



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Иван Љ. Грујић

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПРОЦЕСА
САГОРЕВАЊА ГАСОВИТИХ ГОРИВА У
ОТО МОТОРУ**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2021



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF ENGINEERING
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Ivan Lj. Grujić

**IDENTIFICATION OF GASEOUS FUELS
COMBUSTION PROCESS IN SPARK
IGNITION ENGINE**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2021

Аутор
Име и презиме: Иван Грујић
Датум и место рођења: 19.04.1991. Петровац на Млави
Садашње запослење: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Докторска дисертација
Наслов: ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА ГАСОВИТИХ ГОРИВА У ОТО МОТОРУ
Број страница: 116
Број слика: 110
Број библиографских података: 60
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац
Научна област (УДК): 621.434:621.43.019
Ментор: Др Александар Давинић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 11.12.2019.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације: IV-04-372/4 од 23.06.2020.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Александар Давинић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Радивоје Пешић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Данијела Милорадовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Драган Тарановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Јован Дорић, ванредни професор, Факултет техничких наука Универзитет у Новом Саду
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Радивоје Пешић, редовни професор - председник Комисије, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Јованка Лукић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Данијела Милорадовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Драган Тарановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Јован Дорић, ванредни професор, Факултет техничких наука Универзитет у Новом Саду
Датум одбране дисертације:

Надици Стојановић

ЗАХВАЛНИЦА

Ова докторска дисертација је резултат вишегодишњег рада и истраживања у предметној области, као и резултат пројекта „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: Возач-Возило-Окружење – ТР35041“ финансираног од стране Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије.

Посебно се захваљујем

Ментору ванр. проф. др Александру Давинићу као и проф. др Радивоју Пешићу за усмеравање током израде докторске дисертације.

Мр Мирославу Равлићу за помоћ око реализације система за управљање мотором.

Пријатељу Мирославу Петровићу на безграничној помоћи око реализације опитне инсталације и раду током завршних експерименталних истраживања.

Породици на безграничној подршци и стрпљењу.

РЕЗИМЕ

Транспорт представља неизоставну активност људског друштва. У току последњих деценија, број возила у свету је имао само тренд пораста. Већи број возила значи и већи број мотора са унутрашњим сагоревањем који се примењују. Прогнозе о ограниченим резервама нафте, као и еколошки проблеми захтевају тражење алтернативе. Са тренутног аспекта, ото мотори имају највећу перспективу примене, како самостално тако и у комбинацији са електричним погоном код хибридних погона, док се за дизел моторе тежи ка томе да се користе само на местима где је то неопходно. Осим алтернативних погона, пажњу треба посветити алтернативним горивима. Алтернативна горива, која се углавном користе код ото мотора су гасовита горива. Постојећи системи за напајање ото мотора гасовитим горивима су углавном системи са течним нафтним гасом, а доста ређе са компримованим природним гасом. Са аспекта емисије, која се може сматрати и најбитнијом, као најперспективнија горива се издвајају компримовани природни гас и водоник. За разлику од компримованог природног гаса, водоник још увек није нашао место у комерцијалној употреби. Циљ ове докторске дисертације је био истраживање процеса сагоревања гасовитих горива у ото мотору, као и идентификација карактеристика процеса сагоревања. У овој докторској дисертацији је извршена реализација и имплементација гасне инсталације за напајање мотора са унутрашњим сагоревањем гасовитим горивима, према узору на постојеће системе, али уз промене које омогућавају убризгавање са притисцима до 100 bar. Извршене модификације на самом мотору биле су минималне. Израђена је преткомора, која је омогућила раслојавање смеше на богату у преткомори и сиромашну у главном простору. При раду са компримованим природним гасом, превише сиромашна смеша у главном простору узрокује појаву задршке паљења смеше из главног простора, док са мање сиромашном смешом у главном простору се сагоревање из преткоморе наставља у главном простору, и постиже се највећа ефикасност. За регуларан рад мотора са водоником је неопходно двостепено убризгавање, где једно убризгавање треба да буде у околини спољне мртве тачке, како би обогатило смешу у преткомори и успорило сагоревање. Раније убризгавање веће количине како при раду са компримованим природним гасом тако и са водоником, позитивно утиче на повећање ефикасности. Утврђени су оптимални параметри убризгавања и паљења приликом рада са компримованим природним гасом и водоником на тренутно реализованој инсталацији за напајање гасовитим горивима, те самим тим утврђена су и ограничења која треба уклонити у будућим истраживањима, са циљем унапређења добијених резултата. Анализом резултата, потврђене су све полазне хипотезе, и дате су препоруке и планови за будућа истраживања са циљем даљег усавршавања рада мотора са гасовитим горивима.

Кључне речи: алтернативна горива, водоник, компримовани природни гас, мотор са унутрашњим сагоревањем, параметри убризгавања и паљења, преткомора, процес сагоревања.

ABSTRACT

Transportation represents the indispensable activity of human society. In the few past decade, the number of vehicles had only the growth tendency. Greater number of vehicle means the greater number of applied internal combustion engines. Prognoses about the restricted crude oil reserves, as well as the ecological problems are demanding the searching for the alternative. From the current aspect, gasoline engines are having the greatest application perspective, both independently and in combination with the electric drive train at hybrid drive trains, while the tendency for the diesel engines, is to be used only where is necessary. Besides alternative drive trains, the attention should give to the alternative fuels. Alternative fuels that are mostly used for gasoline engines are gaseous fuels. Existing systems for gasoline engines that are using gaseous fuels, are mostly systems with liquid petrol gas, and more rarely with compressed natural gas. From the emission aspect, which can be considered as the most important, the fuels which are separating as the most perspective are compressed natural gas and hydrogen. Different from compressed natural gas, the hydrogen haven't found yet place in the commercial usage. The aim of this PhD thesis was investigation of the combustion process of the gaseous fuels in the gasoline engine, as well as the identification of the combustion process characteristics. In this PhD thesis was performed realization and implementation of gas installation, on internal combustion engine, based on the existing systems, but with changes, which are allowing injection under pressures up to 100 bar. Modifications made on the internal combustion engine were minimal. It was made the prechamber which has enabled the mixture stratification, on the rich in the prechamber, and on the lean in the main space. During the work with compressed natural gas, the to lean mixture in cylinder causes the ignition delay, of the mixture from main space, while with less lean mixture in the main space, the combustion from the prechamber continues in the main space, and it achieves the greatest efficiency. For regular work with hydrogen, are necessary two injections, where one should be near the top dead center, in order to make the mixture in the prechamber more rich, and to reduce the combustion speed. Earlier injection of greater amount of fuel, how during the work with compressed natural gas so and with hydrogen, have positive influence on the efficiency increment. Were determined optimal parameters of injection and ignition, at work with compressed natural gas and hydrogen on the current realized installation for gaseous fuels delivery, and were found limitations, which should be removed in the future researches, with purpose to improve obtained results. By results analyzing were confirmed all starting hypotheses, and are given recommendations and plans for future researches, with purpose of further perfection of engine work with gaseous fuels.

Key words: alternative fuels, compressed natural gas, combustion process, hydrogen, injection and ignition parameters, internal combustion engine, prechamber.

САДРЖАЈ

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА.....	1
1.1 РАЗВОЈ ПОГОНСКИХ СИСТЕМА	1
1.2 ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА КОД КОНВЕНЦИОНАЛНИХ МОТОРА	2
1.2.3 Процес сагоревања код ото мотора	3
1.2.4 Процес сагоревања код дизел мотора	4
1.3 ЕКОЛОШКИ АСПЕКТ ПРИМЕНЕ МОТОРА СУС	5
1.4 ПРАВЦИ РАЗВОЈА ПОГОНСКИХ СИСТЕМА.....	6
1.5 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА.....	7
1.6 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	11
1.7 ХИПОТЕЗЕ	11
1.8 ДОПРИНОС АУТОРА.....	11
1.9 САДРЖАЈ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ.....	11
1.10 ПОБУДЕ ЗА ИСТРАЖИВАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СУС СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА	12
2 КОНВЕНЦИОНАЛНИ СИСТЕМИ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА СУС ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА.....	14
2.1 СИСТЕМ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА ТНГ	14
2.2 СИСТЕМ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА КПГ	16
3 МОГУЋНОСТ ПРИМЕНЕ ВОДОНИКА КАО ГОРИВА ЗА МОТОРЕ СУС.....	18
3.1 ФИЗИЧКЕ, ХЕМИЈСКЕ И МОТОРСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОДОНИКА	18
3.2 КАРАКТЕРИСТИКЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА ВОДОНИКА У МОТОРИМА СУС.....	19
3.3 ТЕОРИЈСКА ЕМИСИЈА МОТОРА СА ВОДОНИКОМ.....	20
4 РЕАЛИЗАЦИЈА МЕРНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ.....	21
4.1 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ МОТОР	21
4.2 ИЗРАДА ПРЕТКОМОРЕ И РЕКОНСТРУКЦИЈА МОТОРА ЗА РАД СА ГАСОВИТИМ ГОРИВОМ	23
4.3 КОНСТРУКЦИЈА ДОДАТНОГ СИСТЕМА ХЛАЂЕЊА ЦИЛИНДАРСКЕ ГЛАВЕ И ПРЕТКОМОРЕ	28
4.4 РЕАЛИЗАЦИЈА ГАСНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ	31
4.4.1 Модификација гасне инсталације за рад са водоником.....	36
4.5 ЛАБОРАТОРИЈСКИ СИСТЕМ УПРАВЉАЊА ПАРАМЕТРИМА УБРИЗГАВАЊА И ПАЉЕЊА.....	38
4.6 ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ БРИЗГАЧА.....	40
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ РАДА МОТОРА СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА.....	46
5.1 ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА	46

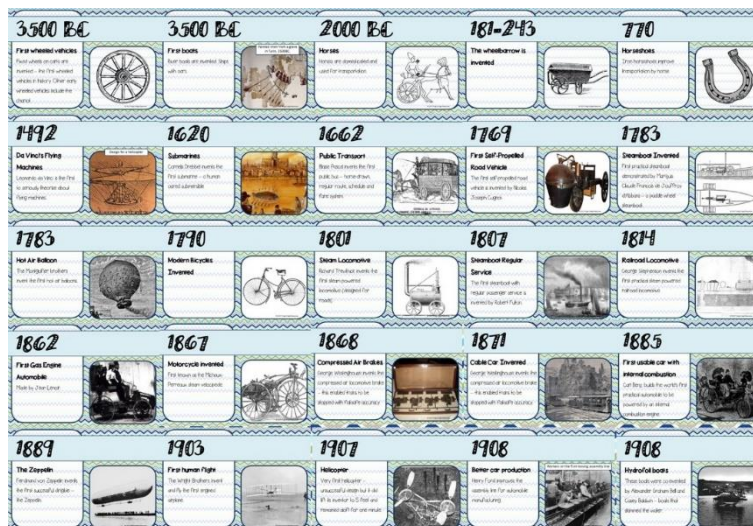
5.1.1 Мерење притиска у цилиндру (индицирање)	47
5.1.2 Мерење ефективног обртног момента	50
5.1.3 Мерење потрошње горива	51
5.1.4 Мерење протока ваздуха	52
5.1.5 Мерење температура	55
5.1.6 Мерење издувне емисије	55
5.2 ПЛАН ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ИСТРАЖИВАЊА	56
6 РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА И ДИСКУСИЈА	59
6.1 ОДРЂИВАЊЕ ЕКСПОНЕНТА ПОЛИТРОПЕ ШИРЕЊА И ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЗАКОНА САГОРЕВАЊА	59
6.2 ИСТРАЖИВАЊЕ РАДНОГ ЦИКЛУСА И ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СА КОМПРИМОВАНИМ ПРИРОДНИМ ГАСОМ	61
6.1.1. Одређивање коефицијента састава смеше	62
6.1.2 Истраживање радног циклуса и процеса сагоревања при степену компресије 13,3	65
6.1.3 Истраживање радног циклуса и процеса сагоревања при степену компресије 10,4	73
6.1.4 Утицај састава смеше на процес сагоревања	84
6.2 ИСТРАЖИВАЊЕ РАДНОГ ЦИКЛУСА И ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СА ВОДОНИКОМ	88
6.2.1 Истраживање начина убризгавања водоника	89
6.2.2 Истраживање процеса сагоревања са водоником	96
6.3 ЕКОЛОШКИ ПОКАЗАТЕЉИ ПРЕТКОМОРНОГ МОТОРА ПРИ РАДУ СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА	101
6.3.1 Емисија током рада мотора са КПП	101
6.3.2 Емисија током рада мотора са водоником	103
7 ЗАКЉУЧАК	109
7.3 ДОКАЗАНЕ ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ	111
7.2 ДОПРИНОС АУТОРА	111
7.3 БУДУЋА ИСТРАЖИВАЊА	112
8 ЛИТЕРАТУРА	113

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Истраживање стања технике погонских система, као и преглед досадашњих истраживања у овој докторској дисертацији неопходан су корак за добијање идеја истраживања. На бази тога се одређује област за дубље истраживање и могуће унапређивање.

1.1 РАЗВОЈ ПОГОНСКИХ СИСТЕМА

Анализом историје транспорта, види се потреба за транспортом људи, терета и размена информација, све у циљу лакшег и квалитетнијег живота. Први докази потребе за транспортом забележени су још 3500 година пре нове ере, од када датирају први проналасци повезани са нацртима точка, који се сматра највећим техничким проналаском икада, слика 1.1.



Слика 1.1 Временска линија транспорта [1]

Претпоставља се да су људи пре појаве точка, терет преносили на балванима, где су задњи балвани пребацивани на почетак, испред терета који се преносио, како би било могуће његово превозење са једног места на друго. Иако је компликованије и примитивније решење од примене точка, ово је било побољшање транспорта у односу на преношење мишићном снагом животиња и људи који се до тада примењивао. Закључак из свега наведеног јесте да транспорт представља потребу људи, која је урођена људском роду и која датира од самог настанка људи, све у циљу обезбеђивања квалитетнијег живота.

Проналаском точка, превоз терета постао је знатно лакши, и даље коришћењем мишићног погона. Са развојем цивилизација дошло је до економског и технолошког развоја, па самим тим и развоја транспорта [2]. Временом осим терета, јавила се потреба и за превозом људи. Зато су запрежна возила која су до тада коришћена за превоз терета, опремљена су седиштима, како би се обезбедио превоз људи.

Временска линија приказана сликом 1.1, показује историјску тежњу ка бржем и лакшем транспорту. Преломни корак је била појава моторних погона. Погонски систем представља скуп склопова који омогућавају стварање и пренос механичке снаге до извршних органа, потребне за савлађивање отпора кретања. Један од најважнијих елемената погонског система је погонски агрегат. У наставку су дати неки важнији датуми везани за развој погонских агрегата [3-5]:

1680. године, холандски физичар Christian Huygens урадио је нацрте конструкције за мотор СУС (мотор Са Унутрашњим Сагоревањем), који је као гориво требало да користи барут. Међутим, овај мотор никада није реализован, без обзира на низ безуспешних покушаја његове реализације

Иако у историји постоји пуно покушаја, прву функционалну парну машину осмислио је Thomas Newcomen, а коју је унапредио James Watt у периоду од 1763. – 1775. године.

На прву идеју за примену мотора СУС код путничког возила дошао је Francois Isaac de Rivaz, 1807. године. Он је дао идеју за мотор који би као гориво користио водоник. Нажалост, ово је тада био још један неуспешан покушај.

Иако се данас представља као модерна идеја, прво возило погоњено електромотором појавило се 1828. године. Обзиром на степен развоја електротехнике овог доба ова идеја није нашла ширу примену. Електро погон је нагло потиснут појавом првих мотора СУС, преваходно због велике специфичне снаге и радијуса кретања.

Белгијски инжењер Jean Joseph Étienne Lenoir 1860. године патентирао мотор СУС погоњен гасом добијеним сувом дестилацијом угља. Унапређењем овог мотора је 1863. омогућен погон кочије, која је успела да пређе тада невероватних 80 km.

Наравно, осим наведених постојали су и други покушаји развоја погонских агрегата. Углавном су били мотори СУС, пошто су се тадашњи инжењери фокусирали на овој тип перспективних мотора. Посебно се истичу две концепције:

- Прва је бензински или ото мотор настао 1867. Назив је добио према свом творцу Nikolaus August Otto, немачком инжењеру који је патентирао овај мотор у својој 34. години.
- Друга је дизел мотор, назван према свом творцу, такође немачком инжењеру Rudolph Diesel. Године 1892. Rudolph Diesel је патентирао свој мотор, а први прототип је конструисао 1897 године. Овај мотор је био робуснији од ото мотора, међутим имао је већу ефикасност.

Иако конструктивно слична решења, ови мотори су због функционалних разлика омогућила коришћење горива различитих карактеристика, али истог сировинског порекла, односно горива произведена из сирове нафте [2]. Бржа припрема за рад, већа ефикасност и знатно боље перформансе довеле су до потискивања парних машина као погонског агрегата.

1.2 ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА КОД КОНВЕНЦИОНАЛНИХ МОТОРА

За кључне и најсложеније процесе у клипним моторима СУС, могу се сматрати процес формирања смеше и процес сагоревања. Од процеса сагоревања зависе све излазне

карактеристике мотора и то: економичност и квалитет издувне емисије. Остварење оптималног тока процеса сагоревања, представља кључни проблем развоја мотора и горива и предмет сталних научноистраживачких активности у овој области.

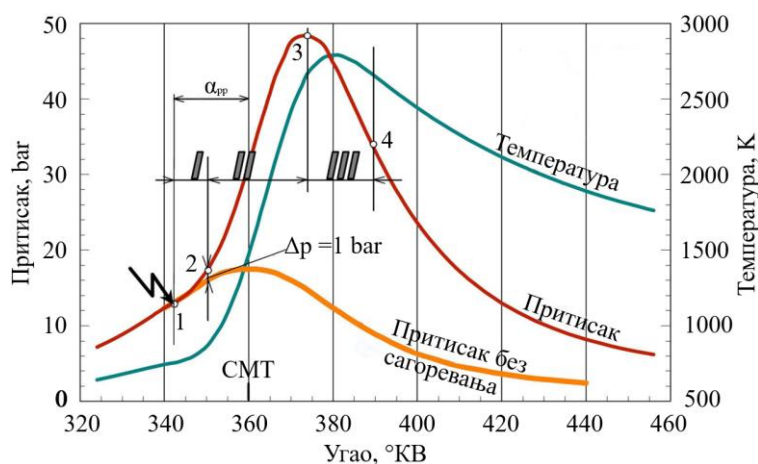
Основна разлика у радним процесима конвенционалних ото и дизел мотора огледа се у: начину образовања смеше, степену њене хомогенизације, начину паљења смеше и регулисању оптерећења. Код ото мотора свежа радна материја је смеша горивих пара и ваздуха. Ова смеша је у великој мери хомогенизована и садржи извесну количину заосталих продуката сагоревања из претходног циклуса. Паљење смеше се врши принудно страним извором паљења у тачно одређеном тренутку. Регулација оптерећења се врши променом количине свеже радне материје.

И ото и дизел мотори са аспекта погонских и употребних карактеристика имају својих предности и мана. У тежњи да се искористе најбоље особине обе концепције, развијени су нови системи сагоревања. Они су нашли примену у комбинацији са конвенционалним системима сагоревања, и то су:

- Мотори са слојевитим пуњењем. Комерцијални називи за ове моторе су:
 - Gasoline Direct Injection (GDI) – Директно убризгавање бензина;
 - Fuel Stratified Injection (FSI) – Слојевито убризгавање горива.
- Мотори са самопаљењем хомогене смеше. Комерцијални називи за ове моторе су:
 - Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) – Паљење компресијом претходно помешаног пуњења, које није потпуно хомогенизовано него постоји и извесно раслојавање смеше;
 - Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) – Паљење компресијом хомогеног пуњења.

1.2.3 Процес сагоревања код ото мотора

Процес сагоревања код конвенционалних ото мотора може се поделити у три фазе, које су приказане на слици 1.2.



Слика 1.2. Фазе сагоревања код ото мотора [6]

Прва фаза представља период притајеног сагоревања. Он траје од момента појаве варнице до тренутка када притисак у цилиндру услед сагоревања порасте за вредност од 1 bar у односу на притисак без сагоревања. У току прве фазе, формира се језгро пламена

које настаје у зони високих температура, између електрода свећице. Од њега се постепено и турбулентно шири фронт пламена.

Друга фаза са слике се назива периодом основне фазе сагоревања. На слици 1.2, је приказано да се овај период завршава у тренутку када притисак достигне своју максималну вредност. У току периода основне фазе сагоревања, турбулентни пламен је прошао целу запремину коморе.

Трећа фаза представља процес догоревања. У току ове фазе иза фронта пламена, догоревају заостале-издвојене групе малих количина смеше као и смеша уз зидове цилиндра, и смеша која се налази у зонама зазора коморе.

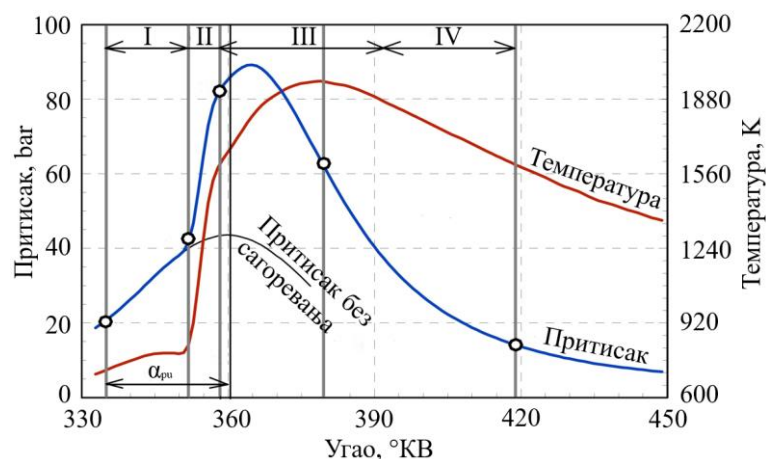
1.2.4 Процес сагоревања код дизел мотора

Основне разлике ото и дизел мотора потичу управо од процеса сагоревања. Карактеристике процеса сагоревања код дизел мотора су:

- рад мотора са нехомогеном смешом;
- кратко време за образовање смеше;
- процес сагоревања почиње пре него што се убризга целокупна количина горива;
- током једног дела процеса сагоревања истовремено се одиграва убризгавање горива, испаравање горива, образовање смеше и сагоревање припремљене смеше.

Карактеристично за овај процес, да се пламен може појавити истовремено на већем броју места у комори и то у периоду када се у другим зонама још врши припрема смеше, па чак и убризгавање горива (код класичних система убризгавања и секвенцијалног убризгавања).

Уобичајено је да се процес сагоревања код дизел мотора, услед његове изразите комплексности и осетљивости као дела енергетске трансформације, дели у четири карактеристичне фазе, приказано сликом 1.3.



Слика 1.3. Фазе процеса сагоревања код дизел мотора [6]

Почетак убризгавања горива у цилиндар мотора креће у тачки 1. Угао у коме почиње убризгавање назива се углом предубризгавања $\alpha_{\text{пр}}$. Након почетка убризгавања горива у цилиндар, почињу физичко хемијске припреме за сагоревање. Овај период представља прву фазу и назива се индукциони период [6].

Другу фазу процеса сагоревања чини период неконтролисаног сагоревања. Током ове фазе, долази до веома бурног сагоревања. У овој фази, такође, започиње ефективно ослобађање топлоте. Последица овако наглог сагоревања нагомиланих, релативно већих количина горива је велики пораст притиска. Граница толеранције степена пораста притиска је око $10 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$. Изнад те вредности рад мотора постаје изразито бруталан и јављају се дизел удари.

У трећој фази регулисаног сагоревања, закон ослобађања топлоте је пропорционалан закону убризгавања. Тада су услови паљења (због виших температура) јако повољни тако да, чим се гориво убризга, након кратког периода индукције, одмах се пали. У овом периоду преовлађује сагоревање које почиње након формирања гориве смеше, а које је контролисано брзином формирања смеше. Многим практичним огледима је утврђено да код конвенционалних брзоходних дизел мотора са директним убризгавањем око 75% до 80% укупне количине убризганог горива сагори до краја ове фазе.

Последњу фазу процеса сагоревања чини догоревање током којег се сагоревање одиграва веома споро, у условима мале количине расположивог ваздуха, нижих температура и присутности продуката сагоревања. Ова фаза се продужава на такт ширења. Гориво које у овом периоду отпочне сагоревање, углавном сагорева непотпуно, тако да настаје знатна количина продуката непотпуног сагоревања. Ово је особито изражено, ако постоји накнадно убризгавање. У фази догоревања, нарочито је значајно да постоји струјање у комори, како би се што боље искористила преостала количина расположивог кисеоника. Ово важи за класичне системе убризгавања код дизел мотора

1.3 ЕКОЛОШКИ АСПЕКТ ПРИМЕНЕ МОТОРА СУС

Основне варијанте мотора користе горива фосилног порекла, која се добијају прерадом сирове нафте. Нафта као енергент се експлоатише у великим количинама. Међутим, период потребан за настанак нафте је веома дуг. Ова чињеница довела је до прогноза да ће нафта нестати за 50 година. Ипак, овакве прогнозе треба узети са резервом, пошто се оне од пре 50 година нису оствариле. Откривање нових извора нафте и развој нових технологија за даљу експлоатацију, допринеле су продужењу овог рока. Како год, треба имати у виду да је нестанак нафте могућа опција.

Сагоревањем горива фосилног порекла, настају и продукти који штетно утичу на животну средину и здравље људи. Због тога су донесена бројна правна акта, како на међународном, тако и на националном нивоу. Европска Унија је увела своје Еуро норме са превасходним циљем заштите животне средине. Еуро норме су уведене деведесетих година прошлог века и имају тенденцију смањивања граничних вредности штетних материја у издувним гасовима. Код ото мотора су нормиране емисије угљен-моноксида (CO), несагорелих угљоводоника (CH) и азотових оксида (NO_x), док је код дизел мотора, поред претходно побројаних, потребно још контролисати емисију честице чађи и амонијака. Такође су донете препоруке за емисију угљен-диоксида флоте возила.

Тренутна регулатива која се тиче емисије штетних гасова се примењује на четири групе штетних једињења: азотове оксиде, несагореле угљоводонике, угљен-моноксид и честице чађи. За дизел моторе са обавезном употребом селективног каталитичког конвертора уведено је ограничење емисије амонијака. Од наведених једињења, угљен-моноксид најважнији са здравственог аспекта, с обзиром да је у питању јако отрован гас,

док се главним кривцем за климатске промене и ефекат стаклене баште сматра CO_2 . До средине осамдесетих година прошлог века, просечна потрошња била је релативно константна, мада је број возила растао, уз укључивање, бројних, нових технологија. Међутим, у прошлој деценији, просечна потрошња је почела значајно да опада захваљујући консензусу произвођача аутомобила, који су се сложили у томе да је потребно редуковати емисију CO_2 . Европска асоцијација произвођача аутомобила (АСЕА) је у јулу 1998. године дошла до договора да се емисија CO_2 за нова путничка возила мора смањити за преко 25% до 2008. године, односно на $140 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$. Ипак возила која су тад изашла на тржиште имала су емисију од преко $150 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$. Самим тим како је ово био договор без законских обавеза, није остварен постављени циљ. Обавезни стандарди од стране Европске уније везани за емисију CO_2 постављени су 2009. године. Временски, дошло се до стандарда који прописују да емисија CO_2 у 2020. години за лака путничка возила буде максимално $95 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$ [7].

Euro норме емисије, регулишу одвојено емисију возила са ото и возила са дизел мотором. Хомологационе норме су приказане табелама 1.1 и 1.2. Од 2014. године на снази је ниво Euro 6, који важи и дан данас у свим земљама европске уније. Према Euro 6, у односу на Euro 5 је потребно смањење концентracије азотових оксида код возила са дизел мотором за чак 56%.

Табела 1.1. Euro норме емисије за путничка возила и лака теретна са ото мотором [8]

Стандард	CO , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	HC , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	$\text{HC}+\text{NO}_x$, $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	NO_x , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	PM , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$
Euro 1 (01.07.1992)	3,16	-	1,13	-	-
Euro 2 (01.01.1996)	2,2	-	0,5	-	-
Euro 3 (01.01.2000)	2,3	0,2	-	0,15	-
Euro 4 (01.01.2005)	1,0	0,1	-	0,08	-
Euro 5 (01.09.2009)	1,0	0,1	-	0,06	0,005
Euro 6 (01.01.2014)	1,0	0,1	-	0,06	0,005

Табела 1.2. Euro норме емисије за путничка и лака теретна возила са дизел мотором [8]

Стандард	CO , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	HC , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	$\text{HC}+\text{NO}_x$, $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	NO_x , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$	PM , $\text{g}\cdot\text{km}^{-1}$
Euro 1 (01.07.1992)	3,16	-	1,13	-	0,18
Euro 2 (01.01.1996)	1,1	-	0,9	-	0,1
Euro 3 (01.01.2000)	0,64	-	0,56	0,5	0,05
Euro 4 (01.01.2005)	0,5	-	0,3	0,25	0,025
Euro 5 (01.09.2009)	0,5	-	0,23	0,18	0,005
Euro 6 (01.01.2014)	0,5	-	0,17	0,08	0,005

1.4 ПРАВЦИ РАЗВОЈА ПОГОНСКИХ СИСТЕМА

До данас мотори СУС нису нашли адекватну замену. Ипак, због емисије и загађења животне средине, мотори СУС су у центру пажње еколога, те се стално тражи одговарајућа алтернатива.

Најчешће помињана алтернатива су електрична возила. Ипак тренутно не постоји тачна слика о томе да ли ће електрична возила заменити возила са конвенционалним мотором!? Електрична возила су сама по себи још увек само лепа прича, али не и будућност.

Многи, када говоре о електричним возилима, као чистим возилима, заборављају да електрична возила представљају само дислокацију емисије, а не потпуно уклањање. Такође, треба имати у виду да константно усавршавање мотора СУС још увек их чини конкурентним у односу на алтернативе.

Са садашњег аспекта, хибридна возила можда имају најбољу перспективу, и највероватније ће све већи развој ових возила бити присутан у наредним деценијама. Ипак и хибридна возила имају мотор СУС, те се поставља питање када ће и његова емисија засметати.

Доказано је да мотори који користе гасовита горива, попут природног гаса, имају знатно мању емисију од мотора са конвенционалним горивима. Те самим тим, можда се најбоља перспектива заснива на комбинацији, односно на хибридима, чији ће мотори СУС користити алтернативна – „еколошки чистија горива“.

Гориво које се често разматра као перспективно, је водоник. Током развијања нових погонских система у будућности, ово гориво не треба занемарити. Наиме, због свог хемијског састава, ово гориво теоријски даје нулту емисију компоненти са угљеником, те можда и оно представља правац даљег развијања мотора СУС и генерално погонских система.

Чињеница је да постоји много могућности за развој мотора и горива, само их треба истражити, и уколико се покажу могућим и исплативим, даље радити на њиховом усавршавању.

1.5 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Наведени проблеми, нарочито са емисијом штетних гасова, довели су до размишљања о примени алтернативних горива у циљу одрживости мотора СУС. Гасовита горива могу бити адекватна замена за конвенционална течна горива, која се тренутно експлоатишу. Познато је да сагоревањем гасовитих горива долази до смањења емисије штетних гасова. Такође, гасовита горива се лако могу имплементирати на постојећим ото моторима, док код дизел мотора углавном захтевају веће конструкцијске модификације. Гасовита горива су окарактерисана широким границама упаљивости и веома су повољна са аспекта хомогенизације гориве смеше. Због широке границе упаљивости доступних гасовитих горива, веома сиромашна смеша се може користити за рад мотора. Битна особина гасовитих горива јесте однос водоника и угљеника у хемијском саставу горива, који је знатно већи него код постојећих течних горива. Ова особина директно утиче на смањење штетних компоненти у издувним гасовима чија је саставна компонента угљеник. Гасовита горива која ће се највероватније користити у будућности су течни нафтни гас (ТНГ), компримовани природни гас (КПГ), биогаз и водоник.

Возила са погоном на ТНГ или КПГ се већ годинама уназад користе. Системи за напајање мотора са једним од ова два горива, могу бити уграђени фабрички или накнадно дограђени. Квалитет опреме и начин уградње су дефинисани међународним и

националним правилницима. За разлику од ова два горива, горива попут водоника и биогаза још увек нису имплементирана на возилима.

Системи за напајање мотора течним нафтним или компримованим природним гасом могу бити изведени на више начина. Ипак, суштина је у томе да се смеша гасовитог горива и ваздуха формира у усисном воду и накнадно током такта усисавања убацује у цилиндар. Притисци убризгавања гасовитог горива у усисном воду код класичних система износе 3 bar до 5 bar.

Чињеница је да се КППГ сматра алтернативним горивом који својом применом даје нижу емисију у односу на конвенционална горива, на шта директно утиче његов хемијски састав [9, 10]. Ипак оно што треба напоменути јесте да је састав КППГ варијабилан и да зависи од извора набавке [11]. Примена КППГ као горива на бензинском мотору остварује ниже притиске у цилиндру за 20%, међутим остварена снага је такође нижа у односу на снагу када се примењује бензин [9], што даље има утицај на перформансе мотора. Убризгавање КППГ у усисни вод, ако се при том варира тренутак и закон убризгавања, отварање вентила и тренутак паљења, може утицати на побољшање перформанси рада мотора са КППГ [12]. Уколико би се убризгавање вршило директно у цилиндар током такта сабијања најбоље перформансе се постижу испод 2750 min^{-1} . У случају убризгавања из два пута, када се убризгавање врши током такта усисавања и такта сабијања, најбоље перформансе се постижу при 2750 min^{-1} до 4500 min^{-1} . Постизање најбољих перформанси при раду мотора преко 4500 min^{-1} се постижу целокупним убризгавањем током такта усисавања [13]. Директним убризгавањем смањује се потреба за пригушењем у усисном воду што директно утиче на смањење пумпних губитака [14].

Бензински мотори су најадекватнија за преправку у циљу коришћења КППГ, као горива. Међутим, могућа је и преправка дизел мотора за рад са КППГ [15]. Ипак због високе температуре самопаљења, потребно је додати и систем за паљење. Постоји и могућност преправке дизел мотора без додавања система за паљење, али само у случају коришћења истовремено дизел и КППГ [16]. Разлог додавања још једног горива и компликовања постојећег система напајања јесте искључиво са аспекта емисије [17]. Карактеристично за ове моторе је то што се не захтева додавање система за паљење, већ се самопаљењем дизел горива иницира паљење КППГ и наставља процес сагоревања [18]. Једна од неопходних модификација која се јавља код ових мотора, јесте смањење геометријског степена компресије. Смањење степена компресије код оваквих мотора неопходно је како би се избегла појава детонатног сагоревања [19].

Као гориво будућности често се помиње водоник. Постоје одређена истраживања примене водоника код ото или дизел мотора. Додавањем водоника, као адитива, код конвенционалних дизел мотора долази до смањења штетне емисије гасова које у себи садрже угљеник [20], јер хемијски састав водоника не садржи угљеник. Ипак, због велике енергије, водоник подиже максималне температуре током сагоревања што директно утиче на пораст азотових оксида (NO_x) [20, 21], али може се утицати и на смањење азотових оксида и то на следећи начин [22, 23]:

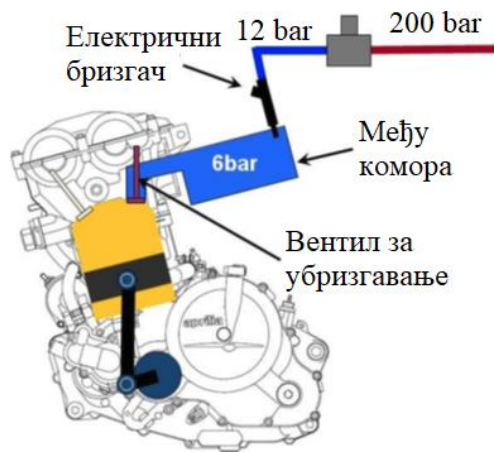
- рецикулацијом издувних гасова (РИГ);
- додавањем водоника као адитива у количини од 3,9% енергетске вредности.

У случају додавања 3,9% водоника, постиже се смањење од 5,5% азотових оксида [23].

Мотори са унутрашњим сагоревањем на водоник могу радити врло сиромашној смеши захваљујући широком опсегу запаљивости и великој брзини пламена смеша водоник-ваздух. Сиромашна смеша смањује емисију азотових оксида и повећава ефикасност мотора. Зато мотор са водоником може да ради без или са малим пригушењем што смањује пумпне губитке и повећава ефикасност.

Прва истраживања примене водоника као горива за моторе СУС, упућују да је водоник знатно боље гориво за ове моторе. Разлог томе јесте висока температура самопаљења, која се креће око 848 К [24]. Применом водоника као адитива, али у овом случају код бензинског мотора, такође се постиже смањење токсичних компоненти које у свом саставу имају угљеник [25]. Међутим, бензински мотори се веома лако могу преправити за рад са водоником као јединим горивом које се убризгава у усисни вод. Највећи проблем, јесте могућност појаве повратка пламена због формирања праскавог гаса (ННО), који се веома лако пали. Упоређивање перформанси рада мотора, када се као адитив бензину додају водоник или етанол је јако тешко извршити [26]. Како би се са неким од горива постигли слични или бољи резултати, потребна су различита подешавања угла претпаљења, као и тачан прорачун коефицијента састава смеше за одговарајуће гориво. Прилагођавање угла претпаљења је кључно због брзине сагоревања која се разликује од горива до горива.

S. Zanforlin и S. Frigo [27] су у склопу свог истраживања реализовали експериментални мотор за рад са водоником као јединим горивом. Експериментални мотор је реализован са неконвенционалним системом двостепеног директног убризгавања водоника у цилиндар мотора и то са ниским притиском од 6 bar. Систем се заснива на концепту дозирања водоника у међу-комору које је одвојено од вентила за улаз водоника у мотор. Дозирање водоника у међу комору обезбеђује електрични бризгач, који се може држати отворен током целог циклуса мотора, па комерцијални електрични бризгач за КПП може испоручити потребну количину водоника чак и при ниском притиску. Дозирање у цилиндар врши се механичким покретањем вентила за убризгавање који, захваљујући довољном проточном пресеку, може бити отворен кратко време. Убризгавање водоника у цилиндар започиње када се усисни вентили затварају како би се избегло повратно паљење. Изглед експерименталног мотора из овог истраживања је дат на слици 1.4.



Слика 1.4. Експериментални мотор са двостепеним директним убризгавањем водоника [27]

Укратко се може рећи да решење, чија је скица приказана на слици 1.4, обједињује систем који карактерише константна брзина протока водоника и променљиво трајање отварања

(први корак-електрични бризгач) са системом који карактерише променљиви проток водоника и константно угаоно трајање (други корак вентил за убризгавање на мотору). Суштина система је да су увек изједначени протоци гаса кроз електрични вентил и кроз механички вентил за убризгавање на мотору, тиме управља електрични бризгач.

Осим смањења издувне емисије, водоник се са још једног аспекта сматра као интересантно гориво. Наиме, познато је да водоник има знатно већу брзину сагоревања у односу на остала горива. Самим тим сматра се да ће брзина сагоревања допринети сагоревању при скоро константној запремини, те самим тим повећати и ефикасност [28, 29].

Међутим, велика брзина сагоревања праћена је великим порастом притиска, као и порастом температура што осим механичког оптерећења изазива и пораст емисије азотових оксида. Додавањем мале количине водоника конвенционалним горивима, емисија се побољшава [30], али озбиљније промене емисије захтевају веће количине или потпуну замену конвенционалног горива водоником. Овакав приступ често узрокује значајно повећање азотових оксида на рачун смањења осталих штетних компоненти као и појаву детонантног сагоревања. У неким истраживањима разматрано је и убризгавање воде уз водоник како би се смањила брзина сагоревања, а самим тим и емисија азотових оксида. Утврђено је, да додавањем воде смањују се концентрација азотових оксида и не долази до појаве детонација, али и овај приступ је ограничен пошто има лош утицај на индикаторски степен корисности [31-33].

Осим воде, концентрација азотових оксида у мотору где је коришћен водоник као адитив, може се смањити додавањем водене паре. Применом 30% водоника као гориво, од укупне запремине горива, код дизел мотора и додавањем 20% водене паре, концентрација азотових оксида у односу када се примењује конвенционално гориво опада за 22,1%, а ефективна снага расте за 22,8% [34].

Примена ТНГ је веома повољна са аспекта смањења емисије CO_2 [35]. ТНГ прелази у течно стање на притисцима између 7 bar и 8 bar, на температури околине. Из овог разлога, складиштење ТНГ је знатно једноставније и јефтиније од складиштења КПП који се у боци налази под притиском између 170 bar и 200 bar и водоника који се налази под притиском од 200 bar. Доња топлотна моћ ТНГ је знатно већа у поређењу са класичним горивима, с тим да има ниску вредност цетанског броја. Због ниске вредности цетанског броја, није повољан за примену код дизел мотора [36, 37]. Међутим, висока вредност октанског броја као и лака преправка мотора, чине га веома повољним за примену код ото мотора. Ипак, према истраживањима, ТНГ има и своје недостатке када се примењује код ото мотора. ото мотори са погоном на ТНГ имају мањи степен пуњења цилиндра мотора, што директно утиче на погоршање перформанси мотора [38].

Попут осталих гасовитих горива и ТНГ може да се користи у комбинацији са конвенционалним горивима. Примена овог горива у двогоривом систему са дизел горивом даје повољности са аспекта смањења емисије честица и азотових оксида [39]. Примена ТНГ у двогоривом систему огледа се у високом октанском, а ниском цетанском броју. Наиме, због високог октанског броја ТНГ је веома погодан за ото моторе јер смањује могућност појаве детонантног сагоревања, али због ниског цетанског броја када се примењује код дизел мотора, неопходно је дизел гориво које ће иницирати паљење ТНГ као и у случају са КПП [40]. Ипак количина ТНГ која се уноси у цилиндар је ограничена. Због ниског цетанског броја, велика количина може изазвати изостанак паљења [41].

1.6 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Предмет рада ове докторске дисертације је теоријско и експериментално истраживање карактеристика процеса сагоревања у ото мотору. У оквиру експерименталног истраживања реализована је оригинална лабораторијска инсталација за напајање ото мотора гасовитим горивима.

Циљ докторске дисертације је идентификација карактеристика процеса сагоревања у ото мотору. Такође, циљ је добијање оптималних параметара убризгавања и паљења у зависности од критеријума истраживања.

1.7 ХИПОТЕЗЕ

Увидом у досадашња истраживања, закључено је да не постоји велики број истраживања радног циклуса мотора и процеса сагоревања са гасовитим горивима, што чини ову област интересантну за истраживање. У полазним истраживањима, у обзир нико није узео могућност примене преткоморе за рад мотора са гасовитим горивима. Такође, није разматрана преткомора, као средство које би омогућило рад мотора са горивима склоним детонантном сагоревању и повратку пламена.

Хипотезе докторске дисертације од којих се полази на основу постављеног циља истраживања и истраживања других аутора у подручју истраживања из полазне литературе, састоје се од следећих претпоставки:

- Применом преткоморе и слојевитог пуњења, може се проширити радна област мотора са сиромашном смешом.
- Примена преткоморе може омогућити регуларан рад мотора и са горивима склоним детонантном сагоревању.
- Примена преткоморе код ото мотора може да смањи пумпне губитке на ниским оптерећењима.

1.8 ДОПРИНОС АУТОРА

Очекивани резултати предложене докторске дисертације су:

- Идентификација карактеристика процеса сагоревања са аспекта ефикасности, перформанси и сирове емисије за разне начине формирања гориве смеше.
- Утврђивање оптималних параметара убризгавања и паљења у зависности од критеријума (ефикасности, перформанси и сирове емисије).
- Реализација опитне инсталације.

1.9 САДРЖАЈ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Садржај ове докторске дисертације обухвата осам поглавља и то:

- Уводна разматрања – у склопу уводних разматрања приказан је кратак историјски развој погонских агрегата, као и основна знања о процесу сагоревања мотора са конвенционалним горивима. Извршена је анализа примене мотора СУС са еколошког аспекта, као и даљег развоја погонских система. Такође, извршен је преглед досадашњих истраживања других истраживача који су се бавили истраживањем рада мотора са гасовитим горивима.
- Конвенционални системи за напајање мотора СУС гасовитим горивима – како би се извршила реализација гасне инсталације, у овом поглављу извршена је анализа постојећих гасних система за напајање мотора, који се користе у пракси.
- Могућност примене водоника као горива за моторе СУС – како се водоник сматра горивом будућности, у овом поглављу извршена је анализа могућности примене водоника као горива, као и преглед његових карактеристика.
- Реализација мерне инсталације – у овом поглављу приказани су детаљи израде и конструкције преткоморе, која треба да омогући регуларан рад мотора са гасовитим горивима склоном детонантном сагоревању. Такође, приказан је поступак реализације гасне инсталације и мерног система за мерење потрошње горива. Тачније, у овом поглављу детаљно је дат приказ свих модификација које су извршене на постојећој инсталацији како би било могуће истраживање рада мотора и процеса сагоревања са гасовитим горивима.
- Експериментално истраживање рада мотора са гасовитим горивима – овим поглављем је дат преглед поступка мерења и рачунања индикаторских и емисионих показатеља рада мотора. Такође, приказан је план експерименталног истраживања за испитивање мотора у стационарним условима рада.
- Резултати истраживања и дискусија – приказани су основни резултати добијени применом КППГ и водоника као горива. За режиме који су успешно постигнути према плану истраживања, изведени су основни закључци. Такође, дате су препоруке, за будућа истраживања. Извршено је поређење индикаторских и емисионих показатеља рада мотора.
- Закључак – изведени су основни закључци на основу добијених резултата, и приказан допринос аутора, постигнут овим истраживањем. Такође, наведени су правци даљег истраживања, у циљу усавршавања параметара процеса сагоревања мотора СУС.
- Литература – обухвата списак полазне литературе на основу којих је произишла идеја за реализацију ове докторске дисертације, као и литературе са којима је извршена упоредна анализа добијених резултата ове докторске дисертације.

1.10 ПОБУДЕ ЗА ИСТРАЖИВАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СУС СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА

Примена гасовитих горива (ТНГ и КППГ) као алтернатива бензину већ има дугогодишњу праксу. При томе је у потпуности задржана концепција радног процеса конвенционалних ото мотора. У случају примене гасовитих горива склоних детонантном сагоревању, треба наћи другу концепцију радног процеса.

Једна од могућности је примена раније познатог система сагоревања раслојене смеше (ото мотори са директним убризгавањем). Раслојавање смеше се може реализовати поделом коморе за сагоревање на преткомору и главни простор. Убризгавање горива и паљење се врше у преткомори у зони богате смеше, док се знатан део сагоревања и

догоревање одигравају у главном простору, у условима сиромашне, добро хомогенизоване смеше.

Примена преткоморе не представља ново идејно решење. Коришћена је веома успешно код брзоходних возилских дизел мотора. Основне предности овог система сагоревања су неосетљивост на квалитет убризгавања и струјну слику у главном простору, „мекан рад“, добро искоришћење ваздуха. Мана преткоморних мотора су увећани топлотни губици, због разуђености простора за сагоревање. Једна од идеја била је та да се применом преткоморе код ото мотора може постићи регуларан рад са глобално сиромашном смешом. Мала пригушења на ниским оптерећењима би смањила пумпне губитке и компензовала увећане топлотне губитке.

Такође, код класичних дизел мотора са директним убризгавањем, позната чињеница је да степен пораста притиска износи и до $10 \text{ bar} \cdot \text{KB}^{-1}$. За разлику од тога преткоморни мотори су били познати по знатно мањем степену пораста притиска у главном простору за сагоревање. Разлог овога је што се прво сагоревање и највећи пораст притиска јавља управо у преткомори, а да при преструјавању у главни простор долази до пада притиска због пригушног дејства отвора преткоморе. Овако нешто навело је на идеју да се преткомора и њено пригушно дејство могу искористити, за остваривање регуларног рада мотора са горивима склоним брзом сагоревању.

2 КОНВЕНЦИОНАЛНИ СИСТЕМИ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА СУС ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА

Стална потреба за смањењем издувне емисије, као и за смањењем потрошње фосилних горива, навела је на размишљање о примени алтернативних горива. Најпознатија алтернативна горива за ото моторе су гасовита горива, односно ТНГ и КПГ.

Примена гасовитих горива код мотора СУС има дугу традицију. Основна побуда људи за коришћењем гасовитих горива јавила се из економских разлога. Са аспекта мотора СУС, гасовита горива могу бити изузетно повољна за сагоревање у ото моторима. Један од основних разлога јесте лако формирање гориве смеше, пошто не постоји потреба за испаравањем.

Циљ ове докторске дисертације јесте идентификација процеса сагоревања ото мотора са гасовитим горивима. Као и код сваког усавршавања и проналажења нових идеја увек се прво анализирају постојећа решења. Анализом постојећих система могу се добити идеје за реализацију нове инсталације која је неопходна за спровођење истраживања која су планирана за реализацију ове дисертације.

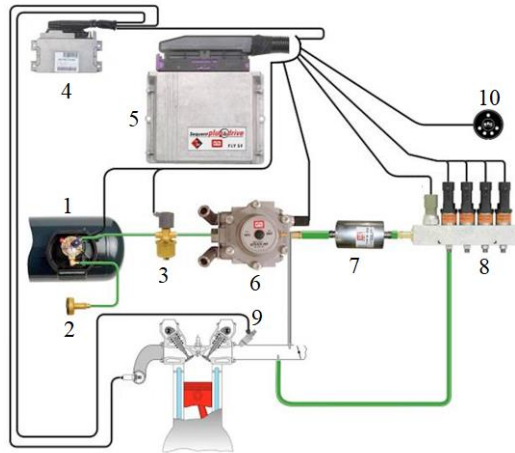
Ради вршења потребних мерења, у овом истраживању, неопходно је реализовати гасну инсталацију за напајање мотора СУС гасовитим горивима. Самим тим неопходно је проћи кроз већ постојеће системе напајања гасовитим горивима, како би се формирала идеја за реализацију нове инсталације, неопходне за истраживање.

Гасовита горива која се најчешће користе су ТНГ и КПГ. Зато су постојећи системи углавном дизајнирани за ова два горива. Оба горива користе се код ото мотора, због једноставније имплементације. Примена на дизел моторима, ипак захтева озбиљније конструкцијске модификације. Заједничко им је то што за оба горива системи могу бити фабрички, као и накнадно уграђени. У наставку биће извршена кратка анализа конструкције постојећих система, као и принципа рада за сваки од приказаних система.

2.1 СИСТЕМ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА ТНГ

Гасовито гориво са најдужом применом код мотора СУС је ТНГ. Специфичност ТНГ, када се он налази у течном стању, јесте мања густина у односу на конвенционална горива, односно у односу на бензин. Примера ради, густина бензина је приближно око $770 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, док је густина ТНГ, када се он налази у течном стању, око $503 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. ТНГ се складишти под притиском приближно око 16 bar. Специфичност ТНГ је та што се никад не користи као једино гориво код ото мотора. Сва возила која поседују систем за напајање ТНГ, поседују и класичан систем за напајање бензином. Гориво се у резервоару налази у течном стању, зато је потребно у току довођења гаса до мотора, гас загрејати како би испарио и прешао у гасовито стање. С тим да овај систем треба разликовати од раније поменутог двогоривог мотора. За разлику од двогоривог мотора, код класичног система за напајање мотора ТНГ, мотор користи само једно гориво током рада, док двогориви мотор користи истовремено два горива. Овакви системи захтевају низ додатних компоненти, како са аспекта напајања, тако и са аспекта безбедности. Може се рећи да системи са гасовитим горивима имају додатне компоненте чиме је и повећана

безбедност употребе у односу на систем за напајање конвенционалним горивом. Пример система за напајање мотора СУС ТНГ, дат је сликом 2.1.



Слика 2.1. Систем за напајање мотора ТНГ [42]

1 – резервоар за ТНГ са мултивентилом, 2 – прикључак за пуњење,
3 – електромагнетни вентил, 4 – управљачка јединица мотора, 5 – управљачка јединица
за КПГ, 6 – редуктор притиска (испаривач), 7 – филтер за ТНГ, 8 – брызгачи за ТНГ, 9 –
брызгач за бензин, 10 – прекидач за одабир горива

Систем за напајање мотора ТНГ, шематски је приказан сликом 2.1, одговара модернијим системима, који се углавном фабрички уграђују на возило. На боци, у којој се гас налази у течном стању, уграђен је мултивентил који има више функција. Једна од њих је мерење количине ТНГ у боци. Друга функција је контролисано испуштање гаса из боце, уколико дође до пуцања цеви и/или повећања притиска у боци. Из овог разлога када се боца налази у возилу, мора постојати и гасно непропусно кућиште око мултивентила, које ће омогућити преко одговарајућих водова избацивање гаса у околину, а не у возило.

Прво што се може закључити, јесте да примена гасовитих горива, захтева неке додатне мере безбедности, што представља веома битну чињеницу коју треба имати у виду приликом реализације гасне инсталације за испитивање.

ТНГ из боце излази под притиском који је тренутно у боци, и као такав пролази кроз електромагнетни вентил, који има улогу да пусти гас када мотор ради, и да га заустави када мотор треба да се искључи. Гас затим долази до редуктора. Редуктор има две улоге и то: редукују притиска на притисак убризгавања, и улогу испаривача. Промена агрегатног стања ТНГ из течног у гасовито постиже се загревањем гаса. Грејање се врши помоћу расхладне течности мотора. Самим тим, мотор мора да постигне радну температуру, како би се расхладна течност довољно загрејала. Из овог разлога, мотор док не постигне радну температуру, напаја се бензином. Прекидач за одабир горива има улогу да дозволи возачу да бира које ће гориво мотор да користи. С тим да код модернијих система, управљачка јединица не дозвољава пребацивање на гас, док се не створе потребни услови. Међутим, како је речено гас из боце излази под притиском који се тренутно налази у боци, а који може максимално да износи 16 bar, који се накнадно редукује на приближно око 3 bar.

За истраживања у овој докторској дисертацији, планирано је убризгавање гаса под притиском и до 100 bar. Потребно је имати већи притисак у боци, како би се омогућио стабилан притисак убризгавања.

Све ово доводи до закључка, да се ради о захтевнијим условима рада, те самим тим безбедност мора бити на јако високом нивоу. Такође, како је тренутно немогуће обезбедити ТНГ под притисцима већим од 16 bar, у оквиру овог експеримента није могуће применити ТНГ, за потребе ове докторске дисертације.

2.2 СИСТЕМ ЗА НАПАЈАЊЕ МОТОРА КПП

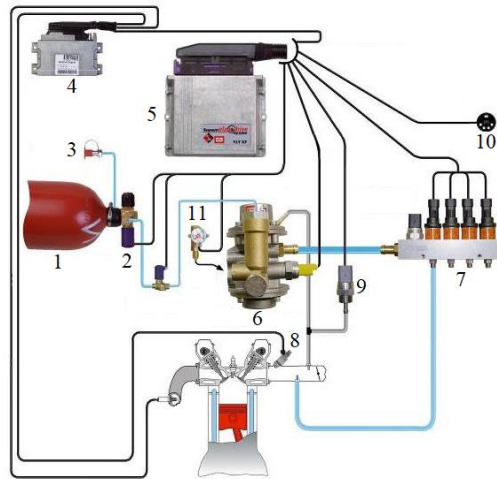
Изградњом инфраструктуре - компресорских станица у ширем региону створили су се услови и за примену КПП-а код возила. КПП јесте еколошко гориво чијим се сагоревањем постиже мања концентрација штетних продуката сагоревања. Разлог за ово је веома једноставан. У свом саставу КПП, који већински садржи метан као главну компоненту, састоји се од око 25% угљеника и око 75% водоника. Самим тим, са мањом количином угљеника у свом саставу, овај гас представља еколошки повољнију варијанту од бензина. Такође агрегатно стање КПП омогућава лакше мешање са ваздухом. Мана овог гаса је мала густина. На нормалним условима, густина КПП је око $0,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Мања густина значи да за складиштење адекватне количине гаса на возилу, потребно обезбедити углавном више од једног резервоара, и притисак пуњења од 170 bar до 200 bar. Ова чињеница о КПП иде у корист овог истраживања, односно остварује се први предуслов за рад, а то је да постоји гас под притиском већим од 100 bar, како би се одржали стабилни притисци убризгавања.

За даљи рад пожељно је анализирати како изгледа систем за напајање мотора КПП који се примењује на возилима. На овај начин, могу се поставити почетне идеје за реализацију лабораторијске инсталације са овим гасом. Тачније анализом постојећих система, може се видети које мере предострожности треба предузети, као и које компоненте конвенционалног система је могуће, а које није могуће користити. Шематски приказ гасног система са КПП који се примењује на возилима, дат је сликом 2.2.

На први поглед, гасни систем са КПП је веома сличан гасном систему са ТНГ. Ипак постоје одређене разлике. Прва и основна разлика је агрегатно стање гаса у боци. КПП за разлику од ТНГ је у гасовитом стању, што значи да не постоји потреба за испаривачем, како би се омогућило испаравање гаса, што представља још једну погодност примене овог горива.

На боци уграђен је вентил, искључивањем напона напајања вентила, затвара се боца и гас не може да истиче ван. Уколико дође до пожара, исти вентил има додатни сигурносни елемент који се топи и контролисано испушта гас, како би се добило контролисано сагоревање, а не експлозија боце.

Може се закључити да је одабир оваквог сигурносног система, адекватан и за лабораторијске услове истраживања. Мана ових боца, код возила јесте њихова тежина због дебљине зидова, с обзиром да се у њима складишти гас под великим притиском, пошто је опште позната ствар да повећање масе возила није пожељно. Ипак у лабораторијским условима ово није толико битан фактор.



Слика 2.2. Систем за напајање мотора КПГ [43]

1 – резервоар за КПГ, 2 – вентил, 3 – прикључак за пуњење, 4 – управљачка јединица мотора, 5 – управљачка јединица за КПГ, 6 – редуктор притиска, 7 – брызгачи за КПГ, 8 – брызгач за бензин, 9 – давач притиска у усисном воду, 10 – прекидач за одабир горива, 11 – давач притиска у систему

Још један део система је редуктор. Овај редуктор има за улогу смањење притиска, на притисак потребан за убризгавање. Како се код возила која користе КПГ, убризгавање врши у усисни вод, као и у случају ТНГ, логично је да се редукција врши на знатно ниже притиске од потребних за испитивање. Самим тим што се тиче овог система, једино што се може искористити за истраживање процеса сагоревања је високопритисни део система до редуктора. Наравно за истраживање процеса сагоревања, редуктор ће бити неопходан, али не овакав као што се уграђује на возилима. Систем приказан на слици 2.2, као и у случају ТНГ је систем са два горива. За разлику од ТНГ, са КПГ се израђују и системи, где је КПГ једино гориво. Овакви системи су готово идентични са системом са слике 2.2, с тим да не постоји део система који служи за убризгавање бензина. Систем за напајање мотора КПГ, представља добар полаз за реализацију лабораторијске гасне инсталације за испитивање мотора са гасовитим горивима. Зато је КПГ одабран као прво гасовито гориво са којим ће се вршити испитивање, и на основу ког ће се реализовати лабораторијска гасна инсталација. Карактеристике КПГ доста зависе од налазишта, самим тим карактеристике метана који има највећи удео у КПГ дате су у табели 2.1.

Табела 2.1. Карактеристике метана [44]

Молекулска маса, $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$	16
Стехиометријска количина у ваздуху запремински, %	9,5
Тачка кључања, К	112,15
Тачка топљења, К	90,65
Густина гаса на нормалним условима, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,66
Ламинарна брзина простирања пламена у ваздуху, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0,39
Адијабатска температура пламена (стехиометријска смеша), К	2226
Граница запаљивости у ваздуху запремински, %	4,4 –17
Горња топлотна моћ, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	55000
Доња топлотна моћ, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	49500
Метански број	100

3 МОГУЋНОСТ ПРИМЕНЕ ВОДНИКА КАО ГОРИВА ЗА МОТОРЕ СУС

Занимљивост водоника је та што је он најраспрострањенији у универзуму, односно представља 75% масе свих материја. На Земљи се као слободан елемент ипак не може пронаћи у великим количинама [45], међутим саставни је део свих органских једињења. Процењује се да га само у води на Земљи има око 10^{14} t.

Први научник који је произвео водоник био је Теофрат Bombast, који је експериментисао са гвожђем и киселинама. Међутим, он није био свестан да је експлозиван гас који је добио био водоник. Из тог разлога проналазак водоника се приписује Henry Cavendish, који је идентификовао водоник као нови хемијски елемент [45].

3.1 ФИЗИЧКЕ, ХЕМИЈСКЕ И МОТОРСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОДНИКА

Водоник се може сматрати идеалним гасом, у широком распону температура и при веома високим притисцима. Основне особине водоника су:

- безбојан,
- без мириса,
- без укуса,
- не отрован,
- не корозиван.

Према горе наведеним особинама, водоник је безопасан. Једна од његових најважнијих особина је најмања густина од свих хемијских елемената, па се за сваку практичну примену водоник мора компримовати или превести у течно стање. Физичке, хемијске и моторске карактеристике водоника, дате су табелом 3.1.

Табела 3.1. Карактеристике водоника [46]

Молекулска маса, $\text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$	2,01594
Стехиометријска количина у ваздуху запремински, %	29,53
Тачка кључања, К	20,268
Тачка топљења, К	14,01
Густина гаса при нормалним условима, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0,08345
Метански број	0
Температура самопаљења, К	793-1023 (858)
Ламинарна брзина простирања пламена у ваздуху, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	2,65-3,25
Адијабатска температура пламена (стехиометријска смеша), К	2318
Граница запаљивости у ваздуху запремински, %	4 – 75
Горња топлотна моћ, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	141900
Доња топлотна моћ, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	120080

3.2 КАРАКТЕРИСТИКЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА ВОДНИКА У МОТОРИМА СУС

На основу до сада приказаних карактеристика, могу се извући неколико битних закључака везаних за карактеристике сагоревања водоника у моторима СУС и то [5]:

- широк интервал упaljивости (за очекивати је и шири од вредности из табеле 3.1);
- висока температура самопаљења;
- велика брзина сагоревања при стехиометријском односу;
- веома мала густина енергије.

Широк интервал упaljивости

Водоник има веома широк интервал упaljивости што значи да се може сагоревати у јако богатој и јако сиромашној смеси. Могућност сагоревања водоника у јако сиромашној смеси је изразита предност водоника, поготову што он тада сагорева релативно споро. Такође при овим условима сагоревања се постижу ниже максималне температуре, што повлачи смањење емисије азотових оксида. Међутим, треба имати у виду да осиромашење смеше доводи до пада ефикасности мотора, па је ограничено на ниска и средња оптерећења.

Висока температура самопаљења

Водоник има релативно високу температуру самопаљења. Познато је да се код дизел мотора смеша горива и ваздуха пали услед високих температура. Самим тим, можемо закључити да је ова карактеристика водоника занимљива за одређивање степена компресије код мотора који би као гориво користили водоник. Односно пораст температуре је у директној вези са степеном компресије што је приказано релацијом (3.1):

$$T_2 = T_1 \cdot (\varepsilon)^{n-1}, \quad (3.1)$$

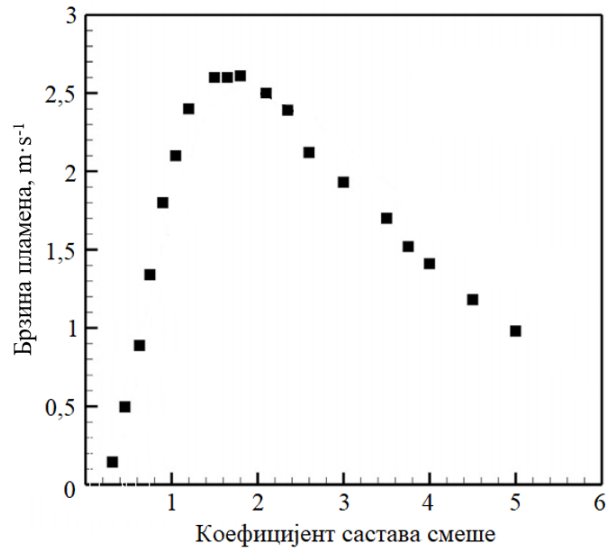
где су:

- T_2 , К – температура на крају компресије;
- T_1 , К – температура на крају усисавања;
- ε - геометријски степен компресије;
- n - експонент политропе сабијања.

Како би се избегло самопаљење водоника у цилиндру мотора СУС, температура на крају сабијања не сме прећи наведену вредност из табеле 3.1. Поред утицаја компресије из релације (3.1), треба имати у виду и температуру зидова коморе за сагоревање као и евентуалне вруће тачке.

Велика брзина сагоревања

Водоник има велику брзину сагоревања у стехиометријској смеси. Осиромашењем смеше и обогаћивањем смеше, брзина сагоревања опада, приказано сликом 3.1. То значи да се радни циклус мотора који користе водоник могу приближити идеалним термодинамичким циклусима (изохорско довођење топлоте).



Слика 3.1. Брзина пламена смеше водоника и ваздуха у функцији коефицијента састава смеше [47]

Веома мала густина енергије

Водоник има веома малу густину енергије. Зато је потребна велика запремина масивних резервоара за његово складиштење на возилу како би се постигао адекватан радијус кретања. Ова особина водоника јесте мана али ће се њено решавање вероватно реализовати у будућности.

3.3 ТЕОРИЈСКА ЕМИСИЈА МОТОРА СА ВОДОНИКОМ

Примена угљоводоничних горива резултира појавом штетних компоненти у издувним гасовима мотора (СО, СО₂ и НС).

Код примене водоника, теоријски гледано, нема компоненти са угљеником. У идеалном случају сагоревања водоника и кисеоника даје воду као једини продукт сагоревања, релација (3.2):



Код реалног мотора могу се јавити мале количине компоненти са угљеником које потичу из моторног уља. Ипак, због високих температура сагоревања долази до оксидације азота из ваздуха, тако да се јављају и азотови оксиди.

4 РЕАЛИЗАЦИЈА МЕРНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ

У циљу побољшања постојећих резултата и постизања виших циљева у односу на претходне истраживаче у некој области, изискује се модификација постојеће или реализацију нове мерне инсталације. У оквиру овог истраживања извршене су модификације постојећих и дограђивање нових компоненти неопходних за успешну реализацију осмишљеног експеримента.

4.1 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ МОТОР

Експериментална истраживања процеса сагоревања мотора са гасовитим горивима планирана су у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале на Факултету инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу. На пробном столу у Лабораторији за моторе СУС уграђен је мотокултиваторски, моноцилиндрични ваздушно хлађени дизел мотор са директним убризгавањем DMB 3DA450, произведеног од стране компаније 21 мај – Београд. Изглед експерименталног мотора дат је на слици 4.1.



Слика 4.1. Експериментални мотор

Разлози за одабир рада на овом мотору су следећи:

- Мотор је домаће производње, па је набавка резервних делова релативно лака.
- Такође, мотор је ваздушно хлађен па свака реконструкција на цилиндарској глави мотора је релативно лако изводива.

Исти мотор је коришћен у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале, за потребе ранијих истраживања. Раније адаптације, радом других истраживача, дају низ предности:

- Лака промена степена компресије, применом клипова са различитом запремином коморе у челу клипа.
- На мотору су већ постављени сви неопходни давачи и повезани на аквизицијски систем за истраживање индикаторских показатеља рада мотора.
- Мотор је већ монтиран на пробном столу и повезан са моторском кочницом.
- За мотор је већ развијен систем паљења, раније реализован за потребе других истраживања, а сада такође неопходан због специфичности паљења гасовитих горива.

Сви наведени разлози олакшавају реконструкцију експерименталног мотора за потребе истраживања у овој дисертацији. Најважнија је реализација гасне инсталације за напајање мотора, као и имплементација.

Карактеристике базног мотора дате су у табели 4.1.

Табела 4.1. Карактеристике базног мотора [2]

Произвођач	21 мај – Београд
Врста мотора	Моноцилиндрични дизел мотор са директним убризгавањем
Намена мотора	Погон малих пољопривредних машина
Начин хлађења мотора	Ваздушно хлађење
Ходна запремина мотора, cm³	454
Пречник/ход клипа, mm	85/80
Степен компресије, -	17,5
Параметри разводног механизма	Отварање усисног вентила 16° KB пре СМТ
	Затварање усисног вентила 40° KB после УМТ
	Отварање издувног вентила 40° KB пре УМТ
	Затварање издувног вентила 16° KB после СМТ
	Преклоп вентила 32° KB
Снага мотора/број обртаја, kW/min⁻¹	7,3/3000
Обртни момент/број обртаја, Nm/min⁻¹	28/1700
Систем убризгавања	Убризгавање директно у цилиндар

Радна област мотора, према препоруци произвођача је од 1800 min⁻¹ до 3000 min⁻¹. Како је у питању мотор старије генерације, систем убризгавања овог мотора је чисто механички. Угао предубризгавања овог система је фиксан и изабран је као оптималан на вишим бројевима обртаја. Оптерећивање мотора није препоручљиво испод минималног броја обртаја у задатој области. Такође, још један разлог за овакво ограничење јесте начин хлађења мотора. Хлађење базног мотора је принудно без регулације, односно хлађење се постиже помоћу вентилатора чије су лопатице саставни део замајца мотора, што значи да број обртаја вентилатора одговара броју обртаја мотора. Самим тим проток ваздуха зависи од број обртаја мотора. Ово значи да на нижим бројевима обртаја проток ваздуха око ребара цилиндра и главе мотора је мањи, што значи да је и хлађење мањег интензитета. Што значи да оптерећивање мотора на нижим бројевима обртаја може изазвати прегревање мотора. Такође, треба узети у обзир да мотор ради у

лабораторијским условима тј. у затвореном простору, што додатно отежава хлађење мотора.

4.2 ИЗРАДА ПРЕТКОМОРЕ И РЕКОНСТРУКЦИЈА МОТОРА ЗА РАД СА ГАСОВИТИМ ГОРИВОМ

Пошто је за рад мотора са гасовитим горивом планирана употреба брызгача за моторе са директним убризгавањем бензина, чија се контрола врши електронским путем, угао предубризгавња не представља ограничење.

За потребе ранијих истраживања мотор је опремљен давачима и актуаторима, системом за паљење и убризгавање, као и лабораторијским системом управљања (у даљем тексту биће коришћено ЈСУ) са микроконтролером, за регулисање убризгавања горива и паљења смеше. Такође, приликом ранијих истраживања када је мотор радио као мултипроцесни [2], извршена је реконструкција главе, где је поред давача притиска направљено и место за уградњу свећице.

За потребе истраживања у овој докторској дисертацији, извршена је израда преткоморе, која у себи садржи место за монтажу брызгача и свећице. Пробни рад је вршен са стандардним-фабричким клипом који је обезбеђивао степен компресије $\varepsilon = 17,5$.

Систем ваздушног хлађења базног мотора олакшава преправке неопходне за рад мотора са другим горивима. Међутим, због самих димензија главе мотора, постоје ограничења која није могуће заобићи. Самим тим било је неопходно направити такву преткомору која по својим димензијама има могућност монтаже у главу мотора, као и све остале неопходне компоненте: седиште за брызгач којим би се вршило убризгавање гаса, и уметак за свећицу.

Пре конструкције саме преткоморе извршена је набавка брызгача који се користи код мотора са директним убризгавањем бензина (слика 4.2).



Слика 4.2. Одабрани брызгач

Карактеристике брызгача, који је је у овој дисертацији коришћен за убризгавање гасовитих горива, дате су у табели 4.2.

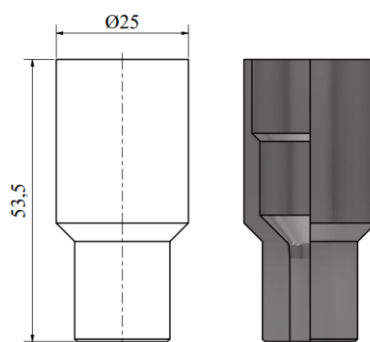
Табела 4.2. Карактеристике брызгача [48]

Притисак убрзгавања, bar	4 – 200
Отпор, Ω	1,9
Индуктивност, mH	1,8
Побудна струја, A	15 – 2,5
Напајање, V	12
Температурни опсег, $^{\circ}\text{C}$	-20 – 120

Пожељно је да преправке на глави мотора буду минималне. За ово постоји више разлога као што су:

- задржавање механичке чврстоће главе мотора;
- минимално уклањање ребара, како се не би нарушило хлађење мотора.

Наведени разлози довели су до идеје да се направи преткомора која може бити монтирана уместо брызгача за дизел гориво. Овакав приступ омогућава минималне корекције на цилиндарској глави, што значи да је било потребно израдити преткомору која по спољашњим димензијама одговара брызгачу дизел горива, а која има довољно места за уградњу брызгача за гас, као и свећице. Уз све ово, преткомора мора имати и простор за сагоревање. Да би оваква изведба била могућа, преткомора је дизајнирана тако да се састоји из више делова. Скице делова могу се видети на сликама од 4.3 до 4.7.



Слика 4.3. Седиште брызгача

Седиште брызгача (слика 4.3) је израђено од ватросталног нерђајућег челика, ознаке $\check{C}45703$, са одговарајућим заобљењима и закошењима како не би дошло до оштећења заптивке брызгача приликом монтаже. Карактеристике примењеног материјала дате су у табели 4.3.

Табела 4.3. Карактеристике материјала $\check{C}45703$ [49]

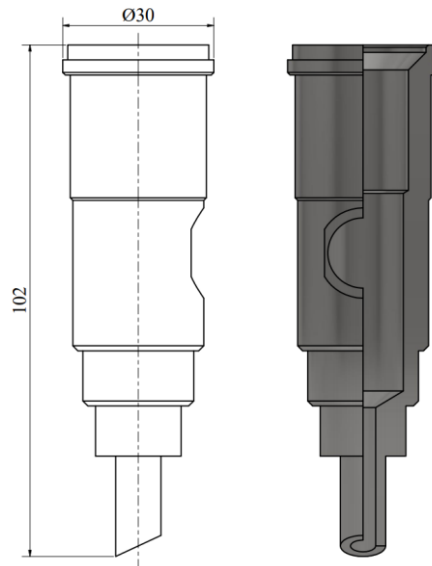
Густина, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7980
Граница течења, МРа	360
Затезна чврстоћа, МРа	660
Тврдоћа, НВ	200

Од истог материјала израђени су: тело преткоморе, адаптер за причвршћење брызгача и довод горива и уметак свећице. Разлог примене овог материјала, поготову у случају тела преткоморе и уметка свећице, јесте задржавање добрих механичких карактеристика на температурама до 850°C . Ово је веома битно, узимајући у обзир да се код планиране

Реализација мерне инсталације

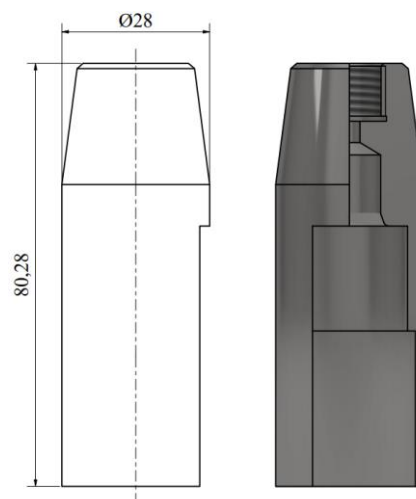
концепције мотора, сагоревање јавља управо у самој преткомори. Што значи да је преткомора највише изложена термичким оптерећењима.

Спољашње димензије тела преткоморе (слика 4.4) одговарају димензијама брызгача за дизел гориво. У тело преткоморе монтирају се седиште брызгача, као и уметак који у себи има навој за монтажу свећице.



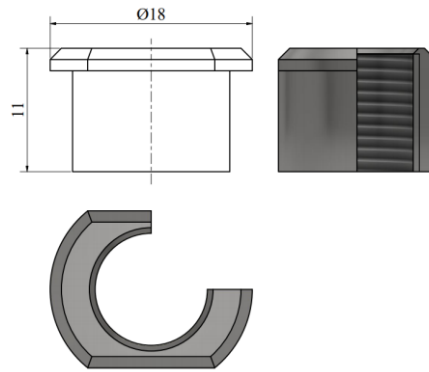
Слика 4.4. Тело преткоморе

Један од елемената на чији је квалитет посебно важан, јесте адаптер за причвршћење брызгача и довод горива (слика 4.5). Заптивање брызгача, у делу где се доводи гас, врши се помоћу заптивача кружног пресека (О-ринга) и пластичног прстена. Самим битно је да квалитет површине буде адекватан, као и да димензије буду у толерисаним границама, како не би дошло до истицања гаса током рада мотора.



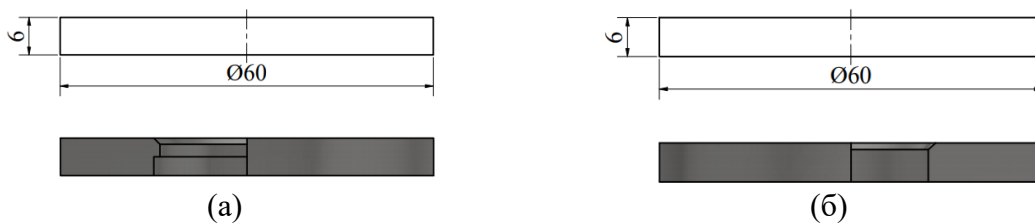
Слика 4.5. Адаптер за причвршћење брызгача и довод горива

За монтажу свећице, направљен је уметак за свећицу (слика 4.6) који у себи има урезан навој.



Слика 4.6. Уметак за свећицу

Остале компоненте преткоморе су плоча тела преткоморе и плоча адаптера за причвршћење бризгача и довод горива, приказане на слици 4.7. Ове две компоненте заправо имају функцију спајања адаптера за причвршћење бризгача и довод горива и тела преткоморе у једну целину приликом уградње преткоморе на мотор, као и причвршћивање целог склопа за главу мотора преко завртњева који су коришћени за причвршћивање бризгача за дизел гориво.



Слика 4.7. Плоча тела преткоморе (а), плоча адаптера за причвршћење бризгача и довод горива (б)

Плоча тела преткоморе и плоча адаптера за причвршћење бризгача и довод горива, како немају додирних тачака са заптивним елементима бризгача, и поред тога нису изложене високим температурама, израђене су од материјала $\check{C}1530$. Како би се обезбедило заптивање и одржавање чврсте везе, спајање између одређених компоненти је извршено заваривањем. Као крајњи резултат добијена је преткомора која се састоји из два дела (слика 4.8).



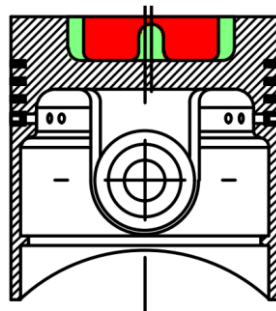
Слика 4.8. Крајњи изглед преткоморе са деловима

Растојање између врха брызгача и центра електроде свећице износи 17,5 mm. Сама преткомора представља део простора за сагоревање који је део компресионе запремине, те самим тим утиче на степен компресије. Запремина направљене преткоморе износи 9,3 cm³, што значи да се са додавањем преткоморе смањује степен компресије. Током ранијих истраживања, урађена је модификација клипова, тј. повећање запремине коморе у клипу како би се остварили различити степени компресије [2]. У табели 4.4 дат је приказ степена компресије са и без преткоморе за различите клипове.

Табела 4.4. Могући степени компресије са и без преткоморе

Запремина коморе у клипу, cm ³	Степен компресије без преткоморе, -	Степен компресије са преткомором, -
12,8	17,5 (Фабрички клип)	13,3
21,1	13,7	11,1
24,3	12,6	10,4
32,6	10,8	9,2

Смањење степена компресије у овом истраживању, може бити веома повољна опција, уколико се испостави да долази до детонантног сагоревања или бруталног рада мотора. Промена степена компресије остварује се применом клипа са већом запремином коморе у челу клипа (запремина се мења повећањем пречника и/или уклањањем централног трна), приказано сликом 4.9.



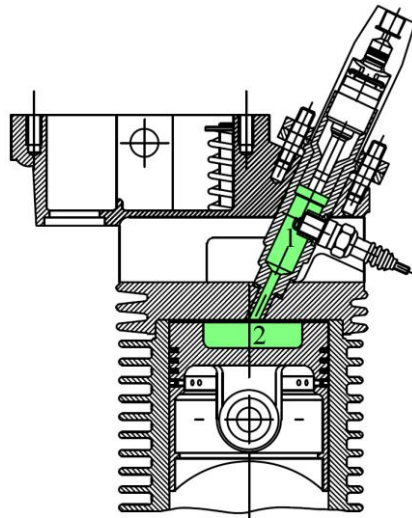
Слика 4.9. Клип са различитом запремином коморе у челу [2]

Израдом овакве конструкције, избегнуте су веће модификације цилиндарске главе како би се уградила преткомора. Због позиције на којој се налази свећица, била је неопходна мања модификација, односно било је потребно уклањање једног дела ребара са главе мотора (слика 4.10), како би било могуће монтирање преткоморе и монтажа свећице.



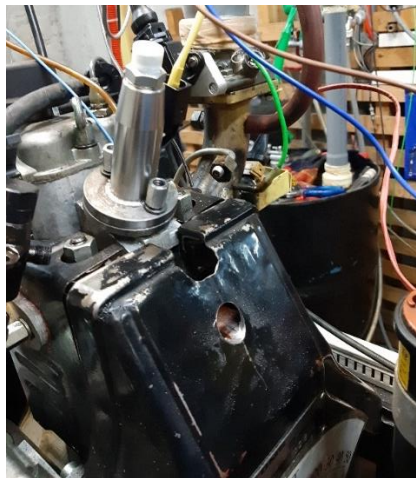
Слика 4.10. Цилиндарска глава са монтираном преткомором

Уградњом преткоморе, радни простор се може посматрати као спој две запремине, и то: главног простора и преткоморе (приказано сликом 4.11).



Слика 4.11. Радни простор преткоморног мотора
1 – преткомора, 2 – главни простор

Осим ове модификације било је потребно избушити отвор у усмеривачу ваздуха. Отвор у усмеривачу ваздуха избушен под углом, а управно на преткомору, како би се омогућио приступ за кључ за монтажу и демонтажу свећице (слика 4.12).



Слика 4.12. Преправка усмеривача ваздуха

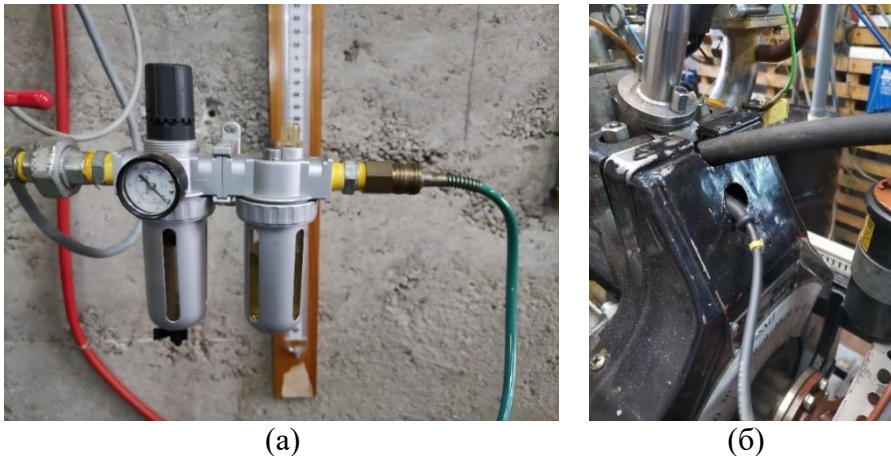
4.3 КОНСТРУКЦИЈА ДОДАТНОГ СИСТЕМА ХЛАЂЕЊА ЦИЛИНДАРСКЕ ГЛАВЕ И ПРЕТКОМОРЕ

Очекиван резултат преправки цилиндарске главе, односно смањења површине ребара, као и израда отвора у усмеривачу ваздуха јесте отежано хлађење мотора и самим тим ризик од прегревања цилиндарске главе. Осим тога, отежавајућа околност је та што се преткомора у којој се дешава сагоревање налази у самој глави мотора, што изазива додатна термичка напрезања. Како би се ово избегло постојала су два могућа решења. Једно од решења је било затварање отвора око високонапонског кабла свећице, као и

Реализација мерне инсталације

отвора који од раније постоји у усмеривачу ваздуха. Друга могућност је примена додатног система хлађења ваздухом под притиском. Процењено је да ће прво решење са затварањем отвора изазвати додатне компликације приликом монтаже и демонтаже свећице, која би требала да буде релативно једноставна. Како би се задржала релативно једноставна монтажа и демонтажа свећице, примењен је систем хлађења са ваздухом под притиском (слика 4.13).

Како се може видети са слике 4.13, постојећи отвор, од раније, је искоришћен за довод ваздуха, који треба да омогући додатно хлађење уколико је потребно.



Слика 4.13. Додатни систем хлађења цилиндарске главе мотора, припремна група (а) и довод ваздуха (б)

Каснијим експериментима доказало се да је додатни систем хлађења цилиндарске главе и преткоморе заиста неопходан, с обзиром да се мотор налази у стационарним условима, где једино хлађење добија од сопственог вентилатора, што је директно условљено бројем обртаја мотора, а модификација усмеривача ваздуха је изазвала додатан губитак ваздуха.

Проблем због ког је утврђено да је неопходно додатно хлађење цилиндарске главе, јесте прегревање индуктивног давача који даје информацију о положају усисног вентила, слика 4.14. Током првих тестова рада мотора на режимима са високим оптерећењима, дешавало се да температура цилиндарске главе мотора пређе вредност од 200 °С.



Слика 4.14. Давач положаја усисног вентила

Улога давача са слике 4.14 је давање сигнала о положају усисног вентила током рада мотора. ЛСУ добија сигнал од давача положаја усисног вентила два пута у току једног

циклуса мотора. Клип се у току једног циклуса мотора двапут налази у СМТ (Спољна Мртва Тачка), једном на крају такта издувавања, а на почетку такта усисавања, а затим крају такта сабијања, а на почетку такта ширења. Крај издувавања, а почетак усисавања дефинисан је као нископритисни део око СМТ док је крај сабијања, и почетак ширења дефинисан као високопритисни део око СМТ. На основу високопритисног дела око СМТ, помоћу ЛСУ задају се команде тренутка убризгавања горива, као и тренутак паљења.

Висока температура цилиндарске главе изазвала је прегревање давача положаја усисног вентила, што је краткотрајно изазивало да давач константно даје сигнал. Овакав ефекат онемогућио је да ЛСУ распознаје тренутак нископритисног и високопритисног дела циклуса када је клип у СМТ, односно ЛСУ је два пута у току циклуса мотора примао сигнал о високопритисном делу циклуса у СМТ. Самим тим ово је изазвало дуплирање сигнала убризгавања и паљења, а самим тим и дуплирање потрошње горива.

Након прегревања цилиндарске главе и давача положаја усисног вентила, извршена је демонтажа преткоморе како би се извршио визуални преглед исте, приказано сликом 4.15.



Слика 4.15. Преткомора након прегревања индуктивног давача

На основу боје преткоморе може се са сигурношћу рећи да су у појединим деловима преткоморе, температуре прелазиле чак и 500 °С. Највероватније, да уколико би мотор радио у природним условима, где постоји опструјавање ваздуха око мотора, до овакве појаве не би дошло. Како су услови испитивања мотора лабораторијски, додатни систем хлађења био је неопходан.

Помоћу регулатора притиска припремне групе са слике 4.13 (а), одржан је константан притисак ваздуха од 3 бар, што је било оствариво захваљујући великом капацитету резервоара за ваздух и адекватном компресорском постројењу који пуни исти.

Изведени систем хлађења показао се веома ефикасним, односно након његове имплементације, није више долазило до нежељених појава. Након имплементације додатног система хлађења цилиндарске главе мотора, температуре нису прелазиле вредност од 165 °С.

4.4 РЕАЛИЗАЦИЈА ГАСНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ

Увидом у постојеће гасне системе које се уграђују на возилима, утврђено је да се принцип напајања мотора горивом заснива на убризгавању гаса у усисни вод. Убризгавање гаса у усисни вод омогућава дуже време за бризгање и хомогенизацију смеше која улази у цилиндар. Међутим, овакав принцип има пар недостатака. Један од недостатака је тај што код појединих горива може доћи до повратка пламена, односно до експлозије у усисном воду. Такође, код мотора са великим преклопом вентила долази до пораста концентрације несагорелих угљоводоника. Ово се дешава из разлога што током фазе испирања, уместо свежег ваздуха у цилиндар улази хомогенизована смеша горива и ваздуха која проструји кроз цилиндар и један део излази кроз издувни вод.

Једна од идеја примене преткоморе јесте избегавање управо оваквог ефекта. Наредна идеја јесте и тестирање различитих начина убризгавања то јест у различитим деловима циклуса, како би се утврдио најоптималнији принцип убризгавања са различитих аспеката. Убризгавање у току сабијања или истовремено убризгавање и паљење смеше, као код дизел мотора. Што би захтевало веће притиске убризгавања, због вредности притисака у цилиндру.

Различито од конвенционалних гасних система за напајање гасовитим горивом на возилу, где само један део инсталације до редуктора притиска се израђује као високопритисни, односно са водовим за гориво који могу да трпе вредности притиска гаса у боци, а други део инсталације је намењен за знатно ниже притиске. Гасна инсталација у оквиру ове докторске дисертације је конструисана само као високопритисна.

Први и основни део гасне инсталације јесте боца, односно резервоар за гориво. У оквиру ове докторске дисертације као први гас за идентификацију карактеристика процеса сагоревања коришћен је КПП. Најлакши начин за складиштење КПП јесте у боцама које се користе на возилима. Притисак пуњења ових резервоара износи између 170 bar и 200 bar. Самим тим постоји резерва, односно могућност високопритисног убризгавања које је неопходно у одређеним деловима радног циклуса мотора. Један од услова који се примењује на возилима, која користе овакво гориво јесте да боце морају да буду добро причвршћене за конструкцију возила.

Као најједноставнија варијанта за монтажу узет је одговарајући носач за боцу, који се такође примењује за уградњу на возилима. Носач боце је причвршћен за зид у лабораторији на растојању од око 2 m од мотора помоћу типли и завртњева од 8 mm. Боца је везана за носач помоћу адекватних затезних трака, које се такође користе приликом уградње КПП на возилу.

Изглед монтиране боце, може се видети на слици 4.16. Запремина боце је 30 L, а просечна маса природног гаса којом се боца може напунити је око 3,7 kg, све зависно од притиска пуњења.

Како је боца удаљена од мотора, не постоји физички додир боце и пробног стола. Самим тим боца није изложена вибрацијама које настају приликом рада мотора. Такође, битна ставка о којој је вођено рачуна, је сам положај боце у односу на мотор. Боца је постављена у делу лабораторије који се налази на супротној страни од издувне гране

мотора. Самим тим, у максималној могућој мери су испоштоване мере безбедности на раду, с обзиром да се ради са гасом који је изузетно експлозиван.



Слика 4.16. Боца за гас монтирана у лабораторији

Као додатна мера безбедности на раду јесте примена електро-механичког вентила за заустављање протока гаса, који је монтиран на самој боци, слика 4.17.



Слика 4.17. Електро-механички вентил за заустављање гаса

Електро-механички вентил за пуштање и заустављање гаса који је монтиран на боци је исти тип вентила који се користи и код возила са КПП. Сам вентил има два начина за затварање гаса. Један је ручним путем затварањем вентила, а други је електричним путем. Ручни вентил, као и електромагнетни морају бити отворени како би мотор могао да ради, односно како би имао константно напајање горивом. Самим тим, пошто се боца налази у моторској ћелији, ручни вентил се и не може сматрати заштитом у случају цурења гаса. Из овог разлога, електромагнетни вентил је повезан на систем који се налази у лабораторији ван моторске ћелије, а који истовремено може да заустави проток гаса из боце као и извор паљења. Самим тим у случају цурења гаса, постоји адекватна мера заштите.

Највећа мана реализоване гасне инсталације напајање мотора горивом, је што свака допуна боце захтева демонтажу боце и превоз на место пуњења, као и њено враћање и поновну монтажу.

Један од услова приликом испитивања мотора, јесте обезбеђивање константног притиска убризгавања. Самим тим, осим боце која садржи гас под притиском неопходан је и регулатор притиска. Како је планиран рад са различитим притисцима убризгавања, у циљу добијања оптималних параметара, набављен је регулатор притиска фирме MESSER који је имао могућност подешавања жељене вредности притиска, приказан на слици 4.18.



Слика 4.18. Регулатор притиска

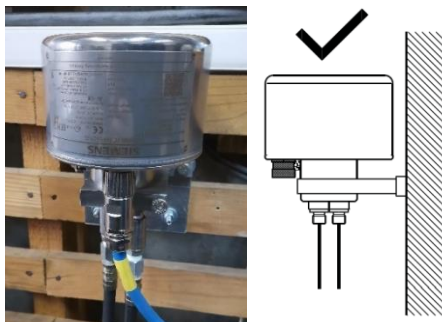
Највећи дозвољени улазни притисак регулатора са слике 4.16, је 300 bar. Што се тиче излазног притиска, регулатор има могућност подешавања од 0 bar до 130 bar. Недостатак овакве регулације, јесте што се не може искористи целокупан капацитет бризгача.

Такође, упркос спецификацијама регулатора, по којим излазни притисак може да се регулише од 0 bar до 130 bar, утврђено је да најмања вредност притиска која може да се обезбеди као константна је 5 bar. Као веза између електро-механичког вентила на боци и регулатора притиска, примењен је флексибилни вод за хидрауличне инсталације предвиђене за радни притисак од 400 bar. Наравно, осим флексибилних водова, израђени су одговарајући прикључци, како би било могуће повезивање гасне инсталације. Разлог израде додатних прикључака јесу врсте навоја на регулатору, мерачу протока који нису стандардни за гасне инсталације са КППГ. Такође, примена флексибилних водова омогућила је лакшу манипулацију, приликом повезивања гасне инсталације. Осим ове предности, флексибилни водови, за разлику од крутих, који се обично користе код возила са КППГ, за високопритисни део инсталације, спречавају преношење вибрација од мотора.

Спречавање преношења вибрација је битно због примењеног уређаја за мерење протока горива. Један од највећих проблема рада, са високим притисцима убризгавања, јесте мерење потрошње горива, односно отежавајућа околност је што протоци нису стационарни већ су импулсног карактера. Самим тим, мерење протока није могуће вршити класичном масеном методом, већ је за мерење протока коришћен специјалан уређај произвођача SIEMENS (слика 4.19), набављен специјално за истраживања у овој докторској дисертацији.

Уређај за мерење протока је још једна компонента која се налази у оквиру гасне инсталације. Позиција уређаја за мерење протока је на воду између регулатора притиска и преткоморе која се налази на мотору. На овај начин, кроз уређај пролази гас са редукованим притиском на жељену вредност који иде право на бризгач. На овај начин обезбеђено је прецизно мерење протока гаса у воду.

Овај уређај, који ради на принципу кориолисовог убрзања има могућност мерења протока гаса и других флуида са максималним притиском до 250 bar. Такође, на прецизност мерења немају утицај импулсни протоци.



Слика 4.19. Давач уређаја за мерење протока гаса

Зависно од агрегатног стања флуида за који се мери проток, односно да ли је у течном или гасовитом стању, постоје упутства за физичко постављање уређаја. У случају мерења протока гаса, уређај је потребно поставити онако како је дефинисано на слици 4.19. Основне карактеристике уређаја за мерење протока су дате у табели 4.5.

Табела 4.5. Основне карактеристике уређаја за мерење протока

Опсег мерења, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	0 – 30
Пречник мерне цеви, mm	1,5
Тачност, %	0,1
Максимални притисак флуида, bar	250
Температурни опсег флуида, °C	-50 – 180
Агрегатно стање флуида, -	Течно и гасовито

Захваљујући принципу мерења, уређај не захтева претходно убацивање података о флуиду чији се проток мери. Очитавање податка о протоку врши се са показне јединице уређаја приказане на слици 4.20.



Слика 4.20. Уређај за мерење протока са показном јединицом

Осим овог начина очитавања постоји и могућност снимања аналогног сигнала на рачунар, међутим ово би представљало додатну компликацију са аспекта потребних уређаја за аквизицију и очитавање истих, те самим тим је очитавање вршено помоћу показне јединице добијене уз уређај за мерење протока. Ипак, ово представља велико побољшање у односу на ранији начин мерења, зато што није неопходно да једна особа стоји поред мерне ваге и да мери време за које је протекла одређена количина горива, већ је довољно само очитати вредност са уређаја када се постигне радни режим. Наравно,

Реализација мерне инсталације

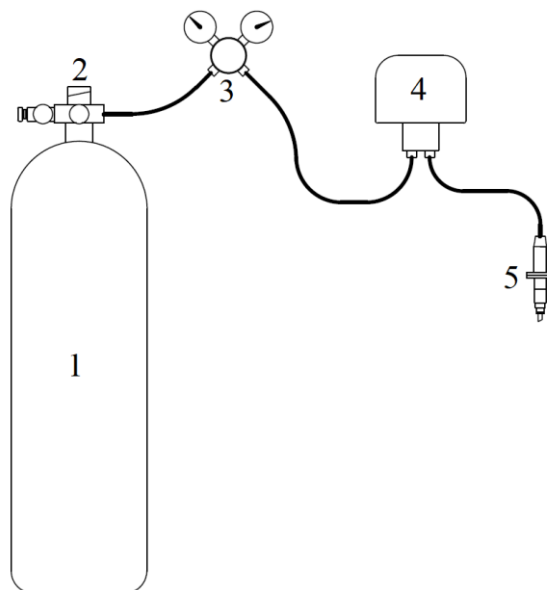
мерење помоћу мерне ваге, како је притисак флуида у целој инсталацији висок и како је гориво у гасовитом стању није могуће.

Након уређаја за читавање протока гаса, излазни вод са гасом је спроведен директно на адаптер за причвршћење брызгача и довод горива, односно на преткомору, слика 4.21.



Слика 4.21. Довод гаса на брызгач

Према препоруци добављача уређаја за мерење протока, не смеју постојати вибрације на улазном и излазном воду уређаја за мерење протока. Како је мотор на ком се врши испитивање моноцилиндар, који је иначе склон стварању вибрација током рада, ово је један од основних разлога зашто су изабрани флексибилни, а не крути водови за напајање мотора гасовитим горивом. Коначна шема гасне инсталације приказана је на слици 4.22.



Слика 4.22. Шематски приказ реализоване гасне инсталације

Гас се налази под притиском у боци (1) пре сваког експеримента, прво се отвара механички вентил (2), с тим да је гас и даље затворен. Довођењем напона на електромагнетни вентил, гас почиње да тече из боце и долази до регулатора притиска (3). Након изједначавања притисака, ручно се подешава жељени притисак убризгавања, и гас пролази кроз регулатор и даље иде кроз уређај за мерење протока (4). Након уређаја за мерење протока, гас долази до преткоморе (5) у којој се налази брызгач, а који не дозвољава убризгавање гаса, све док не добије електрични сигнал за отварање.

4.4.1 Модификација гасне инсталације за рад са водоником

Како је тема докторске дисертације везана за процес сагоревања гасовитих горива, и њихово убризгавање у преткомору, па је самим тим разматрана је примена више од једног горива која се могу користити за напајање мотора. У почетним истраживањима, као гориво изабран је КППГ, првенствено због притиска пуњења до 200 bar, што омогућава убризгавање у преткомору. Убризгавање може да се врши и при ниским притисцима, испод 10 bar, међутим највећи проблем је потребно време отворености брызгача да се убризга потребна количина горива. Ово није проблем приликом убризгавања у усисни вод, али приликом директног убризгавања у простор за сагоревање, јесте. Једно од потенцијалних горива које је разматрано је ацетилен. Међутим, утврђено је да се боце са ацетиленом пуне до притиска од 16 bar. Због ниског притиска пуњења, одустало се од идеје о употреби ацетилена за испитивање рада мотора са гасовитим горивима.

Узимајући у обзир специфичне захтеве, избор се сузио на два горива, од којих је прво КППГ, за који је инсталација реализована и као друго гориво, јесте водоник. Водоник је познат као гориво са малим метанским бројем и великом брзином сагоревања. Самим тим, требао је да послужи за доказивање хипотезе, да се применом преткоморе може омогућити регуларан рад мотора са горивима склониом детонантном сагоревању. Такође, досадашња истраживања везана за водоник, углавном се свде на теоретске закључке, односно не постоји адекватна основа за рад са истим, још под високим притиском убризгавања. Једна од најгорих особина која се често помиње, јесте могућност формирања ННО гаса, или такозваног праскавог гаса. Карактеристика праскавог гаса је експлозивност и лака запаљивост.

Из економских разлога набављене су две боце са водоником како би се извршило испитивање рада мотора и доказивање постављене хипотезе, да преткомора може омогућити регуларан рад мотора са горивима склониом детонантном сагоревању. Две боце водоника од по 50 L, које су набављене садрже укупно око 16 m³ водоника у нормалним условима, што износи око 1,5 kg овог гаса.

Мала количина гаса представља ограничење за истраживање, што значи да за рад са овим горивом се захтева брзо и добро уиграно испитивање како би се извршило што више мерења, а све у циљу извлачења што већег броја закључака. Добијени закључци реализацијом ове докторске дисертације се у будућности могу надоградити, уколико се створе услови за набавку већих количина водоника. Инсталација за напајање мотора гасовитим горивом је пројектована без пумпи и/или компресора, самим тим једини услов за напајање мотора јесте да гориво буде под одређеним притиском у боци, како би било могуће његово убризгавање. Набављени водоник се складишти у боцама под притиском од 200 bar (слика 4.23), што значи да сама инсталација није захтевала никакве модификације.

Само је боца за КППГ замењена боцом водоника. Ипак боца са водоником је димензијски знатно већа од боце за КППГ. Како се не би користили нови носачи, боца је ослоњена на земљу и дуж целе дужине постојећег носача је причвршћена затезном траком (слика 4.24).



Слика 4.23. Веза између резервоара водоника и регулатора притиска

Током транспорта, ове боце се на исти начин транспортују, што значи да стабилност боце током рада мотора није нарушена. Једина мана оваквог система напајање јесте та што се боце са техничким гасовима, па и водоником, достављају само са механичким вентилом за пуштање и заустављање гаса. Односно не постоји могућност уградње електромагнетног вентила на самој боци, што захтева мануелно пуштање гаса пре почетка испитивања и мануелно затварање на крају испитивања. Наравно пре сваког испитивања врши се провера заптивености саме инсталације. Ово је од изузетног значаја са аспекта безбедности на раду у току испитивања, поготову када се ради са водоником, пошто је познат као гас који веома лако бежи кроз све материјале. За редукују притиска коришћен је исти редуктор, као и у случају КПП, који је сад монтиран на самој боци, што се може видети на слици 4.23. Остатак инсталације је за рад са водоником остао непромењен, што значи да за рад са другим горивом је неопходно заменити само резервоар са горивом. Може се рећи да је инсталација за напајање мотора изведена као релативно једноставна и лака за примену са скоро свим горивима. За нека даља истраживања уколико се ради са горивима која се не складиште под притиском, неопходно је само обезбедити пумпу или компресор за компримовање горива.



Слика 4.24. Постављена боца са водоником

4.5 ЛАБОРАТОРИЈСКИ СИСТЕМ УПРАВЉАЊА ПАРАМЕТРИМА УБРИЗГАВАЊА И ПАЉЕЊА

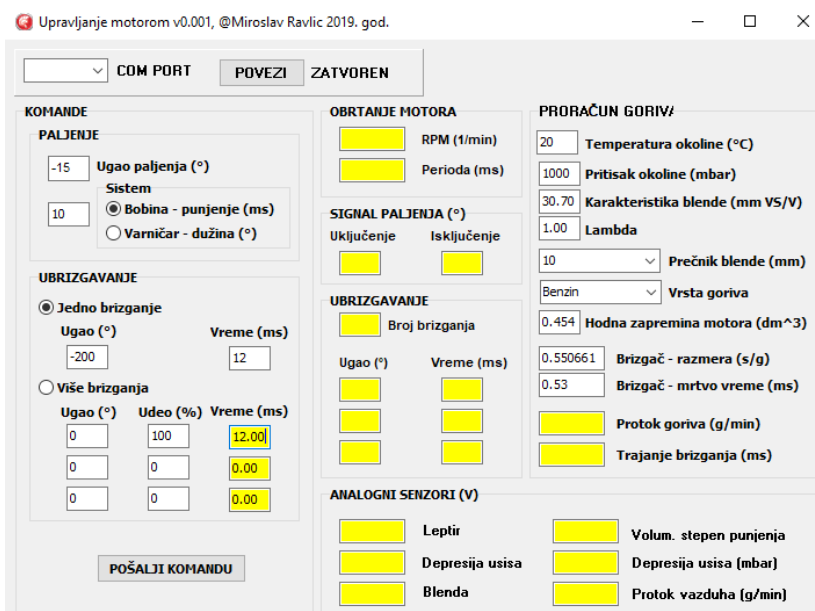
За управљање радом мотора коришћен је ЛСУ, развијен за ранија истраживања [2], приказан на слици 4.25.



Слика 4.25. Лабораторијски систем управљања [2]

Коришћени ЛСУ је већ имао програмиране параметре неопходне за управљање убризгавањем и паљењем током мултипроцесног рада мотора са бензином. Те из тог разлога није било неопходно развијање новог система за управљање већ само модификација постојећег програма.

За потребе испитивања мултипроцесног рада мотора, направљен је окидни модул који активацију добија напонским сигналом из ЛСУ, а који је активирао брызгач помоћу окидног модула и свећицу преко BOSCH система паљења. Што се тиче паљења смеше, за активирање BOSCH модула паљења коришћен је окидни модул развијен у ранијим истраживањима [2]. Извршена је измена софтвера ЛСУ са аспекта контроле паљења, слика 4.26.



Слика 4.26. Програм за контролу параметара убризгавања и паљења

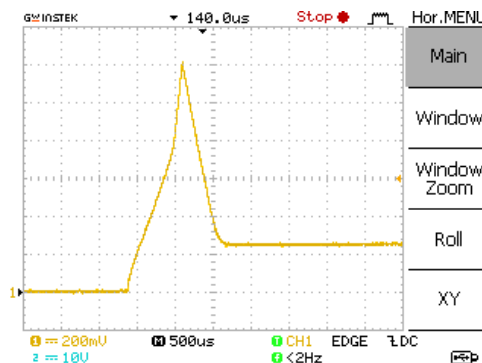
Наиме код старог софтвера за управљањем рада мотором за рад са BOSCH системом паљења, било је потребно дефинисати када да почне пуњење индукционог калема, и кад да се пусти пражњење, односно варница на свећици. Различно од тога, у новом софтверу са слике 4.26, угао паљења се задаје у односу на СМТ, негативна вредност се односи на углове пре СМТ. Такође дефинише се време пуњења индукционог калема (бобине). Адекватно време пуњења индукционог калема се креће између 7 ms и 10 ms, и ово је утврђено у ранијем истраживању [2].

Поменути окидни модул за паљење се током рада мултипроцесног мотора користио и за убризгавање. Међутим, за сврху овог истраживања, што се тиче убризгавања, овај модул није могао да се употреби. Како се убризгавање врши у преткомору, а не у усисни вод, знатно је краће време потребно за убризгавање. Самим тим, потребно је користити брз бризгач, који такође може радити са горивом са притисцима убризгавања и преко 100 bar. Из овог разлога одабран је раније приказан бризгач (слика 4.2) за бензинске моторе са директним убризгавањем. За управљање радом бризгача било је неопходно направити додатни окидни модул бризгача (слика 4.27), који омогућава отварање и затварање бризгача.



Слика 4.27. Окидни модул бризгача

Рад бризгача за мотор са директним убризгавањем је специфичан што је за његово брзо реаговање – отварање, неопходно обезбедити импулсно напајање струјом велике амплитуде, која затим опада на константну вредност и држи бризгач отвореним. Снимљена електрична карактеристика отварања бризгача, дата је на слици 4.28. Модул за убризгавање у тренутку добијања напонског сигнала из ЛСУ треба да обезбеди струјни сигнал, који одговара сигналу са слике 4.28, како би се бризгач довољно брзо отворио и остао отворен довољно дуго. Јачина електричне струје у тренутку импулса-пика износи око 6 А, док је струја држања око 1,2 А.



Слика 4.28. Експериментално добијен струјни сигнал активирања бризгача

Такође, пошто је за ово истраживање примењен бризгач који је доста бржи од бризгача који се користи за убризгавање у усисни вод, програм за контролу параметара убризгавања и паљења је унапређен да омогућава до три убризгавања у току циклуса. Избором броја и распореда убризгавања врши се управљање процесом сагоревања.

Како би се одредила зависност између убризгане количине горива, времена убризгавања и притиска убризгавања, неопходно је одредити карактеристику бризгача при раду са гасовитим горивом.

4.6 ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ БРИЗГАЧА

Како је раније речено, одабрани бризгач је наменски направљен за директно убризгавање бензина у цилиндар. Чињеница је да се горивом уноси потребна енергија за остваривање циклуса. Зато је потребно одредити карактеристику бризгача са гасовитим горивом, како би се одредило потребно време убризгавања за адекватну количину гасовитог горива, за остваривање радног циклуса. Највећи проблем убризгавања гасовитих горива је густина енергије гасовитог горива. Примера ради на запремини резервоара од 30 L, КПП под притиском од 200 bar, има масу од 3,7 kg, што даје око 168,35 MJ енергије, а бензин на истој запремини даје око 1016,4 MJ енергије. Тачно је да су отпори који се јављају приликом убризгавања бензина већи, међутим разлика између густина енергије је вишеструка.

У циљу испитивања бризгача са КПП, осмишљена је таква мерна инсталација, која има две функције. Прва функција мерне инсталације, јесте одређивање карактеристика бризгача, односно да се одреди који се протоци гасовитог горива, добијају за одређено време отворености бризгача. Друга функција мерне инсталације, је провера тачности комплетне мерне инсталације. Обзиром да су очекивани масени протоци горива, према величини експерименталног мотора, вишеструко (и до двадесет пута) мањи од максималне вредности, коју мери инструмент (SIEMENS), извршена је провера тачности комплетне мерне инсталације. Уколико се посматра разлика између топлотне моћи КПП (око $45,5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) и бензина (око $44,5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), потребни масени протоци кроз бризгач за оба горива су слични. Реализована мерна инсталација приказана је на слици 4.29.



Слика 4.29. Мерна инсталација за одређивање карактеристика бризгача

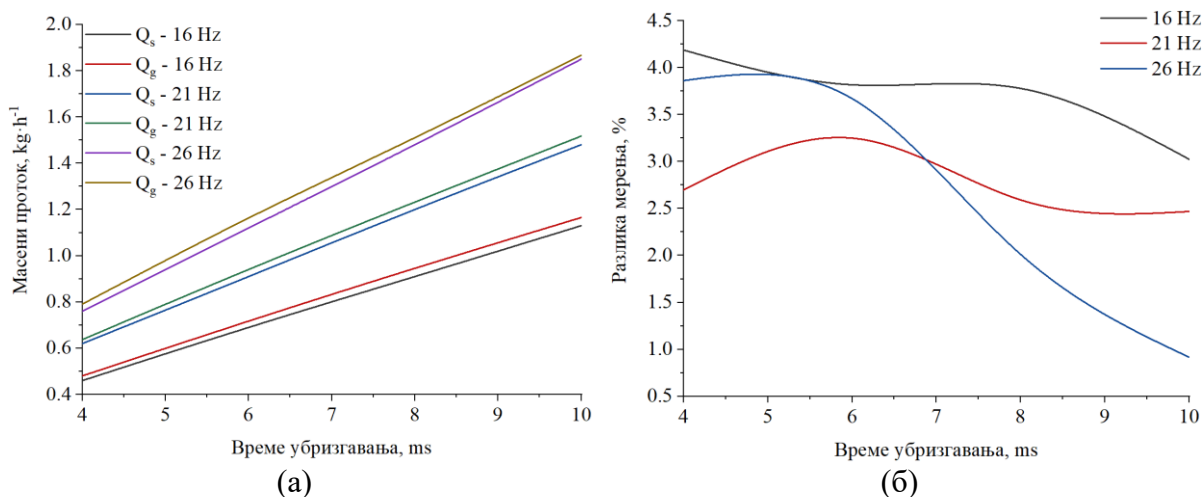
На слици 4.29 није приказан довод гаса до бризгача. Довод гаса остварен је као и за потребе напајања мотора, односно гас из боце преко редуктора, пролази кроз уређај за мерење протока и затим долази до преткоморе у којој је монтиран бризгач. На статив је постављен окидни модул бризгача из два стабилисана исправљача.

У инсталацији се налази и генератор функција. Улога генератора функција је била да симулира напонски сигнал из ЛСУ који се шаље на модул за убризгавање. Улога овог сигнала је активирање бризгача. Осим дужине сигнала, чиме се симулира дужина отворености бризгача, на генератору функција дефинише се и фреквенција сигнала, чиме се симулира одређени број обртаја мотора.

На стативу, осим модула за убризгавање, постављена је и преткомора, чији се излазни крај налази у стакленој посуди. Како би се извршила провера тачности мерења протока, потребан је други уређај који има исту функцију и проверену тачност. За ово је искоришћен уређај за прецизно мерење запреминског протока, који је везан за излазни део стаклене посуде, преко флексибилног црева.

Гасометар јесте прецизан, али за стационарне протоке [50]. Како бризгач даје импулсне протоке, стаклена посуда има функцију пригушнице. На овај начин, обезбеђује се истовремено читање протока са оба уређаја за мерење протока. Упоредивањем резултата, добија се разлика, читавања између ова два уређаја.

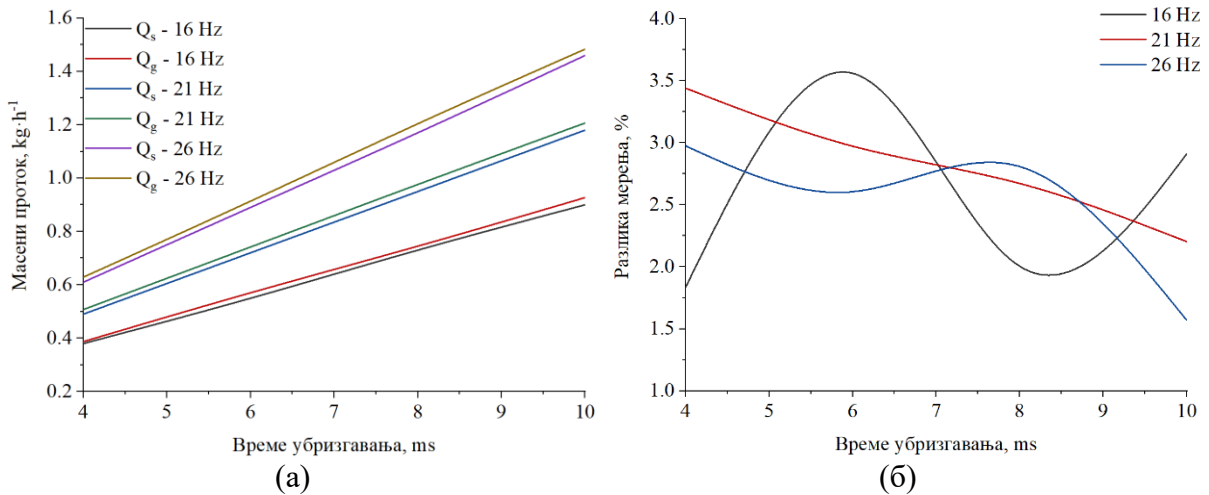
За одређивање карактеристика бризгача (бризга се једном у току циклуса-у току два обртаја), одабране су три фреквенције убризгавања, које одговарају бројевима обртаја мотора од $1920 \text{ min}^{-1}=16 \text{ Hz}$, $2520 \text{ min}^{-1}=21 \text{ Hz}$ и $3120 \text{ min}^{-1}=26 \text{ Hz}$. Убризгавање је вршено за четири времена убризгавања и четири притиска убризгавања. На сликама од 4.30 до 4.33, приказани су резултати на сваком од примењених притисака убризгавања, као и разлике у мерењима SIEMENS уређаја и гасометра.



Слика 4.30. Масени проток за притисак убризгавања од 100 bar (а) и разлика мерења (б)

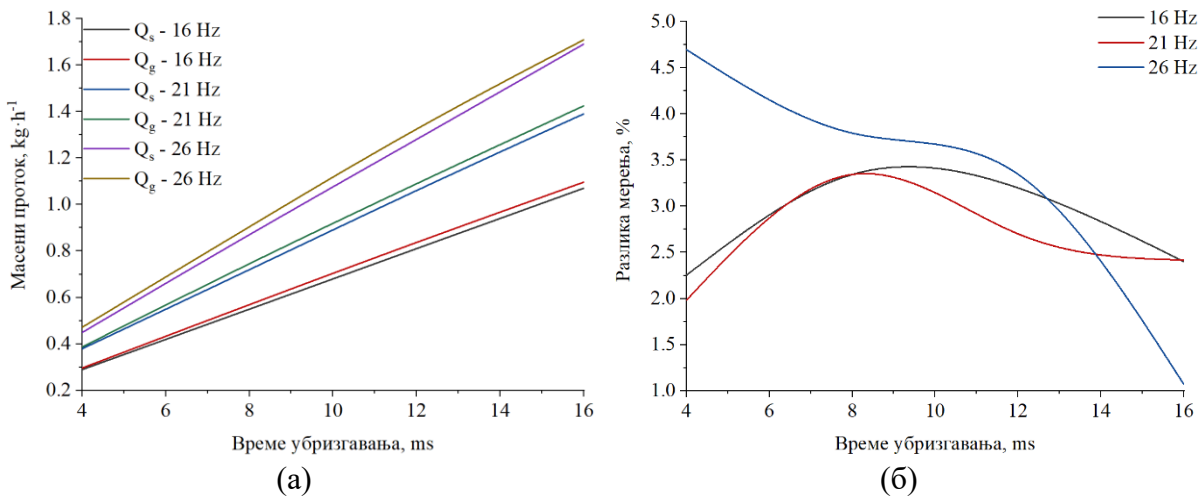
Може се приметити да се константно већи проток добија са гасометра, док разлике мерења су јако променљиве. Оно што треба напоменути јесте да током мерења протока на гасометру у већем степену утиче људски фактор, како се време за које прође одређена количина гаса мери штоперицом.

Реализација мерне инсталације

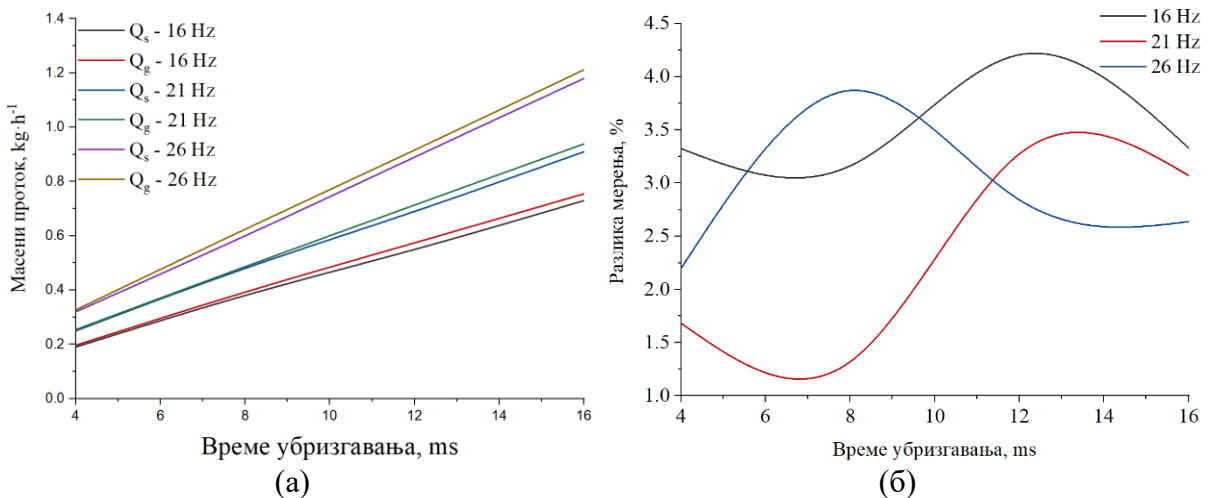


Слика 4.31. Масени проток за притисак убризгавања од 80 bar (а) и разлика мерења (б)

Са смањивањем притиска убризгавања, смањује се и проток па је за притиске од 60 bar и 40 bar, повећан је временски корак мерења на 4 ms, и мерење рађено до 16 ms.



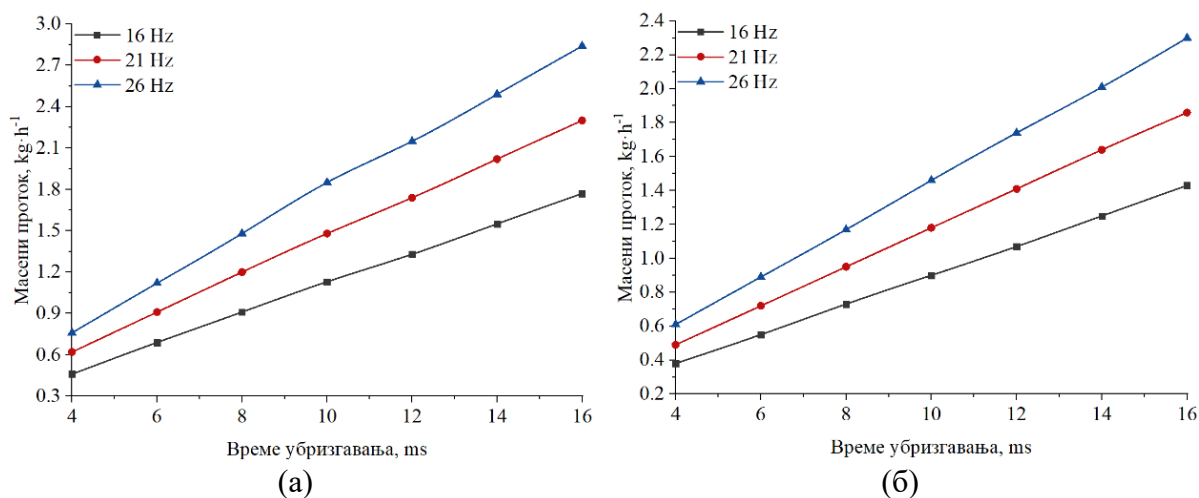
Слика 4.32. Масени проток за притисак убризгавања од 60 bar (а) и разлика мерења (б)



Слика 4.33 Масени проток за притисак убризгавања од 40 bar (а) и грешка мерења (б)

Како се може видети са дијаграма, са слика од 4.30 до 4.33, разлика мерења креће се у опсегу од 1% до 5%. Вредност величине грешке треба узети са резервом, због могућег утицаја људског фактора. Такође, оно што треба напоменути јесте да је уређај за мерење стационарног протока, у пар тачака је био ван мерног опсега. Разлика измереног масеног протока SIEMENS уређајем у односу на гасометар се смањује са повећањем учестаности отварања бризгача. То је последица веће стационарности протока.

Осим тачака на којима је извршено мерење масеног протока са применом оба уређаја за мерење протока, извршено је мерење на по још три тачке за сваку фреквенцију убризгавања и за сваки притисак. На овај начин добијене су карактеристике бризгача, у функцији времена са временским кораком од 2 ms, у границама од 4 ms до 16 ms, за различите притиске. Карактеристика бризгача у функцији времена за различите фреквенције убризгавања, дата је на сликама 4.34 и 4.35.



Слика 4.34. Карактеристика бризгача за притисак бризгања 100 bar (а) и 80 bar (б)

Са слике 4.34, види се да се масени проток кроз бризгач може описати линеарном функцијом, у зависности од времена убризгавања. Применом методе најмањих квадрата одређене су релације које описују масени проток гаса у функцији од времена, релације од (4.1) до (4.6):

$$\begin{aligned} 100 \text{ bar} - 16 \text{ Hz} \quad Q &= 0,1084 \cdot t + 0,0361, \\ &R^2 = 0,9998, \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} 100 \text{ bar} - 21 \text{ Hz} \quad Q &= 0,1393 \cdot t + 0,0743, \\ &R^2 = 0,9998, \end{aligned} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} 100 \text{ bar} - 26 \text{ Hz} \quad Q &= 0,1723 \cdot t + 0,0896, \\ &R^2 = 0,9994, \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} 80 \text{ bar} - 16 \text{ Hz} \quad Q &= 0,0873 \cdot t + 0,0282, \\ &R^2 = 0,9999, \end{aligned} \quad (4.4)$$

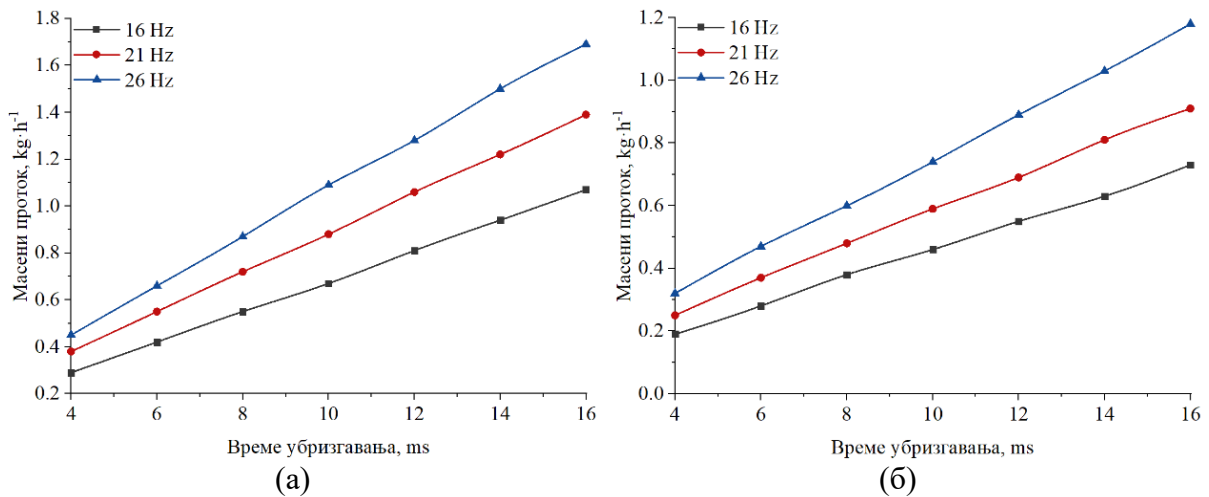
$$\begin{aligned} 80 \text{ bar} - 21 \text{ Hz} \quad Q &= 0,1145 \cdot t + 0,0339, \\ &R^2 = 1, \end{aligned} \quad (4.5)$$

80 bar – 26 Hz

$$Q = 0,1407 \cdot t + 0,0471, \quad R^2 = 0,9999, \quad (4.6)$$

где су:

- Q , $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ - масени проток,
- t , ms - време убризгавања,
- R - коефицијент корелације.



Слика 4.35. Карактеристика бризгача за притисак бризгања 60 bar (a) и 40 bar (b)

Као и у претходном случају, и за притиске од 60 bar и 40 bar, карактеристике бризгача у функцији времена се могу описати линеарном функцијом. Једначине које описују карактеристике бризгача са слике 4.35 су приказане релацијама од (4.7) до (4.12):

$$60 \text{ bar} - 16 \text{ Hz} \quad Q = 0,065 \cdot t + 0,0286, \quad R^2 = 0,9998, \quad (4.7)$$

$$60 \text{ bar} - 21 \text{ Hz} \quad Q = 0,0841 \cdot t + 0,0446, \quad R^2 = 0,9999, \quad (4.8)$$

$$60 \text{ bar} - 26 \text{ Hz} \quad Q = 0,1038 \cdot t + 0,0396, \quad R^2 = 0,9997, \quad (4.9)$$

$$40 \text{ bar} - 16 \text{ Hz} \quad Q = 0,0445 \cdot t + 0,0154, \quad R^2 = 0,9992, \quad (4.10)$$

$$40 \text{ bar} - 21 \text{ Hz} \quad Q = 0,0548 \cdot t + 0,0375, \quad R^2 = 0,9995, \quad (4.11)$$

$$40 \text{ bar} - 26 \text{ Hz} \quad Q = 0,0713 \cdot t + 0,0346, \quad R^2 = 0,9997. \quad (4.12)$$

Реализација мерне инсталације

Одређивање карактеристика брызгача, осим за оквирна сазнања која су то потребна времена убризгавања за одређене протоке, такође су била потребна и за добијање крајњег облика карактеристике брызгача која је интегрисана у софтвер за контролу рада мотора. Самим тим, софтвер је на основу протока ваздуха и жељеног коефицијента састава смеше могао да предлаже неопходно време убризгавања. Крајњи облик карактеристике брызгача дат је релацијом (4.13):

$$Q = 0,0000198 \cdot t \cdot p, \quad (4.13)$$

где је p притисак убризгавања у бар.

Треба напоменути, да је одређивање карактеристика брызгача рађено убризгавањем у посуду у којој је притисак био атмосферски. Током рада мотора, посебно уколико се убризгавање врши у току сабијања, постоји притисак који се супротставља убризгавању, те самим тим, експериментално одређене карактеристике дају само оквирне вредности, које током рада треба узети у обзир као почетне вредности за довођење мотора на стабилан режим.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ РАДА МОТОРА СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА

Реализација гасне инсталације створила је услове за истраживање процеса сагоревања мотора са гасовитим горивима. Једно од горива са којим је вршено испитивање је КППГ, а друго гориво је водоник о коме постоји доста предрасуда са аспекта безбедности и регуларног рада мотора. У наставку је дата опитна инсталација која се користила током експерименталног истраживања, као и поступак мерења.

5.1 ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА

Поступак мерења је дефинисан да се добије довољан број величина неопходних за израчунавање индикаторских и емисионих показатеља рада мотора са гасовитим горивима. Такође, један део величина које се мере служе као контролни параметри, који упозоравају када је потребно приступити некој акцији, како не би дошло до трајног оштећења или отказа виталних делова мотора. Пример ових величина су температура уља и температура цилиндарске главе. Уколико температура уља пређе $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ неопходно је укључити хлађење помоћу раније реализованог система за хлађење уља [2]. У случају температуре цилиндарске главе преко $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, укључује се систем хлађења са ваздухом под притиском, који је реализован за потребе ове докторске дисертације. Приликом ранијих истраживања утврђено је да потребан број испитивача током лабораторијског испитивања мотора је 3. Увођењем новог система за мерење потрошње горива, мерење је олакшано, па је довољан број испитивача два. Наравно, оба испитивача морају бити уиграна и искусна са радом на опитној инсталацији, како би мерење било успешно и квалитетно.

Раније употребљавани стабилисани исправљач који је давао напајање од $13,8\text{ V}$ и јачине електричне струје до 18 A , је сада замењен стабилисаним исправљачем који даје напајање напона од 12 V до 15 V и јачине електричне струје до 30 A (слика 5.1). Нови исправљач омогућио је већу резерву електричне струје за напајање компоненти опитне инсталације. Осим овог додат је и стабилисани исправљач који даје напајање од 24 V и јачине електричне струје до 10 A . Додавање другог исправљача било је неопходно за адекватно напајање бризгача.

Ради повећања сигурности стабилисани исправљач од 24 V и 10 A (слика 5.1), везан је као пуферско напајање, које у себи има две редно везане акумулаторске батерије. На овај начин, обезбеђује се напајање бризгача и у случају нестанка струје, и при том обезбеђује довољно времена за благовремено искључивање мотора.

Као и у случају претходних истраживања коришћен је уређај за стално напајање за виталне делове опитне инсталације, као што су: ЛСУ и систем за индицирање, како би постојала довољна резерва електричне енергије за безбедно искључивање мотора у случају нестанка напајања из градске мреже.

Величине које се мере у току експерименталног истраживања су:

- притисак у цилиндру (индицирање),
- број обртаја,

- ефективни обртни момент,
- потрошња горива,
- проток ваздуха,
- издувна емисија,
- температура.



Слика 5.1. Стабилисани исправљачи

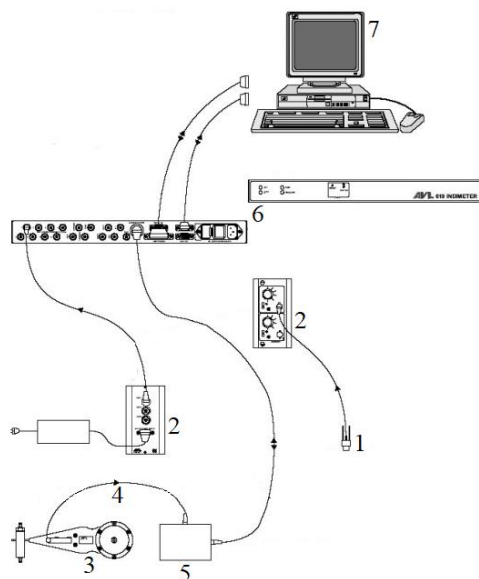
5.1.1 Мерење притиска у цилиндру (индицирање)

Како је тема докторске дисертације уско везана за сам процес сагоревања, један од најбитнијих параметара за његову анализу јесте притисак у цилиндру. Треба напоменути да се притисак мери у цилиндру, како је вршено и у ранијим истраживањима. Самим тим сви измерени и прорачунати параметри на основу измереног притиска показују шта се дешава у главном простору. Не постоји увид у оно шта се дешава у самој преткомори. Постојала је идеја да се искористи свећица са наставком за давач притиска, како би се имао увид о процесу који се одвија и у преткомори.

Међутим, постојеће свећице које су опремљене за овакав рад нису биле одговарајуће. Такође, свећице које су опремљене оваквим прикључком, заправо имају малу цевчицу на којој се налази навој за монтирање давача. Што значи, радно тело у цевчици може да уђе у резонанцу током рада или да пригуши дејство притиска из преткоморе и да се не добију валидни резултати. Међутим, индикаторске параметре одређује ток притиска у главном простору који се и мери. Мерни ланац индицирање приказан је на слици 5.2.

Мерни ланац за индицирање се састоји од аналогног дела који садржи пиезоелектрични давач притиска и појачавача за кондиционирање сигнала. Затим од дигиталног дела који се састоји од оптичког маркера угла коленастог вратила и положаја СМТ, оптичког преносника као и мултипликатора сигнала. Маркер угла коленастог вратила може да генерише следећи број импулса по једном обртају:

- 36 импулса по обртају,
- 60 импулса по обртају,
- 90 импулса по обртају,
- 180 импулса по обртају,
- 360 импулса по обртају,
- 720 импулса по обртају,
- 900 импулса по обртају,
- 1800 импулса по обртају.



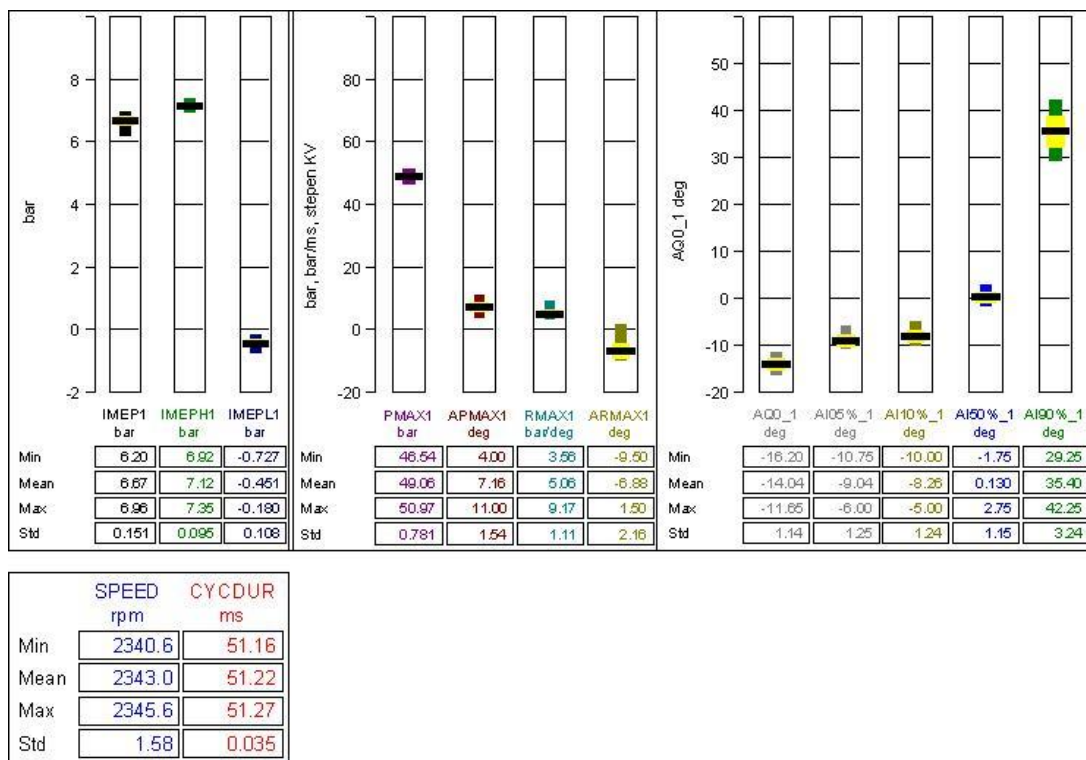
Слика 5.2. Мерни ланац за мерење притиска у цилиндру

1 – датчик притиска AVL QC32D, 2 – појачавач сигнала KISTLER 5007, 3 – маркер угла, 4 – оптички преносник, 5 – мултипликатор сигнала AVL 365CC, 6 – систем за аквизицију AVL Indimeter 619, 7 – рачунар са софтвером за аквизицију AVL IndiCom 1.2

Импулси, које ствара маркер угла коленастог вратила се користе као такт за аквизицију. У конкретном истраживању коришћено 360 импулса по обртају, што значи да систем за аквизицију бележи 720 дискретних вредности притиска у цилиндру за један радни циклус мотора. Анализа циклуса је вршена на осредњеном циклусу који је добијен осредњавањем 50 узастопних циклуса.

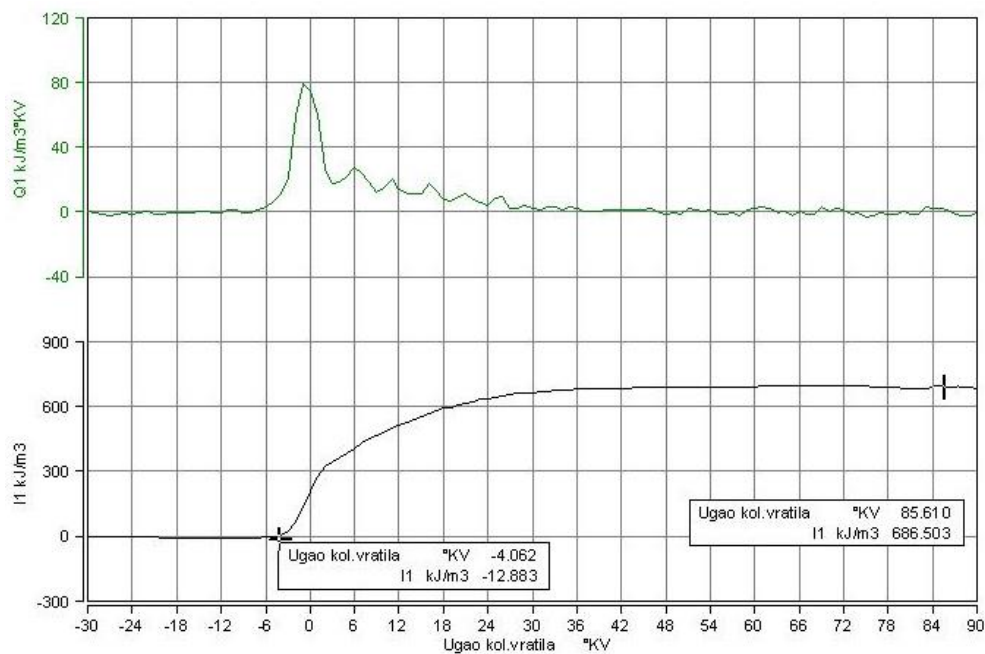
Осим аквизиције сигнала притиска у цилиндру у функцији угла коленастог вратила, софтвер који се користи за индицирање даје још информација о радном циклусу и процесу сагоревања. У статистичким подацима резултата, приказаних на слици 5.3, могу се прочитати следеће информације о радном циклусу:

- средњи индикаторски притисак IMEP1 у bar;
- средњи индикаторски притисак високопритисног дела IMEPH1 у bar;
- средњи индикаторски притисак нископритисног дела IMEPL1 у bar;
- максималну вредност притиска у цилиндру PMAX1 у bar;
- положај максималне вредности притиска у цилиндру APMAX1 у °КВ;
- максимална вредност степена пораста притиска RMAX1 у bar·°КВ⁻¹;
- угао до ког је сагорело 5 (AI05%_1), 10 (AI10%_1), 50 (AI50%_1) и 90% (AI90%_1) циклусне количине горива у °КВ;
- број обртаја мотора у току циклуса SPEED у min⁻¹;
- време трајања циклуса CYCDUR у ms;
- статистички приказ свих претходно наведених вредности за изабрани број циклуса током аквизиције у случају нормалне расподеле, односно даје информацији о минималној вредности, максималној вредности, средњој вредности као и о стандардном одступању.



Слика 5.3. Статистички подаци о радном циклусу

Такође, програм даје и приказ диференцијалног и интегралног закона сагоревања (приказано сликом 5.4).



Слика 5.4. Диференцијални и интегрални закон сагоревања

Пре самог мерења, неопходно је извршити калибрацију целокупног система за индицирање. Калибрација се врши помоћу калибрационог уређаја, а у склопу програма за аквизицију инсталираног на рачунару. Калибрациони фактор који је одређен приликом калибрације износи $9,97 \text{ bar} \cdot \text{V}^{-1}$.

Такође, потребно је одредити механичку грешку постављања маркера СМТ. Ово се ради тако што се покрене поступак одређивања термодинамичке СМТ у склопу програма за аквизицију. Како би овај поступак био могућ, у току одређивања термодинамичке СМТ не сме бити сагоревања у цилиндру, односно мери се само притисак који се добија без процеса сагоревања. Овим поступком, утврђена је механичка грешка постављања маркера СМТ и која износи $-1,1^{\circ}$ КВ. Утврђена грешка се аутоматски учитава у софтвер за аквизицију.

Број обртаја мотора мери се дигитално, помоћу истог система. Вредност која се користи јесте осредњена вредност за 50 узастопних циклуса, а која се очитава из статистичких података. Калибрација обртомера се не врши, само се врши провера маркера угла коленастог вратила. Провера маркера угла врши се помоћу програма за проверу синхронизације енкодера, а који је део главног програма за аквизицију података.

5.1.2 Мерење ефективног обртног момента

За одређивање ефективних параметра мотора, неопходно је оптеретити мотор у ширем радном опсегу. Како је раније поменуто, оптерећивање мотора, због хлађења, није пожељно вршити на нижим бројевима обртаја, тачније испод 1800 min^{-1} . За оптерећивање мотора користи се хидрауличка моторска кочница SCHENCK U1-16h, која је приказана на слици 5.5.



Слика 5.5. Хидрауличка моторска кочница

Моторска кочница са слике 5.5 у суштини представља хидрауличку спојницу која се састоји од турбинског и пумпног кола. Пумпно коло везано је за излазно вратило мотора, и самим тим има исту угаону брзину као и коленасто вратило мотора. Турбинско коло је блокирано и ослоњено на механичку вагу. Приликом окретања мотора и пумпног кола ствара се водени прстен између пумпног и турбинског кола. Како је турбинско коло блокирано и не може да се покрене, момент изазван кретањем воде између пумпног и

турбинског кола се преноси на турбинско коло па тиме и на механичку вагу. У склопу моторске кочнице налази се питоова цев прикључена на електрични актуатор. Убацавањем питооове цеви у радни простор кочнице, или извлачењем питооове цеви из радног простора кочнице, мења се количина воде, а самим тим и оптерећење мотора. Захваљујући електричном актуатору и преносном механизму, даљинским путем се веома лако и прецизно може дефинисати оптерећење мотора.

Калибрација кочнице врши се помоћу калибрационих тегова, који се постављају на тачно дефинисаном растојању, што се обезбеђује коришћењем оригиналних баждарних полука. Калибрација је вршена у опсегу до 3 kg, са додавањем масе од по 100 g. Како је максимално планирано оптерећење мотора $0,42 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$ што одговара 2,8 kg, овај опсег је сасвим адекватан.

5.1.3 Мерење потрошње горива

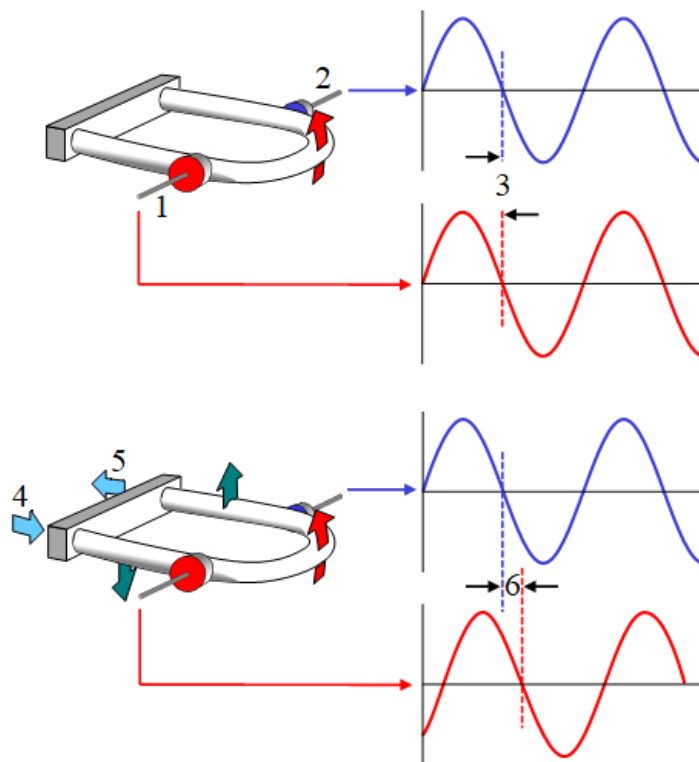
Мерење потрошње горива се у овом истраживању врши помоћу специјалног уређаја за мерење протока, који како је речено у претходном поглављу, ради на принципу кориолисовог убрзања. Овај уређај важи за један од најпрецизнијих уређаја, а своју примену нашао је у авио индустрији, аутомобилској индустрији и сл. Сва читавања врше се са показне јединице уређаја, приказане сликом 5.6.



Слика 5.6. Показна јединица уређаја

Уређај има једну мерну цев. Мерна цев на средини има побуђивач (осцилатор) који изазива униформне осцилације цеви. Уколико нема протока флуида кроз мерну цев, она осцилује униформно, у тачкама мерења убрзања. У тренутку када флуид почне да пролази кроз мерну цев, почиње „витоперење“ мерне цеви. Услед кориолисовог ефекта, делови цеви на улазу и излазу флуида из уређаја за мерење протока, осцилују у различитим смеровима истовремено, а уређај рачуна фазно кашњење (слика 5.7). Масени проток флуида је сразмеран фазном кашњењу сигнала. Осим масеног протока, уређај има могућност мерења температуре флуида, као и његове густине. Густину протока се одређује на основу фреквенције осциловања. Односно флуиди са мањом густином

изазваће веће фреквенције осциловања, и обрнуто. Током експерименталног рада са КПП прочитана је вредност густине од $99,04 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ (слика 5.6), на притиску од 100 bar. Увидом у литературу где се могу наћи карактеристике природног гаса за различите притиске и температуре, утврђено је да уређај коректно показује густину. Мерењем густине, уређај по потреби прерачунава и даје запремински проток флуида. У склопу истраживања ове докторске дисертације овај податак није био неопходан, па самим тим није бележен.



Слика 5.7. Принцип рада уређаја за мерење протока [51]

1 – давач убрзања на улазу, 2 – давач убрзања на излазу, 3 – нема фазног кашњења (флуид се не креће и брзина му је 0), 4 – улаз флуида, 5 – излаз флуида, 6 – фазно кашњење

Овај уређај не захтева калибрацију. Међутим, постоји одређен протокол укључивања уређаја. Пре почетка мерења и укључивања уређаја потребно је пустити флуид да протиче кроз уређај за мерење протока. Након што флуид испуни водове, укључује се показна јединица уређаја. Уколико нема протока флуида, показна јединица показиваће константну вредност. Када је ово утврђено, потребно је извршити нуловање показне јединице. Уређај има 5 режима рада, дефинисаних за различите типове импулсног протока. Такође, у склопу показне јединице дефинише се у ком смеру се мери проток.

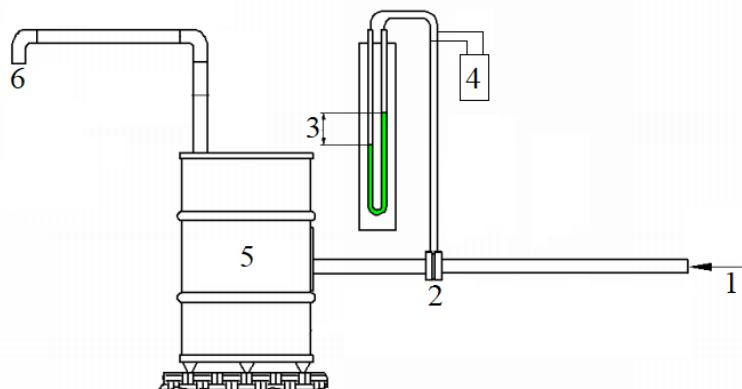
Уколико желимо да вршимо мерење протока неког другог флуида, неопходно је оставити уређај отвореним у року од неколико сати, како би се изветрили остаци претходног флуида, чији је проток мерен.

5.1.4 Мерење протока ваздуха

Мерење протока ваздуха представља битну величину, која омогућава израчунавање више фактора и то:

- степена пуњења мотора, η_v ,
- коефицијента састава смеше, λ .

Принцип мерења протока ваздуха, који се већ дужи низ година користи у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале, је мерење протока ваздуха помоћу заслона (бленде). Како би било могуће прецизно мерење помоћу заслона, услов је да проток буде стационаран. Код мотора СУС, струјање ваздуха је импулсно, а самим тим и изузетно нестационарно. Потребно је остварити пригушење, попут оног коришћеног током одређивања карактеристика брызгача. Односно, треба поставити велику запремину (слика 5.8) из које се мотор снабдева ваздухом.



Слика 5.8. Мерење протока ваздуха

1 – улаз ваздуха, 2 – заслон, 3 – очитан пад притиска, 4 – давач диференцијалног притиска, 5 – пригушни резервоар запремине 200 L, 6 – ваздух ка мотору

Пригушни резервоар запремине 200 L, има функцију да пригуши импулсни проток, изазван тактом усисавања мотора. Тачније, захваљујући великој запремини из које се мотор снабдева ваздухом током рада, као и високој учестаности овог процеса, добија се готово стационаран проток ваздуха на улазу у резервоар, што заправо представља и позицију заслона, односно мерно место. Пад притиска на заслону је мерен паралелно помоћу два мерила. Једно мерило је водени манометар (слика 5.9 (а)), а друго мерило је давач диференцијалног притиска (слика 5.9 (б)).



(а)



(б)

Слика 5.9. Мерила за мерење протока ваздуха, водени манометар (а), диференцијални давач притиска (б)

Пад притиска на воденом манометру читава уз помоћ металног лењира који одговара стандарду ГОСТ 427-75, и ово мерило заправо представља контролу, као и калибрациони уређај за диференцијални давач притиска. Диференцијални давач притиска је пре мерења подешен да ради у опсегу до $-7,5''$ до $7,5''$, односно до 381 mm воденог стуба. Калибрацијом је одређен калибрациони фактор који износи $38,66 \text{ mm} \cdot \text{V}^{-1}$.

Прорачун протока ваздуха

У склопу Лабораторије за моторе СУС постоје 5 заслона различитих пречника који се користе за мерење протока ваздуха, и то:

- 10 mm,
- 15 mm,
- 20 mm,
- 25 mm,
- 30 mm.

Карактеристике заслона су раније одређени за потребе истраживања мултипроцесног рада мотора [2], самим тим ово није одрађено поново већ је преузето из постојећег истраживања. Карактеристике заслона за различите пречнике дати су следећим релацијама:

$$K_{b10} = 13,426 - 0,0007 \cdot \Delta p_b, \quad (5.1)$$

$$K_{b15} = 30,602 - 0,0039 \cdot \Delta p_b, \quad (5.2)$$

$$K_{b20} = 53,840 - 0,0068 \cdot \Delta p_b, \quad (5.3)$$

$$K_{b25} = 84,229 - 0,09 \cdot \Delta p_b, \quad (5.4)$$

$$K_{b30} = 128,83 - 0,0262 \cdot \Delta p_b, \quad (5.5)$$

где је Δp_b пад притиска воденог стуба у mm.

Зависно од примењеног заслона, запремински и масени протоци ваздуха се добијају применом релација (5.6) и (5.7):

$$Q_v = K_b \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_b}{\rho_v}}, \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (5.6)$$

$$Q_m = K_b \cdot \sqrt{\rho_v \cdot \Delta p_b}, \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (5.7)$$

где је ρ_v густина ваздуха испред заслона која се рачуна применом релације (5.8):

$$\rho_v = \rho_0 \cdot \frac{p_b}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_b}, \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \quad (5.8)$$

где су:

- $\rho_0 = 1,225 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ – густина ваздуха за стандардне услове,
- p_b , mbar – апсолутни притисак ваздуха испред заслона,
- $p_0 = 1013,25 \text{ mbar}$ – атмосферски притисак за стандардне услове,
- $T_0 = 293,15 \text{ K}$ – температура околине за стандардне услове,
- T_b , K – апсолутна температура ваздуха испред заслона.

5.1.5 Мерење температура

Температуре које су мерене приликом експерименталног истраживања су следеће:

- температура издувних гасова,
- температура цилиндарске главе,
- температура уља у картеру мотора,
- температура ваздуха испред бленде,
- температура ваздуха у усисном воду.

Међу наведеним температурама, температура цилиндарске главе и температура уља у картеру представљају параметре који контролишу да не дође до прегревања мотора. Температура цилиндарске главе би требало да се креће у опсегу од 80 °C до 200 °C, а температура уља у картеру од 60 °C до 110 °C. Температуре веће од максималних, захтевају корективне мере, односно укључивање присилног хлађења поменутих компоненти. Температура ваздуха испред заслона представља битан параметар за прерачунавање протока ваздуха, а самим тим и коефицијента састава смеше.

За мерење температура коришћени су термопарови Ni-CrNi. За читавање вредности температура током сваког мерног циклуса коришћен је мерни уређај НВМ UPM 60, приказан на слици 5.10.



Слика 5.10. Мерни уређај НВМ UPM 60

5.1.6 Мерење издувне емисије

За сваки од режима на ком је вршено испитивање радног циклуса мотора са гасовитим горивима, мерена је концентрација следећих компоненти:

- CO_2 – угљен-диоксид,
- CO – угљен-моноксид,
- HC – несагорели угљоводоници,
- NO_x – азотови оксиди.

Како мотор није радио као дизел, већ као ото варијанта, димност није мерена. Вод сонде за узроковање који је раније ишао на уређај за мерење димности, је затворен.

За мерење концентрације продуката сагоревања, коришћен је уређај AVL DiCom 4000 (слика 5.11), који је намењен за контролу издувне емисије на линијама техничког прегледа. Уређај има три могућа режима, односно могућност бирања за три горива за која може да мери издувну емисију и то:

- бензин,
- ТНГ,
- КПП.

Што је било јако погодно, пошто је једно од коришћених горива управо био КПП, зависно од изабраног горива, уређај рачуна и приказује коефицијент састава смеше, λ . Нажалост, како уређај нема у себи могућност избора водоника као гориво, за рад са овим горивом, уређај је остављен на моду за мерење емисије гасова рада мотора са бензином.



Слика 5.11. Уређај за мерење емисије AVL DiCom 4000

Непосредно пре испитивања извршена је калибрација уређаја. Уређај се калибрише применом калибрационе смеше гасова која има следећи састав:

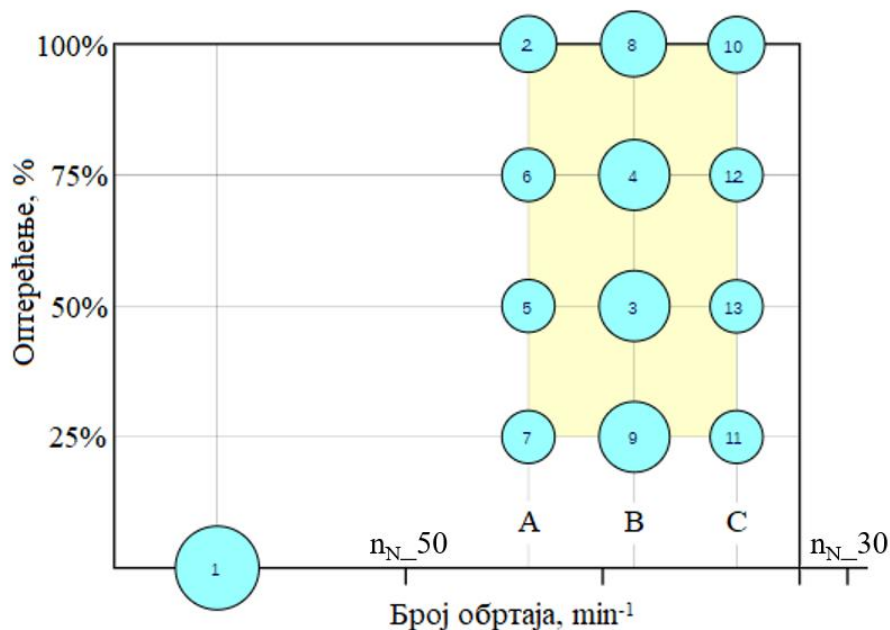
- $CO_2 = 10\%$,
- $CO = 1,91\%$,
- $C_4H_{10} = 1910$ ppm,
- N_2 – остатак.

5.2 ПЛАН ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ИСТРАЖИВАЊА

Узимајући у обзир ограничене количине водоника, почетни кораци су били уходавање мерне инсталације и рада мотора са КПП, чија је набавка знатно лакша и доступнија.

Ранија испитивања експерименталног мотора, у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале вршена су према ESC тесту (енгл. European Stationary Cycle – европски

стационарни циклус), слика 5.12. Како би и резултати ових испитивања били поредиви са ранијима задржан је исти тест и за испитивања рада експерименталног мотора са КПП.



Слика 5.12. Европски стационарни циклус ESC тест [52]

Према ESC тесту, испитивање се врши на три броја обртаја и четири оптерећења, где је са бројем 1 означен број обртаја на ком се испитивање врши без оптерећења и што у ствари представља празан ход мотора – лер. За прорачун броја обртаја А, В и С, неопходно је познавати следеће податке о мотору [2].

- $n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$ – број обртаја мотора при номиналној снази,
- $n_{N_{30}}, \text{ min}^{-1}$ – број обртаја на коме снага падне за 30% у односу на номиналну вредност,
- $n_{N_{50}}, \text{ min}^{-1}$ – број обртаја при паду снаге за 50% у односу на номиналну вредност,
- $P_N = 6 \text{ kW}$ – номинална снага мотора.

Високи број обртаја, је одређен падом снаге за 30% у односу на декларисану номиналну снагу, релација (5.9):

$$n_{N_{30}} = 3050 \text{ min}^{-1}, P_e = 0,7 \cdot P_N = 4,2 \text{ kW}. \quad (5.9)$$

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, релација (5.10):

$$n_{N_{50}} = 1600 \text{ min}^{-1}, P_e = 0,5 \cdot P_N = 3 \text{ kW}. \quad (5.10)$$

Како се може видети са слике 5.12, мерење се врши за три различита броја обртаја, и сваки од њих се испитује за четири различита вредности оптерећења. Што се тиче оптерећења, мерење је потребно извршити при следећим вредностима оптерећења:

Експериментално истраживање рада мотора са гасовитим горивима

- $w_e = 0,14 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$, што представља 25% оптерећења од укупног,
- $w_e = 0,28 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$, што представља 50% оптерећења од укупног,
- $w_e = 0,42 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$, што представља 75% оптерећења од укупног,
- $w_e = 0,56 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$, што представља 100% оптерећења од укупног.

Бројеви у кружићима означавају редослед режима, при испитивању у складу са ESC тестом. Бројеви обртаја за тачке А, В и С се добијају на основу следећих релација:

$$A = n_{N_{30}} + 0,25 \cdot (n_{N_{50}} - n_{N_{30}}). \quad (5.11)$$

Када се замене вредности за бројеве обртаја у релацији (5.11) добија се:

$$A = 3050 + 0,25 \cdot (1600 - 3050) = 1962 \text{ min}^{-1},$$

$$B = n_{N_{30}} + 0,50 \cdot (n_{N_{50}} - n_{N_{30}}), \quad (5.12)$$

Заменом вредности за бројеве обртаја у релацији (5.12) добија се:

$$B = 3050 + 0,50 \cdot (1600 - 3050) = 2325 \text{ min}^{-1},$$

$$C = n_{N_{30}} + 0,75 \cdot (n_{N_{50}} - n_{N_{30}}). \quad (5.13)$$

Заменом вредности за бројеве обртаја у релацији (5.13) добија се:

$$C = 3050 + 0,75 \cdot (1600 - 3050) = 2687 \text{ min}^{-1}.$$

6 РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА И ДИСКУСИЈА

Применом раније описане експерименталне инсталације добијени су резултати, којима ће бити доказане полазне хипотезе ове докторске дисертације. Такође, ће бити извршена идентификација параметара процеса сагоревања при различитим регулационим параметрима мотора.

6.1 ОДРЂИВАЊЕ ЕКСПОНЕНТА ПОЛИТРОПЕ ШИРЕЊА И ДИФЕРЕНЦИЈАЛНОГ ЗАКОНА САГОРЕВАЊА

За анализу радног циклуса и процеса сагоревања, посматраће се притисак у главном простору и диференцијални закон сагоревања који заправо представља брзину ослобађања топлоте у функцији угла коленастог вратила. За одређивање диференцијалног закона сагоревања, потребно је познавање експонента политропе ширења, који се може одредити из релације (6.1) [53]:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n, \quad (6.1)$$

где су:

- p_1 , bar – почетни притисак,
- p_2 , bar – крајњи притисак,
- V_1 , dm³ – почетна запремина,
- V_2 , dm³ – крајња запремина,
- n – средња вредност експонента политропе ширења.

Из релације (6.1), следи да је експонент политропе ширења:

$$n = \frac{\log\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{\log\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}. \quad (6.2)$$

Диференцијални закон сагоревања се одређује применом релације (6.3) [54]:

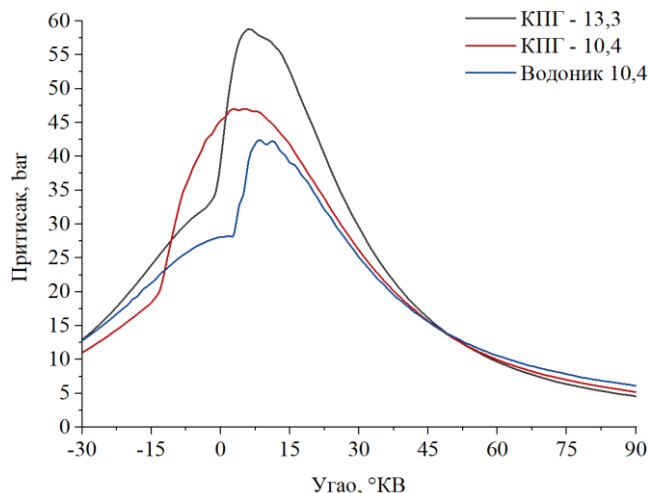
$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{K}{n-1} \cdot (n \cdot p_i \cdot (V_{i+1} - V_{i-1}) + V_i \cdot (p_{i+1} - p_{i-1})), \quad (6.3)$$

где су:

- $\frac{dQ}{d\alpha}$, kJ·m⁻³·°KB⁻¹ – брзина ослобађања топлоте,
- α , °KB – угао коленастог вратила,
- K - коефицијент чија је вредност једнака 100 за услове да је јединица запремине dm³, а јединица притиска bar,

- p_i , bar – тренутна вредност притиска,
- $V_{i+1} - V_{i-1}$, dm^3 – промена запремине,
- V_i , dm^3 – тренутна вредност запремине,
- $p_{i+1} - p_{i-1}$, bar – промена притиска.

Средња вредност експонента политропе ширења може се одредити на основу експериментално добијених вредности притисака. На слици 6.1, приказана је промена притиска у главном простору током процеса сагоревања при разним степенима компресије и за различита горива, у функцији угла коленастог вратила.



Слика 6.1. Ток притиска у току сагоревања

Мерења су вршена на истом радном режиму (број обртаја је 1962 min^{-1} , а оптерећење је $0,28 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$). Како су у питању режими за различите степене компресије и/или горива, разликују се регулациони параметри. Регулациони параметри приказани су у табели 6.1.

Табела 6.1. Регулациони параметри за режиме са слике 6.1

Назив гаса и степен компресије	Угао претпаљења	Почетак првог убризгавања	Почетак другог убризгавања
КПГ – 13,3	9° КВ	344° КВ пре СМТ	-
КПГ – 10,4	22° КВ	344° КВ после СМТ	-
Водоник – 10,4	2° КВ	200° КВ пре СМТ	30° КВ пре СМТ

На основу релације (6.4) [55] која описује везу између максималног притиска током сагоревања и притиска на крају посматраног период сагоревања, може се закључити да је већи притисак на крају посматраног периода сагоревања, изазван мањим експонентом политропе ширења. Што значи да је највећи експонент политропе ширења очекиван за КПГ са степеном компресије 13,3, а најмањи за водоник,

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^n, \quad (6.4)$$

где су:

- ρ – степен претходног ширења,
- p_4 – максимални притисак у току сагоревања,
- p_5 – притисак на крају посматраног периода сагоревања.

Применом релације (6.2), добијене су следеће средње вредности експонента политропе ширења:

- за КПП са степеном компресије 13,3, $n = 1,34$,
- за КПП са степеном компресије 10,4, $n = 1,26$,
- за водоник са степеном компресије 10,4, $n = 1,11$.

Разлике у средњим вредностима експонената политропе су изазване различитим температуриним условима у радном простору мотора (средње температуре преткоморе, клипа и цилиндра).

6.2 ИСТРАЖИВАЊЕ РАДНОГ ЦИКЛУСА И ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СА КОМПРИМОВАНИМ ПРИРОДНИМ ГАСОМ

Експериментална истраживања планирана су према ESC тесту за 13 режима. За прву серију тестова на експерименталном мотору са фабричким клипом извршена је уградња преткоморе. Самим тим степен компресије мотора је са вредности 17,5 смањен на 13,3. Као гориво је прво коришћен КПП. У другом поглављу приказано је да је КПП гориво које је пронашло комерцијалну примену на возилима. За потребе ове докторске дисертације реализована је гасна инсталација, где је суштинска разлика између реализоване инсталације и постојећих система, начин убризгавања горива (код постојећих система убризгавање се врши у усисни вод, а код реализоване инсталације у преткомору). Убризгавањем у преткомору, омогућава реализацију слојевитог пуњења цилиндра, где је смеша горива и ваздуха у запремини преткоморе увек богата, а у запремини главног простора увек сиромашна.

Гасни мотори раде са страним паљењем и имају квантитативну регулацију оптерећења. Из тог разлога одлучено је да се мотор покрене са затвореним пригушним лептиром у усисном воду. Након стартовања мотора са затвореним пригушним лептиром, постепено је отворан лептир, без повећања циклусне количине горива, на режиму празног хода. Показало се да мотор не реагује на отварање пригушног лептира, односно не долази до битног пораста броја обртаја.

Први закључак је да преткомора омогућава регуларан рад мотора на празном ходу без пригушења у усисном воду. Треба напоменути да је мотор регуларно радио и са затвореним пригушним лептиром. Међутим, уклањањем пригушења у усисном воду, смањују се пумпни губици, који су иначе најзаступљенији на ниским оптерећењима. Након отварања усисног лептира преко 30%, пумпни губици су битно смањени.

Током рада мотора на празном ходу, тестирани су различити начини убризгавања, са циљем задржавања истог радног режима. Показало се да, уколико се примени убризгавање при крају такта сабијања са варницом која наступа одмах након почетка убризгавања (угао претпаљења 11° КВ), долази до нестабилног рада, изостанка паљења,

а веома брзо и до заустављања мотора. Разлог је сувише богата смеша у преткомори, која излази из граница упaljивости КППГ, које за овај гас износе од 5% до 15% запремински у ваздуху [56], на нормалним условима. Уколико, концентрација КППГ у смеси са ваздухом изађе из ових граница, паљење варницом није могуће.

У даљем истраживању, тестирано је убризгавање током такта сабијања, одмах након затварања усисног вентила, што одговара 140° КВ пре СМТ, а угао претпаљења задржан на 11° КВ, као и у претходном случају. У случају убризгавања на почетку компресије (раније убризгавање), мотор је без оптерећења коректно функционисао до приближно 2000 min^{-1} . Раније убризгавање омогућава да један део горива изађе у главни простор, док се током компресије преткомора пуни ваздухом. Тиме се постиже да се смеша у преткомори налази у границама упaljивости. Како је број обртаја регулисан само мењањем циклусне количине горива, постигнуто је квалитативно регулисање, карактеристично за дизел моторе.

Како би се повећала снага мотора, неопходно је дозирање веће количине горива. Примера ради, када је број обртаја мотора 2000 min^{-1} , трајање једног радног циклуса износи 66 ms. То значи, да од тренутка затварања усисног вентила до СМТ на овом броју обртаја прође 13 ms. Уколико убризгавање траје 13 ms, убризгавање горива дешаваће се и након варнице. Са продужењем времена убризгавања, убризгавање горива дешаваће се и током такта ширења.

Убризгавање током компресије карактерише повећање против притиска који утиче на смањење циклусне количине горива (притисак нападања бризгача је константан).

Осим свега наведеног, још један аспект који треба имати у виду јесте капацитет бризгача. Коришћен је бризгач за бензинске моторе са директним убризгавањем. Због физичке густине КППГ која је, на притиску од 100 bar, око 7,7 пута мања од густине бензина, коришћени бризгач за исто време отворености може да убризга око 7,7 пута мању масу КППГ него бензина. На основу топлотних моћи ова два горива, закључак је да бризгач за исто време убризгавања обезбеђује енергију око 7,5 пута мању за случај КППГ, у односу на бензин.

Самим тим како би се убризгала адекватна количина горива за достизање већег броја обртаја при већем оптерећењу мотора, тренутак почетка убризгавања мора да се дефинише раније, тако да почне током усисавања.

Како би се постигли повољни услови за убризгавање, потребно је да убризгавање почне током усисавања, одмах након затварања издувног вентила, а што одговара 344° КВ пре СМТ. На овај начин обезбеђује се убризгавање током нископритисног дела циклуса, а уклања се могућност директног изласка горива кроз издувни вод, и тиме спречава повећање концентрације несгорелих угљоводоника у издувним гасовима. Такође, током првог стартовања мотора, запажено је изузетно брзо сагоревање, односно да се са углом претпаљења већим од 12° КВ, максимална вредност притиска постиже у околини СМТ, што резултира бруталним радом мотора, па су даља испитивања вршена са углом претпаљења до 11° КВ.

6.1.1. Одређивање коефицијента састава смеше

Претпоставља се да раслојавање смеше утиче на сагоревање и индикаторске показатеље рада мотора. Идеја примене преткоморе је раслојавање смеше, на зону јако богате смеше

у преткомори и зону јако сиромашне смеше у главном простору. Ваздух током усисавања улази у цилиндара и током компресије у преткомору. Гасно гориво се бризга у преткомору и, зависно од услова, делом излази у цилиндар. На различитим режимима постоје различити односи горива и ваздуха у цилиндру-главном простору и преткомори зато је креиран математички модел за прорачун коефицијената састава смеше у преткомори и главном простору, базиран на једначинама гасног стања. Једначине стања за преткомору и главни простор дате су релацијама (6.5) и (6.6):

$$p_p \cdot V_p = m_p \cdot R_p \cdot T_p, \quad (6.5)$$

$$p_{gp} \cdot V_{gp} = m_{gp} \cdot R_{gp} \cdot T_{gp}, \quad (6.6)$$

где су:

- p , Pa – притисак,
- V , m³ – запремина,
- m , kg – маса радног тела,
- R , J·kg⁻¹·K⁻¹ - гасна константа радног тела,
- T , K - температура.

Индекс „ p “ представља преткомору, а индекс „ gp “ преставља главни простор. Прорачун се врши за два тренутка радног циклус и то:

- Први тренутак прорачуна је тренутак након затварања усисног вентила или након завршеног убризгавања (као прорачунски, узима се оно што се касније деси).
- Други тренутак прорачуна је тренутак појаве варнице на свећици.

У прорачунским тренуцима неопходно је посматрати преткомору и главни простор као две одвојене запремине са различитим саставом радног тела. За прорачун засебних коефицијената састава смеше уведене су следеће претпоставке:

- Радно тело у преткомори и радно тело у главном простору су идеални гасови.
- У првом тренутку прорачуна, у преткомори се налази само убризгани гас, који је током убризгавања експандирао и истиснуо заостале продукте сагоревања, као и да је један део гаса изашао у главни простор.
- Сматра се да је количина заосталих продуката сагоревања у главном простору занемарљива, и да се у првом прорачунском тренутку у главном простору налази само смеша усисаног ваздуха и гаса који је изашао из преткоморе у главни простор.
- Сматра се да су у прорачунским тренуцима притисци и температуре у преткомори и главном простору једнаки.
- У другом прорачунском тренутку, један део смеше из главног простора је ушао у преткомору, где се формирала нова смеша гаса који је био у преткомори и смеше која је ушла током сабијања.

Увођењем наведених претпоставки, добија се једначина за масу гаса у преткомори релација (6.7) након завршеног убризгавања или затварања усисног вентила:

$$m_p = \frac{R_p \cdot V_p \cdot m_g + R_v \cdot V_p \cdot m_v}{R_p \cdot V_{gp} + R_p \cdot V_p}, \quad (6.7)$$

где су:

- m_g , kg - циклусна количина горива (гаса),
- R_v , J·kg⁻¹·K⁻¹ - гасна константа ваздуха,
- m_v , kg - циклусна количина ваздуха.

Према једначини (6.7) рачуна се маса гаса у преткомори, док се експериментално мери циклусна количина горива. На основу те две вредности рачуна се маса гаса која је изашла у главни простор, m_{gsp} , релација (6.8). Тај гас се у главном простору меша са циклусном количином ваздуха, која је експериментално одређена,

$$m_{gsp} = m_g - m_p. \quad (6.8)$$

На бази овог податка одређује се процентуална масена количина гаса у смеши у главном простору, $m_{gsp}(\%)$, релација (6.9):

$$m_{gsp}(\%) = \frac{m_{gsp}}{m_{gsp} + m_v} \cdot 100. \quad (6.9)$$

Како би се одредила количина смеше која улази у преткомору током сабијања неопходно је одредити гасну константу смеше, R_m , која се налази у главном простору, релација (6.10):

$$R_m = \frac{R_g \cdot (m_g - m_p) + R_v \cdot m_v}{m_g - m_p + m_v}, \quad (6.10)$$

где је R_g гасна константа гаса који се користи као гориво. Применом уведених претпоставки и једначина стања, релације (6.5) и (6.6), одређује се маса смеше горива и ваздуха која ће ући у преткомору током такта сабијања, m_s , релација (6.11), до тренутка паљења:

$$m_s = \frac{R_m \cdot V_p \cdot (m_v + m_{gsp}) + R_g \cdot V_{gp} \cdot m_p}{R_m \cdot V_p + R_m \cdot V_{gp}}. \quad (6.11)$$

Релацијом (6.9) одређује се процентуални удео гаса у смеши у главном простору. Количина гаса која се враћа у преткомору, m_{gs} , одређује се релацијом (6.12):

$$m_{gs} = \frac{m_{gsp}(\%)}{100} \cdot m_s. \quad (6.12)$$

Знајући до сада рачунате величине, могу се одредити коефицијенти састава смеше и то:

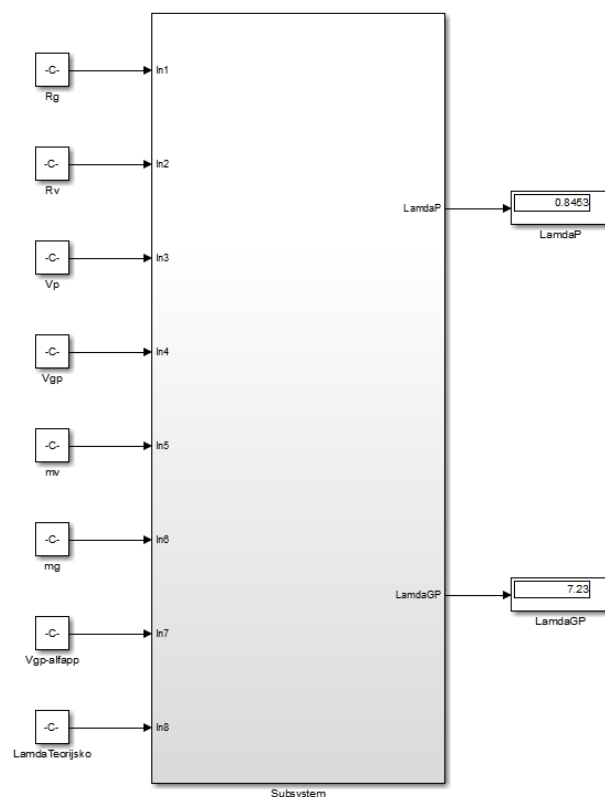
- Глобални коефицијент састава смеше – релација (6.13) [55];
- Коефицијент састава смеше у главном простору – релација (6.14);
- Коефицијент састава смеше у преткомори – релација (6.16);

$$\lambda = \frac{m_v}{L_0 \cdot m_g}, \quad (6.13)$$

$$\lambda_{gp} = \frac{m_v - (m_s - m_{gs})}{L_0 \cdot (m_{ggp} - m_{gs})}, \quad (6.14)$$

$$\lambda_p = \frac{m_s - m_{gs}}{L_0 \cdot (m_p + m_{gs})}. \quad (6.15)$$

Математички модел приказан кроз претходне релације упрограмиран је у софтверском пакету Matlab (Simulink). Улазне и излазне вредности приказане су на слици 6.2.



Слика 6.2. Улазне и излазне вредности програма који је развијен у Matlab (Simulink)

6.1.2 Истраживање радног циклуса и процеса сагоревања при степену компресије 13,3

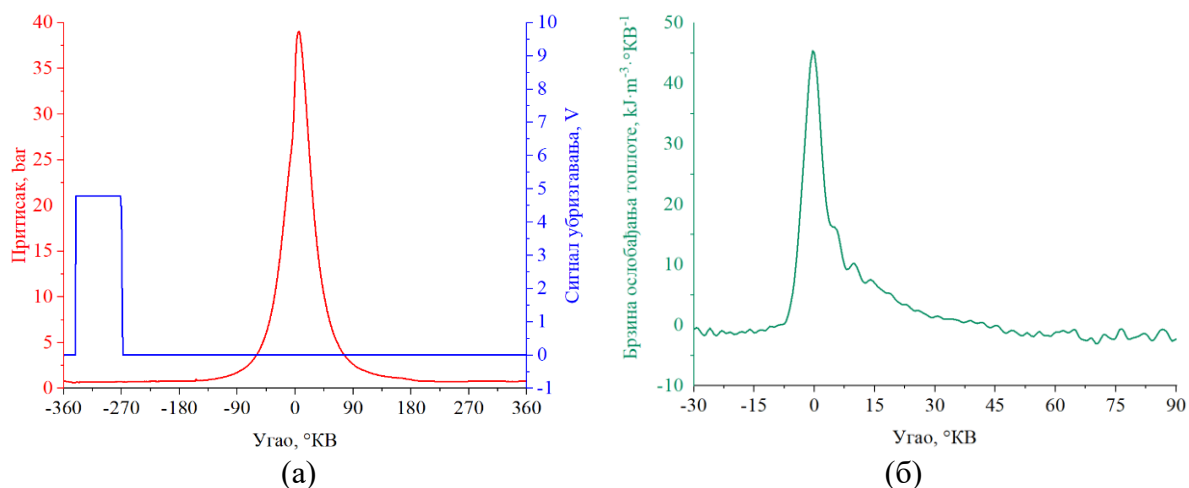
Са полазним параметрима убризгавања (344° КВ пре СМТ), започето је са испитивањем рада мотора са КПГ. Прва испитивања мотора са КПГ вршена су по ESC тесту. Реализована су 6 мерења са степену компресије 13,3, а која одговарају модovima ESC теста. Применом математичког модела, прорачунате су вредности: глобалног коефицијента састава смеше, коефицијента састава смеше у главном простору и коефицијента састава смеше у преткомори, приказано табелом 6.2.

На свим режимима, остварен је рад мотора са глобално сиромашном смешом. Прорачунске вредности коефицијента састава смеше у главном простору и преткомори доказују тврдњу о раслојавању смеше. Притисак у главном простору и диференцијални

закон сагоревања за 6 реализованих режима, приказани су на сликама од 6.3 до 6.8, а подаци о оствареним резултатима дати су табелама од 6.3 до 6.8.

Табела 6.2. Коefицијенти састава смеше

Редни број мода	Глобални коefицијент састава смеше	Коefицијент састава смеше у главном простору	Коefицијент састава смеше у преткомори
1	4,37	11,27	1,09
2	1,86	2,42	0,80
3	-	-	-
4	-	-	-
5	2,79	4,63	0,97
6	2,24	3,23	0,91
7	3,35	6,24	1,04
8	-	-	-
9	3,06	5,47	1,04
10	-	-	-
11	-	-	-
12	-	-	-
13	-	-	-



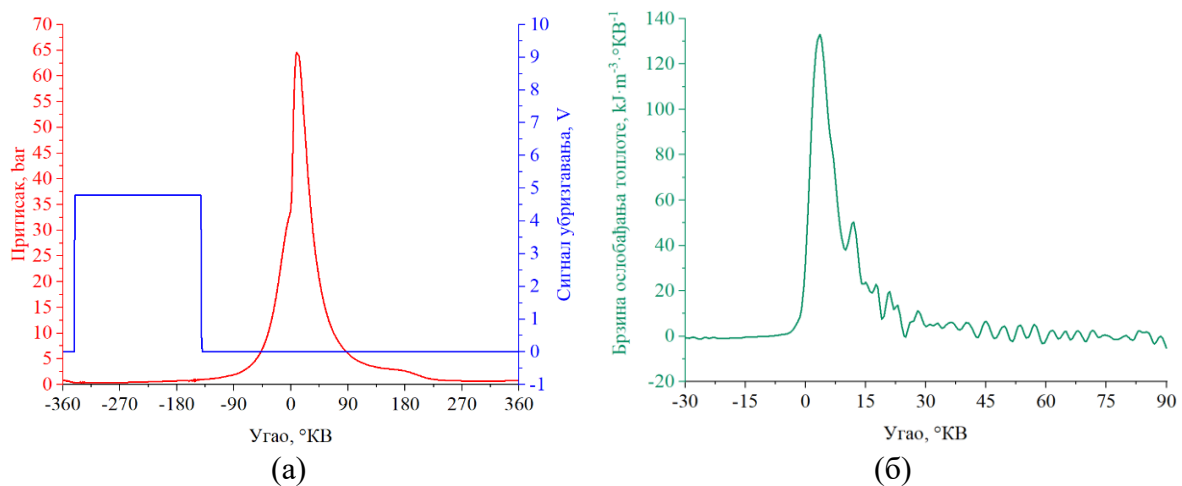
Слика 6.3. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 1 по ESC тесту

Табела 6.3. Резултати за мод 1 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1008
Средњи индикаторски притисак, bar	2,36
Индикаторски степен корисности, -	0,23
Максимална вредност притиска, bar	39,25
Положај максималне вредности притиска, °КВ	4,94
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	2,46
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	1,23
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	2,15
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	15
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	36,76

На основу индикаторског степена корисности, који у случају режима – мод 1 по ЕСЦ тесту (слика 6.3) износи 23%, утврђено је да ће преткомора омогућити смањење пумпних губитака, што ће резултирати повећањем степена корисности мотора. Индикаторски степен корисности приликом мултипроцесног рада мотора са бензином износио је 19% [2], што значи да је постигнуто повећање од 4%. Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива се налази на 15° КВ после СМТ. Добијена вредност релативно близу СМТ, што значи да сагоревање није развучено. Дефинисани угао претпаљења, на овом режиму износи 11° КВ, а положај максималног притиска 4,94° КВ после СМТ. Ово је први знак брзог сагоревања, што на режимима са већим оптерећењем може довести до бруталног рада мотора. Како би се овакве појаве избегле, угао претпаљења током преосталих мерења са степеном компресије 13,3, се кретао максимално до 9° КВ. Испитивањем рада мотора са ранијим паљењем, доводи до приближавања положаја максималног притиска СМТ. Процес сагоревања је окарактерисан брзим сагоревањем смеше из преткоморе које се пресликава у главни простор, и након тога спорим сагоревањем сиромашне смеше из главног простора. На моду 1, прорачунска вредност коефицијента састава смеше из преткоморе одговара готово стехиометријској смеси, што значи да нема продуката непотпуног сагоревања из преткоморе, који ће сагорети у главном простору, већ само сагорева сиромашна смеша из цилиндра.

На режиму – мод 2 по ЕСЦ тесту (слика 6.4) приметна је велика вредност максималног степена пораста притиска, што резултира бруталним радом мотора.



Слика 6.4. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 2 по ЕСЦ тесту

Угао претпаљења за мод 2 износи 9° КВ, и он обезбеђује адекватан положај максималног притиска. Максимална вредност степена пораста притиска, износи 13,62 $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$, табела 6.4. Код дизел мотора, максимална вредност степена пораста притиска се креће око 8 $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$. Према подацима измереним када је мотор радио као дизел [2], највећа забележена вредност максималног степена пораста притиска износи 8,25 $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$, што је за 5,37 $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$, мање него у овом случају. Висок степен пораста притиска резултира повећаним механичким оптерећењима.

Табела 6.4. Резултати за мод 2 по ЕСЦ тесту

Број обртаја, min^{-1}	1962
Средњи индикаторски притисак, bar	7,92

Табела 6.4. (наставак)

Индикаторски степен корисности, -	0,37
Максимална вредност притиска, bar	66,87
Положај максималне вредности притиска, °КВ	9,7
Максимална вредност степена пораста притиска, bar·°КВ ⁻¹	13,62
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	2,92
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	3,44
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	12,77
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	44,83

У моду 2 оптерећење износи 100%. Прорачунске вредности, коефицијената састава смеше за мод 2, указују на богату смешу у преткомори и сиромашну смешу у главном простору, с тим да је смеша у главном простору знатно богатија него за мод 1. Услед богате смеше у преткомори, продукти непотпуног сагоревања излазе у главни простор, где се услед пламена из преткоморе пали сиромашна смеша из главног простора а са њом и продукти непотпуног сагоревања из преткоморе. Анализом вредности угла до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, може се видети да је он око 8° КВ даљи од СМТ него у случају празног хода приказаног на слици 6.3, што ствара нелогичност у резултатима. У зони угла до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, виде се осцилације у диференцијалном закону сагоревања, слика 6.4. Настанак осцилација повлачи неколико претпоставки и то:

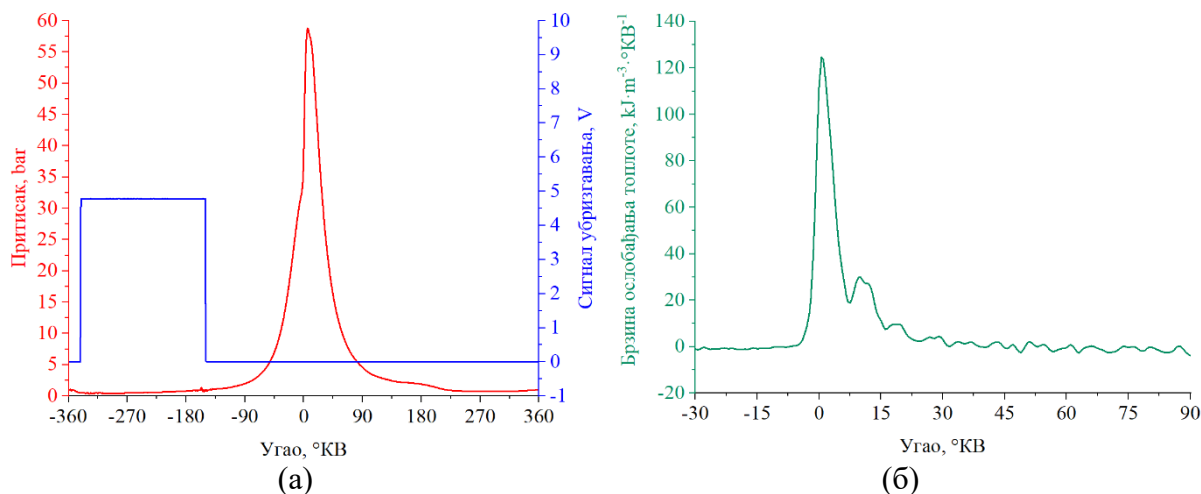
- Наиме због већег пораста притиска и очигледно бурнијег сагоревања, осцилације могу бити последица сметњи које је давач притиска забележио и које су забележене као довођење и одвођење топлоте.
- Код режима са вишим оптерећењем потребне су веће циклусне количине горива. Тада се може претпоставити да већа количина гаса из преткоморе излази у цилиндар што доводи до обогаћења смеше у главном простору, а што је доказано прорачунски. Услед богатије смеше у главном простору и преткомори, већа количина несагорелих продуката излази у главни простор који догоревају током такта ширења.
- Такође осцилације могу бити изазване и изједначавањем притиска између преткоморе и главног простора, пошто се са сигурношћу може рећи да је притисак у преткомори током сагоревања већи од притиска у главном простору.

У даљем истраживању овој појави биће посвећена одговарајућа пажња што ће довести до одговарајућих закључака.

Режим приказан на слици 6.5 је мод 5 код кога оптерећење износи 50%, а број обртаја је исти као и за режиме са слика 6.3 и 6.4. Са смањењем оптерећења дошло је до ублажавања осцилација које се јављају у диференцијалном закону сагоревања, што је резултирало са померањем угла до ког је сагорело 90% циклусне количине горива (табела 6.5), у односу на режим са слике 6.3. Резултати добијени на овом режиму иду у прилог претпоставци да су осцилације које се јављају на режимима са високим оптерећењем, заправо сагоревање несагорелих продуката који су изашли из преткоморе.

На диференцијалном закону сагоревања примећује се скок у брзини ослобађања топлоте, у облику „грбе“ на дијаграму. Скок на дијаграму представља сагоревање сиромашне смеше која се налази у главном простору. Сиромашна смеша из главног простора пали се пламеном који излази из преткоморе. Пре скока у диференцијалном закону сагоревања

јавља се удубљење које представља задршку паљења. Након задршке паљења сиромашна смеша у главном простору се пали и сагорева.



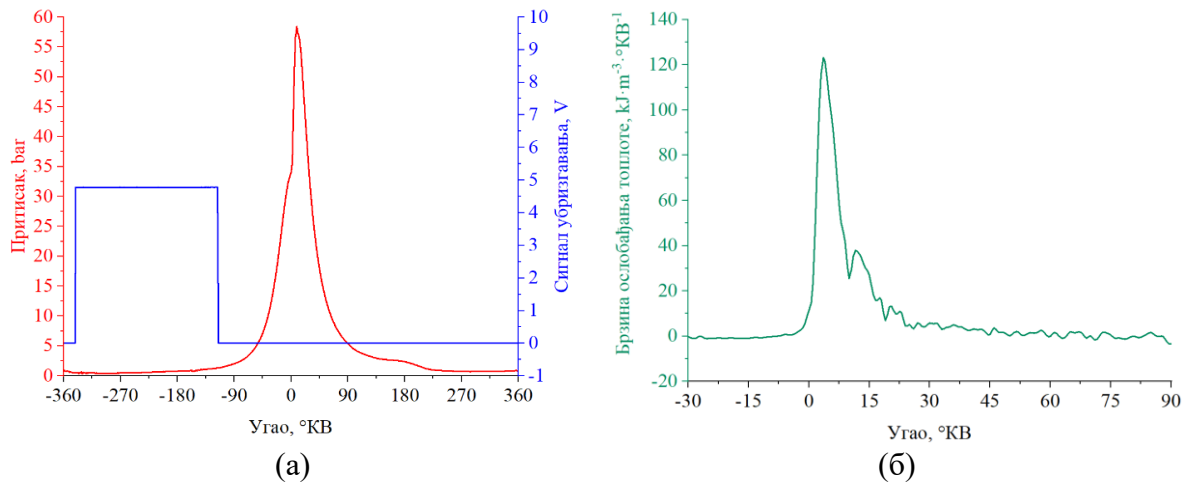
Слика 6.5. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 5 по ESC тесту

Табела 6.5. Резултати за мод 5 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1967
Средњи индикаторски притисак, bar	5,42
Индикаторски степен корисности, -	0,35
Максимална вредност притиска, bar	59,41
Положај максималне вредности притиска, °КВ	6,44
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	7,94
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	0,765
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	1,32
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	11,21
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	38,77

Упоредивањем мода 6 (слика 6.6) и мода 2 (слика 6.3), види се да је мод 6 још један режим који се може поистоветити са бруталним радом мотора. Максимална вредност степена пораста притиска у осредњеном циклусу на моду 2 је $13,62 \text{ bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$, док је на моду 6 $10,85 \text{ bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$. За разлику од ових великих вредности у ранијим истраживањима мултипроцесног рада мотора [2] највећа вредност максималног пораста притиска, када је мотор радио са бензином, износила је $1,99 \text{ bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$. Што указује на брзо сагоревање у преткомори (у неким случајевима било је и детонантно) које се пресликало у главни простор и довело до наглог пораста притиска.

Нажалост, тврдња о детонантном сагоревању не може бити поткрепљена експерименталним резултатима, пошто није вршено мерење притиска у преткомори. Ипак је идентификована акустичка манифестација детонантног сагоревања које се није пренело у главни простор. Једно од унапређења мерења, које се може планирати за будућа истраживања, јесте мерење притиска у преткомори. На овај начин може се истраживати пригушно дејство преткоморе.

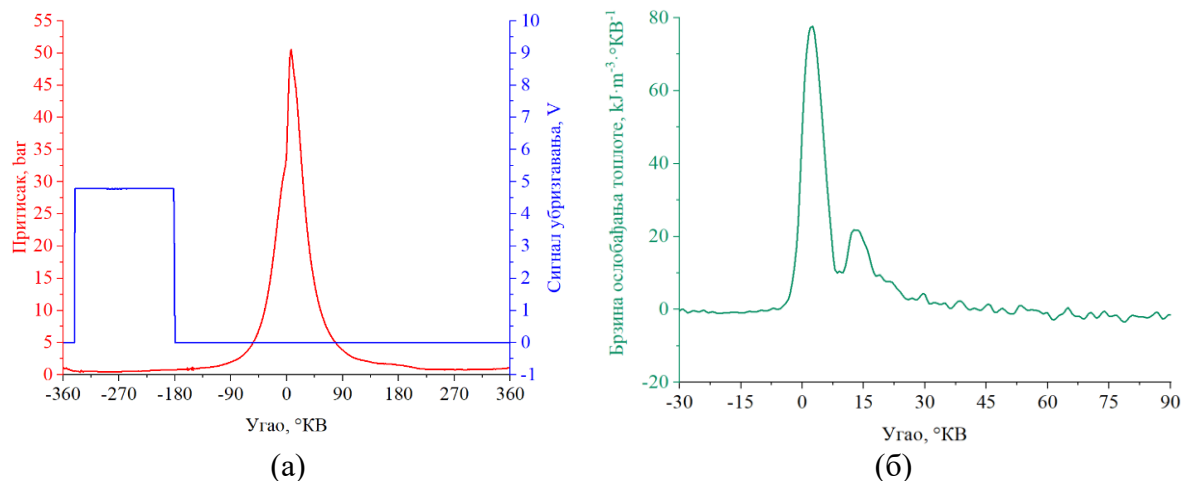


Слика 6.6. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 6 по ESC тесту

Табела 6.6. Резултати за мод 6 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1972
Средњи индикаторски притисак, bar	6,42
Индикаторски степен корисности, -	0,35
Максимална вредност притиска, bar	59,67
Положај максималне вредности притиска, °КВ	8,36
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	10,85
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	3,75
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	4,29
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	13,95
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	46,06

Такође, попут режима – мода 2 по ESC тесту, и у овом случају је манифестовано померање угла до ког је сагорело 90% циклусне количине горива даље од СМТ, због осцилација у закону сагоревања. Што значи, да је на режимима са високим оптерећењем доминантно сагоревање несгорелих продуката сагоревања који су изашли из преткоморе, док је на нижим режимима доминантно заправо споро сагоревање сиромашне смеше у главном простору. Код режима са високим оптерећењем, због веће циклусне количине горива и богатије смеше у преткомори, већа је концентрација продуката непотпуног сагоревања, који једним делом догоревају на ширењу и изазивају појаву осцилација. Док код режима са мањим оптерећењем, услед сиромашније смеше и у преткомори и у главном простору, јавља се задршка паљења која је затим праћена скоком, који представља сагоревање сиромашне смеше у главном простору. Такође код режима са нижим оптерећењем мање су изражене осцилације у току ширења.



Слика 6.7. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 7 по ESC тесту

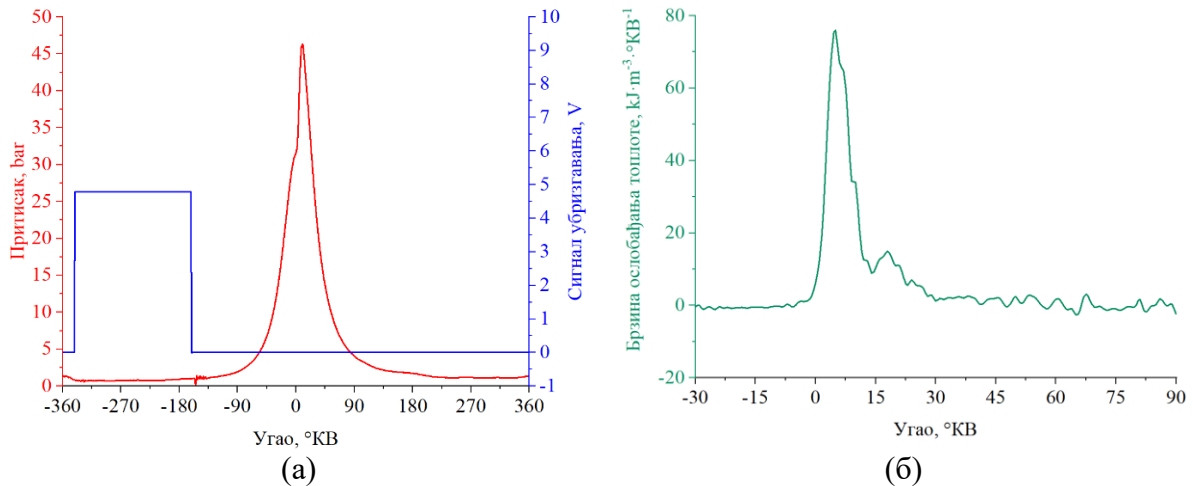
Табела 6.7. Резултати за мод 7 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1993
Средњи индикаторски притисак, bar	3,97
Индикаторски степен корисности, -	0,3
Максимална вредност притиска, bar	51,10
Положај максималне вредности притиска, °КВ	6,84
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	4,75
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	2,43
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	3,04
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	14,14
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	38,01

Током рада мултипроцесног мотора са бензином, на моду 7, добијен је индикаторски степен корисности који износи 29% [2]. Током рада са КПП, за мод 7 (слика 6.7) остварен је индикаторски степен корисности од 30%. Упркос топлотним губицима који су израженији код преткомориних мотора, на ниским оптерећењима се може повећати индикаторски степен корисности на рачун смањења пумпних губитака. Мод 7 доказује хипотезу да преткомора смањује пумпне губитке зато што омогућава рад мотора без пригушења.

Попут осталих режима са ниским оптерећењем, и на моду 7 се из диференцијалног закон сагоревања може видети период задршке паљења и затим сагоревања сиромашне смеше. Упоређујући мод 7 са осталим режимима, изводи се закључак да је ова појава најизраженија када је коефицијент састава смеше у главном простору већи од 4, односно кад је смеша јако сиромашна. Такође како су осцилације мање изражене на ширењу, угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива је ближи СМТ (табела 6.7).

Режим – мод 9 приказан сликом 6.8, је мод на средњем броју обртаја са минималним оптерећењем. Овај мод доказује да су пумпни губици занемарљиви након 30% отворености лептира. Вредност индикаторског степена корисности оствареног током мултипроцесног рада мотора са бензином износи 36% [2], а за рад са КПП износи 31% (табела 6.8), што потврђује претходно речено.



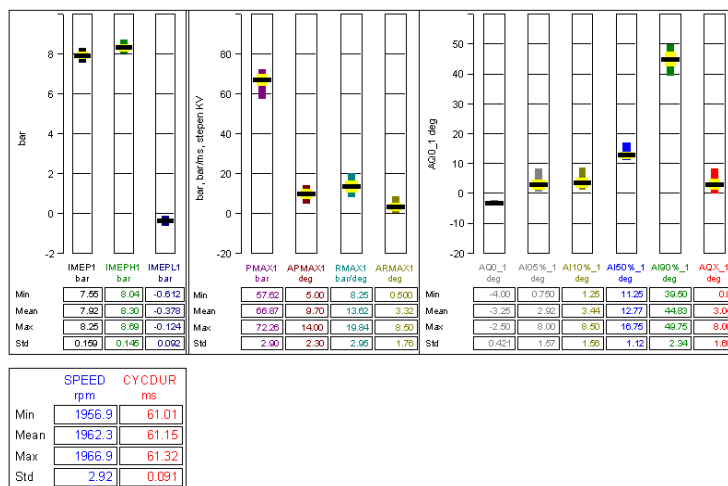
Слика 6.8. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 9 по ESC тесту

Табела 6.8. Резултати за мод 9 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2327
Средњи индикаторски притисак, bar	3,89
Индикаторски степен корисности, -	0,31
Максимална вредност притиска, bar	47,21
Положај максималне вредности притиска, °КВ	9,72
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	4,76
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	5,05
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	5,72
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	16,11
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	46,36

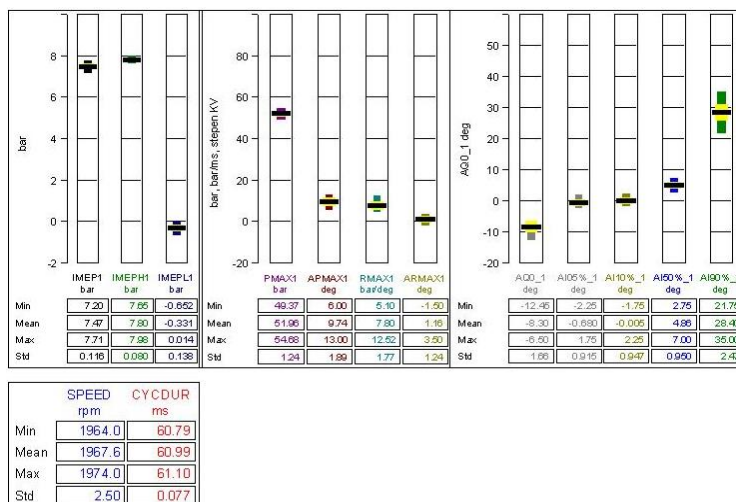
Модови по ESC тесту, на којим није реализовано мерење са степеном компресије 13,3 су: мод 3, мод 4, мод 8, мод 10, мод 11, мод 12 и мод 10. Наведени модови захтевали су већи број обртаја и веће оптерећење а самим тим и већу циклусну количину горива. Већа циклусна количина горива на највећем броју модова водила је стварању пребогате смеше у преткомори, што је даље изазивало изостанке паљења. Такође на појединим модовима је почела појава детонантног сагоревања која се манифестовала и у главном простору, иако је до тада мотор радио веома стабилно што се може закључити на основу статистике са слике 6.9.

Са слике 6.9 се може видети да су стандардне девијације вредности веома мале, што указује да је рад мотора веома стабилан. Међутим, са тренутним степеном компресије (13,3) и почетком убризгавања на 344° КВ пре СМТ, стабилност није могла да се постигне на режимима који су захтевали већа оптерећења на већим бројевима обртаја. Осим немогућности одржавања стабилности рада, максималне вредности степена пораста притисак почеле су да прелазе $15 \text{ bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$. Како би се ублажила бруталност рада мотора, замењен је клип, са клипом који има већу запремину коморе у челу, и смањен је степен компресије на 10,4, што је дало мање вредности максималног степена пораста притиска (слика 6.10).



Слика 6.9. Статистички приказ параметра радног циклуса мотора за мод 2 по ESC тесту са степеном компресије 13,3

Статистички подаци са слика 6.9 и 6.10, представљају параметре радног циклуса мотора за исти режим, али са различитим степенима компресије. Анализирајући максималну вредност степена пораста притиска види се разлика, што значи да је смањење степена компресије утицало на „омекшавање“ рада мотора. Ипак, упркос смањењу степена компресије, режими са већим оптерећењима на већим бројевима обртаја и даље нису били могући, са тренутним параметрима убризгавања.



Слика 6.10. Статистички приказ параметра радног циклуса мотора за други режим са степеном компресије 10,4

6.1.3 Истраживање радног циклуса и процеса сагоревања при степену компресије 10,4

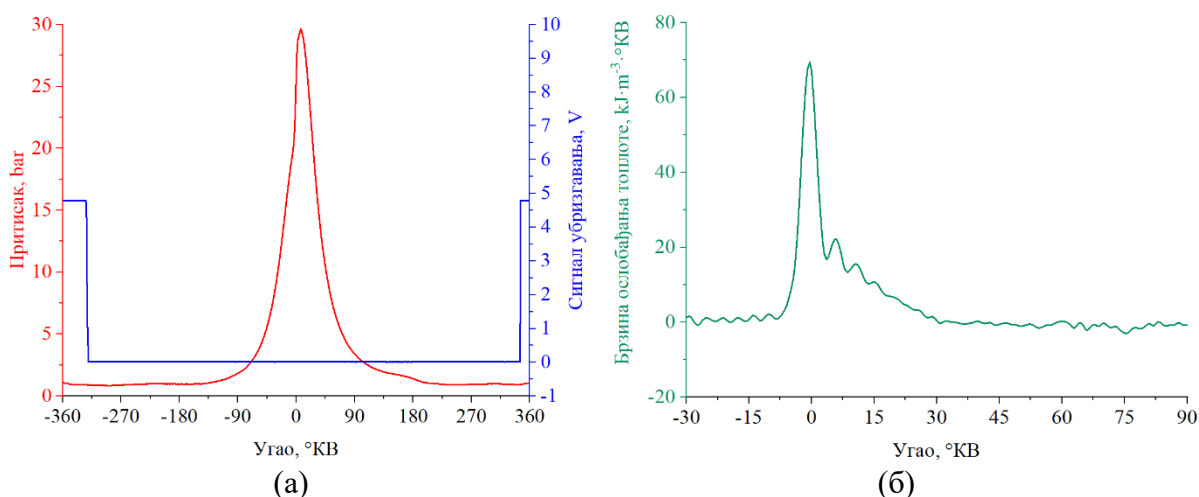
Аналогијом, на основу ранијих испитивања, одлучено је да се тестира још раније убризгавање. За почетак убризгавања одабран је почетак отварања усисног вентила, што одговара 344° KV после СМТ. Испоставило се, да је овај начин размишљања исправан, и успешно је извршено испитивање на 12 од могућих 13 режима – модова. За успешнију анализу, процеса сагоревања, прорачунате су вредности коефицијената састава смеше, приказано табелом 6.9.

Табела 6.9. Коefицијенти састава смеше

Редни број мода	Глобални коefицијент састава смеше	Коefицијент састава смеше у главном простору	Коefицијент састава смеше у преткомори
1	3,76	7,23	0,99
2	1,96	2,68	0,69
3	3,14	5,32	0,81
4	2,22	3,18	0,68
5	2,98	5,20	0,73
6	2,44	3,52	0,75
7	3,47	6,21	0,75
8	1,89	2,51	0,68
9	3,21	6,19	0,81
10	-	-	-
11	3,21	5,93	0,83
12	2,12	2,92	0,68
13	2,66	4,00	0,70

Независно од ранијег убризгавања, преткомора је омогућила раслојавање смеше на зону јако богате смеше у преткомори и зону јако сиромашне смеше у главном простору. Поредeћи прорачунске вредности коefицијента састава смеше за рад са степенима компресије 13,3 и 10,4 на истим модовима, код рада са већим степеном компресије добија се сиромашнија смеша у преткомори, и обрнуто. Разлог томе је, што са вишим степеном компресије расте притисак у главном простору током сабијања, па већа количина ваздуха улази у преткомору током сабијања.

Резултати мерења остварени на 12 модова са степеном компресије приказани су сликама од 6.11 до 6.22 и табелама од 6.10 до 6.21.



Слика 6.11. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 1 по ESC тесту

Анализом режима – мод 1 приказаног на слици 6.11, уочава се скраћивање процеса сагоревања. Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива налази се на 4,24° КВ после СМТ. Ово указује на повећање ефикасности, што се види према индикаторском

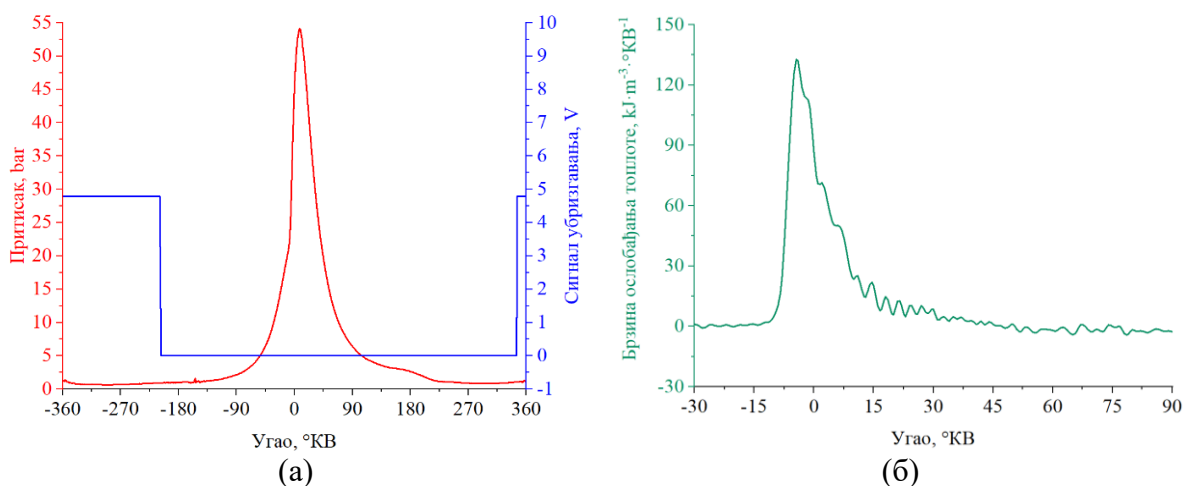
степену корисности, који је порастао за 2% у односу на индикаторски степен корисности добијен у првом случају, табеле 6.3 и 6.10.

Табела 6.10. Резултати за мод 1 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1025
Средњи индикаторски притисак, bar	2,91
Индикаторски степен корисности, -	0,25
Максимална вредност притиска, bar	29,81
Положај максималне вредности притиска, °КВ	6,40
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	2,3
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-2,98
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-2,06
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	4,24
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	28,02

Применом релативно високог притиска убризгавања, током преклопа вентила, потпомаже се избацивање заосталих продуката сагоревања из преткоморе и из главног простора. Ово омогућава стварање повољнијих услова за сагоревање. Због нижег степена компресије, богатија је смеша у преткомори, па је већа концентрација продуката непотпуног сагоревања који излазе у главни простор и сагоревају заједно са сиромашном смешом из главног простора. Интензивније сагоревање у главном простору, резултира повећањем притиска током хода ширења (што се могло видети на слици 6.1).

Са повећањем оптерећења и циклусне количине горива, обогаћује се смеша како у преткомори, тако и у главном простору. Последица јако богате смеше у преткомори је истицање веће количине продуката непотпуног сагоревања у главни простор, што условно речено додатно обогаћује смешу у главном простору. Како смеша у главном простору није много сиромашна, нема задршке паљења у главном простору већ се сагоревање из преткоморе наставља у главном простору, приказано сликом 6.12 (б).



Слика 6.12. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 2 по ESC тесту

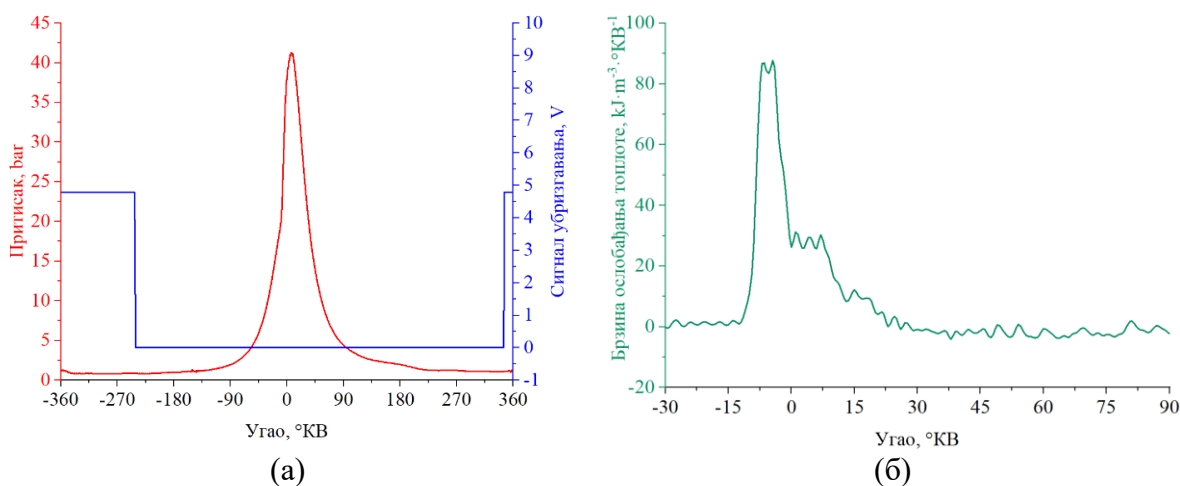
Мањи степен компресије као последицу има ниже притиске и температуре на крају сабијања, што значи да су у почетку неповољнији услови за сагоревање, односно продужен је период припреме за сагоревање. Сходно томе, дефинисани су ранији углови претпаљења. За мод 2 са слике 6.12, дефинисани угао претпаљења је 18° КВ.

Табела 6.11. Резултати за мод 2 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1953
Средњи индикаторски притисак, bar	7,73
Индикаторски степен корисности, -	0,39
Максимална вредност притиска, bar	54,95
Положај максималне вредности притиска, $^{\circ}\text{KB}$	7,8
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar}\cdot^{\circ}\text{KB}^{-1}$	7,3
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, $^{\circ}\text{KB}$	-5,89
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, $^{\circ}\text{KB}$	-5,06
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, $^{\circ}\text{KB}$	1,03
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, $^{\circ}\text{KB}$	29,95

За разлику од рада са степеном компресије 13,3, на степену компресије 10,4 није идентификована звучна манифестација детонантног сагоревања. Током рада са вишим степеном компресије, већа количина ваздуха ушла је у преткомору и у највећем броју случајева створило приближно стехиометријску смешу. Увидом у постојећа истраживања, откривено је да је на степенима компресије између 10 и 15, КПГ најсклонији детонантном сагоревању, под условом да је вредност коефицијента састава смеше између 1 и 1,3 [57]. Смањењем степена компресије и ранијим убризгавањем побољшани су услови за регуларно сагоревање.

Период током којег сагорева сиромашна смеша у главном простору, а који се манифестује у облику скока на диференцијалном закону сагоревања забележен је и за мод 3, приказан на слици 6.13.



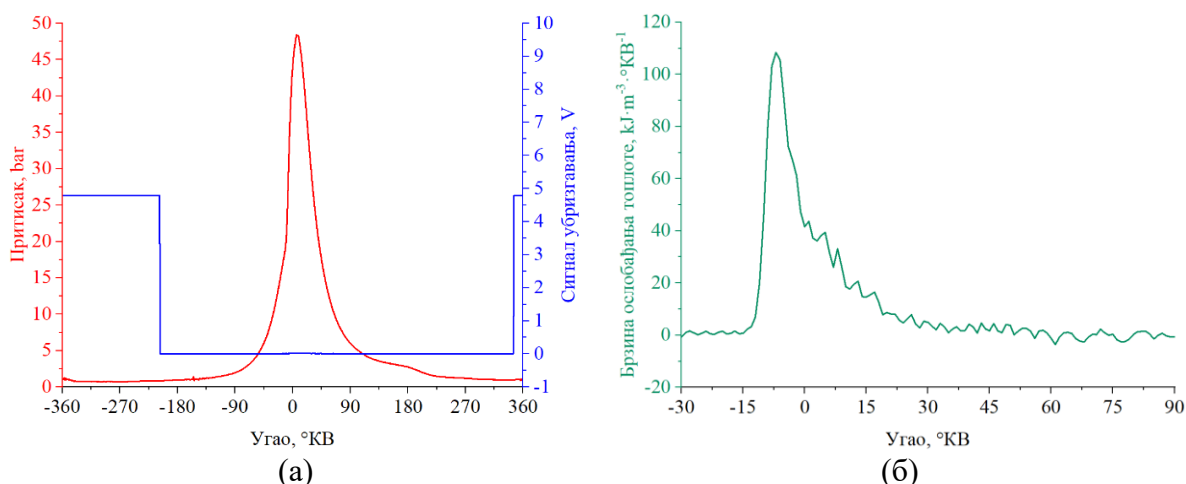
Слика 6.13. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 3 по ESC тесту

Концентрација јако сиромашне смеше узрокује тренутну задршку паљења смеше из главног простора, пламеном из преткоморе. Након паљења јавља се скок у диференцијалном закону сагоревања, који представља сагоревање сиромашне смеше у главном простору. Заједно са смешом сагоревају и продукти непотпуног сагоревања који истичу из преткоморе, што за собом повлачи да угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива буде ближи СМТ ($16,73^{\circ}\text{KB}$ после СМТ), (табела 6.12), него за случајеве кад је смеша у главном простору мање сиромашна.

Табела 6.12. Резултати за мод 3 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2314
Средњи индикаторски притисак, bar	4,46
Индикаторски степен корисности, -	0,34
Максимална вредност притиска, bar	41,83
Положај максималне вредности притиска, °KB	4,98
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°KB}^{-1}$	4,37
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-8,38
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-7,52
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	-1,68
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	16,73

На режимима са вишим оптерећењем, због веће циклусне количине горива, смеша у главном простору и преткомори биће богатија. Ово ће резултирати наставком сагоревања из преткоморе у главном простору, без задршке паљења. На задршку паљења највише утиче коефицијент састава смеше у главном простору. Прорачунска вредност коефицијента састава смеше у главном простору, за режим – мод 4 (слика 6.14), износи 3,18. Како смеша у главном простору није превише сиромашна, види се интеграција сагоревања, односно наставак сагоревања из преткоморе у главном простору (слика 6.14 (б)).



Слика 6.14. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 4 по ESC тесту

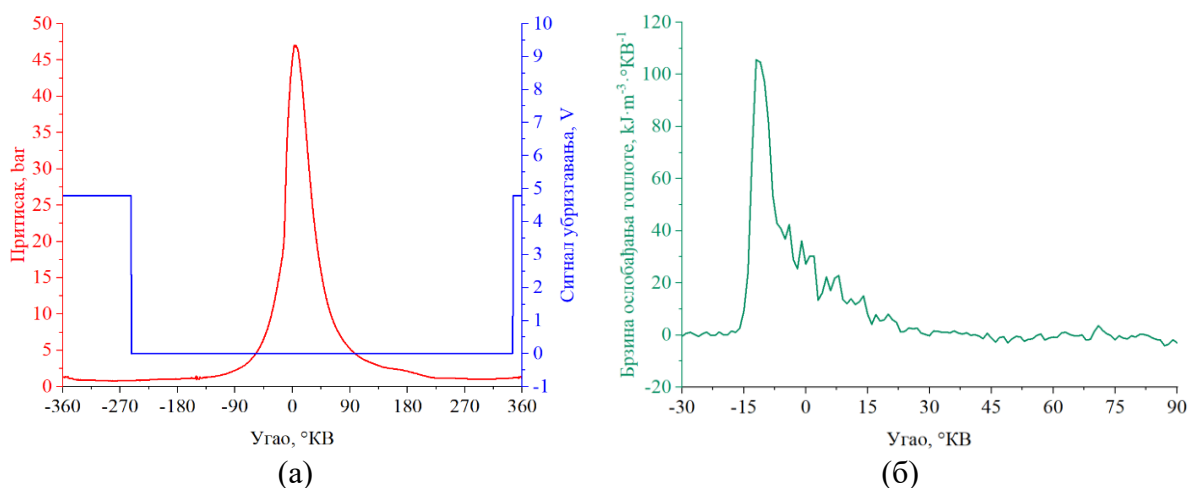
Због јако богате смеше у преткомори, и веће количине продуката непотпуног сагоревања, угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива је даљи од СМТ, у односу на модове, где је оптерећење било мало и где није дошло до наставка сагоревања из преткоморе. Ипак на овим модовима је остварена боља ефикасност у односу на модове са јако сиромашном смешом у главном простору (табела 6.12 и 6.13), где се сагоревање у главном простору јасно издваја од сагоревања из преткоморе.

На моду 5 (слика 6.15), смеша у главном простору је била јако сиромашна, где је коефицијент састава смеше за главни простор износио 5,20. Из овог разлога у диференцијалном закону сагоревања виде се знаци задршке паљења. Међутим, скок у закону сагоревања, везан за сагоревање у главном простору није толико видљив, пошто је смеша у преткомори била јако богата, па је постојала повећана количина продуката

непотпуног сагоревања, који су својим истицањем условно речено обогаћивали смешу у главном простору.

Табела 6.13. Резултати за мод 4 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2343
Средњи индикаторски притисак, bar	6,67
Индикаторски степен корисности, -	0,38
Максимална вредност притиска, bar	49,06
Положај максималне вредности притиска, °KB	7,16
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°KB}^{-1}$	5,06
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-9,04
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-8,25
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	0,13
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	35,4



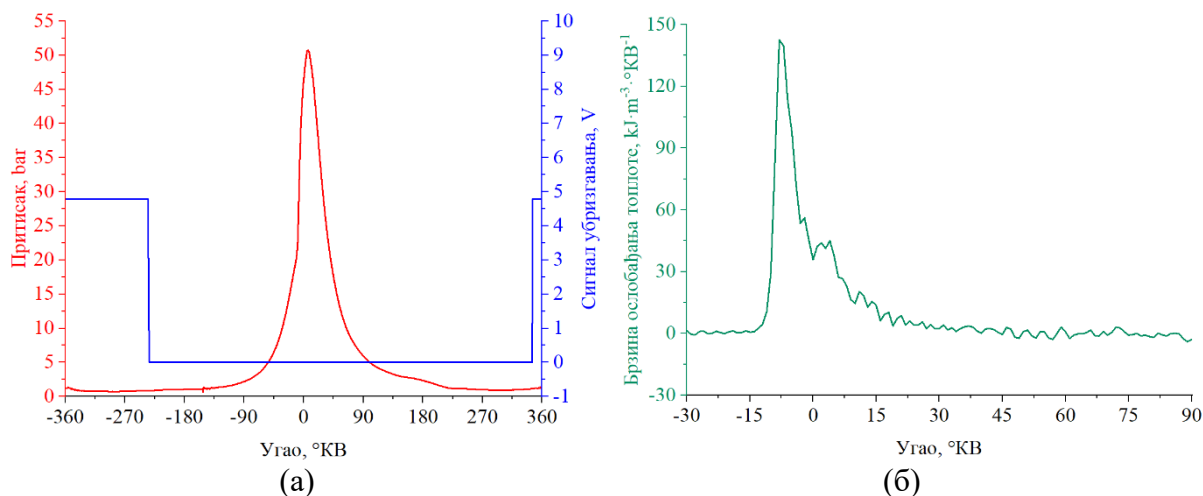
Слика 6.15. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 5 по ESC тесту

Табела 6.14. Резултати за мод 5 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1973
Средњи индикаторски притисак, bar	5,25
Индикаторски степен корисности, -	0,36
Максимална вредност притиска, bar	47,63
Положај максималне вредности притиска, °KB	4,3
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°KB}^{-1}$	3,99
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-12,95
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-12,21
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	-4,23
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	26,23

Незадовољавајући резултат за мод 5 по ESC тесту, је положај максималног притиска. Наиме положај је превише близу СМТ. До овога је дошло због прераног паљења (дефинисани угао претпаљења је 22° KB). Прерано паљење осликало се и на угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, који се нашао пре СМТ (табела 6.14).

За мод 6 (слика 6.16), окашњено је паљење (дефинисани угао претпаљења је 18° KB). Окашњењем паљења, померен је положај максималног притиска даље од СМТ (табела 6.15). Контрола положаја максималног притиска је битна због механичких оптерећења мотора (пожељно је да положај максималног притиска буде даље од СМТ).



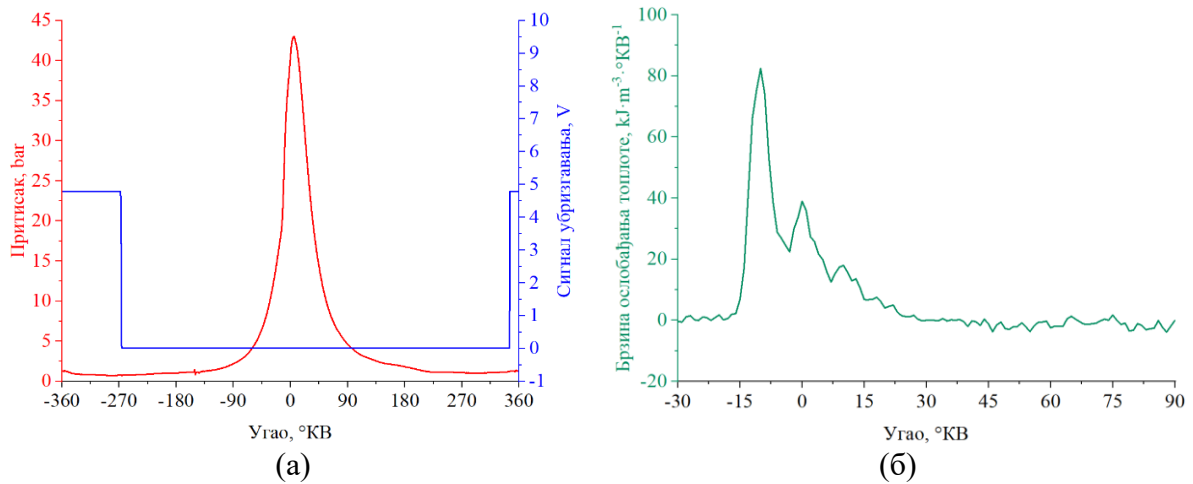
Слика 6.16. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 6 по ESC тесту

Табела 6.15. Резултати за мод 6 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	962
Средњи индикаторски притисак, bar	6,54
Индикаторски степен корисности, -	0,38
Максимална вредност притиска, bar	51,35
Положај максималне вредности притиска, °KB	6,10
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$	5,37
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-8,99
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-8,27
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	-1,23
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	31,01

Режим – мод 7 приказан сликом 6.17, представља мод са најмањим бројем обртаја на ком се врши оптерећивање мотора. Резултати остварени за мод 7 показују погодност рада без пригушења на ниским оптерећењима. Упоређивањем резултата остварених на моду 7 са резултатима за мултипроцесног рада мотора са бензином на истом моду [2], остварено је повећање индикаторског степена корисности од чак 5%.

Индикаторски степен корисности добијен током истраживања са КПГ износи 34% (табела 6.16), док за мултипроцесни рад мотора са бензином износи 29% [2], што доказује постављену хипотезу, да преткомора омогућава рад без пригушења на ниским оптерећењима, те се добија већа ефикасност због смањења пумпних губитака.

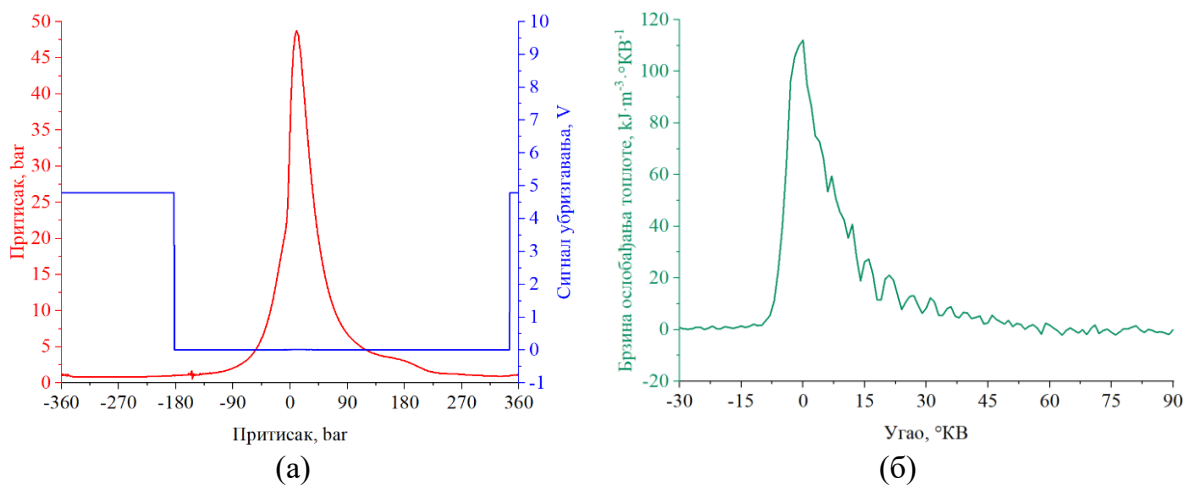


Слика 6.17. Притисак у главном простору са сигналом убригавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 7 по ESC тесту

Табела 6.16. Резултати за мод 7 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	1969
Средњи индикаторски притисак, bar	4,36
Индикаторски степен корисности, -	0,34
Максимална вредност притиска, bar	43,46
Положај максималне вредности притиска, °КВ	5
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	3,43
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-16,54
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-12,57
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	-2,35
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	21,07

Како је на режиму – моду 7 коефицијент састава смеше у главном простору износио 6,21, због јако сиромашне смеше у главном простору, забележен је период задршке паљења пре сагоревања у главном простору.



Слика 6.18. Притисак у главном простору са сигналом убригавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 8 по ESC тесту

Режим – мод 8, слика 6.18, је уједно и најзахтевнији режим који је остварен током рада са КПП. Коефицијент састава смеше у главном простору за овај режим износи 2,51, а у преткомори 0,68. Јако богата смеша у преткомори, и не превише сиромашна смеша у главном простору, довели су до ефекта наставка сагоревања из преткоморе у главном простору, без задршке паљења. Овакав вид сагоревања показао се најефикаснијим што показује индикаторски степен корисности који износи 40% (табела 6.17), и што је највећа вредност забележена током рада са КПП.

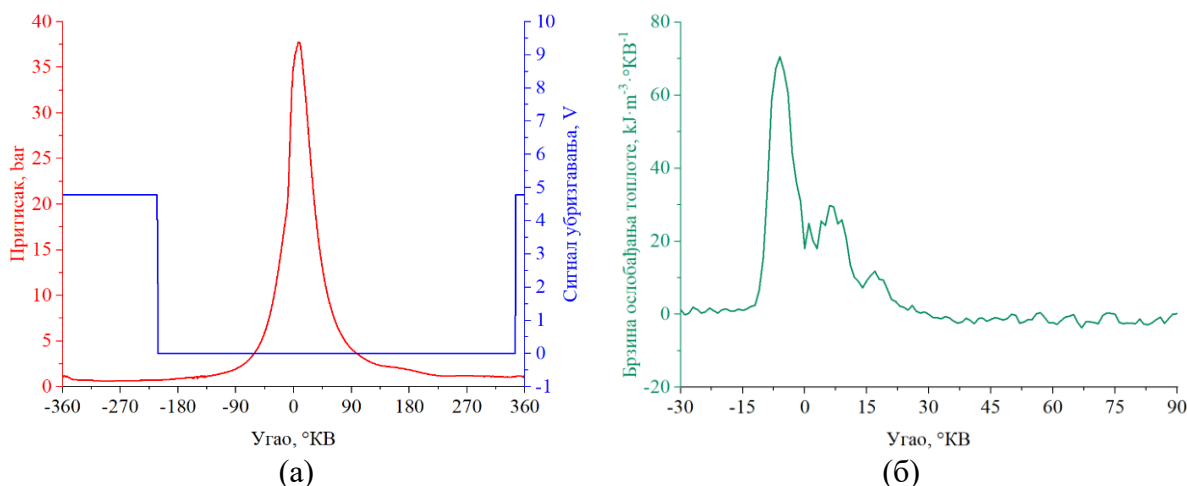
Мод 8 се може поредити са модом 2, који је такође мод на максималном оптерећењу. Уколико се упореде закони сагоревања ова два режима, може се приметити велика сличност.

Табела 6.17. Резултати за мод 8 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2311
Средњи индикаторски притисак, bar	7,89
Индикаторски степен корисности, -	0,40
Максимална вредност притиска, bar	49,73
Положај максималне вредности притиска, °КВ	9,96
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	6,88
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-2,63
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-1,8
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	5,25
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	36,55

Резултати остварени на режиму – моду 9, приказани су сликом 6.19 и табелом 6.18. коефицијент састава смеше у главном простору за мод 9 износи 6,19, а у преткомори 0,81. Јако сиромашна смеша у главном простору изазвала је познату задршку паљења која се јавља на свим режимима са ниским оптерећењем где је јако сиромашна смеша у главном простору. Такође забележена је релативно ниска вредност индикаторског степена корисности (табела 6.18). Забележена вредност индикаторског степена корисности је 7% мања него за мултипроцесни рад мотора са бензином [2].

Мод 10 по ESC тесту, нажалост није урађен. Анализа резултата показује да је највећи проблем убризгавање, односно капацитет брызгача. Овај режим је режим на максималном броју обртаја и са максималним оптерећењем. Овакав режим захтева већу циклусну количину горива – дуже време отворености брызгача. Са повећавањем времена отворености брызгача, превише се обогаћује смеша у преткомори, и изазива изостанак паљења. У циљу обезбеђивања веће количине горива, тестирана је могућност још ранијег убризгавања. Најраније убризгавање са којим је мотор стабилно радио јесте убризгавање са почетком на 330° КВ после СМТ. Са оваквим начином убризгавања, остварен је режим на 2500 min^{-1} при максималном оптерећењу. На овом режиму је био приметан пораст несагорелих угљоводоника у концентracији издувних гасова. Разлог је тај што се убризгава док је такт издувавања још увек у току, па долази до изласка несагорелог горива кроз издувни вод. Са још ранијим убризгавањем, тачније са почетком убризгавања пре 330° КВ, долази до наглог пада броја обртаја мотора, а затим и престанка рада мотора. Разлог овог је што гориво почиње све више да излази кроз издувни вод, и изазива губитак енергије неопходне за одржавање стабилног режима. За успостављање захтевнијих режима у будућности, неопходна је примена брызгача већег капацитета, који ће за краће време отворености убризгати већу количину горива.



Слика 6.19. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 9 по ESC тесту

Табела 6.18. Резултати за мод 9 по ESC тесту

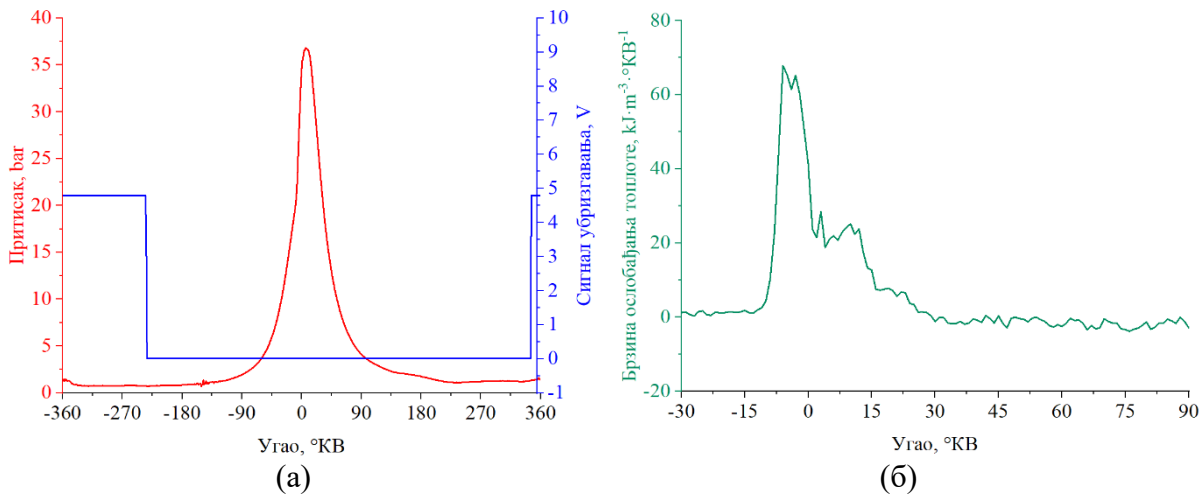
Број обртаја, min ⁻¹	2387
Средњи индикаторски притисак, bar	3,71
Индикаторски степен корисности, -	0,3
Максимална вредност притиска, bar	38,34
Положај максималне вредности притиска, °КВ	7,52
Максимална вредност степена пораста притиска, bar·°КВ ⁻¹	3,73
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-8,67
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-7,8
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	-0,41
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	19,31

Преостали режими – модови 11, 12 и 13 су успешно успостављени и извршена су мерења, а резултати су дати сликама од 6.20 до 6.22 и табелама 6.19 до 6.21.

Мод 11, приказан сликом 6.20, је мод на највећем броју обртаја при најмањем оптерећењу. Исто као и за мод 9, ово је још један мод код ког је током мултипроцесног рада мотора са бензином, пригушни лептир био отворен више од 30%, што је утицало на остваривање мањег индикаторског степена корисности при раду са КПП. Попут осталих режима на којима је мотор радио са јако сиромашном смешом у главном простору (коэффициент састава смеше износи 5,93) и не толико богатом у преткомори (коэффициент састава смеше износи 0,83), јавила се задршка паљења.

Мод 12 (слика 6.21), је режим на највећем броју обртаја са 75% оптерећења. Како је у питању захтевнији режим, већа је циклусна количина горива, што је формирало јако богату смешу у преткомори (коэффициент састава смеше износи 0,68) и не превише сиромашну у главном простору (коэффициент састава смеше износи 2,92). Резултат овог је наставак сагоревања из преткоморе у главном простору без видљивије задршке паљења (слика 6.21 (б)).

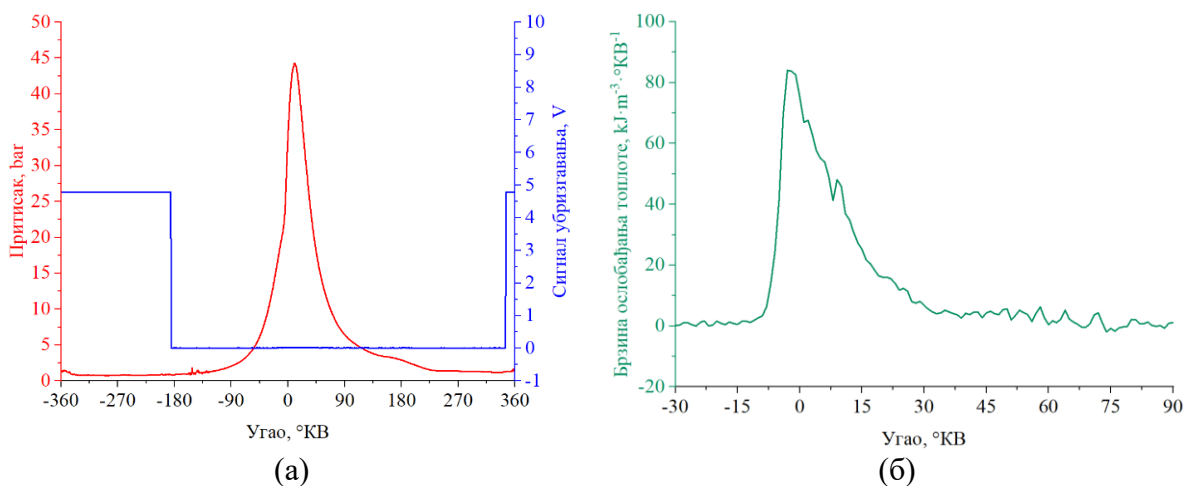
Такође вредност индикаторског степена корисности која износи 37% (табела 6.20), доказује да је овакав начин сагоревања најповољнији са аспекта сагоревања. Што значи да у будућности треба радити на оптимизацији раслојавања смеше како би се повећала ефикасност.



Слика 6.20. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 11 по ESC тесту

Табела 6.19. Резултати за мод 11 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2657
Средњи индикаторски притисак, bar	3,84
Индикаторски степен корисности, -	0,31
Максимална вредност притиска, bar	37,58
Положај максималне вредности притиска, °КВ	6,76
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	3,74
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-7,27
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-6,3
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	0,69
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	20,66



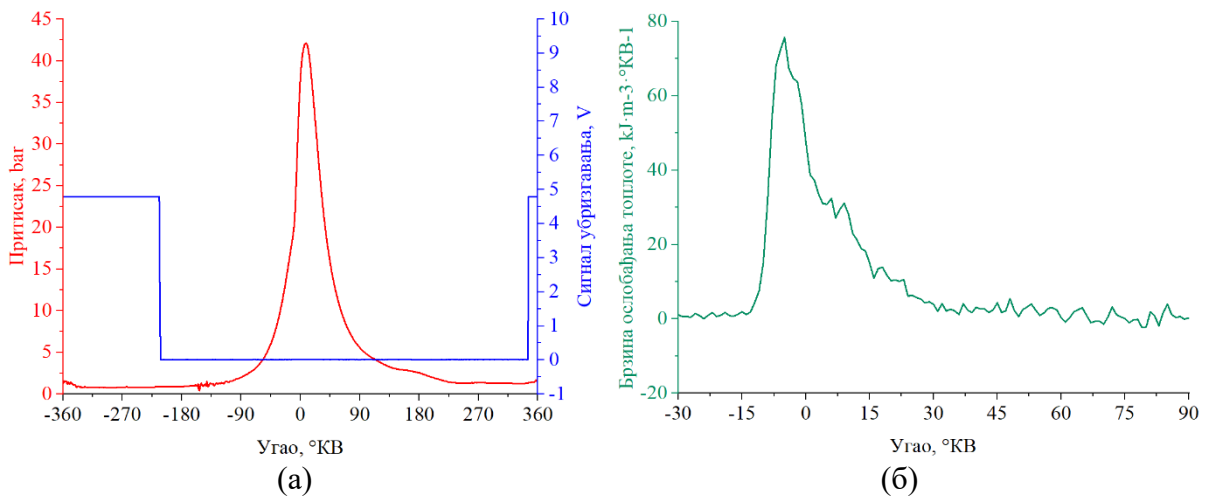
Слика 6.21. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 12 по ESC тесту

Режим – мод 13, приказан сликом 6.22, је такође окарактерисан наставком сагоревања у главном простору, уз незнатну појаву задршке паљења. Такође је остварен задовољавајући степен корисности за преткоморни мотор (табела 6.21), што потврђује да је овакво сагоревање најповољније са аспекта ефикасности. Треба напоменути да је за овај режим смеша била сиромашнија у главном простору (коэффициент састава смеше

износи 4), али је зато била јако богата смеша у преткомори (коэффициент састава смеше износи 0,7).

Табела 6.20. Резултати за мод 12 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2695
Средњи индикаторски притисак, bar	6,81
Индикаторски степен корисности, -	0,37
Максимална вредност притиска, bar	45,09
Положај максималне вредности притиска, °КВ	9,14
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	5,11
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-3,08
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-2,17
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	6,37
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	45,06



Слика 6.22. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за мод 13 по ESC тесту

Табела 6.21. Резултати за мод 13 по ESC тесту

Број обртаја, min^{-1}	2689
Средњи индикаторски притисак, bar	5,62
Индикаторски степен корисности, -	0,38
Максимална вредност притиска, bar	42,92
Положај максималне вредности притиска, °КВ	7,46
Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot \text{°КВ}^{-1}$	4,07
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-7,16
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-6,25
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	2,96
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	42,51

6.1.4 Утицај састава смеше на процес сагоревања

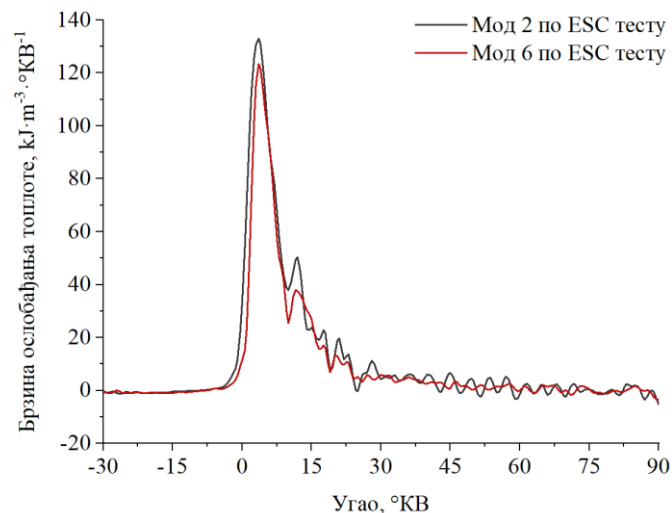
Коефицијент састава показао се као утицајан фактор на процес сагоревања КППГ. За све остварене, модове по ESC тесту (за степене компресије 13,3 и 10,4), мотор је радио са глобално сиромашном смешом, с тим да је смеша раслојена на зону богате у преткомори

и зону сиромашне у главном простору. Ово није случај само за модове 1, 5, 7, 9 при степену компресије 13,3 и за мод 1 при степену компресије 10,4. На овим модовима, мотор је радио са готово стехиометријском смешом у преткомори и сиромашном смешом у главном простору. Поредећи исте модове, за различите степене компресије, богатија смеше у преткомори а сиромашнија у главном простору остварена је када је мотор радио са степеном компресије 10,4 (табеле 6.2 и 6.9), упркос раније дефинисаном убризгавању, у односу на случај када је мотор радио са степеном компресије 13,3. Ово је последица, мањег притиска током сабијања (за степен компресије 10,4), односно мање ваздуха је током сабијања успело да уђе у преткомору. Ипак поредећи модове остварене за степен компресије 13,3 и 10,4, мотор је са глобално сиромашнијом смешом радио при степену компресије 10,4. Разлог овога је боља хомогенизација смеше, услед ранијег убризгавања.

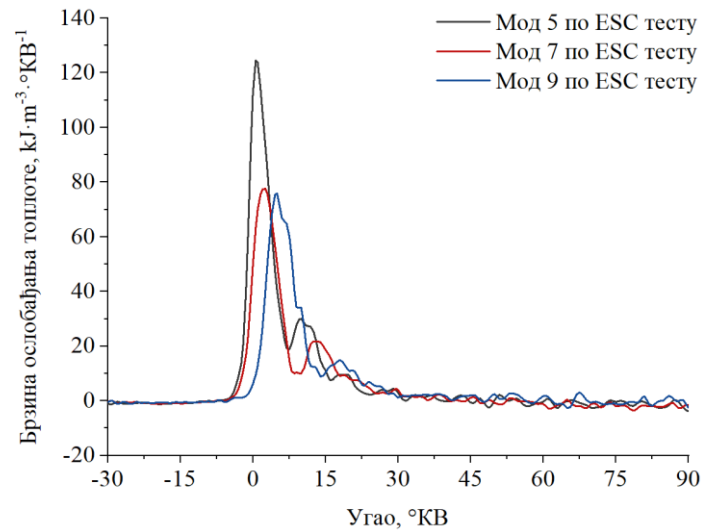
За прецизнију анализу процеса сагоревања, извршено је груписање остварених модова по ESC тесту (с тим да модови на празном ходу нису укључени у анализу), за различите вредности глобалног коефицијента састава смеше, и то:

- За степен компресије 13,3:
 - $1,5 < \lambda < 2,5$,
 - $2,5 < \lambda < 3,5$.
- За степен компресије 10,4:
 - $1,5 < \lambda < 2,3$,
 - $2,3 < \lambda < 3,1$,
 - $3,1 < \lambda < 3,9$,

где је λ глобални коефицијент састава смеше. Диференцијални закони сагоревања за модове остварене када је мотор радио са степеном компресије 13,3 за $1,5 < \lambda < 2,5$ приказани су на слици 6.23, а за $2,5 < \lambda < 3,5$ на слици 6.24.



Слика 6.23. Диференцијални закон сагоревања за $1,5 < \lambda < 2,5$ ($\varepsilon = 13,3$)

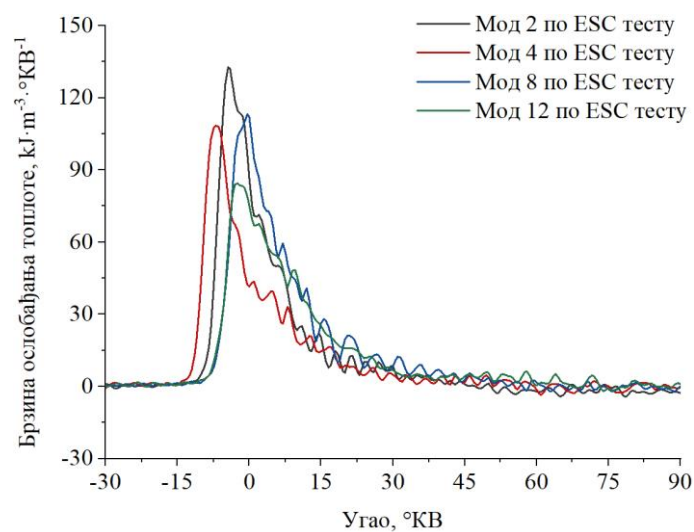


Слика 6.24. Диференцијални закон сагоревања за $2,5 < \lambda < 3,5$ ($\varepsilon = 13,3$)

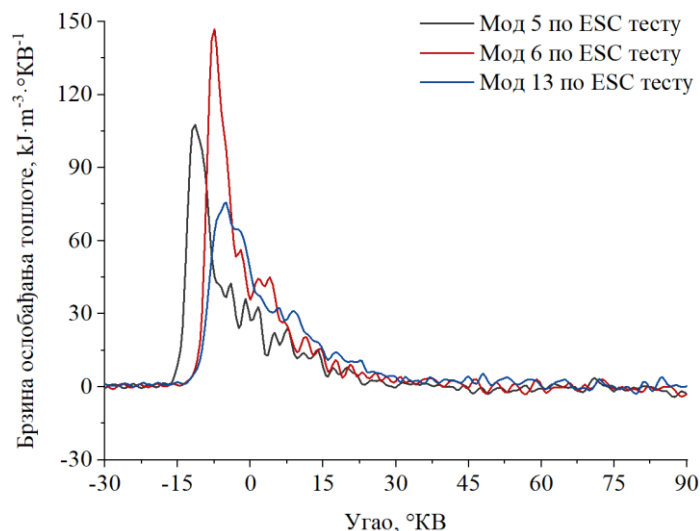
Поредећи слике 6.23 и 6.24, постоји видна разлика у делу сагоревања у главном простору. Приликом рада са сиромашнијом смешом $2,5 < \lambda < 3,5$, јасно се манифестује задршка паљења као удубљење у диференцијалном закону сагоревања и затим настаје скок. Током преласка пламена из преткоморе у главни простор, због јако сиромашне смеше у главном простору, потребан је одређени временски период да се смеша из главног простора упали, и ово се види као удубљење у диференцијалном закону сагоревања.

Почетак сагоревања није увек исти за све модове, а што се може видети са слика 6.23 и 6.24. Основни разлог разлике у положају почетка сагоревања између појединих модова је разлика у углу претпаљења који се разликује за различите модове.

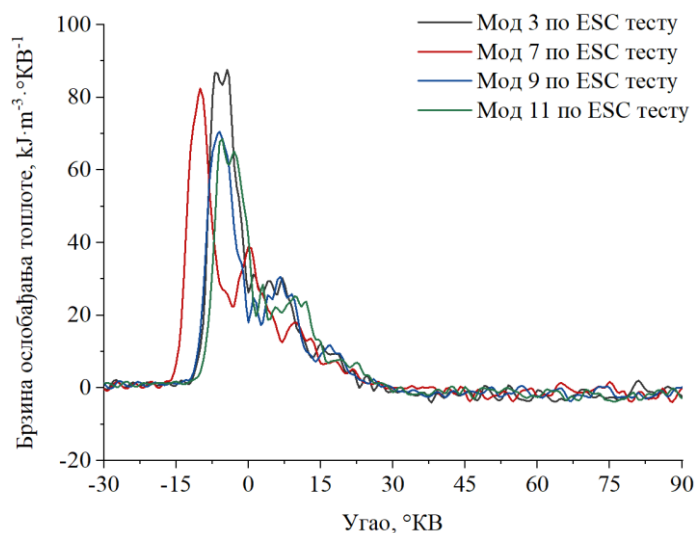
Диференцијални закони сагоревања за модове остварене када је мотор радио са степеном компресије 10,4 за $1,5 < \lambda < 2,3$ приказани су на слици 6.25, за $2,3 < \lambda < 3,1$ на слици 6.26, и за $3,1 < \lambda < 3,9$ на слици 6.27.



Слика 6.25. Диференцијални закон сагоревања за $1,5 < \lambda < 2,3$ ($\varepsilon = 10,4$)



Слика 6.26. Диференцијални закон сагоревања за $2,3 < \lambda < 3,1$ ($\varepsilon = 10,4$)



Слика 6.27. Диференцијални закон сагоревања за $3,1 < \lambda < 3,9$ ($\varepsilon = 10,4$)

Као и у случају за рад мотора са степеном компресије 13,3, и за рад са степеном компресије 10,4 примећују се разлике у тренутку почетка сагоревања, за различите модове. Разлог овога је исти, односно разлика у углу претпаљења који је дефинисан за поједине модове.

Упоређивањем диференцијалних закона сагоревања са слика 6.25 и 6.27, може се видети да постоји разлика у делу сагоревања које је везано за главни простор. Наиме на већим оптерећењима, где је мања вредност глобалног коефицијента састава смеше – слика 6.25 (смеша је богатија), пламен који излази из преткоморе пали смешу из главног простора и наставља се сагоревање, готово без знакова задршке паљења и без накнадног скока у брзини ослобађања топлоте.

Са осиромашивањем смеше (слика 6.26), задршка паљења постаје више изражена, али не толико да би дошло до скока у брзини ослобађања топлоте у главном простору, већ се сагоревање из преткоморе наставља у главном простору, с тим да се из диференцијалног закона сагоревања јасно види тренутак наставка сагоревања у главном простору, што није био случај за богатију смешу.

Насупрот законима сагоревања са слика 6.25 и 6.26, у случају јако сиромашне смеше (слика 6.27) јасно се види тренутак задршке паљења и почетка сагоревања у главном простору. Једини мод који се делимично издваја је мод 3, где постоји скок у брзини ослобађања топлоте, али уз мање изражену задршку паљења. Треба напоменути да је ово мод где је глобални коефицијент састава смеше износио 3,14, што је приближно једнако горњој граници из претходне групе.

6.2 ИСТРАЖИВАЊЕ РАДНОГ ЦИКЛУСА И ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МОТОРА СА ВОДОНИКОМ

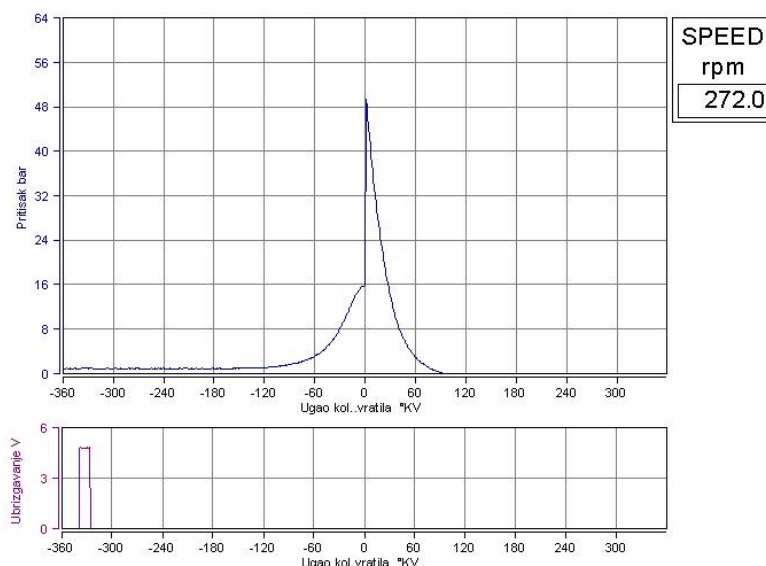
Водоник је познат као веома експлозиван гас који је тешко контролисати. У овој докторској дисертацији, утврђиваће се постављена хипотеза, да преткомора може омогућити регуларан рад мотора са гасовитим горивима склоним детонантном сагоревању, по чему је водоник специфичан.

На основу искуства са КПП први покушаји покретања мотора са водоником су осмишљени са убризгавањем одмах након затварања издувног вентила, како водоник не би изашао кроз издувни вод. Како је топлотна моћ водоника око 2,5 пута већа од топлотне моћи КПП, постављено је време убризгавања 2,5 пута мање од времена убризгавања које одговара времену убризгавања када је мотор покретан са КПП. Међутим, овакви покушаји нису уродили плодом, због густине енергије водоника. Тачније, за исто време отворености бризгача, коришћени бризгач може да убризга око 7,7 пута већу масу бензина од КПП, и око 42 пута већу масу бензина од водоника. На основу топлотне моћи сва три горива, за исто време отворености, коришћени бризгач обезбеђује око 7,5 пута мању енергију уколико се убризгава КПП уместо бензина, и око 15,6 пута мању енергију уколико се убризгава водоник уместо бензина. Зато је стартовање захтевало дуже време убризгавања, па је дефинисано време убризгавања од 12 ms.

Са временом убризгавања од 12 ms, чији је почетак дефинисан на 344° КВ пре СМТ, појавили су се први знаци појаве сагоревања у главном простору. Тада је водоник показао своју незгодну природу, слика 6.28. Том приликом се чула јака експлозија, и мотор је променио смер окретања а након тога се зауставио. Забележена максимална вредност степена пораста притиска, у овом случају износила је 33,4 bar·°КВ⁻¹. Овакав начин рада довео је до закључака да убризгавање целокупне количине горива током усисавања, може бити деструктивно за мотор.

Успешно стартовање мотора постигнуто је са истим временом убризгавања, с тим да је убризгавање подељено у два дела. Почетак убризгавања за 30% од укупног времена отворености бризгача постављено је на истом углу, током усисавања, док је почетак за преосталих 70% од укупног времена убризгавања постављено на 30° КВ пре СМТ. Са оваквим убризгавањем, и даље се приликом покретања мотора, док је број обртаја био мали, јављао велики пораст притиска и бруталан рад мотора, али са повећањем броја обртаја, рад мотора је постао стабилнији.

Такође мотор је покретан са активираним декомпресором све док се нису појавили први знаци сагоревања, у супротном би долазило до прераног паљења и окретања смера мотора. Са појавом првих знакова сагоревања, мотор је убрзавао и овај ефекат се није понављао. У циљу лакшег стартовања мотора, без појаве бруталног рада, треба користити електропокретач са већом стартном брзином.

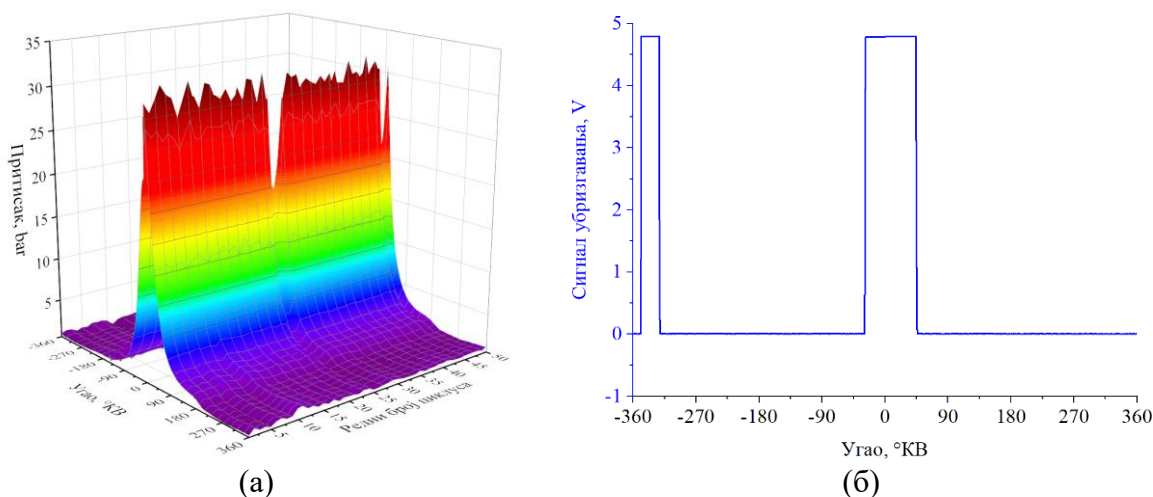


Слика 6.28. Притисак у главном простору приликом првог стартовања

Како карактеристике коришћеног бризгача нису дозвољавале убризгавање потребне количине горива на захтевнијим режимима, закључак је да не могу да се понове сви режими, остварени са КПП.

6.2.1 Истраживање начина убризгавања водоника

Након успешног покретања мотора, закључило се да мотор у потпуности може да ради без пригушења, као и са КПП. Такође примећена је извесна нестабилност, односно изостанци паљења који се могу видети на слици 6.29.



Слика 6.29. Притисак у главном простору са изостанцима паљења (а) и сигнал убризгавања (б)

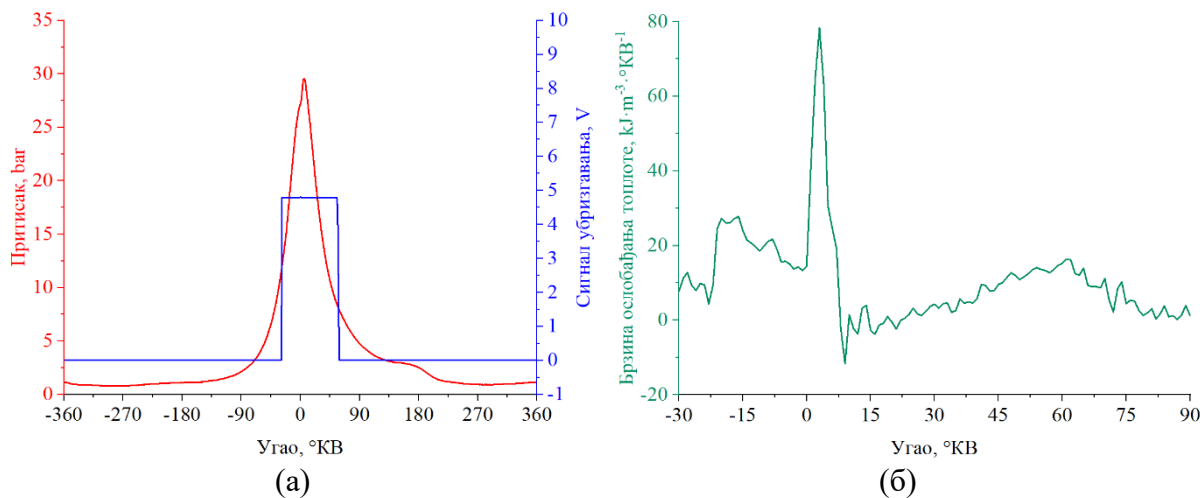
На слици 6.29, приказано је 50 узастопних циклуса, снимљених током изостанка паљења. На основу дијаграма, тачно се види где је дошло до изостанка паљења. Током рада регистрован је метални звук, који се појављивао сваки пут када би дошло до изостанка паљења. Утврђено је да, метални звук долази из пригушног резервоара од 200 L, који се користи како би било могуће мерење протока ваздуха. Откривено је, да се заправо јавља експлозија у усисном воду која одзвања и у пригушном резервоару. Експлозије је

изазивао ННО гас – праскави гас. Експлозију у усисном систему је изазвала појаву таласа притиска који је онемогућавао усисавање и изостанак паљења и сагоревања. Изостанак сагоревања изазива пад броја обртаја и немогућност одржавања режима. Како су се експлозије дешавале у усисном воду, њих је изазивала порција горива која се убризгава током усисавања. Померањем ове порције горива са усисавања, на такт сабијања, када су оба вентила затворена, ова појава је у потпуности нестаје, и обезбеђује регуларан рад мотора.

Како је водоник гориво са знатно ширим границама упаљивости од КППГ, следећи начин убризгавања се карактерише почетком, који је мало пре варнице, и траје у току сагоревања (то није било успешно реализовано у случају рада експерименталног мотора са КППГ зато што је тада у преткомори била пребогата смеша која није могла да се пали варницом). Добијени резултати приказани су на слици 6.30, и табели 6.22.

Циклус приказан на слици 6.30 представља режим без оптерећења. Може се рећи, да је вредност индикаторског степена корисности релативно мала. Зато, овакав начин убризгавања није повољан са аспекта ефикасности. Такође, са оваквим начином убризгавања није могуће постићи режиме са већим оптерећењима.

Из диференцијалног закона сагоревања, види се рапидни скок у брзини ослобађања топлоте, који је и очекиван за водоник. Према углу до ког је сагорело 50% и 90% циклусне количине, све указује на јако развучено сагоревање, са начином убризгавања са слике 6.30 (б). Такође, постоји ослобађање топлоте пре дефинисаног угла претпаљења који износи 3° КВ, што је узроковало да се добију нелогичне вредности за углове до којих је сагорело 5% и 10% циклусне количине горива.



Слика 6.30. Притисак у главном простору са сигналом убризгавања (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за убризгавање водоника током процеса сагоревања

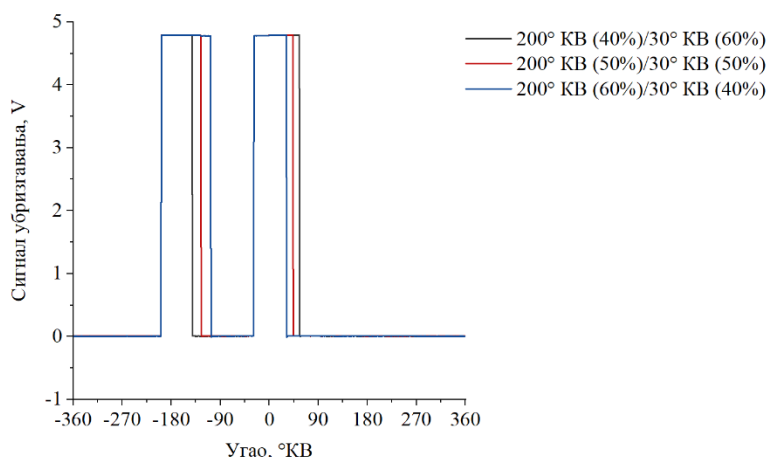
Табела 6.22. Резултати добијени за убризгавање водоника током процеса сагоревања

Број обртаја, min^{-1}	1528
Средњи индикаторски притисак, bar	2,91
Индикаторски степен корисности, -	0,22
Максимална вредност притиска, bar	30,37
Положај максималне вредности притиска, °КВ	2,96

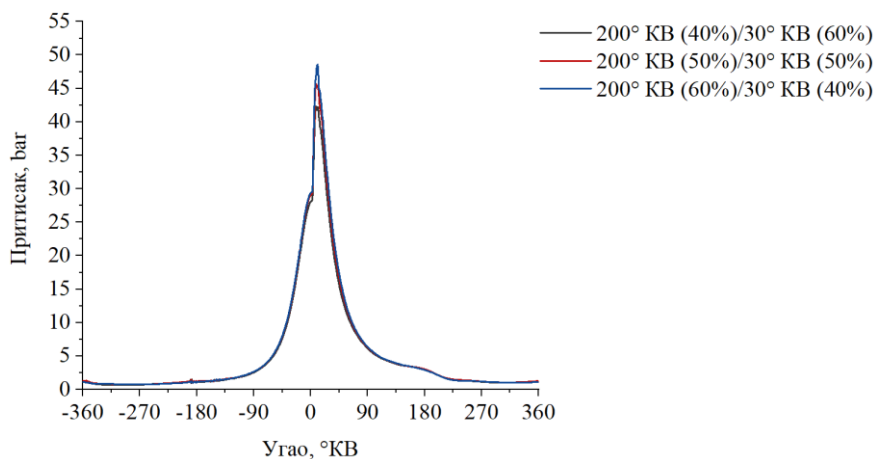
Табела 6.22. (наставка)

Максимална вредност степена пораста притиска, $\text{bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$	1,98
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, $^\circ\text{KB}$	-10,54
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, $^\circ\text{KB}$	-5,47
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, $^\circ\text{KB}$	34,76
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, $^\circ\text{KB}$	71,89

Како претходни начин убризгавања горива није био задовољавајући, одлучено је да се проба са двостепеним убризгавањем горива (слика 6.31). Почетак првог убризгавања (прве порције) постављен је на 200°KB пре СМТ, а почетак убризгавања другог дела (дуге порције) горива постављен је на 30°KB пре СМТ. Укупно време убризгавања и тренутак паљења су исти, вариране су само порције убризганог горива, слика 6.31.



Слика 6.31. Окидни сигнали убризгавања за мерења са варирањем порција убризганог горива



Слика 6.32. Притисак у главном простору за мерења са варирањем порција убризганог горива

За први начин убризгавања дефинисано је да сигнал за прво убризгавање траје 40% а за друго убризгавање 60% од укупног времена убризгавања. Затим, су ове вредности померене на 50% - 50%, а након тога на 60% - 40%. Током испитивања није одржан константан режим, већ је само праћен утицај, прерасподеле порција убризгавања. Притисак у главном простору за сва три мерења дат је на слици 6.32, а резултати у табели 6.23.

Табела 6.23. Резултати добијени за мерења са варирањем порција убризганог горива

Мерења Резултати	200° KB (40%)	200° KB (50%)	200° KB (60%)
	30° KB (60%)	30° KB (50%)	30° KB (40%)
n , min ⁻¹	1963	2015	2102
p_{mi} , bar	4,98	5,33	5,67
η_i ,	0,29	0,31	0,34
p_{max} , bar	43,97	48,15	51,19
$\alpha_{p_{max}}$, °KB	8,96	8,50	9,32
$dp/d\alpha$, bar·°KB ⁻¹	6,91	8,66	9,06
AI05, °KB	2,56	2,50	2,56
AI10, °KB	3,37	3,23	3,28
AI50, °KB	8,60	7,53	7,11
AI90, °KB	65,14	60,41	54,62

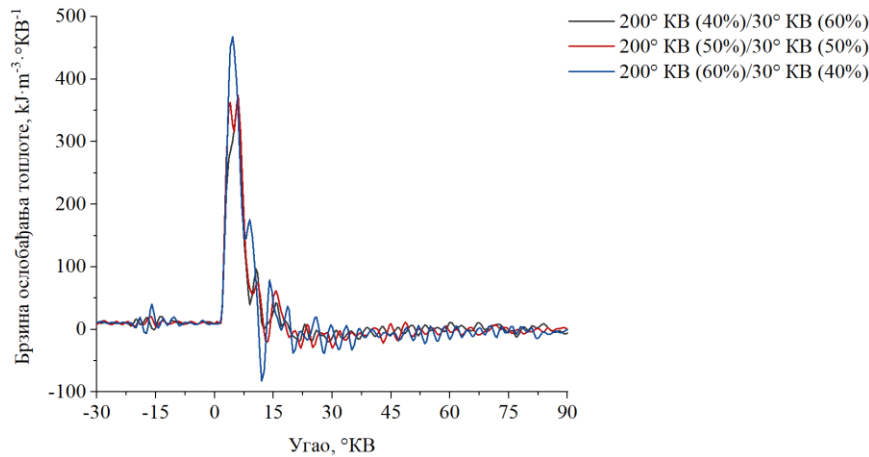
Ознаке из табеле 6.23 представљају:

- n - број обртаја,
- p_{mi} - средњи индикаторски притисак,
- η_i - индикаторски степен корисности,
- p_{max} - максимална вредност притиска
- $\alpha_{p_{max}}$ - положај максималне вредности притиска,
- $dp/d\alpha$ - максимална вредност степена пораста притиска.

Посматрајући слику 6.32, где се јасно види да варирање порција има утицаја на радни циклус мотора. Са убризгавањем веће количине горива у првом делу убризгавања, расту максимални притисци у главном простору, као и специфични индикаторски рад и индикаторски степен корисности. Резултати и закључци постигнути овим испитивањем, потврђују резултате добијене у истраживању [58]. У наведеном истраживању аутора И. Грујића утврђено је да са померањем убризгавања веће количине горива пре СМТ долази до пораста максималног притиска у циклусу.

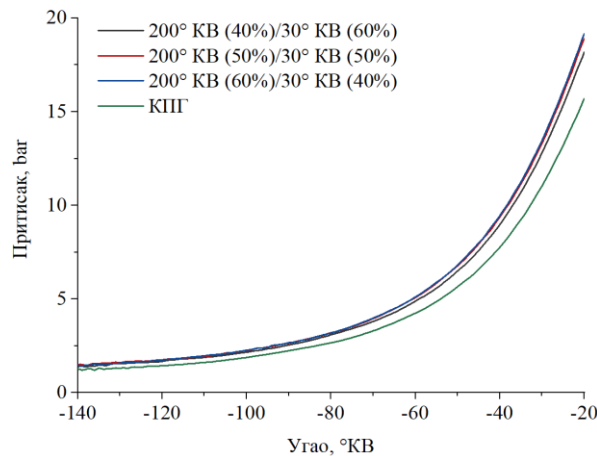
Диференцијални закон сагоревања за сва три режима приказан је на слици 6.33. Са порастом количине горива-порције која се убризгава у првом делу убризгавања долази до повећања максималне вредности брзине ослобађања топлоте. Само сагоревање је изузетно брзо, што је и било за очекивати за рад са водоником, упркос томе што је у сва три случаја мотор радио са глобално сиромашном смешом, са коефицијентом састава смеше преко 2. Део сагоревања смеше у главном простору који се пали пламеном из преткоморе није видљив као у случају рада са КППГ.

Како се друга порција убризганог горива за сва три случаја једним делом одиграва током сагоревања, и ширења, јављају се осцилације у диференцијалном закону сагоревања, које представљају догоревање друге порције убризганог горива, а које су утицале да вредност угла до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, буде померен на више од 50° KB после СМТ.



Слика 6.33. Диференцијални закон сагоревања за режиме са варирањем порција убризганог горива

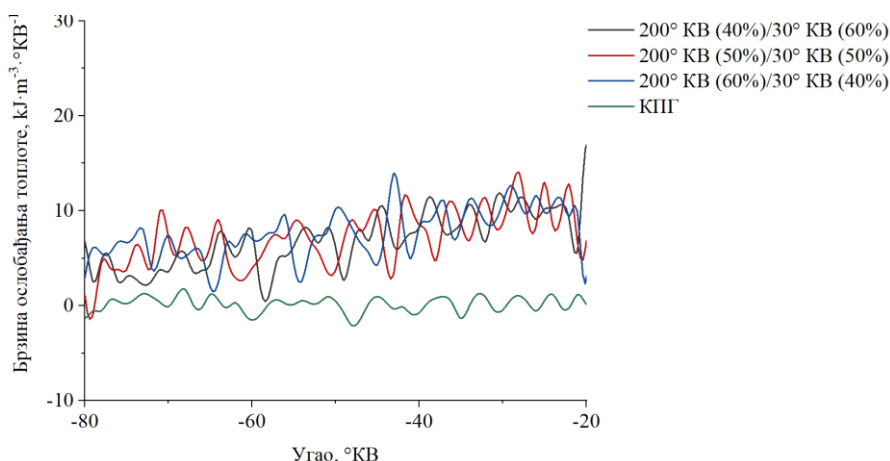
Поред тога, оно што је такође интересно јесте понашање притиска током такта сабијања. При истом степену компресије у случају рада са водоником, за разлику од КПГ, постоји бржи раст притиска у току сабијања (слика 6.34). Такође, за случај варирања порција убризганог горива, са повећањем количине убризганог горива у првој порцији, ток притиска током сабијања има благи раст у односу на претходни случај, када је мање горива убризгано у првој порцији, а више другој порцији, слика 6.34.



Слика 6.34. Ток притиска током такта сабијања

Теоретски за исти степен компресије, промена притиска у току такта сабијања треба да буде иста за све случајеве. Узрок повећања притиска је довођење топлоте, што би значило да постоји сагоревање током сабијања, када не би требало да постоји.

Анализом резултата истраживања утврђено је да при раду са водоником (услов да је убризгавање започето пре сабијања) долази до паљења и спорог сагоревања током сабијања (слика 6.35).

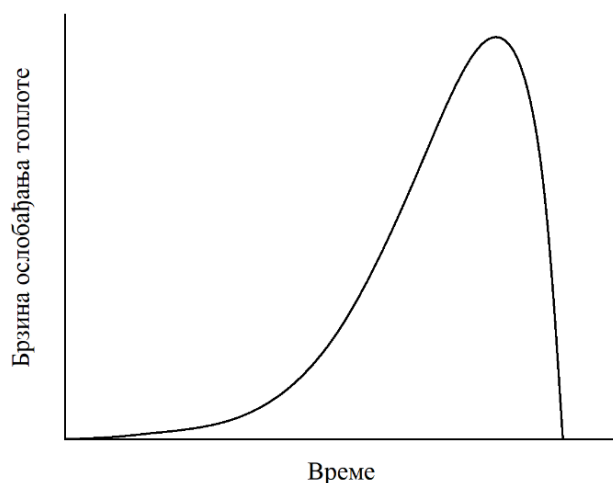


Слика 6.35. Диференцијални закон сагоревања за део такта сабијања

На слици 6.35, није приказан део од 140° КВ до 80° КВ пре СМТ, зато што у овом делу треба избећи утицај промена у притиску, који су последица "сметњи" изазваних механичким вибрацијама услед затварања усисног вентила.

Са слике 6.35, види се ослобађање топлоте током сабијања за сва три случаја рада са водоником. Ово се подудара са литературним подацима [59], где је пронађено да се код сагоревања водоника прво јавља један дужи период спорог сагоревања, и тек затим долази до бурне реакције, која се манифестује знатно већом брзином ослобађања топлоте, слика 6.36.

Ово је такође разлог зашто је мотор морао да буде покретан са активираним декомпресором. Наиме због дужег трајања циклуса, смеша се боље хомогенизује, и пали услед компресије, што изазива да главни део сагоревања почне пре варнице свећице.



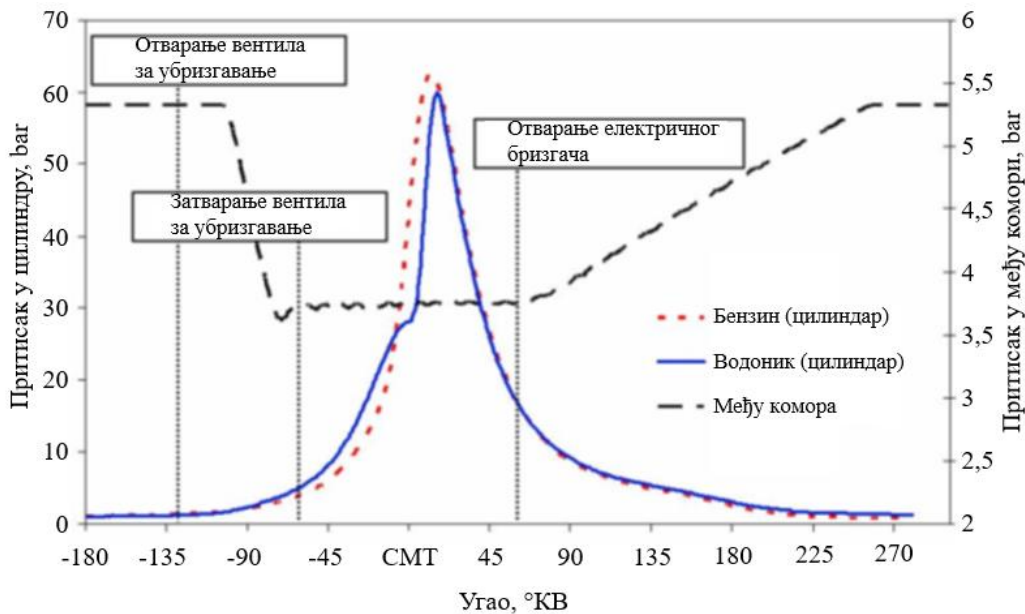
Слика 6.36. Теоријско сагоревање водоника [59]

У литератури [59], теоријски процес сагоревања водоника приказан сликом 6.35, описан је релацијама (6.14) и (6.15):



где релација (6.14), описује први период спорог сагоревања, а релација (6.15) описује главни период бурног сагоревања.

Постојање сагоревања водоника током такта сабијања у мотору потврђује и истраживање аутора аутора S. Zanforlin и S. Frigo [27]. Упоредивањем резултата притиска у цилиндру добијених за бензин, и резултата притиска у цилиндру добијених за водоник, приметна је разлика у вредности притиска током такта сабијања. Као и у истраживању у склопу ове докторске дисертације, тако и у овом и овом истраживању, притисак у цилиндру током такта сабијања је видљиво већи, што се може видети на слици 6.37.



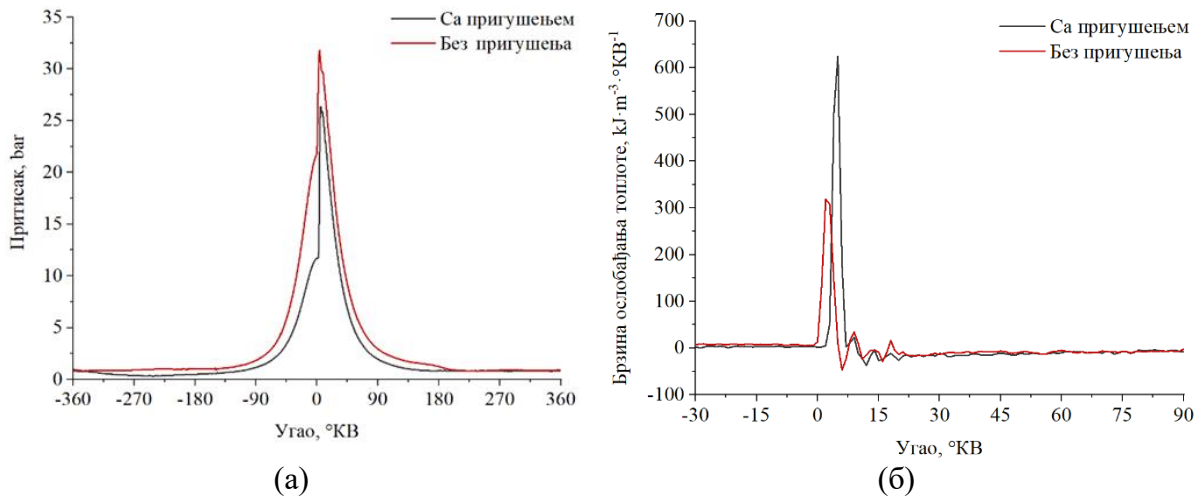
Слика 6.37. Резултати рада са водоником аутора S. Zanforlin и S. Frigo [27]

Упркос сагоревању током сабијања, успешно је одржаван регуларан рад мотора, односно главна реакција процеса сагоревања, се десила тек након што је иницирано паљење свећицом, што значи да није дошло до самопаљења целокупне смеше. Смањење појаве сагоревања током сабијања може се постићи применом мањег степена компресије. Са смањењем степена компресије, смањиће се притисак и температура током такта сабијања, и неће бити повољни услови за сагоревање. Што ће редуковати феномен сагоревања водоника током такта сабијања. Ради симулирања смањења степена компресије извршено је једно мерење на празном ходу, где је мотор радио са и без пригушења, слика 6.38.

Пригушење у усисном воду доводи до смањења притиска и температуре у тренутку прескакања варнице. Сагоревање током компресије је мањег интензитета у случају рада мотора са пригушењем. Анализом дијаграма са слике 6.38, може се видети да је продужен период притајеног сагоревања. Јасно се види да основно сагоревање почиње након СМТ.

При раду мотора са пригушењем током такта сабијања сагорела је мања количина горива, тако да је у основном сагоревању сагорела већа количина горива, што се види из диференцијалног закона сагоревања те је из тог разлога добијен већи пораст притиска. Такође коефицијент састава смеше је за случај рада са пригушењем износио 0,99, а позната чињеница је та да водоник има највећу брзину сагоревања у стехиометријској смеси. Смањењем степена компресије и радом без пригушења омогућио би се рад

мотора и са сиромашном смешом што би довело и до смањења количине горива које сагорева током сабијања.

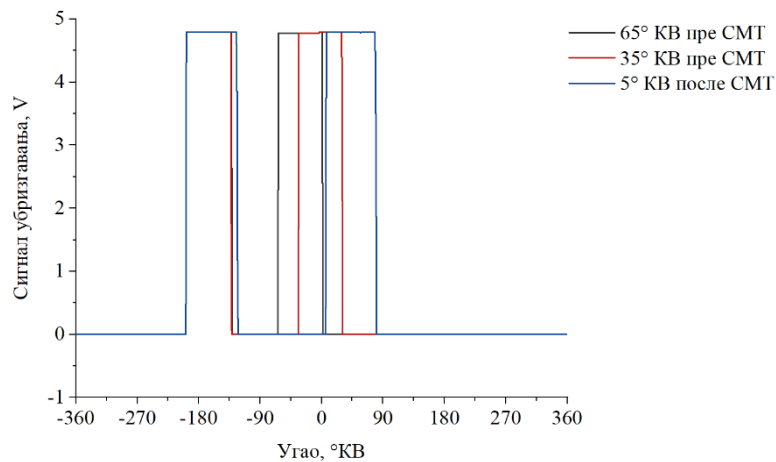


Слика 6.38. Притисак у главном простору (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за рад мотора са водеником, са и без пригушења

6.2.2 Истраживање процеса сагоревања са водеником

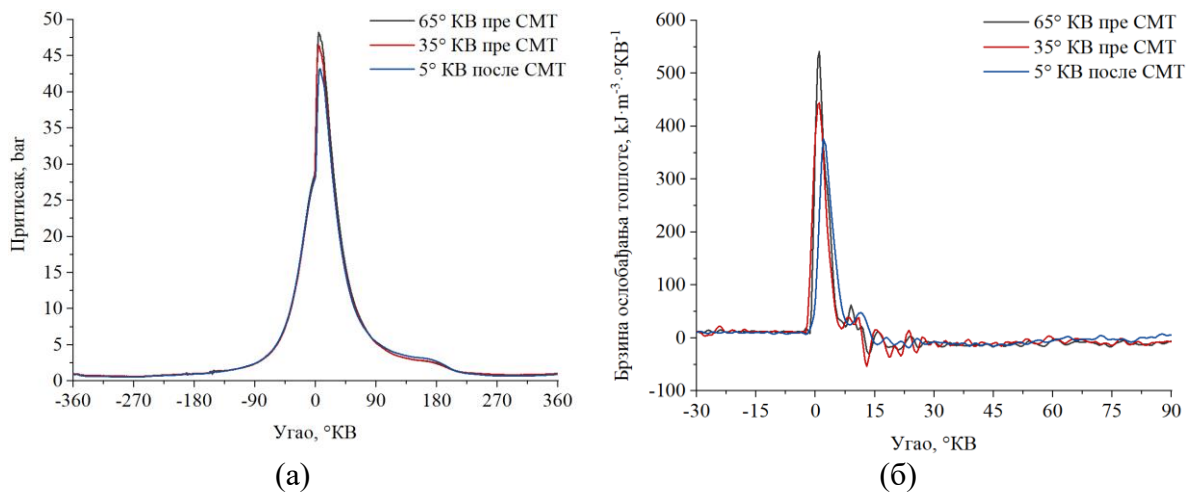
Ово истраживање је вршено на константном режиму који је дефинисан бројем обртаја 1570 min^{-1} и оптерећењем $0,28 \text{ kJ}\cdot\text{dm}^{-3}$. Овакав режим, није захтевао велику циклусну количину горива, што је битно како због капацитета бризгача тако и због ограничене количине горива. На почетку извршено је опредељење да се убризгавање врши из два дела – порције. Расподела је усвојена као таква да убризгавање у свакој порцији траје по 50% од укупног времена убризгавања. За ово испитивање је усвојен константан почетак убризгавања прве количине на 200° KB пре СМТ, које је постављено као фиксно, док је тренутак другог убризгавања вариран, приказано сликом 6.39.

За почетак другог убризгавања су изабране три варијанте, где су две током сабијања, а у трећем случају убризгавање почиње током такта ширења. Порције су у сва три случаја по убризгавању подељене на по 50%, од укупног времена убризгавања.



Слика 6.39. Окидни сигнал убризгавања за прва три режима

У истраживањима из дела 6.2.1 показало се да је начин убризгавања утицајан параметар, па је за одржавање константног режима међано укупно време убризгавања. Резултати добијени оваквим начином убризгавања, приказани су сликом 6.40, и табелом 6.24.



Слика 6.40. Притисак у главном простору (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за варирање почетка убризгавања друге порције горива

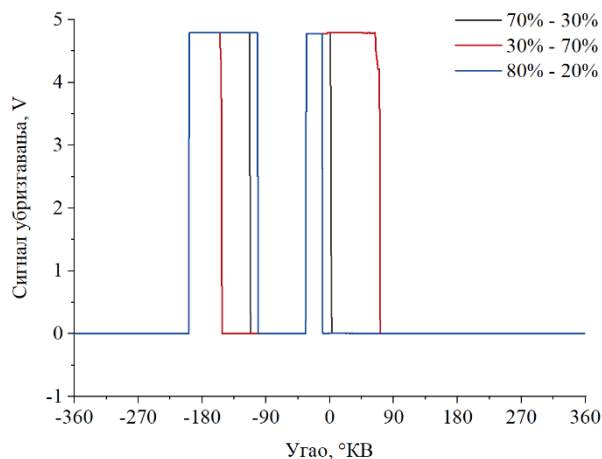
Може се видети да се ранијим убризгавањем, постиже бурније сагоревање, зато што се успешно формира већа количина смеше. Ово за собом повлачи веће вредности притисака у главном простору, као и веће вредности максималног степена пораста притиска. Што се тиче друге порције која се дешава током сагоревања и ширења њено померање у смеру ширења негативно утиче на ефикасност. Са аспекта ефикасности, боље је када се гориво убризга раније. Циљ је био да се на основу резултата усвоји најбоље рангирани од ова три режима (са највећом вредношћу индикаторског степена корисности), а да се затим овај режим модификује са циљем постизања бољих резултата. Најбољим се може сматрати први режим са најранијим убризгавањем друге порције. Ипак, максимална вредност степена пораста притиска код овог режима је изразито висока. Наредни корак истраживања био је варирање порција по убризгавању. Увећање прве порције повећава максималну вредност степена пораста притиска. Самим тим, пошто је разлика у индикаторском степену корисности износила свега 1%, одабран је други режим где је убризгавање друге порције дефинисано на 35° KB пре СМТ. За усвојени начин убризгавања (почетак убризгавања прве порције на 200° KB пре СМТ, а почетак убризгавања друге порције на 35° KB пре СМТ), приказано сликом 6.41.

Табела 6.24. Резултати добијени за режиме за варирање почетка убризгавања друге порције горива

Мерења Резултати	65° KB пре СМТ	35° KB пре СМТ	5° KB после СМТ
n , min ⁻¹	1581	1562	1561
p_{mi} , bar	5,08	4,77	4,69
η_i ,	0,32	0,31	0,27
p_{max} , bar	51,11	48,12	44,29
$\alpha_{p_{max}}$, °KB	5,82	5,62	6,56
$dp/d\alpha$, bar·°KB ⁻¹	10,19	7,94	6,48
$AI05$, °KB	-0,87	-1,48	0,87

Табела 6.24. (наставка)

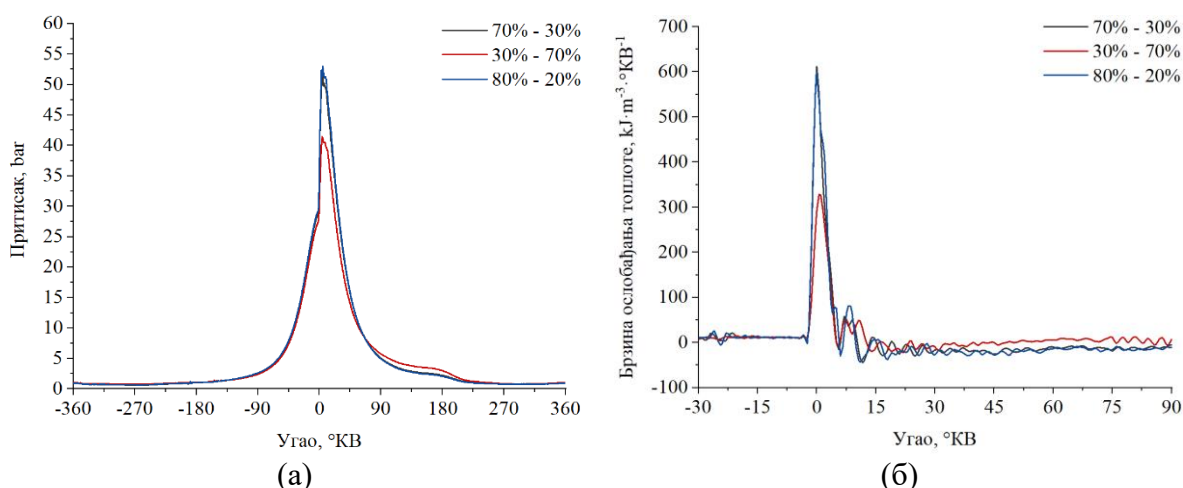
AI10, °KB	-0,23	-0,77	1,69
AI50, °KB	2,37	2,23	5,77
AI90, °KB	33,02	45,67	62,55



Слика 6.41. Сигнал убризгавања за варирање порција убризганог горива

Као и у претходном случају, одржавање режима стабилним, је постигнуто прерасподелом времена убризгавања за исто укупно време убризгавања. Резултати добијени начином убризгавања са слике 6.41 се могу видети на слици 6.42 и у табели 6.26.

Убризгавање велике порције близу СМТ довело је до истог ефекта, као и убризгавање на ширењу. Тачније, пошто је један део убризгавања ушао у такт ширења, изазвано је сагоревање током ширења, што доказује и угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива. Овакав начин убризгавања довео је до смањења индикаторског степена корисности, те самим тим се може сматрати да овакав принцип није повољан са аспекта ефикасности. Друга два принципа убризгавања, са већим порцијама убризгавања на почетку, дала су релативно сличне резултате.



Слика 6.42. Притисак у главном простору (а) и диференцијални закон сагоревања (б) варирање порција убризганог горива

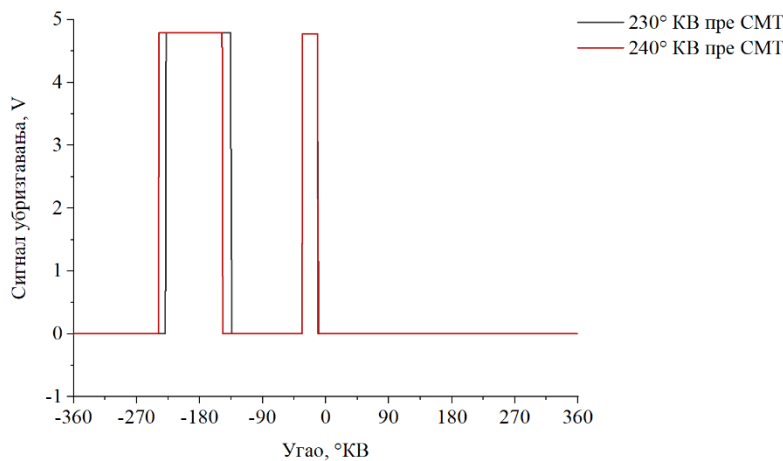
Наиме, у оба случаја сагоревање је било веома кратко, с тим да је најкраће сагоревање забележено када је највећа порција прво убризганог горива. У оба случаја појавила се

слична вредност максималног степена пораста притиска, те је за даље истраживање усвојен режим са већим степеном корисности, односно режим са убризгавањем у порцијама 80% - 20%.

Табела 6.25. Резултати добијени за мерења за варирање порција убризганог горива

Мерења Резултати	70% - 30%	30% - 70%	80% - 20%
n, min^{-1}	1567	1567	1572
p_{mi}, bar	4,77	4,58	4,78
$\eta_i,$	0,32	0,25	0,33
p_{\max}, bar	53,52	46,62	55,08
$\alpha_{p_{\max}}, \text{°KB}$	4,52	4,48	4,34
$dp/d\alpha, \text{bar} \cdot \text{°KB}^{-1}$	11,20	6,80	11,21
$AI05, \text{°KB}$	-1,70	-0,52	-1,68
$AI10, \text{°KB}$	-1,10	-0,56	-1,10
$AI50, \text{°KB}$	1,03	8,80	0,99
$AI90, \text{°KB}$	16,93	71,17	8,80

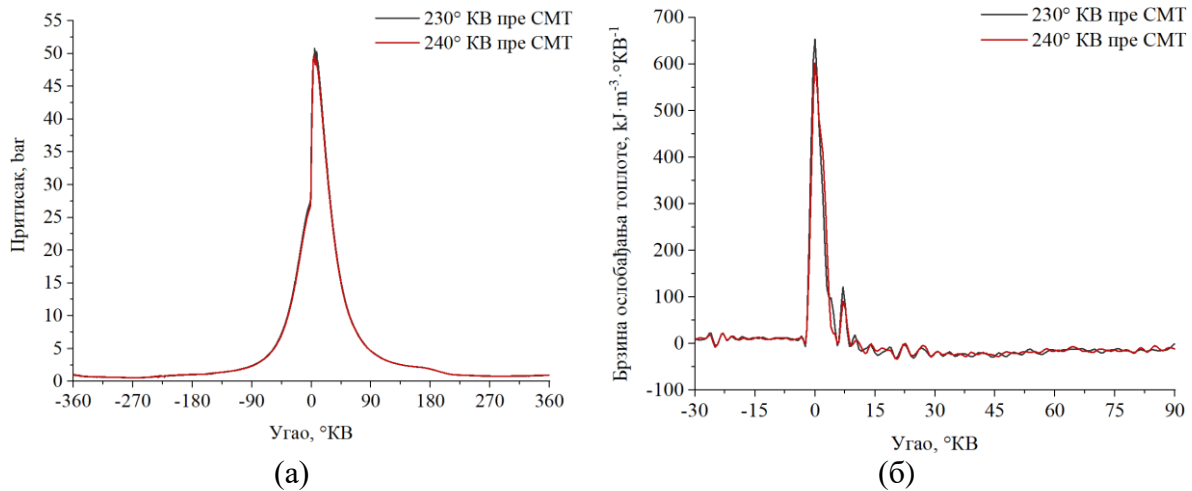
У следећем истраживању вршено је варирање почетка убризгавања прве порције, са усвојеним порцијама убризгавања (80% - 20%). Повећање прво убризгане количине горива утиче на повећање ефикасности, па је претпоставка била да ће померање ове порције даље ка почетку такта усисавања, додатно повећати ефикасност. Наравно, требало је одредити и границу почетка убризгавања прве порције, како не би дошло до експлозија у усисном воду. Кроз два мерења утврђена је граница почетка убризгавања прве порције (сигнали убризгавања се могу видети на слици 6.43).



Слика 6.43. Сигнал убризгавања за варирање почетка убризгавања прве порције горива

Како је приказано на слици 6.43, на првом мерењу дефинисан је почетак убризгавања прве порције горива на 230° KB пре СМТ. Оваквим начином убризгавања постигнут је стабилан режим без експлозија у усисном воду. Даље је тестиран режим са почетком убризгавања прве порције на 260° KB пре СМТ, а затим на 250° KB пре СМТ, али у оба случаја дошло је до експлозија у усисном воду, те је самим тим почетак убризгавања прве порције горива постављен на 240° KB пре СМТ и утврђено је да је ово максимални угао на ком се може почети са убризгавањем са притиском убризгавања од 100 bar.

Резултати добијени на режимима где је прво убризгавање дефинисано на 230 ° KB пре СМТ и 240° KB пре СМТ, приказани су на слици 6.44 и у табели 6.26.



Слика 6.44. Притисак у главном простору (а) и диференцијални закон сагоревања (б) за варирање почетка убризгавања прве порције горива

Табела 6.26. Резултати добијени за мерења за варирање порција убризганог горива

Мерења	230° KB пре СМТ	240° KB пре СМТ
Резултати		
n , min^{-1}	1568	1568
p_{mi} , bar	4.48	4.77
η_i ,	0.33	0.34
p_{\max} , bar	52.35	51.15
$\alpha_{p_{\max}}$, °KB	4.82	4.78
$dp/d\alpha$, $\text{bar}\cdot\text{°KB}^{-1}$	10.68	9.90
AI_{05} , °KB	-1.76	-1.67
AI_{10} , °KB	-1.21	-1.07
AI_{50} , °KB	0.77	0.99
AI_{90} , °KB	7.81	8.68

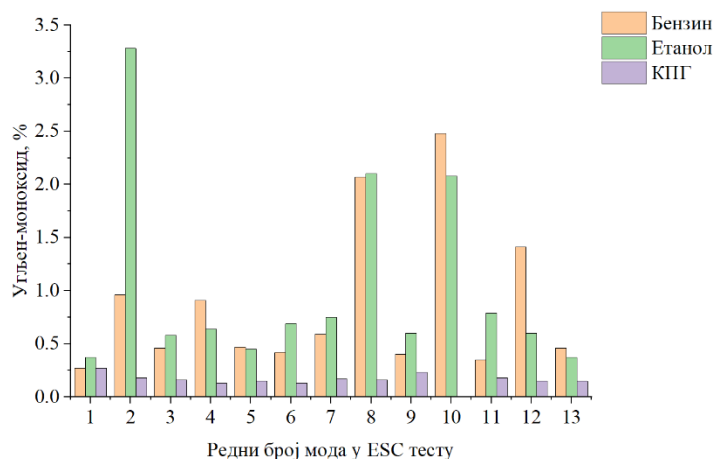
За мерења, где је почетак убризгавања прве порције дефинисан на 230° KB пре СМТ и 240° KB пре СМТ, добијени су готово идентични резултати. На другом режиму је постигнут већи индикаторски степен корисности за 1%, зато што је овај режим остварен са нешто мањом циклусном количином горива. Из диференцијалног закона сагоревања, може се видети да је сагоревање изузетно кратко. Како је напоменуто са углом 240° KB пре СМТ је постигнут регуларан рад мотора. Треба напоменути, да је притисак убризгавања за све приказане режиме износио 100 bar. Након пада притиска у боци, тестирани су режими са нижим притисцима убризгавања, и успешно је померано убризгавање дубље у такт усисавања, без експлозија у усисном воду. Зависно од притиска убризгавања, зависио је и максимални угао који је могао да се дефинише као почетак убризгавања прве порције горива. Разлог је тај што са све мањим притиском, гас све теже излази из преткоморе у главни простор и смањује се могућност изласка у усисни вод. Нажалост на мањим притисцима убризгавања, смањује се и циклусна количина горива за исто време отворености бризгача, те није могуће постићи режими са већим

оптерећењем, па ова мерења нису укључена у резултатима ове докторске дисертације. За будућа истраживања, не треба занемарити могућност примене преткоморе, посебно за рад са водоником. Ипак, треба пронаћи адекватнији бризгач већег капацитета који ће сигурно пружити и веће могућности рада мотора са овим горивом. Што се тиче топлотних губитака, они су код примене преткоморе увећани. С тим, може се повећати ефикасност на режимима са малим оптерећењем, где са применом преткоморе не постоји потреба за пригушењем. Већа ефикасност се може постићи и на режимима са већим оптерећењем, обезбеђивањем сагоревања где се сагоревање из преткоморе наставља у главном простору без задршке паљења, а што је доказано током рада са КПП. Најбољи начин да се ово постигне је постизање оптималног раслојавања смеше између преткоморе и главног простора. Тачније потребно је да смеша у преткомори буде богата, али да не излази из граница упаљивости, као и да смеша у главном простору не буде превише сиромашна, како не би изазвала задршку паљења. Ово се може постићи бризгачем већег капацитета и/или преткомором мање запремине. Такође, уколико једног дана водоник буде доступан као гориво, са релативно ниском ценом коштања, сама ефикасност се једним делом може занемарити. Чињеница да ово гориво је могуће примењивати на начин приказан у овој докторској дисертацији. Такође, може се обезбедити регуларан рад мотора само са водоником као горивом, што многи истраживачи сматрају веома тешко изводљивим због карактеристика сагоревања водоника.

6.3 ЕКОЛОШКИ ПОКАЗАТЕЉИ ПРЕТКОМОРНОГ МОТОРА ПРИ РАДУ СА ГАСОВИТИМ ГОРИВИМА

6.3.1 Емисија током рада мотора са КПП

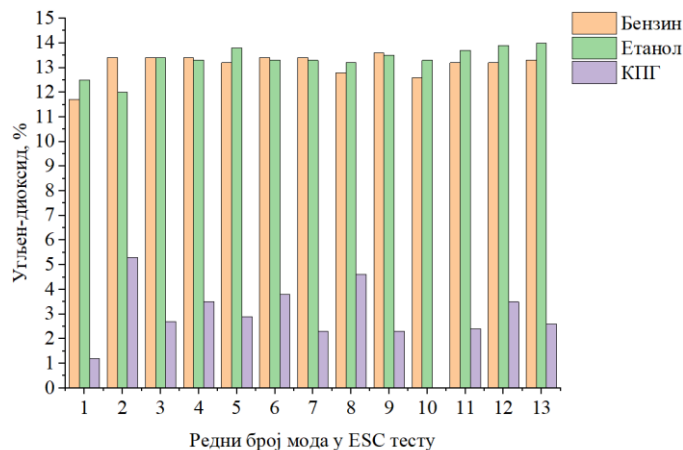
Основна предност КПП као горива јесте мањи садржај угљеника у хемијском саставу, што доприноси смањењу концентрације штетних компоненти у издувним гасовима, чији је угљеник саставни елемент. На слици 6.45, приказана је концентрација угљен-моноксида у издувним гасовима КПП у односу на бензин и етанол.



Слика 6.45. Упоредна концентрација угљен-моноксида у издувним гасовима

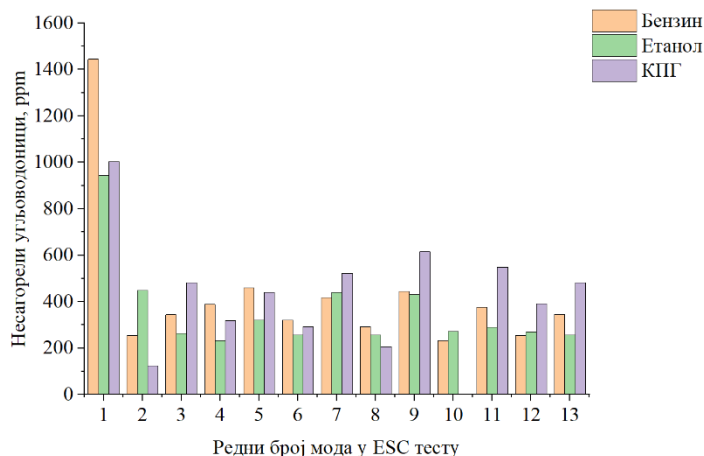
Како је тема докторске дисертације везана за идентификацију процеса сагоревања ото мотора, извршено је поређење концентрације штетних компоненти само са режимима из истраживања [2], постигнутим за мултипроцесни рад мотора са паљењем уз помоћ свећице. Када је мотор радио са КПП смеша је била глобално сиромашна што је резултирало нижом емисијом угљен-моноксида. Посматрајући резултате, може се рећи

да је једини режим где су вредности емисије сличног реда величине са вредностима из истраживања [2], режим на празном ходу (мод 1). Анализом, може се видети да је најнижа емисија угљен-моноксида постигнута на режимима са већим оптерећењем, односно на овим режимима је постигнуто потпуније сагоревање и преношење пламена из преткоморе у главни простор без прекида пламена. Ово потврђују и резултати добијени за концентracију угљен-диоксида, приказани сликом 6.46.



Слика 6.46. Упоредна концентracија угљен-диоксида у издувним гасовим

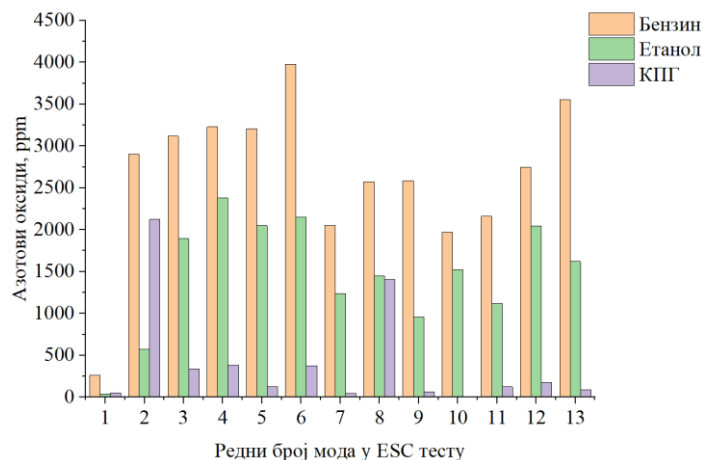
Због ограниченог капацитета бризгача, а како би се постигао регуларан рад мотора, убризгавање је постављено на самом почетку усисавања током преклопа вентила. Ранијим убризгавање омогућило је испирање преткоморе и повољније услове за сагоревање. Међутим, као последица појавила се повећана концентracија несагорелих угљоводоника на већем броју режима у поређењу са бензином и етанолом, зато што је гасно гориво "лакше" изашло кроз отворени издувни вентил, слика 6.47.



Слика 6.47. Упоредна концентracија несагорелих угљоводоника у издувним гасовим

Редукција концентracије несагорелих угљоводоника би могла да се постигне померањем убризгавања након затварања издувног вентила, што би омогућила примена бризгача већег капацитета. За будућа истраживања, треба користити бризгач већег капацитета, са којим ће моћи да се изврше и два убризгавања КПГ за један циклус. Прво убризгавање би требало да буде веома кратко и то пре затварања издувног вентила, које би имало функцију испирања преткоморе од заосталих продуката сагоревања и њихово избацивање кроз издувни вод, док би главно убризгавање требало дефинисати касније

током усисавања, када је издувни вентил затворен или током сабијања. На овај начин смањила би се концентрација несагорелих угљоводоника и повећала радна област мотора. Концентрација азотових оксида за рад са КПП, приказана је на слици 6.48.



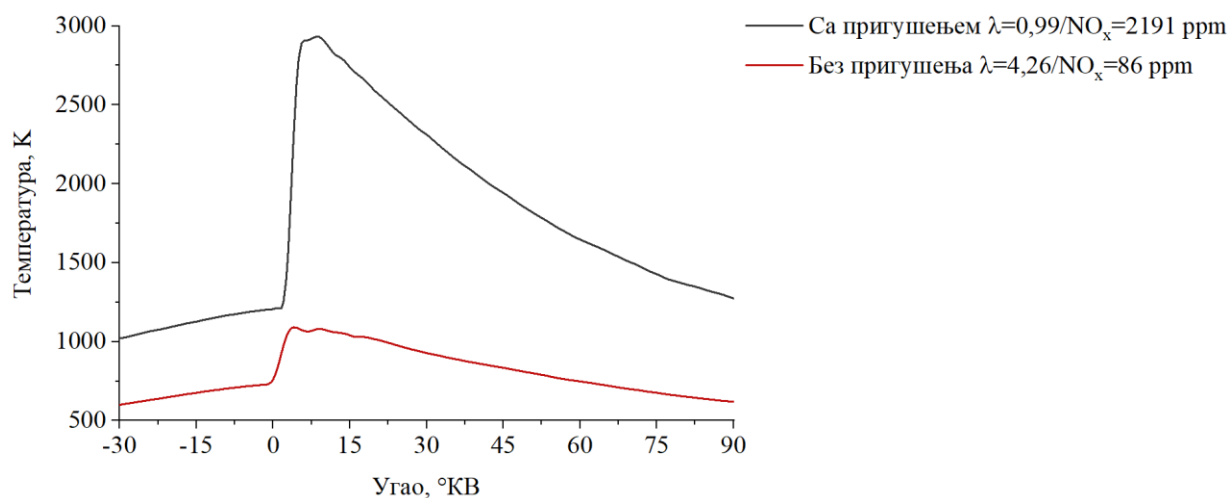
Слика 6.48. Упоредна концентрација азотових оксида у издувним гасовим

Концентрација азотових оксида је директно везана за вредност максималних температура које се јављају током сагоревања. Тачније са повећавањем температуре, расте и концентрација азотових оксида. Највећа концентрација азотових оксида забележена је за модове 2 и 8 по ESC тесту, који уједно представљају и режиме са највећим оптерећењем и максималним температурама. Ипак, концентрација азотових оксида је мања него за модове по ESC тесту постигнуте за мултипроцесни рад мотора са бензином па чак и етанолом [2] (концентрација је већа него за рад са етанолом само на модовима 1 и 2). Сиромашна смеша смањује вредност температура, те самим тим обезбеђује мању концентрацију азотових оксида.

6.3.2 Емисија током рада мотора са водоником

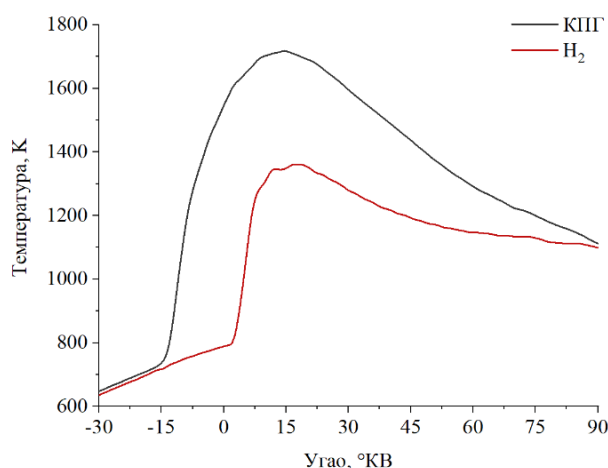
Са водоником прво су вршена испитивања при раду мотора на празном ходу, са и без пригушења у усисном воду. Ова два мерења је интересантно посматрати са аспекта концентрације азотових оксида. Наиме, према другим истраживањима, водоник би био готово идеално гориво са аспекта издувне емисије, да нема азотових оксида. У другим истраживањима где је водоник додаван као адитив другом гориву, примећен је пораст азотових оксида услед повишених температура [20, 21]. Прорачунске вредности температура за рад на празном ходу са и без пригушења, дате су на слици 6.49.

На празном ходу у оба случаја, како је раније речено постојало је ослобађање топлоте, пре варнице свећице, односно долазило је до спорог сагоревања током сабијања, услед самопаљења, који је карактеристичан за водоник. Услед неповољнијих услова за сагоревање, брзина ослобађања топлоте при раду мотора са пригушењем била мањег интензитета, односно сагоревање током сабијања је било интензивније при раду мотора без пригушења. Ипак маса радне материје која при раду мотора са пригушењем је била 4,3 пута мања од масе радне материје при раду мотора без пригушења, што је узроковало веће почетне температуре при раду мотора са пригушењем. Готово стехиометријски састав смеше изазвао је знатно већи пораст притиска у случају рада са пригушењем, као и нагли пораст температура. Све ово допринело је формирању идеалних услова за стварање азотових оксида, што је и забележено.



Слика 6.49. Температура у току сагоревања на празном ходу мотору

Оно што може бити занимљиво, јесте поређење температура и концентрације азотових оксида при раду мотора са КПП и водоником. При раду мотора са водоником, један од режима из дела 6.2.1 одговара моду 5 по ESC тесту. Промена температуре током процеса сагоревања, за мод 5 по ESC тесту, за КПП и водоник је приказана сликом 6.50.



Слика 6.50. Температура у току сагоревања за мод 5 по ESC тесту за КПП и водоник

Раније, када је приказан закон сагоревања за мод 5, демонстрирана је тврдња да је код водоника у току сабијања дошло до ослобађања топлоте у виду спорог сагоревања. Наиме када се погледају температуре, за случај КПП су више него за водоник, што на први поглед не потврђује претходно наведени закључак. Ипак, треба имати у виду да у случају КПП за овај режим, комплетно убризгавање гаса завршава се на 251° КВ пре СМТ, док код водоника су била два убризгавања. Једно убризгавање почиње 200° КВ пре СМТ, а завршава на 140° КВ пре СМТ, док друго убризгавање почиње на 30° КВ пре СМТ, а завршава се на 56° КВ после СМТ. Експанзија гаса који улази у преткомору и главни простор за собом повлачи хлађење. Такође продукт сагоревања водоника је водена пара, која је сигурно утицала на смањење максималних температура током сагоревања. Сходно томе, концентрација азотових оксида за мод 5 по ESC тесту, при раду мотора са водоником износи 109 ppm, док при раду мотора са КПП износи 122 ppm. Може се видети да разлика у концентрацији азотових оксида није драстична. Разлог овог је тај што у ниједном случају температуре нису постигле вредности на којима се драстично повећава концентрација азотових оксида, односно температуре преко 1600 °С [60]. Све до




сада доказује да је рад мотора са сиромашном смешом, повољан са аспекта емисије азотових оксида, када се ради са водоником.

На даље биће приказани резултати мерења емисије мотора са преткомором при раду са водоником за три мерења. Мерења су вршена при истом броју обртаја 1570 min^{-1} , оптерећењем $0,28 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}$, иста вредност угла претпаљења и различитим регулационим параметрима убризгавања. Регулациони параметри убризгавања дати су табели 6.27.

Табела 6.27. Регулациони параметри убризгавања

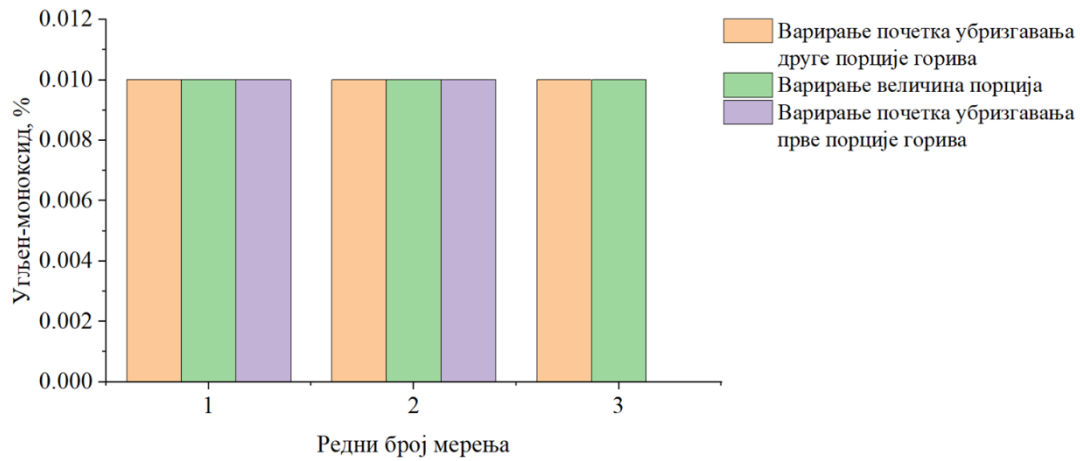
Регулациони параметар	Редни број мерења	Мерење		
		Мерење 1	Мерење 2	Мерење 3
α_1	1	200° KB пре СМТ	200° KB пре СМТ	230° KB пре СМТ
	2	200° KB пре СМТ	200° KB пре СМТ	240° KB пре СМТ
	3	200° KB пре СМТ	200° KB пре СМТ	-
$t_1 (\%)$	1	50%	70%	80%
	2	50%	30%	80%
	3	50%	80%	-
α_2	1	65° KB пре СМТ	35° KB пре СМТ	35° KB пре СМТ
	2	35° KB пре СМТ	35° KB пре СМТ	35° KB пре СМТ
	3	5° KB после СМТ	35° KB пре СМТ	-
$t_1 (\%)$	1	50%	30%	20%
	2	50%	70%	20%
	3	50%	20%	-

Примењене боје и ознаке из табеле 6.27 представљају:

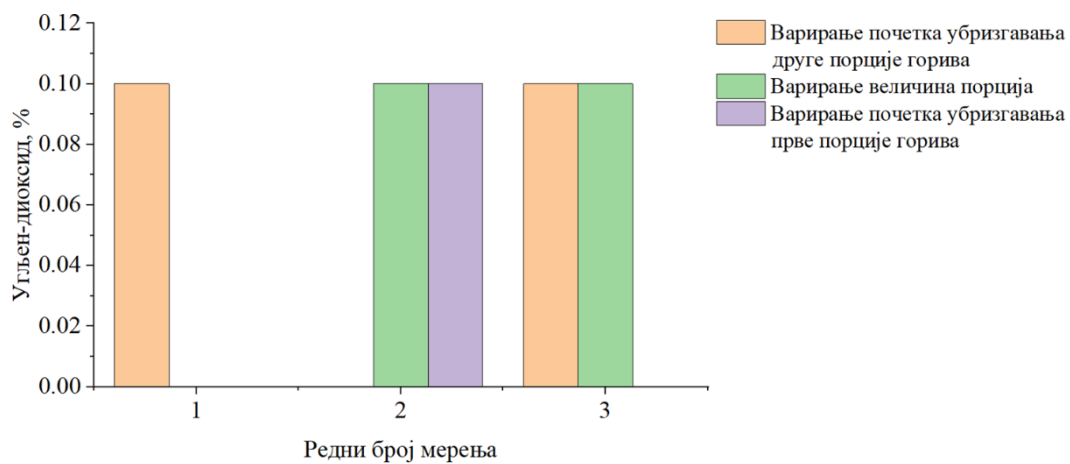
-  – варирање почетка убризгавања друге порције горива;
-  – варирање величина порција
-  – варирање почетка убризгавања прве порције горива;
- α_1 – почетак убризгавања прве порције горива;
- $t_1 (\%)$ – процентуално време отворености брызгача током убризгавања прве порције горива;
- α_2 – почетак убризгавања друге порције горива;
- $t_1 (\%)$ – процентуално време отворености брызгача током убризгавања друге порције горива.

На сликама 6.51 и 6.52, приказани су резултати концентracије угљен-моноксида и угљен-диоксида.

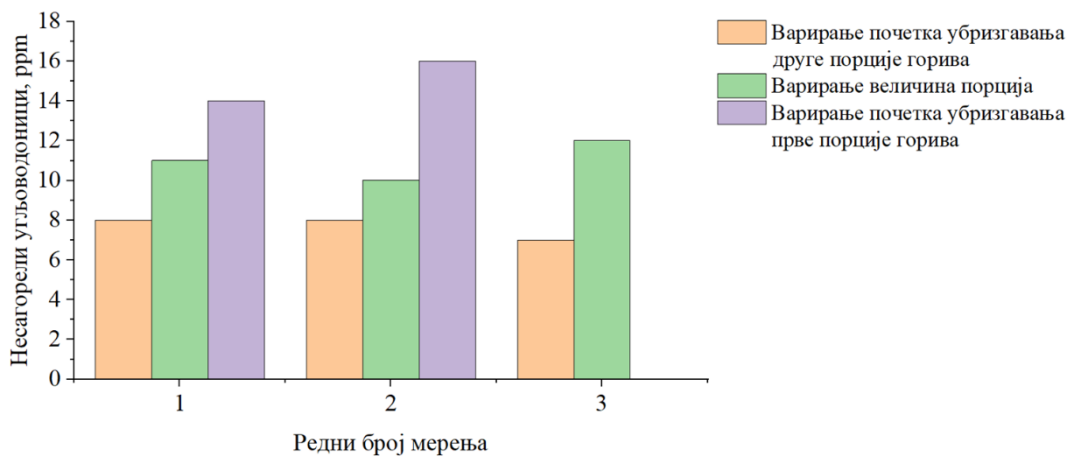
Анализом концентracије угљен-моноксида и угљен-диоксида, може се видети да је концентracија обе компоненте мала. Ипак, теоријски гледано, током рада мотора са водоником, не би требало да се појављују компоненте које у себи садрже угљеник, попут угљен-моноксида (слика 6.51), угљен-диоксида (слика 6.52) и несагорелих угљоводоника (слика 6.53). Међутим, треба имати у виду да моторски механизам мора да се подмазује, те појава наведених компоненти узрокована је управо због сагоревања моторског уља. Ипак, резултате треба прихватити са резервом јер су измерене вредности близу грешке мерења инструмента.



Слика 6.51. Концентрација угљен-монооксида током истраживања процеса сагоревања



Слика 6.52. Концентрација угљен-диоксида током истраживања процеса сагоревања

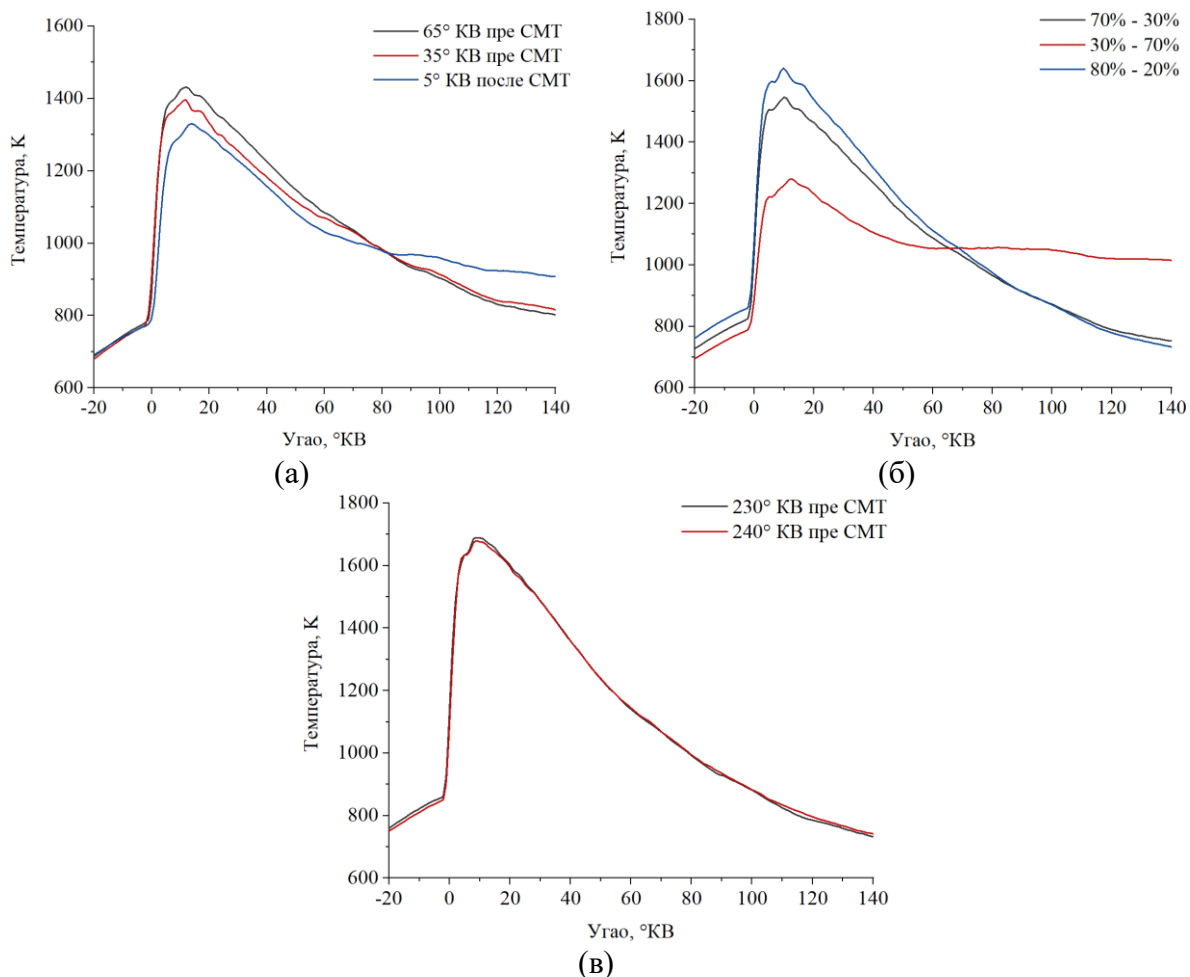


Слика 6.53. Концентрација несагорелих угљоводоника током истраживања процеса сагоревања

Вредности несагорелих угљоводоника, упоређујући их са вредностима добијеним при раду са КПП, као и са вредностима које су добијене током мултипроцесног рада мотора са бензином и етанолом [2], су изузетно мале, али како моторско уље мора да се користи, појава ових компоненти је неизбежна.

Наиме, током истраживања процеса сагоревања, тенденција је била повећање ефикасности, што је и постигнуто. Повећање ефикасности, постигнуто је на рачун бурнијег сагоревања, што је повукло за собом веће притиске, а самим тим и температуре, што се може видети на слици 6.54.

Високе температуре током процеса сагоревања (преко 1600 °C), према до сада познатим сазнањима повлачи пораст концентracије азотових оксида. Ова тврдња је доказана када је мотор радио са пригушењем, и када су просечне температуре прелазиле вредности на којима су формиране велике концентracије азотових оксида. На слици 6.54 (а) приказан је утицај почетка убризгавања друге порције горива, на слици 6.54 (б) приказан је утицај величина порција док је на слици 6.54 (в) приказан утицај почетка убризгавања прве порције горива на вредност просечних температура током процеса сагоревања. Анализирајући концентracију азотових оксида са слике 6.55, може се видети да концентracија азотових оксида није уско везана за вредности просечних температура. Највећа концентracија азотових оксида се јавила за мерење са варирањем почетка убризгавања друге порције горива, дефинисаног на 5° KB после СМТ. Код овог мерења, максималне температуре су ниже него за друге случајеве. Ипак касно убризгавање које је трајало и током такта ширења изазвало је сагоревање током ширења.

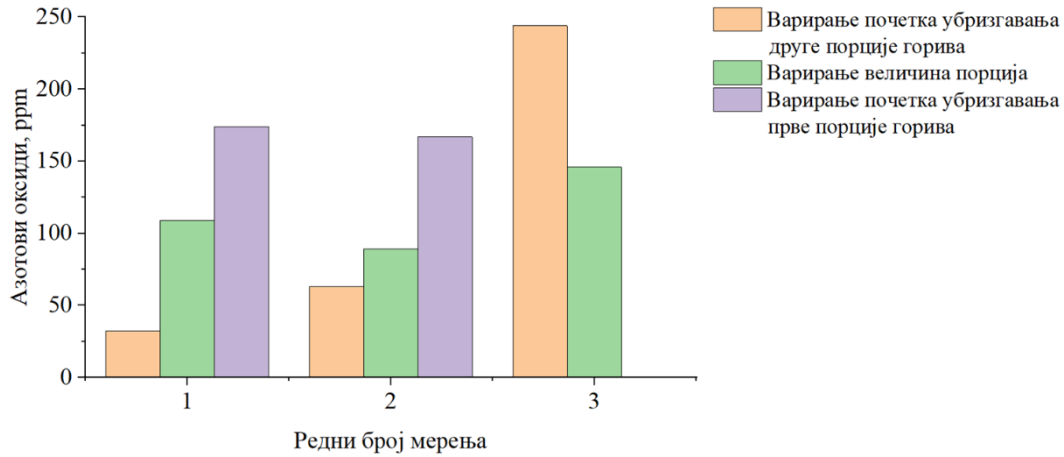


Слика 6.54. Температуре током истраживања процеса сагоревања

Претпоставка је да, при сагоревању водоника раслојавањем пуњења, локално се могу појавити зоне са саставом смеше приближно стехиометријској па се и локално у тим зонама могу појавити и знатно више температуре, које су изазвале пораст азотових

оксида. Ово је тврдња која се може сматрати коректном, али коју није могуће доказати прорачунски.

Пораст температуре током сабијања (слика 6.54 (б)) везан је за убризгавање веће количине горива током прве порције, као и за њено сагоревање.



Слика 6.55. Концентрација азотових оксида за истраживање процеса сагоревања

За прорачун локалних температура за будућа истраживања могу се користити нумеричке симулације, дефинисане на основу експерименталних података, и онда видети шта се заправо дешава у свим тачкама радног простора мотора. Крајњи закључак, ако се упоређују добијене вредности са вредностима добијеним за бензин и етанол током мултипроцесног рада мотора, јесте да је концентрација азотових оксида знатно мања приликом рада са водоником, упркос тврдњама других истраживача. Раслојавање смеше, на зону богате у преткомори и зону сиромашне у главном простору, смањило је просечне температуре током сагоревања, а самим тим и концентрацију азотових оксида.

7 ЗАКЉУЧАК

Транспорт представља битну активност људског друштва, и веома често је покретач технолошког развоја. Основна врста погонских агрегата већине мобилних система је мотор СУС. Прогнозе ограничености нафте као основне сировине за производњу горива, као и интензивирана брига о екологији довеле су до размишљања о алтернативи за моторе СУС и о алтернативним горивима. Најперспективнијим се сматра електрични погон, који је представљен као новитет и врхунац технике, иако је прво електрично возило произведено још 1828. године. Поред неоспорних предности, често се занемарују кључне ствари, попут: материјала неопходних за производњу, начина за производњу електричне енергије, захтева према инфраструктури. Зато је неопходна све обухватана анализа могућности широке примене електро погона. За сада је најперспективнија примена хибридних погона, што значи да ће мотори СУС још дуго времена имати примену. Тренутна тенденција је смањење употребе дизел мотора код путничких возила, док се код теретних возила, радних машина, бродова наставља њихова примена. Ото мотори ће се и даље користити као самостални погон, или у хибридном електро погону.

Код ото мотора се као алтернативна горива већ деценијама користе ТНГ и КПП. Технологија и техника њихове примене је достигла висок ниво. ТНГ има дужу примену од КПП и представља гориво добијено из сирове нафте, због чега се условно сматра алтернативним горивом. Са еколошког аспекта, перспективнијим се сматра КПП, због хемијског састава који омогућава смањење издувне емисије. Такође са истог аспекта, перспективно гориво може бити водоник. Водоник је гориво кога свугде има, али га веома мало има у слободном облику. Тренутна ситуација је таква да је производња овог горива скупа, па самим тим ово је један од разлога зашто ово гориво још увек није нашло ширу примену. Уколико се буде интензивније радило на примени овог горива, ове потешкоће ће највероватније бити превазиђене. Такође је и потенцијално опасно гориво, обзиром да се чува у резервоарима под високим притиском, и има тенденцију проласка кроз све материјале. У моторској примени због високих температура сагоревања утиче на повећану концентracију азотових оксида у односу на конвенционална горива.

Стога главне теме истраживања примене водоника као моторског горива су: смањење максималних температура и брзине сагоревања. Један од начина за решење ових проблема је раслојавање смеше, применом преткоморе. Унутрашње формирање смеше убризгавањем у преткомору, раслојава смешу на зону јако богате у преткомори и јако сиромашне у главном простору. Максималне температуре и брзина сагоревања пребогате и пресиромашне смеше су ниже у односу на стехиометријску смешу.

У циљу примене слојевитог пуњења реализован је преткоморни експериментални мотор за рад са гасовитим горивима, и одговарајућа мерна инсталација за идентификацију параметара процеса сагоревања. Убризгавање је вршено секвенцијално са притиском убризгавања од 100 bar.

Применом преткоморе у случају рада са КПП остварено је раслојавање смеше где се коефицијент састава смеше у преткомори кретао од 0,68 до 0,99, а у главном простору за сагоревање од 2,51 до 7,23 респективно. При томе је глобални коефицијент састава смеше био у границама од 1,89 до 3,76.

Анализом постигнутих резултата и регуларности рада мотора, утврђено је да је степен компресије од 13,3 превисок за нормалан рад у целом радном подручју, при раду са КПП.

Са овим степеном компресије нису се могли постићи режими на вишим бројевима обртаја и оптерећењима. У покушају да се остваре ови режими, уочен је бруталан рад мотора са максималном вредношћу степена пораста притиска већом од $15 \text{ bar} \cdot \text{KV}^{-1}$, и максималним притисцима вишим од 100 bar. Такође, упркос високој отпорности КПП на детонантно сагоревање, на овим режимима су се јавиле детонације, па зато на њима није вршено детаљно истраживање. На режимима са нижим бројевима обртаја и/или оптерећењем такође су се јављале детонације, с тим што су се могле избећи регулацијом угла претпаљења. Оптимални углови претпаљења са овим степеном компресије кретали су се до максималних 11° KV и то на празном ходу. У свим осталим случајевима, паљење је дефинисано касније. Из тог разлога испитивања су настављена са нижим степеном компресије од 10,4, што је реализовано применом клипа са већом запремином коморе.

За регуларан рад мотора са КПП, потребно је раније убризгавање. Утврђено је да је неопходно почети убризгавање на самом почетку отварања усисног вентила. Овакав начин убризгавања не даје само оптималне резултате, већ обезбеђује и регуларан рад мотора у целом радном опсегу. Разлог је тај што се са оваквим убризгавањем омогућава испирање преткоморе од заосталих продуката сагоревања и побољшавају услови за сагоревање. Још раније убризгавање није могуће јер доводи до директног пролаза велике количине горива у издувни вод, као и до престанка рада мотора. За примену овог начина формирања гориве смеше, мотор треба да има минимални преклоп вентила. Убризгавањем при крају усисавања или током сабијања, такође се нарушава стабилност рада мотора. Тада долази до изостанка паљења због релативно уских граница упаливости КПП, зато што је тада пребогата смеша у преткомори. Раније убризгавање, које почиње у тренутку отварања усисног вентила омогућава дуже време мешања, испирање преткоморе као и излаз једног дела горива у главни простор. Све ово даје најбоље могуће услове за сагоревање и постизање оптималних индикаторских показатеља.

Коефицијент састава смеше се показао као веома утицајан параметар на процес сагоревања при раду са КПП. Јако сиромашна смеша у главном простору, изазива период задршке паљења смеше у главном простору. Различито, у случају мање сиромашне смеше, процес сагоревања из преткоморе се наставља у главном простору, и на овакав начин се остварује највећа ефикасност.

По издувној емисији КПП даје боље резултате у поређењу са бензином па и етанолом, за све штетне компоненте, осим несагорелих угљоводоника. Незадовољавајући резултати постигнути су за емисију несагорелих угљоводоника. Повећана концентрација несагорелих угљоводоника је последица директног продирања КПП у издувни систем.

Најкритичнији тренутак рада са водоником је хладан старт мотора. Због ниског стартног броја обртаја (200 min^{-1} до 300 min^{-1}), период циклуса је дугачак и оставља довољно времена за припрему експлозивне смеше која се пали усред компресије. Из тог разлога је примењена посебна процедура покретања мотора. Покретање уз убризгавање и паљење вршено је са активираним декомпресором, док мотор не покаже знаке сагоревања. Са повећавањем броја обртаја мотора, постиже се регуларан рад мотора. Решење овог проблема је могуће применом електропокретача веће стартне брзине.

Прерано убризгавање водоника није препоручљиво због формирања праскавог гаса и повратка пламена кроз усисни вод. На ову појаву утиче притисак убризгавања, који диктира највећи дозвољени угао почетка убризгавања (за притисак убризгавања 100 bar најраније убризгавање је 240° KV пре СМТ). Секвенцијално убризгавање је неопходно за

рад са водоником, где једно убризгавање треба да буде близу СМТ како би се обогатила смеша у преткомори непосредно пред паљење, и успорило сагоревање.

Угао претпаљења за регуларан рад са водоником је веома мали, и креће од 2° КВ до 5° КВ. Повећањем угла претпаљења долази до појаве детонантног сагоревања. Из овог разлога је неопходно додатно смањење степена компресије мотора.

За регуларан рад мотора са водоником, најоптималније је двостепено убризгавање. Најоптималније је да почетак оба убризгавања буде дефинисан пре СМТ, како би се добиле задовољавајуће вредности индикаторског степена корисности. Такође, је потребно да се највећи део горива убризга у првом убризгавању, како би се обезбедила боља хомогенизација гориве смеше.

У издувној емисији мотора су регистроване веома мале количине несагорелих угљоводоника, угљен-диоксида и угљен-монооксида које потичу од сагоревања моторског уља. Азотови оксиди нису достигали вредности преко 250 ppm. Применом преткоморе и раслојавањем смеше, максималне температуре сагоревања су смањене и тиме редукована концентracија азотових оксида. Концентracија азотових оксида од 2191 ppm регистрована је за на режиму са пригушењем где је глобални коефицијент састава смеше износио 0,99. Стехиометријска смеша изазвала је пораст максималних температура које су се јавиле током сагоревања, и које су достигле вредности на којима се формирају велике концентracије азотових оксида.

7.3 ДОКАЗАНЕ ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ

Током истраживања се показало следеће:

➤ Током свих испитних режима мотор је радио са глобално сиромашном смешом, чак и на режимима на којима је радио стехиометријском смешом током мултипроцесног рада мотора са бензином. Самим тим је потврђена прва хипотеза која гласи „применом преткоморе и слојевитог пуњења, може се проширити радна област мотора са сиромашном смешом“.

➤ Уз правилан избор параметара убризгавања и паљења, може се остварити регуларан рад мотора са релативно високим степеном компресије и код горива склоним детонантном сагоревању (водоник). Звучно манифестоване детонације у преткомори нису регистроване индицирањем у главном простору због пригушног дејства излазног канала преткоморе, што доказује хипотезу која гласи „примена преткоморе може омогућити регуларан рад мотора и са горивима склоним детонантном сагоревању“.

➤ На свим радним режимима мотор је нормално функционисао без пригушења, па је промена оптерећења вршена квалитативно. Директна последица је смањење пумпних губитака што доказује хипотезу која гласи „примена преткоморе код ото мотора може да смањи пумпне губитке на ниским оптерећењима“.

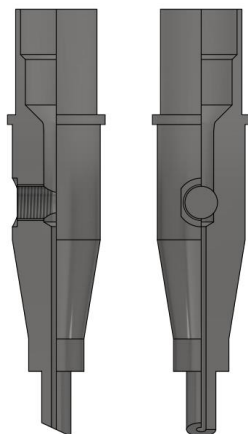
7.2 ДОПРИНОС АУТОРА

Током рада на изради докторске дисертације, успешно је реализована и имплементирана гасна инсталација за напајање мотора, на постојећу инсталацију у Лабораторији за

моторе СУС. Извршена су истраживања са перспективним гасовитим горивима и добијени оригинални резултати, са оригиналним објашњењима и закључцима у вези сагоревања гасовитих горива у мотору са преткомором где су успостављене везе о процесу сагоревања зависно од састава смеше у преткомори и главном простору. Успешно су утврђени оптимални регулациони параметри мотора. Извршена је идентификација параметара процеса сагоревања, односно узрочно последичних веза процеса сагоревања, индикаторских и емисионих показатеља.

7.3 БУДУЋА ИСТРАЖИВАЊА

Највећи недостатак примењених горива је густина енергије у односу на течна горива, што се може решити избором и/или производњом адекватног бризгача, који ће омогућити убризгавање адекватне количине горива у правом делу циклуса, како би се побољшали индикаторски и емисиони показатељи. Треба оптимизирати однос запремине преткоморе и главног простора за сагоревање. Такође треба експериментисати са положајем свећице у односу на бризгач. Предлог је да свећица буде знатно ближа самом бризгачу, што би допринело приближење концепта моторима са директним убризгавањем бензина. Треба установити оптималне димензије излазног канала преткоморе са аспекта пригушења таласа притиска при истицању гасова у главни простор. 3D модел, решења преткоморе за будућа истраживања, дат је на слици 7.1.



Слика 7.1. Предлог изгледа новог дизајна преткоморе

Предложени дизајн треба да обезбеди обогаћивање смеше у главном простору. То би омогућило већу ефикасност, како су показала досадашња истраживања.

Још једна идеја је интеграција свећице и бризгача у један склоп, где би процес паљења би вршен варничаром (у дужем временском интервалу) симултано са убризгавањем. На тај начин би се и са гасовитим горивима остварио дизел радни циклус без периода изостанка паљења. Овакав начин формирање смеше и паљења би посебно погодноа горивима неотпорним на детонантно сагоревање.

8 ЛИТЕРАТУРА

- [1] RIDGYDIDGERESOURCES, Интернет адреса: <https://ridgydidgeresources.com/product/history-of-transportation-timeline-posters/>, приступљено 10.11.2020.
- [2] А. Давинић, Идентификација карактеристика мултипроцесног рада клипног мотора СУС, Докторска дисертација, Крагујевац, 2013.
- [3] S. Rațiu (2003) The history of the internal combustion engine, Annals of the faculty of engineering Hunedoara. 1(3): 145-148.
- [4] Wikipedia, Интернет адреса: https://en.wikipedia.org/wiki/Steam_engine#History, приступљено 12.11.2020.
- [5] Wikipedia, Интернет адреса: https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_electric_vehicle#Early_history, приступљено 12.11.2020.
- [6] Р. Пешић, С. Петковић, С. Веиновић, Моторна возила и мотори опрема, Машински факултет у Крагујевцу, Машински факултет у Бањој Луци, Крагујевац, Бања Лука, 2008.
- [7] А. Давинић, Р. Пешић, Погонски системи у транспорту, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, , 2018.
- [8] FLEETEUROPE, Интернет адреса: <https://www.fleeteurope.com/fr/new-energies-fiscalite-et-legislation/europe/features/do-you-know-your-euro-6-your-6c-and-6d-temp?a=DQU04&t%5B0%5D=Diesel&t%5B1%5D=RDE&t%5B2%5D=Euro%206d&t%5B3%5D=WLTP&t%5B4%5D=Euro%206d%20TEMP&t%5B5%5D=EVAP&t%5B6%5D=Taxation%20Guide&curl=1>, приступљено 15.11.2020.
- [9] T.M. Tahira, M.S. Alia, M.A. Salima, A.R. Bakar, A.M. Fudhaila, M.Z. Hassanc, M.S. Abdul Muhaimin (2015) Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel. Energy Procedia, 68: 355-362.
- [10] S. Abdullah, W.H. Kurniawan, M. Khamas, Y. Ali (2011) Emissions analysis of a compressed natural gas direct injection engine with a homogenous mixture. International Journal of Automotive Technology. 12(1): 29-38.
- [11] P. Gandhidasan, A. Ertas, E. E.Anderson (1991) Review of methanol and compressed natural gas (CNG) as alternative for transportation fuels. Journal of Energy Resources Technology, 113(2): 101-107.
- [12] K. Zeng, Z. Huang, B. Liu, L. Liu, D. Jiang, Y. Ren, J. Wang (2006) Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings. Applied Thermal Engineering, 26(8-9): 806-813.
- [13] A.R.A. Aziz, Firmansyah, R. Shahzad (2010) Combustion analysis of a CNG direct injection spark ignition engine. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2(1): 157-170.
- [14] T. Yusaf, P. Baker, I. Hamawand, M.M. Noor (2013) Effect of compressed natural gas mixing on the engine performance and emissions. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 8(1): 1416-1429.

- [15] Semin, A.R. Ismail, R. A. Bakar (2009) Diesel engine convert to port injection CNG engine using gaseous injector nozzle multi holes geometries improvement: A review. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2(2): 1941-7020.
- [16] Firmansyah, A.R.A. Aziz, M.R. Heikal, E. Zainal (2017) Diesel/CNG mixture autoignition control using fuel composition and injection gap. *Energies*, 10(10): 1-12.
- [17] S. Roy, A. Ghosh, A. K. Das, and R. Banerjee (2014) A comparative study of GEP and an ANN strategy to model engine performance and emission characteristics of a CRDI assisted single cylinder diesel engine under CNG dual-fuel operation. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 21: 814–828.
- [18] A. A. A. Al-Saadi, I. B. Aris (2015) CNG-diesel dual fuel engine: A review on emissions and alternative fuels, 10th Asian Control Conference (ASCC), 4799-4862.
- [19] T. F. Yusaf, D.R. Buttsworth, K. H. Saleh, B.F. Yousif (2010) CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network, *Applied Energy*, 87(5): 1661-1669.
- [20] D. Pavlos, T. Taku (2017) A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(38): 24470-24486
- [21] N. Saravanan, G. Nagarajan, G. Sanjay, C. Dhanasekaran, K.M. Kalaiselvan (2008) Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode. *Fuel*, 87(17-18): 3591-3599.
- [22] A. Tsolakidis, J. Hernandez, A. Megaritis, M. Crampton (2005) Dual Fuel Diesel Engine Operation Using H₂. Effect on Particulate Emissions. *Energy & Fuels*, 19(2): 418-425.
- [23] C. Pana, N. Negurescu, A. Cernat, C. Nutu, I. Mirica, D. Fuioreescu (2017) Experimental aspects of the hydrogen use at diesel engine. *Procedia Engineering*, 181: 649-657.
- [24] L. M. Das (1996) Hydrogen-Oxygen Reaction Mechanism and its Implication to Hydrogen Engine Combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 21(8): 703-715.
- [25] C.B. Srinivasana, R. Subramanian (2014) Hydrogen as a spark ignition engine fuel technical review. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 14(5): 111-117.
- [26] A.H.H. Soria, R.F.E. Jiménez, J.G. Morales, J.F. Gómez-Aguilar, T.E.H. Pliego, V.H.O. Peregrino (2019) Theoretical Analysis of the Power of a Spark Ignition Internal Combustion Engine With Different Fuel Blends. *The International Conference on Innovative Applied Energy (IAPE'19)*, 14th-15th March, Oxford, United Kingdom.
- [27] S. Zanforlin, S. Frigo (2014), Implementation of a novel hydrogen direct-injection concept in single and multi-cylinder engines: CFD, experimental and engine powertrain design studies. *International Journal of Powertrains*, 3(1): 129-150.
- [28] N. Saravanan, G. Nagarajan (2008) An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(6): 1769-1775.
- [29] A. Boretti (2011) Advances in hydrogen compression ignition internal combustion engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(19): 12601-12606.
- [30] X. Tauzia, A. Maiboom, S. R. Shah (2010) Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine, *Energy*, 35(9): 3628-3639.

- [31] K.A.Subramanian (2011) A comparison of water–diesel emulsion and timed injection of water into the intake manifold of a diesel engine for simultaneous control of NO and smoke emissions. *Energy Conversion and Management*, 52(2): 849-857.
- [32] O. H. Ghazal (2019) Combustion analysis of hydrogen-diesel dual fuel engine with water injection technique. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13.
- [33] R. Adnan, H. H. Masjuki, T. M. I. Mahlia (2012) Performance and emission analysis of hydrogen fueled compression ignition engine with variable water injection timing. *Energy*, 43(1): 416-426.
- [34] G. Gonca, B. Sahin (2015) Simulation of performance and nitrogen oxide formation of a hydrogen-enriched diesel engine with the steam injection method. *Thermal Science*, 19(6): 1985-1994.
- [35] M.Y. Selim, S.B. Al-Omari, A.A. Al-Aseery (2009) Effects of Steam Injection to Dual Fuel Engine on Performance, Noise and Exhaust Emission. SAE Technical Paper, 2009-01-1831.
- [36] H.S.Tira, J.M. Herreros, A. Tsolakis, M. L. Wyszynski (2012) Characteristics of LPG–diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methyl ester and gas-to-liquid diesel fuels. *Energy*, 47(1): 620-29.
- [37] N. Negurescu, C. Pana, A. Cernat (2013) Theoretical and experimental investigations on the LPG fuelled diesel engine. In: SAE-China, FISITA (eds) Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Lecture Notes in Electrical Engineering, Springer, Berlin, Heidelberg 191: 37-49.
- [38] M. Masi (2012) Experimental analysis on a spark ignition petrol engine fuelled with LPG (liquefied petroleum gas). *Energy*, 41(1): 252-260.
- [39] B. Ashok, S. D. Ashok, C. R. Kumar (2015) LPG diesel dual fuel engine – A critical review. *Alexandria Engineering Journal*, 54(2): 105-126.
- [40] H. S. Tira, J. M. Herreros, A. Tsolakis, M. L. Wyszynski (2012) Characteristics of LPG-diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methylester and gas-to-liquid diesel fuels. *Energy*, 47(1): 620-629.
- [41] A. C. Polk, C. D. Carpenter, E. S. Guerry, U. Dwivedi , K. K. Srinivasan, S. R. Krishnan, Z. L. Rowland (2014) Diesel-Ignited Propane Dual Fuel Low Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9): 1-9.
- [42] Allbiz, Интернет адреса: <https://ua.all.biz/en/gas-equipment-brc-system-italy-of-the-4th-g9109214>, приступљено 10.12.2020.
- [43] Herballimi, Интернет адреса: <https://herballimi.netlify.app/brc-sequent-software.html>, приступљено 10.12.2020.
- [44] E. K. Addai, M. Clouthier, P. R. Amyotte, U. Krause, (2017) Limiting Oxygen Concentration of Hybrid Mixtures. 13th Global Congress on Process Safety, 28th March, San Antonio, Texas.
- [45] İstanbul Teknik Üniversitesi, Интернет адреса: <http://web.itu.edu.tr/celikmuhamm/bil103/company/webpage.html>, приступљено 16.12.2020.

- [46] International Energy Agency; Интернет адреса: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/hydrogen.pdf>, приступљено 16.12.2020.
- [47] C. Gong, M. Jangi, X. S. Bai, J. H. Liang, M. B. Sun, (2017) Large eddy simulation of hydrogen combustion in supersonic flows using an Eulerian stochastic fields method. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42: 1264-1275.
- [48] Magneti Marelli, Интернет адреса: https://www.magnetimarelli.com/sites/default/files/SF_RDI-2XX_rev6.0_p.pdf, приступљено 17.01.2021.
- [49] Terasrenki, Интернет адреса: http://cdna.terasrenki.com/ds/1.4404_1.4432_X2CrNiMo17-12-2_X2CrNiMo17-12-3_AISI-316L_SS-2348_SS-2353_Datasheet_2.pdf, приступљено 18.01.2021.
- [50] Љ. Кузмановић, Погонски материјали, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1973.
- [51] PetroSkills, Интернет адреса: https://www.petroskills.com/blog/entry/00_totm/oct18-fac-harnessing-coriolis#.YEubxk7PyUk, приступљено 25.01.2021.
- [52] DieselNet, Интернет адреса: <https://dieselnet.com/standards/cycles/esc.php>, приступљено 20.01.2021.
- [53] Y. Lee, K. Min (2019) Estimation of the polytropic index for in-cylinder pressure prediction in engines. *Applied Thermal Engineering*, 158: 113703-113712.
- [54] Operating instructions, AVL Indimeter 619, Hardware, No: AT1139E Rev. 01
- [55] Д. Радоњић, Р. Пешић, Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1996.
- [56] N. Kasianantham, S. Rayapati, E. Thangavelu, B. Ponnusamy, Kandasamy A. (2011) Hydrogen enriched compressed natural gas (hcng): a futuristic fuel for internal combustion engines. *Thermal Science*, 15(4): 1145-1154.
- [57] W. Mitianiec (2012) Ignition of CNG mixtures in spark ignition engines. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 19(3): 297-304.
- [58] I. Grujić, J. Dorić, O. I. Abdullah, N. Stojanović, A. Davinić (2020) The influence of the hydrogen injection timing on the IC engine working cycle. *Thermal Science*, <https://doi.org/10.2298/TSCI190816346G>
- [59] J. Lawton, F. J. Weinberg, *Electrical aspects of combustion*, University of London, London, 1969.
- [60] International Council on Clean Transportation, Интернет адреса: <https://theicct.org/cards/stack/vehicle-nox-emissions-basics>, приступљено 02.13.2021.

БИОГРАФИЈА

Иван Грујић, маг. инж. индустр. инж., рођен је 19. априла 1991. године у Петровцу на Млави. Основну школу „Јован Шербановић“ у Рановцу завршио је 2006. године. Даље школовање наставио је у Техничкој школи „Никола Тесла“ са домом ученика у Костолцу, на смеру за Моторна возила, и матурирао са одличним успехом 2010. године.

Основне академске студије на Машинском факултету у Крагујевцу (сада Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу), уписао је 2010., а завршио 2013. године на смеру за Моторна возила и моторе са просечном оценом 9,63 (девет и 63/100). Завршни рад под називом „Испитивање система за управљање путничких аутомобила“ под менторством проф. др Данијеле Милорадовић одбранио је са оценом 10. После завршетка основних студија, уписао је мастер студије на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу на студијском програму Аутомобилско инжењерство, које је завршио 2015. године као најбољи свршени студент са просечном оценом 9,73 (девет и 73/100). Мастер рад под називом „Експериментално одређивање параметара двостепене Vibe-функције код дизел мотора“ под менторством проф. др Александра Давинића одбранио је са оценом 10. Током основних студија био је стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја и Фонда за младе таленте Министарства омладине и спорта, а у току мастер студија био је стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја.

Докторске студије уписао је школске 2015/2016. године на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. Положио је све предмете предвиђене планом и програмом са просечном оценом 10.

Кандидат је запослен на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу као асистент од 04.04.2016. године за групу предмета Погонски и мобилни системи, Мотори СУС 1 и Мотори СУС 2. Поред предмета за које је биран, изводи аудиторне и лабораторијске вежбе на следећих предмета: Одржавање МВМ, Опрема МВМ, Погонски материјали транспортних средстава, Испитивање моторних возила и мотора 2, Алтернативни погонски системи, Моделирање процеса у моторима СУС, Испитивање моторних возила и мотора, Системи преноса снаге МВ, Конструкција и прорачун мотора СУС. Од јануара 2018. године ангажован је на пројекту Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије ТР35041 „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: возач – возило – окружење“.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Иван Љ. Грујић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:

Идентификација процеса сагоревања гасовитих горива у ото мотору


која је одбрањена на Факултету инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,
- да умножени примерак докторске дисертације у штампаној и електронској форми у чијем се прилогу налази ова Изјава садржи докторску дисертацију истоветну одбрањеној докторској дисертацији.

У Крагујевцу, 6.4.2021. године,


потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Иван Љ. Грујић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

Идентификација процеса сагоревања гасовитих горива у ото мотору

која је одбрањена на Факултету инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу, и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- ③ Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Крагујевцу _____, 6.4.2021. године,



потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: [http://creativecommons.org/rs/](http://creativecommons.org.rs/)