

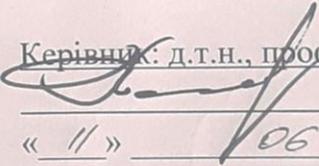
Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

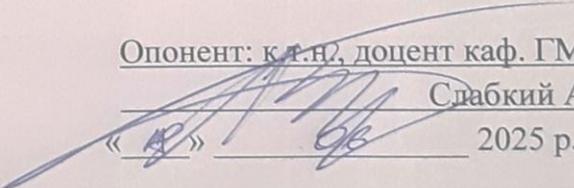
**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

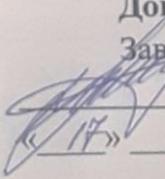
на тему:

**«Підвищення ефективності використання вантажних автомобілів  
137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення  
Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням  
системи живлення двигуна»**

Виконав: студент 2-го курсу, групи  
1АТ-23м спеціальності 274 –  
Автомобільний транспорт  
Освітньо-професійна програма –  
Автомобільний транспорт  
 Добринін О.О.

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ  
 Поляков А.П.  
« 11 » 06 2025 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. ГМ  
 Слабкий А.В.  
« 14 » 06 2025 р.

Допущено до захисту  
Завідувач кафедри АТМ  
к.т.н., доц. Цимбал С.В.  
 « 17 » 06 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 рік

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)  
Галузь знань – 27 – Транспорт  
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт  
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
завідувач кафедри АТМ  
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 21 » 03 2025 року

**ЗАВДАННЯ**  
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Добриніну Олександрю Олексійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна,  
керівник роботи Поляков Андрій Павлович, д.т.н., професор

( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «20» березня 2025 року № 96.

2. Строк подання студентом роботи: 09.06.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації спеціальних транспортних машин (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі КрАЗ-6322 з двигуном ЯМЗ-238; об'єкт дослідження – вплив на техніко-економічні показники вантажних автомобілів регулюванням ступеня стиснення та зміною кута випередження впорскування палива дизельного двигуна, похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Аналіз факторів впливу на цикли дизельних двигунів вантажних автомобілів.

2 Тепловий і динамічний розрахунок дизельного двигуна.

3 Дослідження впливу на техніко-економічні показники вантажних автомобілів КрАЗ-6322 удосконалення системи живлення двигуна ЯМЗ-238 за рахунок зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

4 Техніко-економічне обґрунтування і рекомендації щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3. Тема, мета та завдання дослідження.

4. Вплив на процес горіння паливо-повітряної суміші закону вприскування палива в циліндри дизеля.

5. Вплив на процес згоряння паливо-повітряної суміші значення кута випередження впорскування.

6-9. Результати дослідження впливу на техніко-економічні показники дизелів ЯМЗ-238 удосконалення системи живлення двигуна за рахунок зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива

10. Схема магістрального циклу на дорозі для автомобілів повною масою більше 3,5 т.

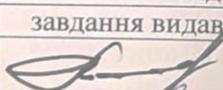
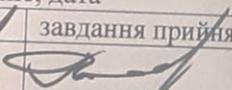
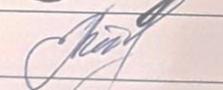
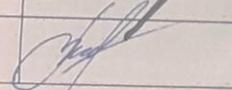
11. Показники автомобіля КраЗ-6322 при русі за магістральним циклом.

12. Витрати грн/добу в залежності від пробігу та завантаження при роботі двигуна за дизельним циклом.

13. Структура матеріальних затрат 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України при експлуатації автомобілів КраЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238.

14-15. Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.

#### 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Поляков А.П. професор кафедри АТМ		
Визначення ефективності запропонованих рішень	Макарова Т.В., доцент кафедри АТМ		

7. Дата видачі завдання « 21 » березня 2025 р.

#### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	17.02-02.03.2025	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	03.03-16.03.2025	
3	Обґрунтування методів досліджень	17.03-31.03.2025	
4	Розв'язання поставлених задач	01.04-26.05.2025	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	05.05-26.05.2025	
6	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	27.05-30.05.2025	
7	Перевірка роботи на плагіат		
8	Оформлення текстових документів та ілюстративних матеріалів	02.06-04.06.2025	
9	Попередній захист МКР	05.06-06.06.2025	
10	Допуск завідувача кафедри до захисту МКР	09.06-11.06.2025	
11	Рецензування МКР	12.06-17.06.2025	
12	Захист МКР	18.06-20.06.2025	
		23.06-24.06.2025	

Здобувач

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

Добринін О.О.

Поляков А.П.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	3
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ЦИКЛИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ .....	6
1.1 Аналіз факторів, що впливають на процес згорання в дизельних двигунах .....	6
1.2 Основи згорання паливо-повітряних сумішей в двигунах внутрішнього згорання .....	12
1.3 Оцінка сумішоутворення в дизелях .....	21
Висновки по першому розділу. ....	33
РОЗДІЛ 2 ТЕПЛОВИЙ І ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА .....	35
2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна. ....	35
2.2 Розрахунок двигуна на міцність. ....	43
Висновки по другому розділу .....	52
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ КраЗ-6322 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА ЯМЗ-238 ЗА РАХУНОК ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСНЕННЯ ТА КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА .....	53
3.1 Дослідження впливу на показники дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива .....	53
3.2 Дослідження впливу на техніко-економічні показники вантажних автомобілів КраЗ-6322 удосконалення системи живлення двигуна ЯМЗ-238 .....	63
Висновки по третьому розділу .....	66
РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ 137 ОБ'ЄДНАНОГО ЦЕНТРУ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОВІТРЯНИХ СИЛ ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ УДОСКОНАЛЕННЯМ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА .....	69
4.1 Рекомендації щодо доцільності переобладнання системи живлення дизельного двигуна вантажного автомобіля .....	69
4.2 Техніко-економічне обґрунтування запропонованих заходів щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України .....	71
Висновки по четвертому розділу .....	73
ВИСНОВКИ .....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	79
ДОДАТКИ. ....	81

## ВСТУП

Актуальність теми. В підрозділах Збройних Сил України, промисловості, сільському господарстві, будівництві, торгівлі, активно використовується автомобільний транспорт, від здійснює масові пасажирські перевезення в містах, крупних населених пунктах. На частку автомобільного транспорту припадає істотна частина вантажообігу і більше половини пасажирських перевезень. Він тісно взаємодіє із залізничним, водним і повітряним транспортом, будучи важливою складовою частиною транспортної системи країни.

Без підтримання техніко-економічних показників автомобільного транспорту на рівні, який відповідає вимогам сьогодення неможливо його ефективне використання. Крім того, при масовому використанні автомобільного транспорту гостро постає питання забезпечення його паливом.

Проблема підвищення характеристик транспортних засобів невід'ємно пов'язана з підвищенням техніко-економічних показників двигунів. Для покращення техніко-економічних показників транспортних засобів автомобілів та забезпечення виконання вимог нормативних документів розглядаються усі можливі шляхи. Але їх реалізація тісно пов'язана з економічною доцільністю реалізації вибраних рішень.

У виробництві двигунів та при їх модернізації застосовуються комплексні рішення, що є дуже складними у поєднанні і управлінні. Тому для початкових робіт потрібно вибрати найбільш раціональний варіант підвищення показників дизельних двигунів зміною кута випередження впорскування палива та регулюванням ступеня стиснення.

Метою роботи є підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана робота виконувалася в рамках науково-дослідної роботи кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Результатом виконання магістерської роботи стало дослідження впливу техніко-економічні показники вантажних автомобілів удосконаленням системи живлення двигуна за рахунок зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка рекомендацій щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів удосконаленням системи живлення двигуна.

Для досягнення поставленої мети визначено такі основні завдання:

- аналіз факторів впливу на цикли дизельних двигунів вантажних автомобілів;
- тепловий розрахунок дизельного двигуна та розрахунок деталей двигуна на міцність;
- дослідження впливу на показники дизелів ямз-238 послідовної зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива;
- дослідження впливу на техніко-економічні показники вантажних автомобілів КрАЗ-6322 удосконалення системи живлення двигуна ЯМЗ-238;
- техніко-економічне обґрунтування і рекомендації щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна.

Об'єкт дослідження - вантажний автомобіль КрАЗ-6322 з дизельним двигуном ЯМЗ-238.

Предмет дослідження – вплив на техніко-економічні показники вантажних автомобілів регулюванням ступеня стиснення та зміною кута випередження впорскування палива дизельного двигуна.

Методи досліджень. Математичне, фізичне та імітаційне моделювання покладено в основу методу оцінювання впливу на показники вантажних автомобілів зміни ступеня стиснення та регулювання кута випередження впорскування палива дизельного двигуна.

Новизна одержаних результатів. Новизна магістерської кваліфікаційної роботи полягає у розробці методології покращення показників дизельних двигунів вантажних автомобілів, які тривалий час використовуються у підрозділах військових частин та показники яких не відповідають вимогам сьогодення. Запропоновано метод підвищення техніко-економічних показників вантажних автомобілів регулювання кута випередження впорскування палива та зміни ступеня стиснення дизельного двигуна.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено рекомендації щодо покращення техніко-економічних показників дизельних двигунів підбором кута випередження впорскування палива та ступеня стиснення з метою отримання потрібної потужності двигуна, його економічних та екологічних показників. Здійснено техніко-економічне обґрунтування і рекомендації щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується коректним застосуванням математичних методів під час доведення наукових положень, строгістю постановки задач, порівнянням результатів, отриманих за допомогою розроблених у роботі методів, з відомими, строгим виведенням аналітичних співвідношень та збіжністю результатів математичного моделювання з результатами, що отримані під час провадження експериментів.

Особистий внесок здобувача. Особисто здобувачем було проведено дослідження впливу на регулювання кута випередження впорскування палива та зміни ступеня стиснення показники вантажних автомобілів дизельного двигуна та розроблено рекомендації щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів удосконаленням системи живлення двигуна [18].

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ЦИКЛИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

#### 1.1 Аналіз факторів, що впливають на процес згоряння в дизельних двигунах

На процес згоряння в двигунах значний вплив оказує період затримки самозаймання. Це впливає на жорсткість роботи дизеля. Значна кількість палива накопичується в циліндрах двигуна перед його самозайманням, якщо цей період завеликий, і тим більш різко підвищується тиск у другому періоді горіння палива. Паливо-повітряна суміш при значних затримках самозаймання стає більш однорідною, але самозаймання в таких умовах буде мати вибуховий характер, це можна порівняти з детонаційним горінням палива в двигунах з примусовим запалюванням паливо-повітряної суміші.

Це може бути при роботі дизеля на бензині, у якого низьке цетанове число і, відповідно, період затримки самозаймання достатньо великий. Доцільно зменшувати час затримки самозаймання. Досягнути це можливо рядом факторів: конструкційних та експлуатаційних.

Фізико-хімічні властивості палива. Здатність до дрібнокрапельного розпилювання, гарне випаровування, добре сумішоутворення та самозаймання – основні вимоги до палива для дизельних двигунів. Цетанове число визначає час затримки самозаймання палива, тим воно вище, тим час самозаймання менше.

Таки властивості палива, як випарність, поверхневе натягнення та в'язкість є основними фізичними властивостями палива, які впливають на процес згоряння. Перший фактор впливає на швидкість утворення горючої суміші, а другий та третій - на дрібність розпилювання.

Температура і тиск в кінці стискання. В першу чергу підвищення температури, а також тиску в камері згорання в момент вприскування палива дещо сприяє зменшенню часу затримки самозаймання. А на ці показники в циліндрі впливають тепловий стан дизельного двигуна та температура і тиск повітря на такті впуску. На протікання робочого процесу в циліндрах двигуна

впливають підтримання температурного стану дизельного двигуна та збільшення тиску і температури навколишнього середовища, також ці показники сприяють довговічність двигуна.

Частота обертання колінчастого валу. Турбулентність свіжого заряду повітря, яке поступає в циліндри двигуна підсилюється зі збільшенням частоти обертання, також підсилюється випаровування капель палива і прискорюються процеси теплообміну, інтенсифікуються передполум'яні реакції. При збільшенні частоти обертання підвищується швидкість наростання тиску при вприскуванні палива, крім того коефіцієнт наповнення незначно знижується, що може призвести до збагачення робочої паливо-повітряної суміші.

Всі ці фактори сприяють підготовці палива до самозаймання, зменшується період затримки запалювання паливо-повітряної суміші та покращення процесу згорання, зменшується час горіння палива.

Однак величина кута повороту колінчастого валу за час сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші збільшується. Це обумовлює необхідність збільшення кута випередження вприскування палива для того щоб процес активного згорання палива проходив біля в.м.к., в цьому випадку використання тепла, яке виділяється при згоранні паливо-повітряної суміші буде вище. Змінювати кут випередження вприскування палива можливо за допомогою муфти випередження вприскування палива, яка встановлюється на паливному насосі високого тиску.

Наступний фактор - завихрювання повітря в циліндрі. В дизельному двигуні сумішоутворення відбувається одночасно із згоранням палива, яке подано раніше, тому для повного згорання паливо-повітряної суміші необхідно створити сприятливі умови, а саме забезпечити достатньо інтенсивне завихрювання повітря, чим буде забезпечено якісне сумішоутворення в всьому об'ємі камери згорання.

Ступінь стискання. Ступінь стискання впливає на величину температури та тиску повітря наприкінці такту стискання до початку вприскування палива, це також впливає на період затримки займання палива - він скорочується. Підвищення ступеня стискання впливає на тиск згорання

паливо-повітряної суміші, максимальний тиск згоряння може значно зрости. Ступінь стискання в діапазоні  $\varepsilon = 13...14$  одиниць можна вважати оптимальною з точки зору найкращого використання тепла, яке утворюється при згоранні паливо-повітряної суміші. Для забезпечення надійного пуску двигуна, особливо у зимовий період, та стійкої роботи на режимі холостого ходу або при незначних навантаженнях ступінь стискання можна підвищувати до  $\varepsilon = 14...17$ . Іноді ступінь стискання в деяких двигунах підвищують до  $\varepsilon = 22...26$ , однак це збільшує навантаження на деталі циліндро-поршневої групи.

Якість розпилювання палива. Нерівномірність випаровування палива пояснюється розміром крапель: краплі діаметром до 12...15 мкм випаровуються повністю за період затримки займання; більшого діаметра - частково. Навколо крупних крапель утворюється пара, в центрі - рідке ядро. При діаметрі крапель в діапазоні 15...50 мкм рідкі ядра можуть встигнути в процесі згоряння паливо-повітряної суміші повністю випаритись, перемішатись з повітрям та окислитись. При більших розмірах крапель, якщо діаметр перевищує 50...100 мкм, відбувається термічний крекінг що супроводжується утворенням твердого вуглецю. Доцільно забезпечити в розпилюваному паливі діаметр крапель до 50 мкм. Зауважмо, що для зменшення димності відпрацьованих газів діаметра крапель біля 100 мкм не повинно мати місця.

З іншого боку, занадто однорідне та дрібне розпилювання призводить до того, що паливо починає дифундувати в повітря знижуючи його температуру, це призводить до збільшення затримки запалювання, оскільки потрібен час на підвищення температури в циліндрах двигуна до температури самозаймання.

В цьому випадку дизельний двигун може зупинитись, тому що суміш буде надто бідною і самозаймання паливо-повітряної суміші не відбувається. Паливний факел має оптимальну нерівномірність, щоб утворювати зони із сумішшю, яка спроможна до займання на різних режимах роботи.

Далекобійність паливного факелу має важливе значення. Паливо, коли потрапляє на гарячі стінки циліндрів, сприяє процесу сумішоутворення та

згоряння палива, прискорюючи процес випаровування. Об'ємно-плівкове та плівкове сумішоутворення доволі розповсюджено у сучасних дизельних двигунах.

Коли паливо попадає на холодні стінки циліндрів, воно повільно випаровується та починає окислюватись, пізно починає горіти, у відпрацьованих газах з'являється сизий дим.

Тривалість та закон вприскування палива. Тривалість вприскування палива доцільно бути за часом якомога коротшою, це забезпечує найкраще використання теплоти. Доцільно завершувати вприскування палива у другій фазі горіння, але в цьому випадку погіршується процес сумішоутворення збільшується кількість палива, що готово до відкритого горіння і, тим самим збільшується максимальний тиск горіння та жорсткість роботи двигуна (див. рис. 1.1).

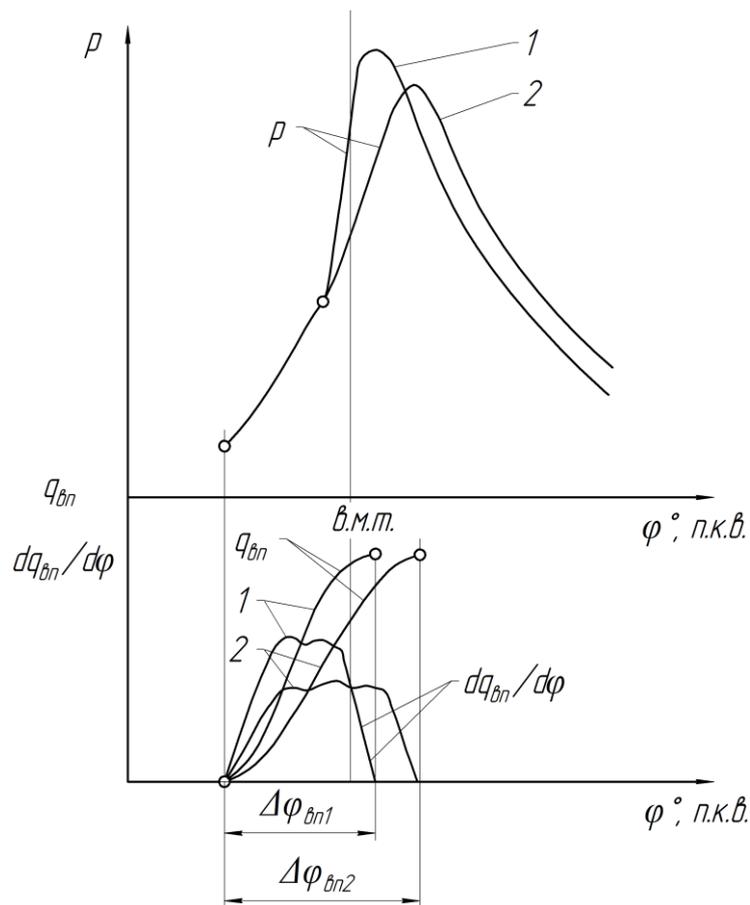


Рисунок 1.1 - Вплив на процес горіння паливо-повітряної суміші закону вприскування палива в циліндри дизеля

Тривалість процесу впорскування можливо збільшувати, на номінальному режимі впорскування палива складає 25...30° п.к.в.

У традиційної системі живлення дизеля паливом інтенсивність подачі палива приблизно однакова за весь час періоду впорскування. Для зменшення жорсткості роботи двигуна потрібно на початку впорскування зменшувати інтенсивність подачі палива. Це зменшує кількість палива, що знаходиться в циліндрі у період затримки самозаймання. На початку відкритого горіння швидкість впорскування потрібно збільшувати, в деяких випадках відбувається фазна подача палива.

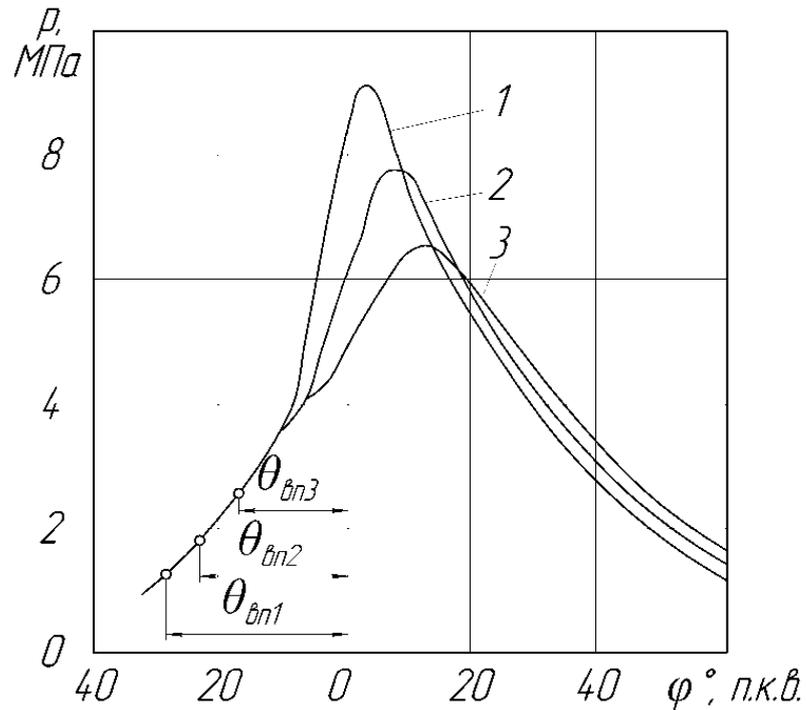
Двофазна подача палива достатньо раціональна, на початку впуску подається частина (5...20 %) палива, яка випаровується та окислюється киснем повітря, проходить підготовку до горіння.

Матеріал головки блоку циліндрів та поршня. Чавун вважається кращим матеріалом для виготовлення головки блоку циліндрів та поршня, який забезпечує оптимальну тепловтрату в камерах згорання дизельних двигунів. З іншого боку, питома вага чавуну більше ніж у алюмінієвих сплавів, це призводить до збільшення інерції мас деталей, що рухаються зворотно-поступально. Для зменшення сил інерції деталей використовуються алюмінієві сплави, покращення теплового режиму двигуна забезпечується конструкцією камери згорання та поршнів.

Кут випередження впорскування палива. Якщо кут випередження впорскування занадто великий, то паливо подається в циліндри двигуна при низькій температурі та невеликому тискові. Це приводить до зростання максимального тиску згорання, підвищення жорсткості роботи двигуна та до збільшення часу затримки запалювання. (див. рис. 1.2).

При маленькому куті випередження впорскування палива більша частина процесу горіння проходить після проходження поршнем в.м.к. і згоряє значна частка палива в фазі догорання.

Це забезпечує м'яку роботу дизеля, але при цьому неефективно використовується тепло, яке виділяється при згорання палива. Крім того, перегрівається головка блоку циліндрів, поршні та циліндри, збільшується температура відпрацьованих газів.



$\theta_{вп1}$  - надто ранній;  $\theta_{вп2}$  - оптимальний;  $\theta_{вп3}$  - пізній

Рисунок 1.2 – Вплив на процес згоряння паливо-повітряної суміші значення кута випередження впорскування  $\theta_{вп}$

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу доцільно збільшувати кут випередження впорскування палива. При роботі на холостому ході або під час малих навантажень в циліндрах двигуна знижується температура паливо-повітряної суміші, для підтримання температурного режиму роботи двигуна доцільно уменшити кут випередження впорскування, щоб тиск та температура повітря мали більші значення під час впорскування палива.

Склад робочої суміші та навантаження. У дизельних двигунах коефіцієнт надлишку повітря на режимі холостого ходу має значення  $\alpha = 8...10$ , на режимі номінальної потужності він дорівнює  $\alpha = 1,3...1,7$ , при цьому витрата повітря змінюється незначно, а потужність змінюється подачею палива (рис. 1.3).

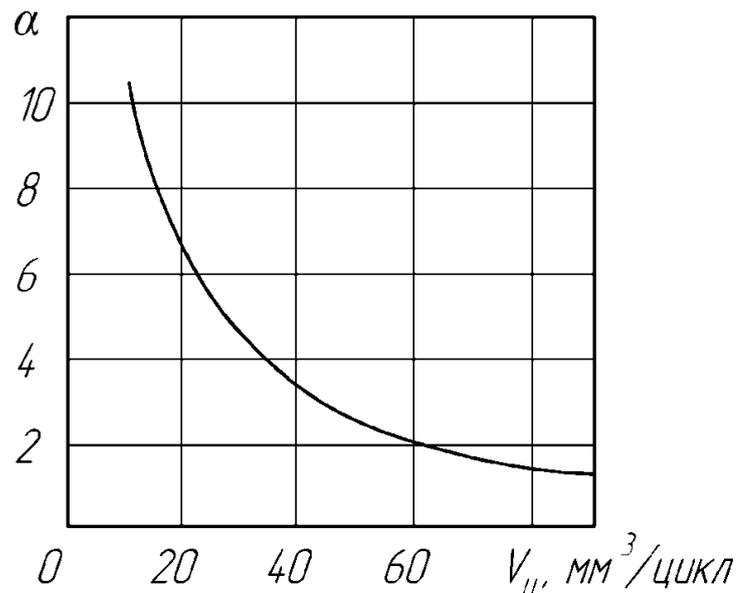


Рисунок 1.3 - Залежність коефіцієнта надлишку повітря від навантаження дизеля

На часткових режимах зменшується кількість палива, яке подається в циліндри двигуна, відповідно зменшується тепловиділення при згоранні палива, що обумовлює більш раціональні теплові навантаження на деталі циліндро-поршневої групи. На період затримки займання паливо-повітряної суміші, кількість палива, яке подається в циліндри двигуна, не впливає, оскільки на любых режимах утворюються зони зі складом суміші, якій сприяє її займанню.

Це відбувається при знаходженні значення коефіцієнта надлишку повітря до  $\alpha < 3 \dots 3,5$ . При подальшому збідненні паливо-повітряної суміші згорання уповільнюється, також, при зменшенні подачі палива, збільшується частка крапель діаметром 100 мкм та погіршуються показники процесу впорскування палива.

## 1.2 Основи згорання паливо-повітряних сумішей в двигунах внутрішнього згорання

Згорання палива відбувається в газовій фазі палива в суміші з повітрям. Процес згорання - хімічна реакція, яка швидко протікає, реакція відбувається

між складовими паливо-повітряної суміші, яка складається з вуглецю, водню, кисню. При цій реакції утворюється турбулентний рух у газовому середовищі та виділяється теплота.

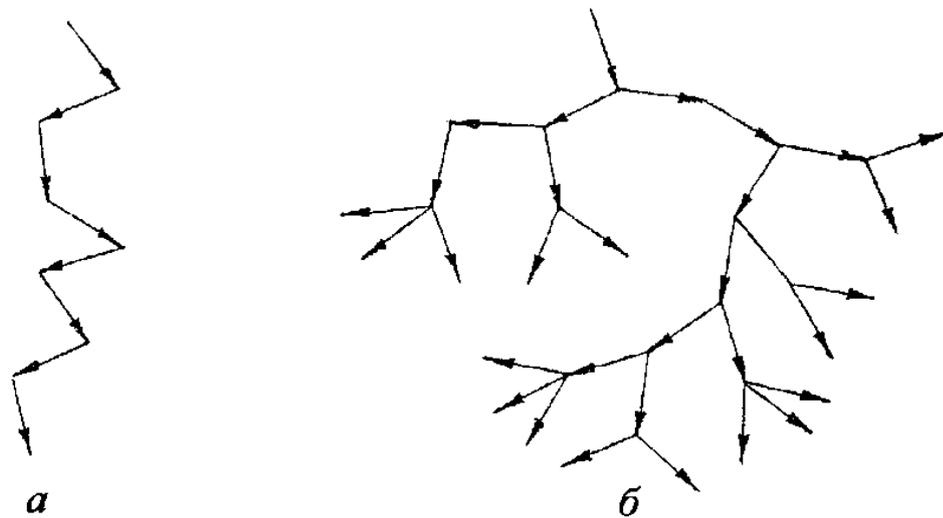
Відповідно хімічним законам для того, щоб реакція горіння відбулася необхідно, щоб молекули зіткнулись, щоб вони були активні для руйнування внутрішньо-молекулярних зв'язків і відбувалось заміщення цих зв'язків новими зв'язками. Значення енергії  $E$ , яка дозволяє руйнувати внутрішньо-молекулярні зв'язки називається енергією активації. Реакція може здійснюватися самочинно у випадку, коли значення енергії активації менше величини енергії молекули.

Значення кількості речовини, що вступило в реакцію в визначеному об'ємі за певний час називають швидкістю хімічної реакції. З підвищенням тиску і ростом температури число зіткнень молекул може збільшуватись за визначений час. Збільшення кількості молекул в визначеному об'ємі відбувається при збільшенні тиску в циліндрі двигуна.

Під керівництвом академіка М.М. Семенова, його учениками була розроблена ланцюгова теорія процесу згорання, яка дозволяє вивчати процеси горіння вуглеводневих палив. За ланцюговою теорією горіння процес відбувається у вигляді послідовних реакцій, при цьому утворюються проміжні хімічно активні речовини. Такими речовинами є

Вільні радикали  $\text{CH}_2$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{CH}$ , атоми кисню та водню стають центрами реакції, вони мають вільну валентність. Активний центр при зіткненні вступає в хімічну реакцію, внаслідок якої виникає декілька нових активних хімічних центрів.

Якщо виникає один активний хімічний центр це нерозгалужена ланцюгова реакція (див. рис. 1.4, а), а якщо декілька - розгалужена ланцюгова реакція (див. рис. 1.4, б). Швидкість згорання паливо-повітряної суміші при розгалуженій реакції багаточисельно зростає до певного значення, а потім зі зменшенням вуглецю в суміші починає зменшуватися, при досягненні стінок циліндра відбувається обрив частини розгалужень.



а - нерозгалужених; б - розгалужених

Рисунок 1.4 - Схеми ланцюгових реакцій окислення

Залежність від тиску і температури швидкості простих ланцюгових хімічних реакцій, в тому числі і нерозгалужені ланцюгові реакції, визначається рівнянням, кмоль/(с\*м ):

$$W = -dc/d\tau = Ap^n e^{-\overline{RT}}, \quad (1.1)$$

де  $c$  - концентрація будь-якої з вихідних речовин, кмоль/м<sup>3</sup>;

$T$  - температура, К;

$\tau$  - час, с;

$R = 8,314$  кДж/(кмоль\*К) - універсальна газова стала;

$A$  - сталий множник, залежний від властивостей палива і складу горючої суміші;

$e = 2,72$ ;

$p$  - тиск, Па;

$E$  - енергія активації, кДж/кмоль;

$n$  - порядок хімічної реакції;

від'ємне значення пояснює зменшення кількості хімічних речовини за визначений час.

З'ясувати долю молекул, чия енергія перевищує енергію хімічної активації  $E$  можна за допомогою експоненційного множника  $e^{-E/RT}$ .

Енергія активації у випадку складних хімічних реакцій є певною мірою якісною, умовною величиною, від якої може залежати швидкість хімічної реакції в цілому. Значною мірою ефективна енергія активації або швидкість реакції окислення вуглецю і згоряння паливо-повітряної суміші умовна та може бути визначена за формулою

$$E_{\text{ef}} = (8,4 \dots 16,8) \cdot 10^4 \text{ кДж/моль.} \quad (1.2)$$

Активация часток паливо-повітряної суміші може бути хімічною або термічною. У роторних двигунах значний вплив має хімічна активация, в поршневих двигунах - термічна активация. Процес займання становить виняток. Якщо у паливо-повітряних сумішах молекули вуглецю розподілені рівномірно між молекулами кисню, така суміш згорає з найбільшою швидкістю. Швидкості взаємної дифузії молекул вуглецю та кисню визначають швидкість горіння паливо-повітряних сумішей у неоднорідних сумішах, в цьому випадку швидкість випаровування палива та процес змішування молекул вуглецю з повітрям визначають швидкість згоряння вуглецевого палива.

Виникнення горіння не відбувається при низьких температурах оскільки процеси окислення сповільнюються. Підвищення енергії молекул сприяє запалюванню паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна, але для цього необхідно підвищити її енергію до рівня коли вона перевищує енергію активації. Це можна забезпечити підігрівом повітря в циліндрах двигуна, використовувати примусове запалювання та багатостадійний вприск палива.

Умовно процес згоряння паливо-повітряної суміші поділяється на дві стадії: перша, це запалювання палива, друга - розповсюдження полум'я. Обумовлено це тим, що процес горіння залежить від умов розвитку на початковій стадії горіння та в наступні періоди. Необхідно звернути увагу на те, що дисоціацією газів може супроводжувати процес горіння паливо-повітряної суміші.

Запалювання паливо-повітряної суміші. Запалювання може бути одностадійне характеризується високою температурою горіння та багатастадійне характеризується низкою температурою горіння, як визначає теорія горіння, яка запропонована академіком А.С. Соколик [8].

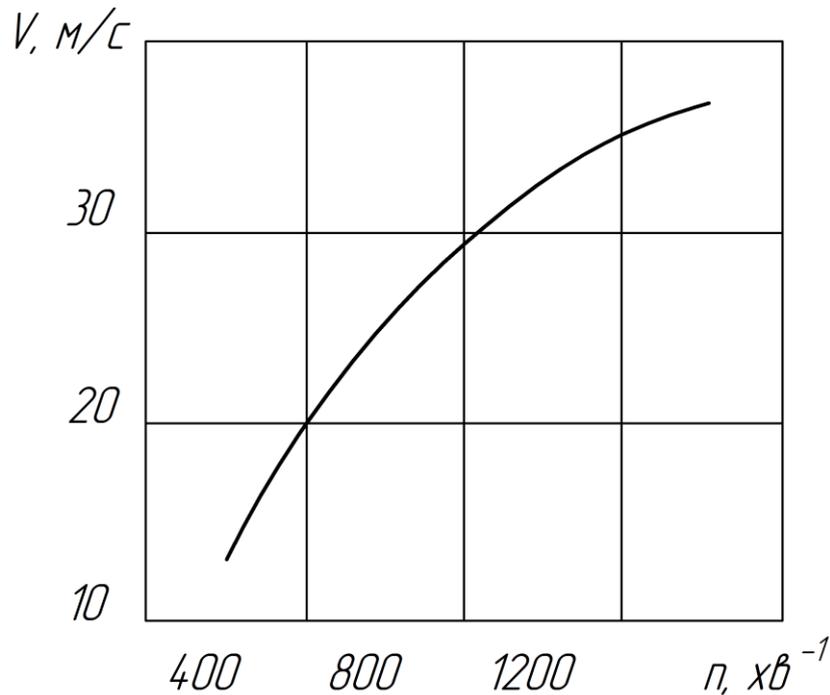


Рисунок 1.5 - Залежність швидкості розповсюдження фронту полум'я від частоти обертання колінчастого валу двигуна

У двигунах внутрішнього згорання з самозайманням паливо-повітряної суміші, наприклад, дизелях або газодизелях, має місце низькотемпературне багатастадійне запалювання, до речі воно багатастадійне. Це запалювання виникає завдяки нагріванню всього об'єму паливо-повітряної суміші до порівняно температури 450...800 К, яка утворюється завдяки стисненню її в надпоршневому просторі.

З початку розвиваються ланцюгові передпроменеві окислювальні реакції, це відбувається досить повільно, тому утворюються проміжні нестійкі сполуки вуглецю разом киснем, спочатку це альдегіди, оксид вуглецю, спирти, наприкінці радикали та перекиси.

У вигляді голубого світіння може виникати холодне полум'я. Температура і тиск в надпоршневому просторі практично не збільшуються. Під час другого періоду запалювання, відбувається окислення киснем альдегідів та потім утворення перекисів, а саме нових хімічно активних речовин. В цей період тиск холодного полум'я зростає, а температура підвищується.

На другому етапі горіння утворюється осередок згорання, це пов'язано з утворенням теплового вибуху, який утворюється в кінці другого періоду та супроводжується більш інтенсивним вторинним світінням. Запалювання низькотемпературне має місце по всьому об'єму горючої суміш в надпоршневому просторі, його іноді називають об'ємним самозайманням.

Період затримки самозаймання це час закінчується після виникнення відкритого полум'я від початку впорскування палива.

Розповсюдження полум'я. По всьому надпоршневому об'єму розповсюджується полум'я після запалювання паливо-повітряної суміші. Це відбувається, якщо паливо-повітряна суміш однорідна (гомогенна), завдяки примусовому послідовному пошаровому запалюванню паливо-повітряної суміші. В цьому випадку, у вузькій зоні відбувається згорання кожного паливо-повітряного шару суміші, ця зона розділяє від продуктів згорання незгорілу паливо-повітряну суміш. Ця зона називається фронтом полум'я.

Товщина фронту полум'я може коливатись становить від декількох десятих міліметра до міліметра і більше, за умови ламінарного переміщення або нерухомій горючій суміші. Ще одним показником горіння паливо-повітряної суміші є швидкість фронту полум'я, з якою фронт полум'я долає за одиницю часу відстань по нормалі до своєї поверхні. Швидкість може становити при ламінарному горінні 0,35...0,55 м/с за умови нормального атмосферного тиску.

Для покращення процесів сумішоутворення забезпечують турбулентний рух паливо-повітряної суміші у надпоршневому просторі циліндрів двигуна, горюча суміш інтенсивне завихрюється.

Завдяки турбулентності істотно збільшується швидкість розповсюдження полум'я, в цьому випадку згорання називають турбулентним.

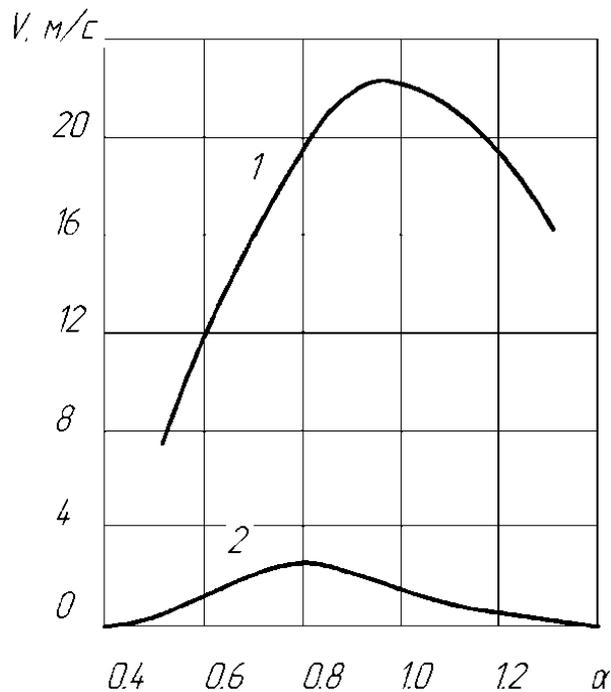
Якщо товщина фронту полум'я співмірна з зоною турбулентності, то така турбулентність - мілкомасштабна. У випадку, коли вона перевищує товщину фронту полум'я - великомасштабна.

Завдяки мілкомасштабної турбулентності прискорюється активація часток палива. Відбувається перенос теплоти часток у суміжні шари суміші, це приводить до того, що збільшується нормальна швидкість розповсюдження фронту полум'я.

Значна турбулентність може привести до викривлення фронту полум'я і, навіть, до розриву його на осередки, які горять. Це призводить до того, що кількість паливо-повітряної суміші, яка одночасно горить, збільшується, а тривалість горіння зменшується. В цьому випадку швидкість руху фронту полум'я може досягати 42...53 м/с та навіть 610 м/с, якщо має місце масштабна турбулентність, тоді товщина місцевих зон турбулентного згорання паливо-повітряної суміші досягає 22...27 мм. На такті впуску рух свіжого заряду збільшується, якщо зростає частота обертання колінчастого валу, це може привести до збільшення швидкості фронту полум'я (див. рис. 1.6).

Значна турбулентність може справляти великий вплив на процес горіння паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна.

В гомогенній суміші бензину та повітря швидкість розповсюдження полум'я значною мірою залежить від співвідношення вуглецю та кисню, яке може визначатись коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$ . Найбільше значення потужності двигуна досягається в цьому випадку при  $\alpha = 0,85...0,95$ . При збільшенні або зменшенні бензину у горючої суміші може змінюватись швидкість фронту полум'я, іноді вона зменшується до такої межі, при якій горіння завершується: в першому випадку це пояснюється нестачею кисню, а в другому – тому що енергія горіння втрачається на нагрівання повітря.



1 – при турбулентному згоранні; 2 - при ламінальному згоранні

Рисунок 1.6 - Залежність від коефіцієнту  $\alpha$  швидкості розповсюдження полум'я

Межею збагачення вуглецем паливо-повітряної суміші, коли неможливе розповсюдження полум'я, називається межею збагачення  $\alpha_{min}$ , а межу збіднення паливо-повітряної суміші - збідненою межею  $\alpha_{max}$  розповсюдження фронту полум'я. Ці межі певною мірою залежать від фізичних умов згорання паливо-повітряної суміші та від властивостей палива. При температурі 293 К та нормальному атмосферному тиску межа ламінарного розповсюдження полум'я складає - верхня  $\alpha_{min} = 0,25...0,35$ , а нижня  $\alpha_{max} = 1,65...2,8$ , це характерно для більшості моторних палив.

При турбулентному згоранні бензинів за тих же умов маємо верхня межа  $\alpha_{min} = 0,4...0,5$  і нижня межа  $\alpha_{max} = 1,3...1,4$ . Межі поширюються у бік збіднення для газових двигунів.

Декілька інакше відбувається розповсюдження полум'я у двофазних паливо-повітряних сумішах, коли частина суміші в паровій фазі, а частина суміші в крапельному стані, що має місце у дизелях.

Самозапалювання паливо-повітряної суміші виникає в місцях насичених паливом у газоподібному стані, потім полум'я розповсюджується до місць де паливо знаходиться у рідкому стані. Розповсюдження полум'я визначається дифузійними процесами. Процес переносу теплоти відбувається дифузійно та супроводжується випаровуванням крапель палива, перемішуванням його з киснем повітря із зовнішніх зон, це справляє значний вплив на тривалість згорання паливо-повітряної суміші.

Якщо суміш неоднорідна, то утворюються численні осередки, в яких коефіцієнт надлишку повітря знаходиться в межах  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ , ці осередки стають місцями запалювання збідненої паливо-повітряної суміші.

Принципово дизелі можуть працювати при бідній суміші з коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha > 4$ , однак при коефіцієнті надлишку повітря менше  $\alpha < (1,4 \dots 1,5)$  утворюються зони з перебагаченням паливо-повітряної суміші з коефіцієнтом надлишку повітря менше  $\alpha < (0,3 \dots 0,4)$ . Нестаток повітря обумовлює виникнення процесів крекінгу вуглеводневих молекул за відсутності кисню це призводить до утворення твердого вуглецю, якій супроводжує наявність сажі й диму у відпрацьованих газах, що може бути причиною димності відпрацьованих газів дизельних двигунів при збільшенні навантаження.

Розпад хімічної сполуки на більш прості елементи - це дисоціація газів у процесі горіння паливо-повітряної суміші, який обумовлюється високою температурою. Газ  $\text{CO}_2$  - діоксид вуглецю, при нагріванні понад 2300 К він частково розпадається на кисень  $\text{O}_2$  та оксид вуглецю  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  - водяна пара, вона розпадається - на кисень  $\text{O}_2$  і водень  $\text{H}_2$ . Температури понад 2200-2300 К мають місце у циліндрах двигуна при горінні паливо-повітряної суміші, тому в продуктах горіння має місце дисоціація  $\text{H}_2\text{O}$  та  $\text{CO}_2$ .

Процес дисоціації супроводжується поглинанням теплоти, це означає що це ендотермічна реакція. Це обумовлює зниження температури і падіння максимального тиску циклу, та, як наслідок, зменшується потужність двигуна внутрішнього згорання.

Під час робочого хоту на такті розширення температура робочого тіла знижується, але оксид вуглецю CO та водень  $H_2$ , як результат дисоціації, знову окислюються при цьому виділяється теплота, тобто проходить екзотермічна реакція. Нажаль, цю теплоту ефективно перетворити в корисну роботу майже не може, бо надпоршневий простір значно збільшився, оскільки поршень від в.м.к. вже відійшов. Більш того, завдяки дисоціації підвищується температура наприкінці розширення, а це призводить до погіршення економічності двигуна. Швидкість дисоціації певною мірою залежить від складу паливо-повітряної суміші. Втрати теплоти можна відслідкувати за наближеними даними (табл.1.1).

Таблиця 1.1 – Показники робочого процесу двигуна, які характеризують втрати теплоти

Коефіцієнт надлишку повітря	0,78...0,92	1,05	1,12	1,24
Втрати теплоти внаслідок дисоціації, %	0...6	11	8	3

Температура згоряння паливо-повітряної суміші у дизелів нижче, ніж у бензинових двигунів, тому і втрата теплоти внаслідок дисоціації в них менша.

### 1.3 Оцінка сумішоутворення в дизелях

З початком впорскування палива наприкінці такту стискання в циліндри починається процес сумішоутворення у дизельних двигунах, триває на протязі всього горіння і завершується майже наприкінці горіння паливо-повітряної суміші. У порівнянні з бензиновими двигунами на процес сумішоутворення впливають наступні фактори: гірша в порівнянні з бензинами випарність дизельного палива; протікання процесу одночасно з процесами впорскування палива і горіння паливо-повітряної суміші; нерівномірність розподілу палива за об'ємом камери згоряння.

Фази процесу сумішоутворення в циліндрах дизельного двигуна: впорскування палива через отвори у форсунках, розпилування в камері

згорання, розподіл палива по об'єму камери згорання, нагрівання та випаровування палива під впливом високої температури у надпоршневому просторі, змішування парів палива з киснем, яке знаходиться у повітрі.

Процеси впорскування та розпилювання. Система живлення дизеля паливом через форсунки починає впорскування палива в кінці такту стиску, в визначене значення кута випередження впорскування палива. Витікання палива в камеру згорання з розпилювача форсунки здійснюється завдяки різниці тиску у розпилювачі та об'ємі камері згорання. Різниця тиску впорскування палива та тиску надпоршневого об'єму зменшується під час паливоподачі, це обумовлює зменшення швидкості витікання палива та об'ємної подачі палива.

Диференціальний та інтегральний закони подачі палива в циліндри двигуна іноді використовуються з метою кількісної оцінки впорскування палива та для визначення кількості палива.

Процес розпилювання палива - це роздрібнення струменя палива на дрібні краплі, це обумовлює збільшення поверхні крапель рідкого палива, прискорюється прогрівання крапель і їх випаровування. Роздрібнення паливного струменя розпочинається з появи початкових збурень у паливі під час руху в трубопроводах високого тиску та соплових отворах. Інтенсивність збурень залежить від тиску палива у трубопроводах високого тиску, конструкції форсунки та розпилювача, швидкості руху струменя палива, особливостей та стану кромки соплових отворів тощо. Завдяки початковим збуренням, а також силам аеродинамічного опору руху відбувається роздроблення струменя рідкого палива на краплини різного діаметра. Ці краплини після деформацій та розпаду складають сукупність крапель різного діаметра у циліндрі двигуна у факелі розпиленого палива.

Параметри, які характеризують розвиток та структуру паливного факела (див. рис. 1.7, а), це ширина  $B_{\phi}$  паливного факела, його довжина  $L_{\phi}$ , також кут розпилювання  $\gamma_{\phi}$ , та швидкістю руху переднього фронту

паливного факела  $W_{\text{фп}}$ , також це концентрація палива  $C_{\text{п}}$  за довжиною в перерізах паливного факела (див. рис. 1.7, б).

Аналіз результатів експериментальних досліджень дозволяє зробити висновок про нерівномірне розподілення крапель у паливному факелі: найбільша густина палива має місце вдовж осі 1, крім того у фронті факела 3, а найменша густина палива має місце у зовнішній його оболонці 2.

Розподілення крапель у паливному факелі значною мірою залежить від конструктивних особливостей форсунок та розпилювача, значень параметру впорскування, фізичних якостей палива, яке впорскується, робочого тіла в циліндрах двигуна, режимів роботи системи живлення двигуна паливом.

Необхідно відмітити, що місцеві концентрації палива у факелі, також відповідно і параметри паливного факела, значною мірою впливають як на процеси сумішоутворення в циліндрах двигуна, так і на процеси горіння паливо-повітряної суміші, це обумовлює необхідність узгодження цих показників з типом камери згорання, її параметрами, а також параметрів робочого тіла в камері згорання.

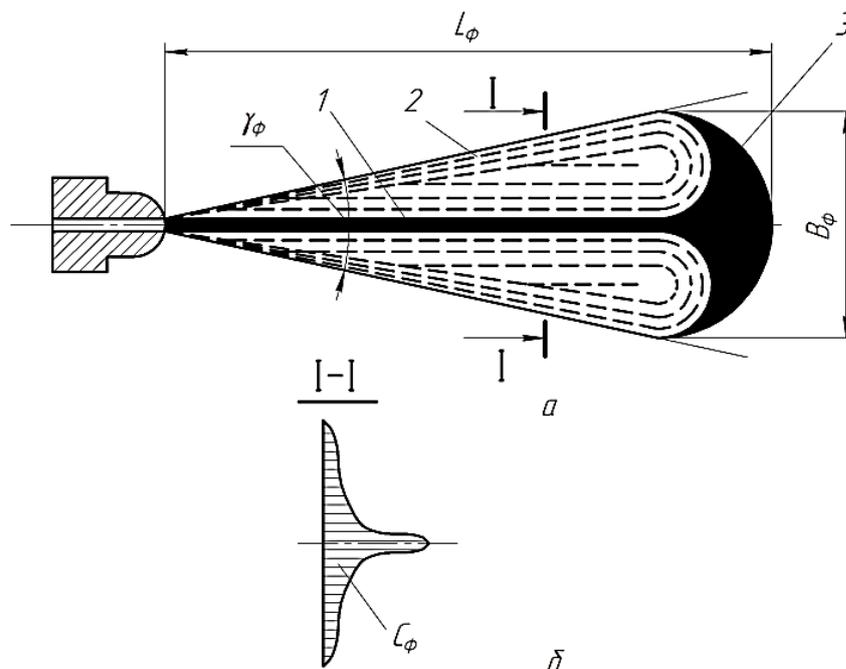


Рисунок 1.7 - Схема факела розпиленого палива

На даний час в дизельних двигунах застосовуються наступні типи камер згорання: однопорожнинні (нерозділені), вони складаються з надпоршневого простору та порожнини в днищі поршня; камери згорання, в яких частина об'єму камери згорання до 65...92% знаходиться у поршні це напіврозділені камери згорання; камери згорання, які складаються з двох порожнин: порожнина над поршнем та додатковий об'єм, який розташований у головці блока циліндра, вони мають назву вихрові камери або передкамери - це двопорожнинні (розділені) камери згорання.

Основними показниками, що характеризують якість двигунів внутрішнього згорання, є наступні:

- надійність всіх елементів конструкції;
- ступінь досконалості перетворення теплової енергії в механічну; вона оцінюється ККД або питомою витратою палива, що представляє собою кількість палива (в масових або об'ємних одиницях), що витрачається за одиницю часу на одиницю потужності;
- потужність двигуна, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра або до одиниці площі поршня (питома потужність);
- маса двигуна, що припадає на одиницю потужності (питома маса) і його габаритні розміри;
- ступінь токсичності та димності відпрацьованих газів, рівень шуму при роботі двигуна;
- простота конструкції, зручність обслуговування і вартість виготовлення двигуна, його експлуатації та ремонту;
- надійність пуску двигуна;
- перспективність конструкції, що дозволяє подальшу її модернізацію шляхом форсування двигуна і підвищення його показників у відповідності з рівнем розвитку техніки.

Для транспортних двигунів важливою якістю є швидка пристосовність до роботи на змінних режимах в залежності від умов експлуатації.

На рис. 1.8 наведені характеристики двигунів внутрішнього згоряння різного призначення при роботі на сталих режимах. Поршневий двигун може сприймати навантаження, починаючи з певного режиму, що характеризується мінімальною стійкою частотою обертання колінчастого валу  $n_{\min}$ .

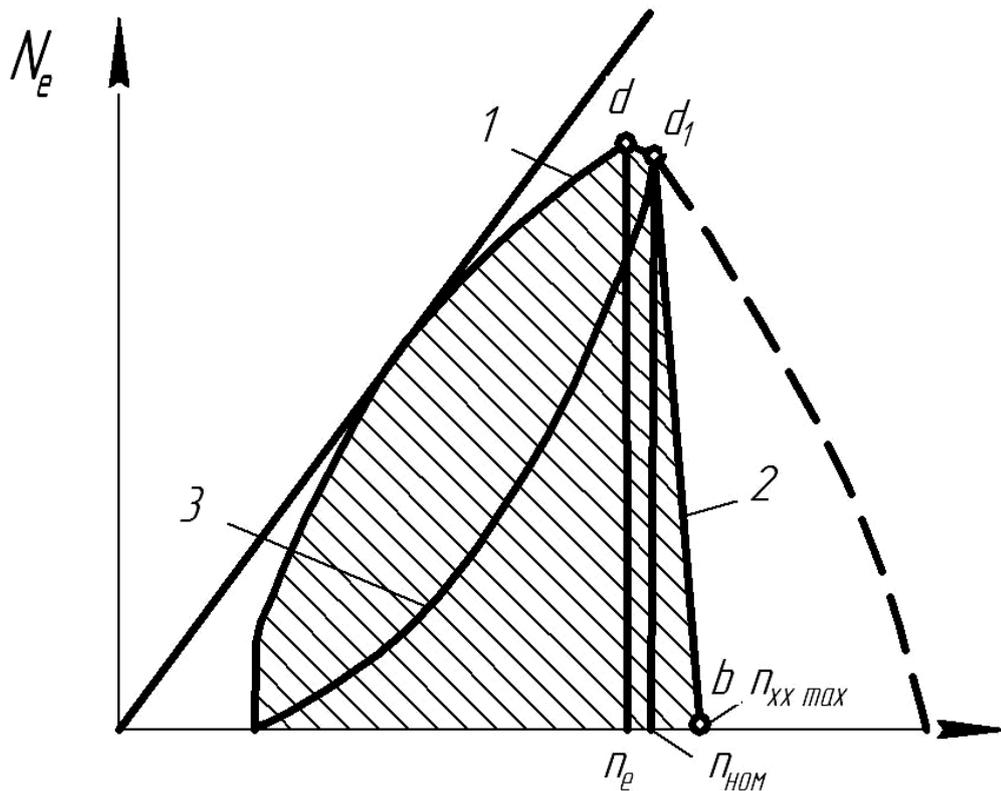


Рисунок 1.8 - Характеристики двигунів різного призначення

Якщо органи управління впуском паливо-повітряної суміші або упорскуванням палива встановлені на максимальну подачу, то, починаючи із зазначеної частоти обертання, найбільша розвивається двигуном потужність буде характеризуватися кривою. Така зміна потужності в залежності від частоти обертання називають зовнішньою характеристикою двигуна. Максимальна потужність двигуна досягається в точці а. Частота обертання, яка відповідає цій потужності, позначається через  $n_e$ . При подальшому збільшенні частоти обертання (штрихова лінія) по ряду причин, зазначених нижче, знижується потужність. При  $n = n_{\text{разн}}$ , (де  $n_{\text{разн}}$  - максимальна

частота обертання холостого ходу при установці органів управління впуском паливо-повітряної суміші або упорскуванням палива на максимальну подачу) вся потужність двигуна витрачається на тертя і приведення в дію допоміжних механізмів. Робота двигуна за умовами надійності при  $n_{\text{разн}}$  неприпустима.

Граничний швидкісний режим, при якому двигун працює по зовнішній швидкісній характеристиці, зазвичай, обмежується номінальною потужністю  $N_{\text{ном}}$  при  $n = n_{\text{ном}}$  (точка  $a_1$ ). В залежності від умов передачі енергії споживачу крива, що характеризує навантаження двигуна, не завжди перетинається з його зовнішньою характеристикою в точці, де  $N = N_{\text{max}}$ . Можливі випадки, коли  $n_{\text{ном}} = n_e$ .

Лінія 2 характеризує режим роботи при майже постійній частоті обертання колінчастого валу (регуляторна характеристика). Відповідність між потужністю яка виробляється двигуном на цьому режимі і споживаної встановлюється автоматично регулятором. Точка  $b$  характеризує роботу двигуна без навантаження. Режим роботи двигуна з використанням регулятора характерний для стаціонарних силових установок, а також для двигунів транспортних машин. У цьому випадку положення органів управління подачею паливо-повітряної суміші або палива змінюється у відповідності з споживаною потужністю автоматично регулятором.

Сталий режим роботи двигуна характеризується тим, що його параметри (крутний момент, частота обертання колінчастого валу та ін.) в розглянутому інтервалі часу залишаються незмінними.

Невелике збільшення частоти обертання колінчастого валу двигуна при зниженні потужності пов'язано з принципом дії регулятора.

Для автомобільних двигунів з іскровим запалюванням внаслідок ряду причин, пов'язаних з умовами експлуатації, розглянутий режим (лінія 2) не є типовим і використовується тільки у випадку руху навантаженого автомобіля (наприклад, автопоїзди тощо) з мало змінною швидкістю на одній передачі.

Крива 3 характеризує роботу двигуна, навантаженого гвинтом (гвинтові характеристика). У цьому випадку точка  $a_x$  відповідає номінальній

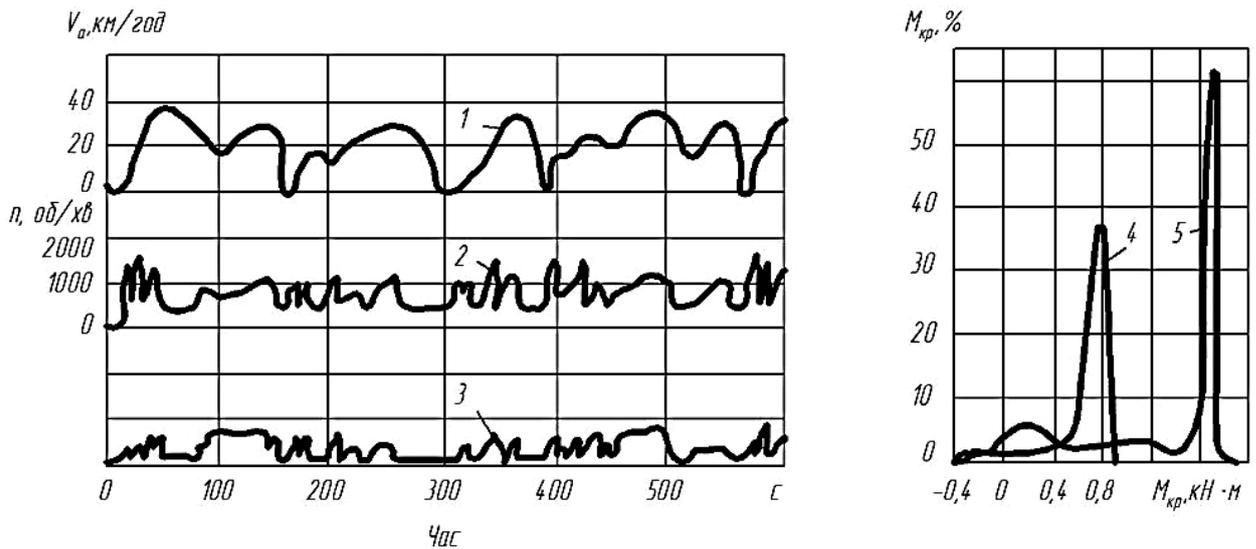
потужності, що розвивається двигуном, коли органи подачі палива, впуску паливо-повітряної суміші в циліндр двигуна встановлені на максимальну подачу. При навантаженні двигуна гвинтом з зменшенням кількості подаваного палива або паливо-повітряної суміші знижується розвивається двигуном потужність і знижується частота обертання валу. Зміна потужності в залежності від частоти обертання відбувається за кубічною параболою, тобто  $N_e = Bn^3$  (де  $B$  - коефіцієнт пропорційності).

По гвинтовій характеристиці працюють двигуни, в яких потужність передається на гвинт (авіаційні, судові та ін).

У випадку використання двигуна в якості енергетичної установки на автомобілі слід враховувати, що в залежності від дорожніх умов, швидкості руху і навантаження автомобіля необхідні для руху потужність двигуна частота обертання колінчатого валу змінюються в широких межах. Досвід експлуатації автомобілів показує, що більшу частину часу двигун працює з неповним навантаженням при різній частоті обертання. При русі автомобіля на одній передачі по горизонтальному ділянці шляху залежність споживаної ним потужності від швидкості руху близька до гвинтовий характеристики.

За результатами раніше проведених досліджень встановлено, що у разі експлуатації автомобіля в умовах інтенсивного міського руху двигун більшу частину часу працює при низькій частоті обертання ( $n = 600 \dots 1800$  об/хв) та зміну потужності від потужності холостого ходу до  $N_e$ . В зазначеному діапазоні режимів двигун працює приблизно 64% часу. При їзді автомобіля по шосе з невеликою інтенсивністю руху двигун переважно (протягом приблизно 90% часу) працює з високою частотою обертання при зміні потужності від 37 кВт до номінальної.

Характерні режими експлуатації вантажних автомобілів в умовах їзди по місту з інтенсивним рухом показано на рис. 1.9 а. Досліди встановили різкі коливання швидкості руху  $V_a$  (крива 1) і частоти обертання колінчастого валу двигуна (крива 2).



- а - карбюраторного в умовах міської їзди;  
 б - дизеля (ЯМЗ) за повний цикл роботи автомобіля в кар'єрі

Рисунок 1.9 - Характерні режими роботи автомобільних двигунів, встановлених на автомобілях

Причому більшу частину часу двигун працює з порівняно мало відкритою дросельною заслінкою (крива 3). Граничне відкриття дросельної заслінки становило 40%.

Результати дослідження роботи двигуна автомобілів КрАЗ-256 і БелАЗ-540А за повний цикл їх роботи в кар'єрі (рис. 1.9, б) показали, що крутний момент  $M_{кр}$  двигуна ЯМЗ-238 (крива 4) змінювався від моменту холостого ходу до моменту, рівного 40% максимального, а двигуна ЯМЗ-240 (з наддувом) - до моменту, що становить 60% від максимального (крива 5). Тривалість роботи дизеля ЯМЗ-238 при найбільшому навантаженні склала приблизно половину часу циклу, дизеля ЯМЗ-240Н - чверть часу. Частота обертання колінчастого валу змінювалася приблизно в 4 рази.

Таким чином, особливістю експлуатації автомобільного двигуна є різка та часта зміна навантажувального і швидкісного режимів. Зміна потужності і швидкісного режиму автомобільного двигуна (заштрихована ділянка на

рис. 1.8) обмежена зовнішньою швидкісною характеристикою і гілкою регуляторної характеристики (лінія 2).

Обґрунтування вимог експлуатації до двигунів внутрішнього згорання транспортних засобів та систем двигунів, які забезпечують роботу.

Як відомо, проектування технічних виробів є складним процесом, а при проектуванні двигунів фахівцям доводиться вирішувати комплекс проблем, пов'язаних із задоволенням вимог, які визначаються призначенням двигуна та умов його експлуатації. Для створення високопродуктивної, економічної в експлуатації та екологічно чистої транспортної, дорожньо-будівельної та сільськогосподарської техніки автотракторні двигуни повинні забезпечувати:

- високу надійність в різноманітних експлуатаційних умовах;
- необхідну потужність при малій масі і габаритах, найбільшу паливну економічність на всіх режимах роботи;
- нормативні шум і вібрацію двигуна, а також димність і токсичність відпрацьованих газів;
- хороші пускові якості;
- легкість управління і автоматизацію роботи;
- простоту технічного обслуговування і ремонту;
- мінімум експлуатаційних витрат праці та матеріалів.

Одним з головних експлуатаційних вимог є забезпечення надійності двигуна, оскільки з надійністю безпосередньо пов'язані витрати на підтримку працездатності двигуна в експлуатації і витрати, викликані простоєм машини з-за відмов двигуна.

Під надійністю розуміють властивість об'єкта виконувати задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники у встановлених межах при заданих умовах його експлуатації, технічного обслуговування і ремонту протягом необхідного проміжку часу та (або) необхідного напрацювання. Заданою функцією для двигуна буде забезпечення енергією тієї транспортної, дорожньо-будівельної або сільськогосподарської машини, для якої він призначений.

Вимоги до систем охолодження, мащення, паливоподачі.

При сучасних вимогах конструювання машин надійність їх є головним показником конструктивного і технологічного досконалості, особливо це стосується двигунів внутрішнього згорання, і конструктору ДВС доводиться вирішувати складні завдання по надійності. Складність полягає в тому, що в ДВС ряд відповідальних деталей і взаємопов'язаних вузлів працюють при одночасному впливі на них змінних не тільки механічних, але і теплових навантажень.

Складність вирішення завдань, пов'язаних з надійністю, значно підвищується при створенні перспективних високофорсованих двигунів, що відрізняються високою питомою потужністю і частотою обертання колінчастого валу. Надійність двигуна може також бути зумовлені такими складовими, як безвідмовність, довговічність, збереженість деталей і вузлів. Очевидно, висока опірність стирання поверхонь тертьових пар і ослаблення теплової напруженості деталей можуть забезпечити високу надійність роботи двигуна. Практично ця задача може вирішуватися (крім застосування прогресивної технології) розробкою і застосуванням ефективних систем охолодження і змащення. Характеристики і загальні схеми цих систем повинні опрацьовуватися вже на стадії загальної компоновки кожного типу двигуна.

В якості двигунів внутрішнього згорання для автомобілів і тракторів в даний час використовують.

1. Двигуни із зовнішнім сумішоутворенням і займанням суміші від стороннього джерела. У цих двигунах використовують легко випаровуємо паливо (рідке або газоподібне), а горючу суміш, як правило, готують за межами основного робочого об'єму (циліндра і камери згорання) двигуни в спеціальному приладі - карбюраторі. До цього ж типу відносяться двигуни з так званою системою безпосереднього впорскування легкого палива у впускний трубопровід (колектор).

2. Двигуни з внутрішнім сумішоутворенням і самозайманням палива. У цих двигунах використовується важко випаровуємо паливо (дизельне паливо, соляріві масла та їх суміші) і горюча суміш утворюється в камерах згорання двигунів. Тому конструкція камер згорання дизелів має безпосередній вплив на спосіб сумішоутворення й запалювання горючої суміші. В сучасних дизелях в залежності від конструкції камер згорання і способу подачі палива використовують нерозділені камери з об'ємним або плівковим сумішоутворенням і розділені камери згорання - предкамерні і вихрекамерні. До цього типу можна віднести бензинові двигуни з уприскуванням палива безпосередньо в порожнину циліндра.

Незалежно від типів і видів двигунів внутрішнього згорання до їх систем живлення пред'являються вимоги, основними з яких є:

1. Точне дозування палива і окислювача (повітря) по циклам і циліндрів.
2. Приготування горючої суміші в строго певний, як правило, дуже малий відрізок часу.
3. Утворення горючої, а потім і робочої суміші, що забезпечує повне згорання палива і відсутність токсичних компонентів у продуктах згорання.
4. Автоматичне зміна кількості і складу горючої суміші у відповідності із зміною режиму роботи двигуна як швидкісного, так і навантажувального.
5. Надійний пуск двигуна в різних температурних умовах.
6. Стабільність встановленої регулювання системи живлення протягом тривалого часу експлуатації двигуна поряд з можливістю зміни регулювання в залежності від умов експлуатації та технічного стану двигуна.
7. Технологічність системи живлення: простота і надійність конструкції, зручність монтажу, регулювання, обслуговування і ремонту.

Виконання зазначених вимог системах живлення автомобільних і тракторних двигунів, в основному, забезпечується:

- а) для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням карбюратором в карбюраторних двигунах, карбюратором-змішувачем в газових двигунах,

електромагнітними форсунками і блоком управління в двигунах з уприскуванням легкого палива у впускний колектор;

б) для двигунів з внутрішнім сумішоутворенням насосом високого тиску і форсункою або насос-форсункою, а для двигунів з уприскуванням легкого палива безпосередньо в порожнину циліндра електромагнітними форсунками і електронним блоком керування мікропроцесором.

Оцінка впливу параметрів системи впорскування палива на показники дизелів транспортних засобів.

Механічну енергію, необхідну для приводу в дію різних машин і вироблення електричної енергії, можна отримати шляхом використання теплової, гідравлічної, сонячної енергії та енергії вітру. Гідравлічна енергія широко використовується для отримання електричної, проте її ресурси порівняно обмежені. Енергія вітру і тим більше сонячна набагато перевищують потреби людства, але ці види енергії поки ще важко реалізувати. Найбільш широко використовують теплову енергію, одержувану з органічного та ядерного палива. Більшість транспортних установок працюють на рідкому паливі, деякі - на газоподібному.

При хімічних реакціях вуглеводнів палива з киснем повітря можна легко використати частину теплоти, що виділяється для перетворення її в механічну роботу.

Основними завданнями з розвитку та вдосконалення автомобільних двигунів при розробці нових типів двигунів і модернізації тих, що знаходяться у виробництві, є подальше підвищення потужності, що знімається з одиниці об'єму при високій надійності конструкцій, зниження питомої маси, питомої та експлуатаційного витрат палива, вартості виробництва двигунів і їх експлуатації.

Основними показниками, що характеризують якість двигунів внутрішнього згоряння, є наступні:

1. надійність всіх елементів конструкції;

2. ступінь досконалості перетворення теплової енергії в механічну; вона оцінюється ККД або питомою витратою палива, що представляє собою кількість палива (у масових або об'ємних одиницях), що витрачається в одиницю часу на одиницю потужності;

3. потужність двигуна, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра або до одиниці площі поршня;

4. маса двигуна, що припадає на одиницю потужності і його габаритні розміри;

5. ступінь токсичності та димності відпрацьованих газів, рівень шуму при роботі двигуна;

6. простота конструкції, зручність обслуговування і вартість виготовлення двигуна, його експлуатації та ремонту;

7. надійність пуску двигуна;

8. перспективність конструкції, що дозволяє виробляти подальшу її модернізацію шляхом форсування двигуна і підвищення його показників відповідно до рівня розвитку техніки.

Для транспортних двигунів важливою якістю є швидка пристосовність до роботи на змінних режимах залежно від умов експлуатації.

### Висновки по першому розділу

1. На процес згоряння в дизелях значний вплив має період затримки samozаймання. Від визначає жорсткість роботи дизеля. Значна кількість палива накопичується в циліндрі перед samozайманням, чим більший період затримки samozаймання, тим більше палива починає одночасно горіти та, відповідно, різко підвищується тиск у надпоршневому просторі.

Якщо час затримки samozаймання достатньо великій паливо-повітряна суміш стає однорідною. Доцільно забезпечити, щоб період затримки samozаймання не був занадто великим. Це залежить від конструкційних та експлуатаційних факторів.

2. З початком впорскування палива наприкінці такту стискання в циліндри починається процес сумішоутворення у дизельних двигунах, триває на протязі всього горіння і завершується майже наприкінці горіння паливо-повітряної суміші. У порівнянні з бензиновими двигунами на процес сумішоутворення впливають наступні фактори: гірша в порівнянні з бензинами випарність дизельного палива; протікання процесу одночасно з процесами впорскування палива і горіння паливо-повітряної суміші; нерівномірність розподілу палива за об'ємом камери згоряння.

3. Основними завданнями з розвитку та вдосконалення автомобільних двигунів при розробці нових типів двигунів і модернізації тих, що знаходяться у виробництві, є подальше підвищення потужності, що знімається з одиниці об'єму при високій надійності конструкцій, зниження питомої маси, питомої та експлуатаційного витрат палива, вартості виробництва двигунів і їх експлуатації.

## РОЗДІЛ 2

## ТЕПЛОВИЙ І ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

## 2.1 Тепловий розрахунок дизельного двигуна

Вихідні дані:

Потужність двигуна  $N_e$ , кВт;

Число обертів  $n$ , об/хв.;

Ступінь стиску  $\epsilon$ ;

Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ .

Тиск наприкінці процесу впуску визначається за виразом  $P_A = (0,8...0,9) P_0$ , МПа, де  $P_0$  - атмосферний тиск, якій дорівнює  $P_0=0,1$  МПа.

Тиск відпрацьованих газів визначається за виразом  $P_r=1,1*P_0$ , МПа.

Температура відпрацьованих газів:  $T_r = 1000$  К.

Температура підігріву заряду:  $T = 288$  К.

Коефіцієнт дозарядки дорівнює 1,04.

Показник політропи:

- стиску  $n_1 = 1,39$ ;

- розширення  $n_2 = 1,28$ .

При розрахунку двигуна враховувалися особливості експлуатації автомобіля, який призначений для перевезення вантажів, також на базі цього автомобіля є автомобілі загального, спеціального призначення. Особливості експлуатації автомобілів і їх спеціалізації враховувались при оцінці ремонтпридатності їх двигунів.

Тепловий розрахунок двигуна служить для визначення параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна, а також зовнішніх показників процесів, що дозволяють визначити розміри двигуна та оцінити його економічність. Розрахунок ведемо по схемі, що запропонована В.І. Гриневецьким.

### 2.1.1 Паливо, склад горючої суміші, і продуктів згорання

На основі заданого виду палива, визначаємо елементарний склад палива.

Паливо – дизельне паливо, літне:  $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$ ;  $C_m = 0,004$ .

Приймаємо нижчу теплотвірну здатність палива:

$H_u = 42000$  кДж/кг.

Визначаємо кількість повітря, що теоретично необхідна для згорання 1.кг палива:

а) в кіломолях на 1 кг палива:

$$L = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); \quad (2.1)$$

б) в кілограмах на 1 кг палива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right). \quad (2.2)$$

Перевірка:  $\mu_b = 29$ , кг/кмоль;

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_b}. \quad (2.3)$$

Дійсна кількість повітря, що приймає участь у згорянні 1 кг палива, кг:

$$M_1 = \alpha^* l_0; \quad (2.4)$$

$$M_2 = \alpha^* L_0. \quad (2.5)$$

Сумарна кількість свіжої суміші, кг:

$$G_1 = 1 + \alpha * l_0; \quad (2.6)$$

$$G_2 = \frac{1}{170} + \alpha * L_0. \quad (2.7)$$

Кількість окремих складових продуктів згоряння та їх сума, кмоль:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad (2.8)$$

$$M_{O_2} = 0,21 * (\alpha - 1) * L_0; \quad (2.9)$$

$$M_{H_2O} = H/4; \quad (2.10)$$

$$M_{N_2} = 0,79 * \alpha * L_0. \quad (2.11)$$

Сумарна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{O_2} + M_{H_2O} + M_{N_2}. \quad (2.12)$$

Приріст об'єму, кмоль:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (2.13)$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.14)$$

### 2.1.2 Параметри процесу впуску

Для проведення розрахунків задамося наступними параметрами:

$$P_0 = 0,1 \text{ МПа}; T_0 = 288 \text{ К}.$$

Температура підігріву заряду у дизелі:  $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Тоді густина заряду на впуску розраховується за формулою,  $\text{кг/м}^3$ :

$$\rho_0 = \frac{P_0 * 10^5}{R_{пов} * T_0}, \quad (2.15)$$

де  $R_{пов} = 286$  (Дж / (кг\*К)).

Тиск у кінці впуску, МПа:

$$(\beta^2 + \xi) = 3;$$

$$\omega_{кл} = 80 \text{ (м/с)};$$

$$p_a = p_o - 3 * \frac{\omega_{кл}^2}{2} * \rho_0 * 10^{-6}; \quad (2.16)$$

$$P_r = 1,1 * P_0. \quad (2.17)$$

Задаємося параметрами залишкових газів:  $T_r = 1000$  К.

Тоді коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_{заг} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} * \frac{p_r}{\varepsilon * p_a - p_r}; \quad (2.18)$$

Температура в кінці впуску при  $T_k = T_0$ , К:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_{заг} * T_r}{1 + \gamma_{заг}} [K]; \quad (2.19)$$

Коефіцієнт наповнення при  $n_1=1$ ;  $p_k = p_o$ ;  $T_k = T_0$  розраховується за формулою

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} * \frac{p_a}{p_o} * \frac{T_0}{T_a * (1 + \gamma_{заг})}; \quad (2.20)$$

### 2.1.3 Параметри процесу стиску

Задаймося показником політропи стиску:  $n_1 = 1,38$ .

Тиск кінця стиску, МПа:

$$P_C = p_a * \varepsilon^{n_1}. \quad (2.21)$$

Температура кінця стиску, К:

$$T_C = T_a * \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.22)$$

#### 2.1.4 Параметри процесу згорання

а) Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu = \frac{M_1 + \gamma_{3AG} * M_2}{M_1 * (1 + \gamma_{3AG})}. \quad (2.23)$$

Приймаємо:  $T_z = 2000$  К.

Максимальний тиск згорання, МПа:

$$P_z = P_c * \mu * \frac{T_z}{T_C}; \quad (2.24)$$

$$P'_z = P_z. \quad (2.25)$$

Ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = p_z / p_c. \quad (2.26)$$

#### 2.1.5 Параметри процесу розширення

Ступінь розширення:

$$\delta = \varepsilon / \rho; \quad (2.27)$$

$$\rho = \frac{\mu * T_z}{\lambda * T_C}; \quad (2.28)$$

Вибираємо показник політропи розширення:  $n_2 = 1,27$ .

Температура кінця розширення, К:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n2-1}} [K] \quad (2.29)$$

Тиск кінця розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n2}}. \quad (2.30)$$

### 2.1.6 Середній індикаторний тиск циклу

Середній індикаторний тиск дійсного циклу визначається за формулой

$$p_{\text{інс}} = p_a * \frac{\varepsilon^{n1}}{\varepsilon - 1} * \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} * \left( \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.31)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу із врахуванням заокруглення діаграми при  $p_i=0,9$ , МПа:

$$p_i = 0,89 * p_{\text{інс}}. \quad (2.32)$$

### 2.1.7 Основні показники циклу

Частка індикаторного тиску, що витрачається на тертя та привід допоміжних механізмів, МПа:

$$p_m = 0,105 + 0,138 * S * n * 10^{-3} / 30. \quad (2.33)$$

Середній ефективний тиск циклу, МПа:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.34)$$

Механічний ККД:

$$\eta_{\mu} = \frac{P_e}{P_s} \quad (2.35)$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = 3600 * \frac{\eta_v * \rho_0}{p_i * \alpha * l_0} \quad (2.36)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_b = \frac{g_i}{\eta_{\mu}}, \quad (2.37)$$

Індикаторний ККД циклу:

$$\eta_s = \frac{3600}{g_s * H_u * 10^{-3}} \quad (2.38)$$

Ефективний ККД циклу:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m \quad (2.39)$$

Годинна витрата палива, кг/год:

$$G_m = g_e * N_e * 10^{-3} \quad (2.40)$$

### 2.1.8 Основні розміри чотиритактного двигуна

Об'єм двигуна внутрішнього згорання визначається за виразом

$$V = \frac{30 \cdot N_e \cdot \tau}{p_e \cdot n} \quad (2.41)$$

Робочий об'єм одного циліндра, л

$$V_h = \frac{V}{i} \quad (2.42)$$

Літрова потужність двигуна, кВт/л:

$$N_L = N_e / V_h * i. \quad (2.43)$$

Індикаторна потужність, кВт:

$$N_i = P_i * V_h * n * i / (30 \cdot \tau). \quad (2.44)$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_e = P_e V_h n \cdot i / (30 \cdot \tau). \quad (2.45)$$

Приймаємо тоді:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot 1}} \cdot 100 \quad (2.46)$$

Вибираємо відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_{ш}=0,27$   
і визначаємо радіус кривошипа, мм:

$$R = \frac{S}{2}. \quad (2.47)$$

та довжину шатуна, мм:

$$L = \frac{R}{\lambda_{ш}}. \quad (2.48)$$

По відношенню R/L визначаємо  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{R}{L}. \quad (2.49)$$

Робочий об'єм циліндра  $V_h$ , визначається за формулою, л:

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4 * 10^6} * S. \quad (2.50)$$

Повний об'єм циліндра  $V_a$ , визначається за формулою, л:

$$V_a = \frac{V_h}{\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right)}. \quad (2.51)$$

Об'єм камери згорання  $V_c$ , визначається за формулою, л:

$$V_c = V_a - V_h. \quad (2.52)$$

Середня швидкість поршня, м/с:

$$c_n = \frac{S * n * 10^{-3}}{30}. \quad (2.53)$$

## 2.2 Розрахунок двигуна на міцність

Перед розрахунком деталі було встановлено її матеріал і термообробку; з'ясовано, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

### 2.2.1 Розрахунок циліндра

Розраховуємо напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку.

Напруження в стінці циліндра визначаємо із урахуванням особливості конструкції циліндра.

Циліндри блочної конструкції розраховують на розтяг по твірній циліндра за формулою, МН/м<sup>2</sup>:

$$\sigma_p = P_{zmax} * D / 2 * \delta_c, \quad (2.54)$$

де  $P_{zmax}$  - максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрах;

$D$  - діаметр циліндра;

$\delta_{\text{ц}}$  - товщина стінці циліндра.

Допускається  $\sigma_p$ : для чавунних гільз - 40...60 МН/м, для сталевих гільз - 80...120 МН/м; для чавунних циліндрів без гільз - 20...40 МН/м.

Шпильки кріплення головки блоку розраховані на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок. Сила попереднього затягування шпильки:

$$P_3 = (1,25 \dots 1,3) * P_{\Sigma \max} * F_r, \quad (2.55)$$

де  $P_{\Sigma \max}$  - максимальний тиск згоряння;

$F_r$  - площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згоряння.

При верхньому розташуванні клапанів  $F_r = (1,1 \dots 1,3) F_n$ .

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку:

$$P_p = P_3 + P_{\Sigma \max} * F_r. \quad (2.56)$$

Сумарна сила, яка приходить на одну шпильку:

$$P_p' = P_p / z; \quad (2.57)$$

де  $z$  - число шпильок, що приходить на один циліндр.

Напруження розтягу в шпильці:

$$\sigma_p = P_p' / F_o \leq [\sigma_p], \quad (2.58)$$

де  $F_o$  - площа мінімального поперечного перерізу стержня шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби;

$d_{\text{ш}}$  - діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби;

$[\sigma_p] = 100 \dots 150 \text{ МН/м}^2$  - для вуглецевих сталей;  $[\sigma_p] = 250 \dots 300 \text{ МН/м}^2$  - для легованих сталей.

Розрахунок поршня.

Для розрахунку поршня взято максимальне значення тиску  $P_{\Sigma\max}$  в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску  $N_{\max}$ .

Напруження згину в днищі поршня визначають

$$\sigma = P_{\Sigma\max} (r_i/\delta)^2 \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.59)$$

де  $r_i$  - внутрішній діаметр поршня;

$\delta$  - мінімальна товщина днища.

Для автотракторних двигунів без ребер жорсткості:

$[\sigma_{зг}] = 20...25 \text{ МН/м}^2$  - для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{зг}] = 40...50 \text{ МН/м}^2$  - для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:

$[\sigma_{зг}] = 80...200 \text{ МН/м}^2$  - для чавунних поршнів з ребрами жорсткості;

$[\sigma_{зг}] = 50...150 \text{ МН/м}^2$  - для алюмінієвих поршнів.

Напруження стиску в кільцевому перерізі визначаємо за формулою:

$$\sigma_{ст} = P_z / F_{xx} \leq [\sigma_{ст}], \quad (2.60)$$

де  $F_{xx}$  - площа небезпечного перерізу;

$P_z = P_{\Sigma\max} F_n$  - максимальна сила тиску газів на днище поршня.

$[\sigma_{ст}] = 30...40 \text{ МН/м}^2$  - для поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{ст}] = 60...80 \text{ МН/м}^2$  - для чавунних поршнів.

Максимальний тиск на поверхнях, що труться, юбки поршня визначаємо за формулою:

$$q = N_{\max} * F_n / h_{ю} * D \leq [q], \quad (2.61)$$

де  $h_{ю}$  - висота юбки поршня;

$[q] = 0,33...0,96 \text{ МН/м}^2$ .

### 2.2.2 Розрахунок поршневого пальця

Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$q_1 = P_{\max} / d_n * l_{ш} \leq [q_1], \quad (2.62)$$

де  $P_{\max} = (P_{z\max} + k * P_{j\max}) F_n$ ;

$k = 0,6 \dots 0,7$  - коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

$P_{j\max}$  - максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних рухомих мас;

$d_n$  - зовнішній діаметр пальця;

$l_{ш}$  - довжина верхньої головки шатуна.

Тиск на бобишки поршня визначаємо за формулою:

$$q_2 = P_{\max} / d_n * (l_n - B) \leq [q_2], \quad (2.63)$$

де  $l_n$  - загальна довжина пальця;

$B$  - відстань між торцями бобишек.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно  $[q_1] = 20 \dots 60 \text{ МН/м}^2$ ,  $[q_2] = 15 \dots 50 \text{ МН/м}^2$ .

Напруження згину в пальці визначаємо за формулою:

$$\sigma_{зг} = [P_{\max} * (l_n + 2B - 1,5 * l_{ш})] / [1,2 (1 - \alpha^4) d_n^3] \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.64)$$

де  $\alpha = d_b / d_n$  - відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього;

$[\sigma_{зг}] = 100 \dots 250 \text{ МН/м}^2$ .

Напруження в пальці на зріз визначаємо за формулою:

$$\tau = [0,85 * P_{\max} (1 + \alpha + \alpha^2)] / (1 - \alpha^4) d_n^2 \leq [\tau], \quad (2.65)$$

де  $[\tau] = 60 \dots 250 \text{ МН/м}^2$ .

Максимальну овалізацію пальця визначають за формулою:

$$d_{n\max} = 1,35 * P_{\max} / E * l_n * ((1 + \alpha) / (1 - \alpha))^3 * [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] * 10^3 \leq [d_{n\max}], \quad (2.66)$$

де  $E=(2,0\dots2,3) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$  - модуль пружності матеріалу пальця;  
 $[d_{\text{max}}]=0,02\dots0,05 \text{ мм}$ .

### 2.2.3 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

Середній тиск кільця на стінку циліндра, МН/м:

$$P_{\text{cp}}=0,425 \cdot E \cdot S_o/t / [(3-\mu) \cdot (D/t-1)^3 \cdot D/t], \quad (2.67)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну  $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ , для легованого чавуну  $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ ; для сталі  $E = (2,0\dots2,3) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ ;

$S_o$  - різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, м;

$t$  - радіальна товщина кільця, м;

$\mu = 0$  - для кільця рівномірного тиску;  $\mu = 2$  - для кільця коригованого тиску;

$D$  - діаметр циліндра, м.

Для бензинових двигунів  $S_o/t=2,5\dots4,0$ ;

для дизелів  $S_o/t=3,2\dots4,0$ ;

для компресійних кілець  $P_{\text{cp}} = 0,11\dots0,37 \text{ МН/м}^2$ .

Напруження згину в кільці в робочому стані, МН/м:

$$\sigma_{\text{зг1}}=2,61 \cdot P_{\text{cp}}(D/t-1)^2. \quad (2.68)$$

Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, МН/м<sup>2</sup>:

$$\sigma_{\text{зг2}} = 4 \cdot E(1-0,114 \cdot S_o/t) / [m(D/t-1,4) \cdot D/t] \leq [\sigma_{\text{зг}}], \quad (2.69)$$

де  $m = 1,57$  - коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця;

$\sigma_{\text{зг1}} = 220\dots450 \text{ МН/м}^2$ .

### 2.2.4 Розрахунок шатуна

Напруження на розрив у верхній головці шатуна.

$$\sigma_{\text{роз}} = P_{j\text{max}} / (d_{\text{гн}} - d_{\text{гв}}) * l_{\text{ш}} \leq [\sigma_{\text{роз}}], \quad (2.70)$$

де  $P_{j\text{max}} = m_n r \omega^2 (1+\lambda) F_n 10^5$  - сила інерції поршневого комплексу, що діє на верхню головку шатуна, МН;

$m_n$  - маса поршневого комплексу, кг;

$r$  - радіус кривошипа, м;

$\omega$  - кутова швидкість колінчатого валу двигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$F_n$  - площа поршня,  $\text{м}^2$ ;

$d_{\text{гн}}$ ,  $d_{\text{гв}}$  - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, м;

$l_{\text{ш}}$  - довжина верхньої головки шатуна, м;

$[\sigma_{\text{роз}}] = 15 \dots 25 \text{ МН/м}^2$ .

Запас міцності стержня шатуна.

Запас міцності стержня шатуна розраховуємо по перерізу у середині шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили  $P_p = -P_{j\text{max}} * F_n$  і на стиск від сили  $P_{\text{см}} = P_{\Sigma\text{max}} * F_n$ .

Значення тисків  $P_{j\text{max}}$  і  $P_{\Sigma\text{max}}$  беремо з динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиску без врахування поздовжнього згину для звужуючогося стрижня шатуна визначаємо за формулою:

$$\sigma_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} / f, \quad (2.71)$$

де  $f$  - площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу), м.

Напруження розтягу визначаємо за формулою:

$$\sigma_p = P_p / f. \quad (2.72)$$

Середнє напруження за цикл визначаємо за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{\text{ср}} = (\sigma_{\text{см}} + \sigma_p) / 2. \quad (2.73)$$

Амплітуду циклу визначаємо за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_a = (\sigma_{cm} - \sigma_p) / 2. \quad (2.74)$$

Запас міцності стержня шатуна визначаємо за формулою:

$$n_{сш} = \sigma_{-1Z} / (\sigma_a / \varepsilon + \alpha \sigma_{cp}), \quad (2.75)$$

де  $\sigma_{-1Z} = 180...250 \text{ МН/м}^2$  - границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі  $\sigma_{-1Z} = 340...380 \text{ МН/м}^2$ ;

$\varepsilon = 0,8...0,9$  - коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки;

$\alpha = 0,2$  - коефіцієнт матеріалу.

Напруження згину в нижній кришці головки шатуна,  $\text{МН/м}^2$ :

$$\sigma_{зг} = P_{jmax} [0,023 * l_{ш} / (1 + I_B / I) * W_{зг} + 0,4 / (F_K + F_B)] \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.76)$$

де  $l_{ш}$  - відстань між шатунними болтами, м;

$W_{зг} = l_K h_K / 6$  - момент опору розрахункового перерізу кришки без врахування ребер жорсткості,  $\text{м}^3$ ;

$l_K, h_K$  - відповідно ширина і товщина кришки, м;

$I_B = l_K h_K / 12$  - момент інерції перерізу кришки,  $\text{м}^4$ ;

$I = l_B h_B / 12$  - момент інерції перерізу вкладиша,  $\text{м}^4$ ;

$l_B, h_B$  - відповідно ширина і товщина вкладиша, м;

$F_K, F_B$  - площа поперечного перерізу відповідно кришки і вкладиша  $\text{м}^2$ ;

$P_{jmax} = P_j (1,05...1,1)$  - розрахункова сила, МН;

$[\sigma_{зг}] = 120...300 \text{ МН/м}^2$  - допустиме напруження.

Запас міцності шатунних болтів.

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, МН:

$$P_6 = P_{пз} + \alpha P_{jmax} / i_6, \quad (2.77)$$

де  $P_{пз} = (2...3) P_{jmax} / i_6$  - сила попереднього затягування болтів, МН;

$\alpha = 0,2 \dots 0,25$  - коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання;

$i_6$  - кількість шатунних болтів.

Напруження в болті, МН/м<sup>2</sup>:

а) максимальне

$$\sigma_{\max} = P_6 / f_{\min}, \quad (2.78)$$

б) мінімальне

$$\sigma_{\min} = P_{пз} / f_{\min}, \quad (2.79)$$

де  $f_{\min} = \pi d_6^2 / 4$  - мінімальна площа перерізу болта, м<sup>2</sup>;

$d_6$  - мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, м.

Середнє напруження за цикл, МН/м :

$$\sigma_{\text{cp}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2. \quad (2.80)$$

Амплітуду циклу, МН/м :

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2. \quad (2.81)$$

Запас міцності стержня шатуна

$$n = \sigma_{-Z1} / (k_6^* \sigma_a / \varepsilon + \alpha \sigma_{\text{cp}}), \quad (2.82)$$

де  $k_6 = 3,0 \dots 4,5$  - коефіцієнт концентрації напружень у різьбі.

### 2.2.5 Корінна шийка колінчастого валу

Для розрахунку запасу міцності, корінні шийки колінчастого валу розраховуємо тільки на кручення.

Максимальне дотичне напруження, МН/м:

$$\tau_{\max} = M_{\text{кmax}} / W_{\text{кр}} = M_{\text{кmax}} / 0,2d_{\text{кш}}^3, \quad (2.83)$$

де  $d_{\text{кш}}$  - діаметр корінної шийки, м;

$M_{\text{кmax}} = T_{\Sigma \text{max}} R F_n$  - максимальний крутний момент, МНм;

$R$  - радіус кривошипа, м.

Мінімальне дотичне напруження

$$\tau_{\min} = M_{\text{кmin}} / W_{\text{кр}} = M_{\text{кmin}} / 0,2d_{\text{кш}}^3, \quad (2.84)$$

де  $M_{\text{кmin}} = T_{\Sigma\text{min}} R F_n$  - мінімальний крутний момент.

Максимальний  $T_{\Sigma\text{max}}$  і мінімальний  $T_{\Sigma\text{min}}$  сумарний тиск дотичної сили визначають з динамічного розрахунку.

Середнє напруження циклу, МН/м :

$$\tau_a = (\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}) / 2. \quad (2.85)$$

Запас міцності корінної шийки.

$$n = \tau_{-1} / (2,5 * \tau_a k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + \alpha_{\tau} * \tau_{\text{ср}}), \quad (2.86)$$

де  $\tau_{-1}$  - границя втоми матеріалу на кручення;  $\tau_{-1} = 180...220$  МН/м - для вуглецевої сталі;  $\tau_{-1} = 280...320$  МН/м - для легованих сталей;

$k_{\tau} = 1,8...2,0$  - коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\tau} = 0,7...0,8$  - коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$\alpha_{\tau} = 0,1$  - коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу.

Середній тиск на шатунну шийку, МН/м :

$$q_{\text{ср}} = P'_{\text{шср}} / d_{\text{шш}} l_{\text{шш}} \leq [q_{\text{ср}}], \quad (2.87)$$

де  $P_{\text{шср}}$  - середнє значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$P'_{\text{шср}} = P_{\text{шср}} F_{\text{п}}$  - середнє значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м<sup>2</sup>;

$d_{\text{шш}}, l_{\text{шш}}$  - відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, м.

Максимальний тиск на шатунну шийку, МН/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{max}} = P'_{\text{шmax}} / d_{\text{шш}} l_{\text{шш}} \leq [q_{\text{max}}], \quad (2.88)$$

де  $P_{\text{шmax}}$  - максимальне значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$P'_{\text{шmax}} = P_{\text{шmax}} F_{\text{п}}$  - максимальне значення тиску, що діє на шатунну шийку.

Величини  $P_{\text{шср}}, P_{\text{шmax}}$  визначають із динамічного розрахунку двигуна.

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	[q], МН/м <sup>2</sup>	
	q <sub>ср</sub>	q <sub>max</sub>
бензиновий	4...12	7...20
дизельний	6...15	20...42

### Висновки по другому розділу

1. Для визначення характеристик робочого тіла в циліндрах двигуна внутрішнього згорання використовують тепловий розрахунок двигуна, можна також визначати зовнішніх показників робочих процесів двигуна, це дозволяє не тільки визначити геометричні розміри двигуна, а також оцінити його економічні показники.

2. На деталі кривошипно-шатунного механізму при роботі двигуна діють сили інерції рухомих мас та сили тиску газів. Розрізняють два виду сил: інерції рухомих мас  $P_j$ , які здійснюють зворотньо-поступальний рух та інерції обертових мас  $k_r$  які здійснюють обертальний рух.

Це обумовлює утворення похідних від них сили корисного опору, сили тертя, реакції на опорах двигуна й колінчатого валу, ці сили виникають від сил інерції та сил тиску газів. Розрахунок сил, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, дозволяє зробити перевірку деталей двигуна на міцність, крім того можна визначити навантаження на підшипники в опорах колінчатого валу, здійснити прогнозування їхнього зношування; також здійснити аналіз врівноваженості деталей двигуна та визначити нерівномірність обертання колінчастого валу, здійснити розрахунок маховика.

3. Для основних деталей КШМ проводиться перевірочний розрахунок на міцність. Для здійснення розрахунку встановлюється матеріал і термообробка деталей, розраховуються сили які на них діють та найбільш небезпечні перерізи в яких виникають напруження.

## РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ  
ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ КрАЗ-6322 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ  
ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА ЯМЗ-238 ЗА РАХУНОК ЗМІНИ СТУПЕНЯ  
СТИСНЕННЯ ТА КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА

3.1 Дослідження впливу на показники дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива

Техніко-економічні та екологічні показники дизеля значною мірою залежать від процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна.

Ступень стиснення визначає температуру та тиск повітря в циліндрах дизеля під час такту стиснення. Чим вище ступінь стиснення тим вище температура повітря, відповідно якісніше загорається паливо-повітряна суміш, але це горіння відбувається досить інтенсивне - це призводить до стрімкого наростання тиску і відповідно підвищує навантаження на деталі циліндро-поршневої групи.

Низьке значення ступеня стиснення обумовлює не досить значну температуру повітря – паливо-повітряна суміш загорається повільніше, її догорання відбувається під час руху поршня від в.м.к. до н.м.к., тиск в циліндрах дизеля наростає повільніше, потужність двигуна знижується.

Проведемо дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни значень ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

За результатами дослідження буде розроблено рекомендації щодо величини ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива для покращення техніко-економічних та екологічних показників дизелів серії ЯМЗ-238 та автомобіля КрАЗ-6422.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики дизеля ЯМЗ-238

Показник	Значення
Номінальна потужність при частоті обертання колінчастого валу 2100 хв <sup>-1</sup> , кВт	150
Максимальний крутний момент при частоті обертання колінчастого валу 1500 хв <sup>-1</sup> , Н*м	760
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт*год),	241
Ступень стиснення	16,5
Кут випередження впорскування палива, град	18
Кількість циліндрів	8

Дослідження проводилось за допомогою програми «Дизель-РК».

Зміна ступеня стиснення змінювалась від 14,5 до 18,5 одиниць, кут випередження впорскування палива - від 16 до 24 град. Інші показники роботи системи живлення та геометричні розміри деталей циліндро-поршневої групи та елементів системи живлення не змінювались.

Результати розрахункового дослідження впливу на номінальну потужність  $N_e$ , максимальний крутний моменту  $M_e$ , питому ефективну витрату палива  $g_e$ , максимальний тиск  $P_z$ , комплекс сумарної емісії оксидів азоту  $NO_x$  та твердих часток  $S$  дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива представлені графічними залежностями на рис. 3.1-3.5.

Проаналізуємо, як впливає послідовна зміна ступеню стиснення та кута випередження впорскування палива на номінальну потужність  $N_e$  дизеля ЯМЗ-238 (рис. 3.1).

Збільшення ступеня стиснення паливо-повітряної суміші від 14,5 до 17,5 одиниць при куті випередження палива 16-18 град призводять до збільшення номінальної потужності, причому при куті випередження палива 16 град підвищення відбувається інтенсивно з 150,1 до 152,6 кВт, при куті випередження палива 18 град інтенсивність збільшення номінальної знижується.

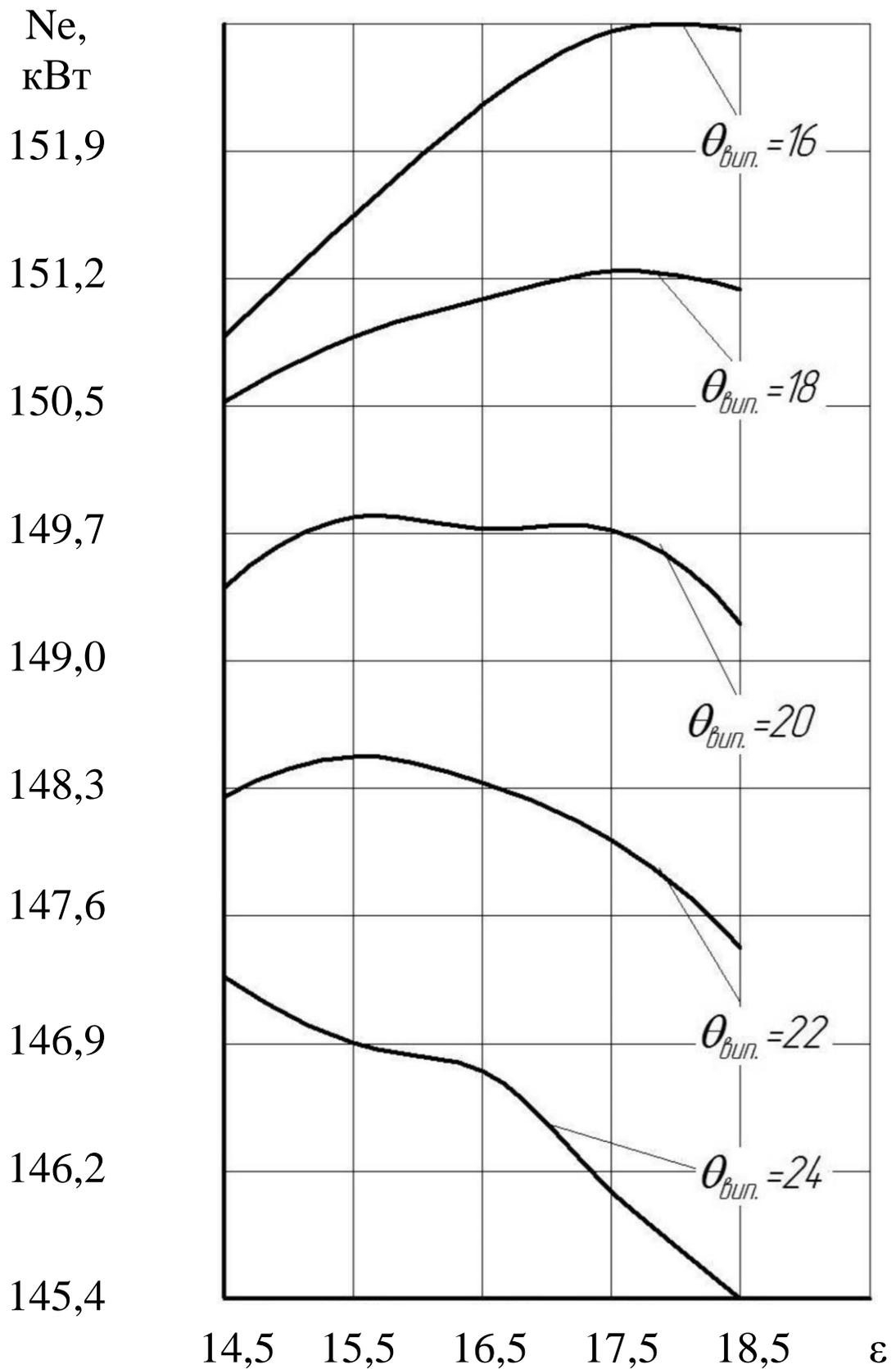


Рисунок 3.1 – Залежність ефективної потужності  $N_e$  двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\epsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$

Подальше збільшення кута випередження впорскування палива до 20 град практично не впливає на номінальну потужність двигуна при зміні ступеня стиснення.

Збільшення кута випередження впорскування палива до 24 град при збільшенні ступеня стиснення призводить до зменшення номінальної потужності двигуна, треба відмітити, що чим більше кут випередження впорскування палива тим більш інтенсивно зменшується номінальна потужність дизеля.

Це пояснюється тим, що при малому куті випередження впорскування палива паливо-повітряна суміш встигає підготуватися до горіння, тому догорання палива відбувається біля в.м.к., це покращує показники потужності двигуна при збільшенні ступеня стиснення.

При великому куті випередження впорскування палива паливо-повітряна суміш починає інтенсивно горіти до досягнення поршнем в.м.к., це призводить до різкого збільшення тиску в циліндрах двигуна і підвищення навантаження на деталі циліндро-поршневої групи – номінальна потужність зменшується.

Можна зробити висновок, що підвищувати потужність двигуна доцільно зменшенням кута випередження впорскування палива при одночасному збільшенні ступеня стиснення.

Проведемо аналіз впливу послідовної зміна ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива на максимальний крутний момент  $M_e$  дизеля ЯМЗ- 238 (рис. 3.2).

Тенденції впливу на максимальний крутний момент  $M_e$  послідовної зміни кута випередження впорскування палива та ступеня стиснення аналогічна впливу на номінальну потужність дизеля.

Розглянемо як впливає послідовна зміна ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива на економічні показники дизеля (рис. 3.3).

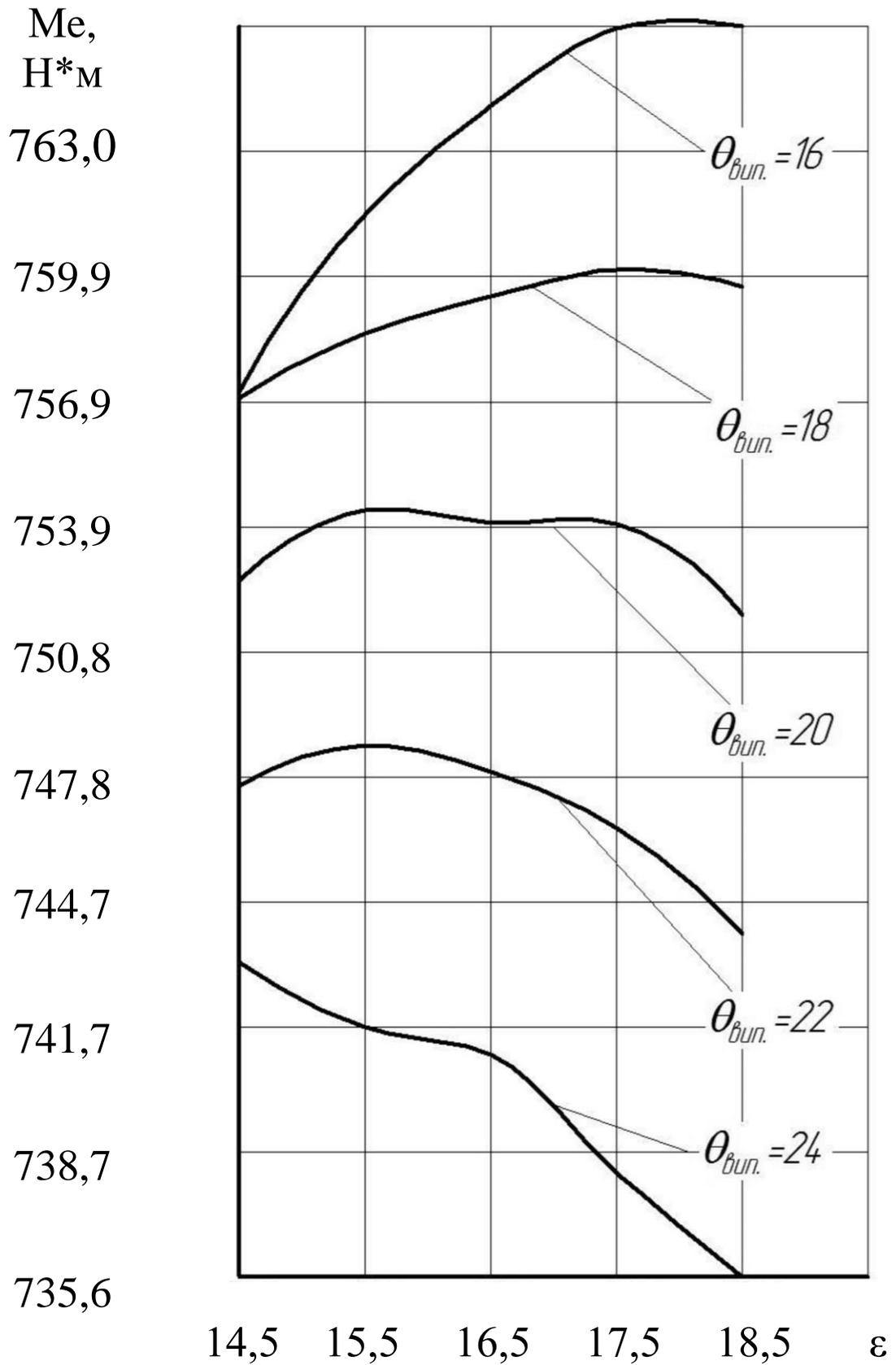


Рисунок 3.2 – Залежність ефективного крутного моменту  $M_e$  двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\epsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$

Збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць при куті випередження впорскування палива в діапазоні 16...20 град призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива причому, чим менше кут випередження впорскування палива тим більш інтенсивно зменшується витрата палива. Наприклад, при куті випередження впорскування палива 18 град збільшення ступеня стиснення призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива з 245 до 241 г/(кВт\*год) (на 1,5%).

При куті випередження впорскування палива 22 град питома ефективна витрата палива практично не змінюється при збільшенні ступеня стиснення повітря в циліндрах двигуна.

Подальше збільшення кута випередження до 24 град призводить до незначного збільшення питомої витрати палива.

Розглянемо, як впливає послідовна зміна ступеня стиснення  $\varepsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$  на максимальний тиск  $P_z$  в циліндрах двигуна ЯМЗ- 238 (рис. 3.4).

Зміна ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення максимального тиску  $P_z$  в циліндрах дизеля, збільшення має лінійний характер. Збільшення кута випередження впорскування палива призводить до збільшення максимального тиску в циліндрах двигуна.

Наприклад, при ступені стиснення 16,5 одиниць при зміні кута випередження впорскування палива з 16 до 24 град максимальний тиск в циліндрах двигуна збільшується з 14,7 до 17 МПа (на 15,6%), при куті випередження впорскування палива 20 град зміна ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення максимального тиску з 14 до 18 МПа (на 12,4%).

Це пояснюється тим, що процес горіння паливо-повітряної суміші відбувається до досягнення поршнем верхньої мертвої крапки, підвищується жорсткість роботи дизеля і зменшуються його технічні характеристики – номінальна потужність та максимальний крутний момент зменшуються.

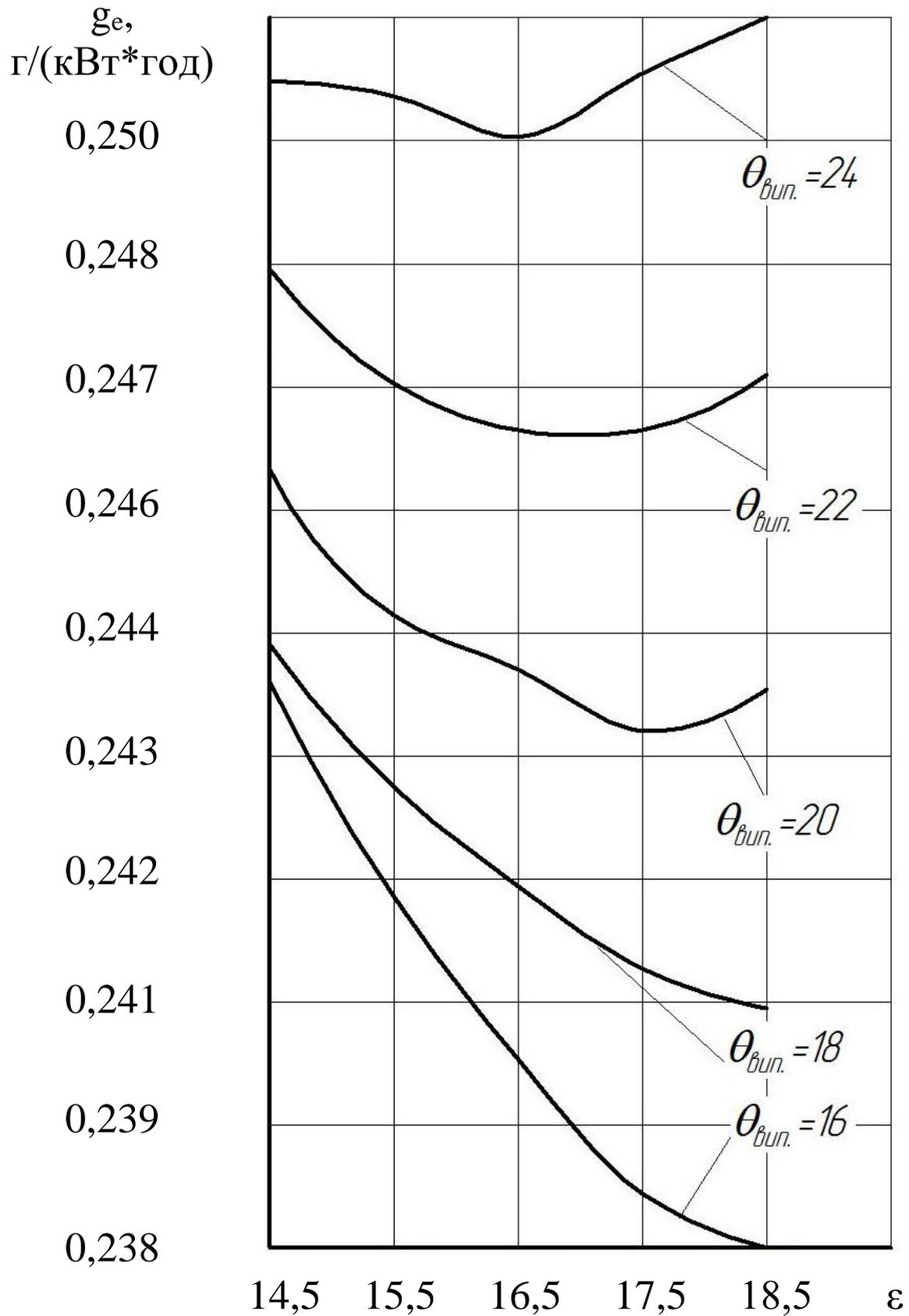


Рисунок 3.3 – Залежність питомої ефективної витрати палива  $g_e$  двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\varepsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$

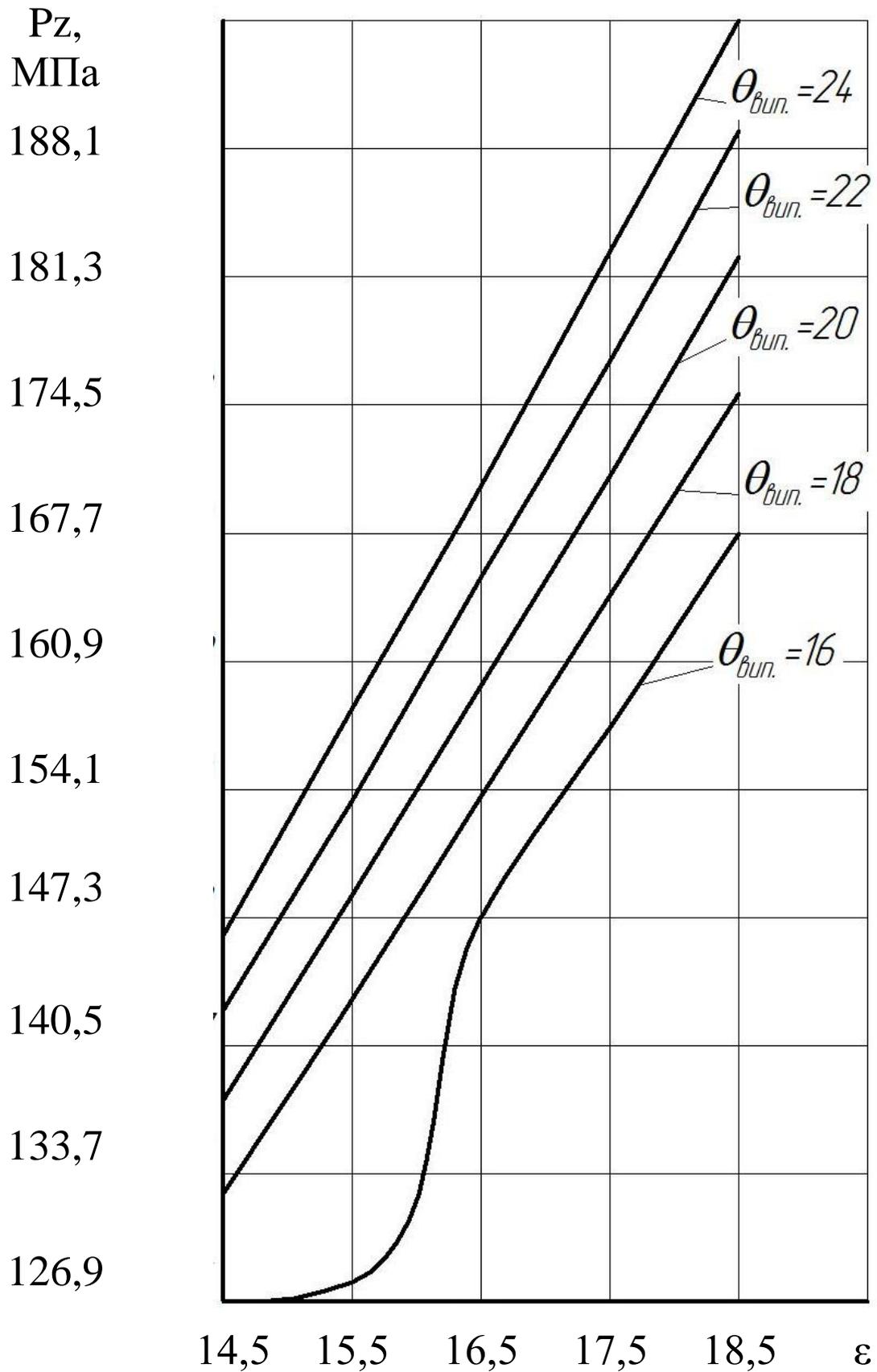


Рисунок 3.4 – Залежність максимального тиску  $P_z$  в циліндрах двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\epsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$

Залежність комплексу сумарної емісії окислів азоту  $\text{NO}_x$  та твердих часток  $\text{C}$  у відпрацьованих газах двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\varepsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$  наведена на рис. 3.5.

Загальна тенденція зміни комплексу сумарної емісії окислів азоту  $\text{NO}_x$  та твердих часток  $\text{C}$  аналогічні зміни емісії оксидів азоту від ступеня стиснення  $\varepsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$ , кількість викидів збільшується як при збільшенні кута випередження впорскування палива, так і при збільшенні ступеня стиснення.

При куті випередження впорскування палива 20 град збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення викидів з 2,42 до 2,67 г/(кВт\*год) збільшується на 10,3%. При ступені стиснення 16,5 збільшення кута випередження впорскування палива з 16 до 24 град призводить до збільшення викидів з 2,14 до 2,85 г/(кВт\*год) збільшується на 6,7%.

Таким чином, ступінь стиснення здійснює більший вплив на кількість викидів комплексу сумарної емісії окислів азоту  $\text{NO}_x$  та твердих часток  $\text{C}$  у відпрацьованих газах двигуна ЯМЗ-238, у порівнянні зі зміною кута випередження впорскування палива.

Можливо відмітити, що збільшення ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива погіршує екологічні показники дизеля за виключенням викидів твердих часток.

Загальний висновок по результатам проведеного дослідження впливу ступня стиснення та кута випередження впорскування палива дозволяє відмітити, що техніко-економічні показники дизеля можливо покращити за рахунок вибору раціональних значень ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

Стосовно екологічних показників, вони погіршуються при збільшенні ступеня стиснення від 15 до 17 одиниць, тому визначаючи шляхи покращення техніко-економічних та екологічних показників дизеля необхідно доходити компромісу – або збільшувати номінальну потужність і максимальний крутний момент.

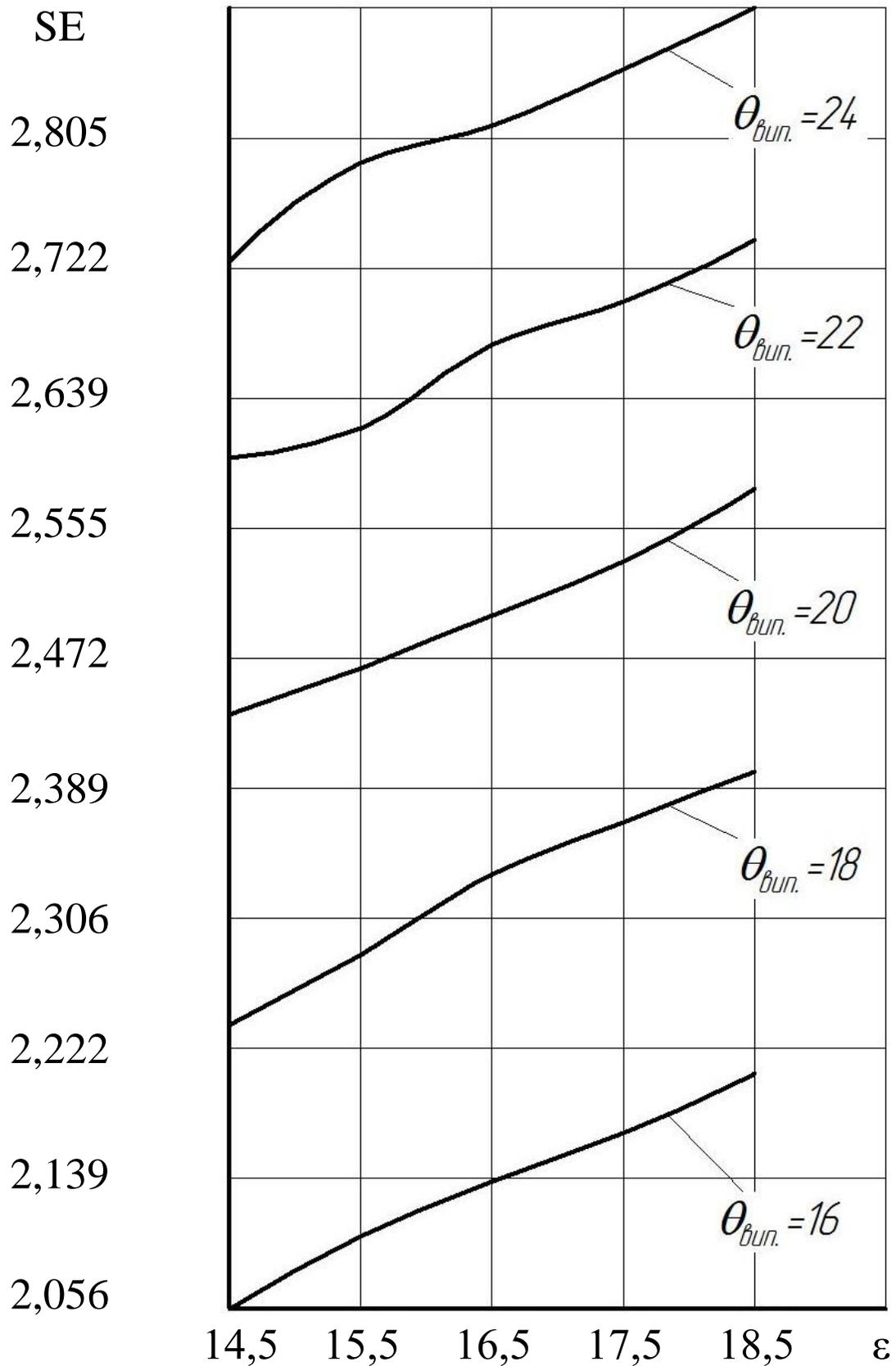


Рисунок 3.5 – Залежність комплексу сумарної емісії окислів азоту NO<sub>x</sub> та твердих часток С у відпрацьованих газах двигуна ЯМЗ-238 від ступеня стиснення  $\epsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$

Зменшувати питому витрату палива при погіршенні екологічних показників дизеля, або покращувати екологічні показники дизеля при погіршенні його техніко-економічних показників. Можливо також покращення екологічних показників за рахунок конструктивних заходів.

### 3.2 Дослідження впливу на техніко-економічні показники вантажних автомобілів КрАЗ-6322 удосконалення системи живлення двигуна ЯМЗ-238

Розглянемо, як змінюються техніко-економічні та екологічні показники автомобіля КрАЗ-65053 при зміні тиску впорскування палива та кута випередження впорскування палива у двигуні ЯМЗ-238. Дослідження проводилися порівнянням показників вантажного автомобіля при русі за магістральним циклом на дорозі.

Магістральний цикл реалізується на відрізку шляху, рівному 4000 м. Він починається при русі транспортного засобу із сталою швидкістю 30 км/год. Потім швидкість швидко підвищується до 50, 70, 75 км/год, а потім знижується до 65 і 45 км/год (рис. 3.6).

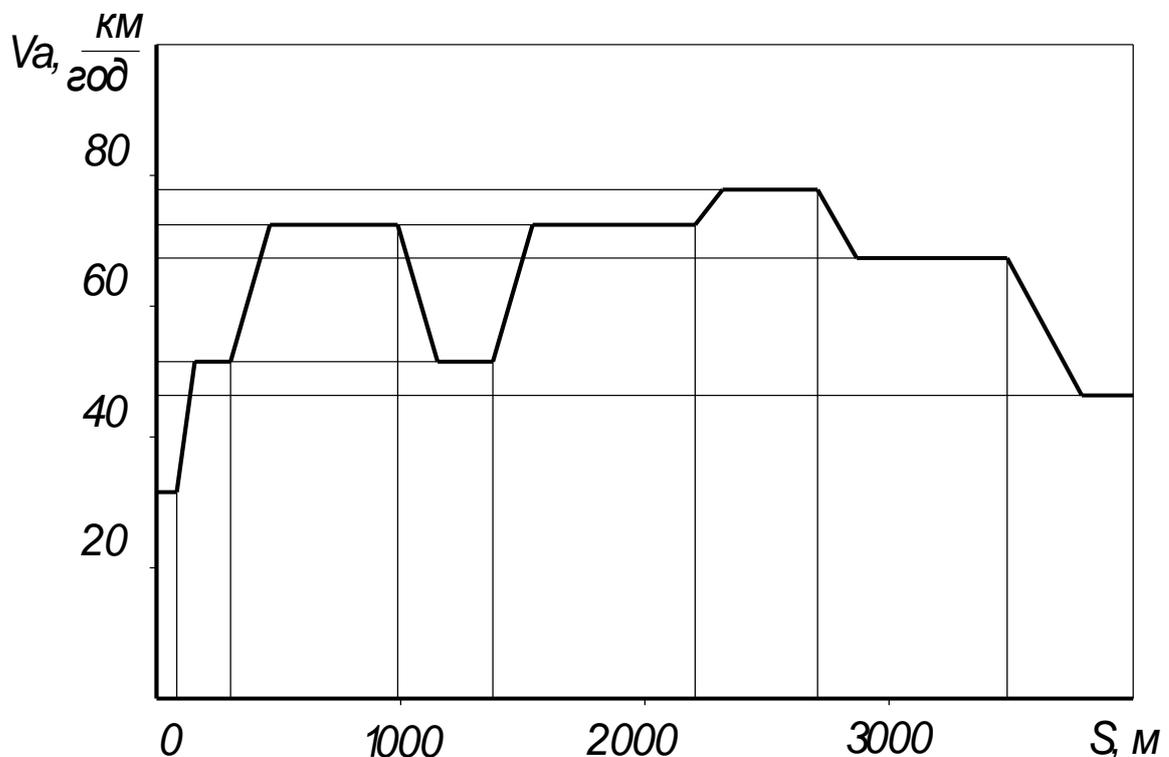


Рисунок 3.6 – Схема магістрального циклу на дорозі для автомобілів повною масою більше 3,5т за ДСТУ 20306-95

Транспортний засіб, як правило, може рухатися із швидкістю 30 км/год на IV передачі, коли дизель стійко працює при частоті обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$ . Їхати із швидкістю 50 км/год доцільно на V передачі, коли частота обертання дизеля дорівнює приблизно  $1320 \text{ хв}^{-1}$ . Тому на ділянці розгону від 30 км/год до 50 км/год треба перемкнути передачу з IV на V.

Відповідно до ДСТУ 20306-95 розгони здійснюються при повній подачі палива, тобто з максимальною інтенсивністю.

Маса вантажу для транспортних засобів повною масою понад 3500 кг - повна. Вищу передачу слід включити при швидкості вище 40 км/год. Уповільнення проводиться при гальмуванні двигуном, педаль подачі палива відпущена (примусовий холостий хід), передача в коробці передач включена, зчеплення включене. Використання гальма при уповільненнях при русі по даному циклу не передбачено.

Розрахунок виконується в такій послідовності:

а) транспортний засіб розганяється з місця з перемиканням передач з I до IV до досягнення сталої швидкості 30 км/год (при цьому він проїжджає відстань, рівну 100 м;

б) від цієї відстані починається відлік показників магістрального циклу: пройденого шляху, витрати палива, викидів дисперсних частинок за період циклу;

в) через 50 м проводиться розгін до швидкості 50 км/год переміщенням педалі подачі палива. Під час цього розгону, коли частота обертання колінчастого валу дизеля досягає  $1900 \text{ хв}^{-1}$ , відбувається перемикання з IV на V передачу і далі продовжується розгін на V передачі до 50 км/год знову при повній подачі палива. Після досягнення швидкості 50 км/год педаль подачі палива встановлюється в положення проміжне положення і продовжується рух із швидкістю 45 км/год;

г) через 300 м від початку циклу проводиться розгін від швидкості 50 км/год до швидкості 70 км/год при повній подачі палива. Після

досягнення швидкості 70 км/год педаль переставляється в проміжне положення і продовжується рух із швидкістю 70 км/год;

д) через 1000 м від початку циклу педаль подачі миттєво встановлюється в положення  $FIR = 0$  (мінімальна частота обертання холостого ходу) і відбувається уповільнення до швидкості 50 км/год;

е) через 1400 м від початку циклу виконується розгін від 50 км/год до 70 км/год при повній подачі палива. Після досягнення швидкості 70 км/год педаль подачі встановлюється в проміжне положення і рух продовжується із швидкістю 70 км/год;

ж) через 2200 м після початку циклу проводиться розгін від 70 до 75 км/год. Педаль подачі встановлюється з положення максимальної подачі палива, а після досягнення швидкості 75 км/год в проміжне положення. Продовжується рух із швидкістю 75 км/год;

з) через 2700 м - уповільнення при виключеній подачі палива до швидкості 65 км/год. При швидкості 65 км/год переміщення педалі подачі палива в проміжне положення і рух з цією швидкістю до 3500 м;

и) через 3500 м - уповільнення до швидкості 35 км/год при виключеній подачі палива. При швидкості 45 км/год переміщення педалі подачі палива в проміжне положення і рух з цією швидкістю до кінця циклу.

Для дослідження вибираємо два режими налаштування паливної системи дизеля ЯМЗ-238: штатний режим при якому потужність  $N_e$  дорівнює 150 кВт, крутний момент 760 Н\*м, питома витрата палива 241 г/(кВт\*год), ступень стиснення складає 16,5 одиниць, кут випередження впорскування палива 18 град; та покращений варіант в якому ступень стиснення складає 18 одиниць, кут випередження впорскування палива 16 град, в цьому випадку потужність  $N_e$  дорівнює 153 кВт, крутний момент 767 Н\*м, питома витрата палива 238 г/(кВт\*год)

Результати розрахунків техніко-економічних та екологічних показників автомобіля КраЗ-6322 при застосуванні у двигуні ЯМЗ-238 підвищеного

ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Показники автомобіля КрАЗ-6322 при русі за магістральним циклом

Показники	Камера згорання дизеля		Відношення показників руху
	штатне налаштування	дослідне налаштування	
Середня швидкість руху автомобіля, км/год	62,29	64,27	1,032
Час руху по магістральному циклу, с	231,21	221,41	0,958
Витрата палива за час руху, г	1479,16	1328,14	0,898
Викиди дисперсних частинок за час руху по магістральному циклу, г	6,89	5,34	0,775

Таким чином, результати розрахункових досліджень показали, що при підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град динамічні та економічні показники автомобіля КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 покращуються, середня швидкість руху автомобіля та економічність циклом покращились на 3,2% та 10,2%, відповідно.

Значно покращились екологічні показники автомобіля при підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град на дизелі ЯМЗ-238. Викиди дисперсних частинок за час руху по магістральному циклу автомобіля зменшились на 22,5%.

#### Висновки по третьому розділу

1. Техніко-економічні та екологічні показники дизеля значною мірою залежать від процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші в циліндрах двигуна.

Проведено дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни значень ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива та розроблено рекомендації щодо покращення техніко-економічних та екологічних показників дизелів серії ЯМЗ-238 та автомобілів КрАЗ-6422.

2. Збільшення ступеня стиснення паливо-повітряної суміші від 14,5 до 17,5 одиниць при куті випередження палива 16-18 град призводять до збільшення номінальної потужності, причому при куті випередження палива 16 град підвищення відбувається інтенсивно з 150,1 до 152,6 кВт, при куті випередження палива 18 град інтенсивність збільшення номінальної знижується.

Подальше збільшення кута випередження впорскування палива до 20 град практично не впливає на номінальну потужність двигуна при зміні ступеня стиснення.

Можна зробити висновок, що підвищувати потужність двигуна доцільно зменшенням кута випередження впорскування палива при одночасному збільшенні ступеня стиснення.

Тенденції впливу на максимальний крутний момент  $M_e$  послідовної зміни кута випередження впорскування палива та ступеня стиснення аналогічна впливу на номінальну потужність дизеля.

3. Збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць при куті випередження впорскування палива в діапазоні 16...20 град призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива причому, чим менше кут випередження впорскування палива тим більш інтенсивно зменшується витрата палива. Наприклад, при куті випередження впорскування палива 18 град збільшення ступеня стиснення призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива з 245 до 241 г/(кВт\*год) (на 1,5%).

Зміна ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення максимального тиску  $P_z$  в циліндрах дизеля, збільшення має лінійний характер. Збільшення кута випередження впорскування палива призводить до збільшення максимального тиску в циліндрах двигуна.

4. Загальна тенденція зміни комплексу сумарної емісії окислів азоту  $\text{NO}_x$  та твердих часток  $\text{С}$  аналогічні зміни емісії оксидів азоту від ступеня стиснення  $\epsilon$  та кута випередження впорскування палива  $\theta$ , кількість викидів збільшується як при збільшенні кута випередження впорскування палива, так і при збільшенні ступеня стиснення.

При куті випередження впорскування палива 20 град збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення викидів з 2,42 до 2,67 г/(кВт\*год) збільшується на 10,3%. При ступені стиснення 16,5 збільшення кута випередження впорскування палива з 16 до 24 град призводить до збільшення викидів з 2,14 до 2,85 г/(кВт\*год) збільшується на 6,7%.

5. Загальний висновок по результатам проведеного дослідження впливу ступня стиснення та кута випередження впорскування палива дозволяє відмітити, що техніко-економічні показники дизеля можливо покращити за рахунок вибору раціональних значень ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

6. Дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники автомобіля КрАЗ-65053 при зміні тиску впорскування палива та кута випередження впорскування палива у двигуні ЯМЗ-238 проводилося порівнянням показників вантажного автомобіля при русі за магістральним циклом на дорозі.

При підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град динамічні та економічні показники автомобіля КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 покращуються, середня швидкість руху автомобіля та економічність циклом покращились на 3,2% та 10,2%, відповідно.

Значно покращились екологічні показники автомобіля при підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град на дизелі ЯМЗ-238. Викиди дисперсних частинок за час руху по магістральному циклу автомобіля зменшились на 22,5%.

## РОЗДІЛ 4

## ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ 137 ОБ'ЄДНАНОГО ЦЕНТРУ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОВІТРЯНИХ СИЛ ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ УДОСКОНАЛЕННЯМ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА

## 4.1 Рекомендації щодо доцільності переобладнання системи живлення дизельного двигуна вантажного автомобіля

На користь переобладнання системи живлення дизельного двигуна паливом свідчать наступні фактори:

- збільшення потужності та крутного моменту двигуна;
- зменшення питомої ефективної витрати палива і, як наслідок, годинної витрати палива;
- зменшення токсичності відпрацьованих газів та покращення екологічних показників вантажного автомобіля при перевезенні вантажів;
- зменшення виплат за забруднення навколишнього середовища;
- економія дизельного палива за рахунок покращення економічних показників двигуна;
- зниження навантаження на деталі циліндро-поршневої групи.

Але при цьому не слід забувати і такі недоліки переобладнання як:

- збільшення витрат на технічне обслуговування у зв'язку з необхідністю перевірки стану плунжерних пар паливного насосу високого тиску та прохідних перерізів форсунок ;
- необхідність збільшення кількості періодичних перевірок налаштування елементів паливної апаратури.

Як видно з вище наведеного, дати чіткі рекомендації стосовно доцільності переобладнання системи живлення дизеля є дуже непростим завданням. Відповідь повинна враховувати велику кількість позитивних і

негативних моментів, кожен з яких сам по собі є вельми специфічним і залежить від багатьох факторів.

Головний чинник, який спонукає до переобладнання системи живлення дизельного двигуна – це очікування економічного ефекту. Він досягається за рахунок підвищення тиску впорскування палива з 16,5 до 18 одиниць та зменшення кута випередження впорскування палива з 18 град до 16 град. На сьогоднішній день вартість дизельного палива складає 52 грн/л.

Найбільш універсальним показником ефективності переобладнання двигуна вантажного автомобіля КрАЗ-6322 є економічний ефект, розрахований на пробіг за добу. В табл. 4.1 наведені результати розрахунків, які дають можливість оцінити економічну доцільність переобладнання системи живлення дизельного двигуна, враховуючи ціну на дизельне паливо.

Таблиця 4.1 – Витрати грн/добу в залежності від пробігу та завантаження при роботі двигуна за дизельним циклом

Пробіг	Маса вантажу, кг				
	0	2500	5000	7500	10000
50	1399,7	1521,2	1638,8	1752,5	1860,5
	1371,7	1490,8	1606,0	1717,5	1823,3
100	2799,4	3042,6	3277,9	3505,1	3720,7
	2743,5	2981,7	3212,3	3435,0	3646,3
150	4199,2	4563,8	4916,7	5257,9	5581,2
	4115,2	4472,6	4818,4	5152,7	5469,6
200	5598,9	6085,2	6555,8	7010,5	7441,4
	5486,9	5963,5	6424,7	6870,3	7292,5
250	6998,6	7606,4	8194,5	8763,0	9301,6
	6858,6	7454,3	8030,6	8587,7	9115,6
300	8398,0	9127,2	9833,7	10516,1	11162,1
	8230,0	8944,6	9637,1	10305,8	10938,8
350	9798,2	10649,3	11472,2	12268,3	13022,6
	9602,2	10436,3	11242,7	12023,0	12762,1

\*в чисельнику штатна система живлення, в знаменнику – удосконалена.

Як видно з табл. 4.1, переобладнання системи живлення дизельного двигуна при збільшенні навантаження до 10000 кг та пробігу вантажного автомобіля до 350 км/добу призводять до зменшення витрат на дизельне паливо на 2% до 16% або від 14 до 232 грн. на добу.

Також до уваги необхідно прийняти постійну зміну вартості дизельного палива. На жаль, спрогнозувати динаміку цін на дизельне паливо неможливо, але в Україні спостерігається стійка тенденція збільшення вартості палива.

Соціально-економічний збиток – це оцінка в грошових одиницях негативних змін навколишнього середовища внаслідок його забруднення. Його прояви полягають у погіршенні здоров'я людини, зменшенні врожайності сільськогосподарських культур та інше.

До соціально-економічного збитку входять наступні види витрат:

- витрати через зміни в навколишньому природному середовищі;
- витрати на відновлення природного середовища до попереднього стану;
- витрати майбутнього суспільства, зумовлені незворотними втратами певних ресурсів.

Як свідчать проведений аналіз соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання системи живлення дизельного двигуна зміниться від 1,86 до 4,21% на 100 км пробігу в залежності від завантаження вантажного автомобіля КрАЗ-6322.

4.2 Техніко-економічне обґрунтування запропонованих заходів щодо підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єданого центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України

Основною задачею зменшення суми витрат на експлуатацію рухомого складу є не тільки розрахунки, які характеризують величину економії або

перевитрати матеріалів та грошових коштів, але й виявлення конкретних причин, які призвели до таких результатів.

В роботі в навчальних цілях розглядається група машин КрАЗ-6322 з двигуном ЯМЗ-238 в кількості 50 од., річний пробіг кожної машини складає 50000 км. В розрахунках прийнята вартість дизельного палива 52 грн. на 27.05.2025 року.

Розглянемо, як зміняться затрати на купівлю палива для досліджуваної групи. Результати розрахунку наведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Структура матеріальних затрат 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України при експлуатації автомобілів КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238

Показники	Камера згорання дизеля		Різниця показників
	штатне налаштування	дослідне налаштування	
Дизельне паливо			
на 1 машину на рік, л	18489,3	17990,0	499,2
вартість дизельного палива на 1 машину на рік, грн	961441,0	935482,1	25958,9
на групу машин на рік, л	924462,5	901350,9	23111,6
вартість дизельного палива на групу машин на рік, грн	48072050,0	46870248,8	1201801,3
Викиди дисперсних частинок на 50000 км пробігу			
на 1 машину, кг	91,3	86,1	5,2
на групу машин, кг	4564,6	4306,25	258,4

Проаналізувавши таблицю 3.2 можна зробити висновки: матеріальні затрати 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України при експлуатації автомобілів

КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 на закупку палива при використанні удосконаленої системи живлення двигуна ЯМЗ-238 зменшилися що дає змогу економити на одному вантажному автомобілі КрАЗ-6322 – 499,2 л, або 25958,9 грн на рік. Для групи автомобілів КрАЗ-6322 економія складає 23111,6 л або 1201801,3 грн на рік.

Можливо відмітити покращення екологічних показників автомобіля у зв'язку з покращенням процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші, викид дисперсних часток на 50000 км пробігу зменшується на один вантажний автомобіль КрАЗ-6322 – 5,2 кг, для групи автомобілів - 258,4 кг.

Крім того, як показали розрахунки, більший запас крутного моменту покращує динамічні показники вантажного автомобіля КрАЗ-6322, а менше значення максимального тиску в камері згорання під час горіння паливно-повітряної суміші зменшує навантаження на деталі циліндро-поршневої групи і міжремонтний пробіг двигуна. Але це потребує додаткового дослідження.

#### Висновки по четвертому розділу

1. На користь переобладнання системи живлення дизельного двигуна паливом свідчать ряд факторів: покращення техніко-економічних та екологічних показників дизельних двигунів вантажних автомобілів.

Але при цьому не слід забувати про ряд недоліків, а саме збільшення витрат на технічне обслуговування у зв'язку з необхідністю перевірки стану плунжерних пар паливного насосу високого тиску та прохідних перерізів форсунок та збільшення кількості періодичних перевірок налаштування елементів паливної апаратури.

2. Головний чинник, який спонукає до переобладнання системи живлення дизельного двигуна – це очікування економічного ефекту. Переобладнання системи живлення дизельного двигуна при збільшенні

навантаження до 10000 кг та пробігу вантажного автомобіля до 350 км/добу призводять до зменшення витрат на дизельне паливо на 2% до 16% або від 14 до 232 грн. на добу.

3. Оцінка в грошових одиницях негативних змін навколишнього середовища внаслідок його забруднення це соціально-економічний збиток. Як свідчать проведений аналіз соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання системи живлення дизельного двигуна зміниться від 1,86 до 4,21% на 100 км пробігу в залежності від завантаження вантажного автомобіля КрАЗ-6322.

4. Зменшення суми витрат на експлуатацію рухомого складу, які характеризують величину економії. Матеріальні затрати 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України при експлуатації автомобілів КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 на закупку палива при використанні удосконаленої системи живлення двигуна ЯМЗ-238 зменшились що дає змогу економити на одному вантажному автомобілі КрАЗ-6322 – 499,2 л, або 25958,9 грн на рік. Для групи автомобілів КрАЗ-6322 економія складає 23111,6 л або 1201801,3 грн на рік.

Можливо відмітити покращення екологічних показників автомобіля у зв'язку з покращенням процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші, викид дисперсних часток на 50000 км пробігу зменшується на один вантажний автомобіль КрАЗ-6322 – 5,2 кг, для групи автомобілів - 258,4 кг.

5. Крім того, як показали розрахунки, більший запас крутного моменту покращує динамічні показники вантажного автомобіля КрАЗ-6322, а менше значення максимального тиску в камері згорання під час горіння паливно-повітряної суміші зменшує навантаження на деталі циліндро-поршневої групи і міжремонтний пробіг двигуна. Але це потребує додаткового дослідження.

## ВИСНОВКИ

1. В підрозділах Збройних Сил України активно використовується автомобільний транспорт. На частку автомобільного транспорту припадає істотна частина вантажообігу і більше половини пасажирських перевезень. Він тісно взаємодіє із залізничним, водним і повітряним транспортом, будучи важливою складовою частиною транспортної системи країни.

Без підтримання техніко-економічних показників автомобільного транспорту на рівні, який відповідає вимогам сьогодення неможливо його ефективно використання. Крім того, при масовому використанні автомобільного транспорту гостро постає питання забезпечення його паливом.

2. Проблема підвищення характеристик транспортних засобів невід'ємно пов'язана з підвищенням техніко-економічних показників двигунів. У виробництві двигунів та при їх модернізації застосовуються комплексні рішення, що є дуже складними у поєднанні і управлінні. Тому для початкових робіт потрібно вибрати найбільш раціональний варіант підвищення техніко-економічних та екологічних показників дизельних двигунів регулюванням ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива.

Метою роботи є підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна.

3. Основними завданнями з розвитку та вдосконалення автомобільних двигунів при розробці нових типів двигунів і модернізації тих, що знаходяться у виробництві, є подальше підвищення потужності, що знімається з одиниці об'єму при високій надійності конструкцій, зниження питомої маси, питомої та експлуатаційного витрат палива, вартості виробництва двигунів і їх експлуатації.

4. Для визначення характеристик робочого тіла в циліндрах двигуна внутрішнього згорання використовують тепловий розрахунок двигуна, можна також визначати зовнішніх показників робочих процесів двигуна, це дозволяє не тільки визначити геометричні розміри двигуна, а також оцінити його економічні показники.

На деталі кривошипно-шатунного механізму при роботі двигуна діють сили інерції рухомих мас та сили тиску газів. Розрізняють два види сил: інерції рухомих мас  $P_j$ , які здійснюють зворотно-поступальний рух та інерції обертючих мас  $k_r$ , які здійснюють обертальний рух.

Це обумовлює утворення похідних від них сили корисного опору, сили тертя, реакції на опорах двигуна й колінчатого валу, ці сили виникають від сил інерції та сил тиску газів. Розрахунок сил, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, дозволяє зробити перевірку деталей двигуна на міцність, крім того можна визначити навантаження на підшипники в опорах колінчатого валу, здійснити прогнозування їхнього зношування; також здійснити аналіз врівноваженості деталей двигуна та визначити нерівномірність обертання колінчастого валу, здійснити розрахунок маховика.

5. Проведено дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизелів ЯМЗ-238 послідовної зміни значень ступеня стиснення та кута випередження впорскування палива та розроблено рекомендації щодо покращення техніко-економічних та екологічних показників дизелів серії ЯМЗ-238 та автомобілів КрАЗ-6422.

Збільшення ступеня стиснення паливо-повітряної суміші від 14,5 до 17,5 одиниць при куті випередження палива 16-18 град призводять до збільшення номінальної потужності, причому при куті випередження палива 16 град підвищення відбувається інтенсивно з 150,1 до 152,6 кВт, при куті випередження палива 18 град інтенсивність збільшення номінальної знижується.

Тенденції впливу на максимальний крутний момент  $M_e$  послідовної зміни кута випередження впорскування палива та ступеня стиснення аналогічна впливу на номінальну потужність дизеля.

Збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць при куті випередження впорскування палива в діапазоні 16...20 град призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива причому, чим менше кут випередження впорскування палива тим більш інтенсивно зменшується витрата палива.

Зміна ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення максимального тиску  $P_z$  в циліндрах дизеля, збільшення має лінійний характер. Збільшення кута випередження впорскування палива призводить до збільшення максимального тиску в циліндрах двигуна.

При куті випередження впорскування палива 20 град збільшення ступеня стиснення з 14,5 до 18,5 одиниць призводить до збільшення викидів з 2,42 до 2,67 г/(кВт\*год) збільшується на 10,3%. При ступені стиснення 16,5 збільшення кута випередження впорскування палива з 16 до 24 град призводить до збільшення викидів з 2,14 до 2,85 г/(кВт\*год) збільшується на 6,7%.

6. Дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники автомобіля КрАЗ-65053 при зміні тиску впорскування палива та кута випередження впорскування палива у двигуні ЯМЗ-238 проводилося порівнянням показників вантажного автомобіля при русі за магістральним циклом на дорозі.

При підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град динамічні та економічні показники автомобіля КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 покращуються, середня швидкість руху автомобіля та економічність циклом покращились на 3,2% та 10,2%, відповідно.

Значно покращились екологічні показники автомобіля при підвищенні ступеня стиснення до 18 одиниць та зменшенні кута випередження впорскування палива до 16 град на дизелі ЯМЗ-238. Викиди дисперсних частинок за час руху по магістральному циклу автомобіля зменшились на 22,5%.

7. Головний чинник, який спонукає до переобладнання системи живлення дизельного двигуна – це очікування економічного ефекту. Переобладнання системи живлення дизельного двигуна при збільшенні навантаження до 10000 кг та пробігу вантажного автомобіля до 350 км/добу призводять до зменшення витрат на дизельне паливо на 2% до 16% або від 14 до 232 грн. на добу.

Оцінка в грошових одиницях негативних змін навколишнього середовища внаслідок його забруднення це соціально-економічний збиток. Як свідчать проведений аналіз соціально-економічний збиток для суспільства від переобладнання системи живлення дизельного двигуна зміниться від 1,86 до 4,21% на 100 км пробігу в залежності від завантаження вантажного автомобіля КрАЗ-6322.

8. Зменшення суми витрат на експлуатацію рухомого складу, які характеризують величину економії. Матеріальні затрати 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України при експлуатації автомобілів КрАЗ-6322 з дизелем ЯМЗ-238 на закупку палива при використанні удосконаленої системи живлення двигуна ЯМЗ-238 зменшились що дає змогу економити на одному вантажному автомобілі КрАЗ-6322 – 499,2 л, або 25958,9 грн на рік. Для групи автомобілів КрАЗ-6322 економія складає 23111,6 л або 1201801,3 грн на рік.

Можливо відмітити покращення екологічних показників автомобіля у зв'язку з покращенням процесів сумішоутворення та згорання паливо-повітряної суміші, викид дисперсних часток на 50000 км пробігу зменшується на один вантажний автомобіль КрАЗ-6322 – 5,2 кг, для групи автомобілів - 258,4 кг.

9. Крім того, як показали розрахунки, більший запас крутного моменту покращує динамічні показники вантажного автомобіля КрАЗ-6322, а менше значення максимального тиску в камері згорання під час горіння паливно-повітряної суміші зменшує навантаження на деталі циліндро-поршневої групи і міжремонтний пробіг двигуна. Але це потребує додаткового дослідження.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Канарчук В.Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: 1 кн. / В.Є.Канарчук, О.А.Лудченко, А.Д. Чигринець. – К.: Вища шк., 1994.
2. Канарчук В.Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: 2 кн. / В.Є.Канарчук, О.А.Лудченко, А.Д. Чигринець. – К.: Вища шк., 1994.
3. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: 3 кн. / В.Є.Канарчук, О.А.Лудченко, А.Д. Чигринець. – К.: Вища шк., 1994.
4. Технічна експлуатація та надійність автомобіля / Є.Ю. Форнальчик, М.С. Оліскієвич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо / За заг. ред. Є.Ю. Форнальчика. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.
5. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / В.І. Захарчук. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.
6. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П.Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов. – К.: НТУ, 2015. – 224 с.
7. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник. / В.Ф. Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.
8. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В.І. Яцковський, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2016. – 132 с.
9. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. "Автомобілі та автомобільне господарство" вищ. навч. Закладів / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко. - К.: Арістей, 2004. - 438 с.
10. Розпорядження Кабінету Міністрів України № 37-р "Про затвердження плану заходів щодо зменшення негативного впливу автомобільних транспортних засобів на довкілля на 2020-2030 роки".

11. Microprocessor Dual-Fuel Diesel Engine Control System / L.E. Gettel, G.C. Perry, J. Boisvert, P.J. O'Sullivan – SAE Techn. Paper Ser, 2018. –№861577. –р. 1-10.
12. Watson H.C. A simplified method for quantifying fuel consumption of vehicles in urban traffic / H.C. Watson, E.E. Milkins, G.A. Marshall. –SAAR Austrelasia, 2020. -№1, p.p. 6-13.
13. Council Directive 88/77/EEC of 3 December 2015 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L 36, 9.2.1988.
14. ДСТУ 4276:2004. „Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями”.
15. Коробов С.С. До питання уніфікації автомобільної техніки Збройних сил України / С.С.Коробов, Д.Л.Королюк – I Міжнародна науково-практична інтернет-конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» ВНТУ, 2014 – с.22-23.
16. А.П.Поляков Аналіз методів діагностування автомобільних двигунів внутрішнього згоряння / А.П.Поляков, С.С.Коробов – Збірник наукових праць III Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» - ВНТУ, 2015 – с.82-83.
17. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / Я.Ю. Білоконь, М.А. Вайнтрауб. – К.: ІПТО НАПН України, 2015. – 248 с.
18. Добринін О.О. Дослідження впливу на техніко-економічні показники вантажних автомобілів КрАЗ-6322 удосконалення системи живлення двигуна ЯМЗ-238 / О.О.Добринін, Л.В.Мороз, А.П.Поляков. Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2025)» / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2025. <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2025/paper/view/25776>

## ДОДАТКИ

ПРОТОКОЛ  
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення ефективності використання вантажних автомобілів 137 об'єднаного центру матеріально-технічного забезпечення Повітряних Сил Збройних Сил України удосконаленням системи живлення двигуна

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота  
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту  
(кафедра, факультет)

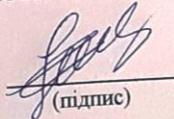
**Показники звіту подібності Strikeplagiarism**

Оригінальність 89,5 % Схожість 10,5 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

  
(підпис)

Цимбал О.В.  
(прізвище, ініціали)

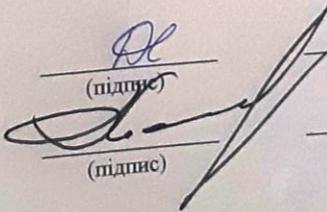
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Strikeplagiarism щодо роботи.

Автор роботи

  
(підпис)

Добринін О.О.  
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

  
(підпис)

Поляков А.П.  
(прізвище, ініціали)