



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Жељко Г. Ђурић

ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ПАРАМЕТАРА ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ

докторска дисертација

Крагујевац, 2026.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF ENGINEERING
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Željko G. Đurić

**IDENTIFICATION OF OPTIMAL
PARAMETERS OF THE BIODIESEL FUEL
COMBUSTION PROCESS IN A DIESEL
ENGINE**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2026.

Аутор	
Име и презиме: Жељко Ђурић	
Датум и место рођења: 26.11.1975. Прњавор, СР Босна и Херцеговина, СФРЈ	
Садашње запослење: Стручни сарадник за наставу, Машински факултет Универзитета у Бањој Луци	
Докторска дисертација	
Наслов: Идентификација оптималних параметра процеса сагоревања биодизел горива у дизел мотору	
Број страница: 132	
Број слика: 102	
Број библиографских података: 66	
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац	
Научна област (УДК): Машинско инжењерство (621.43.019:662.756)	
Ментор: др Иван Грујић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу	
Број и датум одлуке Већа универзитета о прихватању теме докторске дисертације: IV-04-131/9 од 18.03.2026.	

ЗАХВАЛНИЦА

Желим посебно да се захвалим

Доц. др Ивану Грујићу и доц. др Надици Стојановић за корисне сугестије током израде докторске дисертације, као и на великој помоћи током припреме и извођења истраживања.

РЕЗИМЕ

Све веће потребе за моторним горивима, ограничене резерве сировина из којих се добијају горива фосилног порекла и штетни утицај примене фосилних горива на околину довеле су до тога да се данас све више ради на примени алтернативних моторних горива. Посебна пажња, у научној и стручној јавности, посвећена је алтернативним моторним горивима која се добијају из обновљивих извора. Такво гориво је и биодизел гориво, које има комерцијалну употребу у друмском саобраћају већ неколико деценија. Међутим, последњих година интересантна су биодизел горива која се могу добити из отпадних материја, које настају као нус производ током процеса производње хране и пића. Уље од отпадних семенки грожђа је једна од потенцијалних сировина од којих се, процесом трансестерификације, може производити биодизел гориво. Биодизел горива се обично користе у мешавини са конвенционалним дизел горивом. Због разлике у физичко-хемијским карактеристикама, а у циљу економичне употребе горива, битно је установити оптималан удео конкретног биодизел горива у мешавини са конвенционалним дизел горивом са аспекта процеса сагоревања, односно ефикасности процеса трансформације хемијске енергије горива у механички рад. У оквиру ове дисертације, на бази идентификације параметара процеса сагоревања за мешавине са различитим уделима биодизел горива, одређен је оптималан удео биодизел горива у мешавини. Статистичком анализом утврђен је утицај појединих параметара на ефикасност процеса трансформације енергије, односно индикаторски степен корисности. Такође је урађено моделирање процеса сагоревања за оптималну мешавину и поређење резултата добијених моделирањем и резултата добијених експерименталним истраживањем, чиме је урађена провера модела.

Кључне речи: алтернативна горива, обновљиви извори енергије, биодизел гориво, мотор са унутрашњим сагоревањем, процес сагоревања

ABSTRACT

Due to the increasing demand for motor fuels, the limited reserves of raw materials used to produce fossil fuels, and the harmful environmental impact of fossil fuel use, more attention is being directed toward the application of alternative motor fuels. In particular, special attention within the scientific and professional communities has been devoted to alternative motor fuels derived from renewable sources. One such fuel is biodiesel, which has been commercially used in road transport for several decades. In recent years, particular interest has been focused on biodiesel fuels that can be produced from waste materials generated as by-products in food and beverage production processes. Oil obtained from waste grape seeds is one of the potential feedstocks from which biodiesel fuel can be produced through the transesterification process. Biodiesel fuels are typically used in blends with conventional diesel fuel. Due to their different physicochemical properties, and with the aim of achieving economically efficient fuel utilization, it is important to determine the optimal proportion of a specific biodiesel fuel in a blend with conventional diesel fuel from the perspective of the combustion process, that is, the efficiency of converting the chemical energy of the fuel into mechanical work. Within this dissertation, based on the identification of combustion process parameters for blends with different biodiesel contents, the optimal share of biodiesel fuel in the blend was determined. Statistical analysis was used to determine the influence of individual parameters on the efficiency of the energy transformation process, that is, on the indicated efficiency. Additionally, combustion process modeling was performed for the optimal blend, and the results obtained through modeling were compared with those obtained through experimental research, thereby validating the model.

Key words: alternative fuels, renewable energy sources, biodiesel fuel, internal combustion engine, combustion process

САДРЖАЈ

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА.....	1
1.1 КОНВЕНЦИОНАЛНИ ПОГОНСКИ СИСТЕМ МОТОРНОГ ВОЗИЛА И МОГУЋЕ АЛТЕРНАТИВЕ	1
1.2 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА МОГУЋНОСТИ И ЕФЕКТА ПРИМЕНЕ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ	7
1.3 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ.....	11
1.4 ХИПОТЕЗЕ	11
1.5 ОЧЕКИВАНИ РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА У ОКВИРУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	12
1.6 САДРЖАЈ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	12
2 АЛТЕРНАТИВНИ ПОГОНСКИ СИСТЕМИ И ПОГОНСКА ГОРИВА	14
2.1 АЛТЕРНАТИВНА ГОРИВА	15
2.1.1 Течни нафтни гас.....	15
2.1.2 Природни гас	16
2.1.3 Биогорива.....	16
2.1.3.1 Биостанол.....	19
2.1.3.2 Биодизел.....	19
2.1.4 Водоник.....	21
2.2 АЛТЕРНАТИВНИ ПОГОНИ МОТОРНИХ ВОЗИЛА	22
2.2.1 Електрични погон	24
2.2.2 Хибридно-електрични погон	26
3 ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА КОНВЕНЦИОНАЛНОГ ДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ	29
3.1 ЗАКОН САГОРЕВАЊА У ДИЗЕЛ МОТОРУ	35
3.1.1 Одређивање закона сагоревања аналитичким поступком.....	35
3.1.2 Експериментално одређивање закона сагоревања.....	38
4 БИОДИЗЕЛ ГОРИВО И СПЕЦИФИЧНОСТИ ЊЕГОВЕ ПРИМЕНЕ КОД ДИЗЕЛ МОТОРА.....	45
4.1 БИЉНА УЉА КАО МОТОРНО ГОРИВО	46
4.2 СПЕЦИФИЧНОСТИ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА.....	47
4.3 БИОДИЗЕЛ ГОРИВО ДОБИЈЕНО ОД УЉА ОТПАДНИХ СЕМЕНКИ ГРОЖЋА....	50
5 МЕРНА ИНСТАЛАЦИЈА ЗА ИСПИТИВАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА БИОДИЗЕЛ ГОРИВА.....	52
5.1 МОТОР СУС	52
5.2 КАРАКТЕРИСТИКЕ ГОРИВА	53
5.3 ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ РАДА МОТОРА СА БИОДИЗЕЛ ГОРИВОМ	55
5.3.1 Мерење притиска у цилиндру мотора.....	55
5.3.1.1 Калибрација система за индицирање притиска у цилиндру	57
5.3.1.2 Механичка грешка постављања маркера спољне мртве тачке	57
5.3.1.3 Провера маркера угла коленастог вратила	57
5.3.2 Мерење ефективног обртног момента	58

5.3.2.1 Калибрација кочнице	58
5.3.3 Мерење протока ваздуха	58
5.3.3.1 Калибрација давача диференцијалног притиска	60
5.3.4 Мерење потрошње горива	61
5.3.5 Мерење температура	61
5.4 ОПИТНИ ТЕСТ	62
6 ПРИКАЗ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА	64
6.1 ПОКАЗАТЕЉИ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА	65
6.1.1 Закон промене притиска	65
6.1.2 Закон ослобађања топлоте	80
6.1.2.1 Диференцијални закон ослобађања топлоте	80
6.1.2.2 Интегрални закон ослобађања топлоте	90
6.2 ОСНОВНЕ ПОГОНСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ МОТОРА.....	101
6.3 СТАТИСТИЧКА АНАЛИЗА УТИЦАЈА РАДНИХ ПАРАМЕТАРА НА ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА.....	112
6.3.1 Доказивање нулте хипотезе	112
6.3.2 Рангирање радних параметара	113
6.3.3 Анализа S/N	115
7 МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МЕШАВИНЕ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА И КОНВЕНЦИОНАЛНОГ ДИЗЕЛ ГОРИВА.....	117
7.1 МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА ОПТИМАЛНЕ МЕШАВИНЕ	117
7.2 ПРОВЕРА МАТЕМАТИЧКОГ МОДЕЛА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПАРАМЕТАРА МОДЕЛА ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА	117
8 ЗАКЉУЧАК	124
8.1 ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ	126
8.2 МОГУЋНОСТИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА	127
ЛИТЕРАТУРА	128

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

У транспортном сектору се ангажује више од четвртине укупно ангажоване енергије у свету, а у 2022. години та вредност је била 25,2% [1]. Погонска горива која се примарно користе у овом сектору су фосилног порекла. Од укупно ангажоване енергије у Европској унији (ЕУ), у 2022. години је око 31% ангажовано у транспортном сектору, а од тога је 73,6% ангажовано у друмском транспорту [2]. При томе, у укупној ангажовању енергије у друмском транспорту у ЕУ, дизел гориво је учествовало са 65,4%, моторни бензин са 25,2%, горива из обновљивих извора енергије (рачунајући и биогорива) са 6,4%, течни нафтни гас са 2%, природни гас са 0,7% и електрична енергија са 0,3%. Анализа расположивих литературних података о конвенционалном и алтернативним погонским системима и погонским горивима друмских моторних возила показује да се у наредном периоду све више рачуна на горива добијена из обновљивих извора.

Директивом Европског парламента 2009/28/ЕЗ, прописано је да је свака држава чланица Европске уније обавезна побринути се за то да удео енергије из обновљивих извора у свим видовима транспорта 2020. године износи најмање 10% крајње потрошње енергије у транспортном сектору [3]. Удео енергије из обновљивих извора у транспортном сектору у Европској унији износио је 10,3% у 2020. години, 9,1% у 2021. години, а 9,6% у 2022. години [4]. Директивом 2023/2413 ЕУ предвиђено је да је у 2030. години свака држава чланица Европске уније обавезна да се побрине да од укупне количине горива и електричне енергије, који се користе у транспортном сектору, најмање 29% потиче из обновљивих извора [5].

Пун потенцијал моторних горива добијених из обновљивих извора (најчешће биогорива), могуће је искористити само ако се за свако гориво користи адекватан тј. оригинални фабрички произведен мотор. На пример, за гасовита горива, најбољи ефекат се постиже ако се користи искључиво оригинални гасни мотор. Прегледом досадашњих истраживања, што је незаобилазан корак за успешно истраживање могућности и ефеката примене конкретног биогорива у мотору са унутрашњим сагоревањем (мотору СУС), може се приметити да је процес сагоревања биодизел горива актуелна тема великог броја научних истраживања.

1.1 КОНВЕНЦИОНАЛНИ ПОГОНСКИ СИСТЕМ МОТОРНОГ ВОЗИЛА И МОГУЋЕ АЛТЕРНАТИВЕ

Клипни мотори СУС настали су крајем 19. века, прво ото мотор 1876. године, а онда и дизел мотор 1892. године. Иако су ото и дизел мотор конструктивно сличне концепције, значајно се разликују у погледу начина образовања и палења смеше, што је условљено разликама у карактеристикама погонских горива. Велике расположиве количине сирове нафте и економична прерада нафте у моторна горива, омогућили су доминацију мотора СУС у друмском транспорту, те се овај погонски систем данас назива конвенционалним погонским системом, а моторни бензин и дизел гориво, фосилног порекла, конвенционалним погонским горивима. У другој половини двадесетог века као погонски агрегат друмских возила доминирао је ото мотор, али уз сталну тенденцију повећања учешћа дизел мотора.

У 2023. години у ЕУ, од укупног броја регистрованих путничких моторних возила (М1), конвенционални погонски систем је учествовао са 89,5% и то ото мотор са 50%, а дизел

мотор са 39,5% [6]. За исти период, у категоријама теретних возила (N2 и N3) и аутобуса (M2 и M3), конвенционални погонски систем је у укупном броју моторних возила у ЕУ учествовао са око 96%, гдје је дизел мотор био заступљен са више од 90%.

За настанак укупне количине нафте, већ искоришћене и оне количине на коју се рачуна у наредном периоду, било је потребно више од 200 милиона година. Тренутне процене говоре да је за претходних 200 година већ потрошена половина укупне количине нафте, а уколико се настави данашњом динамиком потрошње, расположиве резерве ће трајати још 50 година. Да би се постојеће резерве користиле рационално, неопходно је стално радити на повећању ефикасности мотора, кроз оптимизацију мотора и опреме мотора на свим радним режимима. Основни проблем мотора СУС, који се усавршавањем настоји превазићи, је „уско“ радно подручје у којем мотор СУС има релативно висок ефективни степен корисности. Низак ефективни степен корисности мотора при неким режимима рада, резултат је компромиса између ефикасности и жеље да мотор има широк дијапазон режима рада. Са овим проблемом уско је повезан и додатни проблем који је еколошког карактера, а односи се на емисију издувних гасова из возила.

Многобројним студијама и извештајима института и других организација, које су на европском и светском нивоу рађене неколико последњих деценија, потврђен је негативан утицај употребе конвенционалног погонског система на животну средину и здравље људи. С обзиром да су конвенционална горива за погон моторних возила угљоводонична горива, при њиховом сагоревању у реалним условима поред угљен-диоксида (CO_2) и воде (H_2O), настају и продукти непотпуног сагоревања, као што су:

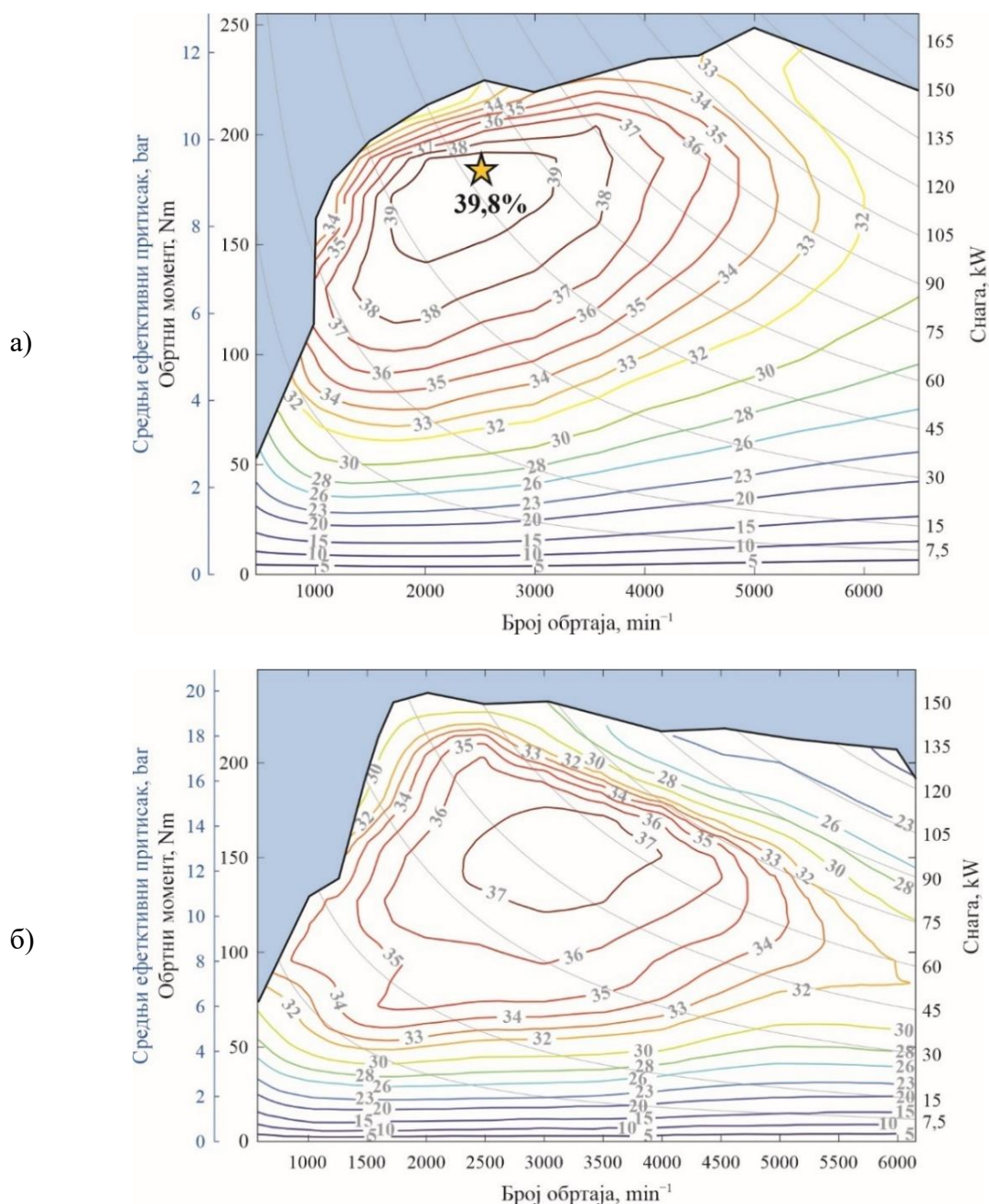
- угљен-моноксид (CO),
- несагорели угљоводоници (C_xH_y),
- азотови оксиди (NO_x),
- честице,
- разни полициклични ароматски угљоводоници (енгл. *Polycyclic Aromatic Hydrocarbons* – PAH) и остале испарљиве органске компоненте (енгл. *Volatile Organic Compound* – VOC).

Прописима је дефинисан дозвољени садржај CO , NO_x , C_xH_y и честица у емисији издувних гасова возила. Наведени продукти непотпуног сагоревања, заједно са буком и испарењима из возила, спадају у локалне нежељене последице друмског транспорта. Њихов штетан утицај на здравље људи посебно је изражен у урбаним срединама, где је велика концентрација моторних возила у примени и где се експлоатација возила, са енергетског и еколошког становишта, обавља при веома неповољним режимима рада. Осим тога, због све присутнијег феномена глобалног загревања наше планете, врло значајном се сматра и емисија гасова који доприносе ефекту стаклене баште, као што су CO_2 , метан (CH_4), азот субоксид (N_2O) и други. Највећи утицај на количину и састав емисије издувних гасова из возила имају:

- конструкциона решења мотора и опреме мотора, што је блиско повезано са годином производње мотора и возила,
- радни циклус мотора,
- врста и квалитет погонског горива и мазива и
- режими рада мотора и услови експлоатације возила.

Иако је мотор СУС усавршаван више од 100 година, и даље постоји значајан потенцијал за повећање његове ефикасности и побољшање еколошких карактеристика, посебно у погледу буке и емисије издувних гасова. Само последњих 50 година, економичност

мотора СУС повећана је око 50%, а садржај штетних компоненти у емисији издувних гасова смањен је 300 до 500 пута [7]. Савремени бензински мотори за путничка возила, који раде по *Atkinson/Miller* циклусу имају максималне вредности специфичног ефективног степена корисности и до 40%, слика 1.1, а савремени дизел мотори до 46%, [8]. Наравно, ове вредности ефективног степена корисности могуће је достићи само у полу економичности, док су при свим осталим режимима рада мотора, вредности ниже. Нажалост, чак ни они режими рада конвенционалног мотора који у реалним условима експлоатације одговарају великим брзинама кретања возила, не леже у полу економичности, нити у његовој непосредној близини.

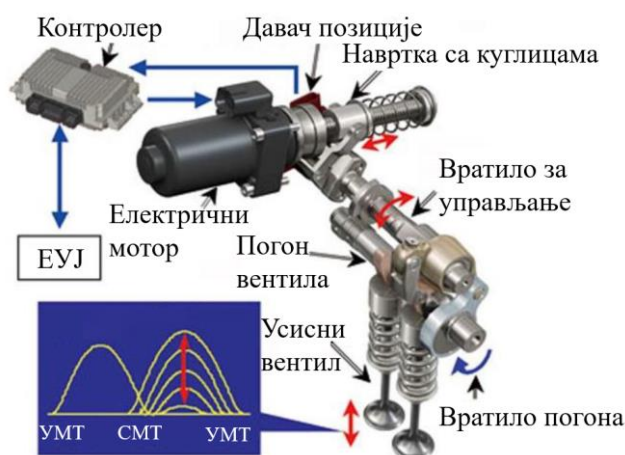


Слика 1.1 Ефективни степен корисности ото мотора погоњеног моторним бензином [8]

- (а) Четворотактни четвороцилиндрични атмосферски мотор, са *Atkinson* радним циклусом, радном запремином 2500 cm^3 и снагом 150 kW (*Toyota*) и
 (б) Четворотактни четвороцилиндрични надпуњени мотор са директним убризгавањем, радне запремине 1500 cm^3 и снагом 130 kW (*Honda*)

Усавршавање мотора постало је посебно интензивно када су уведени прописи којима су дефинисане еколошке карактеристике и економичност мотора. Прво су уведени прописи за аутомобилске ото motore, а онда и за дизел motore. Примери напредних технологија које се успешно користе код аутомобилских ото мотора са циљем побољшања перформанси и економичности су:

- варијабилна шема развода, предмет регулације су тренутак отварања и затварања вентила (енгл. *Variable Valve Timing – intelligent - VVT-i*) и/или висина подизања вентила (енгл. *Variable Valve Lift - VVL*), слика 1.2,
- слојевито образовање смеше, код ото мотора са унутрашњим образовањем смеше, односно директним убризгавањем горива у цилиндар – мотори комерцијалних назива *Gasoline Direct Injection (GDI)* или *Fuel Stratified Injection (FSI)* и
- натпуњење уз смањење радне запремине/броја цилиндара (енгл. *Downsizing*).



Слика 1.2 Разводни механизам са варијабилном шемом развода (*Hitachi Automotive Systems – VVT system*) [7]

Разводни механизам са варијабилном шемом развода (VVT-i) примењује се и за реализовање Милеровог циклуса (енгл. *Miller cycle*), који даје већи степен корисности циклуса и мање пумпне губитке у односу на мотор који ради по ото циклусу. Већа термичка ефикасност постиже се већим степеном компресије, односно већим степеном експанзије. Да би се притисак и температура на крају компресије задржали на прихватљивим вредностима, те избегло детонантно сагоревање, усисни вентил се затвара раније током такта усисавања, а притисак на крају компресије расте до уобичајених вредности. Пумпни губици су смањени јер се снага може регулисати без пригушног лептира. Мотори са Милеровим циклусом имају мали специфични рад, па се изводе као натпуњени мотори.

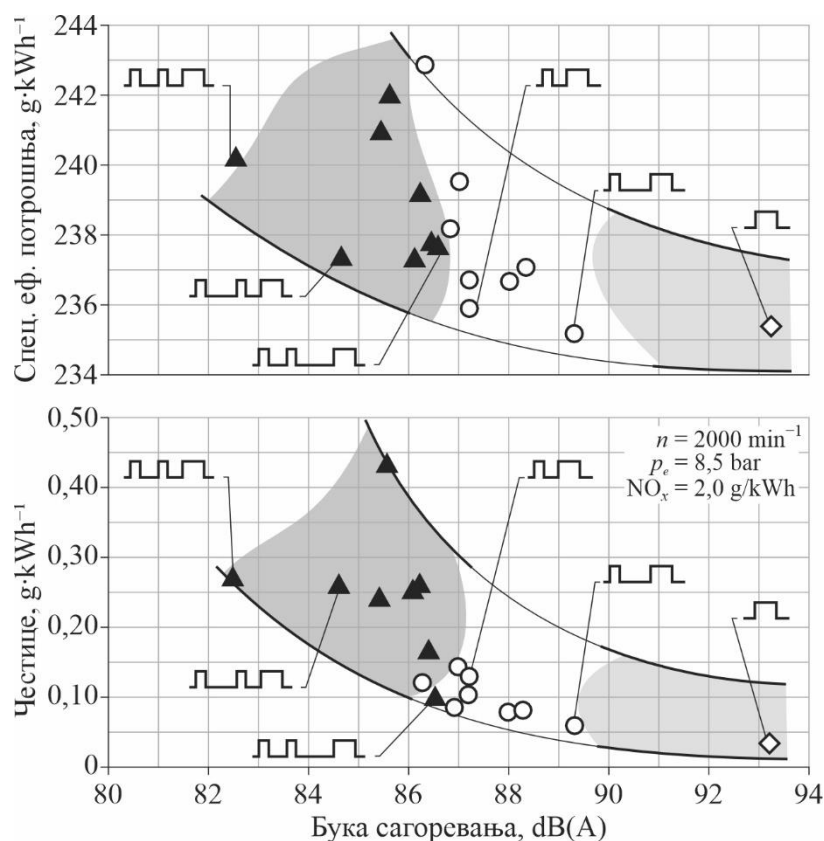
Напредним технологијама примењеним за усавршавање мотора и опреме мотора повећан је ефективни степен корисности мотора, а кориговањем квалитета горива и мазива, конструкционим мерама и накнадним третманом емисије издувних гасова, задовољени су захтеви у погледу еколошких карактеристика.

Савремени дизел мотори су натпуњени мотори, са турбо-групом променљиве геометрије, код којих је примењена технологија директног високопритисног вишефазног убризгавања (преко 2000 bar). Захваљујући високим притисцима убризгавања, доминантан фактор образовања смеше је енергија убризганог, фино распршеног горива. Најзаступљенији системи образовања смеше код савремених дизел мотора су

аккумуляторски системи (енгл. *Common Rail*). Оптимизирање радног процеса дизел мотора, у погледу економичности, емисије и буке, остварено је захваљујући:

- константном притиску убризгавања,
- прецизној контроли параметара (почетак убризгавања, количина убризганог горива и закон убризгавања) и
- могућности вишефазног убризгавања.

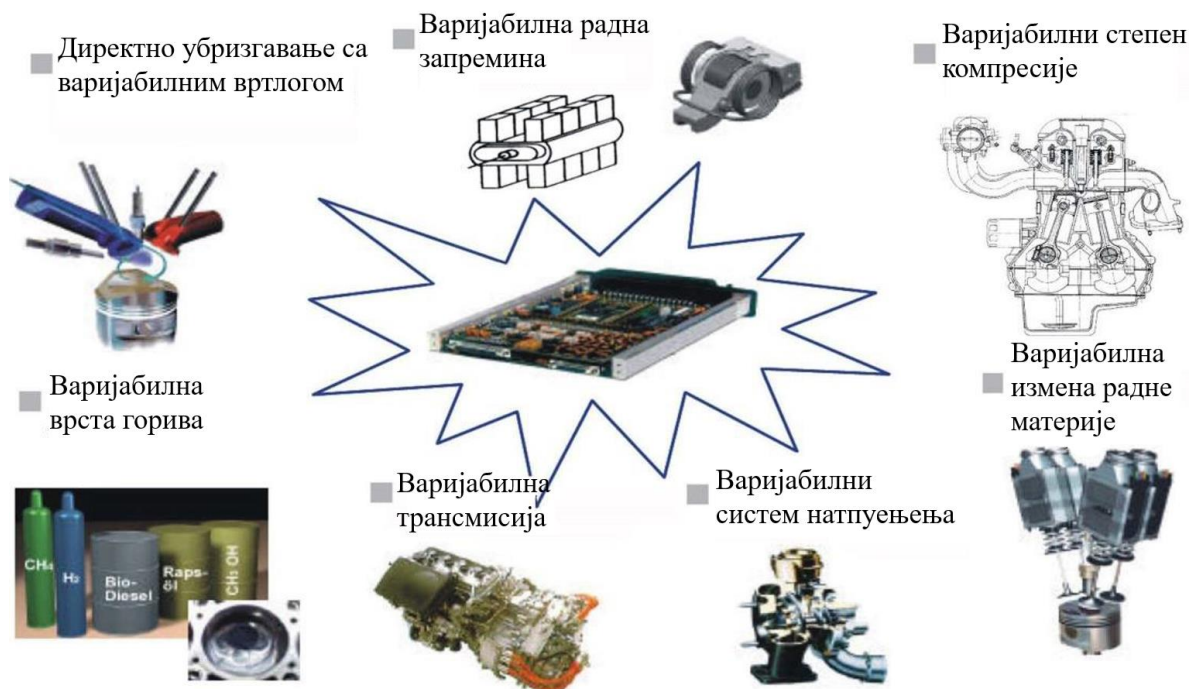
На слици 1.3, приказан је утицај броја и положаја пилот убризгавања у односу на главно убризгавање, на буку сагоревања, емисију честица и специфичну потрошњу горива.



Слика 1.3 Утицај броја и положаја пилот убризгавања у односу на главно убризгавање, на буку сагоревања, емисију честица и специфичну потрошњу [7]

Економичност, перформансе и емисија издувних гасова дизел мотора, уско су повезане категорије. Мере које се предузимају у циљу побољшања неке од карактеристика, често се негативно одразе на друге карактеристике. Код савремених дизел мотора овај конфликт се решава тако да се радни процес оптимизира по критеријуму економичности и перформанси уз прихватљиво ниску сирову емисију. Накнадним третманом емисије издувних гасова системом за рецикулацију издувних гасова, каталитичким технологијама и филтером честица, садржај штетних компоненти у емисији издувних гасова се своди на прописане вредности.

Код савремених возила све већи је број варијабилних система, а литературни подаци говоре да се, у циљу смањења потрошње горива и повољније емисије издувних гасова, може очекивати њихово увођење где год је то могуће/оправдано, слика 1.4.



Слика 1.4 Неки од варијабилних система на мотору СУС и моторном возилу и перспективна погонска горива [7]

Еколошке карактеристике мотора такође су условљене и квалитетом моторног горива и мазива. Крајем прошлог и почетком овог века дошло је до битних промена у формулацији карактеристика моторног бензина и дизел горива.

Код моторног бензина посебан акценат је стављен на смањање садржаја сумпора (безсумпорни бензин), аромата, бензена, олефина, те кориговање садржаја кисеоника и карактеристика испарљивости.

Најзначајније мере које су предузете у циљу побољшања квалитета дизел горива су: повећање цетанског броја, значајно смањење садржаја сумпора, елиминисање полицикличних ароматских угљоводоника, смањење густине горива и снижавање краја дестилације, односно крајње температуре кључања (T95%). Осим тога, повећан је и дозвољени садржај биодизел горива са 5% на 7% (v/v).

Предвиђа се да ће, уз континуирано усавршавање у циљу остваривања максималне енергетске ефикасности и минималног штетног утицаја на околину, мотор СУС и у наредном периоду доминирати као погонски агрегат моторног возила, било као једини погонски агрегат или као један од погонских агрегата на возилу у оквиру хибридно-електричног погона.

Иако су се перспективне замене за конвенционални погонски систем појавиле још крајем прошлог и почетком овог века, одговарајућа потпуна замена конвенционалном погонском систему, у погледу перформанси, укупне енергетске ефикасности, цене и расположивих количина погонских горива, још не постоји.

Као делимичне замене конвенционалном погонском систему данас се највише користе:

- мотор СУС са или без модификација, погођен алтернативним горивима или различитим комбинацијама конвенционалних и алтернативних горива, са тенденцијом што већег удела горива из обновљивих извора,

- хибридни погонски системи, где доминирају хибридно-електрични погони и
- електрични погонски системи, са мрежним пуњењем батерија или са електричном енергијом добијеном из горивих ћелија на возилу.

1.2 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА МОГУЋНОСТИ И ЕФЕКТА ПРИМЕНЕ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ

У оквиру ове докторске дисертације истражује се оптималан удео биогорива у смеши са дизел горивом како би се постигла висока ефикасност дизел мотора, а да при томе остале карактеристике мотора остану у прихватљивим границама.

Од свих биогорива која се примењују у друмском транспорту највише су заступљени биодизел и биоетанол. Биодизел је биогориво које се већ користи за погон моторних возила, најчешће у мешавини са конвенционалним дизел горивом. Карактеристике биодизел горива, који се може користити у дизел моторима, прецизно су дефинисане европском нормом EN14214. Биодизел гориво чије карактеристике задовољавају норму EN14214, по особинама је блиско дизел гориву фосилног порекла и представља веома квалитетно гориво за дизел моторе.

Карактеристике биодизел горива које га чине прихватљивим горивом за примену у дизел мотору су [9]:

- висок цетански број,
- садржај кисеоника око 11%,
- не садржи сумпор или се сумпор појављује у занемарљиво малим количинама (0 до 0,0024 ppm),
- не садржи ароматске угљоводонике и
- има добра мазива својства.

Међутим, дизел мотори су наменски пројектовани и подешени за употребу конвенционалног дизел горива, односно Еуродизела. Да би се расположиве количине моторних горива, конвенционалних и алтернативних, трошиле рационално, у моторима са високом степеном корисности и малим штетним утицајем на околину, неопходно је стално усклађивање особина возила, мотора и погонских горива. Пошто се биодизел гориво може добити из различитих биљака, отпадних уља, те биљног и животињског отпада, рационалан приступ употреби одређеног биодизел горива, подразумева проучавање карактеристика радног циклуса мотора и оптимизацију рада мотора за свако од биодизел горива.

У Европи се биодизел гориво, биљног порекла, најчешће производи „традиционалним поступком” из уља уљане репице, сунцокретовог уља, сојиног уља и палминог уља. Назив биодизел горива се обично формира у облику ХМЕ, где је прво слово Х ознака базичног уља, односно сировине од које се производи одговарајући естар. На пример, ознака RME подразумева репичин метил естар. Мешавински однос биодизел горива и конвенционалног дизел горива обично се означава као ВУ, где је У процентуални удео биодизела у смеши (В30 означава мешавину која се састоји од 30% биодизел горива и 70% дизел горива фосилног порекла).

Велики број аутора истраживао је утицај примене биодизел горива, чистог или у мешавини са конвенционалним дизел горивом, на процес сагоревања, ефикасност

мотора, те радне и еколошке карактеристике мотора.

Анализом процеса сагоревања једноцилиндричног четворотактног дизел мотора са директним убризгавањем, погоњеног са три врсте биодизел горива (биодизел од уља уљане репице (RME), соје (SME) и палме (PME)) и мешавином сунцокретовог уља и дизел горива, установљене су разлике у законима ослобађања топлоте и промене притиска у цилиндру, што се даље одражава и на радне карактеристике мотора, механичка оптерећења мотора и буку мотора, [10]. Сва биодизел горива су истраживана у чистом облику (B100) и у 50% мешавини са конвенционалним дизел горивом (B50), а сунцокретово уље само у 50% мешавини са конвенционалним дизел горивом. При свим режимима рада (оптерећења од 25%, 50%, 75% и 100%, при $1600 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$), мотор је радио несметано. Аутори су установљене разлике објаснили разликама у физичко-хемијским карактеристикама примењених горива и нагласили значај проучавања карактеристика сваког од биогорива.

Са повећавањем удела биодизел горива, добијеног од уља семенки лана, у мешавини са конвенционалним дизел горивом, ефективни степен корисности мотора се смањује и за све мешавине је мањи него када се сагорева чисто дизел гориво [11].

Испитивање је рађено на једноцилиндричном четворотактном дизел мотору са директним убризгавањем. Горива B20, B30, B40, B100 и D100 су испитивана на 25%, 50%, 75% и 100% оптерећења при $1500 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$. При оптерећењу од 100%, ефективни степен корисности мотора износио је 33,05% за B20, 32,04% за B30, 31,5% за B40, 29,6% за B100 и 33,43% за D100.

С обзиром на физичко-хемијске карактеристике биодизел горива, занимљиво је да се при појединим режимима рада мотора, применом оптималног удела биодизел горива добијеног од уља кукуруза у мешавини са конвенционалним дизел горивом, постижу повољније вредности ефективне снаге и специфичне ефективне потрошње горива него за случај примене чистог дизел горива, [12]. Мотор је испитиван на оптерећењима 40%, 60%, 80%, 100%, при $1600 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$ и $2400 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$, а примењена су четири горива и то: B0, B10, B20 и B50. Након експерименталног истраживања, статистичком обрадом резултата методом Тагучи установљено је да:

- оптимална вредност ефективне снаге је остварена за случај примене смеше B20, на пуном оптерећењу, при $2400 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$ и
- оптимална вредност специфичне ефективне потрошње горива је остварена за случај примене мешавине B10, на 80% оптерећења, при $1600 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$.

Један од начина да се утиче на радне карактеристике мотора погоњеног чистим биодизел горивом или мешавином биодизел горива и конвенционалног дизел горива је додавање одређене количине воде у мешавину. Додавањем 10% воде у мешавину биодизел горива, добијеног од сојиног уља и конвенционалног дизел горива, могуће је смањити специфичну ефективну потрошњу мешавине [13]. Истраживање је рађено на једноцилиндричном четворотактном атмосферском мотору, а као погонска горива примењени су: конвенционално дизел гориво (BD), биодизел гориво добијено од сојиног уља (SB), те две емулзије биодизел горива SB и воде и то са 10% и 20% садржаја воде у емулзији (SB10W и SB20W). При свим режимима на којима је мотор испитиван, специфична ефективна потрошња горива је већа за случај примене SB у односу на BD, што се показало и у [14]. Као разлог за већу потрошњу биодизел горива, аутори наводе мању топлотну моћ SB у односу на BD. Највећа специфична ефективна потрошња

горива, постигнута је за случај емулзије SB20W, затим SB, па SB10W, а најјекономичнији је рад мотора са BD.

Као сировине за добијање биодизел горива, углавном због повољне цене, све више се користе биљни отпад настао у различитим фазама прераде биљака, отпадно јестиво уље, ланено уље, те масти и уља животињског порекла.

При сагоревању мешавине биодизел горива (добијеног од говеђе коштане сржи) и конвенционалног дизел горива, максимална брзина ослобађања топлоте на ниским оптерећењима већа је за мешавину него за чисто дизел гориво [15].

Циљ истраживања био је анализа процеса сагоревања у погледу закона ослобађања топлоте, односно промене притиска у цилиндру и то за случај примене конвенционалног дизел горива (D2) и мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива (B20).

Истраживање је рађено на једноцилиндричном четворотактном дизел мотору са директним убризгавањем, на оптерећењу од 20% и 40%, при $1500 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$. На 20% оптерећења, максимална брзина ослобађања топлоте је око 20% већа за случај примене мешавине B20, у односу на случај примене D2. Аутори сматрају да су разлике у карактеристикама процеса сагоревања одређене физичко-хемијским карактеристикама горива (садржај кисеоника, цетанска вредност, густина горива...).

Биодизел гориво добијено из животињских масти садржи кисеоник, има висок цетански број, топлотна вредност му је до 10% мања у односу на конвенционално дизел гориво, а сировина се може набавити по прихватљивим ценама.

Повећањем удела биодизел горива, добијеног од отпадних животињских масти, у мешавини са конвенционалним дизел горивом, максималне вредности притиска у цилиндру се смањују, а процес сагоревања почиње раније за мешавине него за чисто дизел гориво [16]. За потребе истраживања коришћен је једноцилиндрични четворотактни водом хлађени дизел мотор, а истраживане су карактеристике процеса сагоревања и ефикасност мотора за случај примене конвенционалног дизел горива и мешавина биодизел горива, добијених од отпадних животињских масти, и конвенционалног дизел горива (B10, B20 и B30). Испитивање је рађено за пет различитих оптерећења при 1500 o/min . Са аспекта процеса сагоревања и радних карактеристика мотора установљено је следеће:

- максимална брзина ослобађања топлоте незнатно је мања за мешавине ($20,62 \text{ J} \cdot \text{°KB}^{-1}$ за B10; $21,21 \text{ J} \cdot \text{°KB}^{-1}$ за B20; $18,63 \text{ J} \cdot \text{°KB}^{-1}$ за B30 и $21,93 \text{ J} \cdot \text{°KB}^{-1}$ за дизел гориво), а као разлози наводе се већа температура испаравања, лошије мешање горива са ваздухом и краћи период притајеног сагоревања ових горива,
- са повећањем удела биодизел горива, смањује се снага мотора и
- са повећањем удела биодизел горива (B10, B20 и B30), специфична ефективна потрошња горива се повећава за 2,85%; 4,28% и 7,14%, респективно.

Додавањем биодизел горива, добијеног од рибљег уља или отпадног уља за кување конвенционалном дизел гориву, добијају се мешавине чијим се сагоревањем постижу неповољније брзинске карактеристике, него за случај примене чистог дизел горива [17]. Испитивање је рађено на једноцилиндричном ваздухом хлађеном мотору са директним убризгавањем. Примењена су три горива и то: мешавина биодизел горива добијеног из рибљег уља и конвенционалног дизел горива (FB25), мешавина биодизел горива

добијеног из отпадног уља за кување и конвенционалног дизел горива (CB25) и конвенционално дизел гориво (D2). Установљено је да најмању специфичну ефективну потрошњу горива има мотор када се користи D2, затим мешавина FB25, па CB25.

Ефективна снага је највећа за D2, за FB25 и CB25 је иста до $2000 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$, а са даљим повећањем броја обртаја мотор погођен са FB25 даје већу снагу него са CB25. Ефективни степен корисности је највећи за случај примене D2, затим CB25, па FB25. По мишљењу аутора, неповољније перформансе мотора за случај примене FB25 и CB25 резултат су мање топлотне вредности биодизел горива, те веће густине и веће вискозности горива.

Биљни остаци и отпад, који настају у различитим фазама производње одређених намирница и пића, такође су потенцијална сировина за производњу биодизел горива. Асортиман ових сировина је изузетно широк.

Додавањем малих удела биодизел горива добијеног од уља љуски кафе у конвенционално дизел гориво, добијају се мешавине које се могу користити без значајнијих модификација мотора, а карактеристике процеса сагоревања повољније су када се примењују мешавине него чисто дизел гориво [18].

Испитиван је рад мотора са конвенционалним дизел горивом и шест мешавина и то: B10, B20, B30, B40, B50 и B80. Истраживање је рађено на једноцилиндричном четворотактном дизел мотору са директним убризгавањем, при константном броју обртаја и при оптерећењима: 0%, 25%, 50%, 75% и 100%. Истраживањем је установљено да се мешавине B10, B20 и B30 могу користити као моторно гориво без значајних модификација мотора. Ефективни степени корисности мотора, на оптерећењу од 100%, за случај примене мешавина приближно је исти као и за случај примене конвенционалног дизел горива, односно за B10, B20 и B30 мањи је за 0,6%; 0,7% и 1,3% респективно. Процес сагоревања, посматран на бази закона ослобађања топлоте и закона промене притиска у цилиндру, повољнији је за смеше B10, B20 и B30 него за конвенционално дизел гориво.

Током последње деценије истражују се и могућности примене биодизел горива добијеног од отпадних семенки грожђа. Сагоревањем чистог биодизел горива, добијеног од отпадних семенки грожђа у дизел мотору, постиже се мања ефикасност мотора него за случај примене конвенционалног дизел горива [19]. Испитивање је рађено на једноцилиндричном четворотактном мотору са директним убризгавањем, а као горива су коришћени: конвенционално дизел гориво, чисто уље добијено од отпадних семенки грожђа, биодизел гориво добијено од уља отпадних семенки грожђа, те водоник са сваким од наведених горива у „dual-fuel“ двогоривој варијанти. Испитивање је рађено на 50% и 100% оптерећења при $1500 \text{ o} \cdot \text{min}^{-1}$. На пуном оптерећењу, ефективни степени корисности мотора су износили: 32,34% за конвенционално дизел гориво, 30,28% за биодизел гориво и 25,94% за чисто уље. У двогоривој варијанти, ефективни степен корисности мотора су се значајно повећали и износили су: 36,04% за конвенционално дизел гориво и водоник, 33,97% за биодизел гориво и водоник и 30,95% за чисто уље и водоник, а процентуално енергетско учешће водоника износило је 14,46%, 14,41% и 12,8%, респективно.

Биодизел добијен од уља плантажно узгојених микроалги спада у нову генерацију биогорива. Додавањем биодизел горива, добијеног од уља плантажно узгојених микроалги, у конвенционално дизел гориво добијају се мешавине које сагоревају већом

брзином него чисто дизел гориво [20].

Сагоревали су чисто дизел гориво, чисто биодизел гориво и мешавине (A10, A20, A30 и A40). Максимална вредност притиска у цилиндру, за случај примене мешавина, већа је од 3% до 11% у односу на случај примене конвенционалног дизел горива. Максимална брзина сагоревања, у зависности од примењене мешавине, већа је око 15% у односу на случај примене конвенционалног дизел горива.

Ефективни степен корисности мотора већи је за случај примене конвенционалног дизел горива него мешавина при свим оптерећењима (25%, 50%, 75% и 100%). Аутори то објешњавају чињеницама да биодизел гориво, а онда и мешавине, имају већу вискозност, већу температуру испаравања и лошије мешање горива са ваздухом, што доводи до каснијег упаљења смеше и продуженог сагоревања током такта експанзије.

Биодизел горива која су коришћена у претходно наведеним истраживањима добијена су процесом трансестерификације, где је као алкохол примењиван метанол.

1.3 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Предмет докторске дисертације је теоријско и експериментално истраживање процеса сагоревања, економичности и ефикасности дизел мотора за случај примене мешавина биодизел горива добијеног од уља отпадних семенки грожђа и конвенционалног дизел горива.

Циљ докторске дисертације је идентификација параметара процеса сагоревања и оптимизација рада дизел мотора са мешавинама на бази параметара процеса сагоревања.

1.4 ХИПОТЕЗЕ

Биогорива која су у претходном периоду примењивана у друмском транспорту у ЕУ углавном су биогорива прве генерације, која су се добијала од уља биљака које су се наменски производеле у сврху производње биодизел горива. Због високих производних трошкова биљака уљарица, као сировине се све више користе:

- остаци различитих пољопривредних култура,
- отпадна уља за кување и
- животињске масти и уља.

Отпадне семенке грожђа су једна од потенцијалних сировина за производњу биодизел горива, поготово у земљама које су познате као велики произвођачи грожђа и вина. За трансестерификацију током производње овог биодизел горива, као алкохол се може применити биоетанол добијен као нус производ током производње вина, што ову област додатно чини интересантном за истраживање. Увидом у расположиве литературне податке, установљено је да нема пуно радова у којима је рађена оптимизација рада дизел мотора са биодизел горивом добијеним из уља отпадних семенки грожђа. На основу увида у досадашња истраживања у овој области и досад стечених искустава, постављене су следеће хипотезе:

- Процентуални однос удела биодизел горива и конвенционалног дизел горива у мешавини има значајан утицај на вредност индикаторског степена корисности.
- Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, повећава се интензитет ослобађања топлоте током фазе

неконтролисаног сагоревања.

- Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, продужава се период притајеног сагоревања.
- Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, повећава се степен пораста притиска.

1.5 ОЧЕКИВАНИ РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА У ОКВИРУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Очекује се да ће се, након спроведених истраживања, доћи до следећих резултата предложене теме докторске дисертације:

- Приказ тренутног стања примене биодизел горива у друмском транспорту, као и потенцијална унапређења у будућности.
- Утврђивање узрочно-последичних веза између количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини и параметара процеса сагоревања.
- Идентификација оптималних параметара примене биодизел горива са аспекта параметара процеса сагоревања као што су: тежиште сагоревања, интензитет ослобађања топлоте, ефикасност и економичност.
- Утврђивање параметара модела процеса сагоревања мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива.

1.6 САДРЖАЈ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

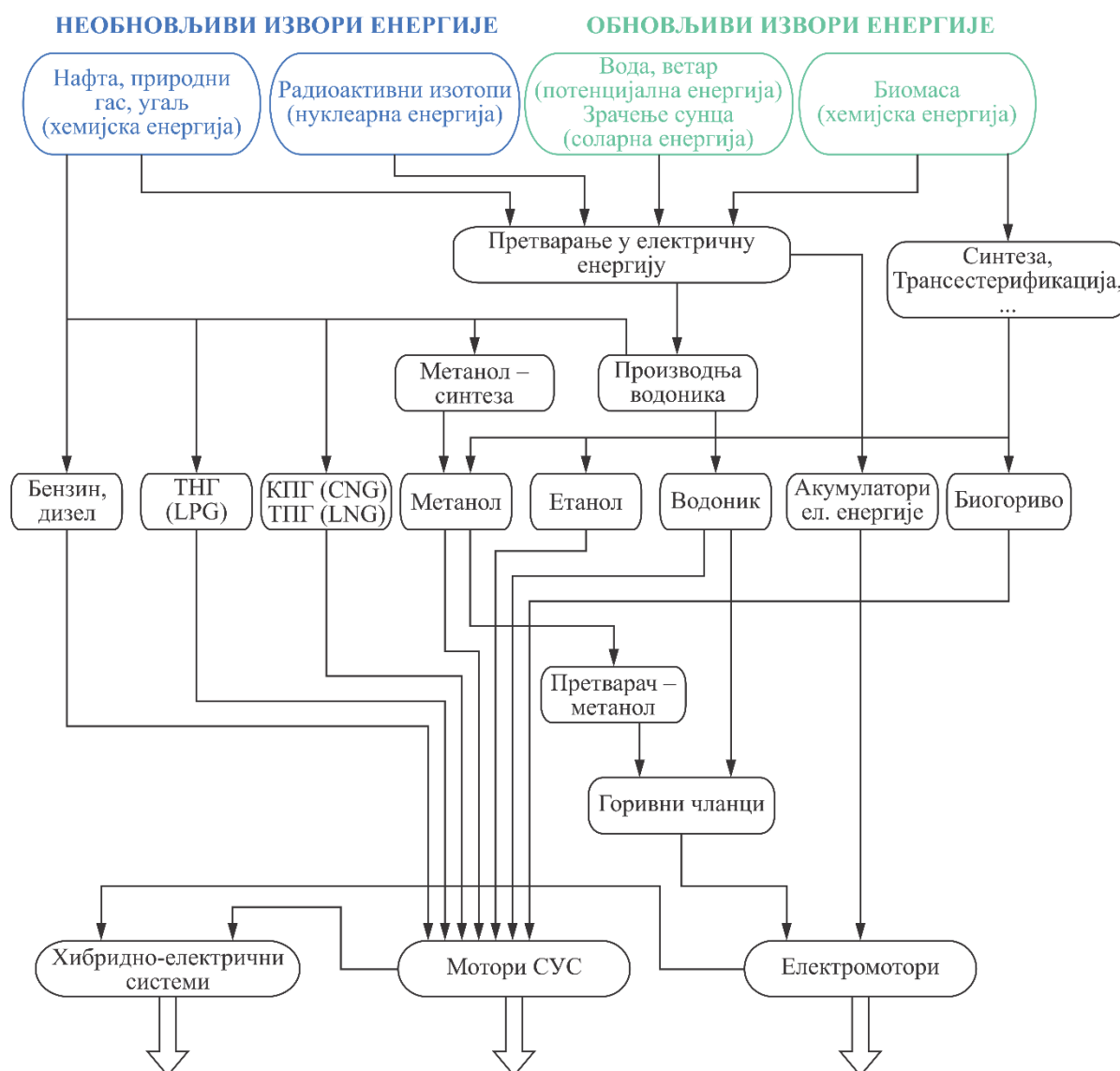
Докторска дисертација се састоји од девет поглавља и то:

- Уводна разматрања – у оквиру уводних разматрања приказани су проблеми који се јављају у примени моторних возила са конвенционалним погоном и могућа решења за превазилажење проблема. Осим тога, дат је преглед досадашњих истраживања у области примене биодизел горива у дизел мотору, са посебним освртом на параметре процеса сагоревања, економичност и ефикасност мотора.
- Алтернативни погонски системи и погонска горива у друмском транспорту – у овом поглављу дат је преглед ангазоване енергије у друмском саобраћају и извора из којих се добија енергија. Такође је приказана заступљеност појединих погонских система, конвенционалних и алтернативних, те перспективе даљег развоја појединих погонских система у ЕУ и у свету.
- Процес сагоревања конвенционалног дизел горива у дизел мотору – у трећем поглављу анализиран је радни циклус дизел мотора са аспекта економичности, са посебним освртом на процес сагоревања конвенционалног дизел горива и дате су теоријске основе моделирања процеса сагоревања у дизел мотору.
- Биодизел гориво и специфичности његове примене код дизел мотора – у четвртм поглављу приказан је потенцијал биомасе у погледу могућности добијања уља за производњу биогорива, карактеристике биодизел горива добијених из различитих сировина и могућности њихове примене у дизел мотору.
- Мерна инсталација и испитна процедура за испитивање процеса сагоревања биодизел горива - у оквиру овог поглавља представљена је мерна инсталација и методологија експерименталних истраживања.

- Приказ и анализа резултата истраживања – у овом поглављу дати су резултати добијени током истраживања и статистичка анализа добијених резултата.
- Моделирање процеса сагоревања мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива – дат је приказ резултата добијених моделирањем процеса сагоревања и извршена је провера модела.
- Закључна разматрања – у осмом поглављу дата су закључна разматрања до којих се дошло на основу спроведеног истраживања и анализе добијених резултата.
- Литература – дат је списак литературе која је коришћена за израду докторске дисертације.

2 АЛТЕРНАТИВНИ ПОГОНСКИ СИСТЕМИ И ПОГОНСКА ГОРИВА

Сви данас расположиви енергенти (извори енергије) потичу из природе и носиоци су примарних облика енергије. Трансформација примарних облика енергије врши се у одговарајућим уређајима. Расположиви енергенти који човеку, за потребе друмског транспорта, стоје на располагању приказани су на слици 2.1.



Слика 2.1 Енергенти, погонски агрегати и погонска горива за погон моторних возила у друмском саобраћају

Од свих енергената, природна нафта је доминантна сировинска основа за производњу моторних горива. Исто тако, већ више од стотину година, мотор СУС је доминантан погонски агрегат моторног возила. Предвиђа се да ће, уз континуирано усавршавање у циљу остваривање максималне енергетске ефикасности и минималног штетног утицаја на околину, мотор СУС и у наредном периоду доминирати као погонски агрегат моторног возила. Да би се ова предвиђања остварила, мора се рачунати на веће учешће алтернативних горива и већу примену хибридно-електричних погона возила.

Други могући правац даљег развоја возилског погона је потпуна електрификација погона и то у варијантама:

- електричних возила са горивим ћелијама и
- електричних возила са мрежним пуњењем батерија.

Заступљеност појединих погонских система, односно погонских горива у укупном броју моторних возила у друмском транспорту у ЕУ у 2023. години приказана је у табели 2.1. Дакле, најзаступљенији је конвенционални погонски систем са 89%, затим хибридно-електрични погон (ХЕВ + ПХЕВ) са 5,3%, док је електрични погон заступљен са 1,8%.

Табела 2.1 Процентуално учешће појединих погонских система/погонских горива у укупном броју моторних возила у друмском транспорту у ЕУ у 2023. години [6]

Погонски систем/погонско гориво, %									
Бензин	Дизел	Електрично	ПХЕВ	ХЕВ	Природни гас	ТНГ	Друго	Непознато	
50	39,5	1,8	2,1	3,2	0,6	2,6	0,1	0,2	

Напомена:
 ПХЕВ – возило са хибридно-електричним погоном са мрежним пуњењем
 ХЕВ - возило са хибридно-електричним погоном
 ТНГ – Течни нафтни гас

2.1 АЛТЕРНАТИВНА ГОРИВА

Под перспективним алтернативним моторним горивима сматрају се: течни нафтни гас, природни гас, био-горива и водоник. Сва наведена гасна горива су веома погодна за погон ото мотора, али се могу користити и за погон дизел мотора. Гасна горива се код друмских возила могу примењивати или за погон возила са наменски пројектованим гасним мотором или за погон постојећег мотора, конвертованог за рад на гасна горива.

У пракси се користи неколико варијанти за конверзију возила за рад на гасна горива [21, 22]:

- модификација бензинских мотора за рад на гасна горива (енгл. *dedicated fuel*),
- модификација бензинских мотора за рад на гасна горива или бензин (енгл. *bi-fuel*)
- конверзија дизел мотора за рад на гасна горива (енгл. *dedicated*), упаљење свећицом и
- конверзија дизел мотора за истовремени рад на гас и дизел гориво (енгл. *dual-fuel*).

2.1.1 Течни нафтни гас

Течни нафтни гас (енгл. *Liquid Petroleum Gas - LPG*) се добија током поступака примарне и секундарне рафинеријске прераде нафте или у поступцима фракционисања природног гаса. ТНГ представља смешу пропана (C_3H_8) и бутана (C_4H_{10}), а у малим количинама садржане су и неке друге гориве компоненте као што су пропилен (C_3H_6), бутилен (C_4H_8) и други. Битно својство ТНГ је да на температури околине прелази у течно стање при релативно ниским притисцима (од 2 bar до 8 bar, зависно од састава смеше). Осим тога, одликују га висока отпорност на детонантно сагоревање (IOV=105-108) и висока доња топлотна моћ ($46 MJ \cdot kg^{-1}$ или $23 MJ \cdot l^{-1}$). Смеша ТНГ и ваздуха се лако пали и када је смеша сиромашна, а то су потребе високо економичног рада мотора СУС. Висок октански број омогућује повећање степена компресије, без опасности од појаве

детонантног сагоревања, што додатно повећава економичност мотора.

ТНГ као квалитетно гасовито гориво сагорева потпуније, те има велики потенцијал у погледу смањења емисије издувних гасова. ТНГ као моторско гориво мора да задовољи одговарајуће норме, у Европи је то EN 589. У пракси се ТНГ углавном користи за погон модификованих бензинских мотора за рад на ТНГ или бензин. Могућа је примена ТНГ и код двогоривих дизел мотора. У оба случаја возило захтева додатну инсталацију за смештај и напајање горивом, која заузима знатан смештајни простор и намеће потребу за додатним одржавањем.

2.1.2 Природни гас

Као и нафта, природни гас је гориво фосилног порекла. Главни састојак природног гаса је метан. У моторима се може користити као компримовани природни гас (КПГ, енгл. *CNG – Compressed Natural Gas*), сабијен на притисак од око 25 МПа или као течни природни гас (ТПГ, енгл. *LNG – Liquefied Natural Gas*), након дубоког хлађења (метан испарава на $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$). У претходном периоду природни гас углавном се користио као КПГ. Неке од природних предности КПГ у односу на конвенционална моторна горива су [22]:

- висока доња топлотна моћ горива ($49,9\text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ или $8,9\text{ MJ}\cdot\text{l}^{-1}$, за КПГ сабијен на 20 МПа),
- висока отпорност на детонантно сагоревање ($\text{IOB} = 130$),
- добро мешање са ваздухом, велика брзина сагоревања и могућност рада са сиромашном смешом дају потпуно сагоревање и висок термички степен корисности,
- због мале вредности односа C/H мања је емисија CO_2 ,
- КПГ не садржи додатне токсичне компоненте као што су сумпор и тешки ароматски угљоводиници,
- КПГ даје знатно мању емисију штетних материја, што га чини веома погодним горивом, посебно за погон возила која се примарно користе у урбаним срединама.

Проблеми који се јављају у примени КПГ као моторног горива су [23]:

- отежана манипулација, дистрибуција и складиштење,
- недостатак и висока цена неопходне инфраструктуре,
- велико ангажовање енергије за пуњење боца под високим притиском,
- мањи радијус кретања за једно пуњење резервоара у поређењу са радом мотора на конвенционална горива,
- повећање габарита возила или смањање смештајног простора, због већих резервоара, уколико се жели постићи задовољавајући радијус кретања возила.

Природни гас је типично гориво за ото моторе, где се углавном користи са моторним бензином у “bi-fuel” варијанти. Међутим, користи се и у дизел моторима, обично у “dual-fuel” варијанти.

Само мотори који су наменски пројектовани за рад са ТНГ или КПГ могу искористити све природне предности ових горива, што се манифестује у виду веће економичности мотора, повољне емисије издувних гасова, те дужег века уља и мотора.

2.1.3 Биогорива

Директивом Европског парламента 2009/28/ЕС биогориво је дефинисано као течно или гасовито гориво које се користи у саобраћају, а произведено је из биомасе.

Прописивањем граничних вредности за глобалну емисију гасова са ефектом стаклене баште биогорива имају све већи значај, јер не утичу на биланс CO₂, па се количине настале њиховим сагоревањем изузимају из договорених квота. Емисија CO₂ по јединици хемијске енергије за различита горива или изворе енергије дата је у табели 2.2

Табела 2.2 Емисија CO₂ по јединици хемијске енергије за различита горива или изворе енергије [24]

Врста горива/Извор енергије	Количина CO ₂ , g _{CO2} ·MJ ⁻¹
Моторни бензин	93
Дизел гориво	99
Природни гас	74
Течни нафтни гас	86
Етанол ¹	34 до 73
Биодизел	45 до 73
Водоник ²	100 до 200
Електрична енергија ³	90 до 160

Напомена

¹ зависи од сировине од које потиче биомаса и примењеног процеса производње

² добијен парним реформингом природног гаса (ниже вредности) или електролизом (више вредности)

³ зависи од начина добијања електричне енергије

Са становишта порекла биомасе и примењене производне технологије, биогорива се могу поделити на традиционална биогорива и нове генерације биогорива [5], табела 2.3.

Табела 2.3 Врсте биогорива [25]

Назив биогорива	Хемијски састав	Врста биомасе од које се добија биогориво	Примена
1. Традиционална биогорива			
1.1. Биоетанол	Алкохол	Шећерна трска, шећерна репа, житарице, кромпир	За мешавине са бензином Е-5 (без преправке возила) Е-10 (без преправке возила) Е-85 (за FFV возила) Е-100 (за флотна возила)
1.2. Биобутанол и други алкохоли	Алкохол	Шећерна и скробна биомаса	За бензинске моторе у мешавини са бензином
1.3. Биљно уље	Естери масних киселина	Семе уљане репице, соја, сунцокрет и сл. Отпадни биљни остаци, отпадно јестиво уље, уља и масти животињског порекла	За старије дизел моторе у мешавини са дизел горивом

Табела 2.3 (наставак)

Назив биогорива		Хемијски састав	Врста биомасе од које се добија биогориво	Примена
1.4.	Биодизел	Метил естри масних киселина (FAME биодизел)	Биљно уље	За дизел моторе као самостално гориво или у мешавини са дизел горивом -Б-100 (с преправком) -Б-5 (без преправки) -Б-20
1.5.	Биометан	CH ₄ мин 80% CO ₂ , H ₂ и др.	Органски биоматеријали, биљна и животињска биомаса, отпадни материјал и др.	За ото моторе прилагођене за коришћење компримованог природног гаса
2. Нове генерације биогорива				
2.1.	Целулозни етанол	Алкохол	Плантажно узгојене енергетске биљке, пољопривредни и шумски остаци, отпадно дрво и папир	За ото моторе као самостално гориво и у мешавини са бензином (без преправке)
2.2.	Биодизел из биљних уља третираних водоником (Н-биодизел)	Парафински угљоводоници	Биљна уља и животињске биомаси	За све дизел моторе (без преправки)
2.3.	Синтезни FT биодизел	Парафински угљоводоници	Све врсте биомасе за производњу синтетског гаса	За све дизел моторе (без преправке)
2.4.	Биодизел из других горива из алги	Естри масних киселина или парафински угљоводоници	Уља из плантажно узгојених микроалги	За све дизел моторе (без преправки)
2.5.	Биоводоник	H ₂	Водоник из целулозне биомасе или микроалги	За погон наменски израђених возила (на водоник)

Према истом критеријуму може се направити и прецизнија подела биогорива, односно подела по генерацијама [26]:

- биогорива прве генерације, произведена од пољопривредних култура које се користе и у исхрани (кукуруз, соја, шећерна репа ...),
- биогорива друге генерације, произведена од пољопривредних култура које се не користе за исхрану (енергетске житарице, отпад/остаци пољопривредне производње, односно производње хране и пића) и
- биогорива треће генерације, произведена од уља из алги.

Све чешће се говори и о биогоривима четврте генерације, која би се производила од генетски модификованих микроорганизама и алги [27].

Биоетанол и биодизел су биогорива која се најчешће користе за погон друмских моторних возила.

2.1.3.1 Биоетанол

Биоетанол се обично користи у мешавинама са моторним бензином; најчешће се бензину додаје 5% и 10% биоетанола (Е5 и Е10). Биоетанол може да се намешава са моторним бензином и у већим процентима (Е75, Е85), а може да се користи и чист биоетанол, али оваква горива захтевају наменски пројектован мотор.

Предности намешавања биоетанола и моторног бензина су:

- повећање октанског броја бензина (за етанол је $IOB=111,4$),
- повољнија емисија издувних гасова у погледу концентрације појединих штетних компонената.

Могући недостаци намешавања биоетанола и моторног бензина су:

- добијена мешавина је нестабилна у присуству воде,
- мешавина је некомпатибилна са материјалима од којих се израђује систем за напајање мотора горивом,
- негативан утицај на возивост,
- повећава се губитак горива услед испаравања,
- могућа је појава депозита на уисним вентилима.
- већа концентрација формалдехида и ацеталдехида у емисији издувних гасова.

Наведени недостаци се испољавају у већој или мањој мери у зависности од удела биоетанола у мешавини.

Ако се биоетанол примењује у мешавини са конвенционалним дизел горивом позитивни ефекти, у погледу перформанси мотора и/или издувне емисије, могу се очекивати ако количина биоетанола у мешавини не прелази 20% [28].

2.1.3.2 Биодизел

Биодизел гориво се најчешће користи у мешавини са конвенционалним дизел горивом или као чист биодизел, у зависности од технологије производње биодизел горива.

Биодизел горива се разликују према сировини из које су добијена и према технологији производње. Биодизел гориво које се добија процесом трансестерификације по хемијском саставу је метил-естер масних киселина (енгл. *Fatts Acid Methyl Ester*), или ређе етил-естер масних киселина (енгл. *Fatts Acid Ethyl Ester*), зависно од алкохола примењеног у процесу естерификације. За овако произведен биодизел у литератури се користи префикс FAME, односно FAEE, како би се могао разликовати од Н - биодизела или синтезног FT биодизела. Н – биодизел се добија од биљног уља третираног водоником, а по хемијском саставу је скоро идентичан конвенционалном дизел гориву. Синтезни FT биодизел производи се из целулозне биомасе у поступку Fischer Tropsch синтезе (енгл. *Biomass to Liquid Fuel - BTL fuel*), парафинског је састава, има висок цетански број и добре карактеристике сагоревања у дизел мотору. Основне

карактеристике биљног уља из којег се трансестерификацијом добија FAME биодизел гориво, Н – биодизел горива, синтезног FT биодизел горива и конвенционалног дизел горива, дате су у табели 2.4.

Табела 2.4 Основне карактеристике биљног уља, FAME биодизел горива, Н – биодизел горива, синтезног FT биодизел горива и конвенционалног дизел горива [29]

Карактеристика	Биљно уље из семена уљане репице	FAME биодизел	Н – биодизел
Густина, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	920	885	780
Вискозност на 40 °C, $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	74	4,5	3,2
Температура паљења, °C	317	120	-
Топлотна моћ, $\text{MJ}\cdot\text{l}^{-1}$	34,6	34	34
Цетански број, -	40	51	70 до 90
Хемијски састав	Масне киселине	Метил-естер масних киселина	Угљоводоници
Карактеристика	Синтезни FT биодизел	Конвенционално дизел гориво	
Густина, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	785	835	
Вискозност на 40 °C, $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	4,5	3,5	
Температура паљења, °C	-	80	
Топлотна моћ, $\text{MJ}\cdot\text{l}^{-1}$	34	36	
Цетански број, -	80	51	
Хемијски састав	Угљоводоници	Угљоводоници	

У наставку ће се под појмом биодизел подразумевати биодизел гориво добијено процесом трансестерификације, дакле FAME или FAEE. Предности биодизел горива у односу на дизел гориво фосилног порекла су:

- биодизел је обновљиво, неотровно и биоразградиво гориво, које има скоро двоструко веће вредности биоразградивости у води и земљи у односу на дизел гориво фосилног порекла,
- биодизел не садржи сумпор или се сумпор појављује у занемарљиво малим количинама (0 до 0,0024 ppm), а ни ароматске угљоводонике, па се они не појављују у емисији издувних гасова и
- биодизел има добра мазива својства у односу на дизел гориво фосилног порекла.

Недостаци биодизел горива могу се сумирати у следећем:

- старењем биодизел горива и његовом оксидацијом може да настане велики број киселина и да порасте вискозност, а могу се формирати и агломерати и седименти који зачепљују филтер, брызгалке и друге елементе система за напајање горивом,
- хигроскопан је, па при складиштењу биодизел горива треба предузети одговарајуће мере заштите од влаге и

- биодизел гориво има мању топлотну моћ и већу вискозност, па су и перформансе мотора обично нешто неповољније него за случај примене конвенционалног дизел горива, међутим, могу бити и готово исте или чак и повољније него када се примењује конвенционално дизел гориво [30].

2.1.4 Водоник

У погледу енергетских и еколошких својстава, водоник спада у перспективна алтернативна горива. Водоник се у природи не јавља као слободан, већ у комбинацији са другим елементима, као што су кисеоник или угљеник. У претходном периоду се у значајнијим количинама добијао парним реформингом горива фосилног порекла или као споредни производ у процесу прераде нафте, што деградира еколошке предности овог горива. Уколико се водоник добија електролизом воде, тада му је неповољан енергетски биланс. Природне предности водоника у погледу емисије CO_2 добијају потпун смисао, само ако се за производњу водоника ангажују нуклеарни или обновљиви извори енергије. Прогнозе о водонику као моторном гориву будућности базиране су углавном на следећим својствима водоника:

- висока топлотна моћ горива (доња топлотна моћ износи $120 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),
- висок октански број,
- висок специфични топлотни капацитет,
- широке границе упаливости, што је повољно у погледу рада мотора са изразито сиромашном смешом, односно у погледу економичности мотора,
- ниска енергија паљења и
- сагоревањем водоника не настаје CO_2 , а од токсичних материја, због високих температура сагоревања, настаје само NO_x , који се може елиминисати накнадним третманом емисије издувних гасова.

Међутим, неке од карактеристика овог горива учиниле су га тешко применљивим моторним горивом и то:

- велика брзина сагоревања за случај стехиометријске смеше, што за последицу има неконтролисан рад мотора, велика механичка оптерећења и висок ниво буке,
- високе максималне температуре циклуса, што погодује настанку NO_x ,
- проблем појаве повратка пламена у устисном воду (енгл. *backfire*), због формирања праскавог гаса (ННО),
- мала специфична енергија - у поређењу са моторним бензином, за исти садржај енергије, корисна запремина резервоара са водоником би требала бити око 12 пута већа, за случај да је водоник сабијен на 30 МПа,
- због високих притисака сабијања водоника у резервоарима, водоник је потенцијално опасно гориво и
- водоник има тенденцију проласка кроз материјале резервоара у које се складишти.

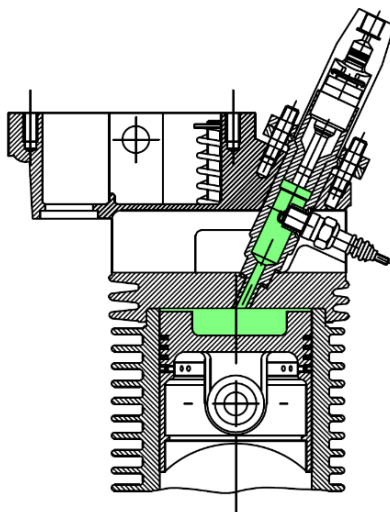
Контролисано сагоревање и регуларан рад мотора са водоником могуће је постићи применом концепта слојевите смеше и вишеструким убризгавањем горива. Ото мотор са предкомором (слика 2.2) је једно од конструкционих решења које омогућава реализовање концепта слојевите смеше [31], што је и примењено за потребе истраживања утицаја параметара убризгавања горива на радни циклус и процес сагоревања.

Анализиране су три варијанте убризгавања и то:

- убризгавање у току такта устисавања,

- симултано убризгавање и сагоревање и
- двостепено убризгавање.

Најбоље резултате, у погледу перформанси и стабилности рада мотора, дало је двостепено убризгавање, где се прва количина горива убризгава пред крај такта уписавања, а друга у току такта сабијања, непосредно пре паљења.



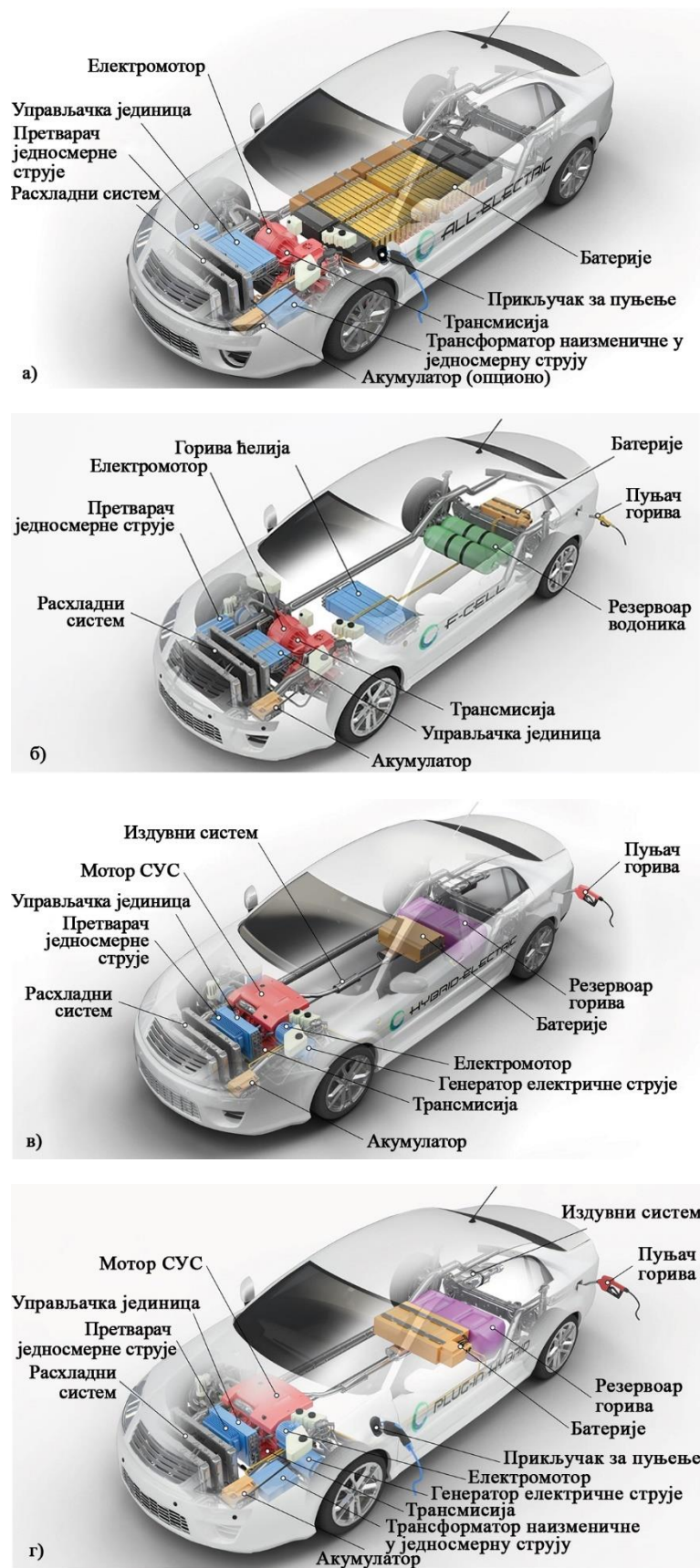
Слика 2.2 Мотор са предкомором за рад са водоником [31]

Други начин примене водоника је додавање водоника у виду адитива конвенционалним моторним горивима. Додавањем водоника моторном бензину или дизел гориву постиже се мања концентрација токсичних компоненти у емисији издувних гасова које у свом саставу имају угљеник [32, 33].

Ипак, најперспективнијим начином примене водоника као погонског горива данас се сматра употреба водоника за генерисање електричне енергије у горивим ћелијама, за погон возила са електричним погоном.

2.2 АЛТЕРНАТИВНИ ПОГОНИ МОТОРНИХ ВОЗИЛА

Електрификација друмског транспорта, у виду примене хибридно-електричног и/или електричног погона, сматра се развојним правцем даљег развоја моторних возила. На слици 2.3. приказани су најчешће примењивани алтернативни погонски системи и то: возила са електричним погоном и возила са хибридно-електричним погоном. Возила са електричним погоном, која се могу видети у експлоатацији, су углавном изведена као електрична возила са мрежним пуњењем батерија (енгл. *Battery Electric Vehicles – BEV*), а врло ретко као електрична возила са горивим ћелијама (енгл. *Fuel Cell Vehicles – FCV*). Код возила са хибридно-електричним погоном присутне су две варијанте и то: возила без могућности пуњења батерија из електро-енергетске мреже (енгл. *Hybrid Electric Vehicle – HEV*) и возила са могућношћу мрежног пуњења (engl. *Plug-in Hybrid Electric Vehicle – PHEV*).



Слика 2.3 Алтернативни погонски системи моторних возила [34]

(а) возило са електричним погоном са мрежним пуњењем батерија, (б) возило са електричним погоном са горивим ћелијама, (в) возило са хибридно-електричним погоном и (г) возило са хибридно-електричним погоном са мрежним пуњењем

2.2.1 Електрични погон

Електрично возило настало је још у 19. веку, између 1835. и 1839. године. На почетку 20. века, електромотор је био више заступљен као погонски агрегат моторних возила него мотор СУС. Међутим, мотор СУС је, углавном због велике специфичне снаге и великог радијуса кретања возила, преузео доминацију и задржао је до данас. Због тога је електрични погон, све до убрзаног развоја електронике крајем 20. и почетком 21. века, примењиван углавном у унутрашњем транспорту (фабрике, аеродроми, рудници...).

Недостаци, који су пресудно утицали да електрични погон буде потиснут из употребе у двадесетом веку, слични су онима који су и данас присутни и спутавају бржу експанзију електричног погона:

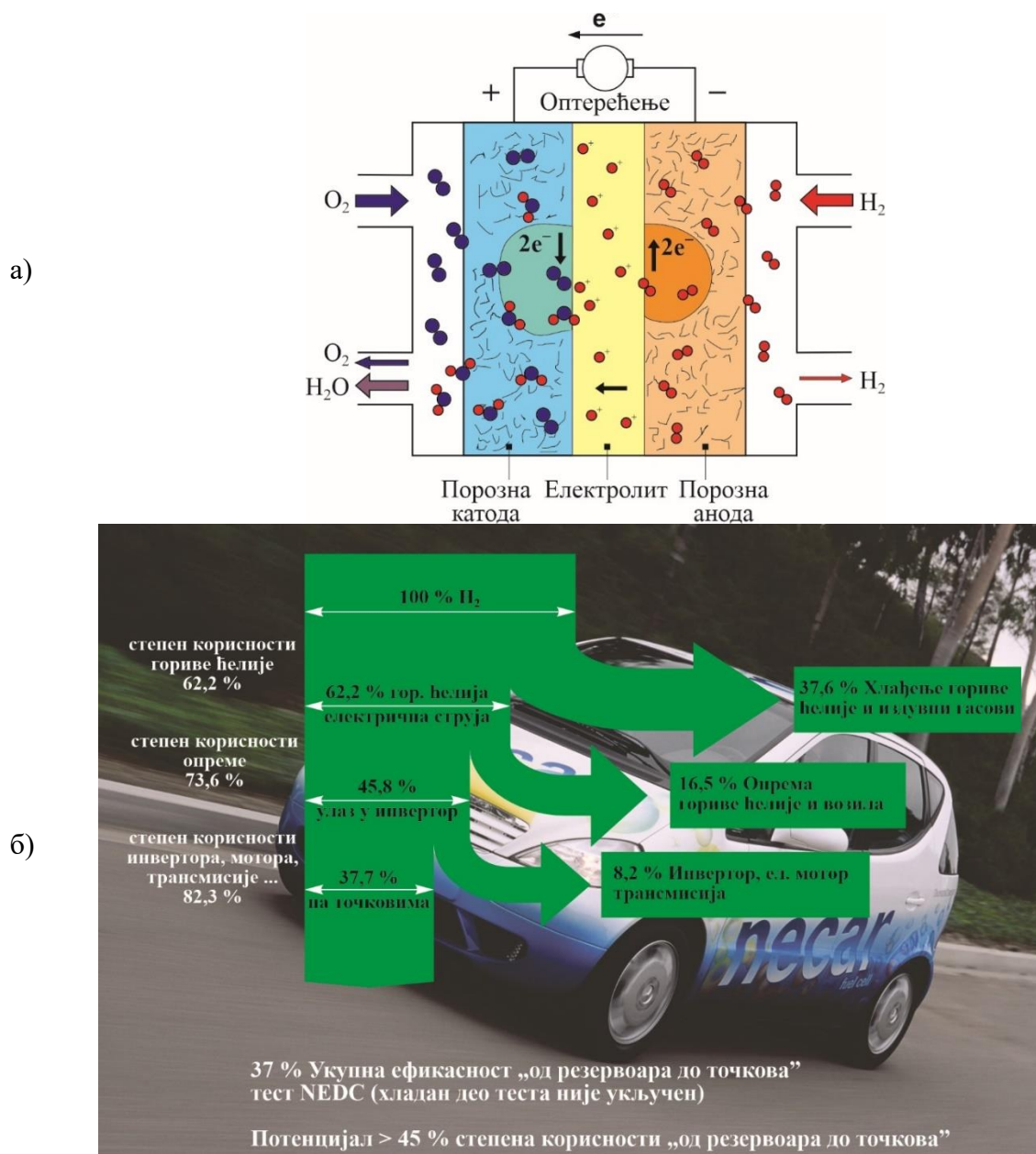
- висока цена возила,
- велика маса погонског система, која је углавном последица мале специфичне енергија ($\text{kW}\cdot\text{h}\cdot\text{kg}^{-1}$) и специфичне снаге ($\text{kW}\cdot\text{kg}^{-1}$) батерије,
- кратак радни век батерија и
- дуго време пуњења батерија.

Због неоспорних предности у погледу степена корисности, те погонских и еколошких карактеристика погонског агрегата, електрични погон се сматра најперспективнијим погоном. Међутим, тек након свеобухватне анализе овог погона може се донети валидна процена о перспективи развоја електричног погона. При томе се, поред већ наведених ограничавајућих фактора, морају узети у обзир и доступност материјала за производњу електричних погона, степен развоја инфраструктуре коју захтева електрични погон, те начин добијања електричне енергије.

Ефикасност електричног погона, добијена анализом „од извора до точкова” (енгл. *Well to Wheel* – WTW), има различите вредности у зависности од тога које гориво и која технологија се користи за производњу електричне енергије. Ако се електрична енергија добија у термоелектрани сагоревањем угља, дизел горива или КПП, ефикасност електричног погона, добијена WTW анализом, износи од 13% до 27%, односно од 12% до 25% и од 13% до 31%, респективно и мања је него за случај конвенционалног погона са дизел горивом (од 25% до 37%) [35]. Тек ако се електрична енергија производи у соларним електранама или ветроелектранама, ефикасност електричног погона ће имати високе вредности и то од 39% до 67%. Такође, треба имати у виду да од начина производње електричне енергије зависи да ли је и у којој мери је емисија изливних гасова код електричних возила елиминисана или је само дислоцирана.

Електрична возила са горивим ћелијама су возила код којих се електрична струја генерише „хладним” реакцијама оксидације из хемијске енергије горива. Гориве ћелије су пронађене средином 19. века и припадају старијим технологијама трансформације енергије. Зависно од типа гориве ћелије, као горива се користе водоник, природни гас или биогаз, у гасовитом или течном стању. На слици 2.4 шематски је приказана горива ћелија, састављена од две електроде, раздвојене електролитом и спојене у спољашњи струјни круг. Електроде су порозне и пропустљиве су за гас/течност којем су изложене. Принцип рада гориве ћелије са водоником заснива се на својству кисеоника да, у приситву катализатора, ступа у реакцију са водоником. Продукт реакције су једињења од два атома водоника и једног кисеоника, односно „лака вода“ која није питка. Услед реакције долази до кретања електрона, у спољашњем струјном кругу, од аноде преко потрошача до катоде. Топлота која се у горивој ћелији развија током реакција једним делом излази са продуктима реакције, а други део се одводи системом за хлађење. За

случај возила на слици 2.4(б), које има укупну ефикасност 37%, око 30% топлоте развијене у горивој ћелији одводи се расхладним средством, а мање од 10% са насталим продуктима реакције. С обзиром да се већина топлоте одводи расхладним системом, возила са горивим ћелијама захтевају неколико пута већи расхладни систем од возила са конвенционалним погоним.



Слика 2.4 Шематски приказ гориве ћелије (а) и енергетски биланс возила са горивом ћелијом (б) [36]

Предности гориве ћелије у односу конвенционалне системе су [35]:

- једноставан систем без покретних делова,
- висок степен корисности – ако се као горива користе чисти водоник и кисеоник и загрејани катализатори, теоријски степен корисности износи око 90%, а стварни око 50% и
- емитују низак ниво буке и мале количине штетних издувних гасова.

С обзиром да су други примарни носиоци енергије у претходном периоду били доступни по прихватљивим ценама, то је успорило развој и комерцијалну примену технологије горивих хелија у друмском транспорту. Иако радијус кретања возила са горивим хелијама износи до 750 km [33], због низа ограничавајућих фактора, ова возила имају готово занемариво учешће у укупном броју регистрованих возила у свету.

Ограничавајући фактори који спутавају већу комерцијалну употребу технологије горивих хелија су [36, 37]:

- разлика између теоријских могућности и техничке реалности горивих хелија, која је изазвана малим брзинама „хладних” реакције оксидације, што за последицу има мању ефективну снагу,
- водоник као погонско гориво, односно начин добијања, цена горива, складиштење, дистрибуција и употреба на возилу,
- висока цена опреме потребне за ову технологију и возила у целини,
- неразвијеност и цена инфраструктуре коју захтева комерцијална примена возила са горивим хелијама.

2.2.2 Хибридно-електрични погон

Под хибридном возилом подразумевају се возила која имају најмање два различита извора погона/снаге. У групи возила са хибричним погоном најзаступљенија су возила са хибридно-електричним погоном, погоњена мотором СУС и електромотором. На тржишту су присутна возила са хибридно-електричним погоном са различитим степенима хибридизације и различитим концептима градње погонског склопа.

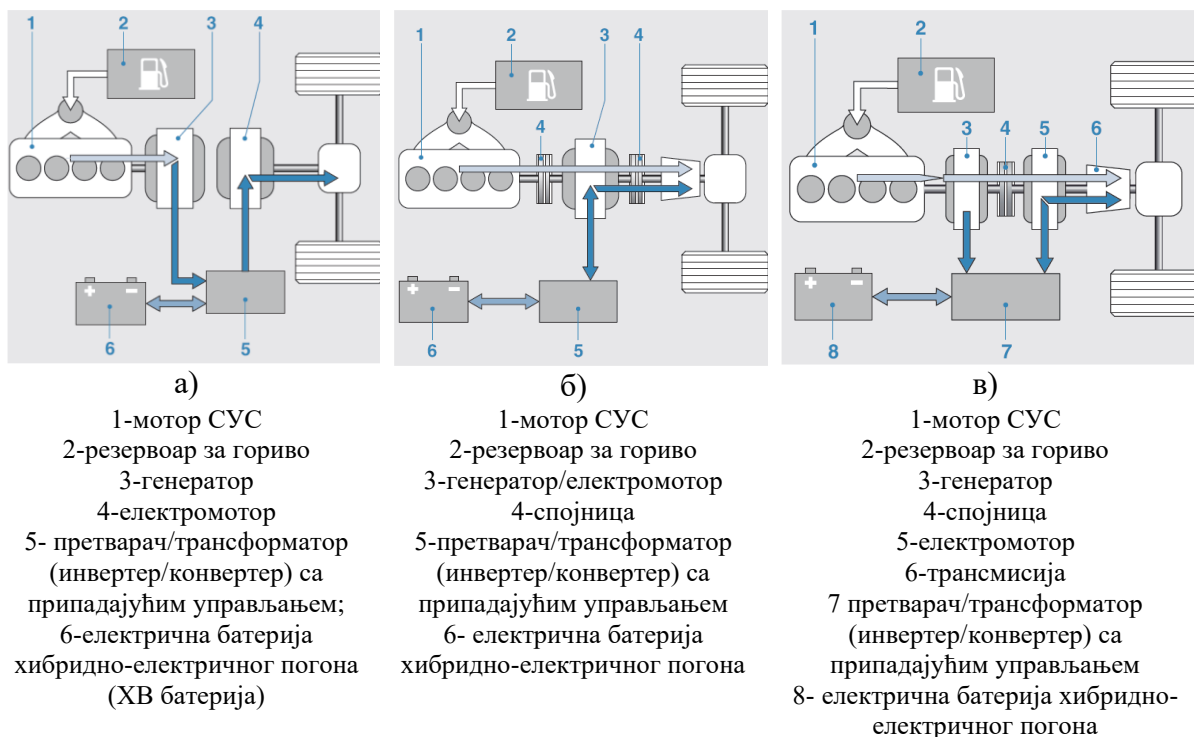
Степен хибридизације возила са хибридно-електричним погоном се дефинише као однос инсталисане снаге електромотора и укупно инсталисане снаге погонских агрегата (мотор СУС+електромотор).

Према степену хибридизације возила са хибридно-електричним погоном се могу поделити на:

- микрохибридна возила (енгл. *Micro-hybrid vehicles*), са степеном хибридизације мањим од 5%, која у условима градске вожње по европском тесту, остварују уштеду горива од 3% до 5%,
- умерено хибридна возила (енгл. *Mild-hybrid vehicles*), имају степен хибридизације до 10%, а у условима градске вожње по европском тесту остварују уштеду горива од 15% до 20% и
- потпуно хибридна возила (енгл. *Full hybrid vehicles*), чији је степен хибридизације већи од 10%, а по европском тесту могу остварити уштеду горива, а тиме и мању емисију CO₂, од 20% до 50%.

Према структури погонског склопа, односно току снаге од погонских агрегата према погонским точковима, хибридно-електрична возила се могу поделити у три групе, слика 2.5:

- возила са серијским погоном,
- возила са паралелним погоном и
- возила са серијско-паралелним погоном.



Слика 2.5 Структура погона хибридно-електричног возила: а) серијски погон, б) паралелни погон и в) серијско – паралелни погон

Код серијског погона, мотор СУС, радећи у подручју оптималних режима рада, погони генератор који производи електричну енергију, која се након трансформације користи за погон електромотора којим се погони возило. Режими рада мотора СУС су независни од услова експлоатације, па је серијски погон погодан за експлоатацију возила у градским условима вожње.

Паралелни погон користи мотор СУС као примарни погонски агрегат, док електромотор асистира при захтевнијим режимима вожње и погодан је за експлоатацију возила на отвореном путу.

Серијско-паралелни погон може радити и као серијски и као паралелни, а возило може бити погоњено или једним од два погонска агрегата или са оба истовремено. Возила са серијско-паралелним погоном су хибридна возила са високим степеном хибридизације. Мишљења о перспективама даљег развоја хибридно-електричног погона, у стручној и научној јавности, су подељена. Један део јавности је против концепта хибридно-електричног погона, те овај погон сматра само прелазним решењем између конвенционалног и електричног погона и свој став образлаже аргументима као што су:

- додатна маса (електрични агрегати, батерија,...) којом је возило оптерећено и њен утицај на економичност,
- потреба за вишеструком трансформацијом енергије и губици који их прате,
- утицај производње и рециклирања електричних компоненти на екологију,
- цена појединих склопова и хибридно-електричног погона у целини и
- век појединих компоненти ХЕВ возила, нпр. батерија или електромотора (због специфичних услова рада).

Други део јавности подржава концепт хибридно-електричног погона сматрајући хибридно-електрични погон погоном будућности, у оквиру којег ће до изражаја доћи

позитивне стране и конвенционалног и електричног погона. Као предности хибридно-електричног погона наводе се углавном чињенице на којима се и базира полазна идеја о хибридно-електричном погону:

- режими рада мотора СУС нису увек одређени условима експлоатације, па су економични режими рада значајно више заступљени него код конвенционалног погона, што ће зависити од концепта градње возила (серијски, паралелни, серијско-паралелни погон),
- мотор СУС се може оптимизирати у складу са концептом хибридно-електричног погона (мотор са већим степеном корисности и мањом специфичном снагом, што је карактеристично за моторе који раде по Аткинсоновом циклусу),
- опрема мотора се може оптимизирати и/или електрифицирати, те на тај начин повећати ефикасност мотора СУС,
- елиминисање празног хода као режима рада мотора СУС, уколико није потребно пунити батерију,
- хибридно-електричним погоном превазиђен је проблем малог радијуса кретања возила, који је иначе карактеристичан за чисто електрични погон,
- регенеративно кочење, као и код електричног погона, представља значајан потенцијал у погледу економичности и екологије и
- серијско-паралелни хибридно-електрични погон, у односу на само серијски или само паралелни, има и додатну предност у погледу флексибилности у односу на услове експлоатације.

Може се чути и мишљење стручњака из области мотора СУС да примена натпуњења у оквиру концепта „downsizing”, код ото мотора, није у потпуности оправдала очекивања због веома ретког коришћења турбокомпресора [7]. На делимичним оптерећењима, турбо група „смета”, представља отпор, а за постизање високих перформанси оптимално је додати снагу електромотора (хибридно-електрични погон) и на тај начини остварити ефекат натпуњења.

Узимајући у обзир вредности CO₂ које су директивом 2019/631 ЕУ [38] прописане за нова путничка и лака комерцијална возила, односно директивом 2019/1242 ЕУ [39], за нова тешка теретна возила и литературне податке о тренутној потрошњи погонских горива и плановима потрошње у наредном периоду [40, 41], очекује се све већа примена алтернативних горива и алтернативних погонских система у друмском саобраћају. У великом броју радова прогнозира се да ће употреба конвенционалних горива, средњерочно и дугорочно, бити значајно смањена, али да ће она и даље имати велико учешће у друмском сектору, било као чиста горива или као мешавине. Анализом многих сценарија, аутори [40] су установили да је за остваривање циљева које је ЕУ поставила за период до 2050. године од посебног значаја већа употреба биогорива. У 2020. години потрошња биогорива у ЕУ у транспортном сектору износила је 16 Mtoe (енгл. *Million Tonnes of Oil Equivalent* – милион тона еквивалентне нафте), од чега је биодизел био заступљен са око 80%, а биоетанол са око 20% [42]. Очекује се да ће годишњи допринос традиционалних биогорива у транспортном сектору у ЕУ износити 24,5 Mtoe 2030. године и 48,3 Mtoe 2050. године, а напредних биогорива 8,7 Mtoe 2030. године и 36,5 Mtoe 2050. године.

3 ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА КОНВЕНЦИОНАЛНОГ ДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ

Стварни радни циклус мотора СУС је сложен континуалан процес, састављен од различитих фаза и физичко-хемијских процеса који нису јасно одвојени један од другог. Ипак, могуће је уочити четири главна такта који, надовезујући се један на други, чине стварни радни циклус:

- I – такт усисавања,
- II – такт сабијања,
- III – такт ширења и
- IV – такт издувавања.

Од квалитета измене радне материје (усисавања и издувавања) зависи квалитет свеже радне материје којом ће се цилиндар напунити за потребе реализовања наредног радног циклуса, што одређује развијену количину топлоте по циклусу, односно снагу мотора.

Тактом сабијања остварује се повољан енергетски ниво потребан за отпочињање и одвијање процеса сагоревања са високом ефикасношћу.

Сагоревање, као посебно комплексан процес, одређује квалитет радног циклуса и енергетске, економске и еколошке карактеристике мотора.

Такт ширења, експанзијом продуката сагоревања, омогућава добијање рада из потенцијалне енергије сагорелог гаса.

Када се говори о економичности мотора СУС, битно је имати у виду да је један од кључних фактора који утичу на економичност процес сагоревања. Економичност радног циклуса оцењује се индикаторским степеном корисности, образац (3.1):

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_d \quad (3.1)$$

Укупна економичност мотора оцењује се ефективним степеном корисности, образац (3.2):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_m \quad (3.2)$$

Ознаке у обрасцима (3.1) и (3.2) имају следеће значење:

- η_t - степен корисности теоријског циклуса,
- η_d - степен добротe стварног радног циклуса,
- η_m - механички степен корисности.

Из обрасца (3.2) може се видети да укупна економичност мотора зависи од:

- изабраног теоријског циклуса (η_t),
- колико квалитетно се циклус реализује стварним радним процесом у мотору (η_d) и
- степена савршености конструкције у механичком погледу (η_m).

На вредност степена корисности теоријског циклуса утичу:

- врста циклуса,
- степен сабијања,
- начин довођења топлоте (позиционирање процеса сагоревања),
- коефицијент количине ваздуха...

Вредност степена добротe одређена је губицима који су последица губитака услед:

- реалности процеса сагоревања,
- непотпуног и незавршеног сагоревања,
- хлађења,
- пумпног рада...

На вредност механичког степена корисности утичу:

- конструктивни фактори,
- производни фактори и
- експлоатациони фактори.

Дакле, значајан је утицај начина сагоревања и тока процеса сагоревања на ефикасност енергетске трансформације хемијске енергије горива у мотору, али и на механичка оптерећења делова мотора и буку мотора. У наставку ће се детаљно разматрати процес сагоревања и фактори који омогућавају оптимално вођење процеса сагоревања код дизел мотора.

Сагоревању дизел горива у мотору СУС претходи образовање смеше горива и ваздуха. Ваздух се усисава у цилиндар мотора, а затим се током такта сабијања сабија у мери која ће обезбедити да се превазиђе температура самопаљења горива за 200-300°C. образовање смеше започиње убризгавањем горива у цилиндар системом за убризгавање, који треба да обезбеди одговарајућу распршеност, односно количинску и просторну расподелу горива по простору за сагоревање. Енергија потребна за образовање смеше потиче од кинетичке енергије ваздуха и кинетичке енергије млаза горива. Код савремених дизел мотора користе се високи притисци убризгавања (преко 2000 bar), па је кинетичка енергија млаза горива доминантан фактор у процесу образовања смеше.

Фазе од којих се састоји процес образовања смеше и сагоревања су [43]:

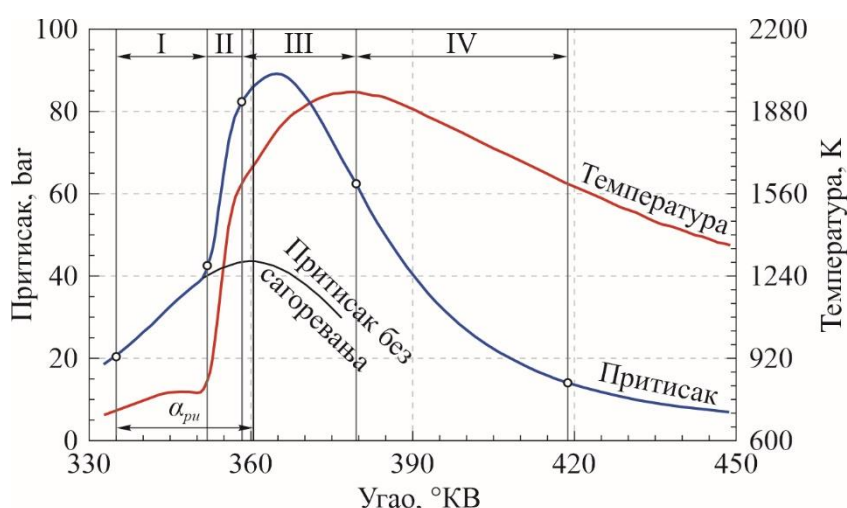
- дозирање горива,
- испаравање горива,
- мешање горива са ваздухом,
- самопаљење смеше горива и ваздуха и
- сагоревање.

Прве три фазе чине образовање смеше, а задње две сагоревање, с тим што се увек више узастопних фаза одвија истовремено. Сагоревање првих честица горива, које су прошле фазу физичко-хемијских припрема за сагоревање, почиње још док траје убризгавање горива. Убризгавањем горива у простор за сагоревање доспевају капљице горива различитих величина, различито концентрисане, различитих температура и са различитом вероватноћом да благовремено дођу у контакт са кисеоником потребним за сагоревање. Дакле, смеша је изразито нехомогена. Нехомогена смеша се прво пали у оним зонама у којима је састав смеше око испаравајућих капљица горива такав да обезбеђује највећу брзину ослобађања топлоте. Пара која се услед високе температуре

сабијеног ваздуха формира око капљица горива дифундира у околину капљице, тако да концентрација горива у насталој смеши опада са удаљавањем од капљице. Имајући у виду да се капљица горива креће, настале паре горива заостају за капљицом, дифузијом се распростиру међу честице ваздуха, све док се капљица услед успорења не заустави и не оконча процес испаравања и мешања са ваздухом. Најповољније услове за упаљење имају најситније капљице горива, поготово ако су се нашле у близини јако загрејаних места у простору за сагоревање, а да су већ остварени повољни услови за упаљење смеше. Истовремено се може појавити неколико центара упаљења.

Процес сагоревања се састоји од четири периода, слика 3.1:

- I) период притајеног сагоревања или закашњења упаљења,
- II) период бурног или неконтролисаног сагоревања,
- III) период контролисаног сагоревања и
- IV) период догоревања.



Слика 3.1 Закон промене притиска (са фазама/периодима сагоревања) и температуре сагоревања код дизел мотора [31]

Период притајеног сагоревања представља време које протекне од тренутка када су прве честице горива доспеле у цилиндар до тренутка појаве видљивог пламена, односно до тренутка када се линија промене притиска одвоји од линије промене притиска без сагоревања за 1 bar. Као апроксимацију периода притајеног сагоревања, односно почетка сагоревања, за експериментална истраживања аутори узимају трајање сагоревања првих 5% циклусне количине горива. Током периода притајеног сагоревања гориво се физичко-хемијски припрема за сагоревање. То подразумева испаравање распршеног горива, разлагање сложених молекула угљоводоника у присуству кисеоника из ваздуха, а затим ступање продуката разлагања у низ претпламених реакција са кисеоником. Овај период траје од 0,6 ms до 2 ms. На дужину трајања периода притајеног сагоревања утичу:

- физичко-хемијске карактеристике горива,
- тренутак убризгавања горива, односно угао предубризгавања,
- квалитет распршивања горива (притисак убризгавања, број и величина отвора на млазници брызгача...) и
- температура и притисак сабијеног ваздуха у тренутку убризгавања горива, те карактеристике кретања ваздуха (вихорење и брзина кретања ваздуха).

Сви физичко-хемијски процеси који се током периода притајеног сагоревања јављају код сагоревања конвенционалног дизел горива, постоје и код сагоревања биодизел горива,

али се међусобно разликују. Међутим, код оба горива дужина трајања периода притајеног сагоревања ће се одразити на даљи ток сагоревања. Дужи период притајеног сагоревања води нагомилавању веће количине убризганог горива у простору за сагоревање и његовој припреми за сагоревање. У даљем току процеса сагоревања ће одједном сагорети велика количина горива, сагоревање ће бити бурно, праћено наглим порастом притиска и високим максималним вредностима притиска и температуре. Зато процес образовања смеше треба водити тако да период притајеног сагоревања траје што краће.

За дизел моторе са директним убризгавањем трајање периода притајеног сагоревања се, са високим степеном слагања са експериментално добијеним резултатима за широк опсег режима рада мотора, може одредити по емпиријском обрасцу који су развили Харденберг и Хасе, образац (3.3) [24]:

$$t_{ps} = (0,36 + 0,22 \cdot c_m) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{RT_{ps}} - \frac{1}{17,190} \right) + \left(\frac{21,2}{p_{ps} - 12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (3.3)$$

У обрасцу (3.3) је:

c_m , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ – средња брзина клипа,

E_A , $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$ – енергија активације,

R – универзална гасна константа ($R = 8,3143 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

T_{ps} , K – температура током периода притајеног сагоревања,

p_{ps} , bar – притисак током периода притајеног сагоревања,

Енергија активације се израчунава по обрасцу (3.4).

$$E_A = \frac{618,840}{CN + 25} \quad (3.4)$$

У обрасцу (3.4), CN је цетански број горива. Трајање периода притајеног сагоревања се може изразити и у ms , образац (3.5):

$$t_{ps}(t) = \frac{t_{ps}}{0,006 \cdot n_e}, \text{ ms} \quad (3.5)$$

У обрасцу (3.5), n_e је број обртаја изражен у min^{-1} .

Температура T_{ps} и притисак p_{ps} током периода притајеног сагоревања израчунавају се из једначина политропске промене стања (3.6) и (3.7).

$$T_{ps} = T_i \cdot \varepsilon^{n-1} \quad (3.6)$$

У обрасцу (3.6) је:

T_i – температура на почетку такта сабијања,

ε – степен сабијања,

n – експонент политропе сабијања.

$$p_{ps} = p_i \cdot \varepsilon^n \quad (3.7)$$

У обрасцу (3.7) p_i је притисак на почетку такта сабијања.

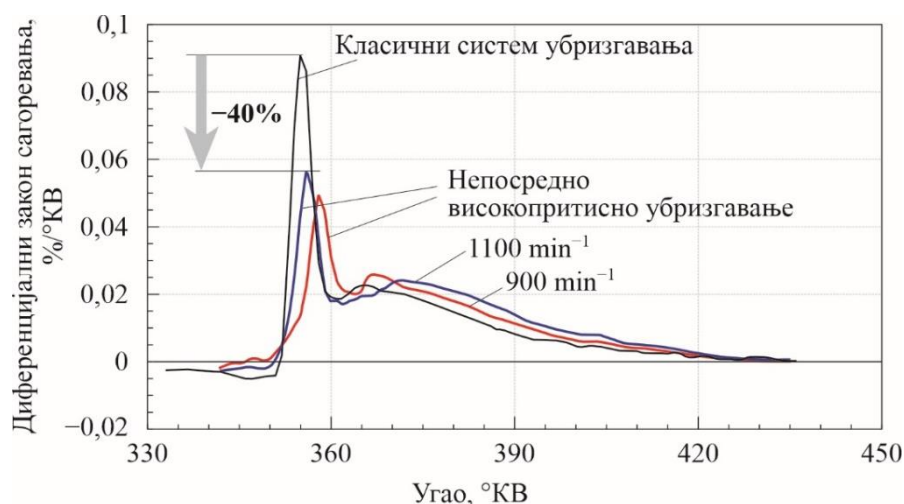
Из обрасца (3.3) може се закључити да сви параметри који утичу на повећање притиска и температуре у цилиндру током периода притајеног сагоревања, односно на почетку убризгавања, утичу и на скраћење периода притајеног сагоревања. Мотори са већим степеном сабијања ће имати краћи период притајеног сагоревања, као и натпуњени мотори, због веће температуре и притиска свеже радне материје у усисном систему мотора.

Период бурног сагоревања је релативно кратак период, током којег интензивно сагорева сва количина смеше са погодним саставом, припремљена током претходног периода и периода бурног сагоревања. Дужину трајања овог периода није могуће тачно дефинисати, па се узима да период бурног сагоревања траје од тренутка наглијег пораста притиска изнад линије промене притиска без сагоревања до тренутка када се постиже приближно максималан притисак. Током овог периода паралелно се одвијају процеси самоупаљења и сагоревања веће количине смеше у више делова коморе, па је процес сагоревања брз и буран. Услед велике количине ослобођене топлоте долази до наглог пораста притиска, што резултира неконтролисаним сагоревањем, које се манифестује тврдим радом мотора, високим нивоом буке и великим механичким напрезањима делова мотора.

На период бурног сагоревања утичу:

- дужина периода притајеног сагоревања,
- квалитет распршивања горива, закон убризгавања и закон ослобађања топлоте,
- интензитет вихорења.

Што је дужи период притајеног сагоревања, веће је нагомилавање горива које сагорева током друге фазе и сагоревање је бурније. Према томе, сви параметри који утичу на скраћење периода притајеног сагоревања позитивно утичу и на период бурног сагоревања. Ако степен пораста притиска има средњу вредност између 4 и 5 bar/°KV, сматра се да мотор има „мекан“ рад, односно, рад мотора није праћен великим механичким оптерећењима. Према томе, ако период притајеног сагоревања буде такав да омогући завршетак свих физичко-хемијских процеса, а онемогући нагомилавање већих количина горива, степен пораста притиска ће се током сагоревања задржати у границама које не прелазе критичне вредности. Због тога се код савремених дизел мотора прибегава принципу вишеструког убризгавања горива. Вишеструко убризгавање омогућава оптимално вођење процеса сагоревања, при чему се током првог периода убризгава мања количина горива, а током другог периода остале веће количине горива [44]. Утицај квалитета распршивања и закона убризгавања горива на одвијање процеса сагоревања, за случај класичног система убризгавања и савременог високопритисног система убризгавања, приказан је на слици 3.2. За случај високопритисног убризгавања, због финијег распршивања горива, скраћује се период притајеног сагоревања, што доводи до мање интензивног сагоревања током периода бурног сагоревања и интензивнијег сагоревања током периода контролисаног сагоревања. Карактер одвијања процеса сагоревања одређен је и дужином трајања убризгавања, односно законом убризгавања. Краће време убризгавања исте количине горива, уз исти период притајеног сагоревања, даје већи степен пораста притиска и тврђи рад мотора.



Слика 3.2 Утицај квалитета распршивања горива и закона убризгавања на брзину ослобађања топлоте (диференцијални закон ослобађања топлоте) [36]

Утицај вихорења током другог периода има мањи значај у односу на прва два утицајна фактора, јер још има довољно кисеоника за сагоревање. Интензивније вихорење повећава брзину сагоревања и скраћује период бурног сагоревања, а мотор има „тврђи” рад.

Период контролисаног сагоревања наступа након периода бурног сагоревања. Овај период траје од тренутка када се у цилиндру мотора достигне приближно максималан притисак до тренутка када се достигне максимална температура. За период контролисаног сагоревања карактеристично је да су услови упаљења повољни и гориво се непосредно након убризгавања и кратког индукционог периода пали и сагорева. У току овог периода степен пораста притиска је знатно мањи него током претходног периода јер преовладава сагоревање дифузним пламеном које је контролисано брзином образовања смеше.

На период контролисаног сагоревања утичу:

- вредност коефицијента количине ваздуха,
- струјни процеси у простору за сагоревање и
- ток закона убризгавања.

Отежавајућа околност за сагоревање у току периода контролисаног сагоревања је та што се може десити да се сагоревање одвија са недовољном количином кисеоника. Такав амбијент је последица одмаклог процеса сагоревања, током којег је део ваздуха потрошен, а концентрација инертних гасова (азот и продукти сагоревања) расте, па је отежан контакт горива и преосталог кисеоника. Посебно је критичан крај овог периода када, због високих температура сагоревања и недостатка кисеоника, може доћи до разлагања молекула угљоводоника на водоник и угљеник. Водоник има већу дифузиону способност, па ће лакше наћи кисеоник и сагорети, док се угљеник избацује са издувним гасовима у виду дима. Већи коефицијент количине ваздуха повећава вероватноћу да ће сво убризгано гориво благовремено доћи у контакт са кисеоником и сагорети. Међутим, већи коефицијент количине ваздуха смањује топлотну моћ смеше, што смањује специфичну снагу мотора ($\text{kW} \cdot \text{l}^{-1}$).

Повољни струјни процеси, остварени већим вихорењем, омогућавају рад са мањим коефицијентом количине ваздуха, али за последицу имају веће струјне и топлотне губитке.

У погледу закона убризгавања, процес убризгавања горива треба водити тако да задња фаза убризгавања има одсечен крај, како би се избегло развучено и непотпуно сагоревање.

Период догоревања почиње у тренутку када је у цилиндру постигнута максимална температура и траје током такта експанзије. Током овог периода сагори последња количина убризганог горива, око 5% до 10% од укупне количине убризганог горива. С обзиром да се период догоревања одвија током већ поодмакле експанзије, сагоревање се дешава у веома неповољним условима, када је у цилиндру релативно низак притисак и температура, мала количина кисеоника и велика концентрација инертних гасова. Сагоревање у периоду догоревања је непотпуно, неекономично и праћено је настанком дима.

Процес сагоревања биодизел горива састоји се такође од четири наведена периода, али се поједини периоди могу значајно разликовати у односу на случај примене конвенционалног дизел горива, што се даље одражава на енергетске и еколошке показатеље рада мотора, те механичка и топлотна оптерећења мотора. Као прво, разлика у физичко-хемијским карактеристикама горива (на пример густина горива и вискозност), утиче на почетак убризгавања горива, квалитет распршивања, дOMET распршеног горива, мешање горива са ваздухом итд. Ништа мање значајна није ни разлика у вредности цетанског броја биодизел горива и конвенционалног дизел горива, као и разлика у карактеристикама испарљивости. Сви поменути фактори одређују трајање периода притајеног сагоревања, који утиче на одвијање остала три периода.

С обзиром да се физичко-хемијске карактеристике биодизел горива разликују у зависности од сировине и поступка производње биодизел горива, битно је детаљно анализирати процес сагоревања сваког од перспективних биодизел горива и оценити његов утицај на радне карактеристике мотора.

3.1 ЗАКОН САГОРЕВАЊА У ДИЗЕЛ МОТОРУ

За анализу процеса сагоревања у мотору неопходно је познавати закон сагоревања. Закон сагоревања се може одредити на два начина и то:

- експерименталним путем, односно обрадом снимљеног индикаторског дијаграма и
- задавањем аналитичких израза, којима се закон сагоревања описује преко емпиријских или полуемпиријских формула.

Закон сагоревања се најтачније може одредити обрадом снимљеног индикаторског притиска. Када то није могуће, закон сагоревања се задаје аналитичким изразима. У овом раду, за одређивање закона сагоревања, примењена су оба поступка, експериментални и аналитички.

3.1.1 Одређивање закона сагоревања аналитичким поступком

До данас је развијен већи број аналитичких израза за описивање закона сагоревања, а један од њих, најчешће примењиван, је Vibe функција [45]. Vibe функција сагоревања дата је изразом (3.8).

$$x = 1 - e^{-a \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \quad (3.8)$$

Диференцирањем (3.8), добија се израз (3.9) којим је описана брзина сагоревања горива у функцији угла коленастог вратила.

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{a}{\varphi_z} (m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right) e^{-a \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \quad (3.9)$$

Параметри у (3.8) и (3.9) означавају:

x – релативна количина сагорелог горива - количина горива која сагори до посматраног тренутка (угла коленастог вратила),

a и m – величине којима се дефинише потпуност сагоревања,

φ - угао који се мери од тренутка када почне процес сагоревања,

$\varphi_z = \alpha_{ks} - \alpha_{ps}$ - угао трајања процеса сагоревања,

α_{ps} - угао почетка процеса сагоревања,

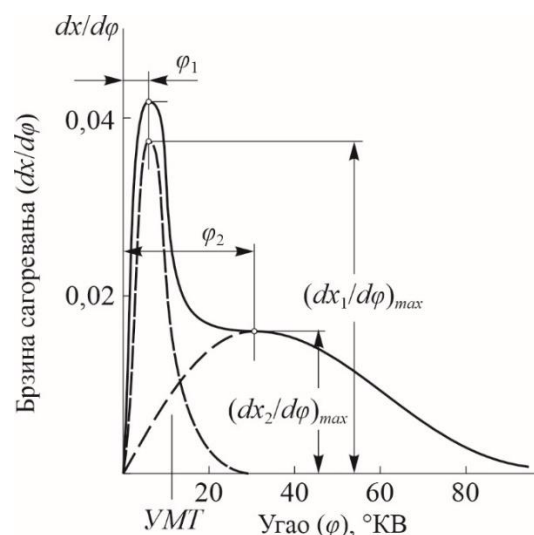
α_{ks} - угао завршетка процеса сагоревања.

За параметар m усвајају се вредности у границама $m = 1,0 \div 3,0$. Величина a се добија из (3.8), за $\varphi = \varphi_z$ и $x = x_{ks}$, образац (3.10):

$$a = -\ln(1 - x_{ks}), \quad (3.10)$$

где x_{ks} представља количину горива која сагори до краја процеса сагоревања.

Ако је сагоревање потпуно $x_{ks}=1$, па ће вредност параметра a бити бесконачна. Због тога се обично усваја да је $x_{ks}=0,999$, па се добија да је $a=6,908$. Vibe функција која је приказана обрасцима (3.8) и (3.9) представља Vibe функцију првог реда, погодну за описивање закона сагоревања ото мотора. За описивање закона сагоревања дизел мотора, поготово дизел мотора са директним убризгавањем, са јако израженом фазом неконтролисаног и фазом контролисаног сагоревања уз догоревање, неопходно је користити двостепену Vibe функцију, слика 3.3.



Слика 3.3. Двостепена Vibe функција [45]

Код двостепене Vibe функције, укупно трајање процеса сагоревања, изражено углом

трајања процеса сагоревања φ_z , подељено је на два интервала φ_{z1} и φ_{z2} . У првом интервалу, током којег је изражено неконтролисано и контролисано сагоревање, Vibe функција је дефинисана параметрима m_1 , φ_{z1} и α_{ps1} , а у другом, у којем је изражено догоревање сагоревање, параметрима m_2 , φ_{z2} и α_{ps2} . Vibe функција за интервал неконтролисаног и контролисаног сагоревања дата је обрасцима (3.11) и (3.12).

$$x_1 = \sigma_z \left[1 - e^{-a \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}} \right)^{m_1+1}} \right] \quad (3.11)$$

$$\frac{dx_1}{d \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}} \right)} = \sigma_z \cdot a (m_1 + 1) \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}} \right) \cdot e^{-a \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}} \right)^{m_1+1}} \quad (3.12)$$

Величина σ_z у обрасцима (3.11) и (3.12) означава удео масе горива који сагори у току интервала неконтролисаног и контролисаног сагоревања у односу на укупну циклусну количину горива.

Vibe функција за интервал догоревања дата је обрасцима (3.13) и (3.14).

$$x_2 = (1 - \sigma_z) \left[1 - e^{-a \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}} \right)^{m_2+1}} \right] \quad (3.13)$$

$$\frac{dx_2}{d \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}} \right)} = (1 - \sigma_z) \cdot a (m_2 + 1) \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}} \right) \cdot e^{-a \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}} \right)^{m_2+1}} \quad (3.14)$$

Двостепена Vibe функција добија се као резултујућа функција две функције, функције интервала неконтролисаног и контролисаног сагоревања и функције интервала догоревања, обрасци (3.15) и (3.16).

$$x = x_1 + x_2 \quad (3.15)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{dx_1}{d\varphi} + \frac{dx_2}{d\varphi} \quad (3.16)$$

Коначан математички облик двостепене Vibe функције дат је обрасцем (3.17).

$$\frac{dx}{d(\varphi/\varphi_z)} = \frac{6,908}{\varphi_{z1}/\varphi_{z2}} \cdot (m_1 + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z1}/\varphi_{z2}} \right)^{m_1} \cdot e^{\left(-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z1}/\varphi_{z2}} \right)^{(m_1+1)} \right)} \cdot \sigma_z \cdot k +$$

$$+ 6,908 \cdot (m_2 + 1) \cdot \varphi^{m_2} \cdot e^{\left(-6,908 \cdot \varphi^{(m_2+1)} \right)} \cdot (1 - \sigma_z) \cdot k \quad (3.17)$$

У обрасцу (3.17) поједини параметри имају следеће значење:

$\varphi_{z1}/\varphi_{z2}$ – однос углова трајања првог и другог дела Vibe функције,

m_1 – параметар облика првог дела Vibe функције,

m_2 – параметар облика другог дела Vibe функције,

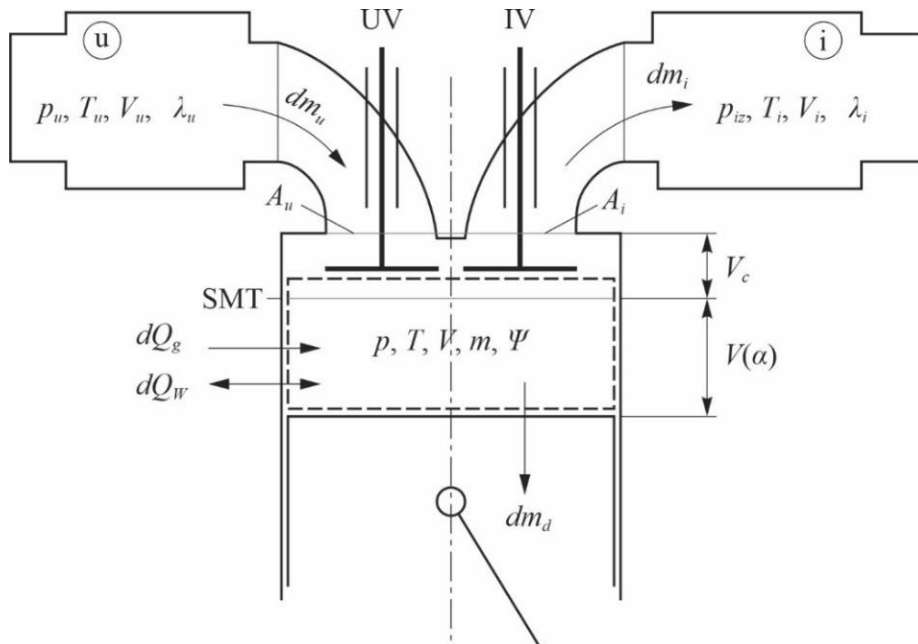
k – корекциони фактор који се додаје ако се скраћује x оса, па интеграл испод криве није 1 него мањи и то баш за k .

Да би двостепена функција што реалније описала закон сагоревања у дизел мотору, потребно је направити оптималан избор наведених параметара.

3.1.2 Експериментално одређивање закона сагоревања

Већ је речено да се закон сагоревања најтачније може одредити експерименталним путем. Овај поступак подразумева индицирање притиска у цилиндру мотора и обраду снимљеног индикаторског дијаграма применом неког од математичких модела. У претходном периоду често је коришћен општи нулто-димензиони квазистационарни модел. Погодност његове примене огледала се управо у томе што је модел општег карактера, односно, све фазе радног циклуса, па и сагоревање, описују се истим системом једначина. Модел се успешно примењује на ото и дизел моторе, четворотактне и двотактне, атмосферске и натпуњене.

За дефинисање математичког модела, потребног за одређивање закона сагоревања експерименталним путем, неопходно је на посматрани термодинамички систем (слика 3.4), применити први закон термодинамике у диференцијалном облику, образац (3.18).



Слика 3.4 Шематски приказ цилиндра мотора – термодинамички систем [46]

Ознаке на слици имају следеће значење:

p_u, T_u, V_u, λ_u – притисак, температура, запремина и коефицијент количине ваздуха на улазу у цилиндар мотора,

p_i, T_i, V_i, λ_i – притисак, температура, запремина и коефицијент количине ваздуха на излазу из цилиндра мотора,

p, T, V, ψ – притисак, температура, запремина и састав гаса у цилиндру мотора (за дизел мотор $\psi=\lambda$),

dm_u – елементарна количина радне материје која улази у цилиндар током усисавања,

dm_i – елементарна количина радне материје која излази из цилиндра током издувавања,

dm_d – елементарна количина радне материје која пролази (истиче) кроз зазоре између клипа и цилиндра,

Q_g – количина топлоте која се ослободи сагоревањем циклусне количине горива,

Q_w – количина топлоте која се размени са зидовима радног простора,

V_c – компресиона запремина,

$V(\alpha)$ – тренутна вредност надклипне запремине,

A_u – површина проточног пресека усисног вентила,

A_i – површина проточног пресека издувног вентила.

$$dQ = dU + dW, \quad (3.18)$$

У обрасцу (3.18) величине имају следеће значење:

dQ – елементарна укупно доведена количина топлоте у цилиндар мотора,

dU – промена унутрашње енергије радне материје,

$dW = pdV$ – елементарни рад ширења радне материје,

p – тренутна вредност притиска радне материје у цилиндру,

dV – промена запремине радног простора.

На основу физичког модела цилиндра мотора приказаног на слици 3.4 долази се до једнакости (3.19):

$$dQ = dU + dW = dQ_g - dQ_w + dm_u h_u - dm_i h_i - dm_d h_d, \quad (3.19)$$

где су:

h_u – специфична енталпија гаса који улази кроз усисни вентил мотора,

h_i – специфична енталпија гаса који излази кроз издувни вентил мотора,

h_d – специфична енталпија гаса који пролази кроз зазоре између клипа и цилиндра.

С обзиром да је апсолутна унутрашња енергија радне материје U једнака производу масе радне материје m и њене специфичне унутрашње енергије u , образац (3.19) се може записати у облику (3.20) :

$$dQ = d(mu) + pdV = udm + mdu + pdV = dQ_g - dQ_w + dm_u h_u - dm_i h_i - dm_d h_d, \quad (3.20)$$

Процеси у мотору СУС се углавном прате у зависности од угла коленастог вратила, те је једначину (3.20) неопходно написати у облику извода по углу коленастог вратила, (образац 3.21).

$$\frac{dQ}{d\alpha} = u \frac{dm}{d\alpha} + m \frac{du}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha} = \frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_w}{d\alpha} + \frac{dm_u}{d\alpha} h_u - \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \frac{dm_d}{d\alpha} h_d \quad (3.21)$$

Промена радне материје током радног циклуса се може представити једначином (3.22).

$$\frac{dm}{d\alpha} = \delta \frac{dm_g}{d\alpha} + \frac{dm_u}{d\alpha} - \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_d}{d\alpha}, \quad (3.22)$$

У једначини (3.22) δ је коефицијент који за ото мотор износи 0, а за дизел мотор 1, а dm_g елементарна количина горива у цилиндру. Сагоревање се одвија без протока радне материје кроз усисни и издувни вентил, па је:

$$m_u = 0, \frac{dm_u}{d\alpha} = 0, m_i = 0, \frac{dm_i}{d\alpha} = 0$$

За клипно-цилиндарски склоп који нема прострујавања гасова у подклипни простор, што се може уочити и са дијаграма ослобађања топлоте, може се узети да је $m_d = 0, \frac{dm_d}{d\alpha} = 0$.

Специфична унутрашња енергија радне материје, која је реалан гас састављен од ваздуха, горива и продуката сагоревања, може се изразити у функцији притиска p , температуре T и коефицијента количине ваздуха λ :

$$u = u(p, T, \lambda) \quad (3.23)$$

Коефицијент количине ваздуха дат је обрасцем 3.24.

$$\lambda = \frac{m_v}{m_{go} \cdot L_o}, \quad (3.24)$$

где су:

m_v – маса ваздуха у цилиндру,

m_{go} – маса циклусне количине горива,

L_o – стехиометријска количина ваздуха,

Одговарајући диференцијални облик једначине (3.23) дат је обрасцем (3.25).

$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad (3.25)$$

На основу лијеве стране једначине (3.21) промена специфичне унутрашње енергије може се приказати обрасцем (3.26)

$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{1}{m} \left(\frac{dQ}{d\alpha} - u \frac{dm}{d\alpha} - p \frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.26)$$

Након изједначавања десних страна једначина (3.25) и (3.26) и рјешавањем тако добијене једнакости по изводу температуре добија се једначина којом је описана промена температуре гаса у цилиндру током одвијања радног циклуса:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{m \frac{\partial u}{\partial T}} \left(\frac{dQ}{d\alpha} - u \frac{dm}{d\alpha} - p \frac{dV}{d\alpha} - m \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\alpha} - m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \right) \quad (3.27)$$

Веза између притиска и температуре радне материје у цилиндру може се представити једначином стања идеалног гаса која се за масу m радне материје може написати у облику:

$$pV = mRT, \quad (3.28)$$

где је R гасна константа реалног гаса.

Гасна константа R се може изразити у функцији p , T и λ :

$$R = R(p, T, \lambda) \quad (3.29)$$

За симултано решавање система диференцијалних једначина користе се нумеричке методе, те је све једначине система потребно написати у облику првог извода одговарајуће величине по углу α .

Диференцирањем једначине (3.28) и дељењем леве стране добијене једначине са pV , а десне са mRT добија се:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\alpha} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} \quad (3.30)$$

Ако се једначина (3.30) реши по изводу притиска добија се једначина која описује промену притиска у цилиндру мотора током одвијања радног циклуса:

$$\frac{dp}{d\alpha} = p \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\alpha} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.31)$$

Члан $\frac{dR}{d\alpha}$ одређује се диференцирањем једначине (3.29):

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\partial R}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad (3.32)$$

За мале вредности угла, α у којима се врши интеграљење диференцијалних једначина, промене гасне константе R могу се занемарити ($\frac{dR}{d\alpha} = 0$), а да се не направи већа грешка, па се једначина (3.31) може написати као:

$$\frac{dp}{d\alpha} = p \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} \right) \quad (3.33)$$

Промена величине надклипног простора $\frac{dV}{d\alpha}$ одређује се из обрасца (3.34):

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{dS(\alpha)}{d\alpha}, \quad (3.34)$$

где је:

D – пречник клипа

$S(\alpha)$ – тренутна вредност хода клипа, која се мења у функцији угла коленастог вратила.

За општи случај дезаксијалног клипног механизма (слика 3.5) $S(\alpha)$ је дато обрасцем (3.35):

$$S(\alpha) = r \left\{ \frac{1}{\lambda} \sqrt{(\lambda + 1)^2 - k^2} - \left[\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda \sin \alpha + k)^2} \right] \right\}, \quad (3.35)$$

где је :

$\lambda = \frac{r}{l}$ – кинематска карактеристика клипног механизма,

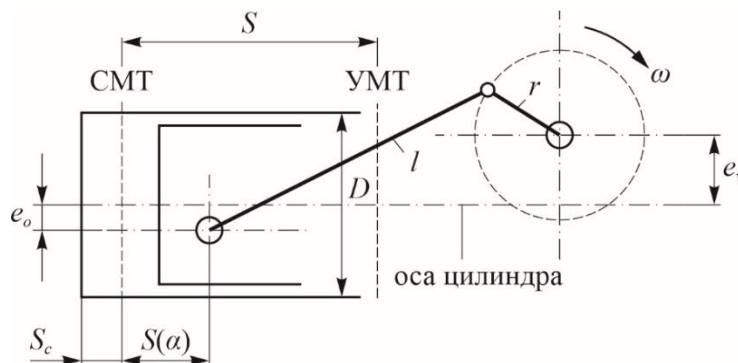
r – дужина ручице летећег рукавца коленастог вратила ($r = S/2$),

l – дужина клипњаче,

$k = \frac{(e_v - e_o)}{l}$ – релативна дезаксијалност,

e_o – ексцентричност осе осовинице клипа у односу на осу цилиндра и

e_v – ексцентричност осе коленастог вратила.



Слика 3.5 Шематски приказ дезаксијалног клипног механизма [46]

Количина топлоте која се ослободи сагоревањем количине горива m_g до посматраног тренутка времена може се одредити из обрасца (3.36).

$$Q_g = m_g \cdot H_d, \quad (3.36)$$

где је H_d доња топлотна моћ горива.

Свођењем количине горива m_g на укупну количину горива која се у цилиндар мотора уноси по једном циклусу m_{go} добија се бездимензиона величина x , која представља релативну количину сагорелог горива:

$$x = \frac{m_g}{m_{go}} \quad (3.37)$$

Релативна количину сагорелог горива x при $m_g=0$ има вредност 0 (нема сагоревања горива), а при $m_g = m_{go}$ има вредност 1 (потпуно сагоревање). Имајући у виду да величина x карактерише потпуност сагоревања и да су реалне вредности величине x између 0 и 1, образац (3.36) погодно је писати у облику:

$$Q_g = m_{go} \cdot H_d \cdot x \quad (3.38)$$

Односно, промена количине топлоте која се ослободи сагоревањем горива може се приказати обрасцем (3.39).

$$\frac{dQ_g}{d\alpha} = m_{go} \cdot H_d \cdot \frac{dx}{d\alpha} \quad (3.39)$$

Једначином (3.39) дефинише се закон сагоревања и њиме је одређен ток сагоревања у мотору. Извод величине x по углу α назива се брзина сагоревања.

Топлота Q_w се између радне материје и зидова радног простора размењује конвекцијом и зрачењем. Највећи део топлоте се размењује конвекцијом, због чега се често, при моделирању размене топлоте између радне материје и зидова, размена топлоте зрачењем занемарује.

Топлота која се конвекцијом размени између радне материје и зидова радног простора може се одредити из једначине топлотног флукса, дате обрасцем (3.40):

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = \sum_{i=1}^n \alpha_{wi} \cdot A_i \cdot (T - T_{wi}), \quad (3.40)$$

где су:

$\frac{dQ_w}{d\alpha}$ – топлотни флукс између радне материје и зидова радног простора,

α_{wi} – коефицијент прелаза топлоте за i – ту површину радног простора,

A_i – величина површине i – тог елемента радног простора,

T – средња температура радне материје у цилиндру мотора у датом тренутку,

T_{wi} – средња (по времену) температура i – те површине радног простора.

Код већине приступа моделирању укупног топлотног флукса у цилиндру мотора користи се образац (3.30), а зрачење се узима обзир преко константи које улазе у коефицијент прелаза топлоте α_{wi} , до којих се долази на основу експерименталних испитивања размењене топлоте.

Када се одређује количина топлоте која се конвекцијом размени између радне материје и зидова радног простора применом обрасца (3.30), највећа непознаница је коефицијент прелаза топлоте α_{wi} . Проблем је у томе што на ову величину утичу бројни, изузетно

комплексни, феномени (физичке и термичке особине радне материје у цилиндру, турбуленција радне материје, циклична природа радног процеса...).

За одређивање α_{wi} углавном се користе емпиријске и полуемпиријске формуле добијене на основу експерименталних података, на примјер формуле *Nusselta-a*, *Briling-a*, *van Tyen-a*, *Hoenberg-a*, *Eichelberg-a*, *Pflaum-a*, *Anand-a*, *Woschni-a*... [10, 46]. О комплексности проблема одређивања величине α_{wi} , а тиме и $\frac{dQ_w}{d\alpha}$, најбоље говори чињеница да постоје знатне разлике између резултата добијених различитим предложеним моделима аутора. Друга непознаница је температура зидова радног простора, коју је изузетно тешко, готово немогуће, тачно одредити. Због тога се температура зидова обично процењује на основу расположивих литературних података, али такве процене не могу дати довољно тачне вредности количине топлоте размењене конвекцијом између радне материје и зидова радног простора. Ако се узме у обзир комплексност одређивања величина α_{wi} и T_{wi} јасно је да $\frac{dQ_w}{d\alpha}$ прорачунат по обрасцу (3.40) више представља процену него тачан резултат.

Из једначине (3.21), на основу познатог закона промене притиска у цилиндру $p = p(\alpha)$, диференцијала притиска $\frac{dp}{d\alpha}$, масе радне материје на почетку компресије m_o и коефицијента количине ваздуха λ , добија се диференцијални закон ослобађања топлоте $\frac{dQ_g}{d\alpha}$. Нумеричким решењем једначине (3.21) добија се интегрални закон ослобађања топлоте $Q_g(\alpha)$.

4 БИОДИЗЕЛ ГОРИВО И СПЕЦИФИЧНОСТИ ЊЕГОВЕ ПРИМЕНЕ КОД ДИЗЕЛ МОТОРА

У укупној количини горива које су у 2020. години у транспортном сектору потрошиле земље чланице ЕУ, биогорива су учествовала са 6,3%. Око 85% потрошеног биогорива потиче из примарне производње у ЕУ. Највећи произвођачи су Немачка, Француска, Шпанија и Италија. Најзаступљеније биогориво које се примењује у транспортном сектору у ЕУ је биодизел произведен трансестерификацијом. Најчешће примењиване сировине из којих се у ЕУ добија биодизел гориво су: уље уљане репице (38%), отпадно уље за кување (23%), палмино уље (18%), масти животињског порекла (8%), сојино уље (7%), сунцокретоно уље (2%) и остало (4%) [42].

Према Европском одбору за биодизел, применом биодизел горива смањује се концентрација CO_2 од 65% до 90% у односу на случај када се примењује конвенционално дизел гориво [47]. Комерцијалну употребу, до данас, нашло је неколико поступка производње биодизел горива. На тржишту је најзаступљеније биодизел гориво добијено поступком трансестерификације, употребом алкохола. На светском тржишту биогорива, биодизел добијен овим поступком, у 2020. години, био је заступљен са 32%.

Други поступци добијања биодизел горива, који још нису значајније заступљени, али ће засигурно у наредном периоду значајно учествовати у укупној производњи биодизел горива су синтетни FT поступак и поступак третирања водоником (хидротретирање-хидрокрекинг) биљних уља и животињских масти. Н биодизел и синтетни FT биодизел су смесе парафинских угљоводоника и по хемијском саставу су идентични конвенционалном дизел гориву. Због тога се могу користити и као чиста биодизел горива у савременим дизел моторима. Физичко-хемијске карактеристике Н биодизела, синтетног FT биодизела, биодизел горива добијеног поступком трансестерификације (FAME) и конвенционалног дизел горива дате су у табели 4.1. У наставку ће се искључиво говорити о биодизел гориву добијеном поступком трансестерификације и његовој примени у мотору СУС.

Табела 4.1 Физичко-хемијске карактеристике горива [29]

Карактеристике горива	Н биодизел	FT биодизел	FAME биодизел	Конвенционално дизел гориво
Густина на 15 °C, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	775 до 785	770 до 790	≈885	≈835
Вискозност на 40 °C, $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	2,9 до 3,5	4,2 до 4,5	≈4,5	≈3,5
Цетански број, -	70 до 90	75 до 80	≈51	≈50
Дестилација 10 vol.%, °C	260 до 270	≈260	≈340	≈200
Дестилација 90 vol.%, °C	295 до 300	325 до 330	≈355	≈350
Горња топлотна моћ, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	≈44	≈44	≈38	≈43
Доња топлотна моћ, $\text{MJ} \cdot \text{l}^{-1}$	≈34	≈34	≈34	≈36
Полиаромати, mas. %	0	0	0	≈4
Кисеоник, mas. %	0	0	≈11	0

4.1 БИЉНА УЉА КАО МОТОРНО ГОРИВО

Крајем 20. века почела је комерцијална производња и примена, прво биљног уља, а онда и биодизел горива за потребе друмског транспорта. Биљно уље се може произвести екстракцијом из семена биљака уљарица, тропског воћа, јатропе и алги. Семе уљане репице је најчешће коришћена биомаса за производњу биљног уља у ЕУ. За производњу једне тоне биљног уља потребно је око 2,5 тона семена уљане репице. Примена чистог биљног уља у тадашњим типовима дизел мотора показала се неповољном, поготово на немодификованим моторима. Разлози се могу тражити у разликама између конвенционалног дизел горива, за које су пројектовани дизел мотори и биљног уља, табела 4.2. Отежана примена биљног уља у мотору СУС углавном је изазвана разликама у погледу:

- вискозности,
- температуре паљења,
- хемијског састава и
- карактеристика испарљивости.

Проблеми који се јављају класификовани су као проблеми краткорочне примене и проблеми дугорочне примене биљног уља. Проблеми краткорочне примене биљног уља манифестују се као:

- отежан хладан старт мотора, који је последица високе вискозности, ниског цетанског броја и високе тачке паљења биљних уља,
- зачепљење филтера, водова и брызгача, изазвано талозима,
- бучан и тврд рад изазван ниским цетанским бројем.

Проблеми дугорочне примене биљног уља испољавају се у виду:

- појаве талоба на цилиндру и глави мотора,
- појачаног хабања мотора, изазваног разређењем мазива биљним уљем,
- недовољног подмазивања мотора због полимеризације, изазване скупљањем незасићеног биљног уља у уљу за подмазивање.

Испитивањима палминог биљног уља и биодизел горива В20 на спороходном дизел мотору, спроведена у две фазе у трајању од 7 сати и 375 сати, установљено је следеће [47]:

- снага мотора погоњеног палминим биљним уљем, у трајању од 375 сати, мања је за 14,43% у односу на случај када се користи В20,
- емисија NO_x већа је када се користи палмино уље него када се користи В20,
- за случај примене палминог биљног уља, дошло је до прогресивног формирања талоба на глави мотора, цилиндру, клипу и млазници,
- максималан притисак циклуса на 100% оптерећења мањи је за 14% када се примењује палмино уље, у односу на случај када се примењује В20, што се одражава на перформансе мотора, те механичка и термичка оптерећења мотора и
- вискозност уља за подмазивање и концентрација метала у уљу већа је за случај примене палминог уља него када се примењује В20.

Чак и примена мешавине биљног уља и конвенционалног дизел горива на немодификованим моторима може довести до оштећења мотора и опреме мотора, најчешће клипних прстенова и пумпе високог притиска.

4.2 СПЕЦИФИЧНОСТИ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА

Због потешкоћа које су се јављале у примени биљног уља као моторног горива, почела је примена биљног уља као сировине за производњу биодизел горива. Добијено је биогориво у виду естера масних киселина биљних уља. Хемијска реакција добијања биодизела, трансестерификација, заснива се на реакцији виших незасићених масних киселина и алкохола (најчешће метанол, CH_3OH) уз присуство алкалних катализатора (натријум хидроксид – NaOH или калијум хидроксид – KOH). Као производ настају естери масних киселина и глицерин, као међупроизвод.

Већ је речено да се као катализатор, осим метанола, може користити и етанол и тада се добија етил – естер масних киселина и он носи ознаку FAEE биодизел. Метанол је углавном нафтног порекла, па се због еколошке прихватљивости све више форсира коришћење биоетанола, како би се добило потпуно обновљиво биодизел гориво. Додатна предност примене биоетанола је и та што је етанол мање отрован од метанола. Осим тога, процесом трансестерификације са етанолом се добија биодизел гориво које има нешто већу топлотну моћ и већи цетански број него када се користи метанол. Међутим, процес производње биодизел горива са етанолом као алкохолом, праћен је већим утрошком енергије. Такође се могу појавити потешкоће код сепарације естера од глицерина.

Биодизел гориво у виду метил-естера масних киселина патентирано је 1937. године. Крајем осамдесетих година двадесетог века покренута су велика индустријска постројења за производњу биодизел горива, која су концептуално слична рафинеријама за прераду сирове нафте и нафтних деривата. Осим тога, развијене су и мини фабрике модуларног типа, капацитета од $150 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ до $1000 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$. Произвођачи биодизел горива за индивидуалне потребе, за погон комерцијаних возила, путничких возила, пољопривредних машина и трактора или стационарних мотора СУС, на тржишту могу набавити индивидуалне производне јединице и то од једноставних уређаја до потпуно аутоматизованих јединица.

Биодизел гориво добијено трансестерификацијом, које задовољава прописане норме, на пример европску норму EN14214 (табела 4.2) или америчку ASTM D6751, по својим карактеристикама је блиско конвенционалном дизел гориву.

Ипак, треба имати у виду њихове разлике у хемијском саставу и нешто више вредности појединих карактеристика биодизел горива, које ће се свакако одразити на процес сагоревања:

- густини,
- вискозности,
- цетанског броја и
- температуре испаравања.

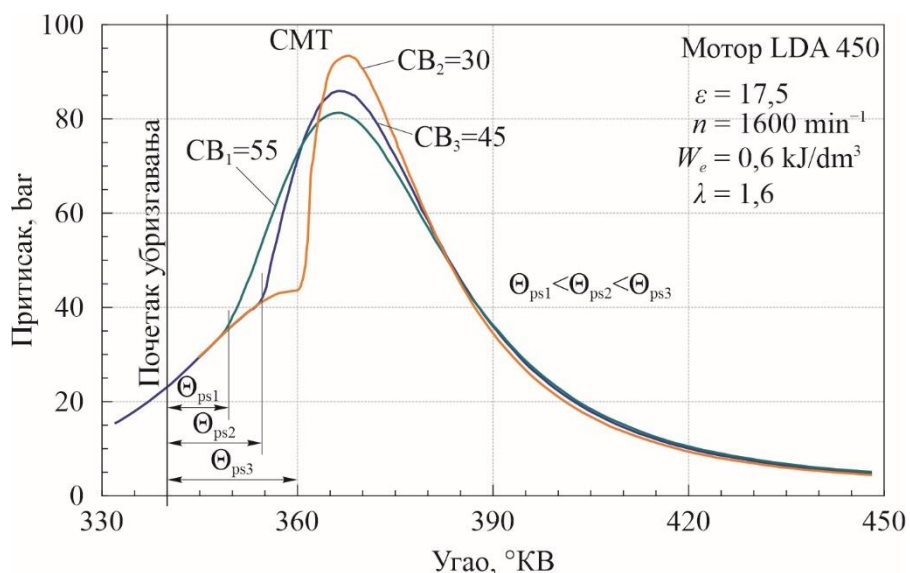
Имајући у виду напред наведене разлике у физичко-хемијским карактеристикама, корисно је навести на који начин поједине физичко-хемијске карактеристике горива утичу на процес образовања смеше и одвијање процеса сагоревања:

- Густина горива утиче на домет млаза;
- Вискозност утиче на финоћу распршивања горива, што је већа вискозност горива, лошији је квалитет распршивања и већи је домет млаза;
- Крива испаравања (температуре испаравања) утиче на брзину образовања смеше, и

- Цетански број утиче на дужину периода притајеног сагоревања, а тиме и на степен пораста притискатаком периода неконтролисаног сагоревања. Гориво са већим цетанским бројем има краћи период притајеног сагоревања (Θ_{psi}) и мањи степен пораста притиска, слика 4.1.

Табела 4.2 Европска норма за биодизел гориво EN14214 и методе испитивања [25]

Карактеристике	Јединица	Мин.	Мах.	Методе испитивања
Количина естера	mas. %	96,5	-	EN 14103
Густина на 15 °C	kg·m ⁻³	860	900	EN ISO3675:1998
Цетански број	CB	51	-	EN ISO 5165:1998
Вискозност, на 40 °C	mm ² ·s ⁻¹	3,5	5	EN ISO 3104; ISO 3105
Запаљивост	°C	120	-	EN ISO 3679
Садржај сумпора	mg·kg ⁻¹	-	10	EN ISO 20846; EN ISO 20884
Корозија, Cu трака	Oцена		Klasa 1	EN ISO 2160
Коксни остатак	% (m/m)	-	0,3	EN ISO 10370
Сулфатни пепео	% (m/m)	-	0,02	ISO 3987
Вода у гориву	mg·kg ⁻¹		500	EN ISO 12937
Укупне нечистоће	mg·kg ⁻¹	-	24	EN 12662
Оксидациона стабилност	h	6	-	EN 14112
Киселински број	mg KOH/g	-	0,5	EN 14104
Јодни број	g jod./100g	-	120	EN 14111
Масне киселине	% (m/m)	-	12	EN 14103
Метанол	% (m/m)	-	0,2	EN 14110
Моноглицериди	% (m/m)	-	0,8	EN14105
Диглицериди	% (m/m)	-	0,2	EN 14105
Триглицериди	% (m/m)	-	0,2	EN 14105
Слободни глицерин	% (m/m)	-	0,02	EN 14105; EN 14106
Укупни глицерин	% (m/m)	-	0,25	EN 14105
Садржај фосфора	mg·kg ⁻¹	-	10	EN 14107
Садржај алкала (Na+K)	mg·kg ⁻¹	-	5	EN 14108; EN 14109
Садржај алкала (Ca+Mg)	mg·kg ⁻¹		5	EN 14538

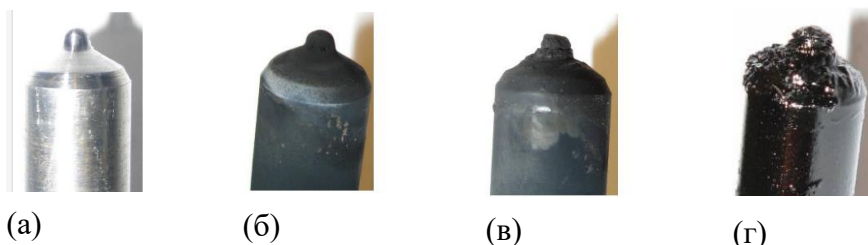


Слика 4.1 Утицај цетанског броја горива на сагоревање у дизел мотору [36]

Истраживања су показале да примена чистог биодизел горива доводи до значајних одступања у погледу процеса сагоревања и закона ослобађања топлоте у односу на случај када се примењује конвенционално дизел гориво [49, 13], што се одражава и на енергетске и еколошке показатеље рада мотора.

Примена чистог биодизел горива у дизел мотору има следеће ефекте:

- Због мање топлотне моћи (од 5% до 12%) и физичких карактеристика чистог биодизел горива, специфична ефективна потрошња горива је већа, односно мањи је степен корисности мотора, у односу на случај примене конвенционалног дизел горива [11, 50]. Снага мотора и обртни момент такође су мањи;
- Концентрација штетних компоненти у емисији издувних гасова обично је повољнија него за случај примене конвенционалног дизел горива, осим у случају NO_x . Применом чистог биодизел горива добијеног од уља алги (*spirulina mikroalge*) могуће је постићи повољнију издувну емисију и по NO_x [51];
- Код примене чистог биодизел горива посебно је изражен проблем формирања наслага на појединим површинама изложеним продуктима сагоревања, слика 4.2, што може довести до нерегуларног рада мотора;
- Чисто биодизел гориво, због слабије испарљивости, има тенденцију да доспе у уље за подмазивање и значајније смањи вискозност уља, па се период замене уља скраћује и за више од 30% [52], и
- Отежан старт мотора код ниских температура околине.



Слика 4.2 Насlage на млазници: (а) нова млазница, (б) конвенционално дизел гориво, (в) мешавина В30, (г) чист биодизел (В100) [53]

Количине биодизел горива које се тренутно користе у друмском транспорту су недовољне и ограничене су различитим разлозима:

- недовољне површине на којим би се узгајале биљке за производњу биљног уља, односно биодизел горива,
- цена производње биодизел горива и
- физичко-хемијске карактеристика биодизел горива које онемогућавају примену чистог биодизел горива (В100) у савременим дизел моторима пројектованим за конвенционално дизел гориво.

На основу доступних литературних података може се закључити да је биодизел гориво добијено поступцима трансестерификације (углавном биљних уља) или естерификације (углавном отпадног јестивог уља и масти) погодно користити у мешавини са конвенционалним дизел горивом.

Поједине карактеристике биодизел горива значајно се разликују у зависности од поступка производње биодизел горива (табела 4.1), а нису безначајне ни разлике у

зависности од сировине из које се добија биљно уље за производњу биодизел горива, табела 4.3.

Табела 4.3 Физичко-хемијске карактеристике биодизел горива добијених трансестерификацијом у зависности од сировине [54]

Карактеристика	Дизел	Метил естер добијен из уља						
		Палма	Кукуруз	Кокосов орах	Отпадно уље за кување	Понгамиа	Мекиње пиринча	Рибље уље
Кинематска вискозност, $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	3,18	4,5	4,3	4,82	4,36	4,7	4,68	4,91
Густина, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	839	870	870 до 880	860	890	890	892	877
Доња топлотна моћ, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	44,8	37	39,6	37,2	38,8	38,9	42,2	41
Цетански број, -	40 до 55	56,2	>55	58,6	53,4	54	53,8	59
Тачка паљења, $^{\circ}\text{C}$	68	178	>100	150 до 170	175,4	210	183	156
Тачка течења, $^{\circ}\text{C}$	-7	-5 до -10	-10 до -15	5 до 12	0 до -5	-3 до -12	-11	5
Тачка замућења, $^{\circ}\text{C}$	-10 до 6	5-10	-5 до -10	9 до 14	-3	0 до -9	-10	9
Кисеоник, мас. %	0	11,26	10,96	11,54	11	11,3	10 до 12	9,3

Рационална употреба одређеног биодизел горива у мешавини са конвенционалним дизел горивом захтева истраживање процеса сагоревања мешавине и проверу „усклађености” горива са мотором СУС. При томе, од посебног значаја, са енергетског и еколошког аспекта, је одредити оптималан удео биодизел горива у мешавини.

4.3 БИОДИЗЕЛ ГОРИВО ДОБИЈЕНО ОД УЉА ОТПАДНИХ СЕМЕНКИ ГРОЖЋА

Са аспекта трошкова производње биодизел горива, добијеног поступком трансестерификације, од пресудног значаја је избор сировине за производњу биодизел горива, јер трошкови сировина чине од 75% до 90% укупних трошкова производње биодизел горива [13]. Иако биогорива још нису у потпуности конкурентна по цени и доступности конвенционалним горивима, истраживања нових сировина за добијање биогорива су стално актуелна. Посебно су занимљиве сировине које настају као нус производи током процеса производње хране и пића.

Овако добијена биодизел горива су биогорива друге генерације. Доња топлотна моћ им је приближно у истим границама као код биодизел горива прве генерације, а нижа него код биодизел горива треће и четврте генерације. Цена биодизел горива друге генерације

може бити и 30% нижа у односу на цену биодизел горива прве генерације, односно од 55 до 65% нижа у односу на биодизел горива треће и четврте генерације [55].

У земљама са великом производњом вина, као једну од сировина за производњу биодизел горива могуће је користити уље од отпадних семенки грозђа.

Петогодишњи просек произведене количине вина у ЕУ за период од 2019. до 2023. године износио је 156 милиона хектолитара (mhl), а у 2023. и 2024. години 144 mhl, односно 139 mhl [56]. Светска производња вина у 2023. години износила је око 236 mhl. Према литературним подацима, од једног килограма грозђа добија се од 0,6 до 0,75 литара вина. Ова информација је битна за процену количине биодизел горива која се на посматраном подручју (држави, континенту или генерално у свету) може добити од семенки грозђа, јер се у литератури количина уља и биодизел горива од семенки грозђа углавном изражава у процентима у односу на масу семенки и масу грозђа.

Током производње вина настаје и велика количина отпада који представља оптерећење за околину. Семенке грозђа, кожице грозђа и петелке представљају чврсти отпад у винској индустрији. Масени удео семенки грозђа, кожица грозђа и петелки у укупној маси грозђа износи 5%, 7% и 15%, респективно [57, 58]. У зависности од врсте грозђа укупна маса семенки, кожица и петелки може износити чак од 20% до 30% масе прерађеног грозђа [59].

Узимајући у обзир количине грозђа које се у ЕУ и у свету годишње прераде у вино, може се закључити да у процесу производње вина на годишњем нивоу настају милиони тона отпада, а његово збрињавање представља проблем економског и еколошког карактера. Због тога је последњих година овај отпад препознат као погодна сировина за производњу биогорива. Семенке грозђа се углавном користе за производњу биодизел горива, а кожица грозђа и петелке за производњу биоетанола. У укупној маси семенки грозђа масени удео уља износи 10% до 20% [60]. Битна карактеристика овог уља је висок садржај незасићених масних киселина, као што је линолна киселина [61]. Познато је да карактеристике биодизел горива зависе од састава масних киселина сирових биљних уља. Одговарајуће сировине за производњу биодизел горива су биљна уља са високим садржајем незасићених масних киселина, чиме се побољшавају нискотемпературна својства биодизел горива. С обзиром да се у производњи биодизел горива процесом трансестерификације користи алкохол, те узимајући у обзир и неизбежне нус производе процеса трансестерификације, маса произведеног биодизел горива износи приближно 10 до 20% масе семенки грозђа, односно одговара маси уља.

Ако се у процесу трансестерификације користи уље отпадних семенки грозђа, а као алкохол биоетанол добијен од кожице грозђа и/или петелки, добијено биодизел гориво је потпуно обновљиво гориво. Међутим, због повољније цене и бољег реактивитета у односу на друге алкохоле, метанол је и даље најчешће коришћен алкохол.

За потребе истраживања у оквиру ове докторске дисертације, коришћено је биодизел гориво добијено процесом трансестерификације од хладно цеђеног, нерафинисаног уља отпадних семенки грозђа, где је као алкохол коришћен метанол, а као катализатор калијум хидроксид (KOH).

5 МЕРНА ИНСТАЛАЦИЈА ЗА ИСПИТИВАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА БИОДИЗЕЛ ГОРИВА

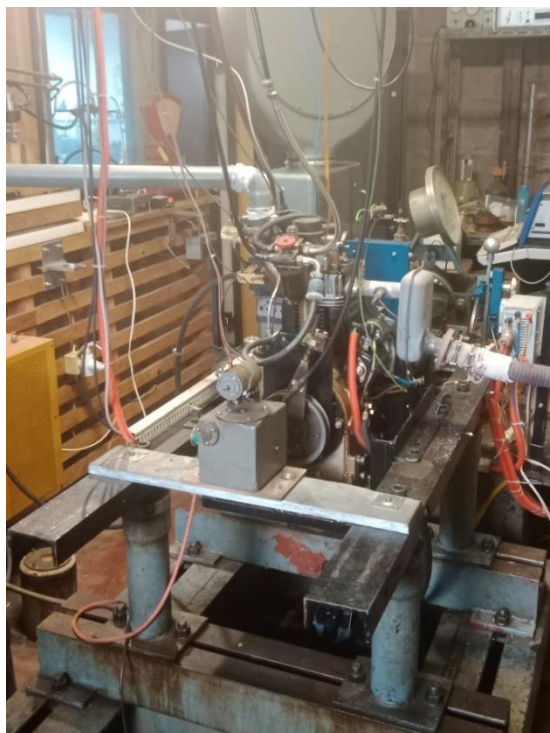
За потребе експерименталних истраживања у оквиру дисертације коришћена је постојећа инсталација у Лабораторији за моторе СУС и погонске материјале Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. С обзиром да се испитују мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива није било обимнијих модификација мерне инсталације.

5.1 МОТОР СУС

Испитивања процеса сагоревања мешавина биодизел горива и конвенционалног дизел горива рађена су на експерименталном једноцилиндричном ваздушно хлађеном дизел мотору са директним убризгавањем DMB 3DA450, произвођача „21 мај – Београд”. Мотор DMB 3DA450, изабран је за експериментално истраживање из више разлога:

- мотор је већ коришћен за потребе ранијих експерименталних истраживања и већ је постављен на испитни сто заједно са осталом опремом,
- мотор је једноцилиндрични, па нема међуцилиндарске разлике циклуса, што га чини погодним за истраживање радног циклуса,
- резервни делови за мотор су доступни по повољним ценама,
- евентуалне модификације мотора нису сувише захтевне.

Експериментални мотор, постављен на испитни сто, приказан је на слици 5.1.



Слика 5.1 Експериментални мотор на испитном столу

Карактеристике и технички подаци подаци експерименталног мотора дате су у табели 5.1. Као што је већ речено, мотор је раније коришћен за потребе експерименталних истраживања и већ је опремљен неопходним давачима.

Табела 5.1 Карактеристике и технички подаци експерименталног мотора

Произвођач	21 мај – Београд
Врста мотора	Једноцилиндрични четворотактни дизел мотор са директним убризгавањем
Намена мотора	Погон малих пољопривредних машина
Начин хлађења мотора	Ваздушно хлађење
Радна запремина мотора, cm ³	454
Однос пречник/ход клипа, mm	85/80
Степен сабијања, -	17,5
Параметри разводног механизма	Отварање уисног вентила 16 °КВ пре СМТ
	Отварање издувног вентила 40 °КВ пре УМТ
	Затварање уисног вентила 40 °КВ после УМТ
	Затварање издувног вентила 16 °КВ после СМТ
	Преклоп вентила 32 °КВ
Снага мотора/број обртаја, kW/min ⁻¹	6,1/2500
Обртни момент/број обртаја, Nm/min ⁻¹	28/1700
Систем убризгавања	Убризгавање директно у цилиндар

Мотор је старије генерације, са механичким системом убризгавања. Систем убризгавања има фиксан угао предубризгавања. За потребе истраживања сагоревања мешавина биодизел горива и конвенционалног дизел горива изабран је угао предубризгавања од 21 °КВ. Ова вредност угла предубризгавања је давала најстабилнији рад мотора. За подешавање угла предубризгавања коришћене су дистантне подлошке (слика 5.2.), које се постављају између пумпе и блока мотора.

**Слика 5.2** Дистантне подлошке за подешавање угла предубризгавања

5.2 КАРАКТЕРИСТИКЕ ГОРИВА

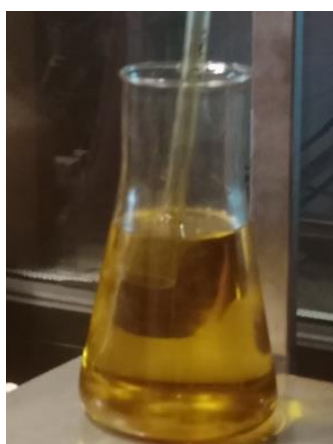
Експериментални мотор је испитиван при раду са четири мешавине биодизел горива од отпадних семенки грожђа и конвенционалног дизел горива (B7, B14, B21 и B28) и са чистим конвенционалним дизел горивом (D100). Биодизел гориво је добијено поступком трансестерификације од уља отпадних семенки грожђа. Као алкохол је коришћен метанол, а као катализатор КОН. Испитивање уља од отпадних семенки грожђа и биодизел горива, добијеног од њега, урађено је у Лабораторији за биодизел на Пољопривредном факултету Универзитета у Новом Саду.

Физичко-хемијске карактеристике уља и биодизел горива добијеног од отпадних семенки грожђа дате су у табели 5.2.

Табела 5.2 Физичко-хемијске карактеристике биљног уља и биодизел горива добијеног од отпадних семенки грожђа

Карактеристике уља	Вредности
Киселински број, $\text{mgKOH} \cdot \text{g}^{-1}$	2,8
Садржај слободних масних киселина, %	1,4
Густина (на 15 °C), $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	915
Кинематска вискозност (на 40 °C), $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	28,4
Моларна маса уља, g/mol	893
Састав масних киселина, %	
C12:0	0,1
C14:0	0,3
C16:0	5,1
C18:0	4,8
C18:1	15,2
C18:2	49,0
C18:3	5,8
C20:0	8,7
C20:1	3,2
C22:0	3,8
Засићене масне киселине, %	22,8
Мононезасићене масне киселине, %	18,4
Полинезасићене масне киселине, %	54,8
Карактеристике биодизел горива	
Густина (на 15 °C), $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	885
Кинематска вискозност (на 40 °C), $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	5,15
Температура паљења, °C	185
Доња топлотна моћ, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	33,965
Садржај естера, $\%(m/m)$, -	97,3

Конвенционално дизел гориво задовољава норму SRPS EN 590:2022. Због боље процене термичког искоришћења горива, мешавине су прављене тако да доња топлотна моћ сваке од четири мешавине има приближно исту вредност као доња топлотна моћ конвенционалног дизел горива. Енергетским уделима биодизел горива у мешавини од 5%, 10%, 15% и 20% одговарају запремински удели од 7%, 14%, 21% и 28%, па мешавине имају ознаке B7, B14, B21 и B28. Мешавина биодизел горива и конвенционалног дизел горива (B7) приказана је на слици 5.3.



Слика 5.3 Мешавина B7

5.3 ОПИТНА ИНСТАЛАЦИЈА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСТРАЖИВАЊЕ РАДА МОТОРА СА БИОДИЗЕЛ ГОРИВОМ

Циљ експерименталног истраживања је да се добију величине неопходне за анализу процеса сагоревања и израчунавање индикаторских и ефективних показатеља рада мотора са различитим мешавинама биодизел горива и конвенционалног дизел горива. Поред ових величина, мере се и величине које служе за несметано извођење експеримента у смислу спречавања евентуалних оштећења мотора. На пример, у тренутку када измерена вредност температуре уља у мотору премаши 90 °C, укључује се систем за хлађење уља, реализован за потребе ранијих истраживања [62].

За стабилно напајање система за индицирање притиска у цилиндру коришћен је уређај за стално напајање (енгл. *Uninterruptible Power Supply* - UPS). На тај начин избегнуте су последице осцилација мрежног напона или нестанка напајања из електро-енергетске мреже. Такође је коришћен и стабилисани исправљач који даје напајање напона од 12 V до 15 V и јачине електричне струје од 30 A, слика 5.4.

За успешно извођење свих мерења током лабораторијских испитивања потребна су два испитивача.



Слика 5.4 Стабилисани исправљач: напон од 12V-15V, јачина струје 30 A

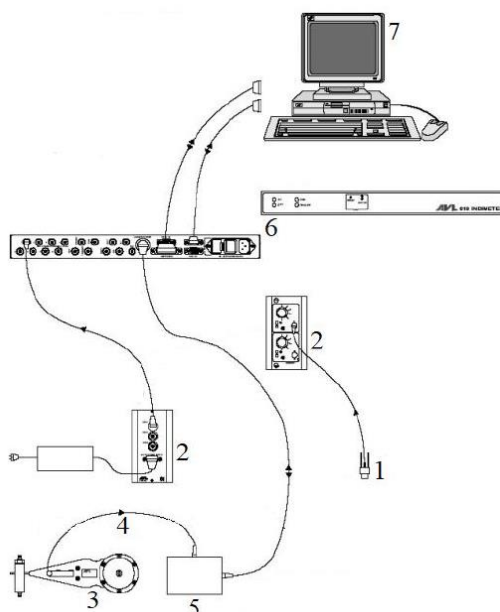
У току експерименталног истраживања мерене су следеће величине:

- притисак у цилиндру мотора,
- ефективни обртни момент,
- број обртаја мотора,
- потрошња горива,
- проток ваздуха и
- температуре.

5.3.1 Мерење притиска у цилиндру мотора

За анализу процеса сагоревања неопходно је познавати закон промене притиска у цилиндру током радног циклуса. Мерење притиска у цилиндру изводи се, као и код ранијих експерименталних истраживања, применом мерног ланца за индицирање притиска, слика 5.5.

Мерни ланац се састоји од аналогног и дигиталног дела. Аналогни део се састоји од пиезоелектричног давача притиска и појачивача за кондиционирање сигнала. Дигитални део се састоји од оптичког маркера угла коленастог вратила и положаја СМТ, оптичког преносника и мултипликатора сигнала.



Слика 5.5 Мерни ланац за индицирање притиска у цилиндру мотора: 1 – давач 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

Маркер угла коленастог вратила генерише импулсе који се потом користе као такт за аквизицију. Могуће је изабрати да маркер угла коленастог вратила генерише следећи број импулса по једном обртају коленастог вратила мотора:

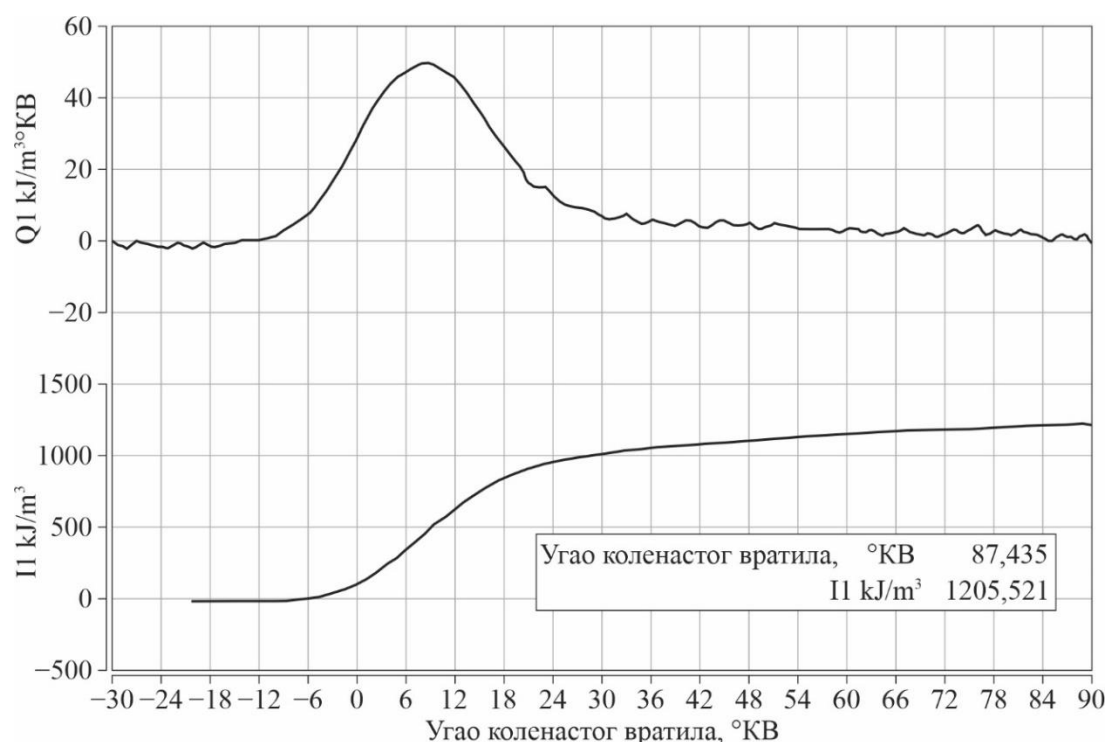
- 36 импулса по обртају,
- 60 импулса по обртају,
- 90 импулса по обртају,
- 180 импулса по обртају,
- 360 импулса по обртају,
- 720 импулса по обртају,
- 900 импулса по обртају и
- 1800 импулса по обртају.

У овом истраживању изабрано је да маркер генерише 360 импулса по обртају коленастог вратила, односно, током једног радног циклуса систем за аквизицију је бележио 720 дискретних вредности притиска у цилиндру. Осредњавањем 50 узастопних циклуса добија се осредњени циклус на основу којег је рађена анализа циклуса.

Софтвер за индицирање притиска, осим закона промене притиска у функцији угла коленастог вратила, даје могућност читавања и многих других информација о радном циклусу:

- средњи индикаторски притисак (bar);
- средњи индикаторски притисак високопритисног дела (bar);
- средњи индикаторски притисак нископритисног дела (bar);
- максималну вредност притиска у цилиндру (bar);
- положај максималне вредности притиска у цилиндру ($^{\circ}\text{KB}$);
- максимална вредност степена пораста притиска ($\text{bar} \cdot ^{\circ}\text{KB}^{-1}$);
- угао до ког је сагорело 5 %, 10%, 50% и 90% циклусне количине горива ($^{\circ}\text{KB}$);

- број обртаја мотора у току циклуса (min^{-1});
- време трајања циклуса (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, и
- графички приказ диференцијалног и интегралног закона сагоревања, слика 5.6.



Слика 5.6 Приказ диференцијалног и интегралног закона ослобађања топлоте

5.3.1.1 Калибрација система за индицирање притиска у цилиндру

Индицирању притиска у цилиндру претходи калибрација система за индицирање притиска помоћу уређаја за калибрацију, а у склопу програма за аквизицију инсталираног на рачунару. Приликом калибрације добијена је вредност калибрационог фактора од $9,93 \text{ bar} \cdot \text{V}^{-1}$.

5.3.1.2 Механичка грешка постављања маркера спољне мртве тачке

Један од предуслова за валидно мерење је и одређивање грешке постављања маркера спољне мртве тачке (СМТ). Током одређивања термодинамичке СМТ мери се притисак у цилиндру, али без сагоревања. У програму за аквизицију, потребно је покренути поступак одређивања термодинамичке СМТ. Установљено је да механичка грешка постављања маркера СМТ има вредност $-1,1 \text{ °KB}$ и ова вредност је аутоматски учитана у софтвер за аквизицију.

5.3.1.3 Провера маркера угла коленастог вратила

Помоћу истог система мери се и број обртаја мотора, а вредност која се даље користи је осредњена вредност за 50 узастопних циклуса. Као што је већ речено, ова вредност се

очитава из статистичких података у оквиру програма за индицирање. Калибрацију обртомера није потребно радити. Међутим, потребно је урадити проверу маркера угла коленастог вратила применом потпрограма за проверу синхронизације енкодера. Потпрограм за проверу синхронизације енкодера је део главног програма за аквизицију.

5.3.2 Мерење ефективног обртног момента

Параметри ефективне снаге мотора мерени су помоћу хидрауличке моторске кочнице SCHENCK U1-16h, слика 5.7. Моторна кочница је постављена на испитни сто и повезана са мотором посредством спојног вратила. Жељени режим рада мотора постиже се деловањем на регулациони орган мотора и регулациони орган кочнице (пито цев). Деловањем на регулациони орган кочнице подешава се отпор који мотор при одређеном режиму рада треба да савлада. Хидрауличка кочница представља једну хидрауличку спојницу, која се састоји од пумпног и турбинског кола. Пумпно коло је ротор кочнице који, преко спојног вратила, добија погон од коленастог вратила мотора. Турбинско коло је статор кочнице, улежиштен је и посредством полуге ослоњен на вагу, којом се мери сила кочења. Услед обртања пумпног кола вода у кочници се, под дејством центрифугалне силе, распоређује по периферији, формирајући водени прстен између пумпног и турбинског кола. Дебљина воденог прстена зависи од положаја регулационог органа кочнице, а тиме се мења и оптерећење мотора. Хидрауличким трењем између лопатица пумпног кола, воде и лопатица турбинског кола генерише се отпор кочења и тим путем се механички рад, који испоручује мотор, трансформише у топлоту. На основу измерене силе кочења и познатог крака кочнице израчунава се реактивни момент кочнице који је једнак активном обртном моменту мотора.



Слика 5.7 Хидрауличка моторска кочница SCHENCK U1-16h

5.3.2.1 Калибрација кочнице

Калибрација кочнице реализује се помоћу припадајуће опреме која се састоји од калибрационих тегова и баждарних полуга. Имајући у виду перформансе мотора, калибрација кочнице је рађена у опсегу до 3 kg, са додавањем масе од по 100 g.

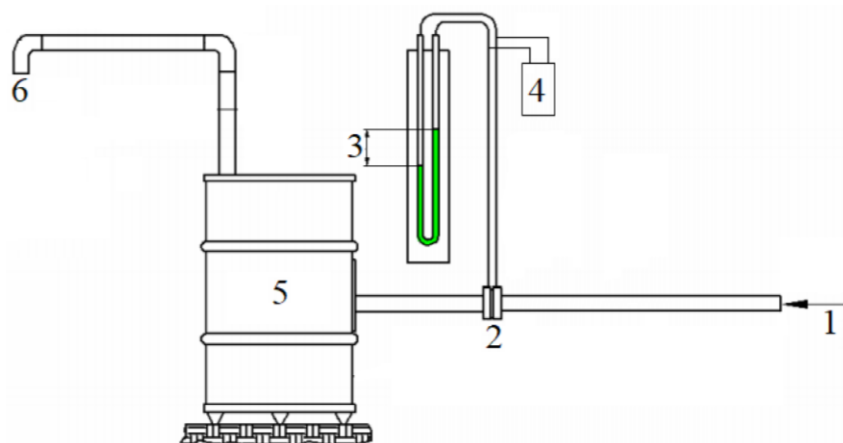
5.3.3 Мерење протока ваздуха

Проток ваздуха неопходно је одредити како би се могли израчунати радни параметри мотора као што су:

- степен пуњења мотора η_v и

- коефицијент количине ваздуха λ .

Мерење протока ваздуха се, као и код ранијих експерименталних истраживања [31], врши помоћу заслона (бленде). За прецизно мерење протока ваздуха помоћу заслона неопходно је да је струјање ваздуха кроз отвор заслона устаљено. Струјање ваздуха у усисном систему мотора СУС је изразито нестационарно, те је између мотора и мерног дела инсталације потребно остварити пригушење постављањем пригушног резервоара велике запремине, из којег се мотор снабдева ваздухом, слика 5.8. Запремина пригушног резервоара износи 200 литара. На овај начин, на улазу у пригушни резервоар остварено је готово стационарно струјење ваздуха, па је та позиција изабрана као мерно место, где је постављен заслон. Пад притиска на заслону мерен је упоредо са два мерила и то: водени манометром и давачем диференцијалног притиска, слика 5.9.



Слика 5.8 Скица опреме за 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



а)



б)

Слика 5.9 Мерила за мерење протока ваздуха: а) водени манометар и б) давач диференцијалног притиска

Водени манометар, са лењиром за очитавање пада притиска, представља контролу.

5.3.3.1 Калибрација давача диференцијалног притиска

Пре мерења урађена је калибрација давача диференцијалног притиска. Давач диференцијалног притиска је подешен да ради у опсегу од $-7,5''$ до $7,5''$, односно до 381 mm воденог стуба. Калибрацијом је добијена вредност калибрационог фактора $38,63 \text{ V}^{-1}$.

Запремински (Q_v) и масени проток ваздуха (Q_m) одређују се применом образаца (5.1) и (5.2).

$$Q_v = K_b \sqrt{\frac{\Delta p_b}{\rho_v}}, \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (5.1)$$

$$Q_m = K_b \cdot \sqrt{\rho_v \cdot \Delta p_b}, \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (5.2)$$

где су:

K_b – карактеристика заслона,

Δp_b – пад притиска воденог стуба у mm,

ρ_v – густина ваздуха испред заслона.

За мерење протока ваздуха у Лабораторији за моторе СУС користи се пет заслона, следећих пречника:

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

Карактеристике заслона су одређене за потребе ранијих истраживања, па их није било потребно поново одређивати. Карактеристике заслона су дате обрасцима од (5.3) до (5.7) [62].

$$K_{b10} = 13,426 - 0,0007 \cdot \Delta p_b, \quad (5.3)$$

$$K_{b15} = 30,602 - 0,0039 \cdot \Delta p_b, \quad (5.4)$$

$$K_{b20} = 53,840 - 0,0068 \cdot \Delta p_b, \quad (5.5)$$

$$K_{b25} = 84,229 - 0,09 \cdot \Delta p_b, \quad (5.6)$$

$$K_{b30} = 128,83 - 0,0262 \cdot \Delta p_b. \quad (5.7)$$

Густина ваздуха испред заслона (ρ_v) рачуна се по обрасцу (5.8).

$$\rho_v = \rho_o \cdot \frac{p_b}{p_o} \frac{T_o}{T_b}, \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \quad (5.8)$$

где су:

$\rho_o = 1,225 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ – густина ваздуха за стандардне услове,

$p_b, \text{ mbar}$ – апсолутни притисак ваздуха испред заслона,

$p_o = 1.013,25 \text{ mbar}$ – атмосферски притисак за стандардне услове,

$T_o = 293,15 \text{ K}$ – температура околине за стандардне услове и

$T_b, \text{ K}$ – апсолутна температура ваздуха испред заслона.

5.3.4 Мерење потрошње горива

Потрошња горива у овом истраживању мери се масеном методом. За мерење се користе вага и хронометар, слика 5.10. На вагу је постављена мерна посуда из које се мотор напаја горивом. Вага се подеси на вредност 0, притисне се прекидач на ваги за почетак мерења и укључи се хронометар за мерење времена. На крају мерења зауставља се хронометар и читавају измерене вредности. Часовна потрошња горива добије се из односа измерених вредности масе потрошеног горива и времена потрошње горива.



Слика 5.10 Опрема за мерење потрошње горива

5.3.5 Мерење температура

У току експерименталног истраживања, мерене су следеће температуре:

- температура ваздуха испред заслона,
- температура ваздуха у уписном воду,
- температура издувних гасова,
- температура цилиндарске главе и
- температура уља у картеру мотора.

Температуру цилиндарске главе и температуру уља у картеру неопходно је контролисати како не би дошло до прегревања мотора. Температуру цилиндарске главе би требало одржавати у опсегу од $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $200 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а температуру уља у картеру од $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $110 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Уколико температуре прекораче максималне вредности, укључује се принудно хлађење ових компоненти.

Температура ваздуха испред заслона потребна је код прерачунавања протока ваздуха, односно коефицијента количине ваздуха.

Емисија издувних гасова није предмет истраживања ове докторске дисертације, па температура издувних гасова, иако је мерена, није коришћена у дисертацији.

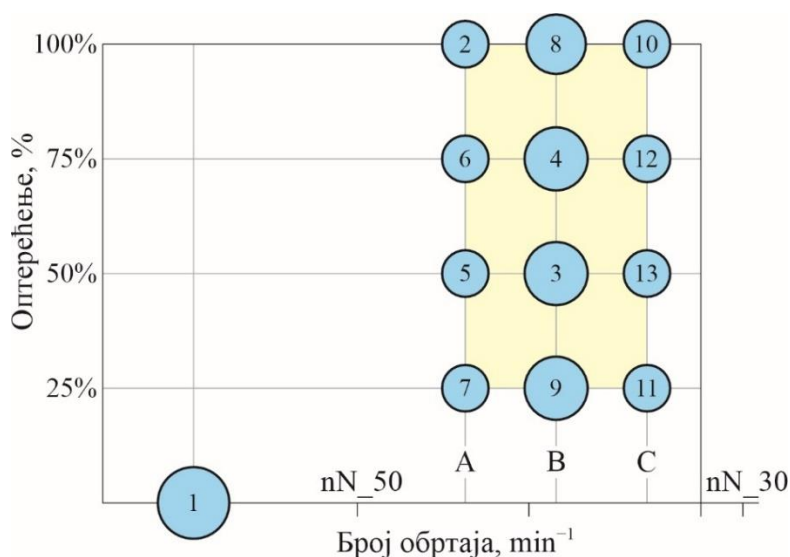
За мерење температура коришћени су термопарови Ni-CrNi. Вредности измерених температура у току сваког мерног циклуса читавају се на мерном уређају HBM UPM 60, слика 5.11.



Слика 5.11 Уређај за читавање измерене вредности температуре (HBM UPM 60)

5.4 ОПИТНИ ТЕСТ

За експериментално испитивање опитног мотора у Лабораторији за моторе СУС уобичајено је да се као опитни тест примењује стандардни 13-степенни европски стационарни циклус (енгл. *European Stationary Cycle* – ESC) [63], те је и код овог испитивања примењен исти опитни тест. На тај начин проширује се база међусобно упоредивих резултата испитивања добијених на истом опитном мотору. Европски стационарни циклус (слика 5.12) се примењује за испитивање емисије издувних гасова код сертификације тешких теретних возила. С обзиром да се методологија израчунавања параметара емисије издувних гасова може пресликати и на индикаторски степен корисности мотора, ESC тест се може искористити и за одређивање енергетских показатеља рада мотора.



Слика 5.12 Европски стационарни циклус

Према опитном тесту, мотор се испитује на 13 режима рада, распоређених као на слици 5.12. Режији су распоређени тако да се испитивање ради на три различита броја обртаја (А, В, С) и четири различита оптерећења (25%, 50%, 75% и 100%), осим мода 1 који се ради на празном ходу, дакле без оптерећења. Мотор ради 4 минута у првом моду и по 2

минута у сваком од осталих 12 модела.

Бројеви обртаја А, В и С одређени су на основу спољне брзинске карактеристике мотора, и њихове вредности су:

- $A = 1635 \text{ min}^{-1}$,
- $B = 1937 \text{ min}^{-1}$ и
- $C = 2239 \text{ min}^{-1}$.

Број обртаја празног хода износи $n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$.

6 ПРИКАЗ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА

Анализа процеса сагоревања и радног циклуса мотора, за различите мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива, ради се на основу добијених резултата експерименталних истраживања. За анализу процеса сагоревања ће се користити закон промене притиска у цилиндру, те диференцијални и интегрални закон сагоревања. Економичност радног циклуса се оцењује на основу вредности индикаторских параметара израчунатих на основу измерених експерименталних вредности. Укупна економичност мотора, за случај примене сваке од мешавина, се анализира на основу вредности измерених ефективних параметара мотора.

Диференцијални закон сагоревања одређује се из обрасца (6.1) [64].

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{K}{n-1} \left[n \cdot p_i \cdot (V_{i+1} - V_{i-1}) + V_i (p_{i+1} - p_{i-1}) \right], \quad (6.1)$$

где су:

$\frac{dQ}{d\alpha}$, $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{KB}$ - брзина ослобађања топлоте,

α , $^\circ\text{KB}$ – угао коленастог вратила,

K – коефицијент који има вредност 100 ако је запремина изражена у dm^3 , а притисак у bar ,

n – експонент политропе ширења,

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.

Експонент политропе ширења одређује се из обрасца (6.2).

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

где су:

p_1 , V_1 – притисак и запремина радне материје у цилиндру на почетку политропске промене стања,

p_2 , V_2 – притисак и запремина радне материје у цилиндру на крају политропске промене стања.

На основу обрасца (6.2) и закона промене притиска, добијеног експерименталним истраживањем, израчунате су вредности експонента политропе ширења за конвенционално дизел гориво и мешавине:

- $n_D = 1,31$ – за дизел гориво,
- $n_{B7} = 1,27$ – за мешавину B7,
- $n_{B14} = 1,28$ – за мешавину B14,

- $n_{B21} = 1,28$ – за мешавину B21 и
- $n_{B28} = 1,27$ – за мешавину B28.

Интегрални закон сагоревања одређује се из обрасца (6.3):

$$x = \frac{\int \frac{dQ}{d\alpha}}{Q_{\max}}, \quad (6.3)$$

где су:

x , – релативна количина сагорелог горива,

$Q_{\max}$, kJ·m⁻³ – максимално ослобођена количина топлоте.

6.1 ПОКАЗАТЕЉИ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА

С обзиром да је испитивање мотора рађено по ESC тесту и да је мотор испитиван за случај примене конвенционалног дизел горива (D100) и четири различите мешавине конвенционалног дизел горива и биодизел горива (B7, B14, B21 и B28), за свако од горива мотор је испитан на 13 режима рада. Због тога је за сваки од 13 режима дат упоредни приказ закона промене притиска у цилиндру, брзине пораста притиска у цилиндру, диференцијалног закона сагоревања и интегралног закона сагоревања. Радни режими (испитни модови) мотора су, због боље прегледности резултата мерења, дати у табели 6.1.

Табела 6.1. Распоред модова у ESC тесту

Испитни модови по ESC тесту					
Оптерећење, %	100	-	2	8	10
	75	-	6	4	12
	50	-	5	3	13
	25	-	7	9	11
	0	1	-	-	-
Број обртаја, min ⁻¹	Празан ход		A	B	C
	1000		1635	1937	2239

С обзиром на број режима рада мотора по ESC тесту и броја испитиваних горива, добија се 65 резултата за сваки од показатеља рада мотора, што је изузетно захтевно за анализу резултата. Зато су показатељи рада мотора приказани посебно за свако од 5 оптерећења, односно за празан ход и оптерећења од 25%, 50%, 75% и 100%.

6.1.1 Закон промене притиска

За анализу процеса сагоревања биодизел горива потребно је познавати закон промене притиска, као и закон брзине промене притиска и извршити његово поређење са конвенционалним дизел горивом, што је и урађено за све мешавине биодизел горива и конвенционалног горива. За мерење притиска коришћена је опрема за индицирање притиска, а добијене вредности приказане су табеларно и графички.

Закон промене притиска у цилиндру мотора током процеса сагоревања у великој мери зависи од тока ослобађања топлоте при сагоревању. Вредности максималног притиска и

максималне брзине пораста притиска су веће ако у току периода неконтролисаног сагоревања сагори већа количина смеше горива и ваздуха. Количина смеше која сагори током периода неконтролисаног сагоревања одређена је:

- својствима горива,
- законом убризгавања, у погледу времена трајања убризгавања и промене убризгане количине горива по углу коленастог вратила,
- брзином испаравања горива и брзином мешања насталих пара са ваздухом, што увелико зависи од геометрије коморе за сагоревање и струјне слике у цилиндру током периода образовања смеше и периода сагоревања,
- дужином трајања периода притајеног сагоревања, који зависи од претходно наведених параметара.

Што је дужи период притајеног сагоревања, већа је количина убризганог горива, односно већа је количина смеше у цилиндру, што поспешује термо-хемијске припреме за појаву самоупљења експлозивног типа. Самим тим постижу се и веће вредности максималног притиска у цилиндру, а положај максималне вредности притиска се помера даље од СМТ, што је непожељно са аспекта енергетске ефикасности, механичких оптерећења мотора и буке која потиче од мотора. Положај максималне вредности притиска у односу на СМТ битно утиче на радијално оптерећење лежајева коленастог вратила и притисак клипа на цилиндар. У том погледу, оптимално би било да се максимална вредност притиска постиже при углу (10 до 12) °КВ после СМТ [62]. Осим тога, за моторе са директним убризгавањем, са класичним системом напајања, карактеристична је велика брзина пораста притиска током периода неконтролисаног сагоревања. Када вредност брзине пораста притиска прекорачи $10 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$, сагоревање је праћено дизел ударима и високим нивоом буке.

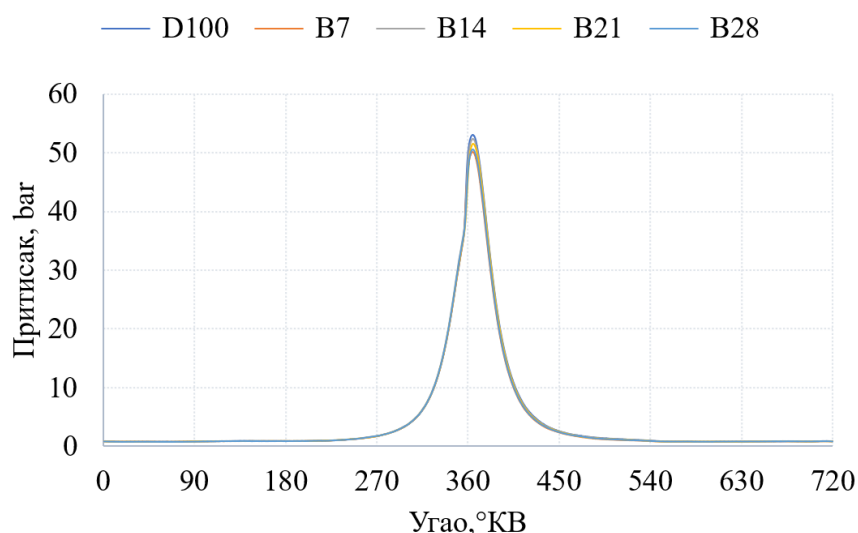
Показатељи процеса сагоревања и то: максимална вредност притиска у цилиндру, положај максималне вредности у односу на СМТ, максимална брзина пораста притиска у цилиндру и положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, за свих 13 режима рада мотора, дати су у табелама 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 и 6.6. Графички приказ закона промене притиска у цилиндру, за сваки радни режим и сва примењена горива, дат је на сликама од 6.1 до 6.13.

Празан ход - Мод 1

За процес образовања смеше при раду мотора на празном ходу карактеристично је следеће:

- притисак убризгавања је низак, што је праћено малом циклусном количином горива и джим временом трајања убризгавања и
- низак интензитет вртложног струјања у комори за сагоревање.

Самим тим, лоше је распршивање горива, дOMET млаза је такав да ће, вероватно, један део горива завршити на зидовима коморе, а дифузија кисеоника је успорена. Наведене специфичности процеса образовања смеше на празном ходу и разлике у физичко-хемијским карактеристикама примењених горива, за последицу имају различите законе промене притиска у цилиндру, слика 6.1.



Слика 6.1 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 1

Табела 6.2 Максималне вредности притиска у цилиндру за мод 1

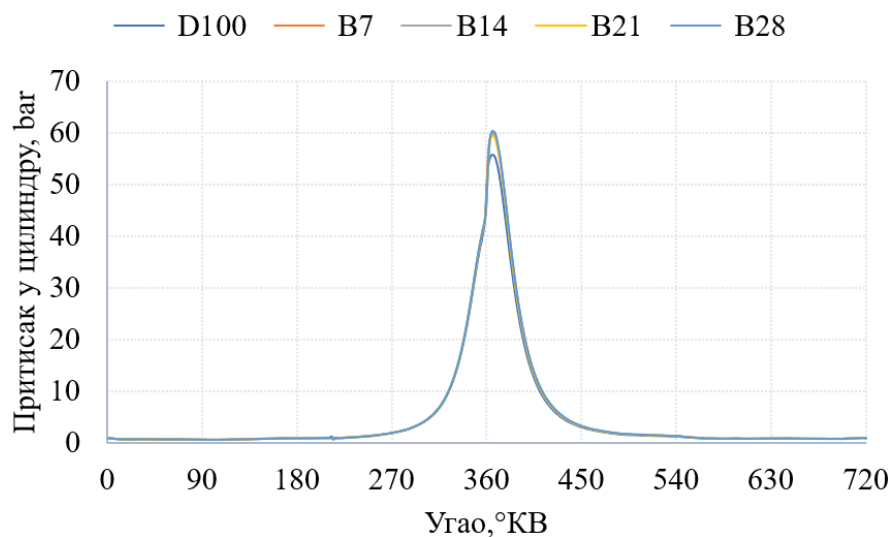
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Број обртаја, min^{-1}	Празан ход (1000 min^{-1})				
Максималан притисак у цилиндру, bar	53,07	50,20	52,3	51,5	50,59
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	5	5	5	5	5
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, $\text{bar} \cdot \text{KB}^{-1}$	4,34	3,38	3,56	3,13	3,15
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	-2	-2	-2	-1	-1

Највећа вредност максималног притиска сагоревања добијена је за случај примене конвенционалног дизел горива и износи 53,07 bar. Мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива имају нешто ниже вредности максималног притиска сагоревања у односу на D100 и то: B7 50,20 bar (5,4%), B14 52,3 bar (1,45%), B21 51,5 bar (2,96%) и B28 за 50,59 bar (4,67%), табела 6.2. Максималан притисак, за сва испитивана горива, налази се 5 °KB после СМТ.

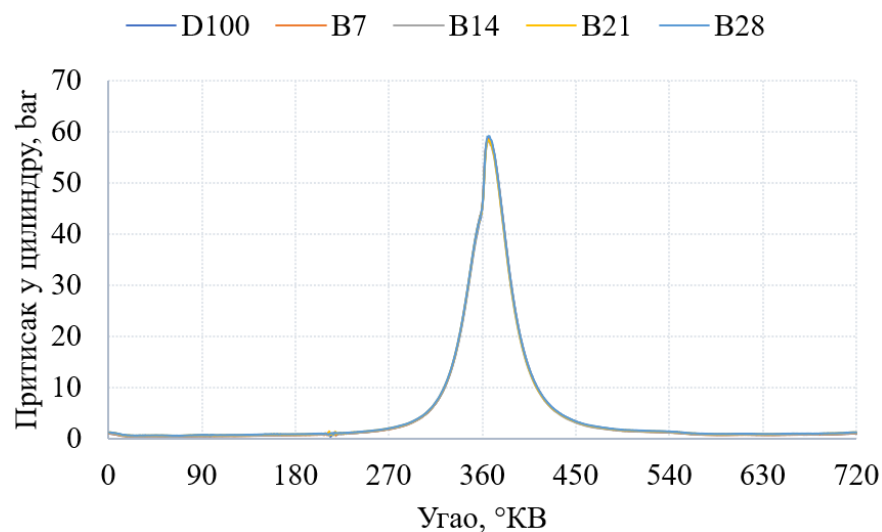
Највећу вредност максималне брзине пораста притиска на празном ходу има D100 ($4,34 \text{ bar} \cdot \text{KB}^{-1}$) и та вредност је остварена током периода неконтролисаног сагоревања, при 2 °KB пре СМТ. Мешавине имају мању вредност максималне брзине пораста притиска, а од свих мешавина највећу вредност има B14, при 2 °KB пре СМТ, а најмању B21, при 1 °KB пре СМТ.

Оптерећење 25% - Модови 7, 9 и 11

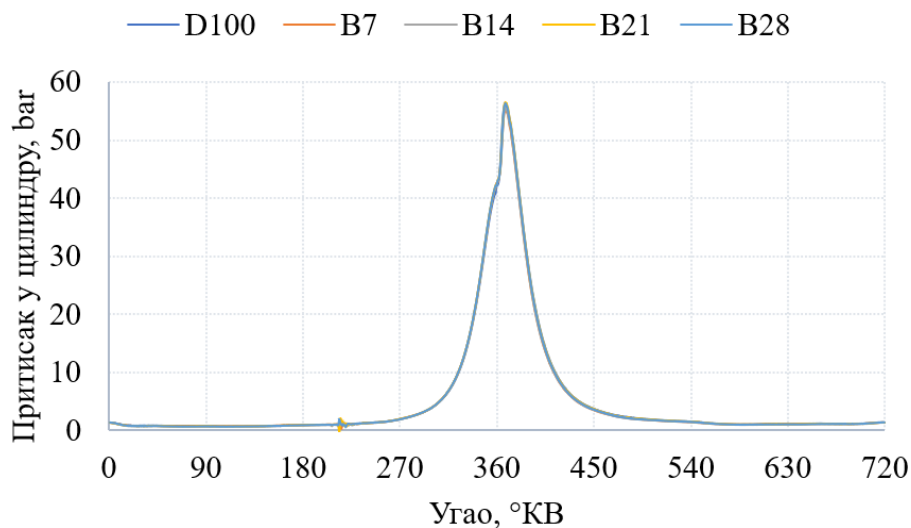
За модове 7, 9 и 11, који се реализују при оптерећењу од 25%, максимална вредност притиска, положај максималне вредности притиска, максимална брзина пораста притиска и положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ дати су у табели 6.3, а графички приказ закона промене притиска на сликама 6.2, 6.3 и 6.4.



Слика 6.2 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 7



Слика 6.3 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 9



Слика 6.4 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 11

Табела 6.3. Максималне вредности притиска у цилиндру за оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	25%				
Мод	7				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максималан притисак у цилиндру, bar	55,75	59,89	60,26	59,50	60,38
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	6	6	6	6	6
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	3,70	4,87	4,54	4,19	4,53
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	-1	0	1	1	1
Мод	9				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максималан притисак у цилиндру, bar	58,64	58,77	58,28	58,38	59,03
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	7	7	6	6	6
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	3,87	3,92	3,90	3,89	4,09
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	2	2	2	2	2
Мод	11				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максималан притисак у цилиндру, bar	55,84	55,19	55,4	56,48	56,28
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	9	8	8	8	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	3,53	3,16	3,15	3,26	3,39
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	4	5	5	5	5

При ниским оптерећењима, због мале количине убризгног горива, остварују се ниске вредности максималног притиска и температуре током процеса сагоревања.

За сваки од три мода може се констатовати да су вредности максималних притисака јако уједначене за испитивана горива. Значајнија разлика између вредности максималног притиска конвенционалног дизел горива и мешавина јавља се само при моду 7 и најизраженија је између D100 (55,75 bar) и B28 (60,38 bar) и износи 8,3%.

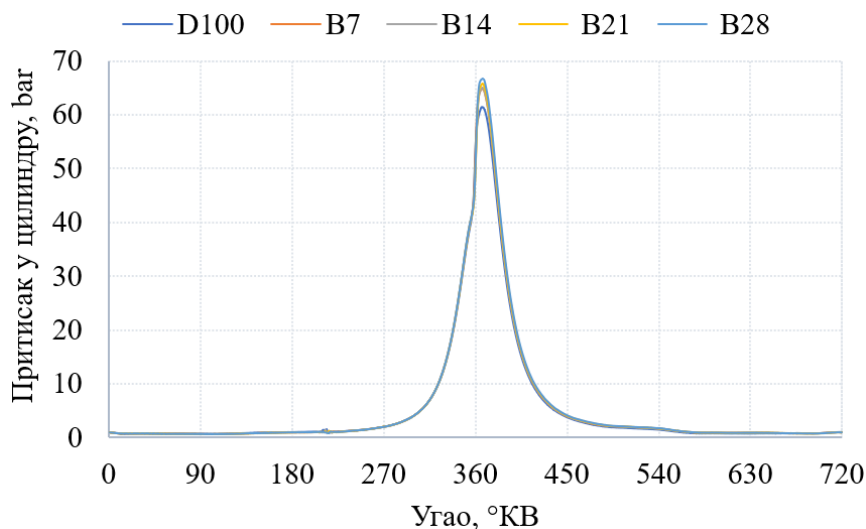
Највеће вредности максималног притиска постигнуте су за B28 и то 60,38 bar за мод 7 и 59,03 bar за мод 9, док је при моду 11 највећа вредност постигнута за B21 (56,28 bar).

Угао максималне вредности притиска при моду 7 исти је за сва горива и износи 6 °KB, док при моду 9 има вредност 7 °KB за D100 и B7, а 6 °KB за B14, B21 и B28. Максимална вредност притиска најкасније се постиже при моду 11 и то при 9 °KB за D100 и 8 °KB за све мешавине.

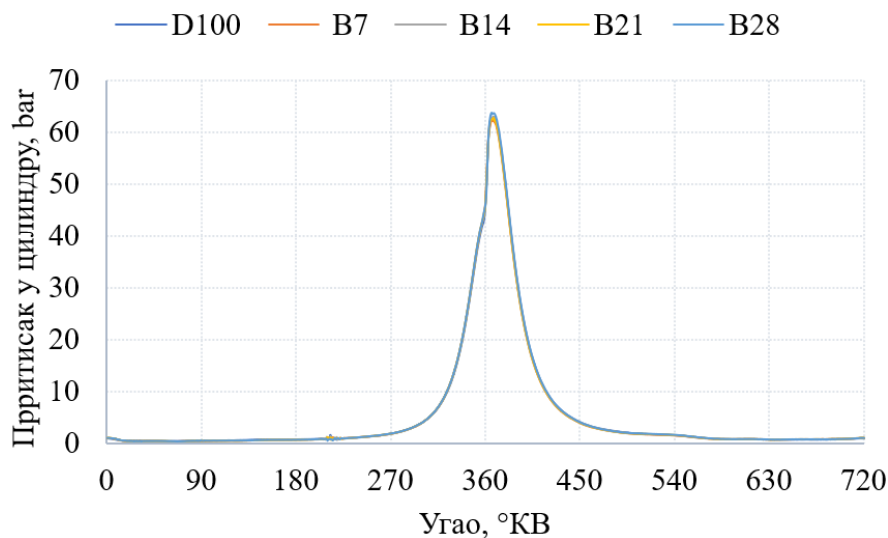
Највећу вредност максималне брзине пораста притиска при модовима 7 и 9 имају мешавине B7 ($4,87 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$), односно B28 ($4,09 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$), а најмању D100 ($3,70 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$ и $3,87 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$). При моду 11 највећу вредност максималне брзине пораста притиска има D100 ($3,53 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$), а најмању B14 ($3,15 \text{ bar} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$).

Оптерећење 50% - Модови 5, 3 и 13

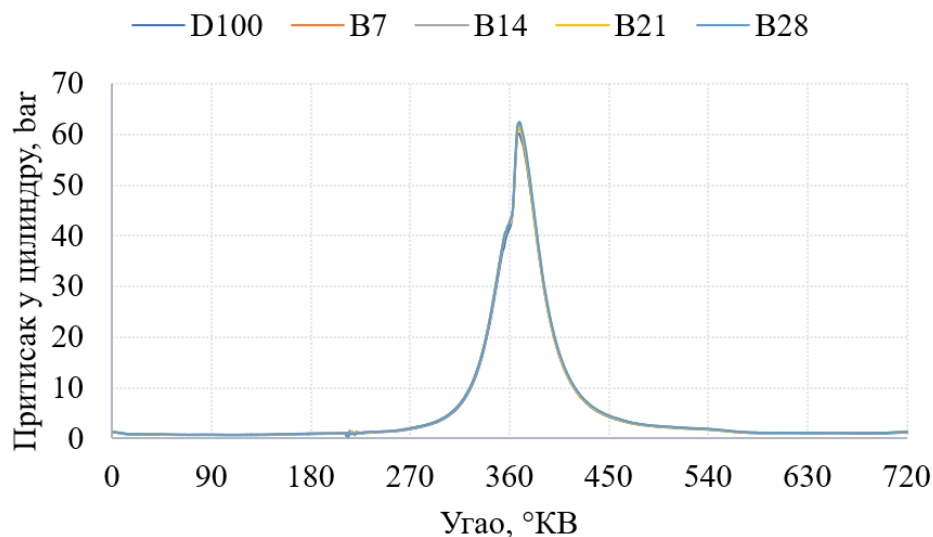
Максималан притисак, положај максималног притиска у односу на СМТ, максимална брзина пораста притиска и положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, за оптерећење од 50%, дат је у табели 6.4.



Слика 6.5 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 5



Слика 6.6 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 3



Слика 6.7 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 13

Табела 6.4 Максималне вредности притиска у цилиндру за оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	50%				
Мод	5				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максималан притисак у цилиндру, bar	61,33	64,78	65,02	65,86	66,63
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	7	7	7	7	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	4,88	5,51	5,29	5,38	5,83
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	-1	0	1	1	1
Мод	3				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максималан притисак у цилиндру, bar	63	62,4	62,9	62,76	63,74
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	8	6	8	8	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	4,65	4,40	4,75	4,70	5,53
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	2	1	2	2	2
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максималан притисак у цилиндру, bar	60,22	61,87	61,36	61,37	62,43
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	8	9	9	9	9
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	4,25	4,25	4,43	4,26	4,59
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	4	5	5	5	5

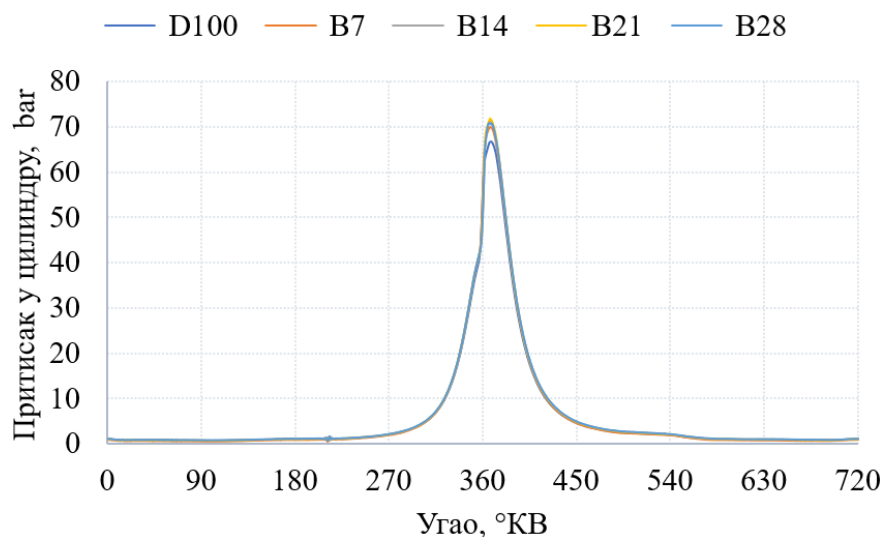
При оптерећењу од 50%, као и при оптерећењу од 25%, веће разлике максималне вредности притиска између D100 и мешавина јављају се при моду 5, слика 6.5. Највећу вредност максималног притисака сагоревања има B28 (66,63 bar), што је 8,64% више у односу на D100 (61,33 bar). Такође, при модовима 3 и 13 највећу вредност максималног притиска има B28, али је мања разлика у односу на D100, слике 6.6 и 6.7. Разлике вредности максималног притиска између појединих мешавина, при свим модовима, износе мање од 3% и нису значајне.

Угао максималне вредности притиска при моду 5 је исти за D100 и за мешавине и износи 7 °KB, осим за B28 (8 °KB). При моду 3 угао максималне вредности притиска за D100 и мешавине B14, B21 и B28 износи 8 °KB, а за B7 6 °KB. При моду 13, све мешавине имају већи угао максималног притиска (9 °KB) него D100 (8 °KB).

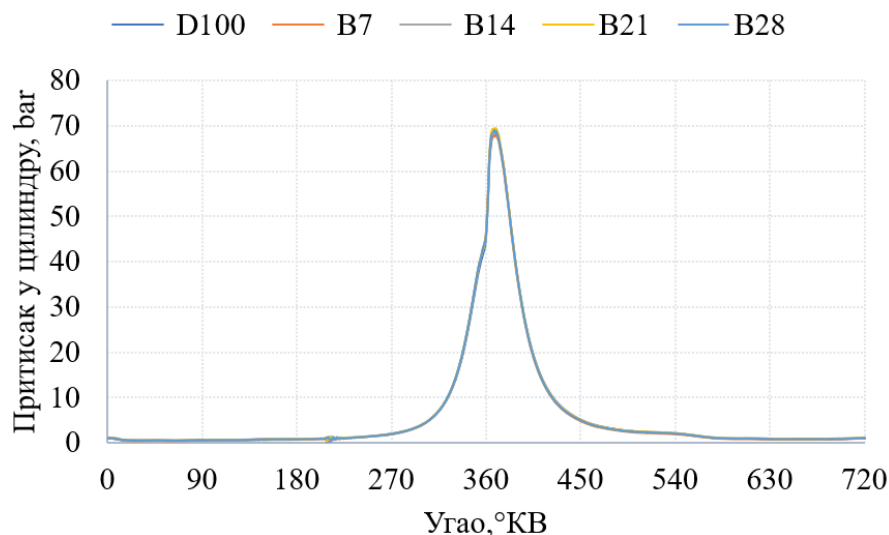
При сва три мода, највећу вредност брзине пораста притиска има мешавина B28, а најмању вредност има D100 при моду 5, B7 при моду 3, те D100 и B7 при моду 13. Максимална брзина пораста притиска постиже се касније за мешавине него за D100, осим при моду 3 где се за B7 постиже раније него за D100.

Оптерећење 75% - Модови 6, 4 и 12

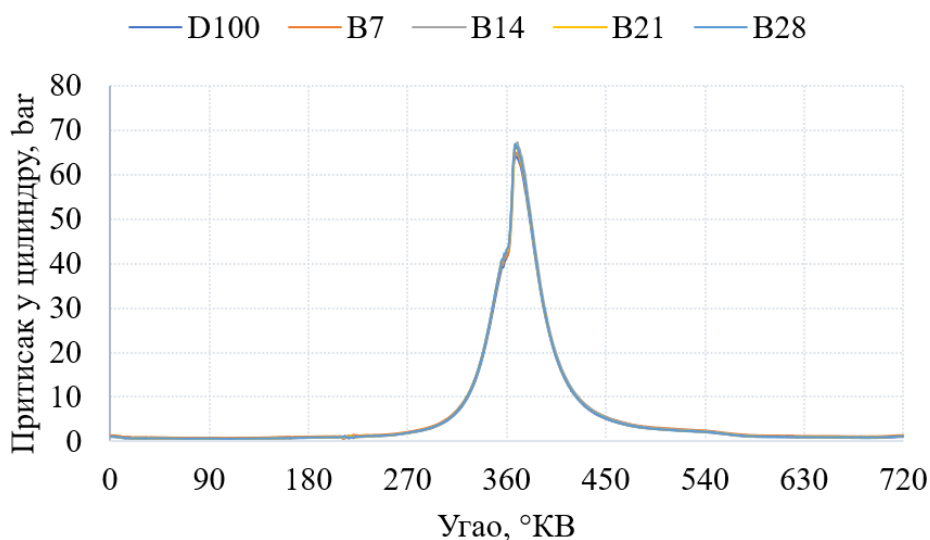
Повећање оптерећења на 75% захтева већу циклусну количину горива него при ниским и средњим оптерећењима, што резултира већим вредностима максималног притиска и максималне брзине пораста притиска, табела 6.5. Графички приказ закона промене притиска дат је на сликама 6.8, 6.9 и 6.10.



Слика 6.8 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 6



Слика 6.9 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 4



Слика 6.10 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 12

Највећи притисак при моду 6 измерен је за случај примене мешавине B21 (71,60 bar) и за 7,39% је већи у односу на случај примене D100 (66,67 bar), при којој се добија најмања вредност максималног притиска. При моду 4 највећи притисак је постигнут такође са B21 (69,52 bar), а најмањи са B7 (67,78 bar). При моду 12 највећа вредност максималног притиска добијена је за B14 (67,24 bar), а најмања за D100 (64,20 bar). Дакле, код оптерећења 75% нема одређеног тренда у постизањау максималног притиска за испитивана горива, а ни у вредности угла максималног притиска. Ипак, приметно је да се са повећањем удела биодизел горива у мешавини максимална вредност притиска помера ка СМТ.

Највећу максималну брзину пораста притиска има B21 при моду 6, B14 при моду 4 и B28 при моду 12. Најмању максималну брзину пораста притиска има D100 при модовима 6 и 12, а B7 при моду 4.

Табела 6.5 Максималне вредности притиска у цилиндру за оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12)

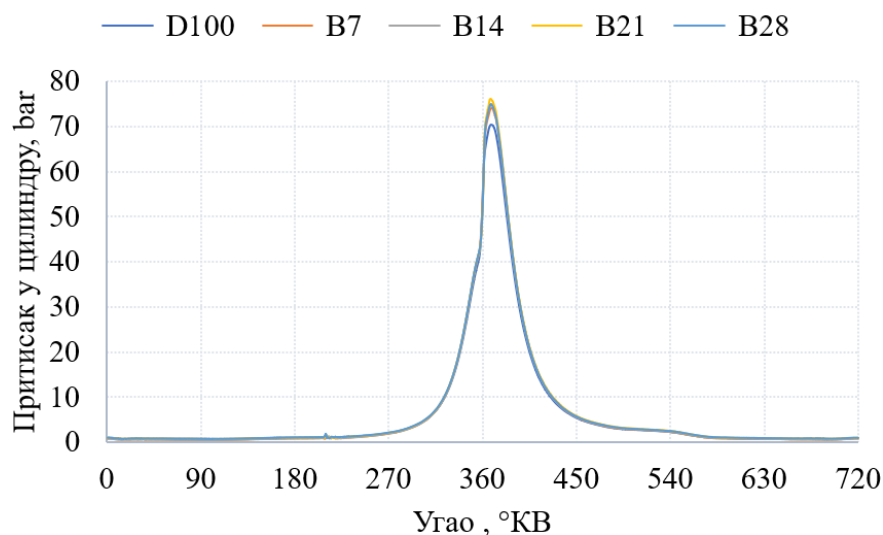
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	75%				
Мод	6				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максималан притисак у цилиндру, bar	66,67	69,94	70,96	71,60	70,84
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	8	8	7	7	6
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	5,69	6,71	7,39	7,45	7,10
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	-1	0	1	1	1
Мод	4				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максималан притисак у цилиндру, bar	68,22	67,78	68,95	69,52	69,08
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	9	9	8	8	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	5,75	5,61	6,14	6,11	6,04
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	2	2	2	2	2
Мод	12				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максималан притисак у цилиндру, bar	64,20	64,98	67,24	66,44	66,91
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	9	10	10	8	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	5,37	5,91	5,79	5,40	5,94
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	5	6	6	6	5

Оптерећење 100% - Модови 2, 8 и 10

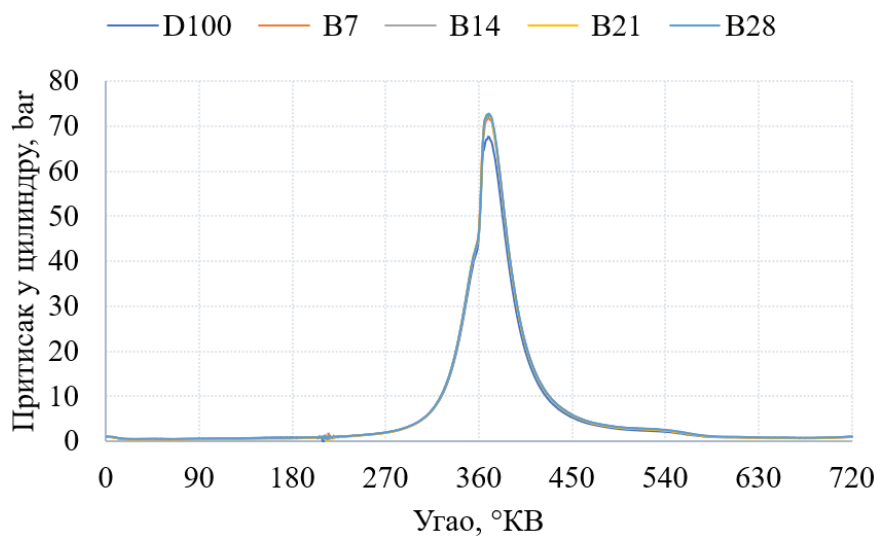
При максималном оптерећењу, при сва три мода, појављује се значајна разлика између вредности максималног притиска мешавина и конвенционалног дизел горива, слике 6.11, 6.12 и 6.13 и табела 6.6. При модовима 2, 8 и 10 све мешавине имају већу максималну вредност притиска него D100. При моду 2, највећу вредност максималног притиска има B21 (73,13 bar), а најмању D100 (70,45 bar). При модовима 8 и 10 највећу вредност максималног притиска има B28 (72,78 bar и 69,45 bar), а најмање вредности D100 (67,59 bar и 65,22 bar).

Максималне вредности притиска, при моду 2, за случај примене D100, B7 и B14 постижу се истовремено и касније него за мешавине B21 и B28. При моду 8 за све мешавине максималне вредности притиска постижу се касније него за D100, док при моду 10 имамо обрнут случај, где се за D100 максимална вредност притиска постиже касније него за мешавине. За све мешавине постиже се већа вредност максималне брзине пораста притиска, при сва три мода, него за D100. Максимална брзина пораста притиска постиже

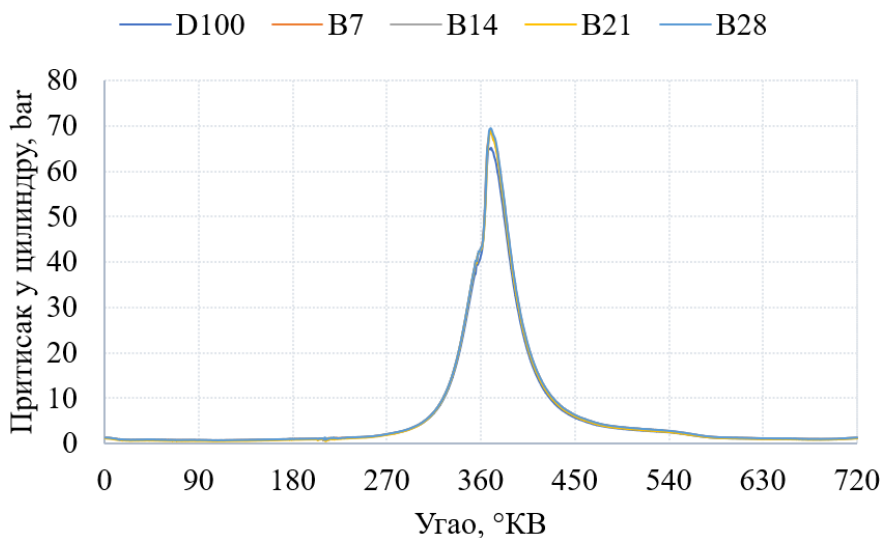
се готово истовремено за све мешавине и касније него за D100.



Слика 6.11 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 2



Слика 6.12 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 8



Слика 6.13 Закон промене притиска у цилиндру за испитивана горива – мод 10

Табела 6.6. Максималне вредности притиска у цилиндру за оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

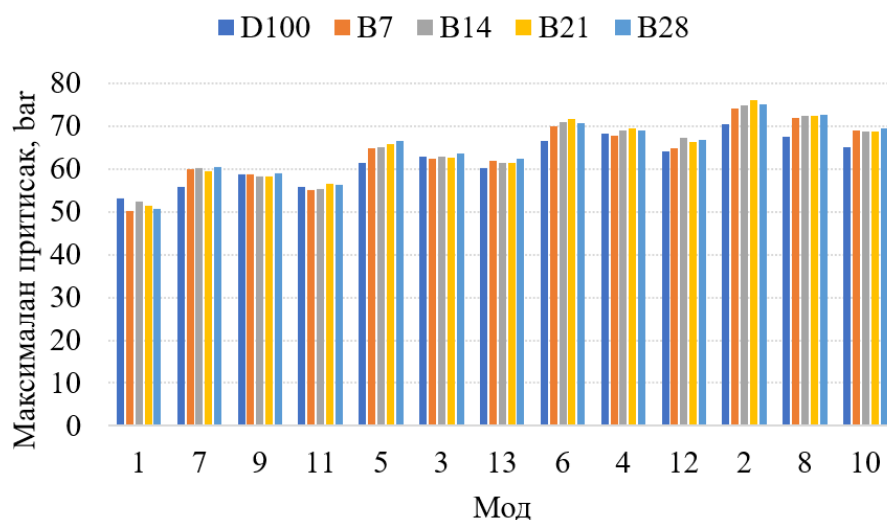
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	100%				
Мод	2				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максималан притисак у цилиндру, bar	70,45	74,05	74,84	76,13	75,06
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	9	9	9	8	8
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	6,23	6,54	7,71	8,30	7,63
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	0	1	1	1	1
Мод	8				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максималан притисак у цилиндру, bar	67,59	71,84	72,52	72,53	72,78
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	9	10	10	10	10
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	5,30	6,00	6,15	6,31	6,22
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	2	2	3	2	2
Мод	10				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максималан притисак у цилиндру, bar	65,22	69,02	68,66	68,82	69,45
Положај максималног притиска у односу на СМТ, °KB	10	9	9	9	9
Максимална брзина пораста притиска у цилиндру, bar·°KB ⁻¹	5,77	6,16	6,7	6,35	6,57
Положај максималне брзине пораста притиска у односу на СМТ, °KB	4	5	5	5	5

На крају се, са аспекта параметара промене притиска, може закључити следеће:

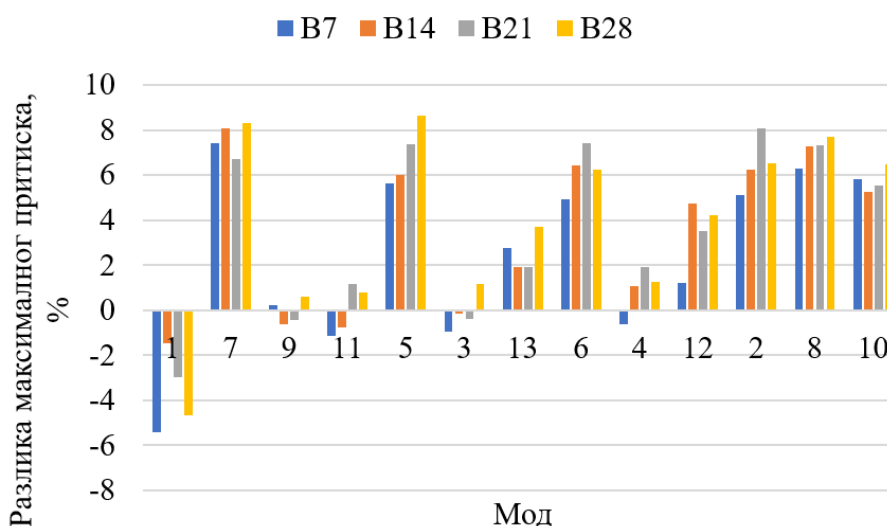
- Применом мешавина конвенционалног дизел горива и биодизел горива од отпадних семенки грожђа постиже се већа вредност максималног притиска него применом конвенционалног дизел горива (слика 6.14), што се може објаснити потпунијим сагоревањем због садржаја кисеоника у мешавинама, а за неке од мешавина и дужим периодом притајеног сагоревања. Изузетак је празан ход мотора, где се за случај примене D100 добија већа вредност максималног притиска него за случај примене мешавина. При празном ходу, због неповољнијих услова за формирање смеше (лошије распршивање горива и виша температура испаравања), мешавине су имале непотпуније сагоревање и мању количину ослобођене топлоте. Разлике максималне вредности притиска мешавина у односу на D100, изражено у %, приказане су на слици 6.15;
- Код већине модова, највећа вредност притиска се постиже са мешавином B28, што је, због физичко-хемијских карактеристика ове мешавине, крајње логично.
- Са повећањем броја обртаја, при посматраном оптерећењу, смањује се максималан притисак циклуса за све мешавине, док се за случај примене D100

овај тренд јавља само при оптерећењу од 100%. Овакав тренд је одређен међусобним односом физичко - хемијских карактеристика примењених горива и трајања радног циклуса мотора, који зависи од броја обртаја мотора. При већим бројевима обртаја, радни циклус мотора се реализује за краће време, а период неконтролисаног сагоревања, у зависности од физичко-хемијских карактеристика горива, се завршава раније или касније током такта експанзије;

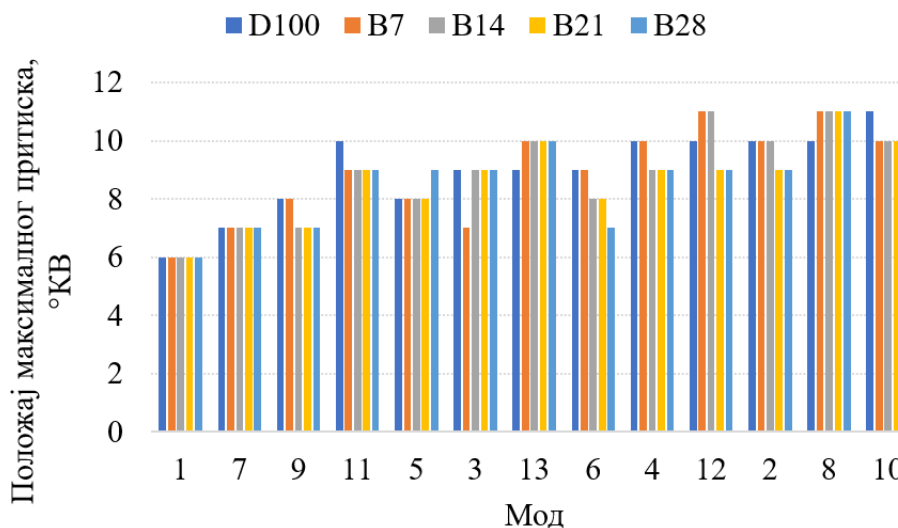
- Са повећањем оптерећења мотора повећава се максималан притисак циклуса за сва испитивана горива. Већем оптерећењу мотора одговара већа циклусна количина горива, па је већа и количина ослобођене топлоте током периода притајеног и неконтролисаног сагоревања, а онда је већи и максималан притисак циклуса.
- Положај максималног притиска у односу на СМТ се не разликује значајно за испитивана горива, слика 6.16. Одређени тренд промене положаја максималне вредности притиска за испитивана горива, који би важио за целу радну област мотора, не постоји ни у погледу садржаја биодизел горива у мешавини, а ни у погледу промене радног режима. Ово је сасвим разумљиво јер је велики број утицајних параметара на одвијање процеса сагоревања, чији се утицај различито мења од режима до режима.
- Ипак, при већини модова, максимална вредност притиска код примене мешавина појављује се нешто раније него за случај D100, или истовремено. Раније постизање максималне вредности притиска може се објаснити садржајем кисеоника у биодизел гориву, односно мешавинама, који би при одређеном режиму рада мотора поспешили процес образовања смеше и сагоревања, те би се максимална вредност притиска постигла раније.
- Само код два мода максимална вредност притиска за све мешавине појављује се касније него за D100 и то мод 8 (оптерећење 100% и средњи број обртаја) и мод 13 (оптерећење 50% и максималан број обртаја).
- Са аспекта механичких оптерећења положај максималне вредности притиска је задовољајући за сва примењена горива, поготово при средњим, средње високим и високим оптерећењима, где се приближава оптималној вредности. Оптималне вредности су остварене:
 - за D100 на максималном броју обртаја при оптерећењу од 25%,
 - за сва испитивана горива на максималном броју обртаја при оптерећењима од 50% и 75%, а на средњем и максималном броју обртаја при оптерећењу од 100%.
- Максималне брзине пораста притиска веће су за мешавине него за конвенционално дизел гориво (слика 6.17). Само при модовима 1 и 11 конвенционално дизел гориво има већу брзину пораста притиска него мешавине. Разлике максималне брзине пораста притиска између мешавина и D100 посебно су изражене при малим бројевима обртаја, слика 6.18, где при модовима 7, 6 и 2 премашују вредност од 30%. Такође треба нагласити да већи садржај биодизел горива у мешавини не значи увек и већу максималну брзину пораста притиска, бар не при свим режимима рада мотора.
- Максимална брзина пораста притиска се постиже касније за мешавине него за D100, осим при модовима 9, 3, 4 и 2, слика 6.19. Такође се може приметити да се са повећањем броја обртаја, за сва испитивана горива, максимална брзина пораста притиска постиже касније. Максимална брзина пораста притиска и тренутак постизања максималне брзине, при сваком од режима, највећим делом су одређени међусобним односом садржаја кисеоника у мешавини, трајања периода притајеног сагоревања и изабраног угла предубризавања.



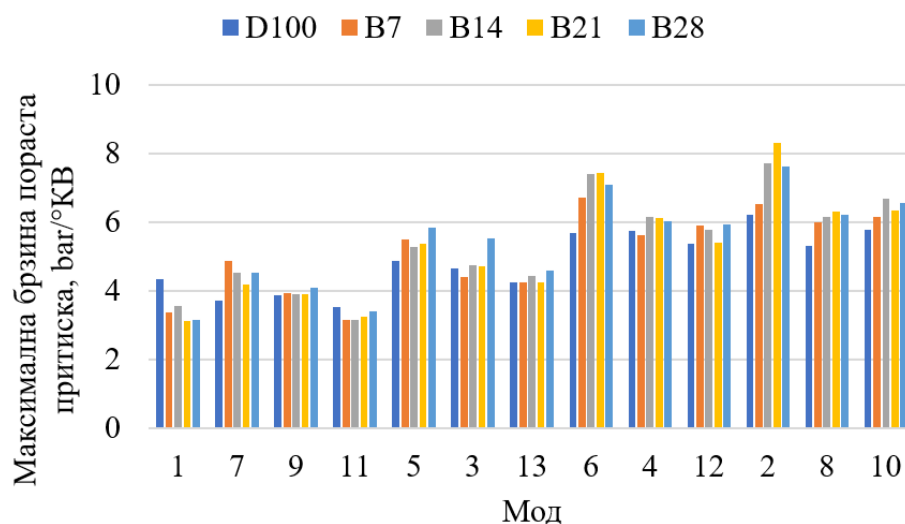
Слика 6.14 Максималне вредности притиска у цилиндру мотора за D100, B7, B14, B21 и B28



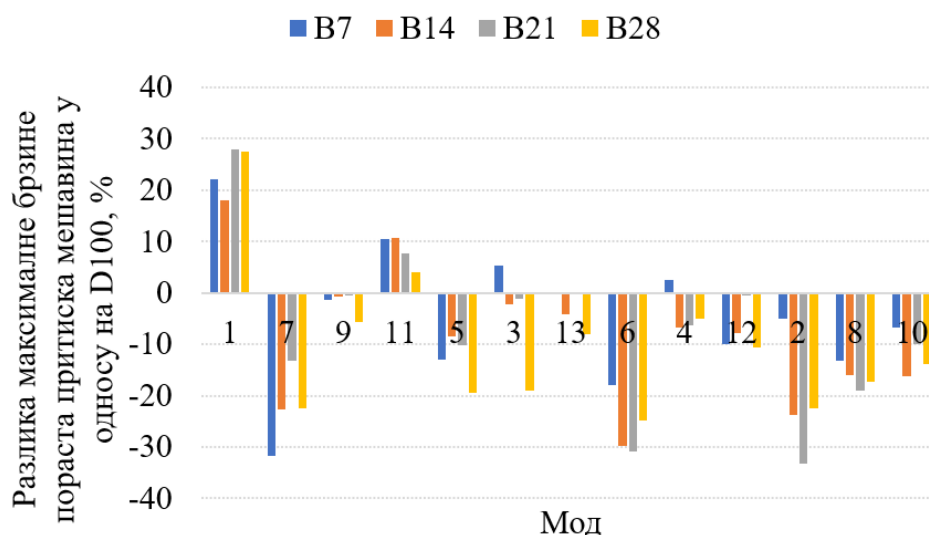
Слика 6.15. Разлике максималне вредности притиска за мешавине B7, B14, B21 и B28 у односу на D100



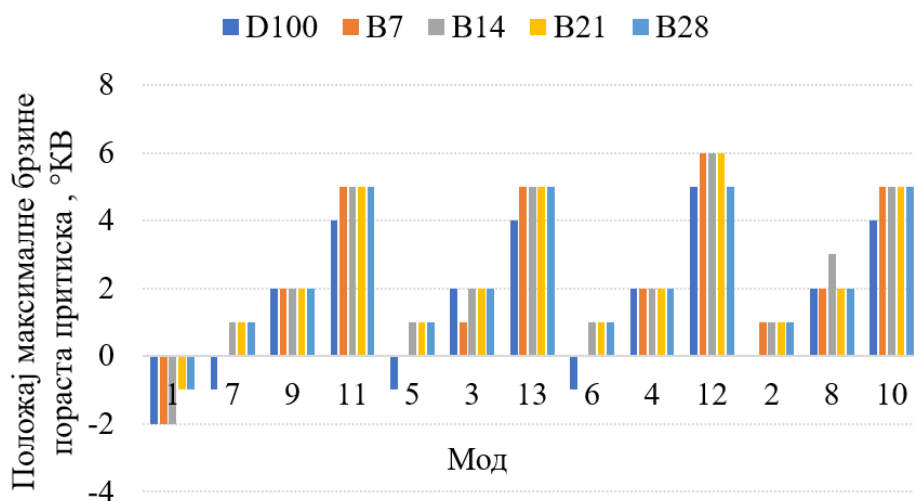
Слика 6.16 Положај максималне вредности притиска у цилиндру мотора за D100, B7, B14, B21 и B28



Слика 6.17 Максимална брзина пораста притиска за D100, B7, B14, B21 и B28



Слика 6.18 Разлика максималне брзине пораста притиска мешавина у односу на D100



Слика 6.19 Положај максималне брзине пораста притиска за D100, B7, B14, B21 и B28

6.1.2 Закон ослобађања топлоте

Брзине сагоревања у појединим периодима процеса сагоревања и количине ослобођене топлоте најједноставније је анализирати преко дијаграма диференцијалног и интегралног закон ослобађања топлоте.

Диференцијални и интегрални закони ослобађања топлоте дати су за свих 13 модова, распоређених по оптерећењима.

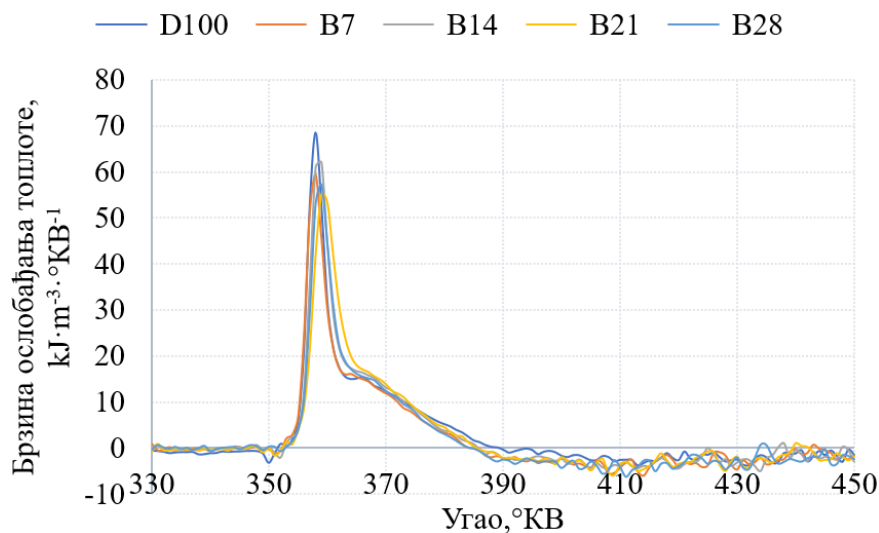
6.1.2.1 Диференцијални закон ослобађања топлоте

Када се посматра дијаграм диференцијалног закона ослобађања топлоте може се уочити да током периода притајеног сагоревања, због утроска топлоте за загревање и испаравање дизел горива, крива опада и поприма негативне вредности. Након тога следи период неконтролисаног сагоревања, током којег брзина сагоревања интензивно расте и достиже максималну вредност, након чега опада. За период контролисаног сагоревања карактеристично је да је брзина ослобађања топлоте одређена брзином формирања смеше, те је ослобађање топлоте постепено. Ипак, током периода контролисаног сагоревања јавља се и скок брзине сагоревања и то у првом делу овог периода, када се клип креће од СМТ ка УМТ. Услед померања клипа и повећања запремине између чела клипа и главе цилиндра долази до интензивног струјања и мешања пара горива и ваздуха те повећања брзине сагоревања. У току периода догоревања брзина сагоревања, због неповољних услова у којима се сагоревање одвија, стално опада. Од посебног значаја је идентификовати максималну брзину ослобађања топлоте и положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ.

Празан ход - Мод 1

Највећа максимална вредност брзине ослобађања топлоте постигнута је за D100 и износи $68 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{KB}^{-1}$ (слика 6.20). Максималне вредности и положај максималних вредности брзине ослобађања топлоте за сва испитивана горива приказани су у табели 6.5.

Максимална вредност брзине ослобађања топлоте постиже се истовремено за D100 и B7 (-2°KB) и раније него за B14, B21 и B28 (-1°KB).



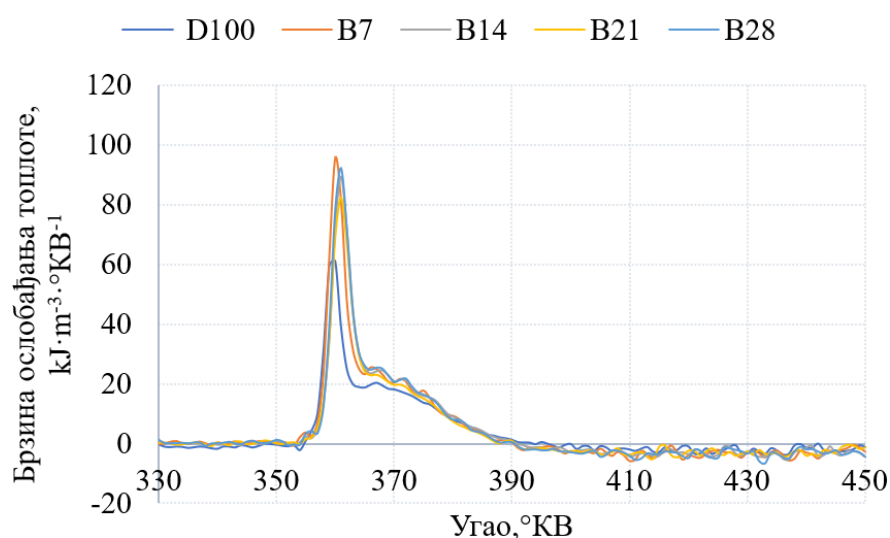
Слика 6.20 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 1

Табела 6.5 Максималне вредности брзине ослобађања топлоте за празан ход (мод 1)

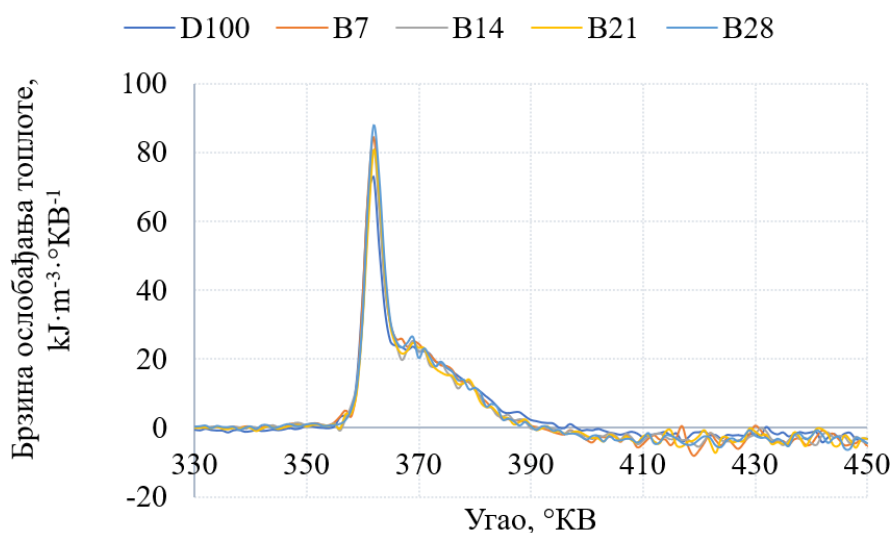
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	Празан ход				
Мод	1				
Број обртаја, min ⁻¹	1000				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	68,48	59,51	61,97	55,1	57,31
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	-2	-2	-1	-1	-1

Оптерећење 25% - Модови 7, 9 и 11

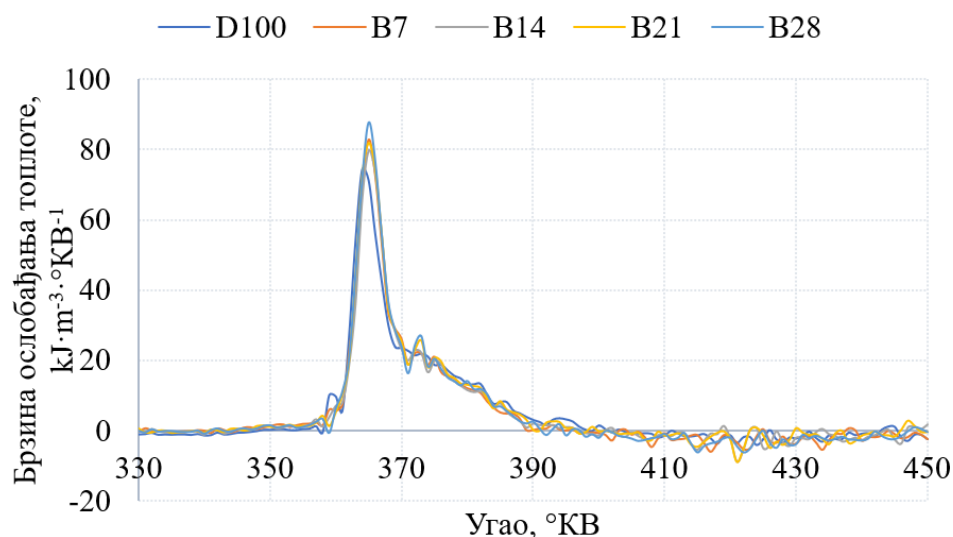
Диференцијални закон ослобађања топлоте за оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11), приказан је на сликама 6.21, 6.22 и 6.23, а максималне вредности брзине ослобађања топлоте и положај максималне вредности у односу на СМТ, приказан је у табели 6.6.



Слика 6.21 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 7



Слика 6.22 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 9



Слика 6.23 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 11

Табела 6.6 Максималне вредности брзине ослобађања топлоте за оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	25%				
Мод	7				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°КВ ⁻¹	60,97	95,42	89,24	82,33	92,32
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °КВ	0	0	1	1	1
Мод	9				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°КВ ⁻¹	72,79	84,28	80,99	80,78	87,87
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °КВ	2	2	2	2	2
Мод	11				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°КВ ⁻¹	74,29	82,68	79,6	82,04	87,61
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °КВ	4	5	5	5	5

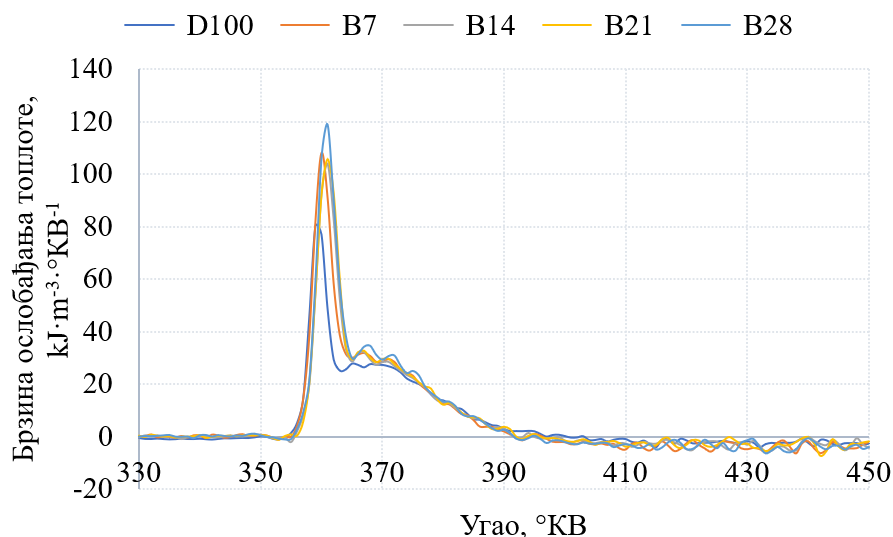
Све испитиване мешавине имају веће вредности максималне брзине ослобађања топлоте него D100, а највећу вредност има B7 при моду 7 (95,42 kJ·m⁻³·°КВ⁻¹), а B28 при друга два мода (87,87 kJ·m⁻³·°КВ⁻¹ при моду 9 и 87,61 kJ·m⁻³·°КВ⁻¹ при моду 11). Највећа разлика у максималној брзини ослобађања топлоте између B28 и D100 остварена је при моду 7 и износи 56,5%, док при моду 7 износи 20,7%, а при моду 9, 17,9%.

Такође се може приметити да се код мешавина, максимална вредност брзине ослобађања топлоте постиже нешто касније него код D100. Изузетак је мод 9, где се максимална

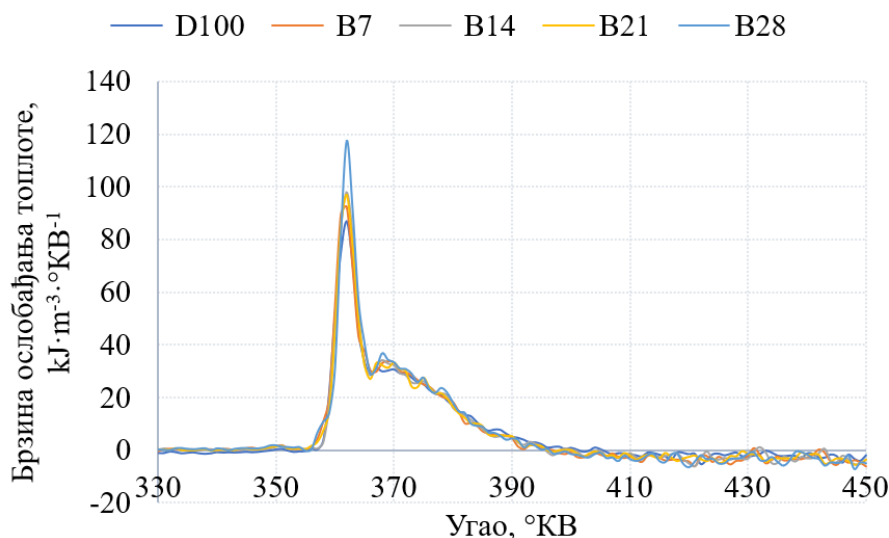
вредност постиже при истом углу коленастог вратила (2°KB), односно мод 7 где се за B7 и D100 максимална вредност постиже истовремено (0°KB), а за остале мешавине касније.

Оптерећење 50% - Модови 5, 3 и 13

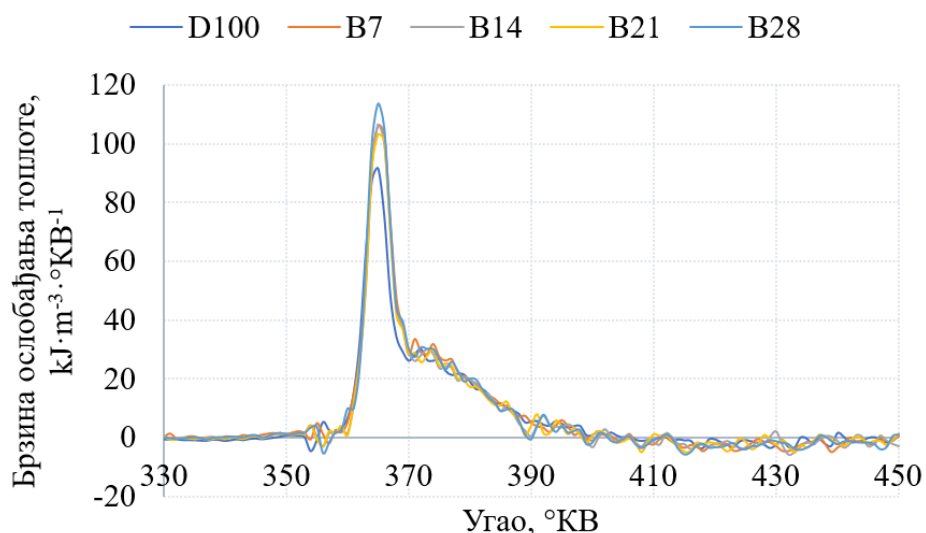
При оптерећењу од 50%, као и при оптерећењу од 25%, при сва три мода мешавине имају већу максималну вредност брзине ослобађања топлоте него D100, слике 6.24, 6.25 и 6.26. Највећу вредност максималне брзине ослобађања топлоте, при сва три мода, поново има B28, а разлика је и у овом случају највећа при најмањем од три брзинска режима (мод 5). Положај максималне вредности брзине ослобађања топлоте уједначен је за сва испитивана горива, осим при моду 5, где се максималне вредности постижу раније за D100 (-1°KB) и B7 (0°KB), него за мешавине B14, B21 и B28, табела 6.7.



Слика 6.24 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 5



Слика 6.25 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 3



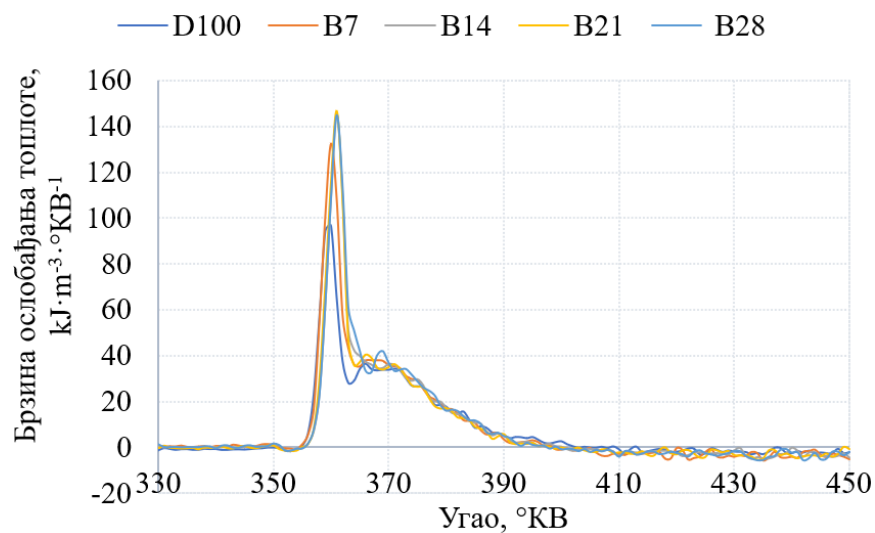
Слика 6.26 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 13

Табела 6.7 Максималне вредности брзине ослобађања топлоте за оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13)

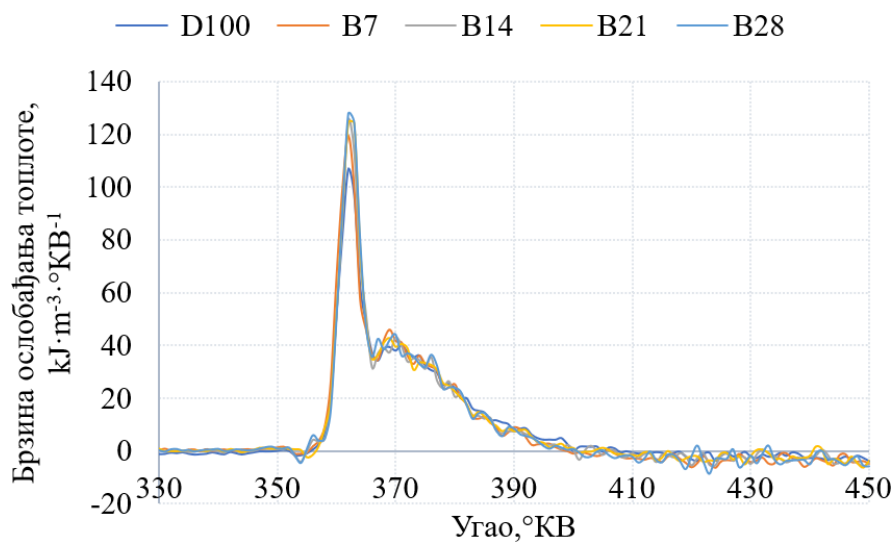
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	50%				
Мод	5				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	80,14	108,13	104	105,8	118,86
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	-1	0	1	1	1
Мод	3				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	86,75	92,56	97,91	96,88	117,46
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	2	2	2	2	2
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	91,52	106,55	106,51	103,1	113,83
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	5	5	5	5	5

Оптерећење 75% - Модови 6, 4 и 12

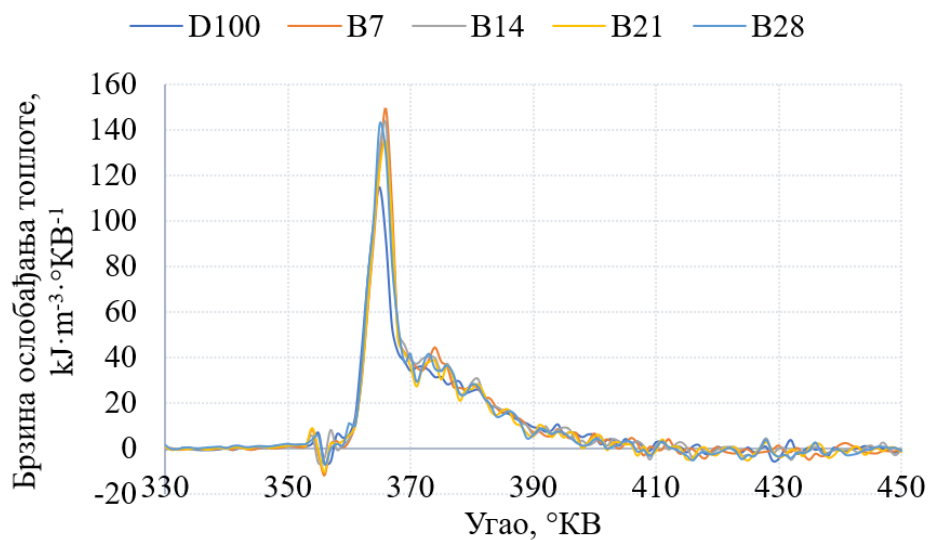
На сликама 6.27, 6.28 и 6.29 приказани су диференцијални закони ослобађања топлоте за оптерећење 75%, односно за модове 6, 4 и 12. У табели 6.8 дате су максималне вредности брзине ослобађања топлоте и положај максималне вредности брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ за наведене модове.



Слика 6.27 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 6



Слика 6.28 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 4



Слика 6.29 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 12

Табела 6.8 Максималне вредности брзине ослобађања топлоте за оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12)

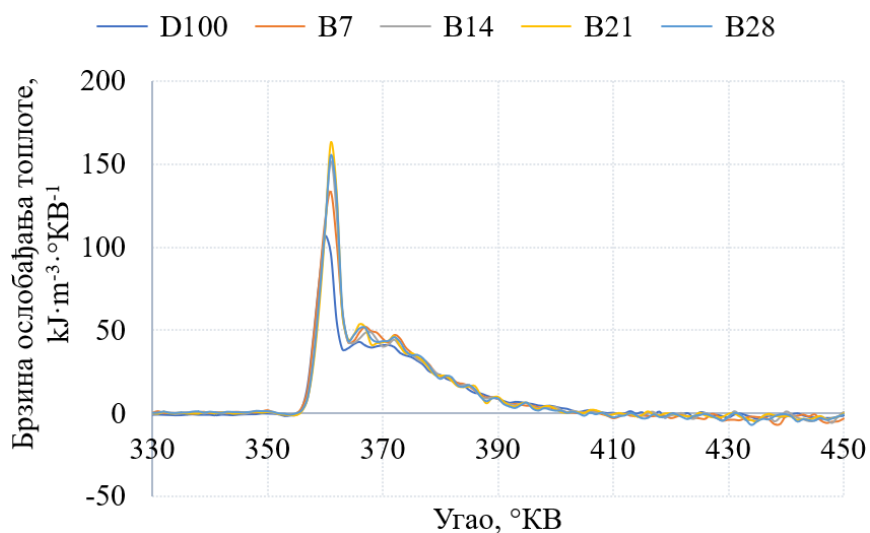
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење			75%		
Мод			6		
Број обртаја, min ⁻¹			1635		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	96,78	132,41	145,31	146,5	144,82
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	0	0	1	1	1
Мод			4		
Број обртаја, min ⁻¹			1937		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	106,56	119,25	125,37	124,76	127,82
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	2	2	2	2	2
Мод			12		
Број обртаја, min ⁻¹			2239		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	114,41	149,22	142,88	134,53	142,46
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	5	6	6	6	5

Све мешавине имају веће максималне брзине ослобађања топлоте него D100. Највећу вредност брзине ослобађања топлоте при моду 6 има B21 (146,5 kJ·m⁻³·°KB⁻¹), а B28 (127,82 kJ·m⁻³·°KB⁻¹) при моду 4 и B7 (149,22 kJ·m⁻³·°KB⁻¹) при моду 12.

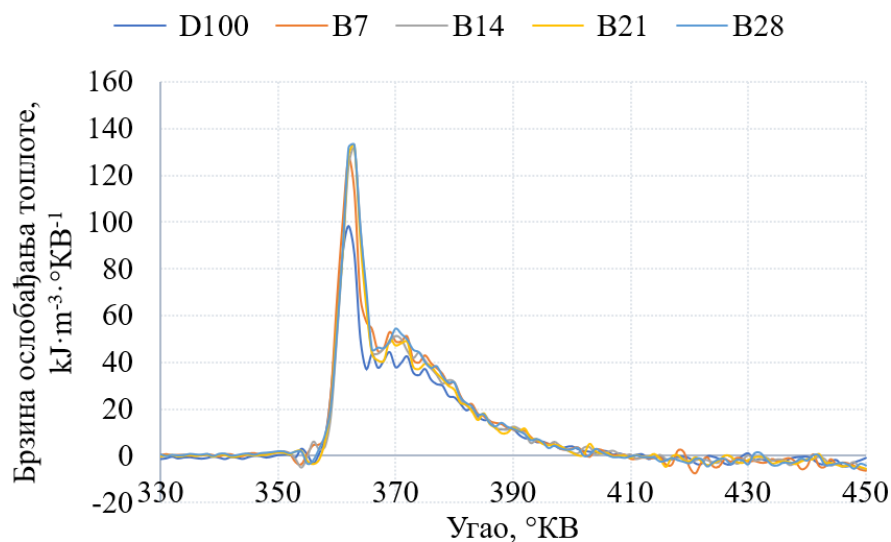
Положај максималне вредности брзине ослобађања топлоте при моду 4 исти је за сва горива и износи 2 °KB. При моду 6 за D100 и B7 раније су достигнуте максималне брзине ослобађања топлоте (0 °KB) него за B14, B21 и B28, (1 °KB). При моду 12, положај максималне вредности брзине ослобађања топлоте за D100 и B28 померен је ближе СМТ (5 °KB) него за мешавине B7, B14 и B21, (6 °KB).

Оптерећење 100% - Модови 2, 8 и 10

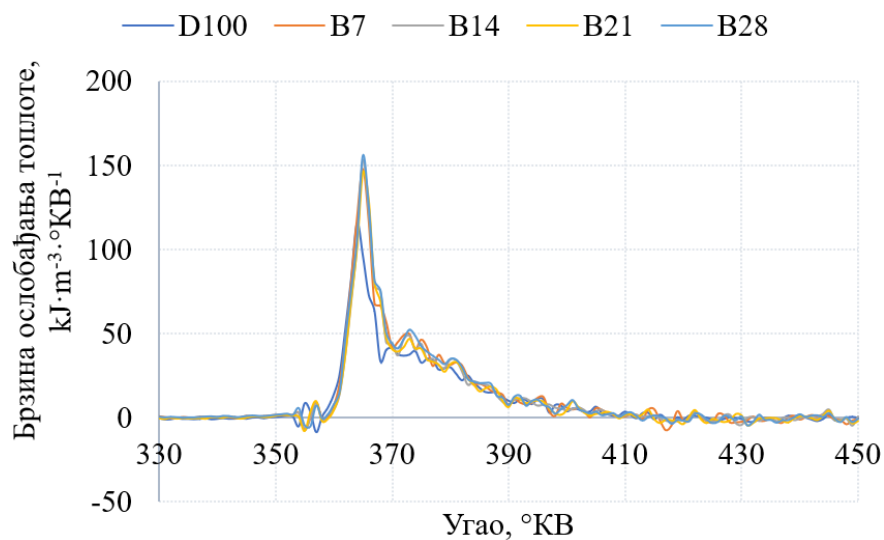
Диференцијални закони ослобађања топлоте за оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10) приказани су на сликама 6.30, 6.31 и 6.32, а максималне вредности брзине ослобађања топлоте и положај максималне вредности брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ за наведене модове, дати су у табели 6.9.



Слика 6.30 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 2



Слика 6.31 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 8



Слика 6.32 Диференцијални закон ослобађања топлоте – мод 10

Табела 6.9 Максималне вредности брзине ослобађања топлоте за оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

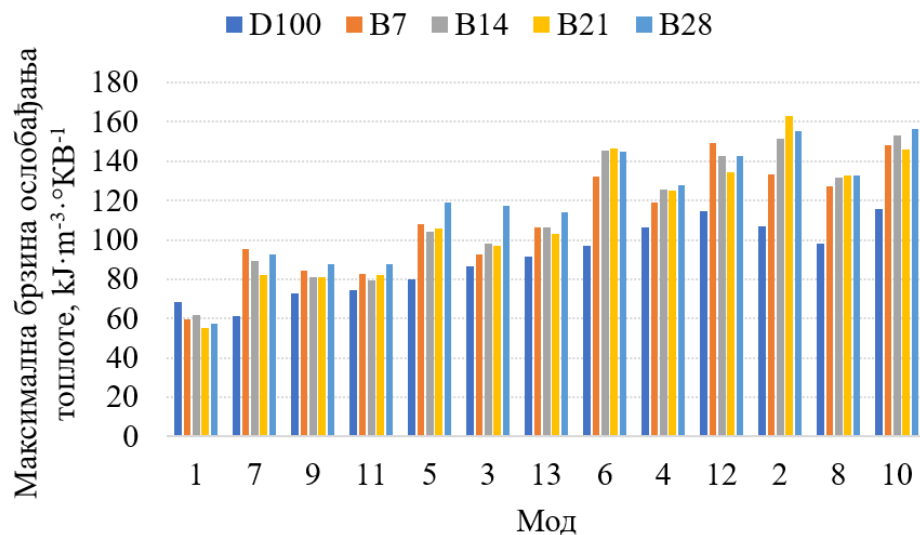
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење			100%		
Мод			2		
Број обртаја, min ⁻¹			1635		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	106,8	133,26	151,54	163,1	155,43
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	0	1	1	1	1
Мод			8		
Број обртаја, min ⁻¹			1937		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	98,32	127,32	131,6	132,7	133
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	2	2	3	3	3
Мод			10		
Број обртаја, min ⁻¹			2239		
Максимална брзина ослобађања топлоте, kJ·m ⁻³ ·°KB ⁻¹	115,65	148,01	152,99	145,9	156,16
Положај максималне брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ, °KB	4	5	5	5	5

За сва три мода мешавине су имале већу максималну брзину ослобађања топлоте од D100. Највећа максимална брзина ослобађања топлоте постигнута је при најнижем брзинском режиму (мод 2) и то за мешавину B21 (163,1 kJ·m⁻³·°KB⁻¹).

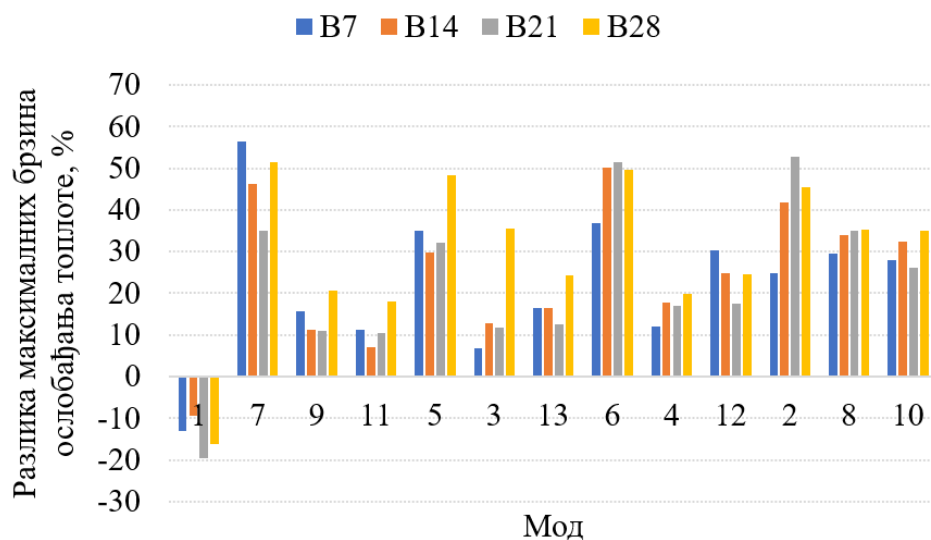
При модовима 8 и 10, највећу максималну брзину ослобађања топлоте имала је мешавина B28 и износила је 133 kJ·m⁻³·°KB⁻¹, односно 156,16 kJ·m⁻³·°KB⁻¹.

Мешавине су за сваки од модова касније постизале максималне вредности брзине ослобађања топлоте, осим за случај мешавине B7 при моду 8, где су B7 и D100 истовремено постигле максималну вредност (2 °KB).

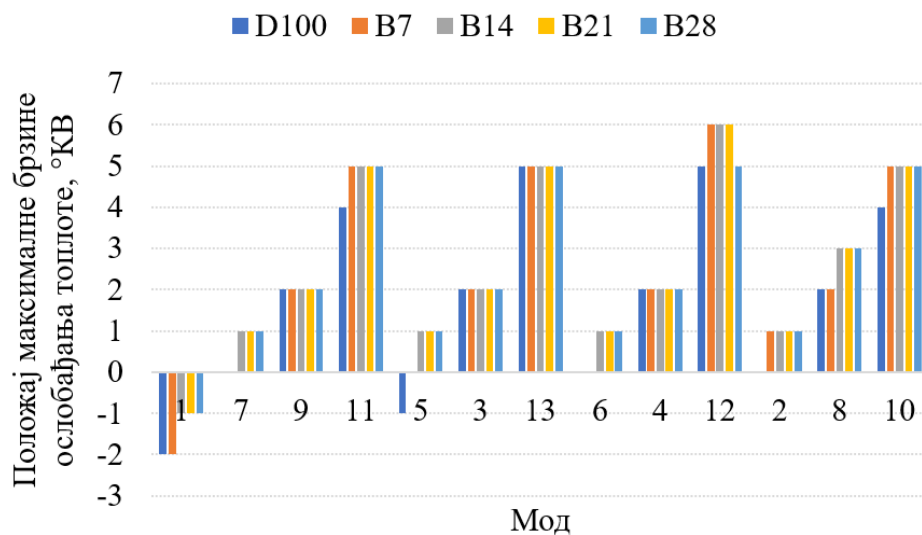
Максималне брзине ослобађања топлоте испитиваних горива, за свих 13 модова, приказане су на слици 6.33, а разлике (%) максималних вредности брзине ослобађања топлоте мешавина у односу на D100 приказане су на слици 6.34. На слици 6.35 приказани су положаји максималних вредности брзине ослобађања топлоте у односу на СМТ.



Слика 6.33 Максимална брзина ослобађања топлоте за сва испитивана горива



Слика 6.34 Разлике максималних брзина ослобађања топлоте мешавина у односу на D100



Слика 6.35 Положај максималних брзина ослобађања топлоте за D100 и мешавине

Анализом диференцијалног закона сагоревања за свих 13 модова може се уочити следеће:

- Максималне вредности брзине ослобађања топлоте веће су за мешавине него за D100, осим при моду 1 (празан ход). Веће максималне брзине ослобађања топлоте мешавина последица су удела кисеоника у мешавинама, који убрзава паљење смеше, а у периоду неконтролисаног сагоревања доводи до веома бурног сагоревања. На празном ходу су услови за формирање смеше неповољни, поготово за мешавине (велика густина и вискозност горива, високе температуре испаравања), па је и сагоревање непотпуније и спорије за мешавине него за D100.
- Са повећањем удела биодизел горива у мешавини, мења се и тренд промене брзине ослобађања топлоте. При већини модова, највећа максимална брзина ослобађања топлоте постиже се када мотор ради са мешавином B28. Међутим, јасан тренд промене максималних брзина ослобађања топлоте са променом садржаја биодизел горива у мешавини, који би важио за целу радну област мотора, не постоји (слика 6.33).
- Највећа разлика у максималној брзини ослобађања топлоте између мешавина и референтног горива, при истом оптерећењу, јавља се при најмањем броју обртаја (слика 6.34), јер су тада и најнеповољнији услови за образовање смеше, што ће се одразити на дужину периода притајеног сагоревања мешавина, а онда и карактеристике процеса сагоревања и ослобађања топлоте током периода неконтролисаног сагоревања. Изузетак је само мешавина B7 при оптерећењу од 100%, где се при најмањем броју обртаја јавља и најмања разлика у максималној брзини ослобађања топлоте.
- Референтно гориво и мешавине имају различите трендове промене максималне брзине ослобађања топлоте са повећањем бројем обртаја, при истом оптерећењу. Сличан тренд имају само при максималном оптерећењу.
- Са повећањем оптерећења повећавају се и максималне вредности брзине ослобађања топлоте за свако од испитиваних горива, што је и логично, јер ће и убризгана количина горива по циклусу бити већа, а онда и ослобођена количина топлоте.
- Са повећањем броја обртаја, при сваком од оптерећења, максималне вредности брзине ослобађања топлоте постижу се касније.
- Максималне брзине ослобађања топлоте при свим оптерећењима постижу се, слика 6.35:
 - на максималном броју обртаја, увек касније са мешавинама него са D100, осим при моду 13, када се максималне брзине постижу истовремено,
 - на средњем броју обртаја, истовремено за сва испитивна горива, осим при оптерећењу 100%, где се за D100 и B7 постижу раније него за B14, B21 и B28,
 - на најнижем броју обртаја, касније за мешавине него за D100, осим мешавине B7 која при оптерећењима 25% и 75% постиже максималну вредност у истом тренутку када и D100.

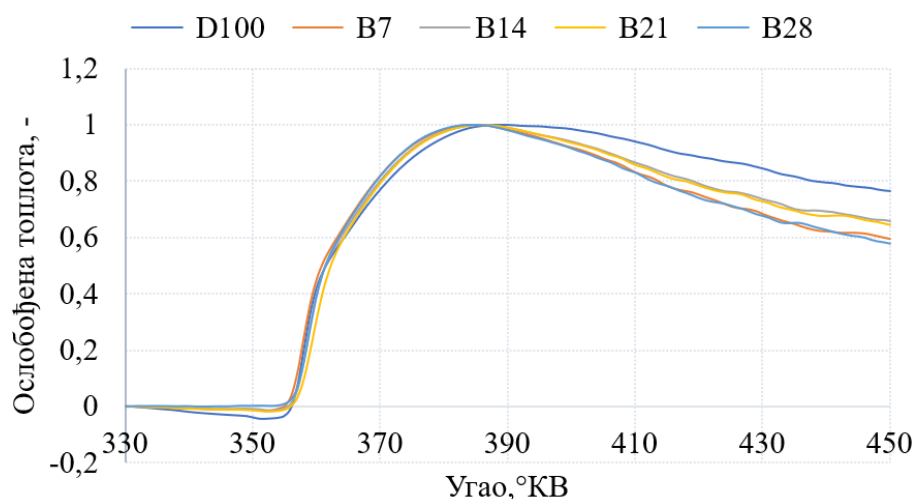
6.1.2.2 Интегрални закон ослобађања топлоте

Анализом интегралног закона ослобађања топлоте може се установити на који начин се током процеса сагоревања мења удео сагорелог горива у циклусној количини горива, односно брзина ослобађања топлоте за свако од примењених горива. У наставку је за

сваки мод, за сва испитивана горива, дат графички приказ интегралног закона ослобађања топлоте и табеларни приказ углова коленастог вратила при којима се ослободи 5%, 10%, 50% и 90% топлоте. Тренутак до којег се ослободи 5% и 10% топлоте значајан је са аспекта почетка сагоревања. При томе, 5% ослобођене топлоте може се сматрати почетком ефективног сагоревања, те се у неким радовима узима и као апроксимација почетка сагоревања, односно краја периода притајеног сагоревања. Када се ослободи 10% топлоте сматра се да је сагоревање већ стабилно или да је у раној фази стабилизације. Посебно је значајан положај тежишта сагоревања (угао коленастог вратила при којем се ослободи 50% топлоте), јер он утиче на економичност мотора. Оптимална вредност положаја тежишта сагоревања је 8 °КВ после СМТ, [62]. На динамику ослобађања друге половине топлоте (од 50% до 90%), током сагоревања циклусне количине горива, велики утицај има струјање у комори за сагоревање, јер од њега зависи прилив кисеоника у зону пламена.

Празан ход - Мод 1

Графички приказ интегралног закона сагоревања за мод 1 приказан је на слици 6.36, а углови коленастог вратила при којима се ослободи 5%, 10%, 50% и 90% дарт су у табели 6.10.



Слика 6.36 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 1

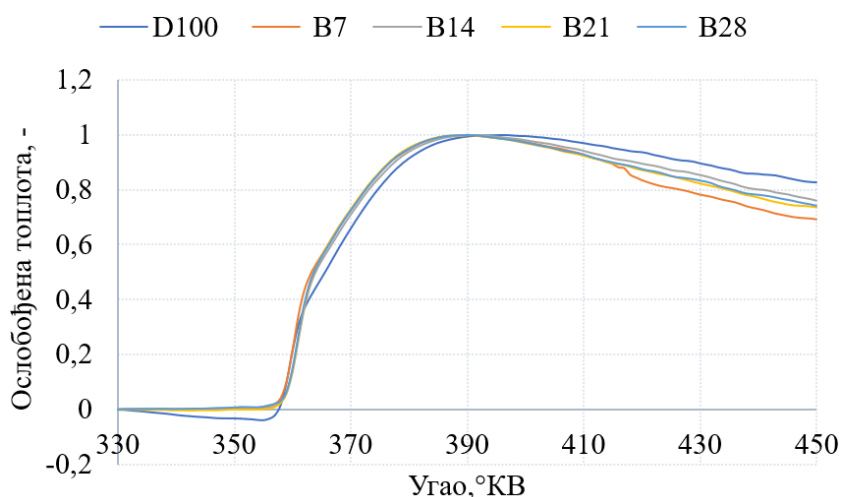
Табела 6.10 Ослобађање топлоте по периодима сагоревања – мод 1

Показате	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	Празан ход				
Мод	1				
Број обртаја, min ⁻¹	1000 min ⁻¹				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-3,32	-3,86	-3,26	-2,74	-3,44
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-2,81	-3,28	-2,63	-1,99	-2,66
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	1,48	0,8	1,42	2,23	1,39
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	16	13,46	14,19	14,46	13,4

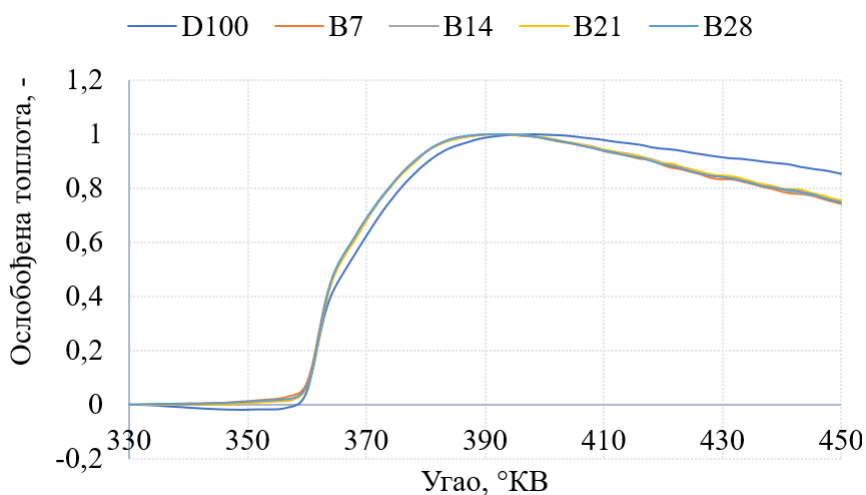
Највећу брзину ослобађања топлоте током сагоревања првих 5% и 10% циклусне количине горива има мешавина В7, а најмању В21. Тежиште процеса сагоревања се налази најближе СМТ за случај сагоревања В7, затим В28, В14, D100 и В21. Дакле, првих 50% топлоте се најбрже ослободи код мешавине В7, а најспорије код В21. Такође се може уочити да D100 има најразвученији други део сагоревања, током којег се ослободи од 50% до 90% укупно ослобођене топлоте, док В28 има најмање развучен други део сагоревања, односно највећу брзину сагоревања током истог периода.

Оптерећење 25% - Модови 7, 9 и 11

Најбрже сагоревање 90% циклусне количине горива има: В21 (16,54 °КВ) при моду 7, В28 (17,93 °КВ) при моду 9, односно В7 (19,63 °КВ) при моду 11. Најспорије ослобађање топлоте је за D100 при сва три мода, слике 6.37, 6.38 и 6.39. Код сва три мода, тежиште процеса сагоревања је најближе СМТ за случај сагоревања В7, а најудаљеније за случај сагоревања D100. Разлике у положају тежишта остале три мешавине су незнатне, а редослед удаљености тежишта од СМТ се разликује од мода до мода.

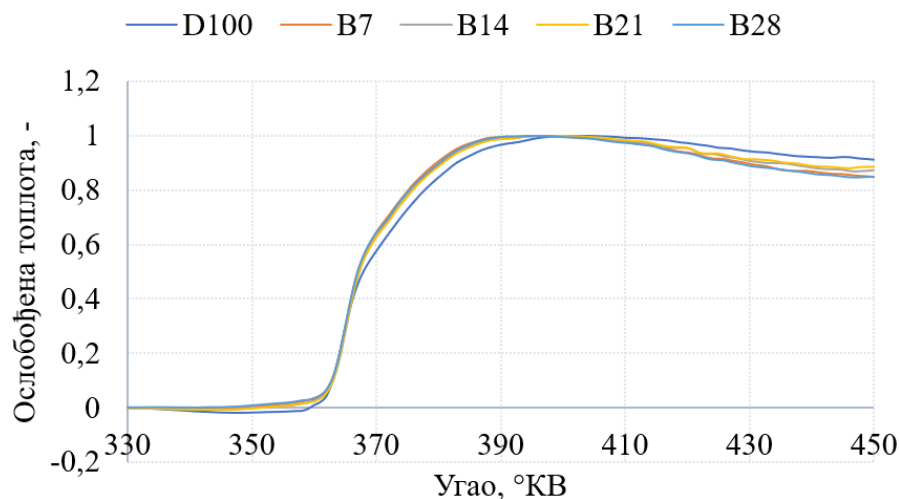


Слика 6.37 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 7



Слика 6.38 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 9

При оптерећењу од 25%, највећу брзину ослобађања топлоте током сагоревања првих 5% и 10% циклусне количине горива, при сва три мода, има мешавина В7, а најмању брзину В14 при моду 7, односно D100 при модовима 9 и 11, табела 6.11.



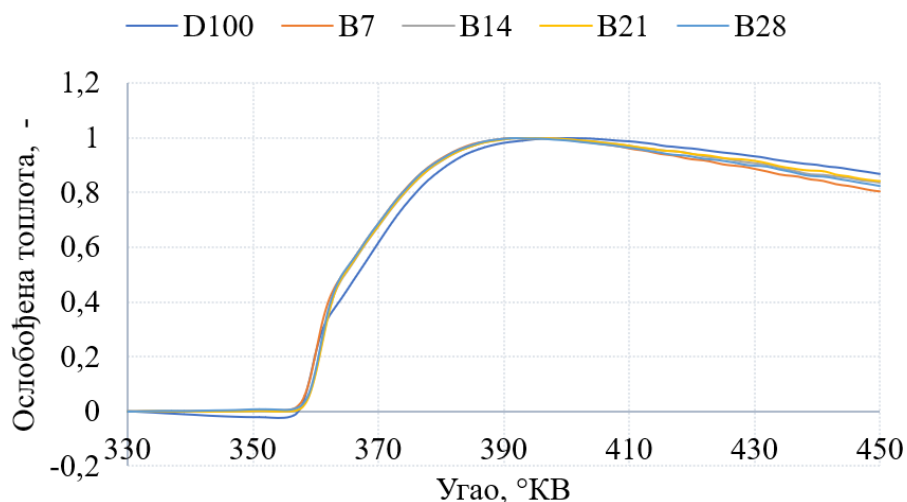
Слика 6.39 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 11

Табела 6.11. Интегрални закон ослобађања топлоте – оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11)

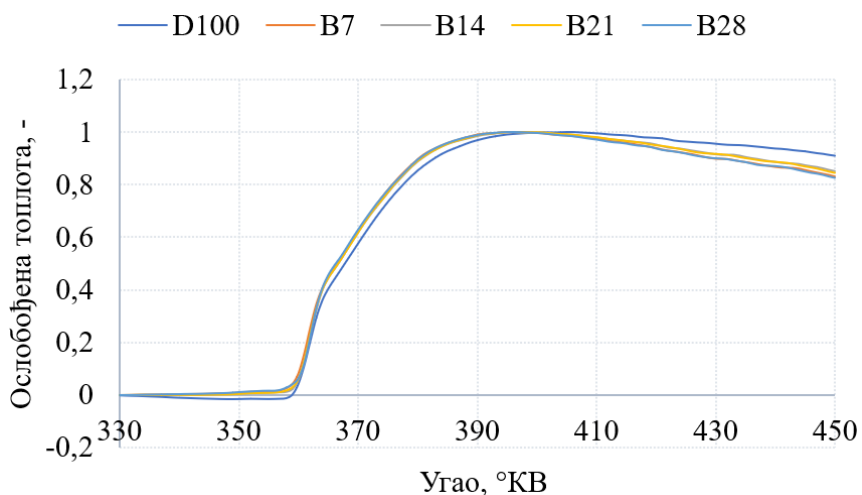
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	25%				
Мод	7				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-1,63	-1,89	-1,24	-1,38	-1,5
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-1,06	-1,08	0,21	-0,57	-0,61
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	5,56	3,29	3,97	3,67	3,69
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	19,08	16,69	17,49	16,54	16,74
Мод	9				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-0,01	-0,97	-0,64	-0,54	-0,7
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	0,61	0,22	0,38	0,48	0,39
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	6,49	4,97	5,00	5,02	4,82
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	20,46	18,1	18,31	18,31	17,93
Мод	11				
	2239				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	2,12	1,15	1,60	1,69	1,30
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	3,00	2,72	3,04	2,99	2,78
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	7,39	7,00	7,29	7,25	7,00
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	22,89	19,63	20,47	20,69	20,15

Оптерећење 50% - Модови 5, 3 и 13

Интегрални закони ослобађања топлоте за три брзинска режима при оптерећењу од 50% графички су приказани на сликама 6.40, 6.41 и 6.42, док су углови ослобађања топлоте за сва три режима дати у табели 6.12.



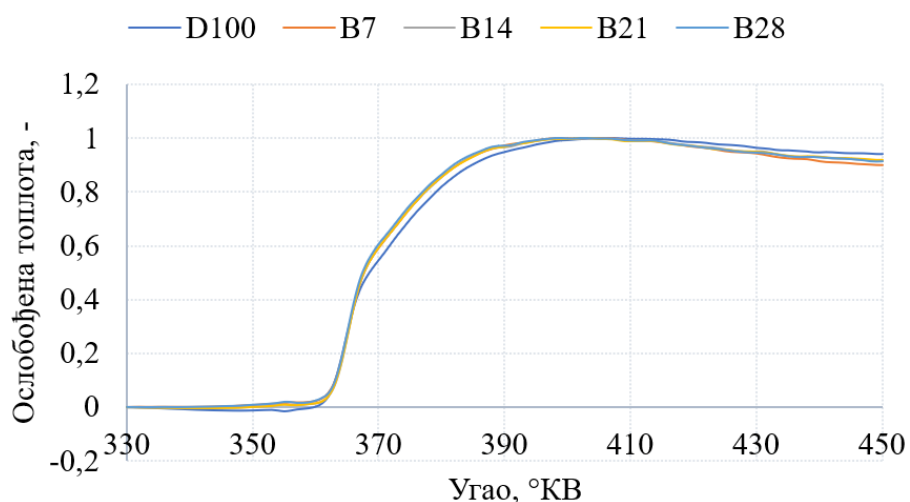
Слика 6.40 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 5



Слика 6.41 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 3

Поново, као и при оптерећењу од 25%, највећу брзину ослобађања топлоте током сагоревања првих 5% и 10 % циклусне количине горива, код сва три мода, има мешавина B7. Може се уочити да током ове две фазе најмању брзину ослобађања топлоте има: B21 при моду 5, D100 при моду 3 и B14 при моду 13.

Тежиште процеса сагоревања је најближе СМТ за случај примене мешавине са највећим уделом биодизел горива, (B28) и то за сва три мода. Најудаљеније тежиште од СМТ и најдуже сагоревање првих 50% циклусне количине горива има D100. Остале три мешавине (B7, B14 и B28) имају прилично уједначене положаје тежишта за сва три мода.



Слика 6.42 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 13

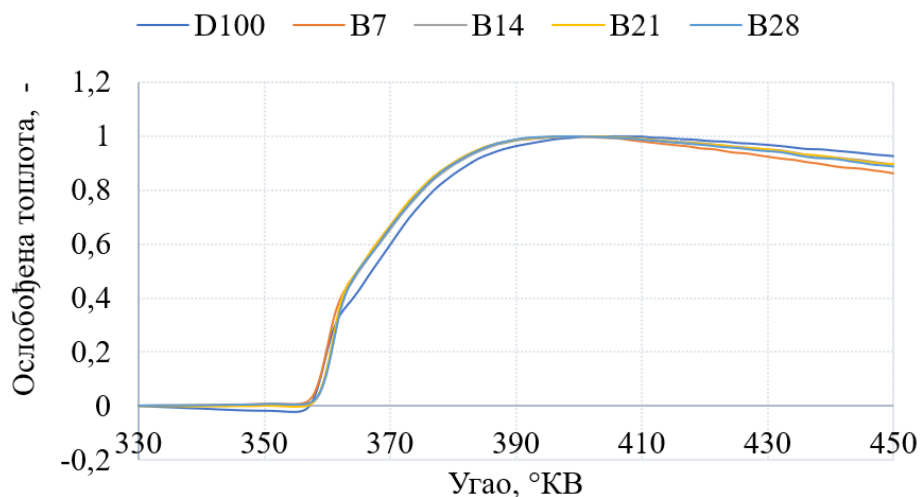
Табела 6.12 Интегрални закон ослобађања топлоте – оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	50%				
Мод	5				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	-1,77	-1,94	-1,27	-1,22	-1,49
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	-1,15	-1,17	-0,52	-0,47	-0,63
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	6,63	4,29	4,68	4,52	4,24
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	20,97	18,36	18,97	18,82	18,49
Мод	3				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	0,08	-0,82	-0,23	-0,38	-0,63
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	0,78	0,22	0,59	0,53	0,62
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	7,77	6,42	6,67	6,66	5,88
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	22,82	20,21	20,73	20,6	20,28
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °КВ	2,18	1,84	2,22	2,20	1,92
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °КВ	3,08	3,06	3,24	3,21	3,08
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °КВ	8,54	7,69	7,69	7,69	7,45
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °КВ	24,79	22,51	22,43	22,58	21,84

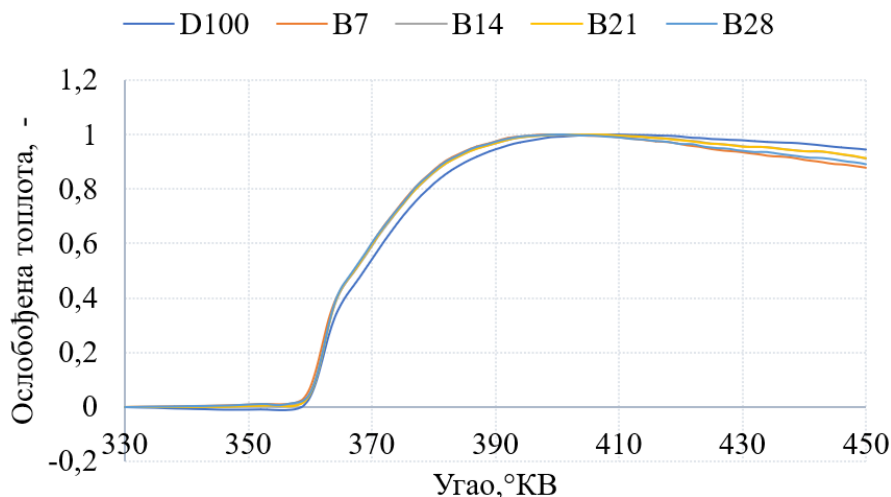
Сагоревање 90% горива најдуже траје код D100 при сва три мода, а најкраће код B7 при модовима 5 и 3, а код B14 при моду 13. Ако се посматрају само мешавине, може се приметити да је трајање сагоревања 90% циклусне количине горива изузетно уједначено за све мешавине, односно са минималним је разликама.

Оптерећење 75% - Модови 6, 4 и 12

За модове који се реализују при средње високом оптерећењу мотора (75%), интегрални закони сагоревања за испитивана горива приказани су на сликама 6.43, 6.44 и 6.45, а положаји појединих фаза ослобађања топлоте су у табели 6.13.



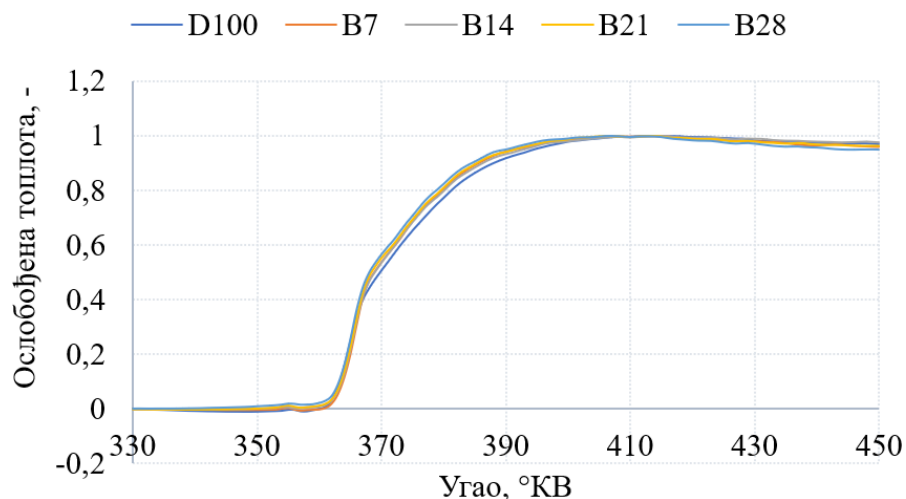
Слика 6.43 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 6



Слика 6.44 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 4

При оптерећењу од 75% највећу брзину ослобађања топлоте током сагоревања првих 5% и 10 % циклусне количине горива, при модовима 6 и 4 има мешавина B7, а при моду 12 мешавина B28. Најмању брзину сагоревања током ове две фазе има B14 при моду 6, D100 при моду 4, а B7 при моду 12.

Тежиште процеса сагоревања је најближе СМТ за случај примене мешавине B21 при моду 6, односно B28 при модовима 4 и 12.



Слика 6.45 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 12

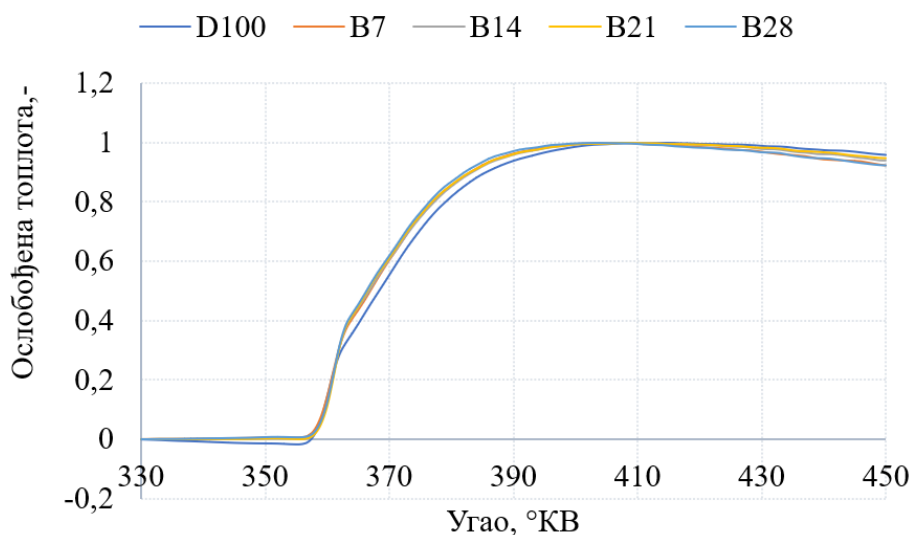
Табела 6.13 Интегрални закон ослобађања топлоте – оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	75%				
Мод	6				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-1,81	-1,98	-1,12	-1,30	-1,20
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-1,14	-1,24	-0,38	-0,55	-0,40
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	7,07	4,93	5,11	4,76	4,89
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	22,76	19,98	20,55	19,91	20,20
Мод	4				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	0,23	-0,55	0	0,05	0,06
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	1,08	0,42	0,86	0,90	0,84
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	8,75	7,18	7,25	7,14	6,97
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	25,27	21,76	22,47	22,46	21,93
Мод	12				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	2,35	2,89	2,50	2,38	2,08
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	3,24	3,77	3,54	3,42	3,16
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	9,76	8,86	8,89	8,40	8,06
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	27,99	25,62	26,25	25,29	24,51

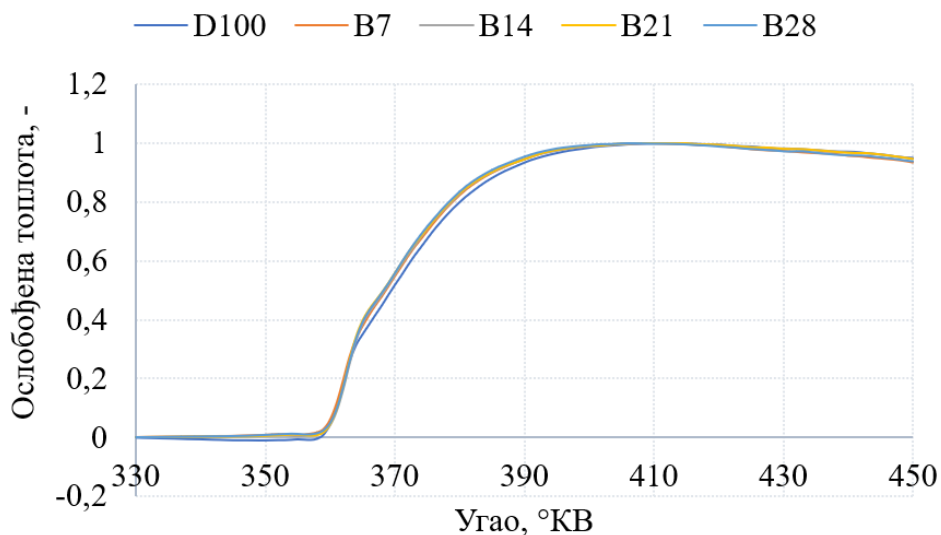
Сагоревање 90% циклусне количине горива најдуже траје за D100 при сва три мода, а најкраће за B21 (19,91°KB) при моду 6, за B7 (21,76 °KB) при моду 4 и B28 (24,51 °KB) при моду 12.

Оптерећење 100% - Модови 2, 8 и 10

За максимално оптерећење (модови 2,8 и 10), интегрални закон сагоревања је графички приказан на сликама 6.46, 6.47 и 6.48. Положаји фаза ослобађања топлоте дати су у табели 6.14.

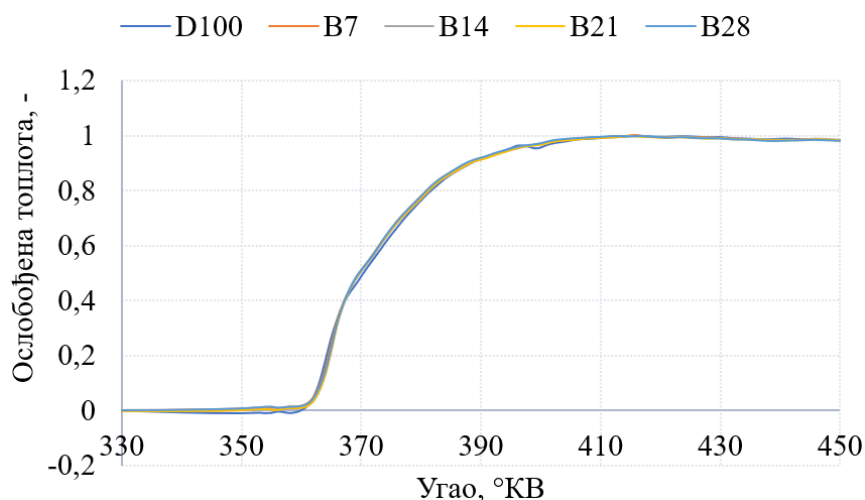


Слика 6.46 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 2



Слика 6.47 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 8

Исти тренд, у погледу највеће брзине ослобађања топлоте током сагоревања првих 5% и 10% циклусне количине горива, задржан је и при максималном оптерећењу. Мешавина са најмањим уделом биодизел горива (B7), током ове две фазе, имала је најбрже ослобађање топлоте при сва три мода, осим при моду 10. Најмању брзину сагоревања током ове две фазе има B14, осим при моду 2 за 5% циклусне количине горива.



Слика 6.48 Интегрални закон ослобађања топлоте – мод 10

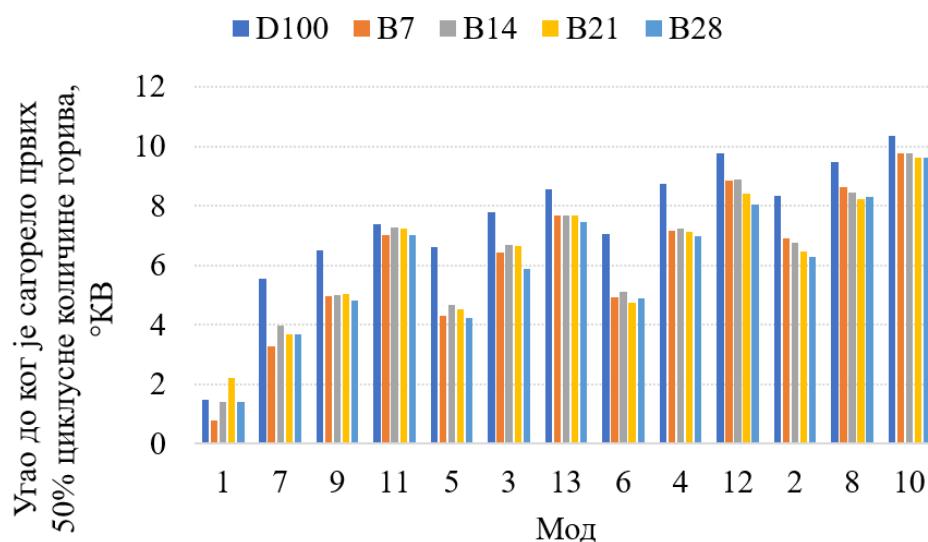
Табела 6.14 Интегрални закон ослобађања топлоте – оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	100%				
Мод	2				
Број обртаја, min ⁻¹	1635				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	-1,38	-1,62	-1,19	-1,03	-1,32
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	-0,59	-0,66	-0,34	-0,19	-0,39
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	8,33	6,91	6,75	6,45	6,30
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	25,52	22,97	23,29	22,95	22,06
Мод	8				
Број обртаја, min ⁻¹	1937				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	0,08	-0,29	0,20	0,11	0,04
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	0,92	0,73	1,17	1,08	1,07
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	9,46	8,62	8,46	8,24	8,30
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	26,51	25,08	24,93	24,79	23,90
Мод	10				
Број обртаја, min ⁻¹	2239				
Угао до ког је сагорело 5% циклусне количине горива, °KB	2,02	2,07	2,39	2,35	2,16
Угао до ког је сагорело 10% циклусне количине горива, °KB	2,94	3,16	3,47	3,43	3,27
Угао до ког је сагорело 50% циклусне количине горива, °KB	10,34	9,75	9,75	9,62	9,61
Угао до ког је сагорело 90% циклусне количине горива, °KB	28,26	27,99	27,93	28,11	27,36

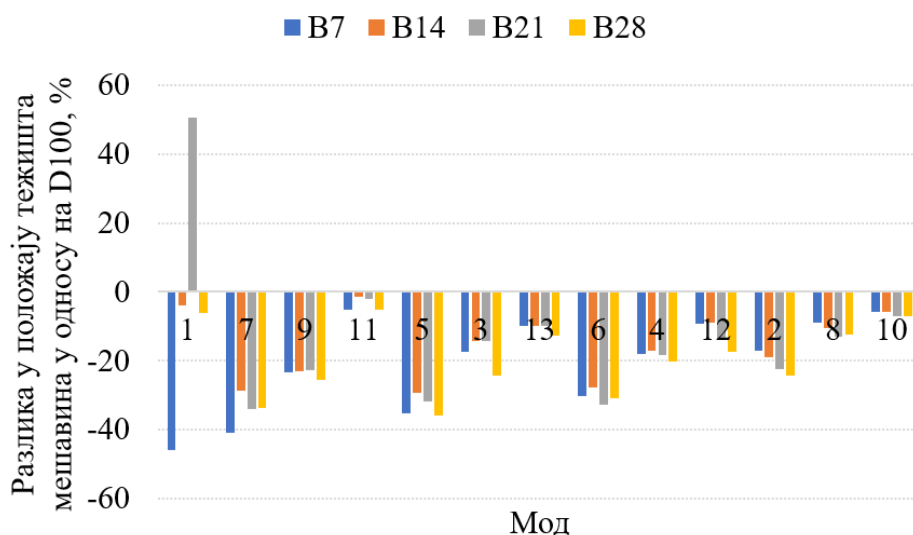
За сва три мода, 50% циклусне количине горива најспорије сагори за случај примене D100, односно тежиште процеса сагоревања најудаљеније је у односу на СМТ за D100. Када се примењују мешавине, са повећањем удела биодизел горива у мешавини, повећава се и брзина сагоревања 50% циклусне количине горива, осим при моду 8, где најбрже сагоревање 50% циклусне количине горива има B21.

Сагоревање 90% циклусне количине горива, за сва три мода, најдуже траје поново код D100, а најкраће за B28.

Положај тежишта процеса сагоревања за свих 13 модова и за сва испитивана горива приказан је на слици 6.49. На слици 6.50 приказане су разлике у положају тежишта у односу на СМТ између мешавина и D100.



Слика 6.49 Положај тежишта процеса сагоревања



Слика 6.50 Разлике у положају тежишта у односу на СМТ између мешавина и D100

Анализом интегралног закона сагоревања за свих 13 режима рада при којима је мотор испитиван може се констатовати следеће:

- Током периода притајеног сагоревања, количина топлоте која се узима од сабијеног ваздуха и троши на загревање и испаравање горива, представљена

негативним делом интегралног закона ослобађања топлоте, већа је за D100 него за мешавине. Код мешавина се, вероватно, током убризгавања горива у врели сабијени ваздух и током његовог мешања са ваздухом, дешавају сложене хемијске реакције које доводе до распадања мале количине естара великих молекулских тежина и настајања лакших једињења која се лакше пале, те је количина топлоте, настала њиховим сагоревањем, довољна за испаравање остатка горива;

- Највећу брзину сагоревања током прве две фазе (5% и 10% циклусне количине горива), има B7, осим при моду 12 (најбрже сагорева B28) и моду 10, где је најбрже сагоревање за случај примене D100. За горива D100, B14, B21 и B28 не постоји одређени поредак у погледу брзине сагоревања током прве две фазе који би важио за неко од оптерећења или за сва оптерећења;
- Тежиште сагоревања је, при свим модовима, најудаљеније од СМТ за D100, што значи да ово гориво има најмању брзину сагоревања током сагоревања првих 50% циклусне количине горива, слика 6.49. Изузетак је мод 1, при којем најудаљеније тежиште процеса сагоревања има мешавина B21. Највећу брзину сагоревања, за посматрани период, на празном ходу и на ниском оптерећењу (25%) и ниском броју обртаја (1635 min^{-1}) има B7. При друга два мода на оптерећењу од 25%, као и при свим модовима на средњем оптерећењу (50%), средње високом (75%) и максималном оптерећењу (100%), највећу брзину имају мешавине са високим уделом биодизел горива, B28 или евентуално B21.
- Разлике у положају тежишта процеса сагоревања у односу на СМТ, између мешавина и D100, за оптерећења 25%, 50%, 75% и 100%, посебно су изражене при минималном броју обртаја, слика 6.50, што је последица неповољних услова за формирање смеше при овом брзинском режиму и разлика у физичко-хемијским карактеристикама горива;
- Други део сагоревања, током којег сагори од 50% до 90% циклусне количине горива, најдуже траје за D100;
- Сагоревање 90% циклусне количине горива, при свим модовима, траје дуже за D100 него за мешавине;
- Одређени тренд у погледу трајања сагоревања 90% циклусне количине горива који би важио за свих 13 модова за мешавине не постоји;
- Са повећањем оптерећења, при истом броју обртаја, за сва испитивана горива смањује се брзина сагоревања током свих посматраних фаза (5%, 10%, 50% и 90 % циклусне количине горива);
- Са повећањем броја обртаја при свим оптерећењима, за сва испитивана горива смањује се брзина сагоревања током свих посматраних фаза.
- Период догоревања при свим модовима најдуже траје за D100.

6.2 ОСНОВНЕ ПОГОНСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ МОТОРА

У овом делу биће приказане основне погонске карактеристике мотора, измерене током експерименталног истраживања или израчунате на основу измерених величина. У табели 6.15 приказане су вредности средњег индикаторског притиска, те индикаторске и ефективне снаге за свих 13 модова. На сликама 6.51 и 6.52 приказане су промене индикаторске и ефективне снаге у зависности од оптерећења мотора.

Табела 6.15 Средњи индикаторски притисак, индикаторска и ефективна снага мотора током ESC теста

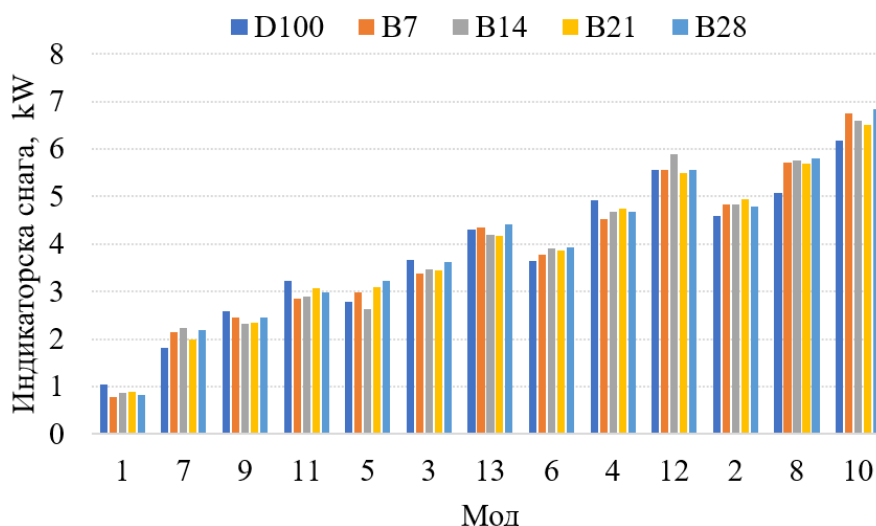
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	Празан ход				
Мод	1				
Број обртаја, min ⁻¹	1000 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	2,64	2,06	2,2	2,33	2,12
Индикаторска снага, kW	1,048	0,787	0,865	0,891	0,833
Ефективна снага, kW	0,154	0,149	0,076	0,112	0,092
Оптерећење	25%				
Мод	7				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	2,93	3,45	3,58	3,23	3,55
Индикаторска снага, kW	1,808	2,147	2,225	1,994	2,197
Ефективна снага, kW	0,840	0,908	0,907	0,721	0,903
Мод	9				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	3,53	3,36	3,16	3,20	3,34
Индикаторска снага, kW	2,591	2,461	2,312	2,345	2,449
Ефективна снага, kW	1,071	0,997	0,854	0,998	0,927
Мод	11				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min-1				
Средњи индикаторски притисак, bar	3,81	3,36	3,42	3,64	3,52
Индикаторска снага, kW	3,227	2,853	2,896	3,075	2,986
Ефективна снага, kW	1,318	1,074	1,153	1,233	1,155
Оптерећење	50%				
Мод	5				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	4,5	4,81	4,28	5,02	5,21
Индикаторска снага, kW	2,777	2,981	2,636	3,100	3,219
Ефективна снага, kW	1,621	1,688	1,677	1,682	1,803
Мод	3				
Број обртаја, min ⁻¹	1937min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	5,00	4,63	4,73	4,68	4,92
Индикаторска снага, kW	3,664	3,384	3,466	3,437	3,615
Ефективна снага, kW	1,996	1,920	1,925	1,929	2,073
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	5,06	5,16	4,96	4,93	5,21
Индикаторска снага, kW	4,296	4,351	4,187	4,180	4,413
Ефективна снага, kW	2,180	2,297	2,217	2,227	2,389

Табела 6.15 (наставак)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	75%				
Мод	6				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	5,89	6,13	6,31	6,26	6,35
Индикаторска снага, kW	3,639	3,776	3,898	3,860	3,935
Ефективна снага, kW	2,524	2,456	2,524	2,459	2,532
Мод	4				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	6,72	6,19	6,37	6,50	6,38
Индикаторска снага, kW	4,914	4,534	4,668	4,741	4,680
Ефективна снага, kW	3,130	2,921	2,923	2,98	2,997
Мод	12				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min-1				
Средњи индикаторски притисак, bar	6,59	6,58	6,99	6,51	6,57
Индикаторска снага, kW	5,555	5,569	5,897	5,492	5,560
Ефективна снага, kW	3,444	3,375	3,611	3,365	3,458
Оптерећење	100%				
Мод	2				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	7,42	7,80	7,82	7,98	7,75
Индикаторска снага, kW	4,601	4,831	4,840	4,936	4,794
Ефективна снага, kW	3,438	3,494	3,492	3,550	3,430
Мод	8				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Средњи индикаторски притисак, bar	6,96	7,79	7,87	7,75	7,93
Индикаторска снага, kW	5,077	5,718	5,750	5,688	5,808
Ефективна снага, kW	3,831	4,141	4,122	3,927	4,132
Мод	10				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min-1				
Средњи индикаторски притисак, bar	7,32	7,97	7,79	7,70	8,05
Индикаторска снага, kW	6,179	6,745	6,602	6,505	6,831
Ефективна снага, kW	4,598	4,692	4,699	4,520	4,787

Са аспекта индикаторске снаге мотора, мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива су се показале као веома квалитетно гориво. При осам модова се применом мешавине добија већа индикаторска снага него применом конвенционалног дизел горива, најчешће применом В28, чак при пет модова. Јасно је да је садржај кисеоника у биодизел гориву допринео потпунијем сагоревању и већој снази. У модовима при којима се већа индикаторска снага добија применом конвенционалног дизел горива разлике у

снази између дизел горива и најнеповољније мешавине за тај мод нису велике, што је још једна чињеница која иде у прилог примени ових мешавина као моторних горива. Велика разлика се појављује само између D100 и B7 на празном ходу (мод 1) и износи 21,97%, а при осталих пет модова, разлика се креће од 1,6% до 10,5%, што је сасвим прихватљиво. Ове разлике се могу објаснити мањом топлотном моћи мешавина у односу на чисто дизел гориво, те већом вредности густине и вискозности мешавина, што посебно долази до изражаја при нижим и средњим брзинским режимима када су неповољнији услови за формирање смеше.

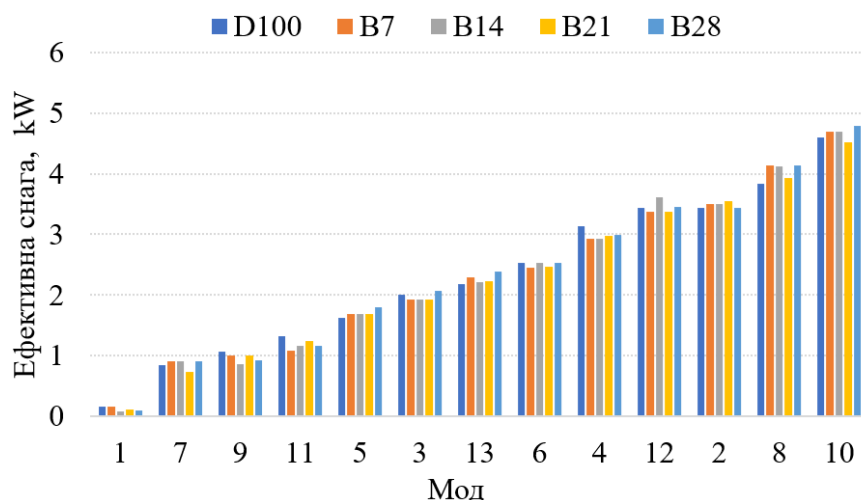


Слика 6.51 Индикаторска снага мотора: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12) и оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

У погледу ефективне снаге може се констатовати да је мотор при 9 режима остварио већу ефективну снагу са мешавинама него са конвенционалним дизел горивом. При четири режима мотор је остварио већу снагу са дизел горивом, а највећа разлика у ефективној снази јавља се при моду 11, где се са D100 постиже 18,5% већа снага него са B7. Мотор је остварио максималну ефективну снагу на максималном оптерећењу и максималном броју обртаја и то са мешавином B28 (4,787 kW).

На сликама 6.51 и 6.52 такође се може уочити да се са повећањем оптерећења, за сва примењена горива, повећава индикаторска и ефективна снага, што је и логично. Исто се дешава и када се повећава број обртаја при константном оптерећењу.

Вредности индикаторског, механичког и ефективног степена корисности мотора приказане су у табели 6.16. Графички приказ индикаторског, механичког и ефективног степена корисности мотора у зависности од режима рада мотора дат је на сликама 6.53, 6.54 и 6.55.



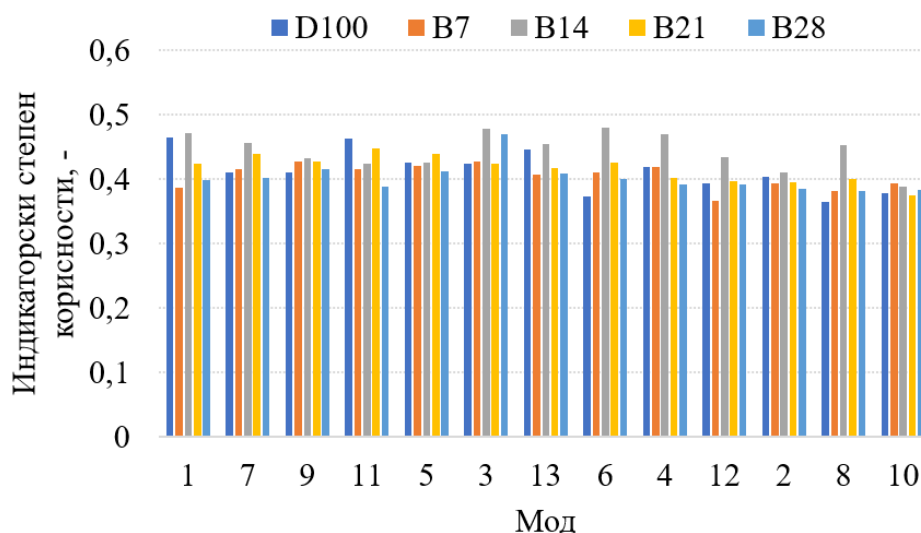
Слика 6.52 Ефективна снага мотора: празан ход – мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12) и оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

Табела 6.16 Индикаторски, механички и ефективни степен корисности мотора током ESC теста

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење					
Празан ход					
Мод	1				
Број обртаја, min ⁻¹	1000 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,465	0,388	0,471	0,424	0,399
Механички степен корисности мотора, -	0,147	0,189	0,088	0,125	0,110
Ефективни степен корисности мотора, -	0,068	0,073	0,042	0,053	0,044
Оптерећење					
25%					
Мод	7				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,410	0,415	0,457	0,439	0,402
Механички степен корисности мотора, -	0,465	0,423	0,407	0,361	0,411
Ефективни степен корисности мотора, -	0,191	0,176	0,186	0,159	0,165
Мод	9				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,411	0,427	0,432	0,427	0,416
Механички степен корисности мотора, -	0,413	0,405	0,369	0,425	0,378
Ефективни степен корисности мотора, -	0,170	0,173	0,160	0,182	0,157
Мод	11				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,463	0,416	0,424	0,448	0,388
Механички степен корисности мотора, -	0,408	0,376	0,398	0,401	0,387
Ефективни степен корисности мотора, -	0,189	0,156	0,169	0,18	0,150
Оптерећење					
50%					
Мод	5				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,426	0,420	0,426	0,439	0,412
Механички степен корисности мотора, -	0,584	0,566	0,636	0,542	0,560
Ефективни степен корисности мотора, -	0,249	0,238	0,271	0,238	0,230

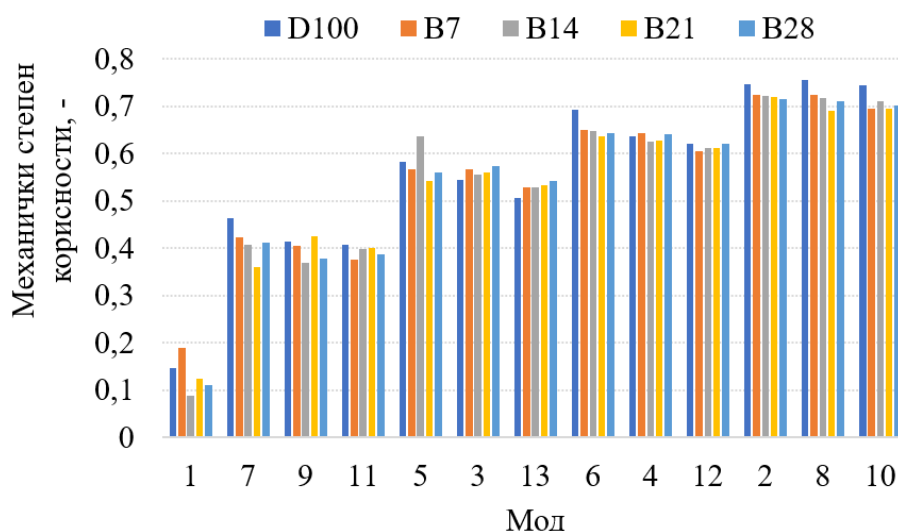
Табела 6.16 (наставак)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	50%				
Мод	3				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,425	0,427	0,478	0,424	0,470
Механички степен корисности мотора, -	0,545	0,567	0,555	0,561	0,573
Ефективни степен корисности мотора, -	0,231	0,242	0,265	0,238	0,270
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,446	0,407	0,455	0,417	0,409
Механички степен корисности мотора, -	0,507	0,528	0,529	0,533	0,541
Ефективни степен корисности мотора, -	0,227	0,215	0,241	0,222	0,221
Оптерећење	75%				
Мод	6				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,373	0,411	0,480	0,427	0,401
Механички степен корисности мотора, -	0,694	0,651	0,647	0,637	0,643
Ефективни степен корисности мотора, -	0,259	0,267	0,311	0,272	0,258
Мод	4				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,419	0,419	0,470	0,403	0,393
Механички степен корисности мотора, -	0,637	0,644	0,626	0,628	0,640
Ефективни степен корисности мотора, -	0,267	0,270	0,294	0,253	0,251
Мод	12				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,393	0,367	0,435	0,398	0,392
Механички степен корисности мотора, -	0,620	0,606	0,612	0,613	0,622
Ефективни степен корисности мотора, -	0,244	0,222	0,266	0,244	0,244
Оптерећење	100%				
Мод	2				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,403	0,394	0,411	0,395	0,386
Механички степен корисности мотора, -	0,747	0,723	0,721	0,719	0,715
Ефективни степен корисности мотора, -	0,301	0,285	0,296	0,284	0,276
Мод	8				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,364	0,381	0,452	0,400	0,383
Механички степен корисности мотора, -	0,755	0,724	0,717	0,690	0,711
Ефективни степен корисности мотора, -	0,275	0,276	0,324	0,276	0,272
Мод	10				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Индикаторски степен корисности мотора, -	0,378	0,393	0,389	0,375	0,383
Механички степен корисности мотора, -	0,744	0,696	0,712	0,695	0,701
Ефективни степен корисности мотора, -	0,281	0,273	0,277	0,261	0,268

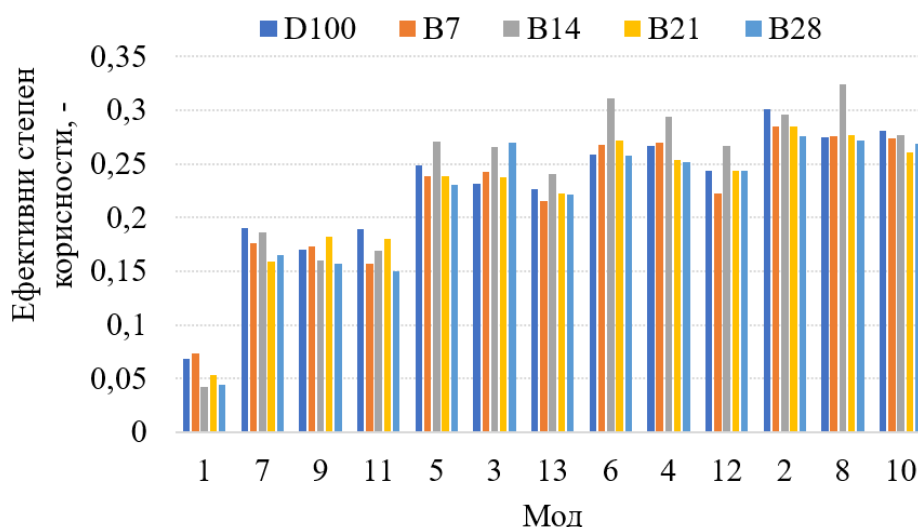


Слика 6.53 Индикаторски степен корисности мотора: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12); оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

Израчунате вредности индикаторског степена корисности, као мерила квалитета одвијања радног процеса у цилиндру мотора у погледу економичности, говоре о ефикасној енергетској трансформацији за случај примене мешавина. Мешавине, све четири или неке од њих, имају већи индикаторски степен корисности него D100 при свим режимима при којима је испитивање рађено, осим при режиму 11. Највеће вредности индикаторског степена корисности добијају се применом мешавине B14, осим при модовима 5, 10 и 11, где се највећа вредност добија применом мешавине B21, B7 и D100, респективно. Високе вредности индикаторског степена корисности за случај примене мешавина могу се приписати физичко-хемијским карактеристикама биодизел горива, односно мешавина, у првом реду садржају кисеоника у гориву који за последицу има потпуније сагоревање смеше. Осим тога, очигледан је и допринос усклађености угла предубризгавања са уделом биодизел горива у мешавини и физичко-хемијским карактеристикама горива, што је резултирало повољнијим положајем тежишта сагоревања у односу на СМТ и високим вредностима индикаторског степена корисности. На основу израчунатих вредности ефективног степена корисности, може се закључити да је за случај примене мешавина укупна економичност мотора, за већину режима рада мотора, већа него за случај примене конвенционалног дизел горива, слика 6.49. Изузетак су модови 7, 2, 10 и 11, при којима се применом D100, углавном због већих вредности механичког степена корисности, добија већа вредност ефективног степена корисности. Мешавина B14 би са аспекта укупне економичности мотора била оптимална замена за D100, јер даје добре резултате у целој радној области мотора. Максимална вредност ефективног степена корисности, током ESC теста, добијена је за B14 при моду 8 и износи 32,4 %, док за D100 при истом моду износи 27,5%. При свим осталим модовима при којима је рад мотора економичнији са B14 него са D100, разлика у ефективном степену корисности износи више од 6%. Остале мешавине су, такође, са аспекта економичности мотора, повољне за примену у испитиваном мотору. Једино су при модовима 7 и 11 приметне веће разлике у погледу економичности између D100 и мешавина B21 и B28. Највећа вредност ефективног степена корисности за случај примене D100 добијена је при моду 2 (30,1%).



Слика 6.54 Механички степен корисности мотора: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12; оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)



Слика 6.55 Ефективни степен корисности мотора: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12; оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

Параметар којим се најчешће оцењује економичност мотора је специфична ефективна потрошња горива, која је обрнуто пропорционална ефективном степену корисности. Имајући у виду да су примењена различита горива, специфична ефективна потрошња горива није погодна за оцену и поређење термичке ефикасности процеса у овом случају, па су у табели 6.17, поред специфичне ефективне потрошње горива дате и специфичне потрошње енергије током ESC теста. Дакле, применом мешавине B14 остварена је минимална специфична ефективна потрошња горива када су у питању мешавине, али и апсолутни минимум у потрошњи горива током ESC теста који износи $277,29 \text{ g}\cdot\text{kWh}^{-1}$ (мод 8), слика 6.56. Најмања специфична ефективна потрошња горива за случај примене D100 износи $292,49 \text{ g}\cdot\text{kWh}^{-1}$ (мод 2).

Употребом мешавина постиже се мања специфична потрошња енергије него применом конвенционалног дизел горива. Изузетак је само мод 11 при којем конвенционално дизел гориво има мању специфичну потрошњу енергије него мешавине. Са аспекта минималне

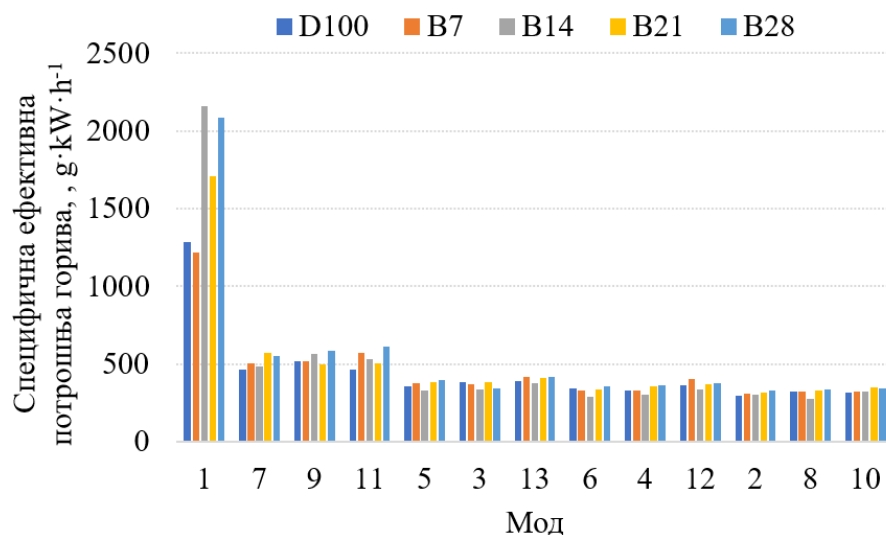
специфичне потрошње енергије, најповољније гориво је мешавина B14, што се већ могло закључити на основу индикаторског степена корисности. Минимална специфична потрошња енергије током ESC теста остварена је за случај примене мешавине B14 и то при моду 6 и износи $7,50 \text{ MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$, слика 6.57.

Табела 6.17 Специфична ефективна потрошња горива и специфична потрошња енергије током ESC теста

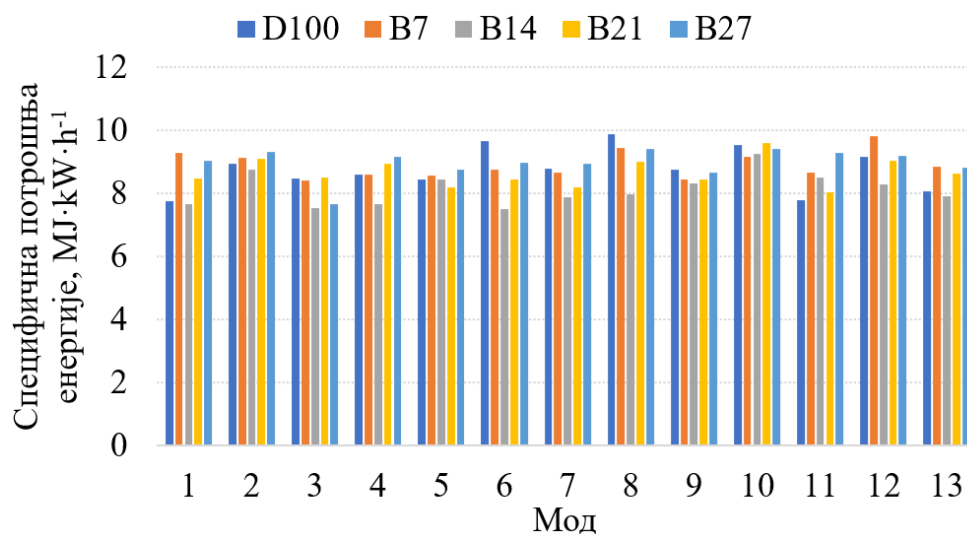
Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	Празан ход				
Мод	1				
Број обртаја, min^{-1}	1000 min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	1285,71	1215,38	2158,84	1708,97	2087,12
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	7,75	9,29	7,65	8,49	9,03
Оптерећење	25%				
Мод	7				
Број обртаја, min^{-1}	1635 min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	461,96	506,78	482,43	571,53	554,28
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	8,78	8,67	7,88	8,19	8,95
Мод	9				
Број обртаја, min^{-1}	1937 min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	518,94	514,44	562,93	499,78	582,32
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	8,77	8,44	8,33	8,44	8,66
Мод	11				
Број обртаја, min^{-1}	2239, min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	465,52	568,38	532,80	505,30	610,39
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	7,77	8,65	8,50	8,03	9,27
Оптерећење	50%				
Мод	5				
Број обртаја, min^{-1}	1635 min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	354,30	373,81	331,80	381,06	397,62
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	8,45	8,56	8,46	8,20	8,75
Мод	3				
Број обртаја, min^{-1}	1937 min^{-1}				
Специфична ефективна потрошња горива, $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	380,61	367,00	338,74	381,73	339,79
Специфична потрошња енергије, $\text{MJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	8,47	8,42	7,53	8,50	7,65

Табела 6.17 (наставак)

Показатељ	Вредност				
	D100	B7	B14	B21	B28
Оптерећење	50%				
Мод	13				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	388,73	414,00	373,25	408,69	414,25
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	8,06	8,84	7,92	8,63	8,81
Оптерећење	75%				
Мод	6				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	340,33	332,56	289,08	333,97	355,32
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	9,65	8,75	7,50	8,44	8,98
Мод	4				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	330,13	329,35	305,66	358,59	364,5
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	8,59	8,59	7,67	8,94	9,17
Мод	12				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	361,61	400,08	337,62	372,42	376,02
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	9,16	9,81	8,28	9,05	9,18
Оптерећење	100%				
Мод	2				
Број обртаја, min ⁻¹	1635 min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	292,49	312,03	303,22	319,20	331,97
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	8,93	9,13	8,76	9,10	9,33
Мод	8				
Број обртаја, min ⁻¹	1937 min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	320,58	322,12	277,29	328,50	336,76
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	9,89	9,44	7,96	8,99	9,41
Мод	10				
Број обртаја, min ⁻¹	2239, min ⁻¹				
Специфична ефективна потрошња горива, g·kWh ⁻¹	313,20	325,36	324,93	348,13	341,49
Специфична потрошња енергије, MJ·kWh ⁻¹	9,53	9,16	9,26	9,59	9,40



Слика 6.56 Специфична ефективна потрошња горива: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12; оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)



Слика 6.57 Специфична потрошња енергије: празан ход - мод 1; оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11); оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13); оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12; оптерећење 100% (модови 2, 8 и 10)

Идентични резултати у погледу закона ослобађања топлоте и ефикасности мотора добијени су за случај примене мешавина од уља отпадних семенки грожђа и конвенционалног дизел горива B7 и B14, при 75% и 100% оптерећења и бројевима обртаја од 1635 min^{-1} , 1937 min^{-1} и 2239 min^{-1} , [65]. Истраживање је рађено на једноцилиндричном ваздушно хлађеном дизел мотору са директним убризгавањем. Аутори су констатовали да су обе мешавине прихватљиве као моторна горива, а предност се даје мешавини B14 јер се његовом употребом замењује већи део конвенционалног горива биогоривом, а перформансе мотора нису нарушене. Међутим велике максималне брзине ослобађања топлоте, због велике брзине пораста притиска и велике вредности максималног притиска циклуса, могу се негативно одразити у погледу механичких оптерећења и буке мотора, [65, 66].

6.3 СТАТИСТИЧКА АНАЛИЗА УТИЦАЈА РАДНИХ ПАРАМЕТАРА НА ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА

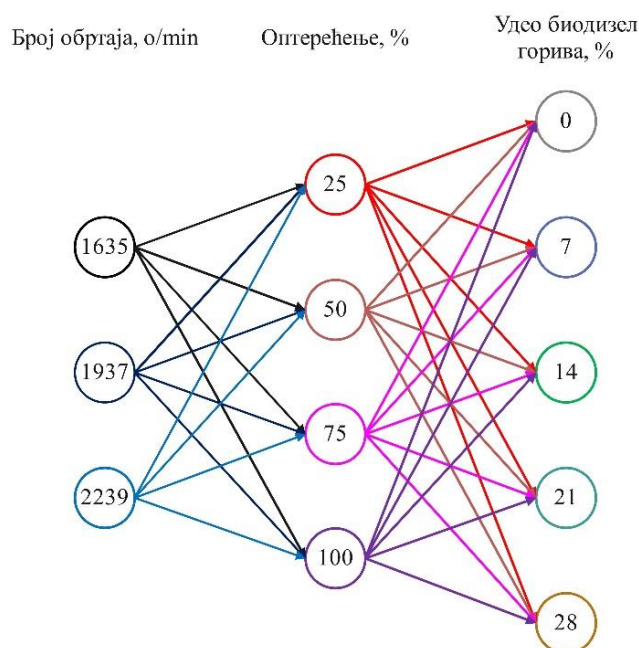
За статистичку анализу утицаја радних параметара на процес сагоревања мешавина погодна је користити Тагучи методу. Тагучи метода често се користи и за креирање плана експеримента, што у овој дисертацији није потребно, јер постоји процедура испитивања дизел мотора у стационарним условима по ESC тесту. Циљ анализе Тагучи методом, за потребе ове дисертације, је да се уради рангирање и одреди процентуални удео утицаја параметара сваког од радних режима, осим режима празног хода, на излазне величине (тежиште процеса сагоревања и индикаторски степен корисности), те да се одреди оптимална комбинација улазних параметара. Улазни параметри (табела 6.18) су:

- број обртаја,
- оптерећење и
- удео биодизел горива.

Табела 6.18 Улазни параметри

	Ниво 1	Ниво 2	Ниво 3	Ниво 4	Ниво 5
Број обртаја, min^{-1}	1635	1937	2239	-	-
Оптерећење, %	25	50	75	100	-
Удео биодизел горива, %	0	7	14	21	28

Табелом 6.17 су приказане вредности за сваки од фактора. Број нивоа за сваки фактор се разликује. Број обртаја има три нивоа (три различите вредности), оптерећење четири нивоа и удео биодизел горива има пет нивоа. Комбинацијом свих фактора, односно комбинацијом свих нивоа сваког од фактора произилази укупно 60 тестова (слика 6.57) који се анализирају применом Тагучи технике.

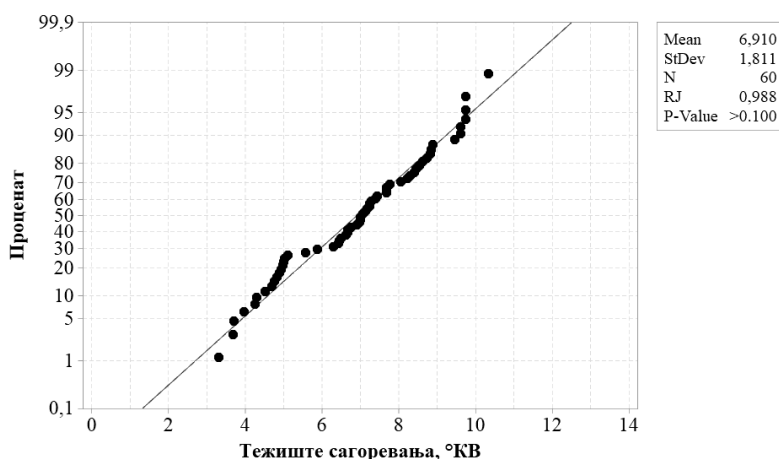


Слика 6.57 Приказ свих комбинација за сваки ниво сваког од фактора

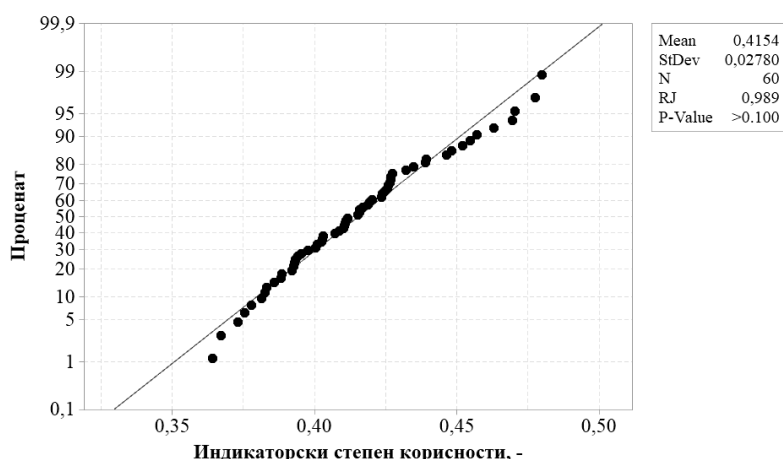
6.3.1 Доказивање нулте хипотезе

Корак који претходи анализи применом Тагучи методе и ANOVA јесте доказивање нулте хипотезе. Нулта хипотеза заправо представља доказивање да ли коришћени подаци

подлежу нормалној расподели, а које ће се извести применом теста нормалности. Тестом нормалности проверава се да ли је добијена P -вредност мања или већа од 0,05. Тест нормалности је урађен према тестној процедури *Ryan-Joiner* теста, која је иста као и *Shapiro-Wilk* тест. На слици 6.58 може се видети да је P -вредност, за све три величине које се испитују, већа од 0,05. Овим је нулта хипотеза потврђена и даље се може приступити анализи резултат применом Тагучи методе и ANOVA.



Слика 6.58 Тест нормалности за тежиште сагоревања



Слика 6.59 Тест нормалности за индикаторски степен корисности

6.3.2 Рангирање радних параметара

Анализа применом Тагучи методе заснива се на рангирању утицаја улазних фактора и давању комбинације која је оптимална. Однос сигнал/шум, за постизање минималне удаљености тежишта сагоревања у односу на СМТ, изражава се преко карактеристике „што мања вредност то боља”. У случају индикаторског степена корисности овај однос се постиже применом карактеристике „што већа вредност то боља”. Без обзира на примењену карактеристику, резултати се увек тумаче на исти начин, односно што већа вредност, то је боље.

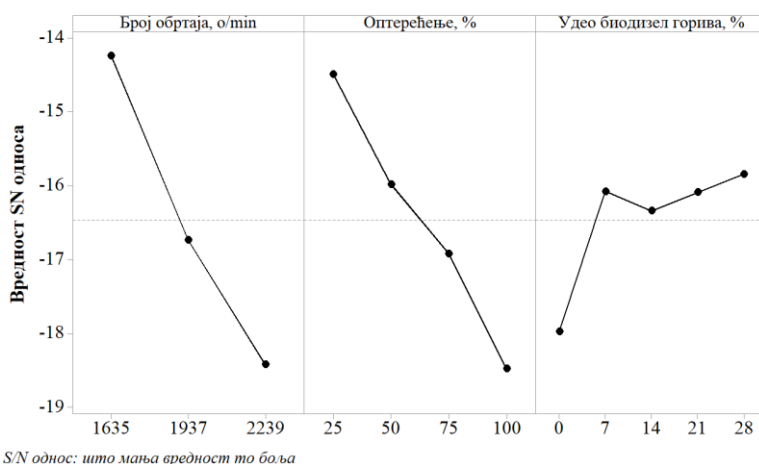
Рангирање радних параметара, према утицају на излазну величину, приказано је табелом 6.19. На основу делта вредности одређени су рангови за сваки од улазних параметара. Параметар са највећом вредношћу делта је рангиран као најутичајнији. Посматрајући са аспекта тежишта сагоревања, параметар са највећом вредношћу делта је број обртаја и зато се он налази на првом месту. На другом месту се налази оптерећење, а на трећем месту, у овом случају као параметар који има најмањи утицај, је удео биодизел горива.

Одређивање утицаја радних параметара на индикаторски степен корисности је приказано у другом делу табеле 6.19. Рангирање се и у овом случају врши по истом принципу. Највећу вредност делта има оптерећење и зато се налази на првом месту. На другом месту се налази удео дизел горива, док је на последњем месту број обртаја.

Табела 6.19 Рангирање радних параметара у зависности од излазне величине

Ниво	Број обртаја, o/min	Оптерећење, %	Удео биодизел горива, %
Тежиште сагоревања, °KV			
1	-14,24	-14,49	-17,98
2	-16,74	-15,98	-16,07
3	-18,42	-16,92	-16,34
4		-18,47	-16,09
5			-15,84
Делта	4,18	3,99	2,14
Ранг	1	2	3
Индикаторски степен корисности, -			
1	-7,624	-7,441	-7,781
2	-7,536	-7,299	-7,826
3	-7,790	-7,725	-7,102
4		-8,133	-7,629
5			-7,911
Делта	0,254	0,834	0,809
Ранг	3	1	2

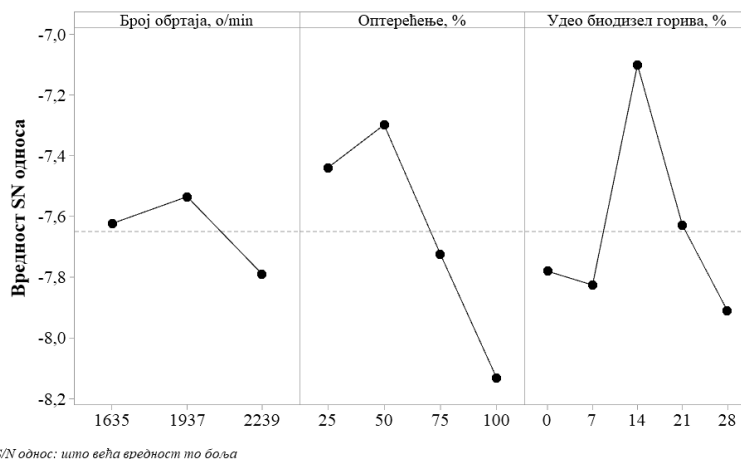
Графички приказ утицаја улазних параметара на тежиште сагоревања и индикаторски степен корисности, дат је на сликама 6.60. и 6.61. Графички приказане вредности су заправо вредности S/N односа. На основу ових вредности могуће је одредити оптималну комбинацију нивоа радних параметара за положај тежишта сагоревања што ближи СМТ и за што веће вредности индикаторског степена корисности. Оптимална комбинација нивоа радних параметара за положај тежишта сагоревања што ближи СМТ (слика 6.60) је у случају када је број обртаја 1635 min^{-1} , при оптерећењу од 25% и када је удео биодизел горива 28%. Оптимална комбинација нивоа радних параметара је A1-B1-C5.



Слика 6.60 Утицај радних параметара на просечан однос S/N за тежиште сагоревања

За случај максималног индикаторског степена корисности оптимална комбинација нивоа

радних параметара добија се када је број обртаја 1937 min^{-1} , при оптерећењу од 50% и када је удео биодизел горива 14%, слика 6.61. На основу графичког приказа може се видети да то одговара комбинацији нивоа радних параметара A2-B2-C3.



Слика 6.61 Утицај радних параметара на просечан однос S/N за индикаторски степен корисности

6.3.3 Анализа S/N

Применом Тагучи методе, добијено је који је радни параметар најутицајнији, као и који радни параметар има најмањи утицај. ANOVA је поступак којим се добија са колико процента који од радних параметара утиче на излазну величину. На овај начин се добија јаснија слика утицају појединих параметара на излазну величину. Анализа је извршена за ниво поузданости од 95%, што одговара нивоу значајности од 5%.

Број обртаја је био на првом месту по утицају на положај тежишта сагоревања (табела 6.19), што изражено у процентима одговара утицају од 48,97% (табела 6.20). На другом месту се налазило оптерећење и његов утицај је 34,90%. Параметар који је био на трећем месту и има најмањи утицај (9,94%) је удео биодизел горива. Уколико се посматра F -вредност за сваки од радних параметара, произилазе исти закључци. F -вредност се користи да укаже на значај сваког од параметара и што је његова вредност већа за неки од параметара, већи је и значај тог параметара, односно параметар има већи утицај на величину која се мери.

Табела 6.20 Анализа S/N односа

Број слободних степени	Збир квадрата	Прилагођен збир квадрата	Прилагођена средња вредност квадрата	F-вредност	P-вредност	Процентуално учешће (%)
Тежиште сагоревања, °KB						
2	176,66	176,66	88,3292	197,43	0,000	48,97
3	125,91	125,91	41,9689	93,81	0,000	34,90
4	35,85	35,85	8,9613	20,03	0,000	9,94
Грешка	50	22,37	0,4474			6,2
Укупно	59	360,78				100,00

Табела 6.20 (наставак)

	Број степени слободе	Збир квадрата	Прилагођен збир квадрата	Прилагођена средња вредност квадрата	F-вредност	P-вредност	Процентуално учешће (%)
		Индикаторски степен корисности, -					
	2	0,6666	0,6666	0,3333	2,14	0,128	3,41
	3	6,0926	6,0926	2,0309	13,03	0,000	31,6
	4	5,0004	5,0004	1,2501	8,02	0,000	25,58
Грешка	50	7,7902	7,7902	0,1558			39,85
Укупно	59	19,5498					100,00

Ранг радних параметара је другачији уколико се посматра индикаторски степен корисности. На првом месту се налази оптерећење, а његов утицај на излазну величину је 31,6%, табела 6.20. Нешто мањи процентуални удео има удео биодизел гориво, и он износи 25,58%. Параметар који је заузео треће место применом Тагучи методе је број обртаја, а његов утицај применом ANOVA поступка је 3,41%.

Посматрајући са аспекта F -вредности, највећа F -вредност се добија за оптерећење, које заправо и има највећи утицај (%) на излазну величину, а најмања за број обртаја, који има најмањи утицај на излазну величину. Колико сваки од параметара има статистички значај на измерене вредности указује P -вредност. Сматра се ако је P -вредност мања од 0,05 да она има значајан утицај на измерену вредност.

7 МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА МЕШАВИНЕ БИОДИЗЕЛ ГОРИВА И КОНВЕНЦИОНАЛНОГ ДИЗЕЛ ГОРИВА

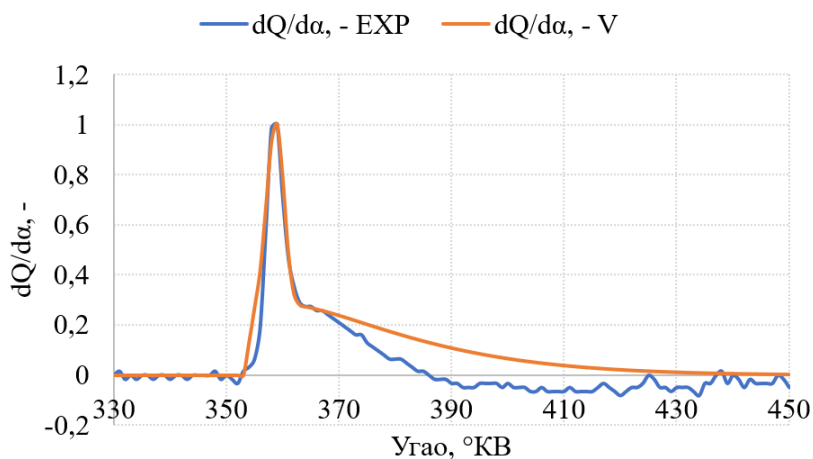
7.1 МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА ОПТИМАЛНЕ МЕШАВИНЕ

Раније је већ речено да се закон сагоревања горива у мотору СУС може одредити и аналитичким поступком, задавањем одговарајућег аналитичког израза. За потребе моделирања процеса сагоревања мешавина биодизел горива и конвенционалног дизел горива у овом раду примењена је двостепена Vibe функција. Теоријске основе о двостепеној функцији дате су у делу, 3.1.1, а коначан облик Vibe функције, који је примењен у програмском пакету Matlab, дат је обрасцем 3.17. С обзиром да је претходно установљено да је, са аспекта енергетске ефикасности, оптимално користити мешавину B14, моделирање је рађено само за случај примене ове мешавине. Моделирањем је добијен закон сагоревања за сваки од 13 модова рада мотора, а затим је урађена провера математичког модела. Провером математичког модела уједно су и идентификоване вредности параметара облика двостепене Vibe функције.

7.2 ПРОВЕРА МАТЕМАТИЧКОГ МОДЕЛА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПАРАМЕТАРА МОДЕЛА ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА

Провера математичког модела урађена је за сваки од 13 модова ESC теста, а резултати провере приказани су по оптерећењима, од најнижег до највишег оптерећења. На сликама од 7.1 до 7.13 приказан је закон ослобађања топлоте добијен на основу експерименталног истраживања и моделирања процеса сагоревања (графички приказ Vibe функције). Вредности параметара облика Vibe функције приказани у табелама од 7.1 до 7.5.

Празан ход - Мод 1

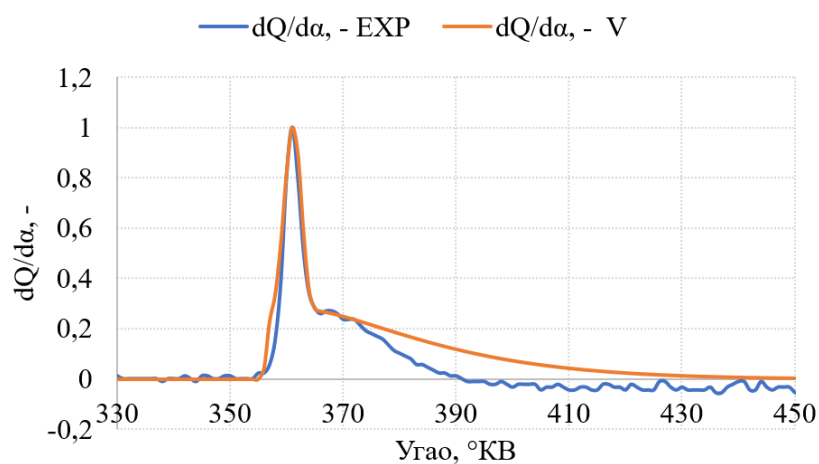


Слика 7.1 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 1

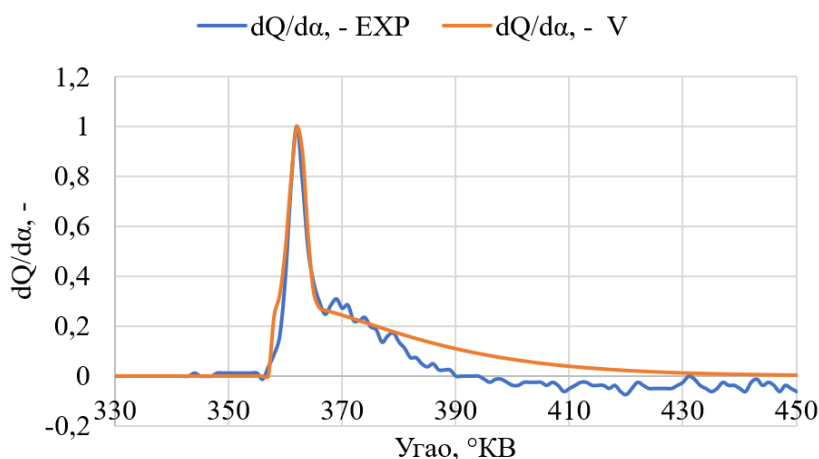
Табела 7.1 Параметри облика Vibe функције, празан ход (мод 1)

Показатељ	Вредност					
	Задршка упаљења	k	s _z	φ _{z1} /φ _{z2}	m ₁	m ₂
Оптерећење	Празан ход					
Мод	1					
Број обртаја, min ⁻¹	1000					
Гориво	Мешавина B14					
	0,195	0,52	0,22	0,075	3,26	0,25

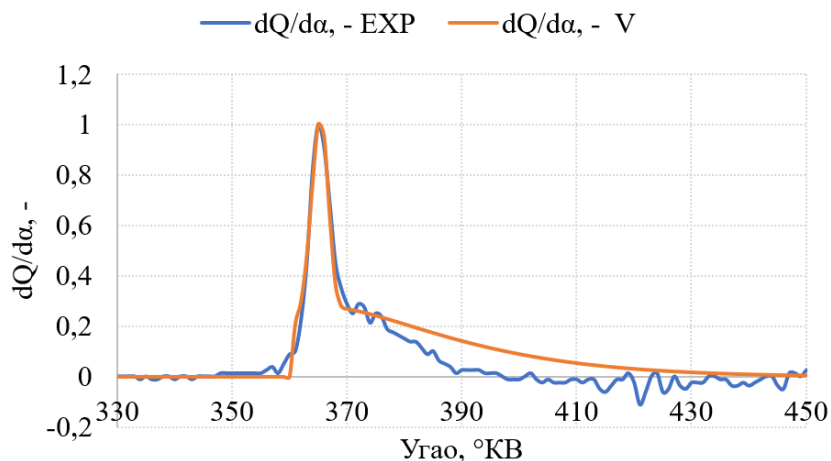
Оптерећење 25% - Модови 7, 9 и 11



Слика 7.2 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha, -$ EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha, -$ V) – мод 7



Слика 7.3 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha, -$ EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha, -$ V) – мод 9

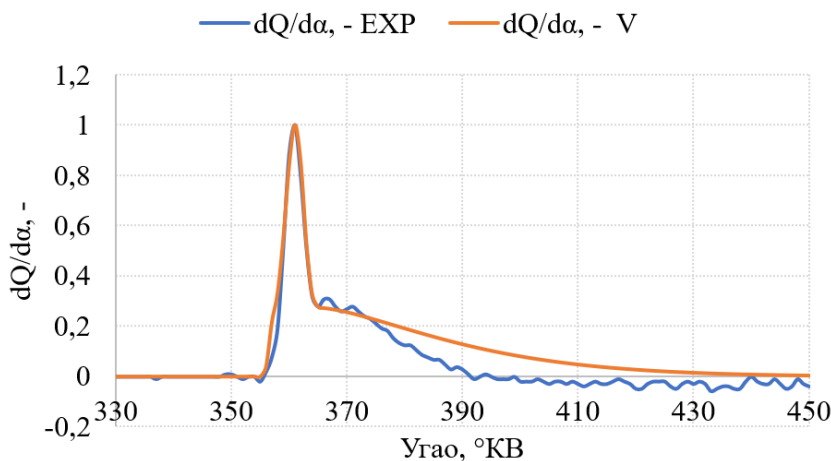


Слика 7.4 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 11

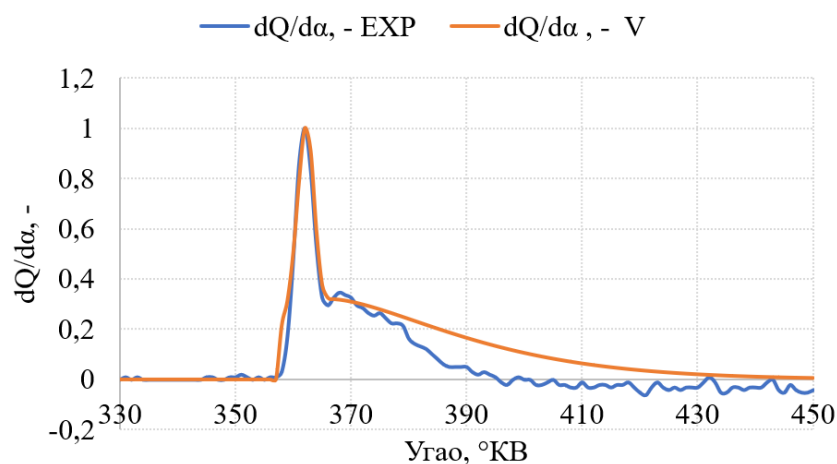
Табела 7.2 Параметри облика Vibe функције, оптерећење 25% (модови 7, 9 и 11)

Показатељ	Вредност					
	Задршка упаљења	k	s _z	$\varphi_{z1}/\varphi_{z2}$	m ₁	m ₂
Гориво	Мешавина B14					
Оптерећење	25%					
Мод	7					
Број обртаја, min ⁻¹	1635					
Параметри облика Vibe функције	0,215	0,52	0,22	0,075	3,25	0,25
Мод	9					
Број обртаја, min ⁻¹	1937					
Параметри облика Vibe функције	0,225	0,52	0,22	0,073	3,26	0,20
Мод	11					
Број обртаја, min ⁻¹	2239					
Параметри облика Vibe функције	0,25	0,52	0,22	0,075	3,26	0,25

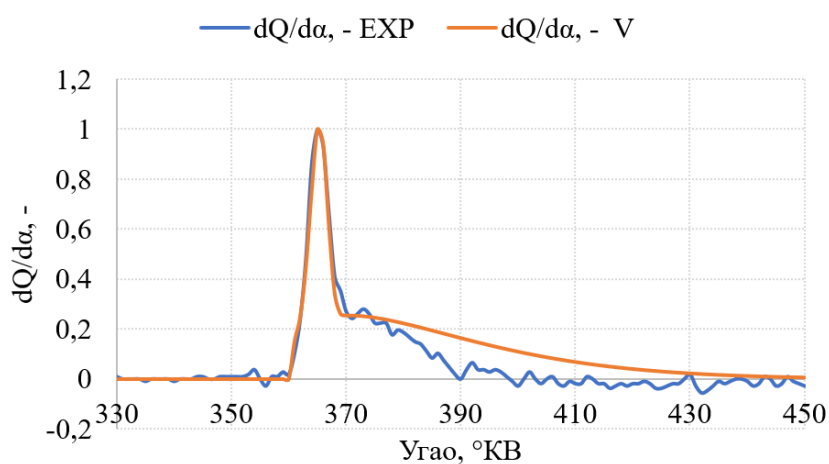
Оптерећење 50% - Модови 5, 3 и 13



Слика 7.5 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 5



Слика 7.6 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 3

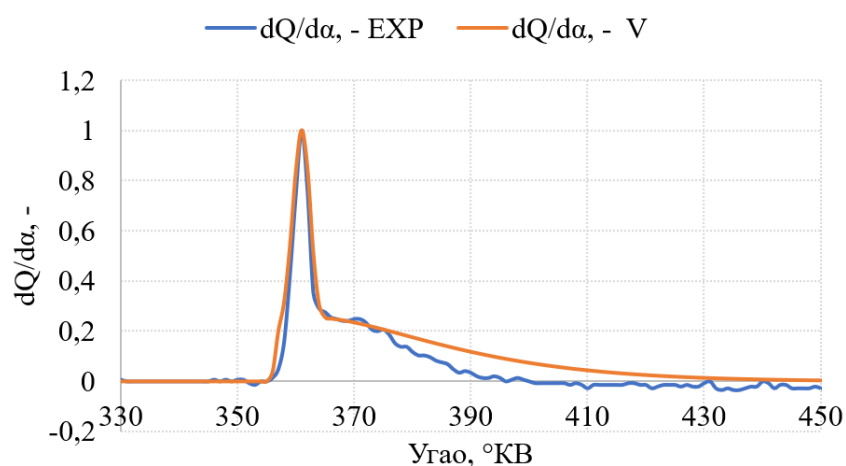


Слика 7.7 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 13

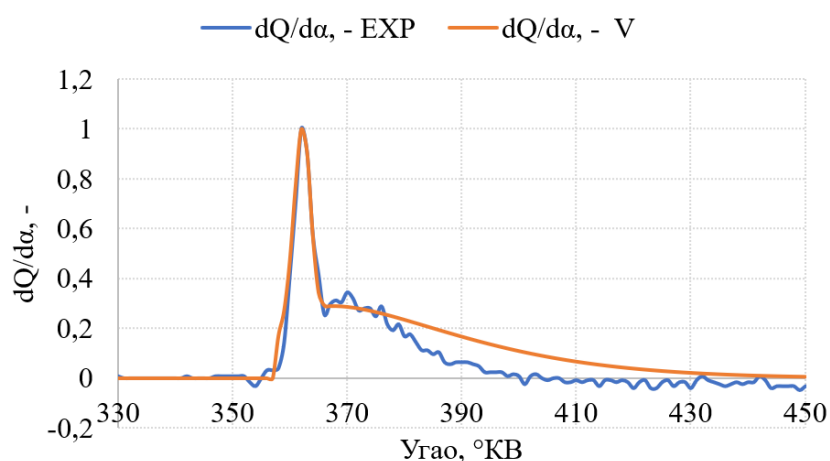
Табела 7.3 Параметри облика Vibe функције, оптерећење 50% (модови 5, 3 и 13)

Показатељ	Вредност					
	Задршка упаљења	k	s _z	φ _{z1} /φ _{z2}	m ₁	m ₂
Гориво	Мешавина В14					
Оптерећење	50%					
Мод	5					
Број обртаја, min ⁻¹	1635					
Параметри облика Vibe функције	0,215	0,52	0,21	0,073	3,26	0,28
Мод	3					
Број обртаја, min ⁻¹	1937					
Параметри облика Vibe функције	0,225	0,52	0,17	0,073	3,26	0,30
Мод	13					
Број обртаја, min ⁻¹	2239					
Параметри облика Vibe функције	0,25	0,52	0,22	0,075	3,20	0,35

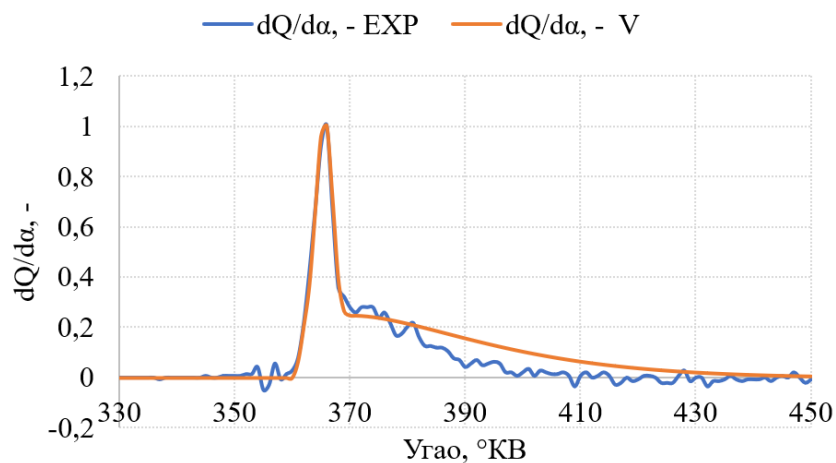
Оптерећење 75% – Модови 6, 4 и 12



Слика 7.8 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 6



Слика 7.9 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 4

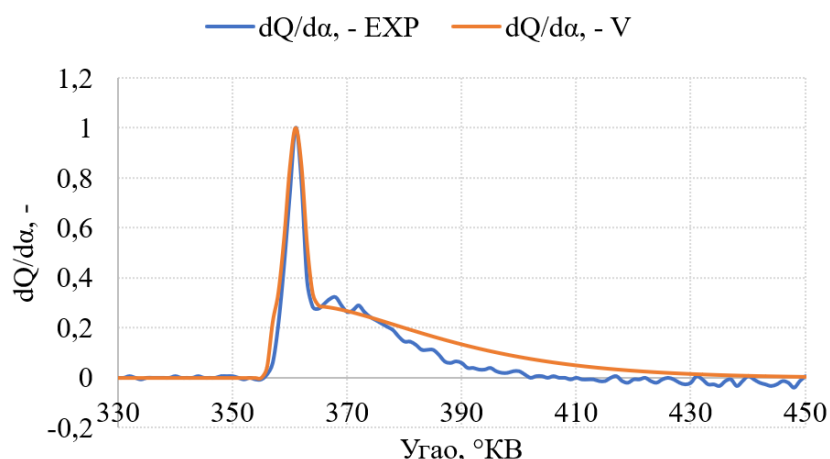


Слика 7.10 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 12

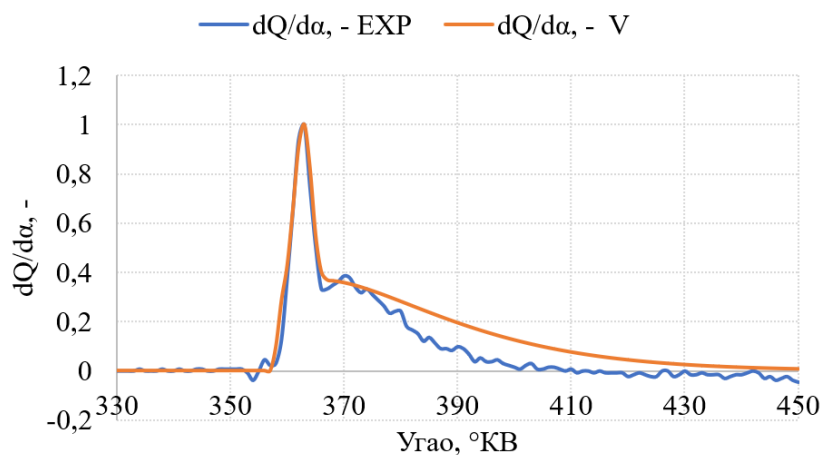
Табела 7.4 Параметри облика Vibe функције, оптерећење 75% (модови 6, 4 и 12)

Показатељ	Вредност					
	Задршка упаљења	k	s _z	φ _{z1} /φ _{z2}	m ₁	m ₂
Гориво	Мешавина В14					
Оптерећење	75%					
Мод	6					
Број обртаја, min ⁻¹	1635					
Параметри облика Vibe функције	0,215	0,52	0,23	0,073	3,26	0,28
Мод	4					
Број обртаја, min ⁻¹	1937					
Параметри облика Vibe функције	0,225	0,52	0,185	0,073	3,26	0,35
Мод	12					
Број обртаја, min ⁻¹	2239					
Параметри облика Vibe функције	0,255	0,52	0,23	0,070	3,26	0,33

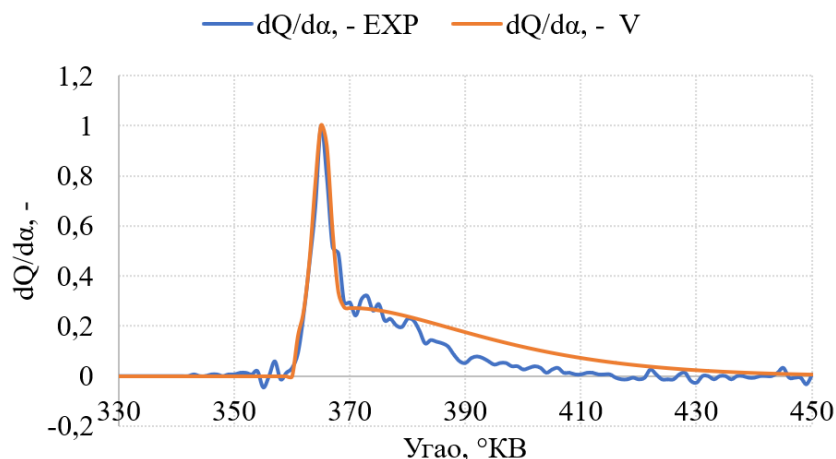
Оптерећење 100% - Модови 2, 8 и 10



Слика 7.11 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha, -$ EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha, -$ V) – мод 2



Слика 7.12 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha, -$ EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha, -$ V) – мод 8



Слика 7.13 Закон ослобађања топлоте: експериментално истраживање ($dQ/d\alpha$, - EXP) и моделирање – Vibe функција ($dQ/d\alpha$, - V) – мод 10

Табела 7.5 Параметри облика Vibe функције, оптерећење 75% (модови 2, 8 и 10)

Показатељ	Вредност					
	Задршка упаљења	k	s _z	$\varphi_{z1}/\varphi_{z2}$	m ₁	m ₂
Гориво	Мешавина B14					
Оптерећење	100%					
Мод	2					
Број обртаја, min ⁻¹	1635					
Параметри облика Vibe функције	0,215	0,52	0,20	0,073	3,26	0,28
Мод	8					
Број обртаја, min ⁻¹	1937					
Параметри облика Vibe функције	0,23	0,52	0,15	0,073	3,26	0,30
Мод	10					
Број обртаја, min ⁻¹	2239					
Параметри облика Vibe функције	0,25	0,52	0,20	0,074	3,26	0,35

На основу приказаних резултата провере модела може се констатовати да је за мешавину B14 постигнуто добро поклапање закона ослобађања топлоте добијеног моделирањем процеса сагоревања са оним који је добијен на основу експерименталног истраживања. У оба случаја изражене су две фазе процеса сагоревања, фаза неконтролисаног сагоревања и фаза контролисаног сагоревања, што је и карактеристично за дизел моторе са директним убризгавањем. Посебно добро поклапање је постигнуто у првој фази, што је и логично, јер је за другу фазу карактеристична „наизменична” промена брзине ослобађања топлоте, са тенденцијом сталног смањења брзине, што је јако тешко представити моделом. Добро поклапање резултата говори да су параметри модела, односно параметри облика Vibe функције правилно усвојени.

Уочава се одступање модела у односу на експерименталне резултате у фази догоревања. Међутим са аспекта перформанси мотора, ова фаза процеса сагоревања је уједно и најмање битна. Ипак, уколико се тежи бољем поклапању модела и експеримента, у будућности треба приступити примени тродимензионалног моделирања радног циклуса мотора, применом рачунарске динамике флуида.

8 ЗАКЉУЧАК

Иако су перспективне замене конвенционалног погона моторног возила најављиване још од почетка овог века, сасвим је извесно да ће мотор СУС бити доминантан погонски агрегат и у наредном периоду, било као једини погонски агрегат или као један од погонских агрегата на возилу у оквиру хибридно-електричног погона. Наравно, његова примена биће праћена континуираним усавршавањима у циљу постизања максималне енергетске ефикасности и минималног штетног утицаја на околину. Такође, јасно је да ће примена мотора СУС бити све више везана за алтернативна горива или различите комбинације конвенционалних и алтернативних горива, са тенденцијом све већег удела горива из обновљивих извора. Тренутно се у комерцијалној употреби користе углавном два биогорива и то бидизел гориво за погон дизел мотора и етанол за погон ото мотора. Оба ова горива се углавном користе у виду мешавина са конвенционалним горивима. Биодизел горива новије генерације су по физичко-хемијским карактеристикама јако блиска конвенционалном дизел гориву и могу се дугорочно користити и као чиста биогорива у дизел мотору. Ипак, у друмском транспорту се највише користе биодизел горива прве и друге генерације, добијена поступком трансестерификације, и то у мешавини са конвенционалним дизел горивом. Од физичко-хемијских карактеристика горива зависе процес образовања смеше и одвијање процеса сагоревања, што се даље одражава на ефикасност радног циклуса и мотора у целини, као и на механичка оптерећења делова мотора, буку мотора и еколошке показатеље рада мотора. Физичко-хемијске карактеристике биодизел горива разликују се у односу на физичко-хемијске карактеристике конвенционалног дизел горива, па се отуд, у зависности од удела биодизел горива у мешавини, појављују веће или мање разлике у показатељима рада мотора. Међутим, треба имати у виду да се физичко-хемијске карактеристике биодизел горива могу значајно разликовати у зависности од сировине из које се добија уље за производњу биодизел горива. Због тога је један од битних предуслова за рационално коришћење расположивих количина биодизел горива анализа процеса сагоревања сваког конкретног биодизел горива. Биодизел гориво добијено од уља отпадних семенки грожђа је интересантно јер се добија од нус производа у индустрији производње вина, а у зависности од алкохола примењеног у процесу трансестерификације може бити потпуно обновљиво гориво. Ово биодизел гориво, слично као и већина других биодизел горива, има мању топлотну моћ, већу густину и кинематску вискозност и више температуре испаравања него конвенционално дизел гориво. Самим тим, ово биодизел гориво погодно је користити у мешавини са конвенционалним дизел горивом и то са мањим уделитема биодизел горива у мешавини. Оптималан удео биодизел горива у мешавини, са аспекта процеса сагоревања, односно ефикасности радног циклуса мотора, те идентификација оптималних параметара процеса сагоревања, управо је тема истраживања у оквиру ове дисертације те се, на основу анализе параметара процеса сагоревања, може констатовати следеће:

- Биодизел гориво добијено од уља отпадних семенки грожђа може се користити у виду мешавина биодизел горива и конвенционалног дизел горива B7, B14, B21 и B28, без преправки на мотору;
- Максималан притисак у цилиндру, измерен индицирањем, има веће вредности за мешавине него за конвенционално биодизел гориво, осим на празном ходу (мод 1) и углавном су, уз мање изузетке, максималне вредности веће за већи удео биодизел горива у мешавини;
- Максимална брзина пораста притиска у цилиндру већа је за мешавине него за конвенционално дизел гориво, осим при модовима 1 и 11, а такође, при већини

модова, највећа брзина пораста притиска постигнута је за мешавине са већим уделом биодизел горива, односно B28 и B14;

- С обзиром да су претходно анализирани закони промене притиска уско повезани са законом ослобађања топлоте током сагоревања, може се уочити аналогија у тренду максималне брзине ослобађања топлоте и максималног притиска у цилиндру, односно максималне брзине ослобађања топлоте за мешавине веће су него за конвенционално дизел гориво, са изузетком мода 1, где највећу максималну брзину ослобађања топлоте има конвенционално дизел гориво;
- Јасан тренд промене максималних брзина ослобађања топлоте са променом садржаја биодизел горива у мешавини, који би важио за целу радну област мотора, не постоји;
- Највећа разлика у максималној брзини ослобађања топлоте између мешавина и референтног горива, при истом оптерећењу, јавља се при најмањем броју обртаја (слика 6.34), јер су тада и најнеповољнији услови за образовање смеше, што ће се одразити на карактеристике процеса сагоревања и ослобађања топлоте током периода неконтролисаног сагоревања. Изузетак је само мешавина B7 при оптерећењу од 100%, где се при најмањем броју обртаја јавља и најмања разлика у максималној брзини ослобађања топлоте;
- Максималне брзине ослобађања топлоте постижу се углавном касније за мешавине него за конвенционално дизел гориво или евентуално истовремено;
- Тежиште сагоревања је, при свим модовима, најудаљеније од СМТ за случај сагоревања конвенционалног дизел горива, осим при моду 1, при којем најудаљеније тежиште процеса сагоревања има мешавина B21, што значи да ово гориво има најмању брзину сагоревања током сагоревања првих 50% циклусне количине горива.
- На основу статистичке анализе, установљено је да би, по критеријуму „што ближе СМТ то боље“, оптималан положај максималне брзине ослобађања топлоте био за случај: број обртаја 1635 o/min при оптерећењу од 25% и са уделом биодизел горива у мешавини 28%, при чему сваки од параметара има следећи утицај на излазну величину: број обртаја (48,97%), оптерећење (34,90%) и врста горива (9,94%);
- Мешавине, све четири или неке од њих, имају већи индикаторски степен корисности него конвенционално дизел гориво при свим режимима при којима је испитивање рађено, осим при режиму 11;
- Највеће вредности индикаторског степена корисности добијају се применом мешавине B14, осим при модовима 5, 10 и 11, где се највећа вредност добија применом мешавине B21, B7 и D100, респективно;
- Високе вредности индикаторског степена корисности за случај примене мешавина могу се приписати физичко-хемијским карактеристикама биодизел горива, односно мешавина, у првом реду садржају кисеоника у гориву који за последицу има потпуније сагоревање смеше;
- Усклађеност угла предубризгавања са уделом биодизел горива у мешавини и физичко-хемијским карактеристикама горива резултира повољнијим положајем тежишта сагоревања у односу на СМТ и високим вредностима индикаторског степена корисности;
- Статистичком анализом установљено је да је, по критеријуму максималног индикаторског степена корисности, оптимално следећа комбинација радног режима и горива: број обртаја 1937 o/min при оптерећењу од 50% и када је удео биодизел горива у мешавини 14%, са следећим утицајима појединих параметара на излазну величину: оптерећење (31,6%), табела 6.19, удео биодизел горива

- (25,58%) и број обртаја (3,41%);
- Укупна економичност мотора већа је за случај примене мешавина него за случај примене конвенционалног дизел горива, осим при модовима 7, 2, 10 и 11, при којима се применом конвенционалног дизел горива, углавном због већих вредности механичког степена корисности, добија већа вредност ефективног степена корисности;
 - Мешавина B14 би, са аспекта укупне економичности мотора, била оптимална замена за D100, јер даје добре резултате у целој радној области мотора;
 - Остале мешавине су, такође, са аспекта економичности мотора, повољне за примену у испитиваном мотору;
 - Са аспекта ефективне снаге све мешавине су се показале као високо квалитетна моторна горива, а благу предност у односу на остале мешавине, а и у односу на конвенционално дизел гориво, би имала мешавина B28 јер при већини режима даје највећу снагу, што се, једним делом, може приписати потпунијем сагоревању овог горива због већег садржаја кисеоника у гориву;
 - Моделирањем процеса сагоревања мешавине биодизел горива и конвенционалног дизел горива B14 применом двостепене Vibe функције и провером модела, може се констатовати да је за мешавину B14 постигнуто добро поклапање закона ослобађања топлоте добијеног моделирањем процеса сагоревања са оним који је добијен на основу експерименталног истраживања, што говори да су параметри Vibe функције добро идентификовани.

8.1 ПОЛАЗНЕ ХИПОТЕЗЕ

Током експерименталних истраживања и анализом добијених резултата установљено је следеће:

- Положај тежиште процеса сагоревања, за одређени режим рада мотора, зависи од удела биодизел горива у мешавини, што се одражава и на индикаторски степен корисности мотора. Овим је доказана прва постављена хипотеза која гласи: „Процентуални удео биодизел горива и конвенционалног дизел горива у мешавини утиче на положај тежишта сагоревања и индикаторски степен корисности“.
- Закони промене брзине ослобађања топлоте, при сваком од 13 режима рада мотора, разликују се за сва испитивана горива, а разлике су посебно изражене у високо притисном делу циклуса, односно у подручју максималних брзина ослобађања топлоте. Највећи интензитет ослобађања топлоте током периода неконтролисаног сагоревања, при већини модова, има мешавина са највећим уделом биодизел горива (B28), али јасан тренд промене брзине ослобађања топлоте у функцији удела биодизел горива, који би важио за целу радну област мотора, не постоји. Самим тим, друга хипотеза, која гласи „Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, повећава се интензитет ослобађања топлоте током фазе неконтролисаног сагоревања“, може се сматрати доказаном.
- С обзиром да се о дужини периода притајеног сагоревања, у овом случају може судити само на основу закона промене притиска у цилиндру или 5% ослобођене топлоте, тачна оцена о дужини трајања периода притајеног сагоревања се не може дати, али се може констатовати да, при већини режима, мешавинама са већим уделом биодизел горива одговара већа максимална брзина пораста притиска и већи максималан притисак у цилиндру, што је засигурно последица и дужег периода притајеног сагоревања. Тиме је доказана и трећа хипотеза која гласи

“Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, продужава се период притајеног сагоревања“.

- Брзина пораста притиска у цилиндру, при већини режима рада мотора, већа је за мешавине са већим уделом биодизел горива у мешавини, са изузетком мањег броја режима, при којима мешавине са мањим уделом или чак конвенционално дизел гориво (мод 1) има већу брзину пораста притиска. При тим режимима, поред физичко-хемијских карактеристика биодизел горива, до изражаја су дошли и други утицајни фактори на степен пораста притиска као што је специфичност радног режима. Овим је доказана и четврта хипотеза која гласи“ Повећањем количине биодизел горива у односу на конвенционално дизел гориво у мешавини, повећава се степен пораста притиска“.

8.2 МОГУЋНОСТИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

С обзиром да биодизел горива имају специфичне физичко-хемијске карактеристике, у циљу постизања високих перформанси мотора потребно је радити на прилагођавању горива мотору и мотора конкретном биодизел гориву. Један од могућих праваца у процесу прилагођавања мотора гориву је и модификација која би унапредила процес образовања смеше. Како је код савремених дизел мотора кинетичка енергија млаза убризганог горива фактор који доминантно одређује квалитет образовање смеше, то значи да би се истраживањем оптималног притиска и закона убризгавања мешавине могао избећи нагли пораст притиска у фази неконтролисаног сагоревања. Тиме би се смањила механичка оптерећења којима су изложени делови мотора и бука коју емитује мотор, а која је последица процеса сагоревања. То би захтевало развој, односно усавршавање, система за убризгавање, са акцентом на управљање радом пумпе високог притиска и бризгача. Такође, предмет даљих истраживања требао би бити и угао предубризгавања и његово прилагођавање карактеристикама мешавине.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Z. Yue, H. Liu (2023). Advanced research on internal combustion engines and engine *Fuels*, 16(16), 5940. <https://doi.org/10.3390/en16165940>.
- [2] European Commission, Интернет адреса: <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/SEPDF/cache/131944.pdf>, приступљено 24.02.2025.
- [3] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council, 23 April 2009, on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC, Интернет адреса: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/TXT/?uri=CELEX%3A32009L0028>, приступљено 27.02.2025.
- [4] Eurostat, Интернет адреса: <https://ec.europa.eu/eurostat/en/web/products-eurostat-news/w/DDN-20240205-1>, приступљено 27.02.2025.
- [5] Directive 2023/2413/EU of the European Parliament and of the Council, 18 October 2023 amending Directive (EU) 2018/2001, Regulation (EU) 2018/1999 and Directive 98/70/EC as regards the promotion of energy from renewable sources, and repealing Council Directive (EU), Интернет адреса: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=OJ:L_202302413, приступљено 27.02.2025.
- [6] ACEA, Интернет адреса: https://www.acea.auto/files/ACEA_Report_-_Vehicles_on_European_roads_2025.pdf, приступљено 24.02.2025.
- [7] А. Давинић, Р. Пешић (2018). *Погонски системи у транспорту*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, ISBN 978-86-6335-052-6.
- [8] F. Leach, G. Kalghatgi, R. Stone, P. Miles (2020). The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines, *Transportation Engineering*, 1, 100005. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100005>.
- [9] F. Liu, M. Shafique, X. Luo (2023). Literature review on life cycle assessment of transportation alternative fuels, *Environmental Tehnology & Innovation*, 32, 103345. <https://doi.org/10.1016/j.eti.2023.103343>.
- [10] Д. Кнежевић (2014). *Истраживање процеса сагоревања и издувне емисије дизел мотора при погону биогоривима*, докторска дисертација, Машински факултет, Београд.
- [11] M.A. Asokan, S. Senthur Prabu, S. Prathiba, V.S, Akhil, D.L. Abishai, M.E. Surejlal (2021). Emission and performance behaviour of flax seed oil biodiesel/diesel blends in DI diesel engine, *Materials Today - Proceedings*, 46(17), pp. 8148-8152. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.03.108>.
- [12] V. Ayhana, Ç. Çangalb, İ. Cesura, A. Çobana, G. Ergena, Y. Çaya, A. Kolipa, İ. Özsert (2020). Optimization of the factors affecting performance and emissions in a diesel engine using biodiesel and EGR with Taguchi method, *Fuel*, 261, 116371. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116371>.
- [13] S. Vellaiyan (2020). Combustion, performance and emission evaluation of diesel engine fueled with soybean biodiesel and its water blends, *Energy*, 201, 117633. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117633>.
- [14] O. Özener, L. Yükses, A. T. Ergenç, M. Özkan (2014). Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, 115, pp. 875-883. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.081>.
- [15] S. Erdogan, M. K. Balki, C. Sayin (2019). Combustion analysis of biodiesel derived from bone marrow in a diesel generator at low loads, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 8 (2), pp 76-82.
- [16] R. Gautam, S. Kumar (2020). Performance and combustion analysis of diesel and

- tallow biodiesel in CI engine, *Energy Reports*, 6, pp. 2785–2793. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.09.039>.
- [17] R. Behçet, R. Yumrutas, H. Oktay (2014). Effects of fuels produced from fish and cooking oils on performance and emissions of a diesel engine, *Energy*, 71, pp. 645–655. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.05.003>.
- [18] A. F. Emma, S. Alangar, A. K. Yadav (2022). Extraction and characterization of coffee husk biodiesel and investigation of its effect on performance, combustion, and emission characteristics in a diesel engine, *Energy Conversion and Management: X*, 14, 100214. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100214>
- [19] P. Chelladorai, E. G. Varuvel, L. J. Martin, N. Bedhannan (2018). Synergistic effect of hydrogen induction with biofuel obtained from winery waste (grapeseed oil) for CI engine application, *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(27), pp. 12473–12490. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.04.155>.
- [20] M. Subramaniam, J. M. Solomon, V. Nadanakumar, S. Anaimuthu, R. Sathyamurthy (2020). Experimental investigation on performance, combustion and emission characteristics of DI diesel engine using algae as a biodiesel, *Energy Reports*, 6, pp. 1382–1392. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.05.022>.
- [21] T. Torović, N. Nikolić, Ž. Antoni, I. Klinar, J. Dorić (2009). Analiza konstruktivnih i eksploatacionih svojstava aktuelnih sistema za napajanje motora prirodnim gasom, *Traktori i pogonske mašine*, 14(2/3), pp. 65–74.
- [22] S. Milojević, R. Pešić, D. Taranović (2017). Fire safety of cng buses. *Mobility & Vehicle Mechanics*, 43(4), pp.23–37. <https://doi.org/10.24874/mvm.2017.43.04.03>.
- [23] Д. Несторовић, М. Радовановић, С. Петровић, М. Томић, О. Оцић, С. Веинових, Р. Пешић, С. Шилер Маринковић, Љ. Мојовић, Д. Пејин (2008) *Алтернативна горива за погон мотора сус у 21 веку*, монографија, Машински факултет, Београд, ISBN 978-86-7083-648-8.
- [24] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Second edition, McGraw Hill, New York, 2018.
- [25] S. Petković (2014). *Biodizel – uticaj na mazivo i pogonske karakteristike motora*, Akademija nauka i umjetnosti Republike Srpske, Banja Luka, ISBN 978-99938-21-58-8.
- [26] M. Preradović, S. Papuga (2021). Biogoriva treće generacije – procesi uzgajanja i dobijanja goriva iz mikroalgi, *Zaštita Materijala*, 62(4), pp. 249–261.
- [27] N. L. Đurišić-Mladenović, Z. J. Predojević, B. D. Škrbić (2016). Konvencionalna i napredna tečna biogoriva, *Hemijska industrija*, 70(3), 225–241. <https://doi.org/10.2298/HEMIND150311029D>.
- [28] Ž. Đurić, V. Vukašinović, D. Gordić, I. Grujić, N. Stojanović (2025). Eksperimentalno istraživanje ekoloških pokazatelja i procesa sagorevanja dizel motora za slučaj primene biodizela i bioetanola, *Energija, ekonomija, ekologija*, 27(2), pp. 41–49. <https://doi.org/10.46793/EEE25-2.41D>
- [29] F. Muštović (2011). *Biogoriva – proizvodnja, primjena i razvoj motornih goriva biološkog porijekla*, IBC d.o.o, Sarajevo, ISBN 978-9958-9173-3-2.
- [30] M.R. Wani, V. Sachan (2023). Comparison of performance of internal combustion engine fuelled with diesel and biodiesel (used vegetable oil) blends, *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, 10(4), pp. 7–12. <https://doi.org/10.14445/23488360/IJME-V10I4P102>.
- [31] И. Грујић (2021). *Идентификација процеса сагоревања гасовитих горива у ото мотору*, докторска дисертација, Факултет инжењерских наука, Крагујевац.
- [32] 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): pp. 111-117.
- [33] D. Pavlos, T. Taku (2017). A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel, *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(38), pp. 24470-24486. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.232>.
 - [34] T. Selmi, A. Khadhraoui, A. Cherif (2022) Fuel cell-based electric vehicles technologies and challenges, *Environmental Science and Pollution Research*, 29, pp. 78121-78131. <https://doi.org/10.1007/s11356-022-23171-w>.
 - [35] A. Albatayneh, M. N. Assaf, D. Alterman, M. Jaradat (2020). Comparison of the Overall Energy Efficiency for Internal Combustion Engine Vehicles and Electric Vehicles, *Environmental and Climate Technologies*, 24(1), pp. 669-680. <https://doi.org/10.2478/rtuct-2020-0041>.
 - [36] R. Pešić, S. Petković, S. Veinović (2008). *Motorna vozila i motori – oprema*, Mašinski fakultet Univerziteta u Banjoj Luci, Mašinski fakultet Univerziteta u Kragujevcu, Banja Luka, Kragujevac, ISBN 978-99938-39-20-0.
 - [37] A. B.M. Ali, A. K. Nemah, Y. A. Al Bahadli, E. Kianfar (2024). Principles and performance and types, advantages and disadvantages of fuel cells: A review, *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 10, 100920. <https://doi.org/10.1016/j.cscee.2024.100920>.
 - [38] REGULATION (EU) 2019/631 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 17 April 2019 - Setting CO₂ emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles, and repealing Regulations (EC) No 443/2009 and (EU) No 510/2011, Интернет адреса: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32019R0631>, приступљено 02.06.2025.
 - [39] REGULATION (EU) 2019/1242 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2019 - Setting CO₂ emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council and Council Directive 96/53/EC, Интернет адреса: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32019R1242>, приступљено 02.06.2025.
 - [40] D. Chiaramonti, G. Talluri, N. Scarlat, M. Prussi (2021). The challenge of forecasting the role of biofuel in EU transport decarbonisation at 2050: A meta-analysis review of published scenarios, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 139, 110715. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110715>.
 - [41] B. P. Sandaka, J. Kumar (2023). Alternative vehicular fuels for environmental for decarbonization: A critical review of challenges in using electricity, hydrogen, and biofuels as a sustainable vehicular fuel, *Chemical Engineering Journal Advances*, 14, 100442. <https://doi.org/10.1016/j.ceja.2022.100442>.
 - [42] Bioenergy T39 Biofuel News, (2023), Интернет адреса: <https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2023/09/IEA-BioenergyT39-Biofuel-News-62-final.pdf>, приступљено 03.06.2025.
 - [43] M.V. Tomić, S.V. Petrović (2004). *Motori sa unutrašnjim sagorevanjem*, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, ISBN 978-86-7083-817-8.
 - [44] A.K. Azad, A.T. Doppalapudi, M.M.K. Khan, N.M.S. Hassan, P. Gudimetla (2023). A landscape review on biodiesel combustion strategies to reduce emission, *Energy Reports*, 9, pp. 4413-4436. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.03.104>.
 - [45] J. I. Ghojel (2010). Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research, *International Journal of Engine Research*, 11(4), pp. 297-312. <https://doi.org/10.1243/14680874JER06510>.
 - [46] Д. Радоњић, Р. Пешић (1996). *Топлотни прорачун мотора СУС*, Машински

- факултет у Крагујевцу, Крагујевац, ISBN 86-80591-26-7.
- [47] J. Hunich, P. Hrzaczek, M. GECA, A. Rybak, M. Mikulski (2021). Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO, *Combustion Engines*, 184 (1), pp. 72-78. <https://doi.org/10.19206/CE-135066>.
 - [48] N. Cahyo, R. B. Sitanggang, A. A. Simareme, P. Paryanto (2023). Impact of crude palm oil on engine performance, emission product, deposit formation, and lubricating oil degradation of low-speed diesel engine: An experimental study, *Results in Engineering*, 18, 101156. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101156>.
 - [49] H. Bousbaa, N. Kaid, S. Alqahtani, C. Maatki, K. Naima, Y. Menni, L. Kolsi (2024). Prediction and simulation of biodiesel combustion in diesel engines: evaluating physicochemical properties, performance, and emissions, *Fire*, 7(10), 364. <https://doi.org/10.3390/fire7100364>.
 - [50] N. G. Mengistu, Menelik. W. Mekonen, Y. G. Ayalew, L. F. Demisie, T. Nega (2024). Experimental investigation on diesel engine performance and emission characteristics using waste cooking oil blended with diesel as biodiesel fuel, *Discover Energy*, 4, 26. <https://doi.org/10.1007/s43937-024-00051-7>.
 - [51] U. Rajak, T. N. Verma (2018). Spirulina microalgae biodiesel - A novel renewable alternative energy source for compression ignition engine, *Journal of Cleaner Production*, 201, pp. 343-357. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.08.057>.
 - [52] F. M. Pereiraa, J. A. Velásqueza, J. L. Riechia, J. Teixeirab, L. Ronconib, S. Riolfi Jr.c, É. L. Karasd, R. A. Abreue, J. C. Travaine (2020). Impact of pure biodiesel fuel on the service life of engine-lubricant: A case study, *Fuel*, 261, 116418. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116418>.
 - [53] A. Birgel, N. Ladommatos, P. Aleiferis, N. Milovanovic, P. Lacey, P. Richards (2011). Investigations on deposit formation in the holes of diesel injector nozzles, *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 5(1), 123-131. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1924>.
 - [54] V. G. Nguyen, M. T. Pham, N. V. Linh Le, H. Cuong Le, T. H. Truong, D. N. Cao (2023). A comprehensive review on the use of biodiesel for diesel engines, *International Journal of Renewable Energy Development*, 12(4), pp. 720-740. <https://doi.org/10.14710/ijred.2023.54612>.
 - [55] A. K. Prajapatia, N. Kaid, A. Mahajanb, S. M. Jadhavc, K. Kumar (2026). Fourth-generation (4G) biodiesel: Paving the way for a greener and sustainable energy future in emerging economies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 225, 116103. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.116103>.
 - [56] International Organisation of Vine and Wine, Интернет адреса: https://www.oiv.int/sites/default/files/2024-11/OIV_2024_World_Wine_Production_Outlook.pdf, приступљено 20.06.2025.
 - [57] O. Tita, E. Lengyel, D. I. Stegarus, P. Savescu, A. B. Ciubara, M. A. Constantinescu, M. A. Tita, D. Rata, A. Ciubara (2021). Identification and quantification of valuable compounds in red grape seeds, *Applied sciences*, 11(11), 5124. <https://doi.org/10.3390/app11115124>.
 - [58] D. Bolonio, M. J. García-Martínez, M. F. Ortega, M. Lapuerta, J. Rodríguez-Fernández, L. Canoira (2019). Fatty acid ethyl esters (FAEEs) obtained from grapeseed oil: a fully renewable biofuel, *Renewable Energy*, 132, pp. 278-283. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.010>.
 - [59] J. Malat'ák, J. Velebil, J. Malat'áková, L. Passian, J. Bradna, B. Tamelová, A. Gendek, M. Aniszewska (2022). Reducing emissions from combustion of grape residues in mixtures with herbaceous biomass, *Materials*, 15(20), 7288. <https://doi.org/10.3390/ma15207288>.

- [60] C. M. Fernández, M. J. Ramos, Á. Pérez, J. F. Rodríguez (2010). Production of biodiesel from winery waste: Extraction, refining and transesterification of grape seed oil, *Bioresource Technology*, 101(18), pp. 7019-7024. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2010.04.014>.
- [61] M. Martinello, G. Hecker, M. del Carmen Pramparo (2007) Grape seed oil deacidification by molecular distillation: Analysis of operative variables influence using the response surface methodology, *Journal of Food Engineering*, 81(1), pp. 60-64. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2006.10.012>.
- [62] А. Давинић (2013). *Идентификација карактеристика мултипроцесног рада клипног мотора СУС*, докторска дисертација, Факултет инжењерских наука, Крагујевац.
- [63] DIRECTIVE 1999/96/EC OF THE EUROPEAN PARLLAMENT AND OF THE COUNCIL, of 13 December 1999., Official Journal of the European Communities, Интернет адреса: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:31999L0096>, приступљено 01.07.2025.
- [64] Operating instructions, AVL Indimeter 619, Hardware, No: AT1139E Rev. 01
- [65] Z. Djuric, I. Grujic, J. Glisovic, D. Gordic, A. Milasinovic, N. Stojanovic (2026). Experimental determination of combustion process parameters of biodiesel fuel made from waste grape seeds, *Processes*, 14(9), 1368. <https://doi.org/10.3390/pr14091368>
- [66] Ž. Đurić, I. Grujić, S. Petković, G. Jotić, N. Stojanović (2025). Experimental investigation of the indicator of the diesel engine combustion process for the case of biodiesel fuel application, *Tractors and power machines*, 30(3/4), pp. 28-34

БИОГРАФИЈА АУТОРА

Жељко Ђурић, мастер машинства рођен је 26.11.1975. године у Прњавору (Социјалистичка Република Босна и Херцеговина). Основну школу „Младен Стојановић” завршио је у Кокорима.

Средњу Машинску техничку школу завршио је у Бањој Луци одличним успехом. Машински факултет Универзитета у Бањој Луци, одсек Термотехника и моторизација, завршио је у Бањој Луци. Дипломски (мастер) рад под називом „Хибридна возила” под менторством проф. др Снежане Петковић одбранио је са оценом 10. По завршетку факултета радио је као пројектант машинских инсталација грејања, климатозације и вентилације. Након тога запослио се као асистент на Катедри за моторе, возила и саобраћај Машинског факултета Универзитета у Бањој Луци, где је и данас запослен.

Докторске академске студије уписао је школске 2018/2019. године на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. Кандидат је положио све предмете предвиђене планом и програмом и завршио остале обавезе које претходе одбрани докторске дисертације.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ПАРАМЕТАРА ПРОЦЕСА
САГОРЕВАЊА БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ**

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,

У Крагујевцу, 25.05.2026. године,



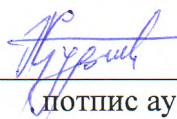
потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ПАРАМЕТАРА ПРОЦЕСА САГОРЕВАЊА
БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ истоветне.

У Крагујевцу, 25.05.2026. године,



потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Жељко Ђурић,

☒

дозвољавам

☐

не дозвољавам

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

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ОПТИМАЛНИХ ПАРАМЕТАРА ПРОЦЕСА
САГОРЕВАЊА БИОДИЗЕЛ ГОРИВА У ДИЗЕЛ МОТОРУ**

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, 25.05.2026. 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/>