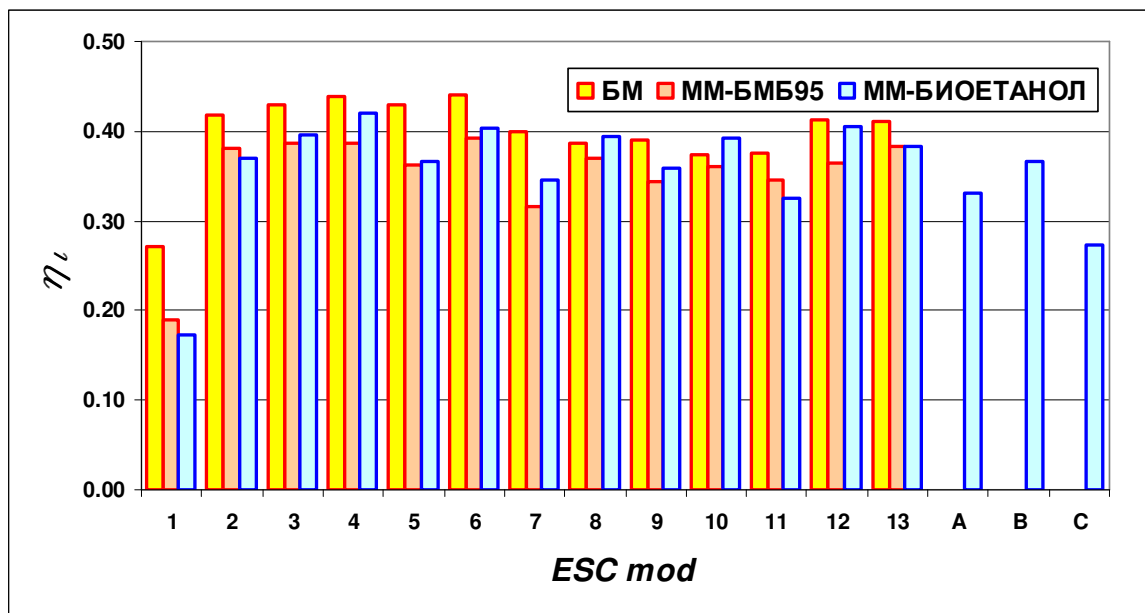
Треба напоменути да би предност дизел варијанте мотора на високобрзинским режимима била још израженија, да је мотор радио са оригиналним усисним системом. Трајни пад притиска у усисном воду, индукован инсталацијом за мерење протока ваздуха, достигао је 290 mmVS при раду дизел варијанте мотора на моду 10. У ОТО варијанти, на истом испитном моду, ова вредност је свега 120 mmVS.

Оптерећење (ESC тест)	Пумпни губици % w_i	
	ДИЗЕЛ мод	ОТО мод
0% (празан ход)	4	86
25 %	14÷21	22÷25
50 %	10÷15	≈ 14
75 %	8÷11	9÷11
100 %	6÷11	7÷9
Макс. могућности	/	6÷9

У табели 4.16 је дат практичнији приказ зависности пумпних губитака од оптерећења, при чему ниже вредности интервала по правилу одговарају нижим брзинским режимима. Може се приметити да рад у дизел моду има изразиту предност само на режиму празног хода. Повећањем оптерећења и броја обртаја она се губи при нивоу оптерећења изнад 50%, док на режимима у области максималне снаге практично нема разлике. Другим речима, главни потенцијал за побољшање ефикасности мултипроцесног мотора, са аспекта

пумпних губитака, лоциран је у радној области испод 50 % оптерећења и на празном ходу.

На индикаторску ефикасност утиче још низ других чинилаца: ефикасност и ток сагоревања, термодинамички степен корисности, топлотни губици... Према усвојеном критеријуму, а по условима *ESC* теста, глобална индикаторска ефикасност мултипроцесног мотора у ОТО моду је за 4,7% (бензин), односно 3,6% (био-етанол) нижа од базног мотора при раду са класичном дизел горивом (ЕКО-3). Поређење индикаторских степена корисности по испитним модовима је приказано на слици 4.54.



Слика 4.54 Поређење индикаторских степена корисности базног и мултипроцесног мотора у ОТО-моду

На режиму празног хода мултипроцесни мотор у ОТО-моду има нижи степен искоришћења од базног мотора, али не толико нижи као када ради у ДИЗЕЛ моду. Очигледно да лоши услови сагоревања у ДИЗЕЛ моду имају већи утицај на ефикасност од повећаних пумпних губитака у ОТО моду.

На режимима са максималним оптерећењем (модови 8 и 10), при раду са био-етанолом, постигнути су једнаки или бољи резултати у односу на базни мотор.

На осталим испитним режимима индикаторски степени искоришћења у ОТО моду су нижи. (3÷5)% при коришћењу био-етанола, односно (2÷8)% са погоном на бензин.

Форсирањем мултипроцесног мотора при раду са био-етанолом остварени су режими (А, В и С) не достижни за базни мотор. Критеријум за постављање ових режима је био максимални обртни момент. Рад уз границу појаве детонантног сагоревања је захтевао обогаћење смеше са циљем повећања брзине сагоревања, што се негативно одразило на ефикасност.

Емисија мултипроцесног мотора у ОТО моду

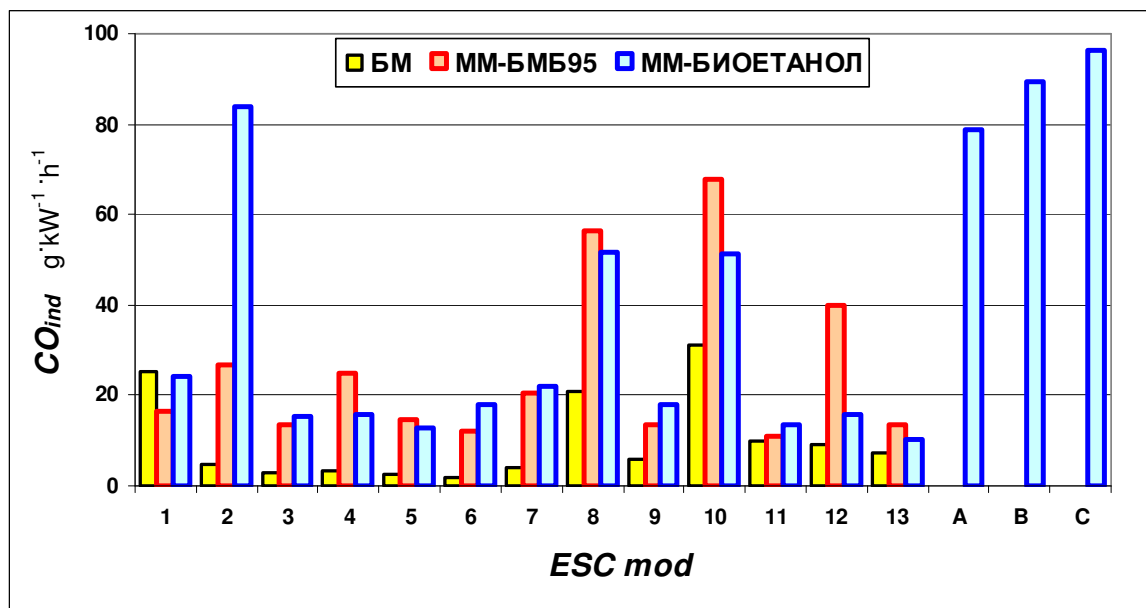
Ради сагледавања утицаја врсте радног процеса на издувну емисију, поредиће се показатељи базног и мултипроцесног мотора при раду са оба горива. У обзир долазе само гасовите компоненте, јер емисија честица у ОТО-моду није могла да се одреди коришћеном методом.

ОТО-мод	CO_{ind}	HC_{ind}	NO_{Xind}
ММ- БМБ 95	+176,8%	+297,9%	+141,7%
ММ- БИО-ЕТАНОЛ	+179,4%	+220,9%	+4,0%

Табела 4.17 Релативна емисија мултипроцесног мотора у ОТО-моду у односу на базни дизел по ESC тесту

Када се за референцу узме гасна емисија базног мотора при раду са ЕКО-3 дизел горивом, релативна емисија мултипроцесног мотора у ОТО-моду, према *ESC* тесту, изгледа као што је приказано у табели 4.17.

На сликама 4.55, 4.56 и 4.57 су приказане емисије по *ESC* испитним модовима, с тим што је за случај коришћења био-етанола придружена и емисија на форсираним режимима А, В и С.



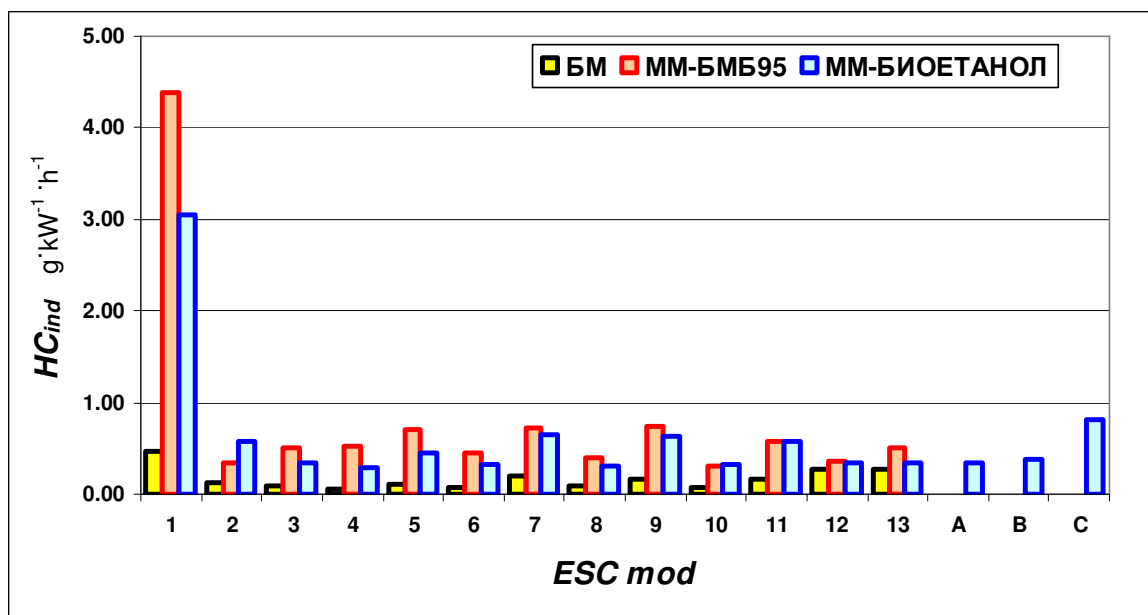
Слика 4.55 Поређење емисије угљенмооксида базног и мултипроц. мотора у ОТО-моду

Емисија угљенмооксида мултипроцесног мотора у ОТО-моду је упоредива са емисијом базног мотора једино на режиму празног хода, где је при раду са бензином она нижа за 34%. На свим осталим режимима она је знатно увећана, посебно при максималним оптерећењима (модови 2, 8 и 10). Предност сагоревања глобално сиромашне смеше код дизел мотора у погледу потпуности сагоревања је очигледна.

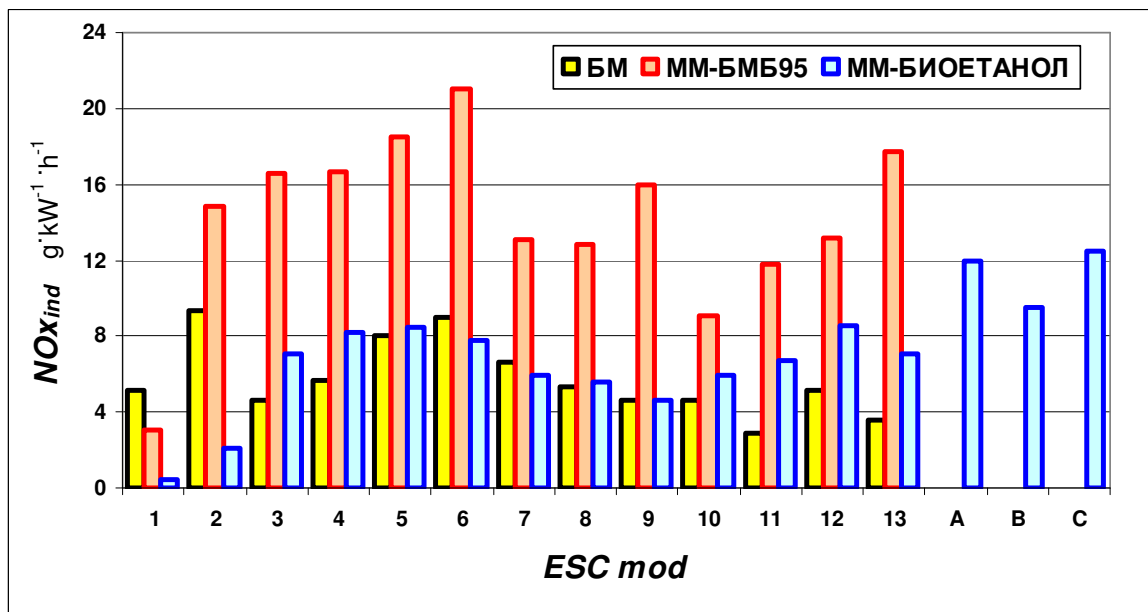
На испитном моду 2 се уочава да је емисија *CO* при раду са био-етанолом јако увећана. Очигледно да је у овом случају смеша била доста богатија.

Приликом форсирања при раду са био-етанолом (режими А, В и С) смеша је сврсисходно обогаћивана, па је и емисија *CO* висока.

Емисија несагорелих угљоводоника мултипроцесног мотора у ОТО-моду је такође већа од емисије базног мотора. Резултати емисије на режиму празног хода (мод 1), приказани на слици 4.56, указују на проблем директног проласка смеше из усисног у издувни систем. Уобичајена концентрација *HC* у сировим издувним гасовима ОТО мотора, на режиму празног хода, при раду са благо богатом бензинском смешом, износи $HC \approx (200 \div 300) \text{ ppm}_{vol}$. При истим условима мултипроцесни мотор је имао емисију угљоводоника $HC = 1440 \text{ ppm}_{vol}$ и истовремено кисеоника $O_2 = 3,53 \%_{vol}$!!! С друге стране, ма колико смеша била обогаћивана, у издувним гасовима је увек регистрована приближно иста количина O_2 . Неповољна комбинација великог преклопа вентила и динамичких појава при струјању кроз усисно-издувни лабораторијски систем се на овом режиму испољила у највећој мери. На осталим режима су добијени «прихватљиви» резултати емисије *HC*.



Слика 4.56 Поређење емисије несагорелих угљоводоника базног и мултипроцесног мотора у ОТО-моду



Слика 4.57 Поређење емисије азотових оксида базног и мултипроцесног мотора у ОТО-моду

Емисија азотових оксида мултипроцесног мотора у ОТО моду веома зависи од карактеристика коришћених горива. Резултати упоредне емисије (табела 4.17) показују да је емисија NO_x при коришћењу био-етанола приближно једнака са емисијом базног дизел мотора. У погледу специфичне индикаторске емисије (слика 4.57), мултипроцесни мотор је бољи на свим ниско-брзинским режимима (модови 7, 5, 6 и 2), док му је на високо-

брзинским режимима (модови 11, 13, 12 и 10) емисија већа. На режиму празног хода мултипроцесни мотор емитује 7 пута мање NOx од базног.

Када се користи бензин, емисија NOx мултипроцесног мотора по *ESC* тесту је 2,4 пута већа од оне са био-етанолом. Највећа разлика у односу на био-етанол од ≈ 7 пута се примећује на режиму празног хода (мод 1) и нискобрзинском режиму са максималним оптерећењем (мод 2), због рада са нешто сиромашнијом смешом. На осталим испитним модовима при раду са бензином емисија NOx је повећана (1,5÷2,7) пута, а на моду 9 чак 3,5 пута.

5. ДЕФИНИСАЊЕ РАДНЕ ОБЛАСТИ МУЛТИПРОЦЕСНОГ МОТОРА

Суштина идеје мултипроцесног рада је избор оптималног радног процеса на задатом режиму у радној области мотора. Оптимирање се може вршити по више критеријума: ефикасности, емисији, динамичким карактеристикама... На жалост, при раду мотора у дизел моду није постојала могућност континуалног подешавања угла предубризгавања. Показало се да је радни процес мултипроцесног мотора посебно осетљив на овај параметар. Зато ће се при избору дизел-модова користити повољнији резултати, добијени испитивањем на две фиксирани вредности угла предубризгавања.

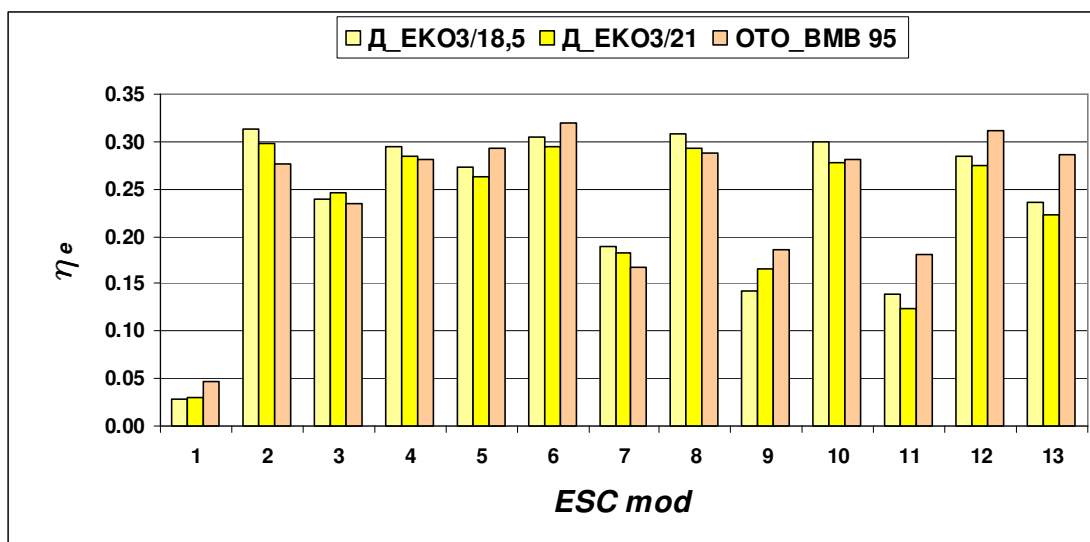
У досадашњим анализама је као параметар ефикасности коришћен индикаторски степен корисности, пре свега због могућности примене методологије *ESC* теста и исказивања јединственог степена корисности за дату конфигурацију испитивања (тест). Строго гледано, ефективни степен искоришћења је прецизнији показатељ ефикасности, али је исказивање јединственог резултата за цео тест проблематично због режима празног хода (*ESC* мод 1). Теоријски гледано, ефективни степен искоришћења на овом режиму је 0, док му је према условима *ESC* теста додељен максимални фактор утицаја (пондер) 0,15. Изостављање овог режима у обрачуну јединственог ефективног степена искоришћења би захтевало прераспodelу фактора утицаја осталих 12 режима, што би била својеврсна недоследност. С' друге стране, током испитивања мотор и није радио на «чистом» празном ходу, већ је увек био спојен са растерећеном кочницом, савлађујући њене отпоре трења (≤ 180 W). Ова ефективна снага је узимана у обзир при израчунавању емисионих показатеља теста, па ће у овом случају, ради доследности, бити приказан и ефективни степен искоришћења "празног хода". По природи ствари његова вредност је веома ниска, док му је утицај на јединствени резултат теста велики. Зато су вредности ефективног степена искоришћења теста, приказане у табелама 5.1 и 5.2 релативно ниске.

5.1 Дефинисање радне области мултипроцесног мотора при раду са класичним горивима

Мултипроцесни мотор може да ради са разним врстама ОТО и дизел горива у комбинацији. Обзиром на особине и порекло горива коришћених у експерименту, логично је да се комбинују класична горива са једне, а горива из био-масе са друге стране. Зато су на сликама 5.1 и 5.4 дати одговарајући упоредни ефективни степени корисности мултипроцесног мотора по испитним модовима *ESC* теста.

Када се за критеријум узме ефикасност мултипроцесног мотора при раду са класичним горивима, његов распоред радних модова по *ESC* тесту изгледа као на слици 5.2 При максималном оптерећењу рад у ОТО моду је мање ефикасан, пре свега због неопходног обogaћења смеше. На режимима средишњег дела радне области (*ESC* модови 3 и 4), дизел радни процес је нешто ефикаснији. На режиму празног хода и високо брзинским режимима са парцијалним оптерећењем, упркос повећаним пумпним губицима, ОТО радни процес је ефикаснији. Прецизно постављање угла претпаљења и

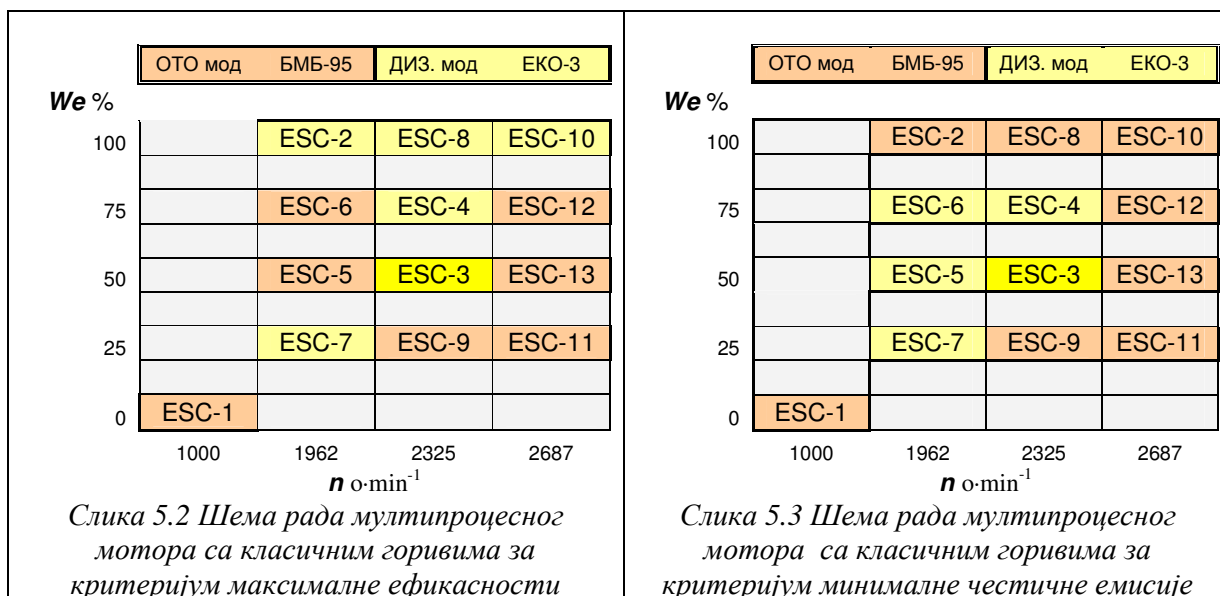
састава смеше су обезбедили оптимално сагоревање, што је на овим режимима превагнуло у корист ОТО радног циклуса.



Слика 5.1 Ефективни степени искоришћења мултипроцесног мотора при раду са класичним горивима

Избор оптималног радног процеса по критеријуму минималне емисије је веома компликован и пре свега компромисан. Када се пореде сирове емисије гасовитих полутаната, дизел радни процес има предност на ниско и средњебрзинским режимима са оптерећењем изнад $50\%W_{e\max}$. Истовремено, на овим режимима мултипроцесни мотор у дизел моду појачава честичну емисију.

На празном ходу, режимима са ниским оптерећењем и високо брзинским режимима са парцијалним оптерећењем, сагоревање у дизел моду се одвија у неповољним условима. Оно је развучено и непотпуно, праћено појавом белог дима и падом ефикасности. Зато је на овим режимима изабран ОТО радни мод.



Посебан уплив на избор радног мода мултипроцесног мотора има извесна примена технологије накнадне обраде издувних гасова. Савремена решења код ОТО мотора су сасвим применљива за ОТО-модове мултипроцесног мотора. Код савремених дизел мотора у првом плану је конфликт емисија *честице* - *азотови оксиди*, као и проблеми примене оксидо-редукцијских катализатора у условима рада са сиромашном смешом. Испитивања мултипроцесног мотора у дизел-моду су показала да му је емисија честица $\approx 90\%$ мања од базног мотора. Када се на режимима са значајном емисијом честица (високо оптерећење) он постави у ОТО радни мод, емисија честица се додатно смањује. Проблем емисије азотових оксида у дизел-моду на парцијалним оптерећењима се може успешно решити применом рецикулације издувних гасова. Споредни ефекат ове унутрашње мере је пораст температуре свежег пуњења, што код мултипроцесног мотора може повољно утицати на процес сагоревања. Тиме би се радна област дизел-мода могла проширити ка зони нижих оптерећења.

У складу са претходним разматрањима, избор радних модова мултипроцесног мотора по критеријуму емисије (слика 5.3), вршен је тако да се минимизује честична емисија.

Табела 5.1 приказује остварене резултате оптимизације мултипроцесног мотора по критеријумима ефикасности и емисије, а за случај примене класичних горива. Ради лакшег поређења, поновљени су резултати испитивања базног мотора, као и мултипроцесног мотора при раду у искључивим ДИЗЕЛ и ОТО модовима.

Табела 5.1 Резултати оптимизације мултипроцесног мотора при раду са класичним горивима по критеријуму ефикасности и емисије честица

*ЕФИКАСНОСТИ нису изворни показатељи ESC теста, већ су израчунати применом исте методологије	ПОКАЗАТЕЉИ ESC- теста						
	ЕМИСИЈА $g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$				ЕФИКАСНОСТИ*		
КОНФИГУРАЦИЈА ТЕСТА	СО	НС	NO _x	PM	η_i	η_m	η_e
БАЗНИ МОТОР ЕКО-3	17,106	0,187	8,428	1,726	0,388	0,606	0,235
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР, ДИЗЕЛ-мод, ЕКО-3	21,429	0,424	8,733	0,202	0,350	0,620	0,217
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР, ОТО-мод, БМБ-95	48,659	0,765	20,920	-	0,341	0,648	0,221
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР опт. ефикасност	16,165	0,502	14,621	0,194	0,356	0,632	0,225
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР опт. емисија	39,998	0,570	14,245	0,034	0,353	0,629	0,222

Оптимизација ефикасности мултипроцесног мотора (према слици 5.2) је повећала индикаторски степен искоришћења за 0,6% у односу на искључиви ДИЗЕЛ-мод, односно 1,5% у односу на искључиви ОТО-мод. Ефективни степен искоришћења је повећан за 0,8% и 0,4% респективно. Постигнути резултати су веома скромни и испод очекиваних! У односу на базни дизел мотор индикаторски степен искоришћења је нижи за 3,2%, а ефективни за 1%. Овом приликом треба указати на предност мултипроцесног мотора у погледу механичког степена корисности η_m , који је већи у односу на базни мотор за 2,6% у апсолутном износу. Узрок томе су генерално ниже вредности максималних притисака у цилиндру и адекватно мањи износи нормалне силе на клипу, што је смањило и губитке на трење склопа *клип-цилиндар*.

У погледу емисије ствари стоје нешто другачије: емисија честица је нешто нижа у односу на искључиви ДИЗЕЛ-мод, емисије НС и NO_x су између вредности искључивих модова, док је емисија СО нижа 5,5% релативно у односу на базни мотор.

Оптимизација емисије мултипроцесног мотора (према слици 5.3) се показала веома делотворном у погледу редукције честичне емисије. У односу на искључиви ДИЗЕЛ- мод она је нижа 83%, а по апсолутном износу ЗАДОВОЉАВА граничну вредност ESC теста према директиви 1999-96-ЕС нивоа «А» (2000.÷2005. год.). Вредности емисије

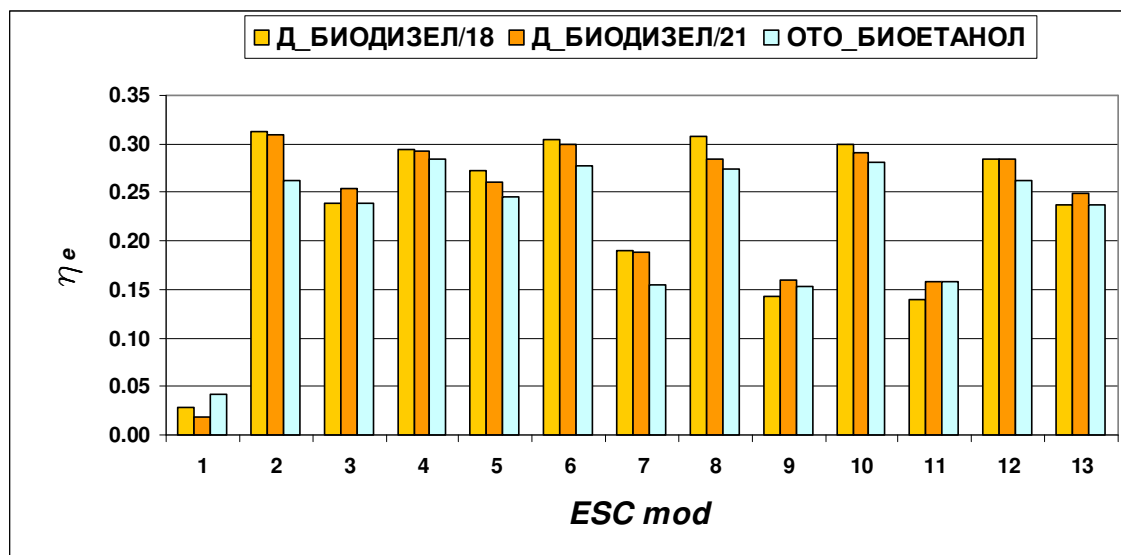
HC и NO_x су између оних за искључиве ДИЗЕЛ и ОТО-модове, док је емисија CO ближа искључивом ОТО-моду. Интересантно је то да избор радних модова по критеријуму емисије не утиче у значајној мери на ефикасност. Оба параметра су по апсолутном износу свега 0,3% нижа него када је мотор оптимизиран по критеријуму ефикасности.

5.2 Дефинисање радне области мултипроцесног мотора при раду са био-горивима

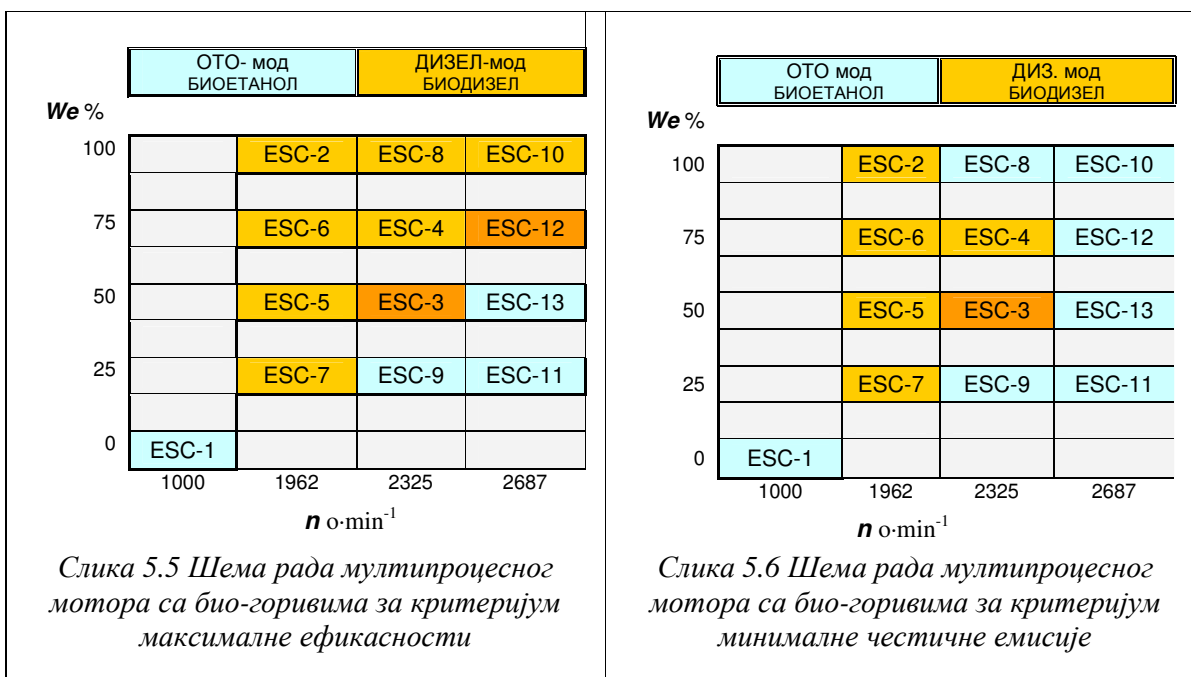
Упоредни ефективни степени искоришћења мултипроцесног мотора при раду са горивима из био-масе су приказани на слици 4. Очигледно, у овом случају су комбинације ОТО и дизел радних модова вршене само у оквиру испитних режима **ESC** теста одређених за базни мотор. Значајно проширивање радне области мултипроцесног мотора при раду са био-етанолом би захтевало редефинисање испитних режима и додатну серију испитивања, како би резултати ефикасности и емисије били упоредиви са резултатима других тестова.

Када се за критеријум узме ефикасност мултипроцесног мотора при раду са био-горивима, његов распоред радних модова по **ESC** тесту изгледа као на слици 5.5. Предност био-дизел горива у квалитету сагоревања при смањеном степену компресије је проширила радну област у ДИЗЕЛ-моду на режиме ESC 5, 6 и 12. Очигледно, да избор режима у ОТО моду није вршен само по основу ефективног степена искоришћења, већ су њима замењени режими дизел модова са неприхватљивом емисијом белог дима.

Употребом био-дизел горива је честична емисија мултипроцесног мотора (искључиви дизел мод) већ смањена испод референтне. Ако се на режимима ESC 8 и 10 изабере ОТО радни процес, упркос повећаној емисији CO и HC и нешто лошијој ефикасности, честична емисија ће се додатно смањити. У том смислу, комбинација радних процеса са слике 5.6 приказује потенцијале принципа мултипроцесног рада. С друге стране, потребно је остварити извесну резерву обзиром да је честична емисија одређена алтернативном методом.



Слика 5.4 Ефективни степени искоришћења мултипроцесног мотора при раду са горивима из био-масе



У табели 5.2 су приказани остварени резултате оптимизације мултипроцесног мотора по критеријумима ефикасности и емисије, а за случај примене горива из био-масе. Ради лакшег поређења, поновљени су резултати испитивања базног мотора, као и мултипроцесног мотора при раду у искључиво ДИЗЕЛ и ОТО-модовима.

Табела 5.2 Резултати оптимизације мултипроцесног мотора при раду са горивима из био-масе по критеријуму ефикасности и емисије честица

*ЕФИКАСНОСТИ нису изворни показатељи ESC теста, већ су израчунати применом исте методологије	ПОКАЗАТЕЉИ ESC- теста						
	ЕМИСИЈА g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹				ЕФИКАСНОСТИ*		
	CO	HC	NO _x	PM	η _i	η _m	η _e
КОНФИГУРАЦИЈА ТЕСТА							
БАЗНИ МОТОР -БИОДИЗЕЛ	14,821	0,298	10,752	0,980	0,398	0,612	0,238
МУЛТИПРОЦ. МОТОР, ДИЗ.-мод, БИОДИЗЕЛ	23,880	0,347	8,654	0,054	0,343	0,653	0,224
МУЛТИПРОЦ. МОТОР, ОТО-мод, БИОЕТАНОЛ	47,794	0,600	8,762	-	0,352	0,653	0,230
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР опт. ефикасност	12,131	0,310	9,968	0,047	0,353	0,640	0,226
МУЛТИПРОЦЕСНИ МОТОР опт. емисија	33,933	0,435	8,983	0,006	0,343	0,641	0,220

Оптимизација ефикасности мултипроцесног мотора (према слици 5.5) је повећала индикаторски степен искоришћења за апсолутних 1% у односу на искључиви ДИЗЕЛ-мод, док је у односу на искључиви ОТО-мод он готово непромењен. Ефективни степен искоришћења је повећан за апсолутних 0,2% у односу на искључиви дизел мод, док је у односу на искључиви

ОТО-мод он мањи за 0,4%. Очигледно да је у овом случају покушај побољшања ефикасности мултипроцесног мотора је био неуспешан! У односу на базни дизел мотор параметри ефикасности су промењени у следећем апсолутним износима: индикаторски степен искоришћења је нижи за 4,5%, ефективни за 1,2%, док је механички степен искоришћења виши за 2,8%.

У погледу емисије ствари стоје нешто другачије: у односу на искључиве ДИЗЕЛ и ОТО модове емисија CO је смањена за релативних 49%, односно 75%, емисија HC је

такође смањена за 11%, односно 48%, емисија NO_x је повећана за 15%, односно 14%, док је емисија честица смањена у односу на искључиви ДИЗЕЛ-мод за релативних 13%.

У односу на базни мотор емисија CO је мања за 18%, емисија HC повећана за 46%, емисија NO_x смањена за 16%, док је емисија честица смањена за 95%.

Оптимизација емисије мултипроцесног мотора (према слици 6.) је дала следеће резултате: емисија CO је у односу на искључиви ДИЗЕЛ-мод повећана 42%, док је у односу на искључиви ОТО-мод смањена 29% ; емисија HC се налази између вредности искључивих модова; емисија NO_x је благо повишена, док је емисија честица опала за 89%!

У односу на базни мотор: емисија CO је релативно повећана 129%, емисија HC је повећана 46%, емисија NO_x је смањена 16%, а емисија честица је готово занемарива-нижа је 99,4%!

Као и у случају коришћења класичних горива, оптимизација мултипроцесног мотора по критеријуму емисије није у великој мери утицала на пад ефикасности. Индикаторски степен искоришћења је по апсолутној вредности нижи за 1%, док је ефективни степен искоришћења опао за 0,6% у односу на оптимизацију по критеријуму ефикасности.

6. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Испитивања базног и мултипроцесног мотора су дала обиље података и бројне могућности за анализу карактеристика, што је већим делом и презентирано. Ако се поглед са нивоа детаљности уздигне на општи- инжењерски практичан, могу се истаћи следеће суштинске особине мултипроцесног мотора.

1. За рад у ото моду су подесна горива са високом отпорношћу на детонантно сагоревање: био-етанол, метанол, течни нафтни гас и природни гас. Тада се упркос релативно високом степену компресије ($\epsilon = 12,5$) мотор може форсирати по оптерећењу до $w_e \approx 0,9 \text{ kJ}\cdot\text{dm}^{-3}$. За рад у дизел моду су подесна лако упаљива горива ($СВ \geq 55$) чиме се обезбеђује коректно сагоревање и при нижим оптерећењима.
2. У погледу ефективне ефикасности, експериментални мултипроцесни мотор је незнатно лошији (до 1,2%) од базног дизел мотора. Значајни пад индикаторске ефикасности (до 4,5%) је компензован порастом механичког степена искоришћења (до 2,8%). На датом технолошком нивоу опреме и конструктивном решењу коморе за сагоревање експерименталног мотора, хипотеза о повећању ефикасности није доказана.
3. Снижен степен сабијања мултипроцесног мотора се негативно одразио на ефикасност сагоревања у ДИЗЕЛ моду на оптерећењима испод 50%. Тиме је на овим режимима онемогућено коришћење главне предности дизел радног процеса- мали пумпни губици. Друга последица ниског степена компресије је повећана осетљивост радног процеса на параметре убризгавања.
4. Код мултипроцесног мотора у дизел моду је у односу на базни мотор емисија несагорелих продуката CO и HC повећана, емисија NO_x приближно једнака, а емисија честица нижа 85%-99%. Тиме је хипотеза о утицају мултипроцесног принципа рада на сирову издувну емисију доказана и вреднована.
5. Систем паљења мултипроцесног мотора типа варничара има задовољавајуће перформансе у погледу основне намене. Додатна функција самочишћења свећице и могућност дијагностике изостанка паљења, изразите су предности у односу на класичне системе паљења. Током експеримента није дошло до отказа система услед стварања проводног депозита на свећици. За потврду хипотезе о могућем отказу треба спровести дуготрајнија испитивања.

На крају свакако треба одговорити на суштинско питање које се природно намеће: да ли разматрани ОТО/ДИЗЕЛ мултипроцесни принцип рада мотора има перспективу у техно-економском и еколошком погледу? Питање је једноставно, али је тешко дати једнозначан и безуслован одговор.

Ако се као основа узму резултати остварени током рада на овој дисертацији, одговор је НЕ! Пад ефикасности у односу на базни дизел мотор, упркос знатно нижој честичној емисији, не оправдава примену ОТО/ДИЗЕЛ мултипроцесног принципа рада. Треба имати у виду да је експериментални мотор настао компромисном реконструкцијом дизел мотора технолошког нивоа 70-их година прошлог века.

Идентификоване карактеристике ОТО и ДИЗЕЛ радних процеса упућују на главне недостатке мултипроцесног мотора и путеве њиховог превазилажења.

- Побољшање ефикасности сагоревања у ДИЗЕЛ моду, посебно на ниским оптерећењима, може се остварити применом високопритисног система секвенцијалног убризгавања. Раном убризгавањем пилот количине горива би се подигла температура пуњења и обезбедили повољни услови сагоревања главног дела циклусне количине горива. Процес формирања смеше би постао готово независан од брзинског режима и профила струјања у комори сагоревања. Прецизним постављањем параметара убризгавања би се извршило оптимирање карактеристика радног процеса на релацији ефикасност-емисија-бука. Постојећи лабораторијски систем управљања радом мотора има хардверских капацитета за ову функцију.
- Применом рецикулације не хлађених издувних гасова у ДИЗЕЛ моду би се могле постићи више температуре свежег пуњења. Тиме би остварили повољни услови образовања смеше и упаљења, као и нижа емисија NO_x . При раду мотора у ОТО моду рецикулација издувних гасова би била искључена.
- Побољшање ефикасности и емисије мотора у ОТО моду би се могло постићи применом регулације састава смеше у затвореној петљи. Предуслов за примену овог система управљања је промена шеме развода експерименталног мотора.
- Примена натпуњења на мултипроцесном мотору код кога се у ОТО моду смеша формира убризгавањем горива у усисни вод није оправдана. И у усисној варијанти је пуњење цилиндра ограничено због појаве детонантног сагоревања, чак и при коришћењу етанола. Примена натпуњења само у ДИЗЕЛ моду је могуће, али не и рационално решење.
- На постојећем мултипроцесном мотору се, уз одговарајуће измене, могу остварити и други радни процеси, као што су *HCCI*, Хеселманов и двогориви (*bi-fuel*).

Након свега, мој одговор на пређашње питање је: **МУЛТИПРОЦЕСНИ ОТО/ДИЗЕЛ МОТОР МОЖЕ БИТИ ПЕРСПЕКТИВАН, ВРЕДИ ПРОБАТИ!**

7. ЛИТЕРАТУРА

- [1] The International Organization of Motor Vehicle Manufacturers -OICA sa <http://oica.net/category/production-statistics/>, pristupljeno 16.11.2012.
- [2] Gruden, D.: Power units for future- quo vadis ?, International Congress Motor Vehicles & Motors 2012 , Kragujevac, October3rd-5th 2012, Proceeding MVM2012-IL2 p-p 16-28, ISBN 978-86-86663-91-7
- [3] BP Statistical Review of World Energy, June 2010, WWW. bp.com/statisticalreview
- [4] WBCSD. Mobility 2030: Meeting the challenges to sustainability. Project report, World Business Council on Sustainable Development, 2004.
- [5] EC DG for mobility and Transport, White paper on transport: ROADMAP TO A SINGLE EUROPEAN TRANSPORT AREA-TOWARDS A COMPETATIVE AND RESOURCE EFFICIENT TRANSPORT SYSTEM, brochure, 2011, ISBN 978-92-79-18270-9
- [6] http://ec.europa.eu/clima/events/0019/acea_en.pdf приступљено 03.08.2011
- [7] Emissions Reference Guide & Standards sa <http://www.gsgnet.net/gsgpdfs/EmissionsStandards.pdf> pristupljeno 16. 11.2012.
- [8] Nikolas Hill and Ian Skinner (2012) The relationship of road vehicle GHG regulations with the necessity for application of wider transport mitigation options to meet 2050 reduction targets. Task 11 Ad-hoc Paper 2 produced as part of a contract between European Commission Directorate-General Climate Action and AEA Technology plc; see website www.eutransportghg2050.eu.
- [9] ACEA, Alliance, EMA, JAMA: Worldwide Fuel Charter-Fourth Edition, September 2006, sa <http://oica.net/wp-content/uploads/2007/06/wwfc-fourth-edition-sep-2006.pdf> , pristupljeno 16.11. 2012
- [10] Živanovic Z., Diligenski D., Šakota Ž.: The Application of Hybrid Drive Technology in City Buses, 22th JUMV International Automotive Conference SCIENCE AND MOTOR VEHICLES, Belgrade, 2009.
- [11] Husain, I.: Electric and Hybrid Vehicles- Design Fundamentals, CRC Press, Boca Raton London NewYork Washington, D.C., 2005. ISBN 0-8493-1466-6
- [12] Oak Ridge National Laboratory : Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System, U.S. Department of Energy-Freedom CAR and vehicle Technologies, Washington D.C., 2006.

- [13] Smetana, T., Biermann, T., Rohe, M., Heinrich W.: E-drive with Electrically Controlled Differential. ATZ elektronik worldwide 5/2011, as e-paper released on 05.10.2011 p.-p.4-9 <http://www.atzelektronik-worldwide.com>
- [14] Law, K., Jackson, D.M., Chan, M.: European Union Greenhouse Gas Reduction Potential for Heavy-Duty Vehicles, TIAH report No D5625, The International Council on Clear Transportation, San Francisco California, Dec.2011.
- [15] Vehrsparn, J. : John Deere Adopts a Chemical After-treatment For Final Tier 4 Engines, <http://tractorlife.com/articles/201206/john-deere-adopts-a-chemical-after-treatment.php>, pristupljeno 16.11.2012.
- [16] Krüger, W., Kleffel, J., Dietrich, P., David Koch, D.: 10.7-l Daimler HD Truck Engine for Euro VI and Tier 4, MTZ 12/2012, p.-p. 4-11 sa <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [17] <http://www.dieselparticulatefilter.com/size-chart.php>
- [18] Eidenböck, T., Mayr, K., Neuhauser, V., Staub, P.: The New Six-cylinder Diesel Engine with Three Turbocharger System-Part 1: Drive Unit and Turbocharger System, MTZ worldwide 10/2012 p.-p. 18-24, <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [19] Gali, L.A.F., Schultheiß, H., Packert, J.: Inovative Bearing Design for optimising Crankshafts, MTZ worldwide 10/2012 , Volume 73, p.-p. 38-42, <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [20] Freidhager M., Mergler, H., Schmidt, K.: Aspects of Piston Material Choice for Diesel Engines, MTZ worldwide 12/2012 p.-p. 26-30. , <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [21] Neunteufl, K., Stevenson, P., Hülser, H., Teiß, H.: Better Fuel Consumption by Waste Heat Recovery, MTZ worldwide 12/2012, as epaper released on 25.10.2012., p.-p.12-17, <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [22] Lutz, R., Geskes, P., Pantow, E., Eitel, J.: Use of Gas Energy in Heavy Trucks Using the Rankine Process, MTZ worldwide 10/2012 , Volume 73, p.-p. 32-36, <http://http:www.mtz-worldwide.com>
- [23] Law, K., Jackson, M., Chan, M. : European Greenhouse Gas Reduction Potential for Heavy-Duty Vehicles, TIAH, Ref. No.D5625, December 23, 2011, San Francisco CA
- [24] Flaig, B., Beyer, U., André, M.O.: Exhaust Gas Recirculation in Gasoline Engines with Direct Injection, MTZ worldwide 1/2010, as epaper released on 16.12.2009, p.-p. 22-27, <http://www.mtz-worldwide.com>
- [25] Husted, H., Piock, W., and Ramsay, G., `Fuel Efficiency Improvements from Lean, Stratified Combustion with a Solenoid Injector`, SAE Technical Paper 2009-01-1485 , ISSN 0148-7191.
- [26] Han, D., Im, H., Han, S.K., Kim, H.J.: The Turbocharged Theta GDI Engine of Hyundai. MTZ worldwide 10/2011, as epaper released on 06.09.2011, p.-p.30-35, <http://www.mtz-worldwide.com>

- [27] Piock, W., Weyand, P., Wolf, E., and Heise, V., 'Ignition Systems for Spray-Guided Stratified Combustion', SAE Technical Paper 2010-01-0589, doi:10.4271/2010-01-0598, ISSN 0148-7191.
- [28] Johansson, B.(2007) 'Homogeneous charge compression ignition the future of IC engines?', Int.J. Vehicle Design, Vol. 44, Nos. 1/2, p.-p. 1-19.
- [29] Canova, M., Midlam-Mohler, S., Guezennec, Y. and Rizzoni, G.(2007) 'Theoretical and experimental investigation on diesel HCCI combustion with external mixture formation', Int.J. Vehicle Design, Vol. 44, Nos. 1/2, p.-p. 62-83.
- [30] Otte, R., Raatz, T., Wintrich, T.: Homogenous Diesel Combustion Challenge for System, Components and Fuels, MTZ worldwide 12/2008, Volume 69, p.-p. 20-25, [http://http: www.mtz-worldwide.com](http://www.mtz-worldwide.com)
- [31] Kuberczyk, R., Berner H.J., Bargende, M.: Differences in Efficiency between SI Engine and Diesel Engine. MTZ worldwide 1/2009, as epaper released on 11.12.2008 p.-p.60-66 <http://www.mtz-worldwide.com>
- [32] Sharpe, R.B.A.(2009) *Technical options for fossil fuel based road transport*, Paper produced as part of contract ENV.C.3/SER/2008/0053 between European Commission Directorate-General Environment and AEA Technology plc. See website www.eutransportghg2050.eu
- [33] Пешић, Р., Веиновић, С., 'Нова генерација мотора са унутрашњим сагоревањем симбиозом добрих страна ото и дизел процеса', VI Међународно саветовање о достигнућима електро и машинске индустрије ДЕМИ 2003, 30/31 мај 2003. године Бања Лука, стране 491 до 497.
- [34] R. Pešić, S. Veinović, D. Radonjić, A. Davinić, A. Tešić, Z. Radošević: METHANOL AS A FUEL FOR VARIABLE COMPRESSION RATIO ENGINE, IX international scientific meeting, Kragujevac, 2-4 october 1996, strane 271-274.
- [35] Р. Пешић, С. Веиновић, А. Давинић: Природни гас као сировина и гориво за моторна возила, XII International Scientific Symposium, MVM 2002, Proceedings YU-02069, стране 284÷289, 7÷9. октобар. 2002.г. Крагујевац
- [36] S. Milojević, R. Pešić, A. Davinić, R. Pavlović, S. Veinović, Influence of the compression ratio on combustion and emissions parameters of the diesel engine, International Congress Motor Vehicles & Motors 2006, Proceeding on CD- ISBN 86-80581-95-X, MVM20060075, Kragujevac 4th-6th October 2006., p. 1-12.
- [37] Pešić Radivoje B, Davinić Aleksandar Lj, Veinović Stevan P (2008): New engine method for biodiesel cetane number testing. THERMAL SCIENCE, vol. 12, br. 1, pp. 125-138.
- [38] Davinić, A., Pešić, B., Veinović, S., : ECOLOGICAL AND ENERGETIC DIESEL ENGINE CHARACTERISTICS WITH BIODIESEL', 15th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, Sokobanja, 2011, p. 766, ISBN 978-86-6055-018-9
- [39] Pešić Radivoje B, Davinić Aleksandar Lj, Taranović Dragan S, Miloradović Danijela M, Petković Snezana D (2010): 'Experimental determination of double Vibe function parameters in Diesel engines with biodiesel'. THERMAL SCIENCE, vol. 14, br.SP, pp. 197-208.

- [40] Davinić A., Pešić R., Taranović D., 'Multi charge ignition for multiprocessing otto/diesel engine', CAR 2011 International Automotive Congress "Automotive engineering and environment", Pitesti, Romania, November 2-4, 2011, Proceedings on CD (Professor Nicolae Pandrea), ISSN 1453-1100., CAR2011_1106, page. 1-8
- [41] Индустија мотора «Двадесетпрви мај» Београд: Фабрика малих мотора- Каталог производа, Београд 1996.
- [42] MicroElectonica: UNI-DS3 User's Manual- Second edition, March 2007.
- [43] С.Веиновић, Д.Радоњић, Р.Пешић, А.Грујовић, А.Давинић, Д.Тарановић, З.Радошевић, А.Тешћ: **ПРИЛОЗИ ПОВЕЋАЊУ ЕКОНОМИЧНОСТИ МОТОРА СУС**, Монографија 35 ГОДИНА СТУДИЈА МАШИНСТВА, стране 217-227, Машински факултет, Крагујевац 1995.
- [44] Heywood, J.B.: Interinal Combustion Engine Fundamentals, Mc Graw-Hill inc. N.Y. 1988. p.-p. 427-437, ISBN 0-07-028637
- [45] American Petroleum Institut (API), 'Alchocols and Ethers', Publication № 4261, 3rd ed., Washington DC, June 2001.
- [46] R. Pešić, A. Davinić, S. Veinović: New engine method for biodiesel cetane number testing, Thermal Science, ISSN 0354-9836, vol. 12 (2008), No. 1, pp. 125-138, DOI:10.2298/TSCI0801125P
- [47] National Biodiesel Board, 'Soybean Methyl Ester Formula and Molecular Weight', Internet adresa: http://www.biodiesel.org/pdf_files/fuelfactsheets/Weight&Formula.PDF, pristupljeno 11-20-2006.
- [48] Furman, T. et al., 'BIODIZEL- proizvodnja i korišćenje monogtafija', Poljoprivredni fakultet-Institut za poljoprivrednu tehniku Novi Sad, Novi Sad, 1995, ISBN86-80735-50-7
- [49] *CARL SCHENCK MASCHINENFABRIK GMBH, Handbuch für hidraulische Leistungsbremse Größe U1-16h, Darmstadt, 1966.*
- [50] *Operating instructions, AVL Indimeter 619, Hardware, No: AT1139E Rev. 01*
- [51] DIRECTIVE 1999/96/EC OF THE EUROPEAN PARLLAMENT AND OF THE COUNCIL of 13 December 1999., Official Journal of the European Communities, Internet adresa <http://www.eea.europa.eu/policy-documents/directive-1999-96-ec>, pristupljeno 11-20-2006.
- [52] Radonjić, D., Pešić, R. (1996), 'ТОПЛОТНИ ПРОРАЧУН МОТОРА СУС', Машињски факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1996.
- [53] Ф.Г.Бакиров, и ост., 'ОБРАЗОВАНИЕ И ВЫГОРЕНИЕ САЖИ ПРИ СЖИГАНИИ УГЛЕВОДОПОДНЫХ ТОПЛИВ', Издательство «Машиностроение», Москва, 1989. ISBN 5-217-00663-3