

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

УДК 53.072.127

**ЩУРУК ДМИТРО ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ БІОПАЛИВА В ЦИЛІНДР  
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

208 «Агроінженерія»

Подається на здобуття освітнього ступені магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

\_\_\_\_\_ Д. О. Щурук

**Керівник роботи**

Ільченко А.В.,  
кандидат технічних наук, доцент

**Житомир – 2023**

## АНОТАЦІЯ

**Щурук Дмитро Олександрович. Моделювання процесу впорскування біопалива в циліндр дизельного двигуна – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня магістр за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В роботі проведено аналіз фізико-хімічні властивості рослинних олій і палив на їх основі, загальних відомостей щодо роботи дизельних двигунів на оліях та їх сумішах з нафтовими паливами, розроблених математичних моделей, які описують процеси впорскування і розпилювання палива в дизелях.

Розглянуто опис та можливості програмного середовища «Дизель-РК» щодо аналізу і розрахунку процесів сумішоутворення в камері згорання дизельного двигуна, основні можливості програми підтверджують можливість аналізу використання палив з різними фізико-хімічними можливостями.

Проведено комп'ютерне моделювання процесів впорскування та розпилювання біопалив та їх сумішей, аналіз отриманих результатів та визначено вплив концентрації біопалив на основні показники роботи двигуна.

Сформульовано висновки про покращення процесу сумішоутворення в камері згорання дизеля шляхом використання палив з домішками олій рослинного походження, а також про можливість створення в подальшому системи живлення зі змінною подачею біопалива для покращення основних показників роботи дизеля на різних швидкісних і навантажувальних режимах його роботи.

**Метою роботи** є отримання якісних та кількісних показників процесів впорскування, розпилювання та сумішоутворення біопалива в камері згорання дизеля для подальшого їх удосконалення.

Основними задачами роботи є:

- провести комп'ютерне моделювання процесу сумішоутворення в камері згорання дизеля за умов використання олій рослинного походження;

- провести порівняння процесів впорскування різних олій рослинного походження в камеру згорання дизеля;
- розробити рекомендації щодо покращення показників процесу сумішоутворення в дизелі та обрати найбільш придатні до використання в дизелях в якості палива;

**Ключові слова:** дизельний двигун, дизельне паливо, біопаливо, рослинна олія, впорскування, розпилювання, сумішоутворення.

## ABSTRACT

**Shchuruk Dmytro Oleksandrovich. Modeling the process of biofuel injection into a cylinder of a diesel engine** - Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualification work for obtaining the first master's degree in the specialty 208 Agricultural engineering. – Polis National University, Zhytomyr, 2023.

The work analyzed the physicochemical properties of vegetable oils and fuels based on them, general information on the operation of diesel engines on oils and their mixtures with petroleum fuels, developed mathematical models that describe the processes of fuel injection and atomization in diesel engines.

The description and capabilities of the "Diesel-RK" software environment regarding the analysis and calculation of the processes of mixture formation in the combustion chamber of a diesel engine have been considered, the main capabilities of the program confirm the possibility of analyzing the use of fuels with different physical and chemical capabilities.

Computer modeling of the processes of injection and spraying of biofuels and their mixtures was carried out, the results were analyzed, and the influence of the concentration of biofuels on the main performance indicators of the engine was determined.

Conclusions have been formulated on the improvement of the process of mixture formation in the diesel combustion chamber by using fuels with vegetable oil impurities, as well as on the possibility of creating a power system with a variable supply of biofuel in the future to improve the main indicators of diesel operation at different speed and load modes of its operation.

The purpose of the work is to obtain qualitative and quantitative indicators of the processes of injection, spraying and mixture formation of biofuel in the diesel combustion chamber for their further improvement.

The main tasks of the work are:

- conduct a computer simulation of the mixture formation process in the combustion chamber of a diesel under the conditions of using oils of vegetable origin;

- compare the processes of injecting different oils of vegetable origin into the diesel combustion chamber;
- develop recommendations for improving the indicators of the process of mixture formation in diesel and choose the most suitable for use in diesel engines as fuel;

**Key words:** diesel engine, diesel fuel, biofuel, vegetable oil, injection, spraying, mixing.

## ЗМІСТ

<b>Вступ</b> .....	
<b>Розділ 1. Рослинні олії та палива для дизелів на їх основі</b> .....	
1.1. Види палив, що отримані з рослинних олій.....	
1.2. Фізико-хімічні властивості рослинних олій і палив на їх основі.....	
1.3. Робота дизельних двигунів на паливах, що отримано з рослинних олій	
1.3.1. Робота дизельних двигунів на оліях та їх сумішах з нафтовими паливами .....	
1.3.2. Робота дизеля на ефірах рослинних олій .....	
1.4. Розроблені математичні моделі процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях .....	
<b>РОЗДІЛ 2. Опис програми для розрахунку і оптимізації показників двигунів «Дизель-РК»</b> .....	
2.1. Основні можливості програми .....	
2.2. Математичні моделі .....	
2.3. Розрахунок сумішоутворення і згорання в дизелі .....	
<b>Розділ 3. Комп'ютерне моделювання процесів впорскування та розпилювання біопалив та їх сумішей</b> .....	
3.1. Аналіз параметрів впорскування та розпилювання .....	
3.2. Вплив концентрації біопалив на основні показники роботи двигуна.....	
<b>Висновки</b> .....	
<b>Література</b> .....	

## ВСТУП

В світі все більше загострюється боротьба за володіння джерелами енергії, в тому числі і нафти. Україна в цьому плані не може скласти конкуренцію іншим країнам, але в той же час вона володіє землями, на яких можливе вирощування сільськогосподарських культур для отримання палив рослинного походження, придатних для використання в дизельних двигнах. Даже в умовах прямого вторгнення росії, сьогодні Україна може бути для країн ЄС серйозним постачальником відновлюваного екологічно чистого палива, отриманого з рослинних олій.

Відомо три основних напрями щодо пристосування палив рослинного походження для роботи в двигунах:

- вирощування олійних культур для отримання харчових олій з переробкою в подальшому в ефіри способом реакції олій з метанолом у присутності каталізатора. Це пов'язано з тим, що існуючі двигуни не адаптовані для роботи на чистих оліях. Але, для першого напрямку пристосування палив характерні недоліки, пов'язані з метанолом як сильною отрутою, а також додаткове транспортування олій та їх переробка;
- конструктивна адаптація двигуна до роботи на «сирих» рослинних оліях, що забезпечується підвищенням температури стінок камер згорання;
- зміна властивостей олій через селекційні та агротехнічні заходи і адаптацію систем двигуна, що впливають на сумішоутворення (паливна апаратура, камери згорання).

Звідси витікає необхідність дослідження процесів сумішоутворення та згорання палив біологічного походження, що підкреслює актуальність даних досліджень.

**Мета роботи:** отримати якісні та кількісні показники процесів впорскування, розпилювання та перемішування з повітрям (сумішоутворення) біопалива в камері згорання дизеля для подальшого їх удосконалення.

При цьому на перший план виходить питання щодо впливу концентрацій біопалив в паливних сумішах на основні показники роботи дизеля. Кількісна

оцінка цього впливу дозволить визначити відсотковий вміст біологічної складової в паливних сумішах.

**Об'єктом дослідження** є процес впорскування та розпилювання біопалив та їх сумішей з дизельним паливом.

**Предметом дослідження** є дизельний двигун К-740, що працює на біопаливах

**Методи дослідження:**

1. Пошуково-аналітичним методом проаналізовано:

- сучасний стан використання олій рослинного походження в якості палива в дизелях;
- фізико-хімічні властивості олій та ефірів рослинних олій та їх вплив на процеси сумішоутворення в дизелях;
- існуючі математичні моделі процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях;
- можливості програми для розрахунку і оптимізації показників роботи двигунів «Дизель-РК»

2. Методом комп'ютерного моделювання:

- проведено аналіз параметрів впорскування та розпилювання біопалив в камері згорання дизеля К-740
- отримано залежності, що характеризують вплив концентрації біопалив на основні показники роботи двигуна;

**Перелік публікацій автора за темою роботи:**

1. Щурук Д.О. Застосування біопалив в дизельних двигунах сільськогосподарського призначення / Д.О. Щурук // Матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2023» 25 жовтня 2023 р., Житомир: Поліський національний університет, 2023., С. 41-42.



2. Ільченко А.В. Розрахункова модель процесу розпилювання палив в циліндрі дизельного двигуна / А.В. Ільченко, Д.О. Шурук // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інженерні процеси та системи», 14-15 червня 2023 р., Житомир: Поліський національний університет, 2023., С. 27-30.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 26 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 62 сторінки комп'ютерного тексту, 26 рисунків та 8 таблиць.

## РОЗДІЛ 1. РОСЛИННІ ОЛІЇ ТА ПАЛИВА НА ЇХ ОСНОВІ

### 1.1. Палива, що отримуються з рослинних олій

В даний час близько 25 країн світу виробляють біопаливо з різної сировини. Серед них – олії рослинного походження, продукти переробки цих олій, біодиметилловий ефір, біоетанол, біометанол, біо-метил-трет-бутиловий ефір (біоМТБЕ), синтетичні біопалива, біо-етил-трет-бутиловий ефір (біоЕТБЕ), біогаз [4]. Дослідження говорять, що за всіх інших рівних умов виробництво сировини для спиртових палив вимагає менше орних земель, ніж виробництво палива на основі рослинних олій (рис. 1.) [5]. При цьому відмічається, що фізико-хімічні властивості палив, отримані з рослинних олій, ближче до властивостей дизельного палива.

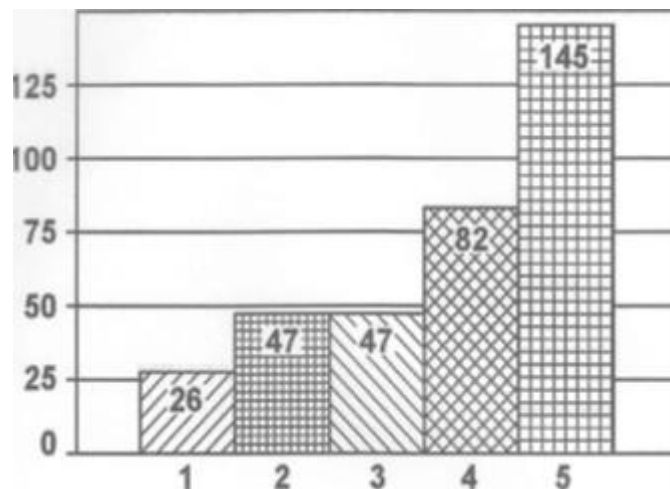


Рисунок 1. – Розрахунковий вихід енергії біопалива з одного гектара землі для культур: 1 - соняшник; 2 - ріпак; 3 - пшениця; 4 - картопля; 5 - цукровий буряк

В багатьох наукових та закладах вищої освіти України ведуться дослідження щодо використання олій рослинного походження та ефірів цих олій для дизелів з їх пристосуванням в основному до роботи на ріпаковій олії (РО).

Рослинні олії отримують з олійних рослин таких як ріпак, гірчиця, соняшник, бавовник, льон, кунжут, конопля, олійний мак тощо. Треба зазначити, що для дизелів сьогодні найбільш привабливою є ріпакова олія та палива на її основі.

## 1.2. Фізико-хімічні властивості рослинних олій і палив на їх основі

Рослинні олії є жирами плодів або насіння рослин. Їх отримують пресуванням. Такі олії складаються на 95-97 % з триа-діацилглицеринів - органічних сполук, ефірів гліцерину, моно- та діацилглицеринів. Ацилглицерини містять в своєму складі молекули різних жирних кислот, які зв'язані з молекулою гліцерину.

За хімічною структурою молекули жирних кислот відрізняються вмістом атомів вуглецю та рівнем насичення жирної кислоти, завдяки чому властивості різних рослинних олій можуть суттєво відрізнятись та визначаються, в більшості, складом і вмістом саме жирних кислот, що утворюють триа-цилглицерини. На фізико-хімічні властивості РО впливає різноманітність в будові її молекул ацилглицеринів (табл. 1).

Таблиця 1

Фізико-хімічні властивості рослинних олій

Властивість	Рослинна олія				
	РО	арахісова	соняш- никова	соєва	пальмова
Густина, кг/м <sup>3</sup>					
при 20 °С	916	917	923	924	918
при 50 °С	897,4	898,4	904,8	905,8	899,4
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с					
при 20 °С	75,0	81,5	65,2	-	-
при 50 °С	26	26,9	21,6	22,75	-
при 100°С	8,1	8,3	7,4	7,7	8,6
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	37,3	37,0	37,0	36-39	37,1
Хімічний склад, масова частка, %					
С	78,0	78,0	77,6	77,5	76,6
Н	10,0	12,3	11,5	11,5	11,95
О	12,0	9,7	10,9	11	11,45
Температура самозаймання, °С	318,0	-	320	318	315
Температура	-20	-	-16	-12	30

застигання, °С					
Цетанове число	36	37	33	50	49
Вміст сірки, %	0,002	-	-	-	-

Привабливою особливістю рослинних олій є наявність в їх складі великої кількості кисню (8-12 %). Це призводить до невеликого зниження теплоти згорання, яка складає 36-39 МДж/кг проти 42-43 МДж/кг у дизельного палива. Присутність в складі рослинних оліях кисню підвищує температуру їх згорання в циліндрах дизельного двигуна, що робить їх привабливими з екологічної точки зору.

Дослідники доводять, що використання в чистому вигляді рослинних олій як палива для дизелів пов'язано з нагароутворенням, оскільки вони мають в своєму складі багато смолистих речовин.

Важливим експлуатаційним недоліком рослинних олій є їх висока температура застигання, яка обумовлена наявністю в них насичених жирних кислот. Найкращі низькотемпературні властивості мають ріпакова та лняна олії, які мають температуру застигання близько - 20 °С) [20].

Найбільш розповсюдженою в якості палива для дизелів є ріпакова олія, яка є сумішшю моно-, ди- і триацилгліцеринів, а також містить насичені жирні (пальмітинову і стеаринову) та ненасичені (ерукову, олеїнову, ліноленову, лінолеву) кислоти.. Відмінності фізичних властивостей рослинних олій і палив на їх основі впливають на протікання робочих процесів дизельних двигунів (рис. 2-4.).

Рослинні олії також відрізняються від дизельного палива вищою густиною. Наприклад, дизельне паливо «Л» при температурі 20 °С має густину 820-840 кг/м<sup>3</sup>, а РО 910 кг/м<sup>3</sup> [20]. Звертає на себе увагу факт, що ріпакова олія відрізняється меншою залежністю густини від температури, ніж дизельне паливо.

Тому при збільшенні температури в камері згорання дизеля різниця густини дизельного палива та РО буде більшою, ніж при температурі 20 °С. Незначно

більшу густину має соєва олія (рис. 2., 3). Залежності густини від температури кукурудзяної і кокосової олій близькі за характером зміни.

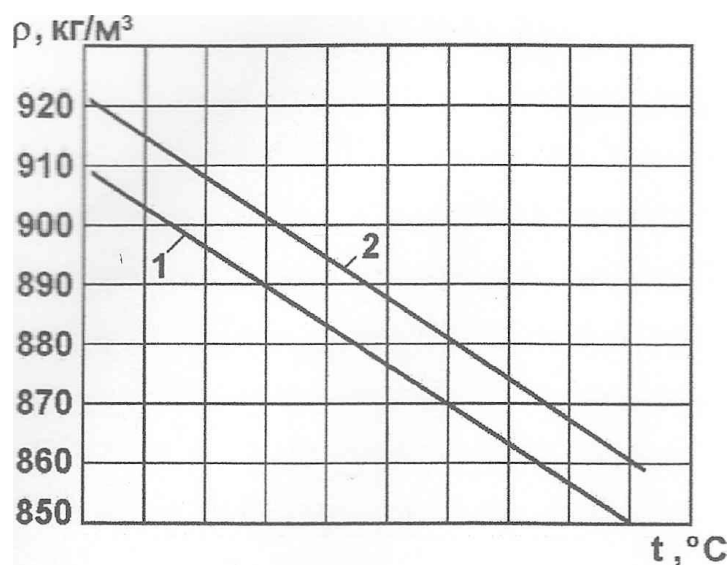


Рисунок 2. – Залежність густини рослинних олій від температури: 1 - РО, 2 - соєва олія

Рослинні олії мають в'язкість, яка вища за в'язкість дизельного палива. За нормальних атмосферних умов в'язкість дизельного палива «Л» (3-4 мм/с), що на порядок менше за в'язкість РО [20]. При вищих температурах, характерних для систем подачі палива дизелів (складає близько 40 °С [21]), в'язкість РО зменшується та при 40 °С складає близько 40 мм<sup>2</sup>/с. Кокосова та соєва олії мають декілька менші значення в'язкості.

Ефіри рослинних олій мають значно меншу в'язкість, що робить їх більш привабливими до використання в якості палива для дизелів. Їх отримують шляхом їх переетерифікації рослинних олій, коли з молекул ацилглицеридів видаляються надлишки гліцерину, що і призводить до зниження їх в'язкості. Так, при температурі 20 °С в'язкість метилового ефіру РО складає близько 7 мм<sup>2</sup>/с.

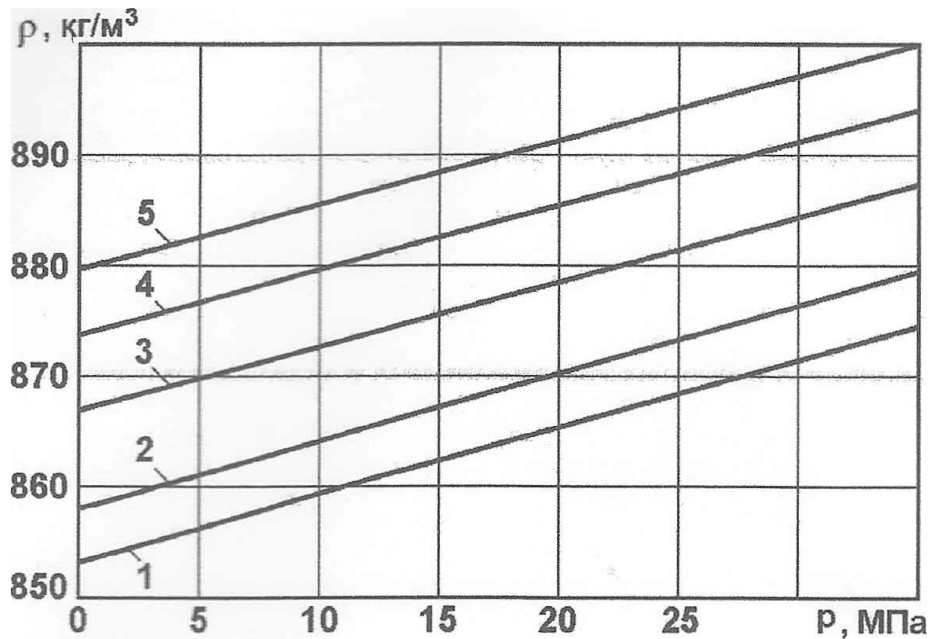


Рисунок 3. Залежність густини сумішей дизельного палива з метиловим ефіром РО (PME) від температури: 1 – 100% дизельного палива; 2 – 80 % дизельного палива + 20 % PME; 3 – 50 % дизельного палива + 50 % PME; 4 – 25 % дизельного палива + 75 % PME; 5 - PME.

Значний вплив на процеси розпилювання палива здійснює його коефіцієнт поверхневого натягу. Рослинні олії мають більший поверхневий натяг у порівнянні з дизельним паливом. За нормальних атмосферних умов коефіцієнт поверхневого натягу дизельного палива складає 27 мН/м, РО – 33,2 мН/м, PME – 30,7 мН/м [20].

Комп'ютерні програми як правило для покращення точності розрахунку показників процесів впорскування та розпилювання потребують велику кількість показників фізико-хімічних властивостей палив, величину яких не завжди можна знайти в технічній літературі для багатьох олій. Для проведення досліджень було прийнято палива: ріпаковий метиловий ефір (PME), соєвий метиловий ефір (СМЕ) та дизельне паливо, властивості, яких відомі з системної бібліотеки палив програми «Дизель-РК». Фізико-хімічні властивості сумішей дизельного палива з різним вмістом ефірів рослинних олій (табл. 2, 3) отримано за припущенням, що вони є адитивними.

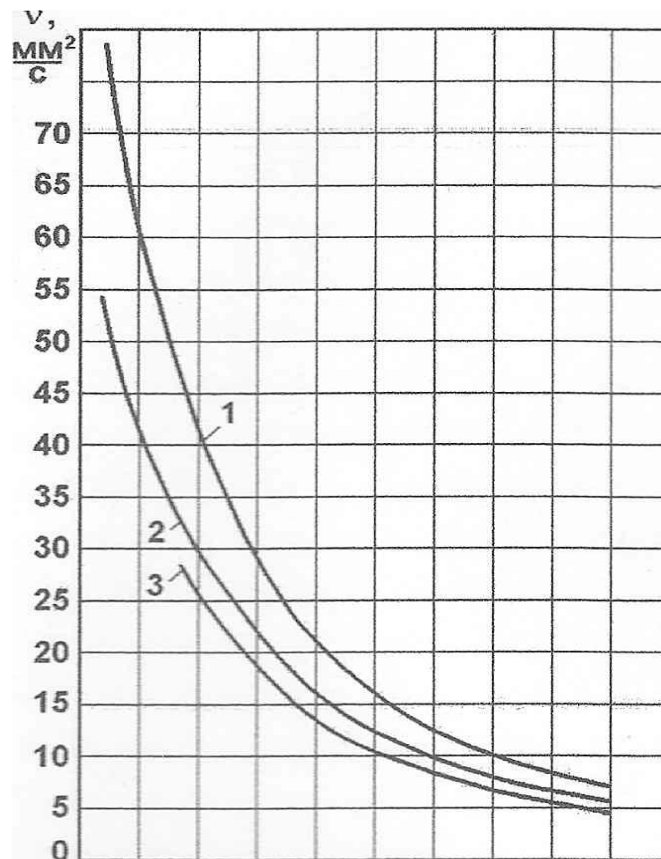


Рисунок 4. – Зміна кінематичної вязкості рослинних олій від температури: 1 - РО;  
2 - соєва олія; 3 - кокосова олія

Вказані фізичні властивості рослинних олій і палив на їх основі суттєво впливають на параметри процесу паливоподачі, змінюють характеристики впорскування та розпилювання і всі подальші процеси сумішоутворення, що в свою чергу змінює протікання процесу згорання.

Таблиця 2

Основні фізико-хімічні властивості сумішей РМЕ та ДП

Параметр	Концентрація РМЕ в ДП		
	100	50	0
Хімічний склад			
С	0,77	0,82	0,87
Н	0,12	0,12	0,13
О	0,11	0,01	0
Вміст сірки, %	0	0,01	0,01
Нижча теплота	39,45	40,97	42,5

згоряння, МДж/кг			
Умовна енергія "передпламенних" реакцій, кДЖ/моль	12	17	22
Цетанове число	54,4	51,2	48
Густина палива при T=323 °К, кг/м <sup>3</sup>	874	852	830
Коефіцієнт поверхневого натягу при T=232 °К, Н/м	0,03	0,03	0,03
Динамічний коефіцієнт в'язкості при T=323 °К, Па*с	0,01	0,01	0,01
Питома теплота пароутворення, кДж/кг	325	287,5	250
Теплоємність палива при температурі форсунки, кДж/кг*К	1853	1853	1853
Молекулярна маса	296	243	190
Тиск насичених парів, бар	481	480,5	480

Таблиця 3

Основні фізико-хімічні властивості сумішей соєвого метилового ефіру та ДП

Параметр	Концентрація ріпакового метилового ефіру в ДП		
	100	50	0
Хімічний склад			
С	0,77	0,82	0,87
Н	0,12	0,12	0,13
О	0,11	0,01	0
Вміст сірки, %	0,01	0,01	0,01
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	36,22	39,36	42,5
Умовна енергія "передпламенних" реакцій, кДЖ/моль	12	17	22
Цетанове число	51,3	49,65	48



Густина палива при $T=323\text{ }^{\circ}\text{K}$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	885	857,5	830
Коефіцієнт поверхневого натягу при $T=232$ $^{\circ}\text{K}$ , $\text{Н}/\text{м}$	0,04	0,04	0,03
Коефіцієнт динамічної в'язкості при $T=323\text{ }^{\circ}\text{K}$ , $\text{Па}\cdot$ $\text{с}$	0,01	0,01	0,01
Питома теплота пароутворення, $\text{кДж}/\text{кг}$	325	287,5	250
Теплоємність палива при температурі форсунки, $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{K}$	1853	1853	1853
Молекулярна маса	292,2	241,1	190
Тиск насичених парів, бар	465	472,5	480

### 1.3. Робота дизельних двигунів на паливах, що отримано з рослинних олій

#### 1.3.1. Робота дизельних двигунів на оліях та їх сумішах з нафтовими паливами

Аналіз фізико-хімічних властивостей рослинних олій дозволяє стверджувати про можливість їх застосування для живлення дизельних двигунів. Підвищена в'язкість є недоліком, однак можна запропонувати ряд заходів, які дозволять експлуатувати ці двигуни на цих паливах. До роботи на рослинних оліях більшою мірою підходять дизелі з розділеними та напіврозділеними камерами згорання.

Проведена велика кількість досліджень роботи дизелів на оліях та паливах на їх основі. При цьому використовувались такі рослинні олії: соєва, ріпакова, пальмова, гірчична, арахісова, оливкова, соняшникова, кукурудзяна, бавовняна. Також привабливим можна вважати використання олій, що вже використовувались для приготування їжі.

Для отримання біопалив з необхідними фізико-хімічними властивостями використовують рафінади перерахованих вище рослинних олій, їх ефірів та сумішей з дизельним паливом [2, 3, 5].

Дослідження характеристик дизелів різного призначення, що працюють на оліях та їх сумішах з дизельним паливом, проведено відомою фірмою John Deere, що випускає дизелі сільськогосподарського призначення. В випробуваннях застосовано одноциліндровий дизель без наддуву зі ступенем стиску 17,2, ходом поршня 12,1 см та діаметром циліндра 11,6 см,. В якості палива використовувались нерафіновані арахісова та соняшникова олії, та їх суміші з дизельним паливом. Деякі фізико-хімічні властивості досліджуваних палив на основі цих олій та дизельного палива представлено в табл. 4. [21]

Таблиця 4

Фізико-хімічні властивості палив

Фізико-хімічні властивості	Паливо				
	ДП	СО	АО	50X50 % ДП+СО	50X50 % ДП+АО
Густина палива при 15 °С, кг/м <sup>3</sup>	832,4	923,3	917	878,7	877,7
В'язкість кінематична, мм <sup>2</sup> /с при: 20 °С 100 °С	4,1 1,1	78,3 8,75	78,0 9,36	3,0	4,87
Хімічний склад					
С	86,6	78,3	78	82,3	82,1
Н	13,4	12,8	12,3	13,0	12,8
О	0	8,75	9,36	4,6	4,91
Теплота згорання, МДж/кг: нижча вища	42,967 45,776	36,981 39,686	37,023 39,638	39,31 42,573	39,829 42,558
Цетанове число	50,8	33,4	36,6	-	-

Випробування двигуна з використанням палив (табл. 4.) проведено в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимах без додаткових

регулювань паливної апаратури дизеля. Результати випробувань, проведених на трьох швидкісних режимах з частотою обертання колінчастого вала двигуна 1000, 1500 і 2200 об/хв і максимальної подачі палива наведено на рис. 5, 6.

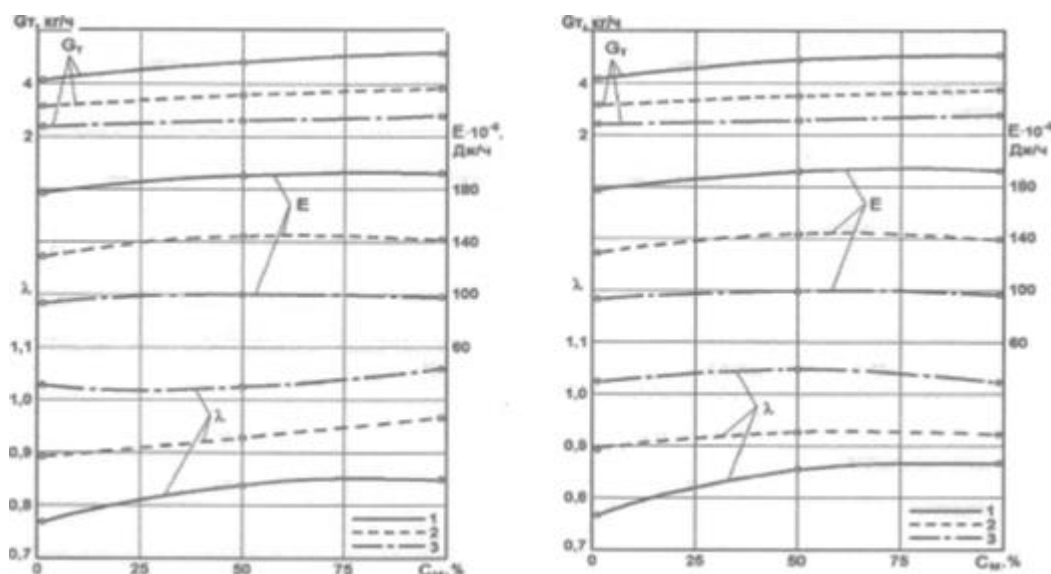


Рисунок 5. – Залежність годинної витрати палива  $G_t$ , відношення подачі палива до подачі повітря  $\lambda$  і кількості енергії  $E$ , що виділилася при згоранні палива, дизеля фірми John Deere від вмісту рослинної олії при роботі на сумішах дизельного палива з: а). соняшниковою олією; б). арахісовою олією

Отримані дані свідчать про те, що відмінності у властивостях дизельного палива і рослинних олій створюють суттєвий вплив на основні показники дизеля.

Висока в'язкість рослинних олій призводить до зниження втрат палива через зазори в плунжерній парі, що викликає необхідність збільшення циклової подачі рослинних олій. Але, підвищена густина при незмінному регулюванні призводить до зростання масової циклової подачі палива. В результаті цього при роботі дизеля на рослинних оліях спостерігається збільшення годинної витрати палива до 20 % (рис. 5.).

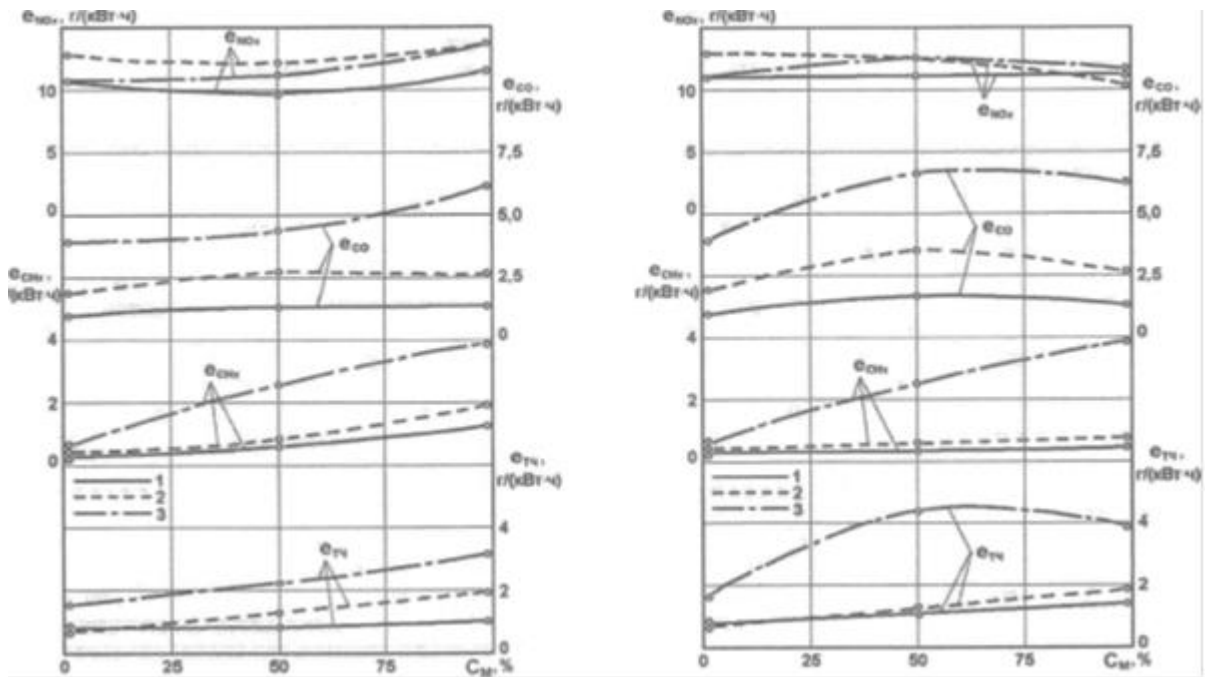


Рисунок 6. – Питомі масові викиди оксидів азоту, монооксиду вуглецю, вуглеводнів і твердих частинок від вмісту рослинної олії при роботі одноциліндрового дизеля фірми John Deere на сумішах дизельного палива з: а). соняшниковою олією; б). арахісовою олією

При використанні в дизелі олій відбувається збагачення робочої суміші, спостерігається збільшення відношення палива в суміші відносно повітря. В результаті цього потужність двигуна збільшується до 6 %. Таке збільшення відбувається не пропорційно збільшенню подачі палива, що пояснюється меншою теплотворною здатністю рослинних олій порівняно з дизельним паливом.

Але, збільшення маси палива в суміші при роботі на оліях компенсується меншою теплотворною здатністю олій. В кінцевому результаті при роботі дизеля на режимах повних навантажень ефективтивна потужність двигуна незначно відрізнялася. Це також спостерігається на режимах з середнім навантаженням.

Незначне погіршення якості протікання робочого процесу при роботі дизеля на рослинних оліях пояснюється зменшенням тепловиділення та його затримкою, що характеризується меншим цетановим числом олій та збільшеним періодом затримки спалахування. Це пояснює збільшення температури відпрацьованих газів при роботі двигуна на оліях та сумішевих паливах з їх використанням.

При роботі дизеля на оліях та їх сумішах з дизельним паливом викиди оксидів азоту практично не відрізняються від викидів при роботі на дизельному паливі (рис. 6.).

На номінальному швидкісному режимі з повного подачею палива і частотою обертання 2200 об/хв викиди продуктів неповного згорання палива - монооксиду вуглецю CO, вуглеводнів C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> і твердих частинок також мало змінюються при збільшенні вмісту рослинних олій в сумішевому паливі. Але, при використанні рослинних олій на режимах з максимальною паливоподачею та знижені частоти обертання колінчастого вала до 1500 і 1000 об/хв. зростають викиди CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> і твердих частинок при збільшенні концентрації олій в сумішевих паливах (рис. 6.).

У НТУ "ХП" проведено експериментальні дослідження сумішевих біопалив різного складу. Їх метою було визначення ефективності застосування таких палив на дизелі з напіврозділювальною камерою згорання типу ЦНДІ двигуна СМД-17Н (4ЧН 12/14). В якості палива використано рафіновану ріпакову олію та її бінарні суміші. За даними багатьох дослідників переведення дизеля на рослинні олії та їх суміші з дизельним паливом призводить до зміни процесів сумішоутворення, паливоподачі, сприяє його нормальної роботи нагароутворенню в соплових отворах форсунок.

Випробування передбачали визначення ефективних показників дизеля при його роботі на обертах колінчастого вала 1600 і 1800 об/хв та на режимі максимального крутного моменту 440 Нм (1400 об/хв.). При цьому використовувались палива: дизельне; ріпакова олія рафінована; суміші (за об'ємом) дизельного палива і ріпакової олії (75x25; 50x50). Результати досліджень представлено в табл. 4 [2-3].

Таблиця 4

Показники роботи дизеля 4ЧН12/14

Показник							
Паливо	$g_e$ , г/кВт·год	$P_T$ , кПа	$T_T$ , °К	$\alpha$	$\eta_e$	$g_{ц}$ , кг	$q_{ц}$ , мм <sup>3</sup>

n=1600 об/хв., Ne=25,3 кВт, Pe=0,3 МПа							
ДП	0,2623	128,1	540	3,68	32,3	34,6	42,7
25 % РО	0,3060	129,0	550	3,18	28,6	40,3	48,2
50 % РО	0,3155	128,9	552	3,21	28,5	41,6	48,2
РО	0,3305	127,8	542	3,15	29,0	43,6	47,5
n=1400 об/хв., Ne=64,4 кВт, Pe=0,87 МПа							
ДП	0,2366	137,1	854	1,61	35,8	90,7	112,0
25 % РО	0,2433	137,2	840	1,62	35,9	93,3	111,4
50 % РО	0,2543	136,3	839	1,59	35,4	97,5	113,0
РО	0,2993	136,8	848	1,44	32,1	114,7	125,3
n=1800 об/хв., Ne=103,5 кВт, Pe=0,74 МПа							
ДП	0,2397	168,5	757	2,09	35,3	77,7	95,9
25 % РО	0,2453	170,6	752	2,11	35,6	79,5	95,0
50 % РО	0,2576	170,5	759	2,10	34,9	83,5	96,7
РО	0,2713	170,1	751	2,06	35,4	87,9	96,0

Аналіз результатів досліджень показав, що питома ефективна витрата палива  $g_e$  на всіх режимах зростає при переході від дизельного палива до ріпакової олії. Скоріше це пов'язано зі зменшенням нижчої теплоти згорання палива. На всіх швидкісних режимах при переході збільшенням вмісту ріпакової олії зростає масова циклова подача  $q_m$ , хоча об'ємна циклова подача палива  $g_d$  залишається майже незмінною. При цьому також незначно змінюються: ефективний ККД дизеля, коефіцієнт надлишку повітря, температура відпрацьованих газів. При роботі на ріпаковій олії помітна закоксованість отворів форсунок системи живлення дизеля.

### 1.3.2. Робота дизеля на ефірах рослинних олій

Окрему групу альтернативних дизельних палив представляють собою складні ефіри, які отримують з олій рослинного походження. Вони за своїми властивостями ближчі до властивостей дизельного палива, тому також можуть використовуватись в дизелях.

Дослідження автомобільного дизеля, що працює на метилефірі ріпакової олії, проведено фірмою Volkswagen. Вихрекамерний чотирициліндровий дизель без наддуву,  $S/D=8,64/7,65$ , потужність 40 кВт працював на ДП з межами википання 176-348 °С, густиною 821 кг/м<sup>3</sup>, ЦЧ=52 і на метиловому ефірі з температурами википання 302-386 °С. В результаті експерименту встановлено, що при роботі дизеля при переході з дизельного палива на ефір ріпакової олії викиди СО знижуються з 4,5 до 3,57 грамів/тест, СпНм - з 0,82 до 0,37 г/тест, NOx - зростають з 2,56 до 3,01 г/тест (рис. 7.). Дослідники відмічають, що при роботі дизеля на ефірі спостерігається зниження димності відпрацьованих газів, на режимі повного навантаження димність знижується на 2 одиниці за шкалою Bosch в усьому діапазоні швидкісних режимів роботи двигуна. На режимах часткових навантажень - на 0,5-1 одиницю порівняно з роботою на дизельному паливі. При цьому знижуються викиди поліциклічних ароматичних вуглеводнів. Так, в досліджуваному дизелі, що працює на ефірі ріпакової олії, емісія поліциклічних ароматичних вуглеводнів в 2 рази менша, ніж при роботі на дизельному паливі (рис. 7.). Також відмічено збільшення на 12 % витрати метилового ефіру в порівнянні з витратою дизельного палива, що скоріше за все пов'язане з його меншою теплотворною здатністю (37,8 проти 42,5 Мдж/кг у дизельного палива). При роботі на ефірі також збільшуються викиди альдегідів. Але в цілому даний дизель має нижчу сумарну токсичність відпрацьованих газів за роботи на ефірі ріпакової олії.

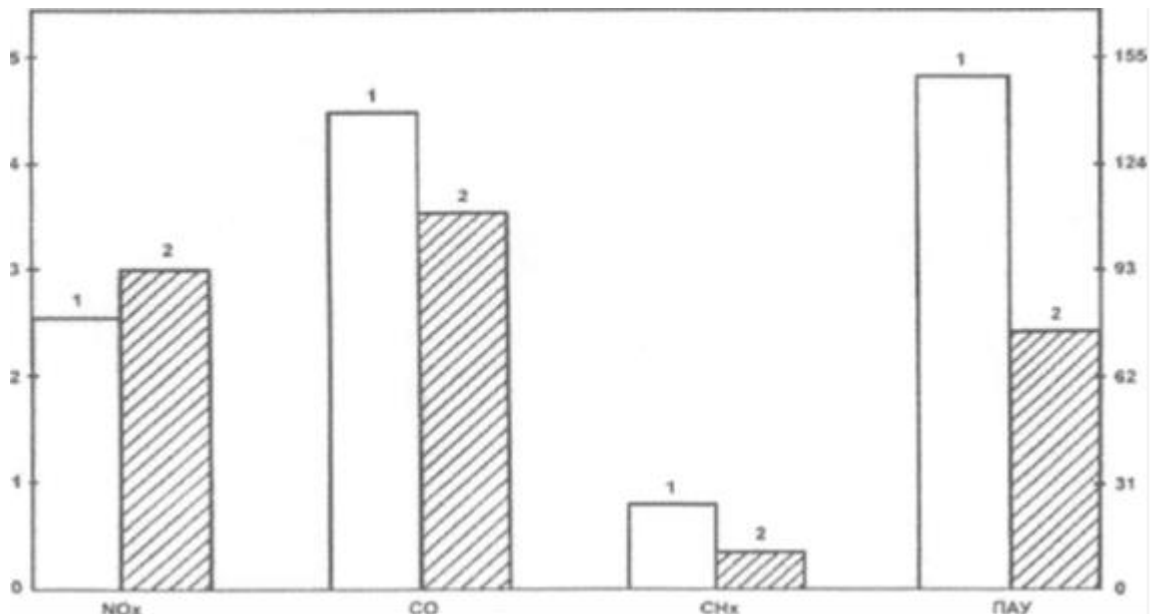


Рисунок 7. – Викиди оксиду азоту, CO, ПАВ у відпрацьованих газах дизеля Volkswagen при роботі на дизельному паливі (1) та РМЕ (2)

Фірма Porsche провела дослідження використання РМЕ для автотракторних і стаціонарних дизелів [14]. Ці дизелі мають оснащено турбонаддувом і охолодженням повітря на впуску, а також без наддуву. Дослідження дали змогу встановити, що при роботі на РМЕ на режимах зовнішньої швидкісної характеристики крутний момент та ефективна потужність незначно знижуються в порівнянні з роботою на дизельному паливі. При цьому викиди CO і  $C_nH_m$  збільшуються, викиди  $NO_x$  знижується. Викиди твердих частинок і ПАВ в нижче, ніж при роботі на дизельному паливі. При використанні РМЕ викиди сполук сірки практично відсутні. Підвищеного зношування деталей двигуна, збільшення відкладень вуглецевих сполук на поверхні камери згорання при роботі на РМЕ не відмічено.

В НТУ «ХП» проведено розрахункові дослідження робочого процесу дизеля СМД-31 (6ЧН12/14), що працює на дизельному паливі і метиловому ефірі ріпакової олії. В розрахунках робочого процесу дизеля використовувалася модель професора Н.Ф. Разлейцева., яка дозволяє найбільше врахувати особливості фізико-хімічних процесів сумішоутворення і згорання в циліндрі



двигуна, а також особливості його конструкції та поточні регульовальні параметри дизеля. Результати розрахунків наведено в табл. 5.

Таблиця 5

Показники роботи дизеля СМД-31 (6ЧН12/14)

Показник	ДП	РМЕ
Ефективна потужність, кВт	191,1	191,4
Циклова подача палива, мм <sup>3</sup> /цикл	140,6	154
Циклова подача палива, кг/(кВт·год) [дм <sup>3</sup> /(кВт·год)]	0,2187 [0,2647]	0,2541 [0,2897]
Середній ефективний тиск, МПа	1,207	1,209
Ефективний ККД	0,3855	0,3759
Середній ефективний тиск, МПа	1,448	1,450
Індикаторний ККД	0,4622	0,4507
Максимальний тиск циклу, МПа	12,95	13,03
Коефіцієнт надлишку повітря	2,002	1,956
Густина $\rho_{50} / \rho_{20}$	805/826	856/877

Результати досліджень дозволяють зробити висновок, що для забезпечення потрібних техніко-експлуатаційних показників дизеля, що працює на МЕРО, необхідна зміна процесів впорскування, сумішоутворення, що в свою чергу вплине на процес згорання. Наприклад, позитивний вплив на показники цих процесів можна отримати підігрівом палива до температури 70 °С, що призведе до зміни показників його фізико-хімічних властивостей. Збільшення тиску впорскування палива до 80 МПа призведе до зменшення середнього діаметра крапель розпалюваного палива. Також в даному випадку можна рекомендувати вплив на турбулізацію заряду через її інтенсифікацію.

Декілька гірші фізико-хімічні властивості мав соєвий метил ефір (метанове число 49, CO<sub>2</sub>=10,8 %, Δt=325-390 °С). Тому при збільшенні вмісту цього ефіру в сумішевому паливі до 50 % поліпшення показників токсичності дизеля було незначним: емісія твердих частинок зменшилася на 20 %, а СО – на 30 %.

1.4. Розроблені математичні моделі процесів впорскування і розпилювання палива в дизелях

Одним з найбільш ефективних методів дослідження процесів подачі, розпилювання палива і сумішоутворення в циліндрі дизеля є вивчення цих процесів методом чисельного моделювання. Доведено, що вдосконалення процесів сумішоутворення в циліндрах дизеля з напіврозділеними і нерозділеними камерами згоряння в більшості випадків можливе через підвищення тиску впорскування палива та збільшення кількості отворів форсунки. Інтенсивність паливоподачі вибирається з міркувань та можливості забезпечення узгодження геометричних показників струменя палива з формою камери згоряння, з можливістю більшого охоплення її об'єму і рівномірного розподілу в цьому об'ємі.

Особливо важливими показниками процесів впорскування і розпилювання є геометричні параметри струменя палива (довжина, ширина, кут конуса) та діаметри крапель. Також треба розуміти, що ці параметри будуть різними для всього діапазону швидкісних і навантажувальних характеристик дизеля.

Для вдосконалення процесу сумішоутворення необхідно досліджувати динаміку розвитку струменів палива, для чого існують різні розрахункові методики, які описано в роботах І. В. Астахова, Д. Н. Вирубова, В. А. Кутового, М. Н. Кухарева, О. Н. Лебедєва, А. С. Лишевського, Р. В. Русинова, Ю. Б. Свірідова, В. І. Трусова тощо [30].

Ф. Засс пропонує довжину (далекобійність) струменя  $L$  визначати залежністю:

$$L = \frac{1}{k} \ln(1 + kC_0 t), \quad (1)$$

де  $C_0$  - початкова швидкість руху палива з розпилюючого отвору, м/с;

$k = \frac{3\rho_{всх}}{\rho_{тd\rho}}$  - коефіцієнт;

$\rho_{в}$ ,  $\rho_{т}$  - густина повітря і палива;

$c_x$  - безрозмірний коефіцієнт аеродинамічного опору;

$c_x$  - діаметр отвору, мм.

Модель І.В. Астахова побудовано на розгляді динамічної рівноваги сил, що діють у фронті струменя палива. Основна залежність даної моделі має вигляд:

$$\frac{m_t dC_\phi}{dt} = 2\rho_B S C_x C_\phi^{1,5} \quad (2)$$

де  $m_t$  - маса палива, г;

$C_\phi$  - швидкість фронту струменя, м/с;

$S$  - площа фронту, мм<sup>2</sup>.

Також відомі 2-х і 3-х мірні моделі розвитку струменів, які базуються на методі кінцевих елементів. Вони відрізняються громіздкістю математичних співвідношень і вимагають великих машинних ресурсів для проведення обчислень. Тому більш широко рекомендовано та використовуються методики, побудовані на аналізі даних експериментів, які умовно розбивають на групи:

- розрахунок розвитку фронту струменя по середніх параметрах за весь процес подачі палива;
- розрахунок далекобійності струменя по просуванню окремих його порцій, що мають свої окремі характеристики в залежності від закону впорскування.

Характерним прикладом методик першої групи є модель А.С. Лишевського, що отримана експериментальним шляхом. Серед другої групи можна зазначити методики В.І. Трусова-Л.М. Рябікіна та Ю.Б. Свіридова-С.А. Романова.

Далекобійність струменя палива по критерійній залежності А.С. Лишевського має вигляд:

$$L = \frac{A d_p W_e^a L_p^b E^m}{\rho^n} \quad (3)$$

де  $W_e$ ,  $L_p$ ,  $E$  - критерії Вебера, Лапласа і Ейлера, відповідно.

Коефіцієнти  $A$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $m$ ,  $n$  обираються в залежності від відносної густини повітря  $\rho$ , яку визначають:

$$\rho = \frac{\rho_B}{\rho_T} \quad (4)$$

Модель у вигляді полінома  $n$ -ного ступеня не може задовольняти сучасним вимогам, оскільки описує випадку постійних витрат палива і усереднювання закону його подачі. Саме це обмежує її використання особливо для сучасних багаторазових ступінчастих законів подачі. Тому виникає необхідність опису процесу розвитку струменя законом, що враховує дійсний закон подачі палива і адекватно описує вплив наступних чинників: час протікання процесу, густина повітря, тиск впорскування. Така методика розрахунку розроблено на основі фізичного закону збереження імпульсу.

## **РОЗДІЛ 2. Опис програми для розрахунку і оптимізації показників двигунів «Дизель-РК»**

### **2.1. Основні можливості програми**

Програма «Дизель-РК» постійно удосконалюється. Її використовують для розрахунку різних процесів різних дизелів. Математичні моделі, що входять в дану програму, постійно доповнюються експериментальними даними, розширюється перелік задач. Результати розрахунків порівнюються з експериментальними даними різних дослідників [26].

Основні можливості програми «Дизель-РК» багато в чому співпадають з можливостями відомих програмних продуктів: Wave (Recardo), Boost (AVL), GT-Power (Gamma Technologies). Однак, крім загальноприйнятих і загальновідомих можливостей програма дає принципово нові додаткові можливості, що орієнтовані на моделювання в розгалужених газодинамічних процесів, що є характерним для процесу впорскування палива в циліндр дизеля. Програма «Дизель-РК» орієнтована на процеси сумішоутворення і згорання в циліндрі дизеля та розглядає нестационарні течії лише в каналах, що з'єднують циліндр двигуна з іншими елементами впускного тракту. Припущення про те, що циліндри дизеля працюють однаково дозволяє істотно зменшити час розрахунку, а це дає можливість вирішувати завдання оптимізаційні вказаних процесів. Основне призначення програми:

- термодинамічний аналіз двигунів;

- дослідження процесу наддуву;
- визначення впливу фаз газорозподілу на основні показники роботи дизеля;
- дослідження впливу параметрів паливної апаратури і форми камери згорання на процес паливоподачі;
- дослідження параметрів системи рециркуляції відпрацьованих газів.

В результаті кожного з розрахунків в зручній для аналізу формі виводиться інформація про чинники щодо розвитку кожного з паливних струменів та взаємовплив їх між собою. Це дозволяє послідовно проводити проектування камери згорання, конструкції розпилювача та його встановлення з точки зору найкращого розвитку паливних струменів з мінімальними втратами енергії при взаємодії струменів між собою.

Програма також дозволяє проводити тепловий розрахунок наступних типів двигунів: дизельних, бензинових іскрових (карбюраторних, інжекторних), газових іскрових (форкамерних та звичайних).

Програма «Дизель-РК» використовує термодинамічний підхід, коли циліндр двигуна розглядається як відкрита термодинамічна система. Вона дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати параметри їх агрегатів, досліджувати фазу газорозподілу, прогнозувати характеристики двигунів.

У програмі модель сумішоутворення і згорання дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з врахуванням наступних показників:

- форма камери згорання;
- інтенсивність вихрових потоків;
- кількість, діаметр та напрям соплових отворів форсунки;
- форма характеристики впорскування, включаючи багатозфазне;
- взаємодія струменів із стінками камери згорання та між собою;
- вид палива (біопалива) в тому числі сумішеві;
- система рециркуляції відпрацьованих газів.

Програма дозволяє змінювати форму камери згорання і конструкцію паливної апаратури та має вбудовану візуалізацію "Fuel Spray Visualization", яка дозволяє аналізувати рухому картину взаємодії паливних струменів із стінками камери згорання, потоком повітря та між собою. Програма дозволяє спроектувати форму камери згорання, вибирати діаметр, кількість і спрямованість сопел форсунки для конкретної характеристики паливоподачі і інтенсивності руху повітря. Причому інтерфейс програми дозволяє досліджувати будь-яку форму камери згорання і будь-яку конфігурацію отворів розпилювача.

Засоби програми дозволяють радикально підвищити ефективність розрахункових досліджень і розробити шляхи удосконалення двигунів. Програма підтримує моделювання процесу згорання при сучасному багаторазовому впорскуванні, включаючи згорання при зміні кутів випередження впорскування в широкому діапазоні. Параметри процесу згорання розраховуються через механізму низькотемпературного окислювання. Окремий інтерфейс дозволяє змінювати стратегію багаторазового впорскування, щоб уникати потрапляння палива на стінки циліндра.

Модель згорання в дизелі дозволяє досліджувати двигун, що працює на дизельному паливі, різних біопаливах, в тому числі на сумішах в різних співвідношеннях.

Фізико-хімічні властивості палив задаються користувачем і зберігаються в базі даних програми. Для кожного режиму роботи двигуна можна задавати своє паливо та своя діаграма ходу клапана з утриманням клапана на заданій висоті протягом заданого часу.

Для зміни затримки самоспалахування в програмі використано алгоритм, коли період затримки розраховується залежно від динаміки зміни тиску, температури, заданого ступеня рециркуляції, значення коефіцієнта надлишку повітря в процесі підготовки палива до самоспалахування.

Відомо, що параметри процесу випаровування палива залежать від локальної температури стінки, куди потрапляє паливо. При цьому розподіл температур не є рівномірним, тому розрахунок цих локальних температур

ведеться методом кінцевих елементів паралельно з тепловим розрахунком. Для завдання конструкції, матеріалів і граничних умов поршнів, кришок і втулок циліндра використовується можна використовувати внутрішню база даних вже відомих конструкцій.

В програмі на основі підходу Зельдовіча реалізований сучасний метод розрахунку емісії оксидів азоту як для звичайних двигунів, так і для двигунів з високим ступенем рециркуляції відпрацьованих газів за різними конструктивними схемами та багаступеневим впорскуванням.

## 2.2. Математичні моделі програми «Дизель-РК»

У програмі «Дизель-РК» для моделювання складних фізичних процесів що відбуваються в циліндрі двигуна використовується велика кількість розрахункових методів (математичних моделей).

Їх конкретний вибір обумовлений вимогами універсальності, швидкодії необхідної точності отриманих. Треба зазначити, що остання вимога змусила відмовитися від емпіричних рівнянь, які працюють у вузьких діапазонах режимів роботи та віддати перевагу трудомістким розрахунковим методам.

Параметри середовища на вході в циліндр та в сасому циліндрі визначаються покроковим вирішенням системи рівнянь збереження енергії, маси, а також рівняння фізичного стану для відкритих термодинамічних систем, що дає суттєве підвищення точності отриманих результатів за умови достатньої швидкодії.

Для розрахунку процесів сумішоутворення і згорання в дизелях використовується модель, яка побудована на методі проф. Н. Ф. Разлейцева. Дана модель враховує особливості параметрів впорскування, в тому числі багатофазне впорскування, дрібність крапель палив при розпилюванні; просторову орієнтацію струменів палива; динаміку руху паливних струменів та їх взаємодію з повітрям та стінками камери згорання. Ці показники розраховуються з врахуванням процесів розвитку всіх паливних струменів, а також утворених ними пристінкових потоків та взаємодії між ними. Можливості програми дозволяють

підібрати параметри і конфігурацію камери згорання дизеля, дослідити вплив орієнтації паливних струменів на процес його подачі, обрати кількість та діаметри отворів форсунки, необхідну інтенсивність турбулізації заряду, закон (характеристику) впорскування.

Викиди оксидів азоту розраховується за термічним механізмом, що запропонований проф. Зельдовичем. Склад продуктів згорання аналізується по вісімнадцяти компонентах. Для визначення локальних температур використовується модель проф. В.А. Звонова, а сажі – прийнято метод проф. Н. Ф. Разлейцева [26].

Математична модель газообміну описує в нестационарній постановці прохід повітря в каналах дизеля, з урахуванням вплив сусідніх циліндрів, в тому числі і для двотактних дизелів.

Теплообмін описано для окремих поверхонь, температури яких визначаються шляхом рішення класичної задачі передачі тепла. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки циліндра визначається за формулою проф. Вошні.

Програма також підтримує моделювання сучасних двоступінчастих систем наддуву дизеля (з приводом окремих ступенів або тільки з газовим зв'язком). Вона дозволяє вести розрахунки робочого процесу практично будь-яких конструкцій двигунів внутрішнього згорання. Практичне використання програми «Дизель-РК» щодо двигунів різних розмірностей та призначення показав, що вона дозволяє проводити розрахунки без трудомісткого попереднього налаштування емпіричних коефіцієнтів для конкретного двигуна, оскільки має підпрограму з функціями налаштування ("Майстри налаштування"), які на основі розповсюджених в сучасному двигунобудуванні рішень формують файл даних, що придатний для чисельної обробки.

Адекватно налаштована математична модель дизеля дозволяє при ідентичних емпіричних коефіцієнтах проводити розрахунок його показників на різних режимах роботи, в тому числі режими малої потужності, що дає можливість визначати показники роботи за різними алгоритмами управління паливною апаратурою дизеля.



### 2.3. Розрахунок сумішоутворення і згорання палива в дизелі

Прийнята модель розрахунку в програмі використовує підхід Нігоуази, хоча при цьому має відмінності, які пов'язані з детальним врахуванням паливних струменів із стінками і між собою (рис. 8.) [26].

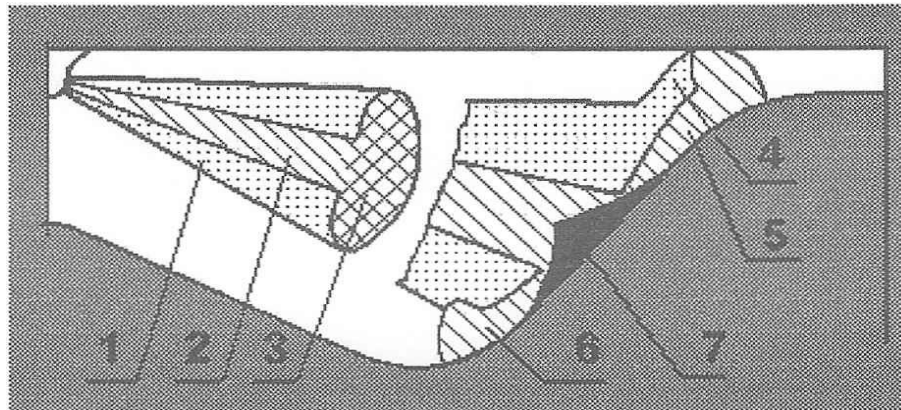


Рис. 8. Розподіл палива в струмені: 1- розріджена оболонка; 2 - осьове ядро; 3 - передній фронт; 4 - оболонка пристінкового потоку; 5 - ядро пристінкового потоку; 6 - передній фронт пристінкового потоку; 7 - осьове ядро пристінкового потоку.

В розрахунковій моделі тепловиділення розглядають чотири окремих періоди, які відрізняються особливостями, що обмежують швидкість процесу впорскування: затримка займання, початкове спалахування; кероване згорання на ділянці паливоподачі, дифузійне горіння після закінчення подачі палива.

В процесі руху струменя палива розраховуються його частки, що зайшли в характерні зони з різними умовами розвитку, випаровування і горіння, в тому числі в пристінкові зони камери згорання, на поверхні поршня, дзеркало циліндра, кришку циліндра.

Траєкторії руху вільних струменів та утворених ними пристінкових потоків розраховуються з урахуванням дії тангенціального потоку паливо-повітряної суміші, що задається вихровим числом  $H$ , з врахуванням кутів взаємодії вільних струменів із стінками камери згорання.

В період паливоподачі і розвитку струменів швидкість згорання обмежується в основному процесом випаровування палива, його швидкістю. У струмені дизельного палива зонами активного теплообміну і випаровування розпорошеного палива є його передній фронт та оболонка струменя. При високошвидкісному русі струменя та потоце великої густини випаровування крапель можна вважати незначними.

При взаємодії зі стінкою швидкість випаровування палива, що знаходиться на передньому фронті струменя, різко знижується, а в момент потрапляння фронту на стінку дорівнює нулю. Це пов'язано з меншою у порівнянні з струменем температурою стінки, зменшенням обдуву крапель, ущільненням краплинно-повітряної суміші на стінці, злиттям крапель переднього фронту з тими, що знаходяться ближче до холодної стінки. Після потрапляння фронту на стінку двофазна суміш починає рухатись по поверхні стінки за межі конуса струменя палива. При цьому збільшується швидкість випаровування палива в пристеночній зоні, хоча її значення залишаються меншими, ніж в просторі об'єма камери згорання. При розтіканні по поверхні поршня частина палива може потрапити в зазор між поршнем та верхнім компресійним кільцем, а також на кришку циліндра.

Швидкість випаровування всього палива в кожній з зон інтенсивного теплообміну дорівнює сумі швидкостей випаровування окремих його крапель. Випаровування кожної краплі як до, так і після спалахування палива описується законом Срезневського [26].

Паливна апаратура форсованих дизелів краще забезпечує однорідність розпилювання палива, особливо в основній фазі процесу впорскування. Тому розрахунок випаровування палива для таких дизелів проводять по середньому діаметру  $d_{32}$  крапель.

Для розрахунку швидкості випаровування визначаються константи даного процесу в різних зонах струменя. Оцінка цих констант проводиться по залежності, куди входять: критерій Нуссельта для дифузійних процесів; коефіцієнт дифузії парів палива, що віднесений до градієнта парціального тиску;

тиск насиченої пари; щільність рідкого палива; тиск і температури, зокрема температури стінок на яких паливо потрапило [26].

Після закінчення періоду затримки спалахування відбувається практично вибухове розповсюдження полум'я по активованій суміші в оболонці струменя. Відомо, що перший максимум швидкості тепловиділення залежить в основному від поданої частки циклової порції палива, затримки спалахування, ступеня активації паливо-повітряної суміші, швидкості випаровування палива в період спалаху, якості розпилювання палива та його макророзподілу, часу випаровування, фізикохімічних, термо- і газодинамічних характеристик горючої суміші в циліндрі дизеля.

Після спалаху і вигорання частки палива, що утворилася за період затримки спалахування, швидкість тепловиділення визначається швидкістю випаровування палива і швидкістю догорання продуктів його неповного згорання, яка у свою чергу залежить від середньої концентрації кисню, що залишився.

В період дифузійного горіння після закінчення процесу впорскування і процесу розвитку струменів відбувається спочатку стримке, а потім уповільнене зниження швидкості горіння палива. Це пов'язано із зменшенням його масипалива і з обмеженням процесу дифузії в цей період, об'ємне полум'я розпадається на безліч локальних місць горіння навколо скупчень палива. Якщо значна частина палива розподіляється на стінках камери згорання в поршні, то в інтервалі 15-30 град повороту колінчастого вала після верхньої мертвої точки в процесі розвитку тепловиділення спостерігається додатковий невеликий пік. За даною методикою проводять класичний розрахунок процесу згорання в двигунах з об'ємним та з пошаровим (плівковим) сумішеутворенням.

## **РОЗДІЛ 3. Комп'ютерне моделювання процесів впорскування і розпилювання біопалив та їх сумішей з дизельним паливом**

### **3.1. Аналіз процесу впорскування та розпилювання**

Поновлюваність сировинних ресурсів для виробництва та відносно непогані екологічні властивості палив з рослинних олій роблять їх одними з

перспективними щодо альтернативи дизельному паливу. В дослідження щодо використання таких палив в нових конструкціях дизелів або з адаптації існуючих дизелів до роботи на цих паливах особлива увага приділяється процесу сумішоутворення, оскільки, від проведення цього процесу залежать ті, що слідує за ним і від якості його проведення залежать практично всі показники роботи дизеля. Для зменшення витрат часу при вдосконаленні процесу сумішоутворення доцільне проводити його дослідження спочатку методами комп'ютерного моделювання. Розглянемо результати моделювання процесів сумішоутворення, впорскування і тепловиділення в циліндрі дизеля в при використанні біопалив за допомогою програми «Дизель-РК».

При проведенні моделювання досліджувалися параметри процесів сумішоутворення, впорскування і тепловиділення дизеля К-740 з турбонаддувом, з форсунками системи живлення з п'ятьма розпилюючими отворами діаметром  $d_p = 0,33$  мм. Конструкція розпилювача форсунки та камера згорання представлені на рис. 9, 10.

До фізичних властивостей палива, що створюють вплив на розвиток та динаміку струменя палива, дрібність його розпилювання відносяться в'язкість, поверхневий натяг і густина палива.

Зі збільшенням в'язкості зростає дальнобійність форсунки, що зменшує конус струменя, частку сумішоутворення по об'єму, а також призводить до збільшення кількості палива, що попадає на стінки камери згорання. З зменшенням в'язкості палива середній діаметр розпилених крапель зменшується, що призводить до його однорідності. При цьому кут паливного струменя збільшується при зменшенні дальнобійності струменя. Чим вищий поверхневий натяг, тим менше на краплю впливають зовнішні сили, що збільшує її розміри.

І навпаки, чим менший поверхневий натяг палива, тим однорідніше його розпилювання, що в свою чергу сприяє прискоренню процесів сумішоутворення та покращенню його показників.

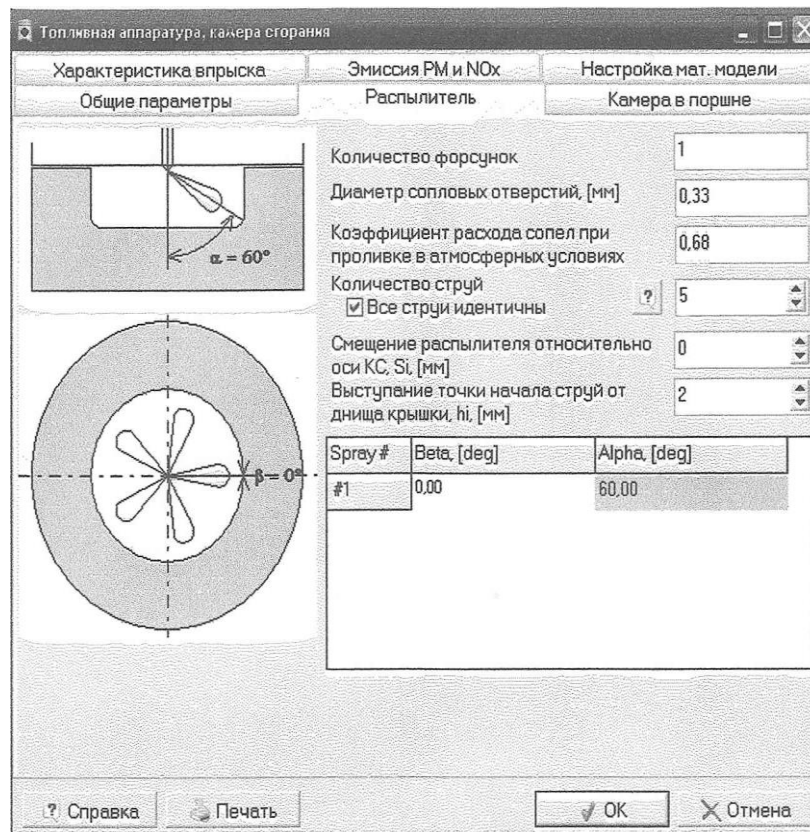


Рисунок 9. Конструктивні параметри розпилювача форсунки

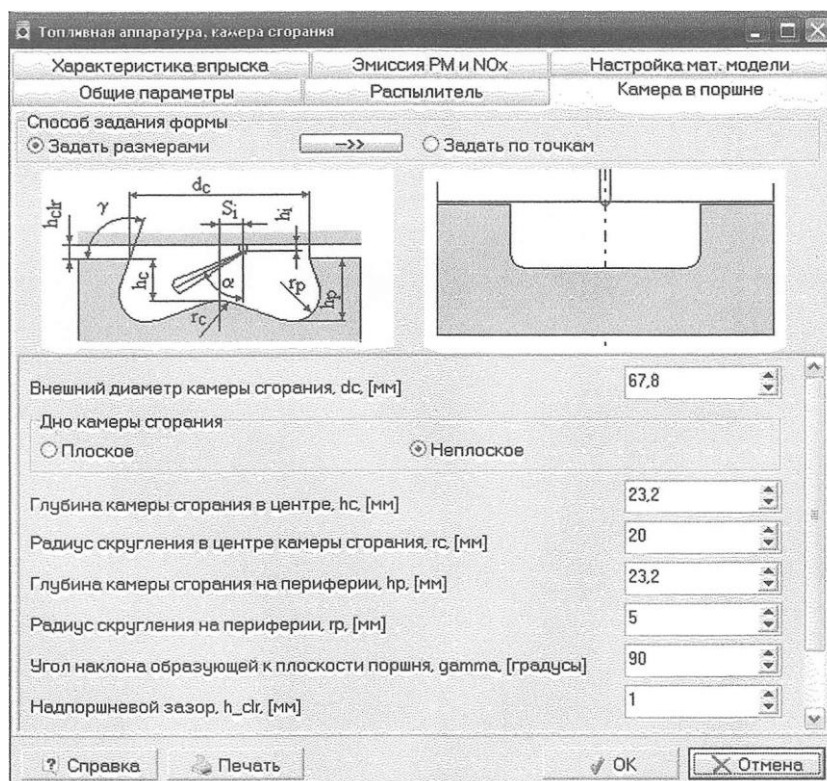


Рисунок 10. Камера згорання

Моделюванням процесу впорскування палива встановлено: максимальний тиск впорскування для РМЕ збільшився на 6 % у порівнянні з використанням

дизельного палива; середній діаметр розпилених крапель збільшився на 14 %; тривалість процесу впорскування зростає на 7,3 %; при викостанні СМЕ максимальний тиск впорскування зростає на 8 %; середній діаметр крапель - на 14,7 %, тривалість впорскування - на 7,4 % (табл. 6).

Таблиця 6

Параметри процесів впорскування дизельного палива, РМЕ та СМЕ

Параметр	Вид палива		
	ДП	РМЕ	СМЕ
Максимальний тиск впорскування, бар	328,71	348,53	354,94
Максимальна швидкість впорскування, м/с	273,9	277,4	274,2
Тривалість впорскування, ° п.к.в.	23,439	25,157	25,179
Максимальна довжина струменя, мм	60	71,25	62,75
Максимальний кут розкриття струменя, град	38,590	36,27	33,3
Частка палива, що випарувалось, %	71,28	57,58	89,62
Максимальна швидкість тепловиділення, Дж/град	133,2	109,2	135,5
Період затримки самоспалахування, ° п. к. в.	6,206	1,52	1,57
Частка палива, що випарувалася за період затримки самоспалахування, %	4,552	0,66	0,63
Тривалість згорання, ° п. к. в.	91,2	134,6	65,8
Вихрове число на початку стиску	1,586	1,586	1,586
Вихрове число в камері згорання в верхній мертвій точці	3,4	3,41	3,39
Максимальна швидкість вихру в камері згорання на радіусі 34 мм, м/с	26,574	26,689	26,5

Період затримки самоспалахування активно впливає на характер протікання всього процесу згорання. Малий період затримки самоспалахування призводить до займання палива на малій відстані від соплового отвору форсунки. При цьому струмінь палива буде гірше проникати в об'єм камери згорання, випаровуватись та перемішуватись з повітрям, внаслідок чого окислювання палива буде не повним, буде спостерігатись падіння потужності, перевитрата палива, підвищена димність відпрацьованих газів. Зменшення періоду затримки самоспалахування в 4,07 раза (РМЕ) і в 3,94 раза (СМЕ) призводить до значного зменшення частки палива, що випарувалося за цей час, відповідно в 7 разів (РМЕ) і 7,2 рази (СМЕ). Тривалість процесу згорання РМЕ збільшується на 47,6 %, однак, для СМЕ вона зменшується на 38,6 %.

Щоб отримати задовільне сумішоутворення, швидке згорання та зменшену витрату палива слід спрямовувати кожен струмінь палива таким чином, щоб максимальна його кількість потрапляла в зони сприятливих умов щодо випаровування. Це такі зони, як оболонка струменя палива і ядро пристінкового потоку. Важливо уникати попадання великої кількості палива в місця перетину пристінкових потоків сусідніх струменів, дзеркало та головку циліндра. Особливо цього необхідно уникати, якщо головка виконана з алюмінієвого сплаву, оскільки це матеріал відносно високої теплопровідності і завдяки цьому має відносно низьку температуру.

В період подачі палива і розповсюдження його струменів швидкість згорання обмежується швидкістю випаровування. Отриманий розрахунковим способом розподіл палива в зонах дозволяє провести аналіз чинників сумішоутворення на його якість (табл. 7).

Відносно невисока інтенсивність впорскування дизельного палива при максимальному тиску 328,71 бар сприяє утворенню крапель діаметром  $d_{32} = 25,742$  мкм. В струмені палива зонами інтенсивного теплообміну і випаровування є оболонка струменя, частка палива в оболонці струменя і в пристінковому просторі (найкращі умови для сумішоутворення) складає 80,21 % в кінці впорскування (рис. 11.).

Як видно з рис. 11., при розпилюванні СМЕ в оболонку струменя потрапляє на 2,69 % менше палива, що зумовлено меншим значенням динамічного коефіцієнту в'язкості  $\eta = 0,00463$  Па·с при  $T = 323$  °К, для РМЕ  $\eta = 0,00692$  Па·с, тому в оболонку потрапляє на 10,26 % менше палива наприкінці впорскування, та негативно впливає на випаровування палива.

Таблиця 7

Розподіл палива в зонах впорскування

Частка палива в:	Кут п. к. в., °	Паливо		
		Дизельне паливо	РМЕ	СМЕ
оболонці струменя і пристінковому потоці, %	346	0	0	0
	352	7,88	7,72	7,19
	358	23,12	15,02	20,50
	364	47,40	33,79	40,85

	370	67,22	53,59	60,03
	376	80,21	69,95	77,52
	Середнє знач.	34,94	29,54	33,50
	Макс. знач.	80,21	69,95	77,52
ядрі струменя, %	346	0	0	0
	352	9,41	9,14	8,99
	358	15,49	12,22	14,29
	364	12,48	10,96	11,71
	370	8,57	14,24	9,10
	376	2,13	2,87	2,27
	Середнє знач.	9,53	9,42	9,15
	Макс. знач.	16,84	14,36	16,02
фроні струменя, %	346	0	0	0
	352	3,43	2,01	2,67
	358	8,73	8,91	7,46
	364	9,81	0,22	9,30
	370	3,24	0,00	0,01
	376	0,00	0,00	0,00
	Середнє знач.	2,32	0,83	1,69
	Макс. знач.	10,16	8,91	9,85
ядрі пристінкового потоку, %	346	0	0	0
	352	0	0,53	0,00
	358	13,54	23,45	16,93
	364	23,61	31,54	24,13
	370	24,21	31,64	30,35
	376	17,66	25,42	20,21
	Середнє знач.	11,87	18,44	13,89
	Макс. знач.	28,17	35,67	30,78



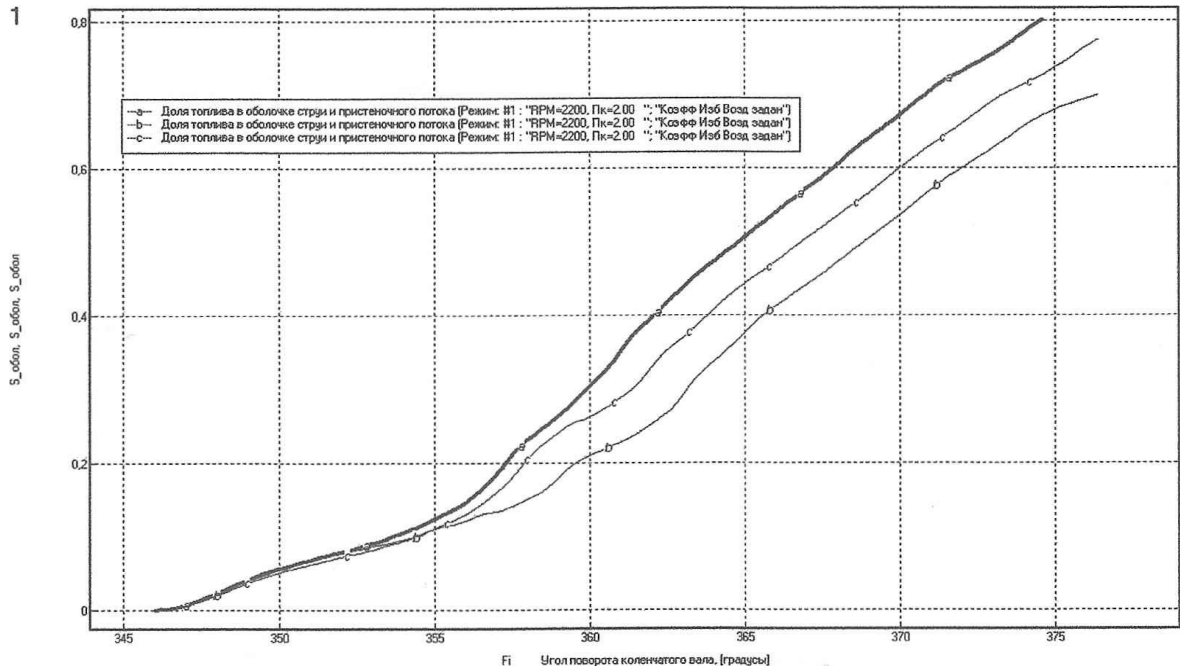


Рисунок 11. Частка палива в оболонці струменя і пристінковому потоці від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ.

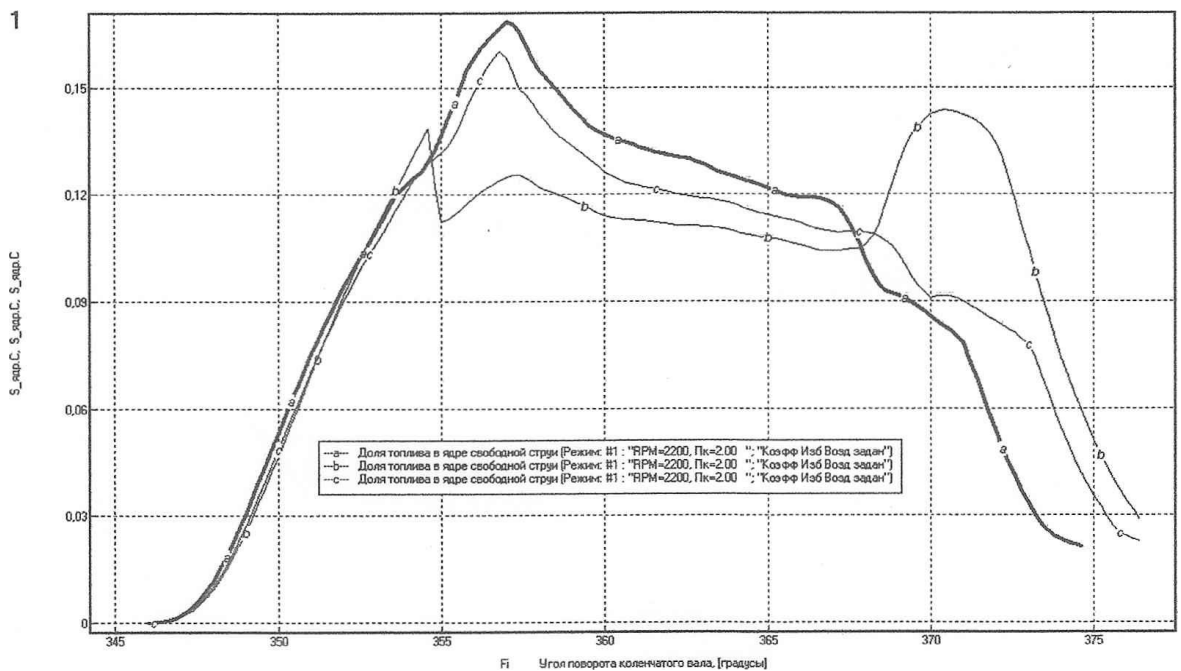


Рисунок 12. Частка палива в ядрі струменя від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ.

У високошвидкісному та відносно щільному осьовому потоці палива його прогрів і випаровування є незначними. Частка палива в ядрі струменя дизельного

палива, де створено відносно погані умови для випаровування, всередньому складає 9,53 % і досягає максимуму 16,84 % при 357 ° п. к. в. (рис. 12.). Характер залежності частки палива від кута п. к. в. СМЕ (лінія *c*, рис. 12.) подібна до аналогічної лінії дизельного палива (лінія *a*, рис. 12.), досягає максимального значення при 356,8 ° п. к. в., і середнє значення зменшується на 0,38 %. Для РМЕ (лінія *b*, рис. 12.) характерна інша поведінка відносно лінії *a*, максимальне значення - 14,36 % при 370,4 ° п. к. в., середнє значення зменшується на 0,11 %.

Передній фронт також являється зоною інтенсивного теплообміну і випаровування розпиленого палива. При потраплянні струменя на стінку камери згорання швидкість випаровування палива переднього фронту знижується до мінімуму. Це пояснюється нижчою температурою стінки у порівнянні з температурою струменя палива, зменшенням обдування крапель, ущільненням краплинно-газової суміші на стінці, злиттям і перемішуванням крапель переднього фронту з холоднішими краплями, які знаходяться ближче до стінки камери згорання. Частка палива у фронті струменя дизельного палива (лінія *a*, рис. 13.) досягає максимального значення 10,16 % при 357,6 ° п. к. в. Подібну поведінку показує СМЕ (лінія *c*, рис. 13.), максимум знаходиться в точці 9,85 % при 357,4 ° п. к. в. Лінія РМЕ (лінія *b*, рис. 13.) досягає максимуму 8,91 % при 355 ° п. к. в.

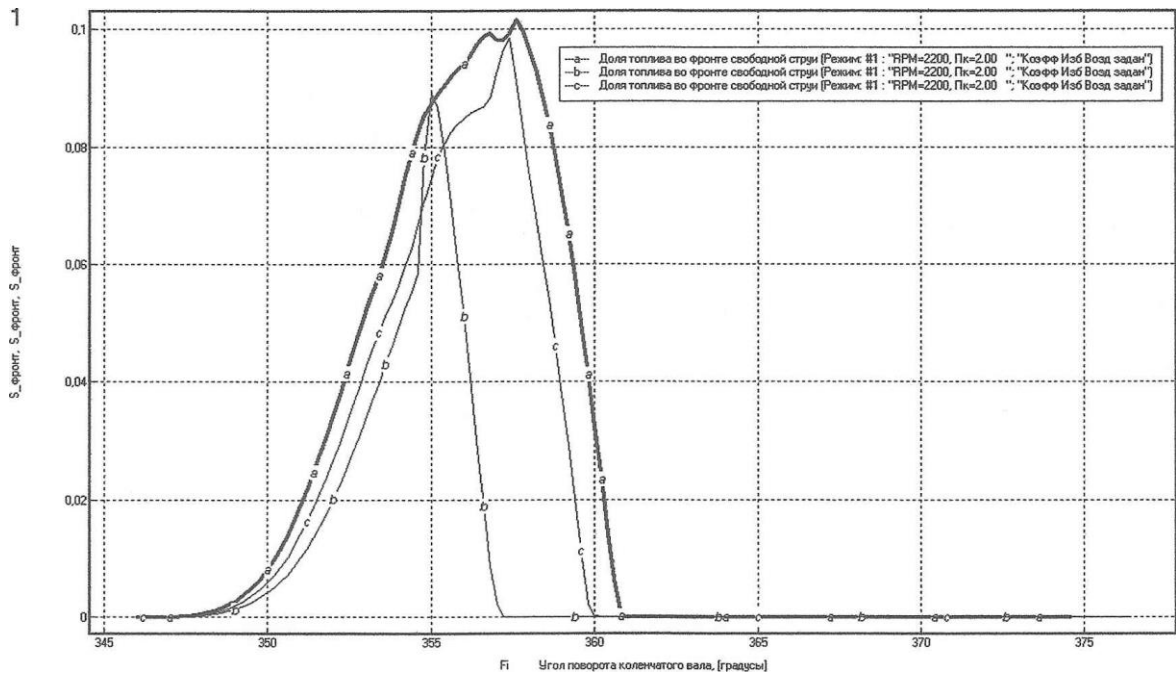


Рисунок 13. Частки палива у фронті струменя в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ

Після потрапляння фронту струменя палива на стінку камери згорання двофазна суміш починає розповсюджуватись по стінці за конус струменя. Швидкість випаровування палива збільшується, хоча і залишається меншою, ніж в об'ємі камери згорання. Максимальне значення частки палива в ядрі пристінкового потоку для дизельного палива складає 28,17 % при 368 ° п. к. в. (лінія *a*, рис. 14.), для СМЕ даний показник дорівнює 30,78 % при 369,4 ° п. к. в. (лінія *c*, рис. 14.), і найбільша частка 35,67 % при 368 ° п. к. в. (лінія *b*, рис. 14.) палива потрапляє в ядро пристінкового потоку для РМЕ.

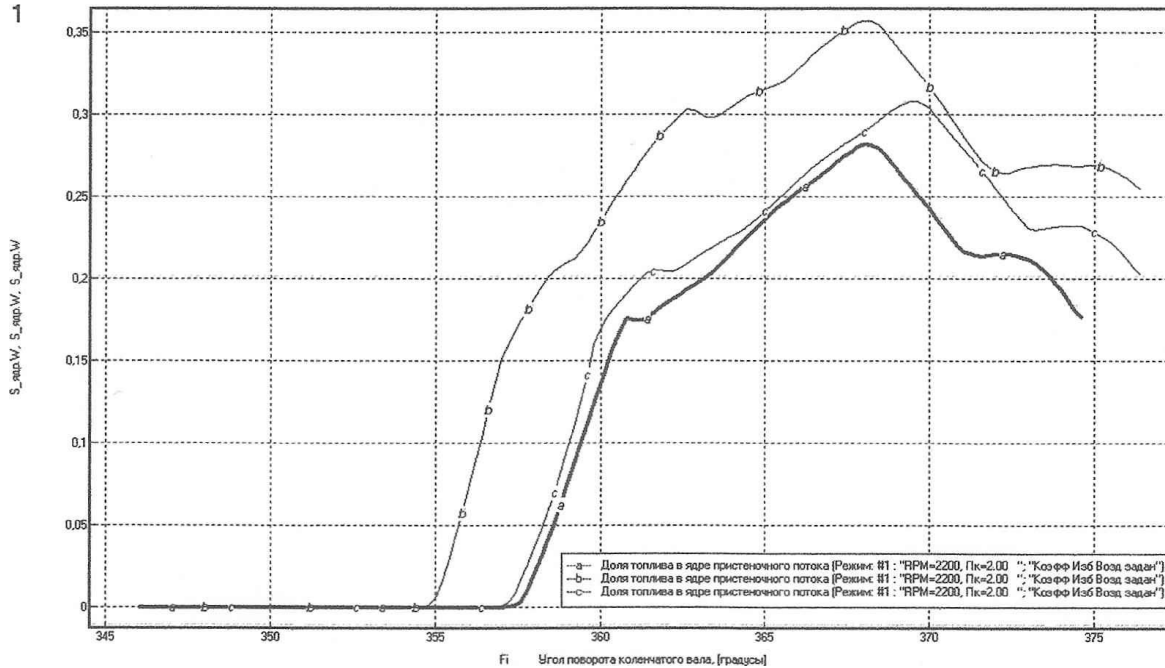


Рисунок 14. Частка палива в ядрі пристінкового потоку в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДЦ *b* - PME, *c* - СМЕ.

Процеси розвитку струменів палива, що виходить з розпилювача форсунки, їх взаємодію з пристінковими зонами камери згорання та між собою зручно аналізувати в графічному вигляді (табл. 8). В процесі розвитку струменів можливе їх з'єднання, утворення великих площ перетину пристінкових потоків, що призводить до перерозподілу сумарної кількості палива в характерних зонах. Частка палива в оболонках всіх струменів і пристінкових потоках струменів змінюється. Це впливає на процес згорання. Частка палива, що потрапила на поверхні камери згорання та дзеркало циліндра, а також в зони зімкнення пристінкових потоків для досліджуваних палив дорівнюють 0 %, крім частки в зонах зімкнення пристінкових потоків для PME, яка наприкінці процесу впорскування складає 1,759 % (рис. 15.).

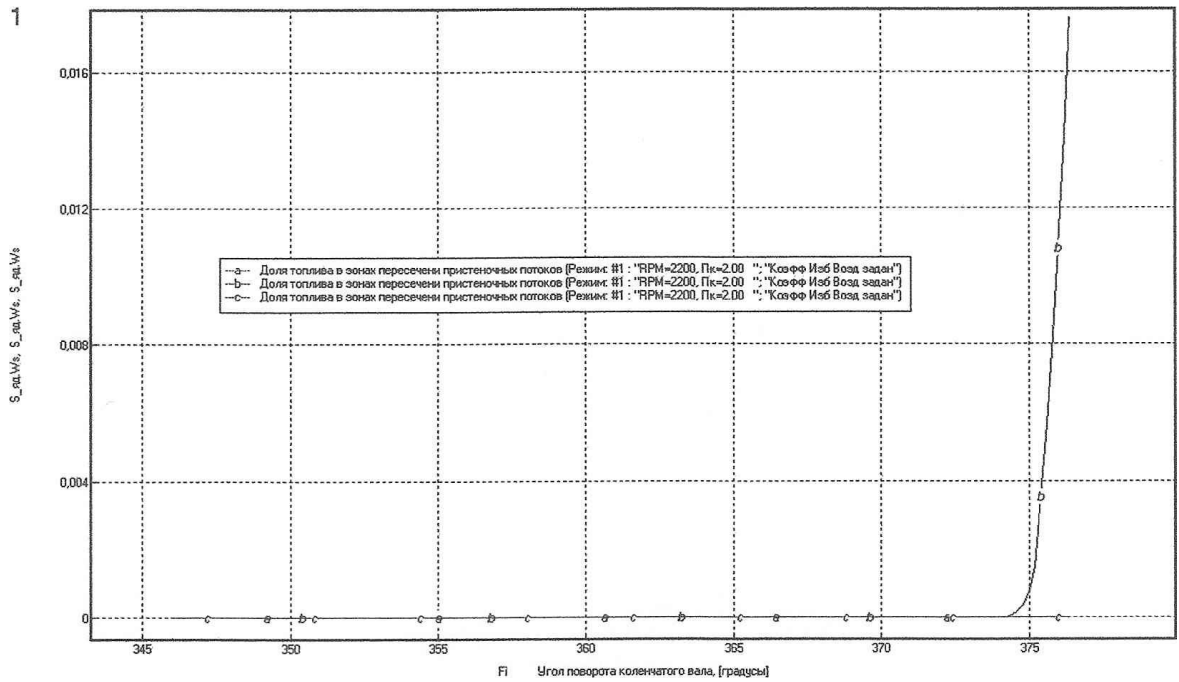


Рисунок 15. Частка палива в зонах зімкнення пристінкових потоків в залежності від від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ

Візуалізація процесу впорскування за допомогою програми «Дизель-РК» наведена в табл. 8. Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок, що струмінь палива розповсюджується під впливом тангенційного потоку, інтенсивність якого оцінюється вихровим числом - відношенням кутової швидкості вихру до кутової швидкості колінчастого вала дизеля. При великих значеннях вихрового відношення існує ефект зайвого завихрювання заряду, що супроводжується падінням потужності двигуна, зростанням димності відпрацьованих газів, перевитратою палива. Відносно мале вихрове відношення призводить утворення паливо-повітряної суміші не по всьому об'єму камери згорання, зниженню потужності, підвищенню димності практично у всьому діапазоні обертів колінчастого вала дизеля. При роботі двигуна на дизельному паливі максимальна швидкість вихру в камері згорання дизеля на радіусі  $K=34$  мм становить  $26,574$  м/с (табл. 8) при значенні

вихрового числа у ВМТ 3,3999 (на початку процесу впорскування 1,586). Ппереведення двигуна на РМЕ дає збільшення максимальної швидкості вихру на 0,115 м/с і складає 26,689 м/с, при вихровому числі у ВМТ 3,4147, для СМЕ максимальна швидкість вихру складає 26,5 м/с, що у порівнянні з дизельним паливом менше на 0,074 м/с, при вихровому відношенні 3,3905. Не суттєві відмінності цих показників зумовлюють подібність розвитку струменів для дизельного палива та СМЕ (табл. 8). Розвиток струменя з РМЕ характеризується меншою кривизною і збільшенням частки палива, що наближається до стунки камери згорання, що пов'язано з дальnobійністю струменя, яка здійснює значний вплив на розподіл палива в об'ємі камери згорання. Проникнення струменя повинна бути такою, щоб його вершина досягала стінки камери згорання. Отримані розрахунковим методом залежності довжини паливного струменя від кута повороту колінчастого вала наведено на рис. 16.

Отримані результати свідчать про суттєвий вплив в'язкості та густини палива на далекobійність струменя. При впорскуванні РМЕ спостерігається значне зростання довжини струменя, яка в кінці процесу впорскування становить 71,25 мм (рис. 16.), що на 17,08 % більше порівняно з ДП - 60 мм, з використанням СМЕ довжина струменя зростає на 4,58 % і становить 62,75 мм.

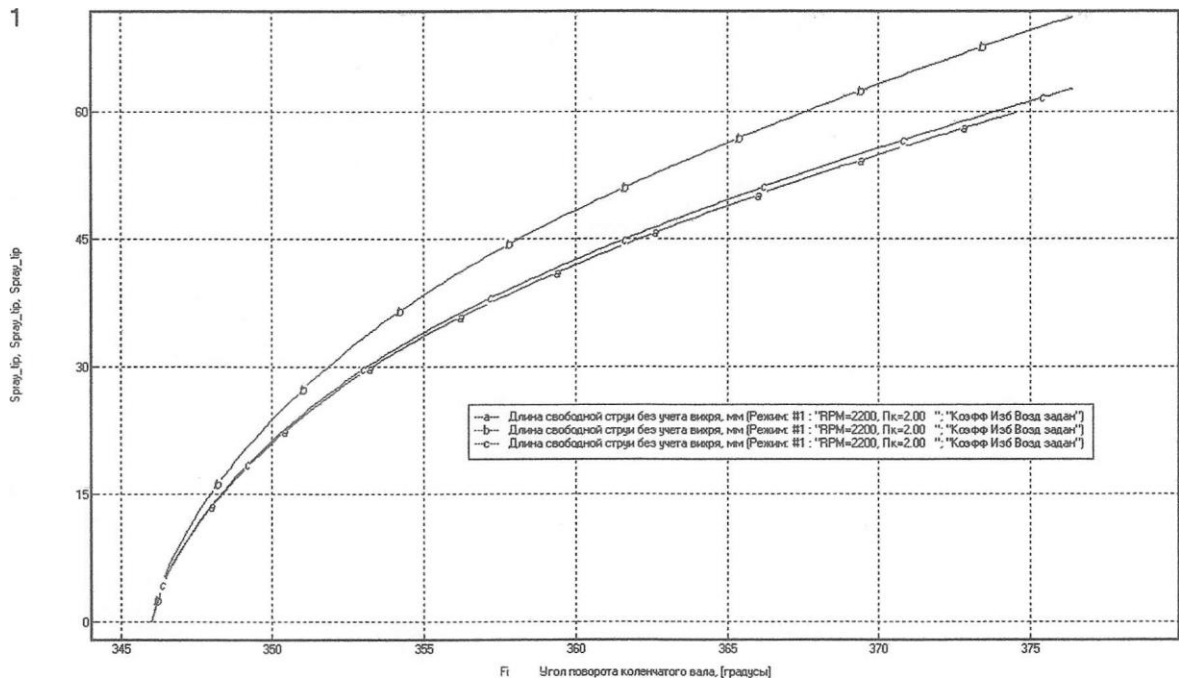


Рисунок 16. Довжина паливного струменя в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ

В результаті моделювання встановлено, що кут паливного струменя змінюється пропорційно кубічному кореню із відношення діаметрів розпилюючого отвору і відношення тисків перед розпилюючим отвором. Розрахунки свідчать про зменшення кута розкриття зовнішнього контура струменя. Це зменшує частку об'ємного сумішоутворення і негативно впливає на весь процес сумішоутворення і згорання палива. При роботі двигуна на РМЕ максимальний кут струменя дорівнює  $36,27^\circ$  (табл. 9), що менше  $\text{genf}$  для дизельного палива на 6 % ( $38,59^\circ$ ). При впорскуванні СМЕ кут паливного струменя не перевищує  $33,3^\circ$ , і у порівнянні з дизельним паливом зменшується на 13,7 % (рис. 17.).

Таблиця 8

Візуалізація процесу сумішоутворення в дизелі

Паливо	Кут повороту колінчастого вала, °			
	358	364	370	376

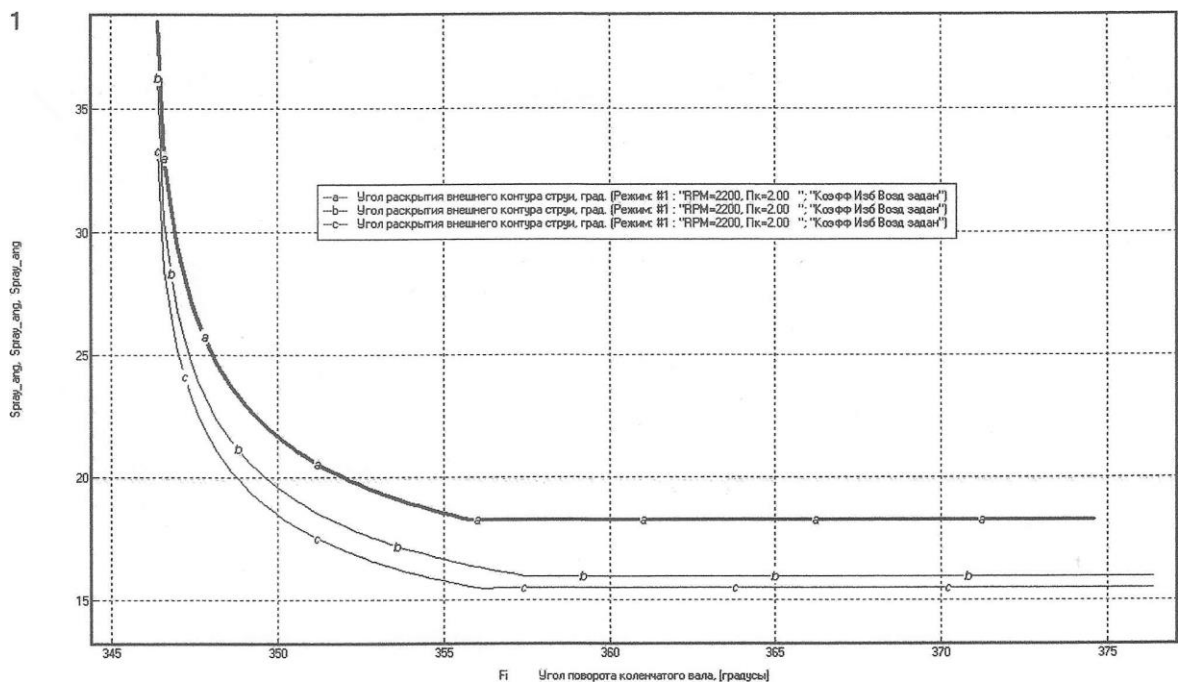
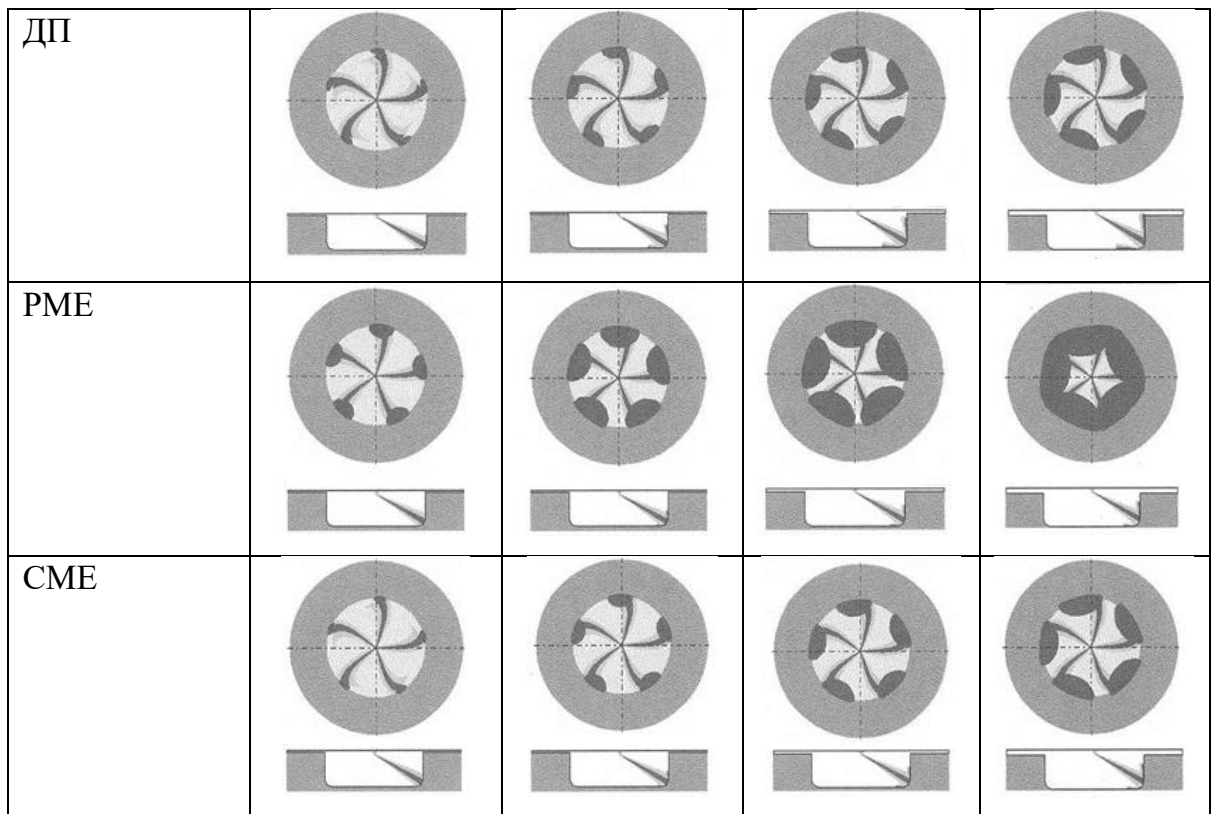


Рисунок 17. Кут розкриття паливного струменя в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ.

Слід відмітити, що у порівнянні з дизельним паливом РМЕ і СМЕ відрізняються кращими властивостями самозаймання в умовах



температур та тисків в камері згорання, оскільки їх цетанові числа дорівнюють відповідно 54,4; 51,3 і 48, а температури самозаймання 230, 141, 300 °С. внаслідок цього період затримки само спалахування зменшується. Аналізуючи графік зміни частки палива, що випаровувалась, необхідно зазначити, що найшвидше випаровується СМЕ - 89,6 % при 411,8 ° п. к. в. (рис. 18.). Найбільшгий час для випаровування потрібний РМЕ, процес закінчується при 480,6 ° п. к. в., а це сприяє збільшенню далекобійності струменя, потраплянню палива на стінки камери згорання, що погіршує випаровування.

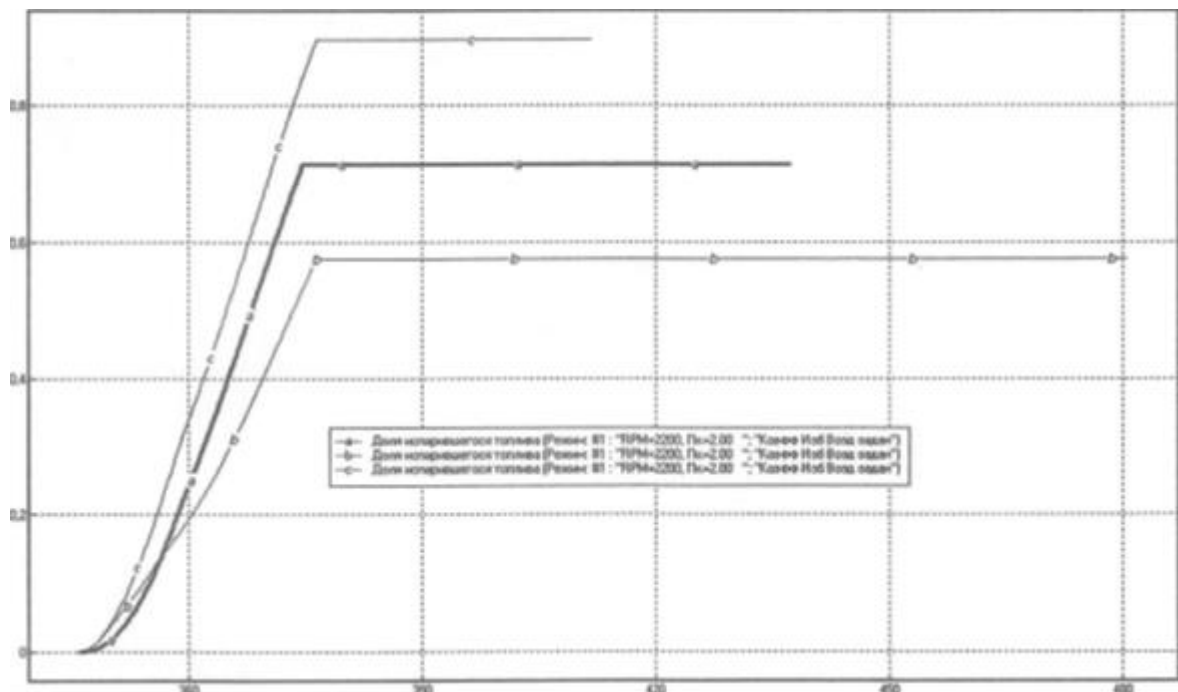


Рисунок 18. Частка палива, що випарувалась, в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *в* - РМЕ, *с* – СМЕ

Зазначені фактори аналогічно впливають на залежність частки тепла що виділилось від кута п. к. в. (рис. 18.). Порівнюючи рис. 18 та 19, можна зробити висновок, що частка теплоти, яка виділяється, пропорційно залежить від випаровування палива. Тепловиділення при розпилюванні РМЕ і СМЕ починається при куті повороту колінчастого вала 347,6 °, і закінчується при кутах 480,6 і 411,8, відповідно. При

впорскуванні дизельного палива тепловиділення починається після  $352,4^\circ$  п. к. в. і завершується в положенні  $437,2^\circ$  п. к. в.

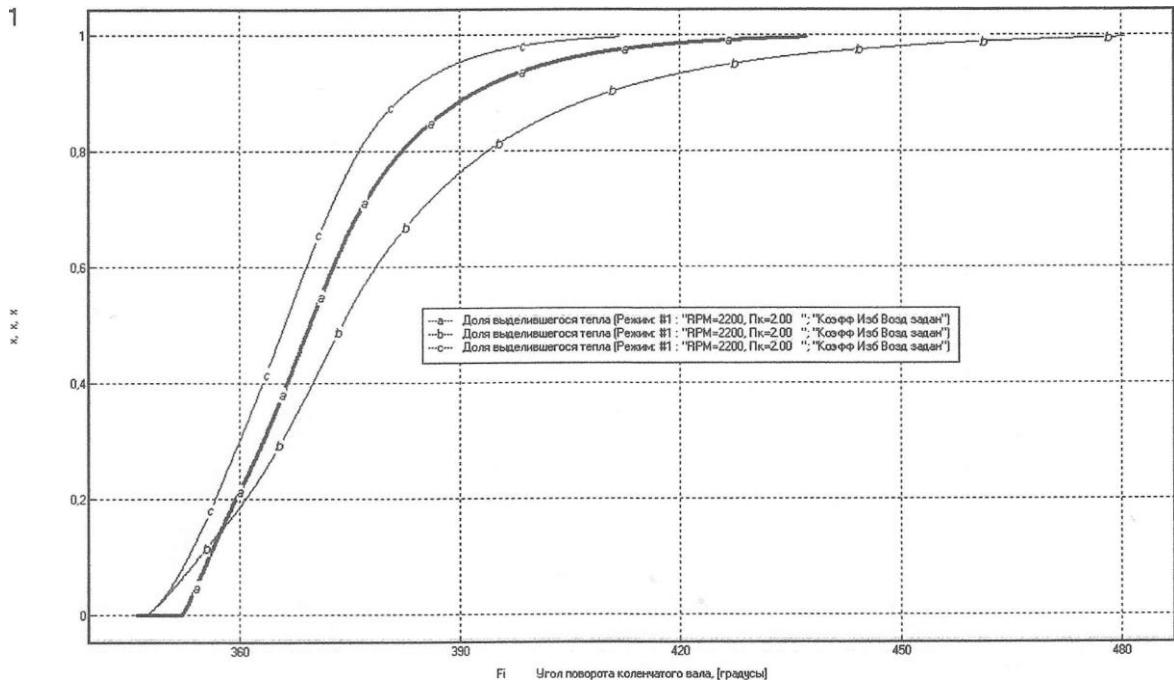


Рисунок 19. Частка теплоти, що виділяється, в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ

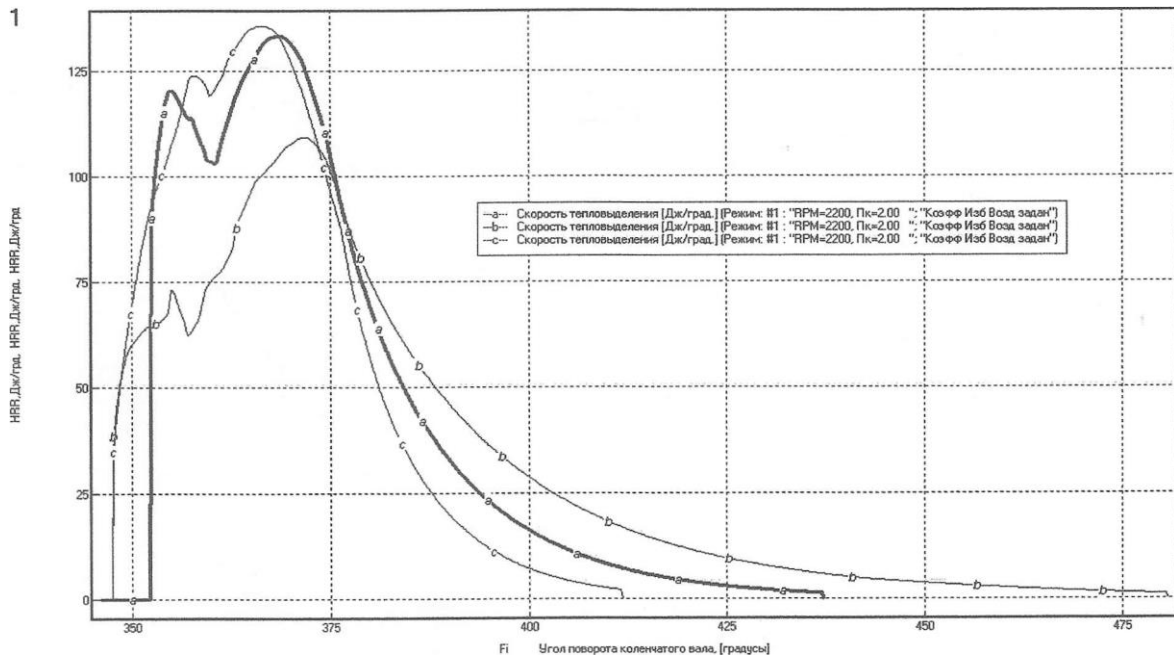


Рисунок 20. Швидкість виділення теплоти в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП, *b* - РМЕ, *c* - СМЕ

Основний вплив на швидкість тепловиділення створюють швидкості випаровування крапель палива та потрапляння повітря в зону згорання. Після закінчення періоду затримки самоспалахування відбувається розповсюдження полум'я в активованій суміші оболонки паливного струменя. Перший максимум швидкості тепловиділення залежить від частки циклової порції палива, що випарувалась в період затримки самоспалахування, ступеня активації суміші, швидкості випаровування палива в період спалаху, часу випаровування та якості розпилювання, фізико-хімічних, термо- і газодинамічних характеристик суміші. Перший максимум швидкості тепловиділення при роботі на дизельному паливі спостерігається при  $355^{\circ}$  п. к. в. і складає  $120,2$  Дж/град (рис. 20.). Для РМЕ перше максимальне значення  $73,16$  Дж/град виникає при  $355^{\circ}$  п. к. в., для СМЕ -  $123,7$  Дж/град при  $358^{\circ}$  п. к. в.

Після початку спалахування і вигоряння парів палива, що отримано за період затримки спалахування, швидкість тепловиділення визначається швидкістю його випаровування та швидкістю догорання продуктів неповного згорання, яка залежить від концентрації наявного кисню.

В період дифузійного горіння після впорскування і завершення розвитку струменів палива відбувається зниження швидкості згорання, що пов'язано із зменшенням маси палива і з впливом дифузії в цей період, полум'я розпадається на локальні скупчення палива. Оскільки велика кількість палива потрапляє на стінки камери згорання поршня, на графіках тепловиділення спостерігається ще один пік, що також пов'язано зі збуренням і руйнуванням пристінкового шару. Другий максимум швидкості тепловиділення при роботі двигуна на дизельному паливі утворюється при  $368,6^{\circ}$  п. к. в., і досягає  $133,2$  Дж/град. При використанні РМЕ друге максимальне значення  $109,2$  Дж/град спостерігається при  $371,6^{\circ}$  п. к. в., для СМЕ -  $135,5$  Дж/град при  $366,4^{\circ}$  п. к. в.

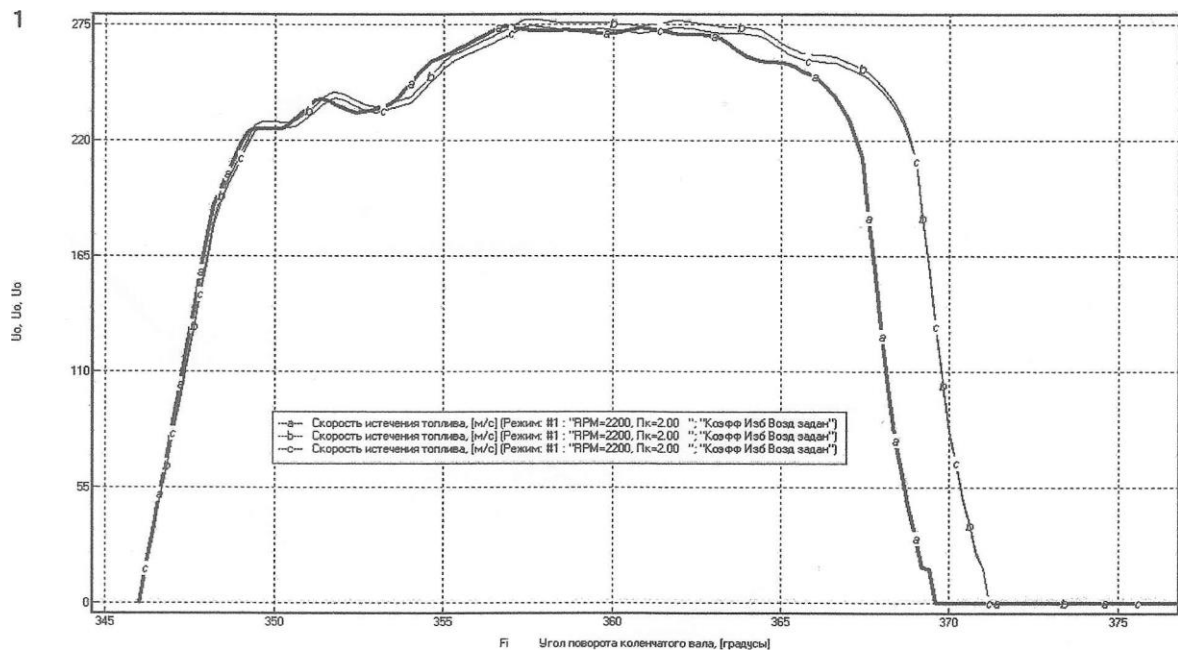


Рисунок 21. Швидкість впорскування в залежності від кута п. к. в. при роботі двигуна на: *a* - ДП *b* - РМЕ, *c* – СМЕ

При високих значеннях швидкості впорскування палива на виході з соплового отвору виникають хвилеподібні деформації осі струменя палива, що призводить до його руйнування на окремі складові (плівки і нитки), які далі вони подрібнюються на маленькі краплі. При зменшенні швидкості впорскування на поверхні струменя виникають осьові коливання, амплітуда яких збільшується, подрібнення великих крапель в подальшому відбувається під впливом сил аеродинамічного опору. Максимальна швидкість впорскування дизельного палива складає 273,9 м/с, при впорскуванні РМЕ і СМЕ вона збільшується на 3,5 м/с та 0,3 м/с, відповідно (рис. 21). Треба зазначити, що при збільшенні швидкості впорскування покращується рівномірність розпилювання палива.

### 3.2. Вплив концентрації біопалив на основні показники роботи двигуна

Значну увагу привертає питання стосовно впливу концентрацій біопалив в паливних сумішах на характеристики дизельного двигуна. Оцінка такого впливу дозволяє покращити склад біопалив в паливних

сумішах для отримання кращих економічних і екологічних показників роботи дизеля.

З цією метою було проведено дослідження дизеля К-740 [35] при роботі на дизельному паливі та його сумішах з ефірами рослинних олій - РМЕ та СМЕ в діапазоні 10...90 % концентрацій за об'ємом на швидкісних режимах 1000 до 2400 об/хв., результати яких представлено на рис. 22-27.

Отримані дані свідчать про те, що фізико-хімічні властивості дизельного палива та досліджуваних палив значною мірою чинять вплив на основні показники роботи дизеля.

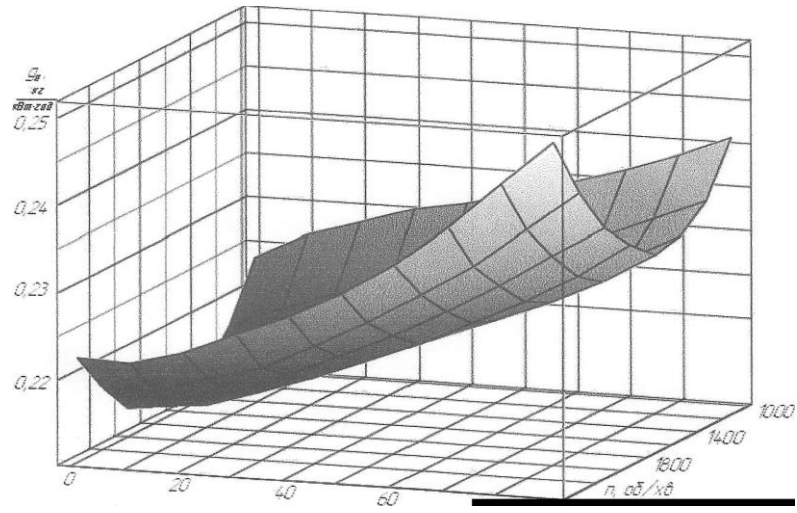
Висока в'язкість досліджуваних палив у порівнянні з дизельним призводить до зменшення втрати палива через зазори плунжерної пари паливного насоса високого тиску системи живлення дизеля, а це збільшує його циклову подачу. В результаті цього спостерігається збільшення ефективної витрати палива при роботі на РМЕ до 15 % і на СМЕ до 20% (рис. 22.).

Аналіз прерізів представлених поверхонь дозволяє дійти до висновку, що найкращому економічному режиму роботи дизеля відповідає частота обертання колінчастого вала 1600-1800 об/хв. Засобами Microsoft Office Excel отримано аналітичну залежність мінімальної ефективної витрати палива від концентрації ефірів. Для РМЕ вона може бути представлена експоненціальною залежністю (достовірність апроксимації  $R^2 = 0,99$ ):

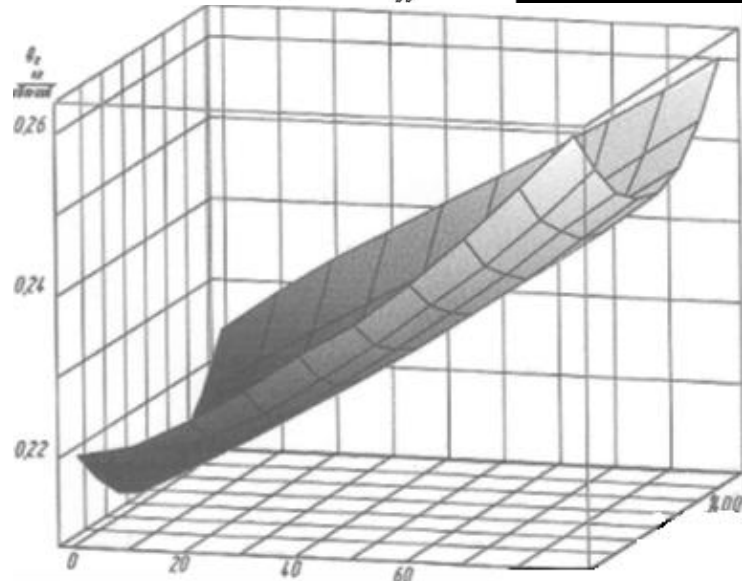
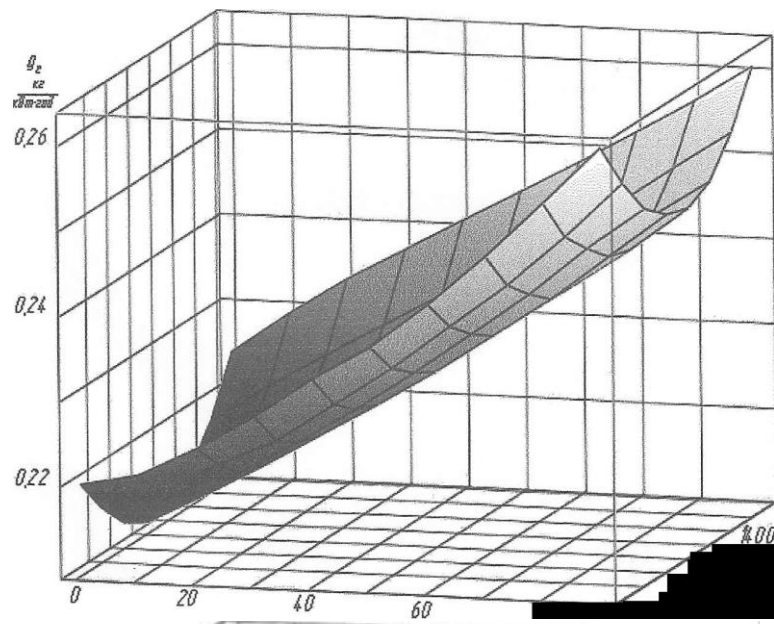
$$g_e^{min} = 0,2105e^{0,1016C_{pme}} \quad (5)$$

Для СМЕ (достовірність апроксимації  $R^2 = 1$ ):

$$g_e^{min} = e^{0,1846C_{cme}} \quad (6)$$



а).



б).

Рисунок 22. Ефективна витрата палива в залежності від концентрації РМЕ  $C_{pme}$  (а) і СМЕ  $C_{sme}$  (б) та обертів колінчастого вала

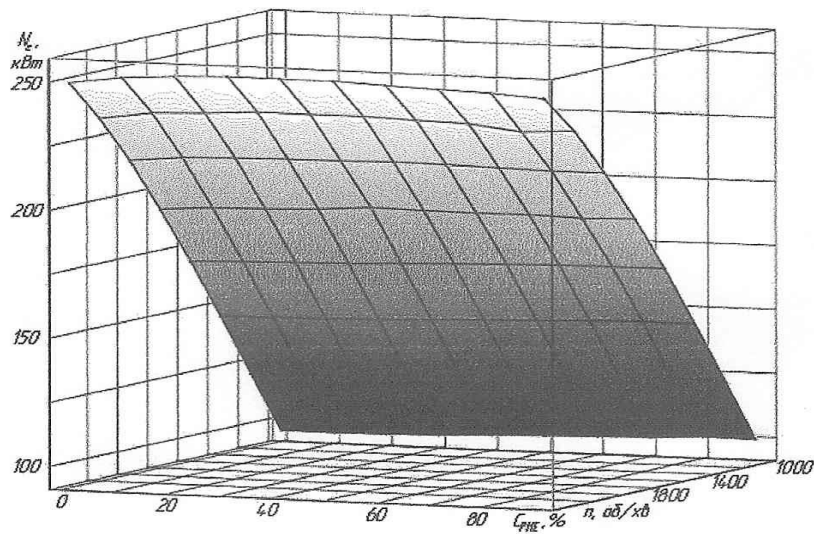
Як було зазначено, при роботі двигуна на ефірах рослинних олій відбувається збагачення робочої суміші, оскільки спостерігається зростання відношення подачі палива до подачі повітря. В результаті цього потужність двигуна на номінальному режимі зростає на 2,03 % з використанням в якості домішки РМЕ при збільшенні концентрації до 50 %, а потім спадає (рис. 23.). Рівняння апроксимуючої кривої має вигляд полінома (достовірність апроксимації  $R^2 = 1$ ):

$$N_e^{max} = 21,067C_{pme}^3 - 486918C_{pme}^2 + 28,732C_{pme} + 249,53 \quad (6)$$

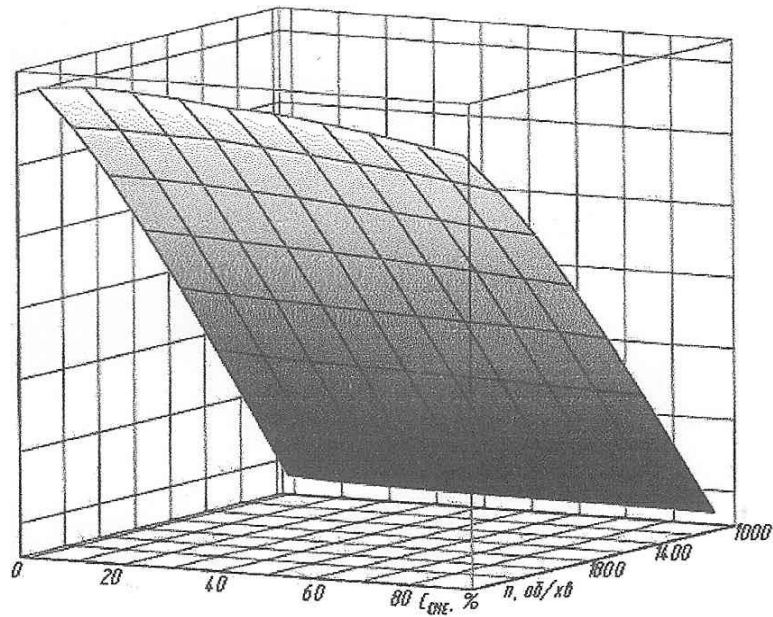
З використанням суміші дизельного палива з СМЕ потужність дизеля незначно збільшується на 0,54 % при концентрації 10 % і спадає при збільшенні концентрації (рис. 23.):

$$N_e^{max} = -15,302C_{cme} + 254,82 \quad (7)$$

Достовірність апроксимації  $R^2 = 0,9$ .



a).



б).

Рисунок 23. Ефективна потужність дизеля в залежності від концентрації РМЕ  $C_{рме}$  (а) і СМЕ  $C_{сме}$  (б) та обертів колінчастого вала

Внаслідок до збільшення витрати палива спостерігається збільшення ефективного крутного моменту дизеля. На режимі максимального крутного моменту при збільшенні концентрації РМЕ до 70% (19,5 Н•м, 1,9 %), дану криву можна описати залежністю (рис. 24):

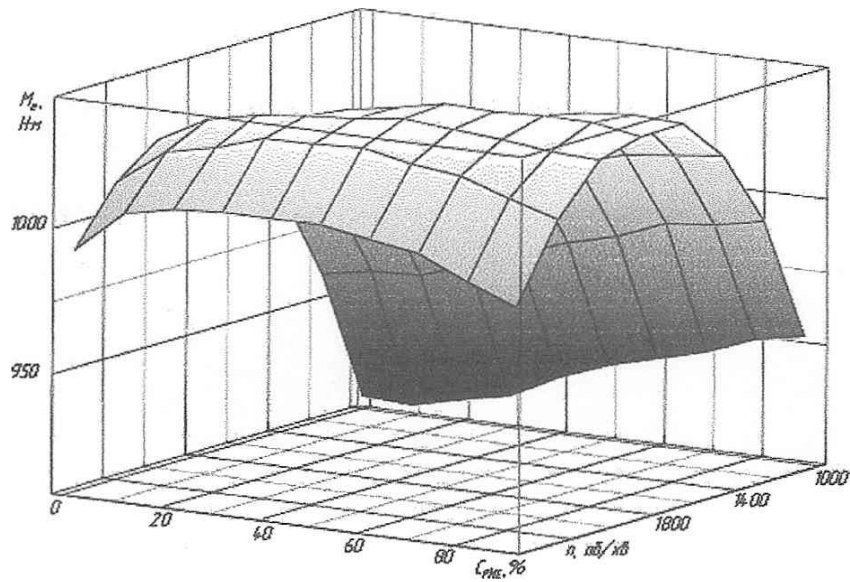
$$M_e^{max} = 0,868 \ln C_{рме} + 1038,9 \quad (8)$$

Достовірність апроксимації  $R^2 = 0,78$ .

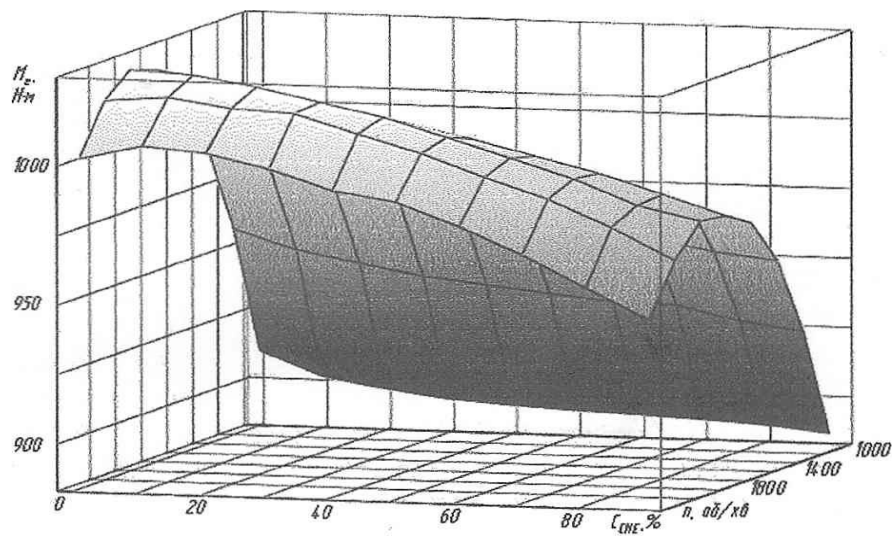
З використання суміші ДП і СМЕ (рис. 24.) крива максимального моменту має спадний характер (достовірність апроксимації  $R^2 = 0,98$ ):

$$M^{TM_{ax}} = -55,934 C_{сме} + 1032,6 \quad (9)$$





а).



б).

Рисунок 24. Зміна ефективного крутного моменту  $M_e$  в залежності від концентрації РМЕ  $C_{pme}$  (а.) і СМЕ  $C_{sme}$  (б.) та обертів колінчастого вала

Погіршення параметрів робочого процесу при роботі дизеля на ефірах рослинних олій пояснюється також їх меншою теплотворною здатністю. Властивості досліджуваних палив впливають також на викиди токсичних речовин. Максимальні викиди шкідливих речовин в дизелі спостерігаються на режимах максимальної подачі палива, коли відношення подачі палива і повітря максимальне.

Отримані значення викидів шкідливих речовин підтвержують можливість покращення екологічних показників дизеля при використанні сумішей дизельного палива з біопаливом. Так при використанні суміші з РМЕ спостерігається зниження викидів твердих частинок (рис. 25.) особливо на малих швидкісних режимах.

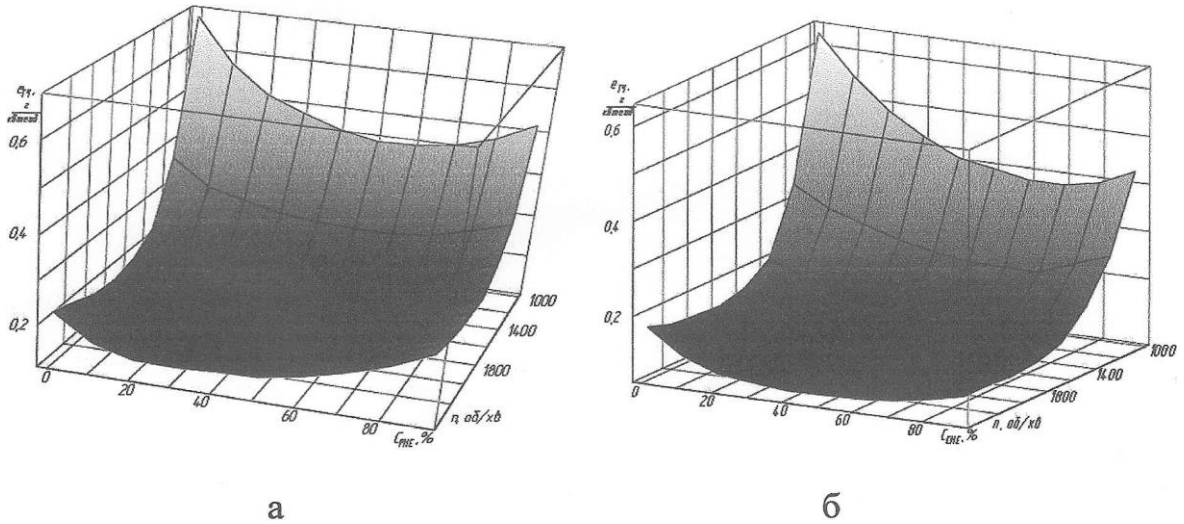


Рис. 25. Залежність викидів твердих частинок від концентрації ефірів та обертів колінчастого вала: а). РМЕ; б). СМЕ

Але, збільшення концентрації ефірів призводить до збільшення викидів  $NO_x$  до 46 % і 38,8 % відповідно при  $C_{PME} = 90$  % та  $C_{SME} = 75$  % (рис. 26.). Залежність мінімальної емісії оксидів азоту від концентрації РМЕ (достовірність апроксимації  $R^2 = 0,89$ ):

$$e_{NOx}^{min} = 1,237 + 2,254C_{PME} \quad (10)$$

Для суміші з СМЕ залежність мінімальної емісії оксидів азоту від його концентрації (достовірність апроксимації  $R^2 = 0,91$ ):

$$e_{NOx}^{min} = 0,091 \ln C_{SME} + 1,891 \quad (11)$$

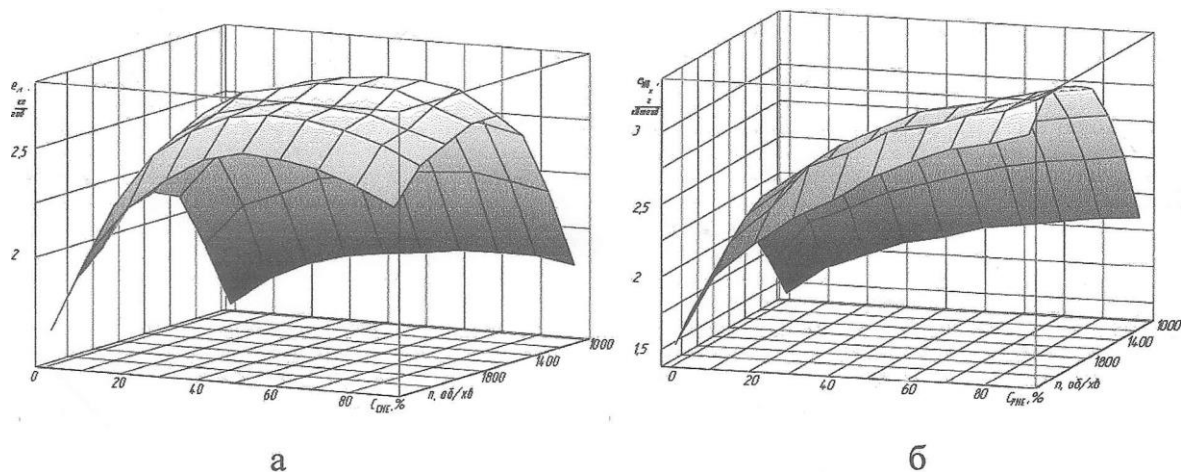


Рисунок 26. Залежність емісії оксидів азоту від концентрації РМЕ та обертів колінчастого вала: а).Срме; б). Ссме

Проведені дослідження показали можливість використання біопалив різних концентрацій в дизелях з врахуванням зменшення їх витрати покращенням екологічних показників роботи дизеля, що в подальшому дає можливість розробки систем управління складом сумішей дизельного палива з паливами рослинного походження у відповідності з режимом роботи дизельного двигуна.

## Висновки

1. Отримано графічне уявлення процесів впорскування та розпилювання біопалив рослинного походження, що дало змогу проаналізувати динаміку розвитку паливного струменя та дослідити показники його впорскування та сумішоутворення.
2. Встановлено, що для забезпечення необхідних техніко-економічних показників роботи дизеля, що працює на РМЕ або СМЕ, необхідна інтенсифікація процесів впорскування, сумішоутворення і згорання. Позитивний вплив на вказані процеси можна здійснити через підігрів палива, що призведе до поліпшення його фізико-хімічних властивостей. Збільшення тиску впорскування до 80 МПа дозволить отримати краплі

меншого діаметра в процесі його розпилювання. Турбулізація заряду дозволить поліпшити процеси випаровування і сумішоутворення.

3. Отримано графічні та аналітичні залежності показників процесу подачі палива, визначено вплив концентрації біопалив на основні показники роботи дизеля.

4. Проведені дослідження показали можливість підбору концентрації біопалив з врахуванням зменшення їх витрати та викидів токсичних речовин у відпрацьованих газах дизеля, що також дає можливість в перспективі розробити систему управління складом паливних сумішей у відповідності до заданого режиму роботи дизеля.

### **Література:**

1. Забарний Г. М. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України / Г. М. Забарний, С. О. Кудря, Г. Г. Кондратюк, Г. О. Четверик - К.: Інститут відновлювальної енергетики НАН України Відділ відновлювальних органічних енергоносіїв, 2006. - 226 с.
2. Семенов В. Г. Оценка влияния физико-химических показателей биодизельного топлива на параметры дизеля и его эколого эксплуатационные характеристики / В. Г. Семенов, С. В. Рудаченко // Международная биоэнергетика. - 2008. - №3. - с. 14-19.
3. Марков В. А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин // Турбины и дизели. - 2009. - № 3. - с. 14-19.
4. Войтов В. А. Особливості експлуатації паливної апаратури дизелів сільськогосподарського призначення при застосуванні біологічного палива / В. А. Войтов, М. С. Даценко, М. В. Карнаух, С. П. Сорокін // Науковий вісник НУБіП України. - 2010. - №144. - с. 29-32.
5. Войтов В. А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля / В. А. Войтов, М. С.

- Даценко, М. В. Карнаух // Техніка і технологія АПК. – 2009. – №1. – с. 13-18.
6. Knothek G. The biodiesel handbook / G. Knothe, J. Van Gerpen, J. Krahl/ - Champaign, Illinois, 2005. – 286 p.
7. Ільченко А. В. Перспективи застосування біодизельного палива в автомобільних двигунах / А. В. Ільченко // Вісник НТУ. – 2013. - № 27. – с. 370-373.
8. [http://thermalinfo.ru/publ/zhidkosti/toplivo\\_i\\_maslo/teplofizicheskie\\_svojstva\\_dizelnogo\\_topliva/31-1-0-81](http://thermalinfo.ru/publ/zhidkosti/toplivo_i_maslo/teplofizicheskie_svojstva_dizelnogo_topliva/31-1-0-81)
9. [http://thermalinfo.ru/publ/zhidkosti/toplivo\\_i\\_maslo/teploprovodnost\\_benzina/31-1-0-47](http://thermalinfo.ru/publ/zhidkosti/toplivo_i_maslo/teploprovodnost_benzina/31-1-0-47)
10. Тютюнников Б. Н. Химия жиров: учеб. / Б.Н. Тютюнников. – М.: Пищевая промышленность, 1965. – 632 с.
11. Стопский Н. А. Химия жиров и продуктов переработки жирового сырья : учеб. / Н. А. Стопский. – М. : Колос, 1992. – 285 с.
12. Ільченко А. В. Урахування властивостей двокомпонентних палив у процесі вимірювання їх витрати термоанемометричним витратоміром / А. В. Ільченко, А. О. Романова // Вісті автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ “Донецький національний технічний університет”. - 2007. - № 1(4). - С. 106-109.
13. Системи впорскування палива BOSCH P. Трейстер, Дж.Мейо 1990. - 200 с.
14. Щербатюк В. Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавками біоетанолу: Дис... к-та техн. наук / НТУ. - Київ., 2012. - 250 С.
15. Ільченко А. В. Підвищення ефективності експлуатації автомобілів використанням моторних палив з високооктановими кисневмісними добавками: дис... канд. техн. наук: 05.22.20 / Ільченко А. В.; Житомирський інженерно-технологічний ін-т. - Житомир, 2003. - 147 с.

16. Статистичний щорічник України за 2009 рік: Стат. Збірник / Державний комітет статистики України; ред. Осауленка О. Г., відп. за випуск Павленко В. П. - К.: Держаналітінформ, 2010. - 566 с.
17. Енергетична та екологічна політика на автомобільному транспорті України: шляхи адаптації до законодавства ЄС. // Автошляховик України. - 2007. - № 5. - С. 2-5.
18. <http://www.fao.org/docrep/011/i0100r/i0100r00.htm>
19. Устименко В. С. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України / В. С. Устименко, С. О. Ковальов, О. А. Бейко // Автошляховик України. - 2003. - №2. - С. 7.
20. Є. Пущик. Хто зніме Україну з нафтової голки // Економічна правда – [Електронний ресурс] – режим доступу:  
<http://www.epravda.com.ua/publications/2010/11/11/256065/>
21. Державний комітет Статистики України. Департамент статистики сільського господарства та навколишнього середовища. Рослинництво України за 2016 рік. - К., 2016.
22. Біопалива (технологія, машини і обладнання) / В. О. Дубровін, М. О. Корчемний, І. П. Масло та ін. - К.: ЦТІ «Енергетика і електрофікація», 2004. - 256 с.
23. Щокін А. Р. Перспективи виробництва і застосування біопалива в Україні / А. Р. Щокін, Б. В. Колесник, А. Г. Новак та ін. // Енергоефективність та енергозбереження. – 2005. – №5. – С. 16 – 20.
24. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
25. Стечкин, Б. С. Избранные труды: Теория тепловых двигателей / Б. С. Стечкин; Ред. Ю. С. Осипов. – М. : Физматлит, 2001. – 432 с.
26. [ww.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Download](http://ww.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Download)