

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний інститут, Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на
ефективні показники дизеля для локомотива

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-410м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Борзій В.В.

Керівник к.т.н., доцент Євсєєва Н.О.

Рецензент к.т.н., доцент Дядя С.І., завідувач
кафедри «Технологія машинобудування»

Запоріжжя
2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ



Слинько Г.І.

13.12.2021 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Борзій Віктор Вікторович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля для локомотива

керівник проекту (роботи) Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент,

затверджені наказом вищого навчального закладу від 25 листопада 2021 № 461

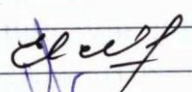
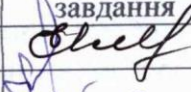
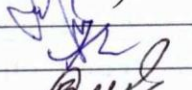
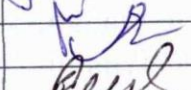
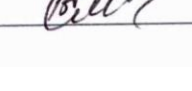
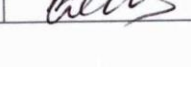
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 6 грудня 2021 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 6-циліндровий дизельний двигун У2Д6-250 для локомотива МПТ-4: потужність 184 кВт при 1500 хв⁻¹, ступінь стиснення 14

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) результати аналізу літератури за темою дослідження; тепловий розрахунок двигуна У2Д6-250 на номінальному режимі; дослідження впливу кількості та діаметру отворів розпилювача форсунки на техніко-економічні показники двигуна; економічна ефективність дослідження; заходи з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту представлено основні положення магістерської роботи, результати аналізу літературних джерел, види двигуна, елементи системи живлення, результати розрахунку двигуна тощо

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-4	Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент		
5	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
6	Пожуєва Т.О., д.е.н., професор		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2021 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2021	
2	Аналітичний огляд літератури	10.09.2021	
3	Методи досліджень та устаткування	20.09.2021	
4	Тепловий розрахунок двигуна в програмі Engine Calculation	01.10.2021	
5	Тепловий розрахунок двигуна в програмі ДИЗЕЛЬ-РК	15.10.2021	
6	Дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля	01.11.2021	
7	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	10.11.2021	
8	Економічне обґрунтування наукової роботи	20.11.2021	
9	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2021	
10	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2021	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	04.12.2021	
12	Подання роботи до захисту	06.12.2021	

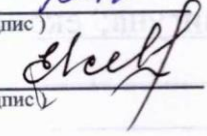
Студент(ка)

(підпис)

 Борзій В.В.

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

 Євсєєва Н.О.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 100 с., 22 табл., 14 рис., 30 джерел, 2 додатка.

ВПОРСКУВАННЯ, ДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, ДИЗЕЛЬНИЙ ДВИГУН
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ, ПИТОМА
ЕФЕКТИВНА ВИТРАТА ПАЛИВА, РОЗПИЛЮВАЧ ФОРСУНКИ,
СОПЛОВИЙ ОТВІР, ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК, У2Д6-250

Досліджено актуальне питання впливу кількості i_c та діаметру d_c соплових отворів розпилювача форсунки на робочий процес і на техніко-економічні показники дизельного двигуна У2Д6-250 для локомотива. Визначено оптимальні параметри розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250: кількість соплових отворів $i_c = 8$, діаметр отворів $d_c = 0,3$ мм.

Результати роботи апробовано та рекомендовано до впровадження в цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь».

Мета роботи – дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля для локомотива.

Об'єкт дослідження – форсунка системи живлення дизельного двигуна У2Д6-250, який встановлюється на локомотив МПТ-4.

Предмет дослідження – вплив кількості та діаметру отворів розпилювача форсунки на техніко-економічні показники 4-тактного швидкохідного дизельного двигуна для локомотива.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	8
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Проблематика досліджень систем паливоподачі дизельних ДВЗ	10
1.2 Аналіз впливу конструктивних особливостей дизельної форсунки на показники розпилювання	12
1.3 Обґрунтування актуальності дослідження	17
1.4 Висновки за розділом	17
2 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	18
2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна У2Д6-250	18
2.2 Система живлення двигуна У2Д6-250	25
2.3 Вибір та обґрунтування методів дослідження	28
2.4 Використане обладнання	34
2.5 Висновки за розділом	36
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА У2Д6-250 (НОМІНАЛЬНИЙ РЕЖИМ)	38
3.1 Визначення початкових даних для розрахунку	38
3.2 Тепловий розрахунок двигуна в програмі Engine Calculation та аналіз результатів	47
3.3 Висновки за розділом	50
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ У2Д6-20	51

4.1 Результати розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК	51
4.2 Вплив характеристик розпилювача форсунки на робочий процес дизеля	51
4.3 Вплив характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля	54
4.4 Висновки за розділом	59
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
5.1 Аналіз потенційних небезпек	61
5.2 Заходи по забезпеченню безпеки	62
5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці	64
5.4 Заходи пожежної безпеки	72
5.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях	73
5.6 Висновки до розділу	74
6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ	75
6.1 Оцінка технічного рівня двигуна У2Д6-250 при роботі з різними розпилювачами форсунок	75
6.2 Розрахунок експлуатаційних витрат	78
6.3 Розрахунок економічного ефекту	81
6.4 Визначення витрат на проведення магістерської роботи	82
6.5 Висновки за розділом	88
ВИСНОВКИ	89
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	91
ДОДАТОК А Акт апробації	95
ДОДАТОК Б Протокол теплового розрахунку двигуна У2Д6-250	96
ДОДАТОК В Протокол розрахунку дизеля У2Д6-250 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК (з розпилювачем форсунки 8х0,3х140)	97

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка;
ГРМ – газорозподільний механізм;
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
ДП – дизельне паливо;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КШМ – кривошипно-шатунний механізм;
НМТ – нижня мертва точка;
ПКВ – поворот колінчатого валу;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
ТО – технічне обслуговування;
ФММ – фізико-математична модель;
D – діаметр циліндра;
 d_c – діаметр соплових отворів розпилювача форсунки;
 d_k – діаметр крапель палива;
 i_c – кількість соплових отворів розпилювача форсунки;
 g_e – ефективна питома витрата палива, кг/(кВт·год);
 N_e – ефективна потужність, кВт;
 n – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;
 p_e – середній ефективний тиск, Па;
 η_e – ефективний ККД;
 η_m – механічний ККД.

ВСТУП

Виходячи з огляду наукової та технічної літератури, в дизельних двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) характеристики елементів системи живлення є визначальними для показників ефективності та економічності.

Практична потреба ПАТ «Запоріжсталь» у заміні базових розпилювачів форсунок 8x0,3x140 дизелів У2Д6-250 на аналоги робить актуальною наукову проблему дослідження впливу характеристик розпилювачів на робочий процес і на ефективні показники дизеля.

Питання впливу конструкції розпилювачів форсунок на якість розпилювання і ефективні показники дизеля є актуальним, оскільки має переважно емпіричний характер. Питання впливу кількості i_c та діаметру d_c соплових отворів розпилювача форсунки на показники робочого процесу та на техніко-економічні показники дизельного двигуна серії Д6 в науковій літературі досліджено недостатньо.

Саме величини i_c та d_c є вирішальними при виборі аналогів для заміни розпилювачів форсунок 8x0,3x140 двигуна У2Д6-250 локомотива МПТ-4. В якості можливої заміни розглядається розпилювач форсунки 7x0,25x140. З огляду на цю потребу ПАТ «Запоріжсталь», ставимо актуальну задачу визначення впливу кількості та діаметру соплових отворів форсунки на ефективні показники дизеля У2Д6-250.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля для локомотива.

Для досягнення мети вирішено ряд **завдань**:

- визначено параметри форсунок, що впливають на якість впорскування та розпилення палива в дизельних двигунах різних типів;
- обґрунтовано актуальність дослідження;
- визначено об'єкт та методи дослідження;

- розглянуто особливості конструкції об'єкта дослідження – дизельного двигуна У2Д6-250;

- виконано тепловий розрахунок двигуна У2Д6-250 на номінальному режимі з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation;

- розраховано вплив кількості та діаметра отворів розпилювачів форсунок на показники робочого циклу дизеля: середній діаметр крапель $d_{кр.ср}$; максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{впр\ max}$; тривалість паливоподачі $\phi_{впр}$; тривалість згорання $\phi_{згор}$;

- виконано розрахунок впливу кількості та діаметра отворів розпилювачів форсунок на техніко-економічні показники двигуна У2Д6-250 на номінальному режимі, проаналізовано отримані результати;

- проведено економічний розрахунок за результатами дослідження;

- розроблено комплекс заходів із охорони праці для безпечного проведення досліджень системи паливоподачі дизельного двигуна.

Об'єкт дослідження – форсунка системи живлення дизельного двигуна У2Д6-250, який встановлюється на локомотив МПТ-4.

Предмет дослідження – характер та величина впливу кількості та діаметру отворів розпилювача форсунки на техніко-економічні показники 4-тактного швидкохідного дизельного двигуна для локомотива..

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- вперше на основі комп'ютерної програми ДИЗЕЛЬ-РК складено методику визначення оптимальних параметрів розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- визначено оптимальні параметри розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250: кількість соплових отворів $i_c = 8$, діаметр отворів $d_c = 0,3$ мм;

- результати роботи рекомендовано до впровадження в цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь».

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Проблематика досліджень систем паливоподачі дизельних ДВЗ

Особливістю дизеля є висока залежність його техніко-економічних показників від якості роботи і параметрів паливної системи. В дизелі паливо впорскується під високим тиском (від 20 МПа до 250 МПа) через невеликі отвори (сопла) розпилювача форсунки, внаслідок чого воно впорскується безпосередньо в камеру згорання двигуна [1, 2]. В камері згорання знаходиться повітря, стиснуте до 3...6 МПа і підігріте до 900...1100 К. Паливо, що впорскнуто в гаряче повітря, нагрівається в ньому, спалахує і згорає. Робоче тіло в камері згорання досягає може сягати тиску 8...21 МПа і температури до 2500 К [3, 4]. Як результат, якість робочого процесу буде залежати від того, як і коли подається паливо, як воно розпилене і розподілене за об'ємом камери згорання [1].

В загальному випадку паливна система дизеля складається з наступних головних елементів:

- паливний насос;
- нагнітальний трубопровід;
- форсунки.

До паливної системи дизеля висуваються жорсткі вимоги [1, 5]:

- подавати за цикл задану кількість палива;
- подавати паливо в заданий період і по заданому закону;
- розпилювати паливо на краплі, розмір яких дозволить так розподілити їх по об'єму камери згорання, щоб найбільш раціонально використовувалося наявне повітря;

- забезпечувати ідентичну роботу всіх секцій паливної системи.

Виконання вказаних вимог ускладнюється наступним [1, 6]:

- тривалість подачі палива дуже мала (0,01 с на тихохідних дизелях і

0,0005 с в швидкохідних дизелях малої потужності);

– кількість палива, що подається за цикл, також дуже мала. В дизелях великої потужності на номінальному режимі впорскується дек валька грамів палива, в швидкохідних дизелях малої потужності – соті долі грама;

– тиск і температура повітряного середовища, в яке впорскується паливо, різко змінюються;

– закон подачі палива відрізняється у різних моделей двигунів, залежно від конструктивних особливостей та умов експлуатації.

Взаємозв'язок між процесами подачі палива і згорання є наслідком складності фізичних явищ та хімічних реакцій, що виникають в циліндрах. Через це процес згорання описується емпіричними формулами на основі експериментальних даних. Хімічні фактори [7]:

– склад палива і горючої суміші, який визначається співвідношенням палива та повітря (виражається коефіцієнтом надлишку повітря α);

– кінетика хімічних реакцій:

а) розкладання складних вуглеводнів на прості;

б) перехід початкових компонентів в хімічно активний стан;

в) кількість та вид проміжних хімічних реакцій і станів;

г) швидкість вступу компонентів у взаємодію).

До фізичних факторів відносимо [7, 8]:

– якість сумішоутворення, що визначається ступенем гомогенності і однорідності горючої суміші;

– турбулентність, її масштаб і інтенсивність;

– закономірність подачі палива;

– якість розпилювання палива;

– рівномірність розподілу палива по об'єму робочої камери.

1.2 Аналіз впливу конструктивних особливостей дизельної форсунки на показники розпилювання

До форсунок висуваються жорсткі вимоги, які в деякій мірі суперечать один одному [3]:

- високий ступінь дроблення палива на краплі, оскільки чим менший діаметр крапель, тим більша їх загальна поверхня, швидше нагрівання та згоряння, але менша довжина факела палива;
- забезпечення далекобійності (до країв камери згоряння, тому краплі не повинні бути дуже дрібними – середній розмір їх 30...50 мкм);
- розподіл палива по всьому об'єму камери згоряння;
- швидкий початок упорскування та швидке припинення процесу.

З аналізу наукової літератури [1, 3, 5, 6, 9–11] визначено основні характеристики форсунки для дизельного двигуна:

- діаметр соплових отворів d_c , мм;
- кількість соплових отворів i_c ;
- ефективний прохідний переріз μ_f (для транспортних дизелів $D < 150$ мм значення $\mu_f = 0,1 \dots 0,5$, для дизелів великої потужності ця величина може сягати $\mu_f = 1,0$);
- кут розпилювання (найчастіше $130 \dots 160^\circ$);
- діаметр голки форсунки та висота її підйому, мм.

Паливні форсунки бувають закриті та відкриті. У дизелях застосовуються закриті форсунки, які відкриваються лише у момент подачі палива до камери згоряння. Закриті форсунки застосовують двох типів [3]:

- одnodирчасті – на двигунах з вихровими камерами згоряння;
- багатодирчасті – на двигунах з нерозділеними камерами згоряння.

На рисунках 1.1 і 1.2 наведено залежність діаметра (d_c) і кількості (i_c) сопел розпилювача форсунки від діаметра циліндра D мало форсованих дизельних ДВЗ та двигунів середнього рівня форсування. Для перспективних

високофорсованих дизелів з діаметром циліндра до 150 мм діаметр сопел може бути зменшено до $d_c = 0,1 \dots 0,15$ мм (досягається за рахунок збільшення тиску палива), або кількість сопел може бути збільшена на $2 \dots 3$ [9].

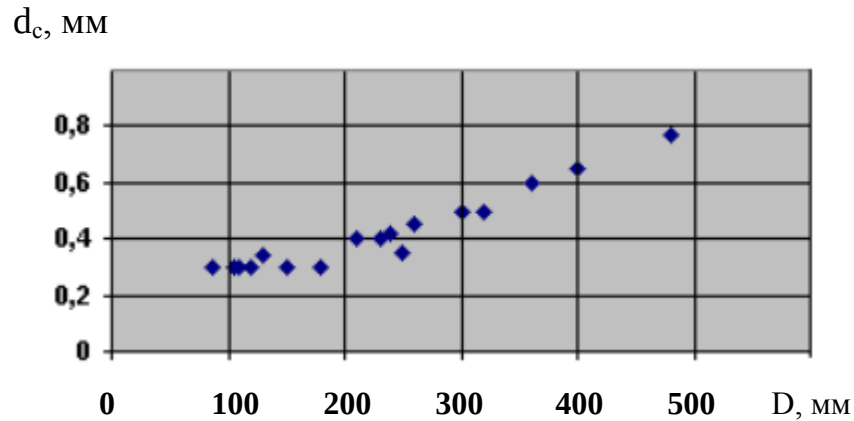


Рисунок 1.1 – Залежність діаметра сопел розпилювача d_c від діаметра циліндра дизеля D , мм [9]

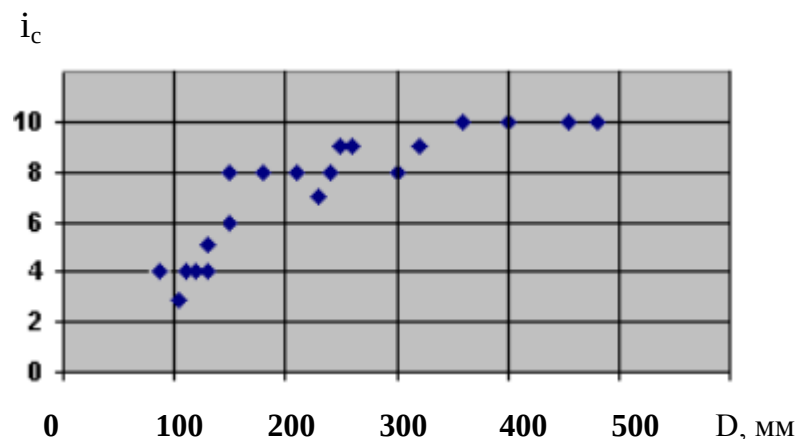


Рисунок 1.2 – Залежність кількості сопел розпилювача i_c від діаметра циліндра дизеля D , мм [9]

На основі інформації з джерел [12–14] визначено значення характеристики розпилювачів форсунок (кількість отворів i_c та їх діаметр d_c) для транспортних та промислових дизелів (рисунок 1.3) різних типорозмірів. Кількість отворів більше восьми та діаметр отворів більше $d_c = 0,4$ мм притаманна дизелям великої потужності з діаметром циліндра $D = 150 \dots 430$ мм.

Менші значення діаметру сопла ($d_c \leq 0,2$ мм) притаманні розпилювачам форсунок транспортних дизелів європейського виробництва для ДВЗ з діаметром циліндра $D < 100$ мм.

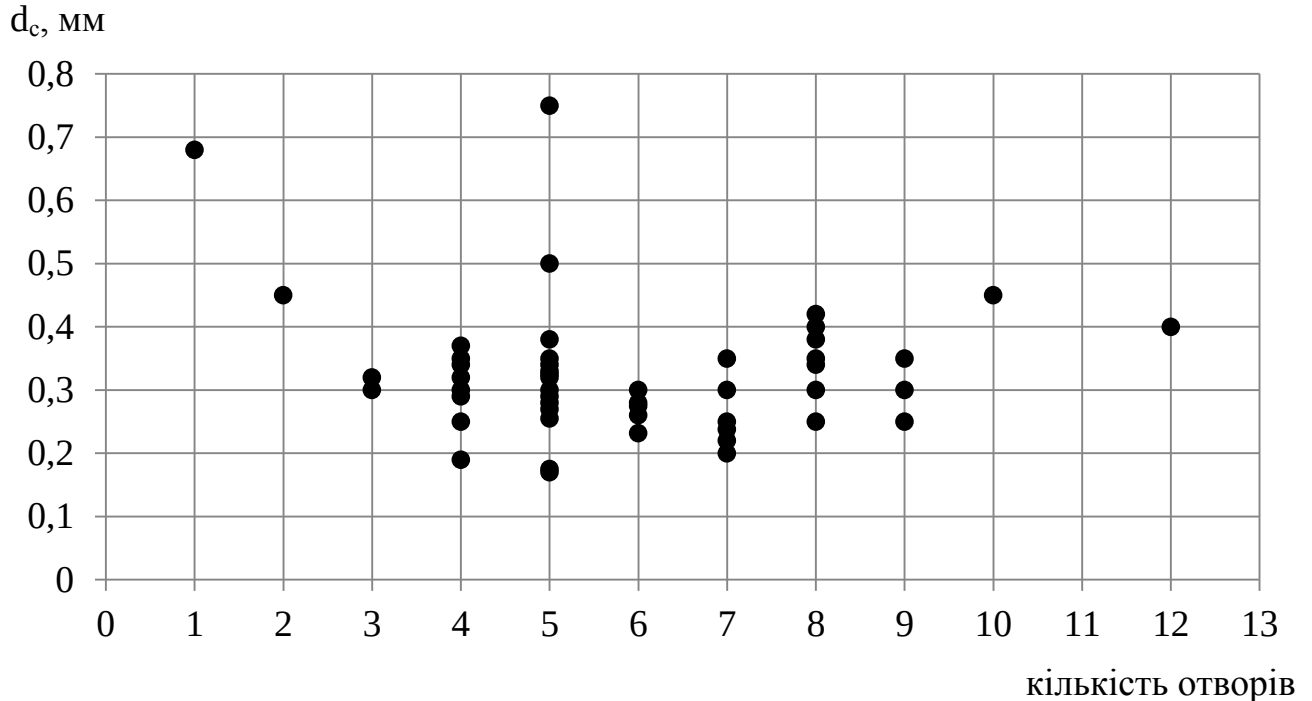


Рисунок 1.3 – Характеристики розпилювачів форсунок дизельних двигунів різних типів (кількість отворів i_c та їх діаметр d_c)

Величина ефективного прохідного перерізу μ_f лежить в діапазоні $\mu_f = 0,1 \dots 1,0$. Ця величина залежить від кількості та діаметру сопел розпилювача форсунки, а також від та геометрії каналів.

Розпилювання палива, тобто дроблення струменя на дрібні краплі, сильно підвищує площу контактної поверхні палива з повітрям, що пришвидшує процеси тепло- і масообміну між нагрітим повітрям і рідиною. Зменшення розмірів крапель забезпечує їх нагрівання і випаровування за короткий час [1].

Форма камери згорання і метод використаного сумішоутворення задають різні вимоги до розпилювання палива і формування факелу. При об'ємному сумішоутворенні необхідне дрібне розпилювання палива і достатньо велика глибина проникнення факелу в об'єм камери з мінімальним

потраплянням крапель на стінки. Плівкове сумішоутворення не потребує дроблення основної маси струменя на дрібні краплі, але для створення тонкої плівки необхідно забезпечити впорскування палива із соплового отвору з достатньо високими швидкостями.

Для камер, розташованих у поршні, коли паливо частково потрапляє на стінку, в кожному конкретному випадку в залежності від кількості соплових отворів, відстані від стінки, напрямку і швидкості руху газового заряду, змінюються вимоги до розміру крапель і розвитку факелу. На часткових подачах в ряді таких камер здійснюється об'ємне сумішоутворення [1].

Вимоги до розміру крапель палива змінюються також по мірі впорскування палива в камеру згорання протягом одного впорскування. Особливо небажано в даному випадку утворення крупних крапель в кінці впорскування. Також на початку впорскування бажано отримати дрібні краплі для швидкого їх запалювання.

При виході струменя палива в стиснуте повітря відбувається його руйнування, характер якого залежить від конструкції сопла. При витіканні струменя з високою швидкістю розпад струменя починається безпосередньо біля сопла. при цьому спочатку утворюються «нитки», «плівки» і крупні краплі, які під дією сил поверхневого натягу і аеродинамічного опору розпадаються на більш дрібні краплі. Такий розпад струменя називають розпилюванням. [1] На практиці часто користуються величиною середнього діаметра крапель палива.

Якість дроблення палива залежить від швидкості руху через сопла. Швидкість рідини, що проходить через сопло (за рівнянням Бернуллі) [3]:

$$v = \varepsilon \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_t}}, \quad (1.1)$$

де ε – коефіцієнт перерізу сопла;

Δp – перепад між тиском палива p_t та тиском газів у камері згорання $p_{\text{г}}$;

ρ_t – щільність палива.

З формули 1.1 видно, що швидкість залежить від перепаду тиску палива. За нормального режиму швидкість струменя палива становить 200...400 м/с. І тому потрібен перепад тиску 5...10 МПа. Отже, при тиску в камері згоряння в кінці стиснення 5...6 МПа тиск палива має бути 10...20 МПа.

Зміна максимального діаметра крапель в залежності від їх початкової швидкості для розпилювачів з різним діаметром соплового отвору показано на рисунку 1.4.

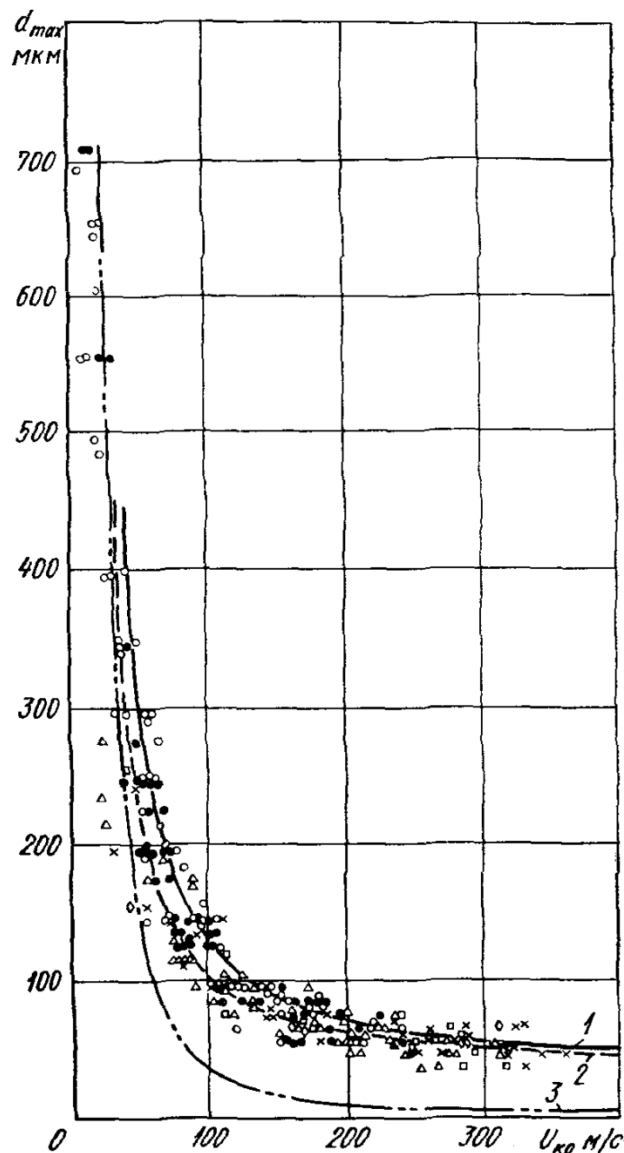


Рисунок 1.4 – Зміна максимального діаметра крапель в залежності від їх початкової швидкості для розпилювачів з різним діаметром соплового отвору

1.3 Обґрунтування актуальності дослідження

Виходячи з огляду літературних джерел, питання впливу параметрів розпилювача форсунки дизельного ДВЗ на його техніко-економічні показники носить переважно емпіричний характер. Відомі моделі для розрахунку параметрів паливоподачі та згорання в дизелях, зокрема, професора Н. Ф. Разлейцева (СРСР) [15], РК-модель професора А. С. Кулешова (Росія) [9], професора Н. Hiroyasu (Японія) [16] дозволяють досить точно розрахувати перебіг робочого процесу в ДВЗ, проте, як було сказано раніше, мають універсальний. характер. Безпосередньо питання впливу кількості та діаметру соплових отворів розпилювача на техніко-економічні показники дизельного двигуна в науковій літературі досліджено недостатньо.

З огляду на потреби ПАТ «Запоріжсталь» щодо визначення доцільності заміни на дизелі У2Д6-250 локомотива МПТ-4 розпилювача форсунки 8х0,3х140 на розпилювач 7х0,25х140, ставимо актуальну задачу визначення впливу кількості та діаметру соплових отворів форсунки на ефективні показники дизеля У2Д6-250.

1.4 Висновки за розділом

Проведено аналіз наукової та технічної літератури що стосуються питань якості впорскування палива в дизельних двигунах різних типів.

Визначено основні параметри розпилювачів форсунок дизельних ДВЗ, що найбільше впливають на кількість та якість розпилювання палива: кількість отворів та їх діаметр.

Обґрунтовано актуальність дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на показники робочого процесу та на ефективні показники дизеля У2Д6-250.

2 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна У2Д6-250

Двигуни серії Д6 – 6-циліндрові швидкохідні дизелі з безпосереднім впорскуванням палива, які використовуються для приводу генераторів, компресорів, насосів, залізничної техніки, екскаваторах, судах. В якості об'єкта дослідження вибрано систему живлення дизельного двигуна У2Д6-250, який встановлюється на локомотив МПТ-4 (рисунок 2.1).

Під час проходження переддипломної практики та під час роботи в цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь» наочно ознайомився з двигуном У2Д6-250, особливостями конструкції та експлуатації.



Рисунок 2.1 – Машина МПТ-4 на ремонті і обслуговуванні в цеху поточного підтримання і ремонту шляху УЖДТ ПАТ «Запоріжсталь»

МПТ4 – мотовоз навантажувально-транспортний – двовісний локомотив з двигуном внутрішнього згоряння. На передній консолі розташована несуча кабіна з вантажопідйомним краном консольного типу [17].

На задній консолі МПТ4 під капотом знаходиться силова установка (на ранніх моделях – дизельні двигуни У1Д6 або У2Д6, більш сучасні машини оснащені двигунами ЯМЗ-238 з турбокомпресором), потужність передається через клиноременну передачу на трифазний генератор, а через гідропередачу і карданний привід – на осьові редуктори колісних пар і компресор.

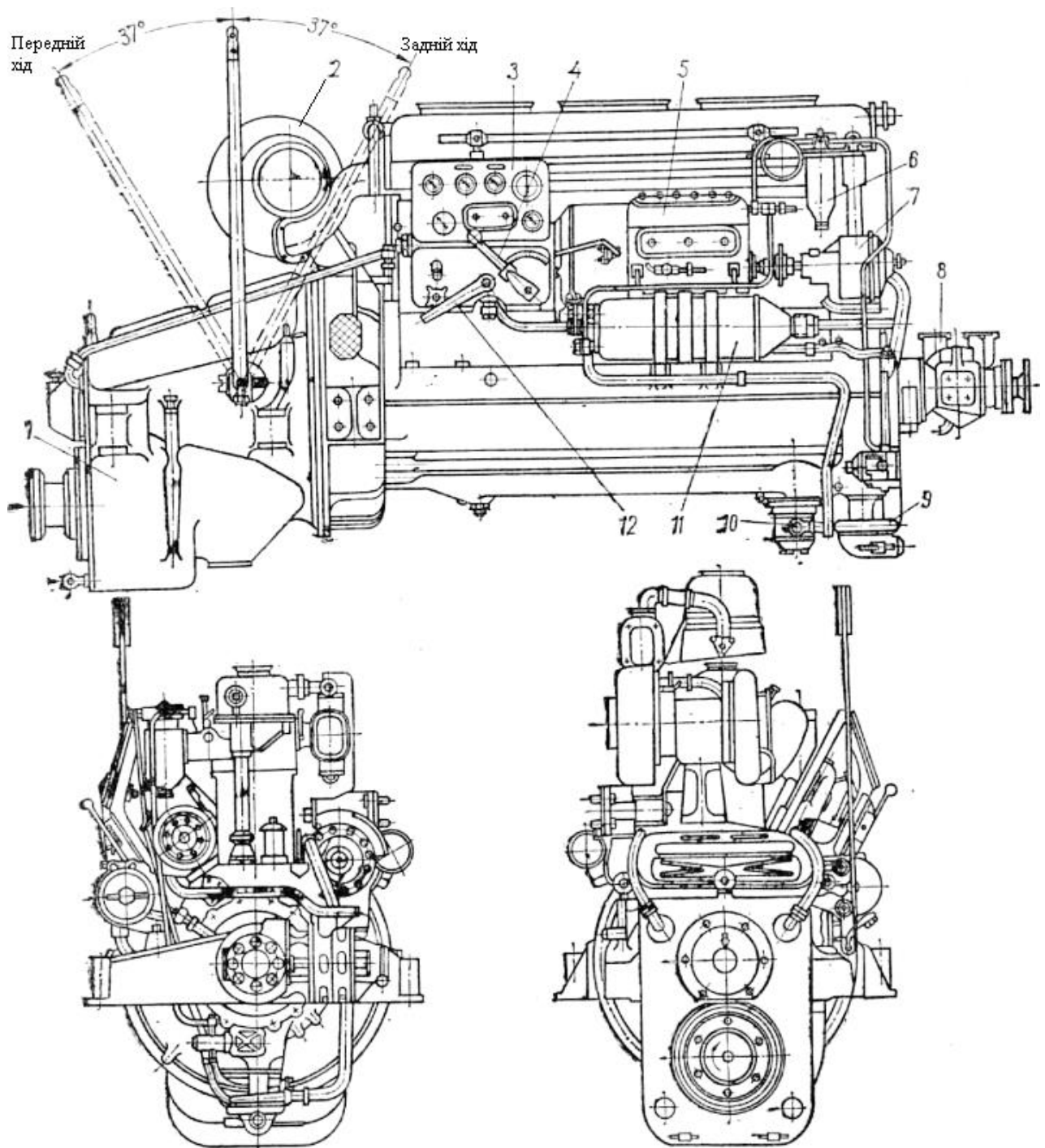
Технічні характеристики двигуна У2Д6-250 наведені в таблиці 2.1, а загальний вигляд двигуна показано на рисунку 2.2, розріз – на рисунку 2.3.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна У2Д6-250 [18–20]

Показник і розмірність	Величина
1	2
Тип двигуна	4-тактний швидкохідний з безпосереднім впорскуванням палива рідинного охолодження з газотурбінним наддувом
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	вертикально в ряд
Порядок нумерації циліндрів	Від вентилятора до маховика
Порядок роботи циліндрів	1–5–3–6–2–4
Діаметр циліндра, мм	150
Хід поршня, мм	180
Робочий об'єм всіх циліндрів, л	19,1
Напрямок обертання колінчастого валу (з боку вентилятора)	правий

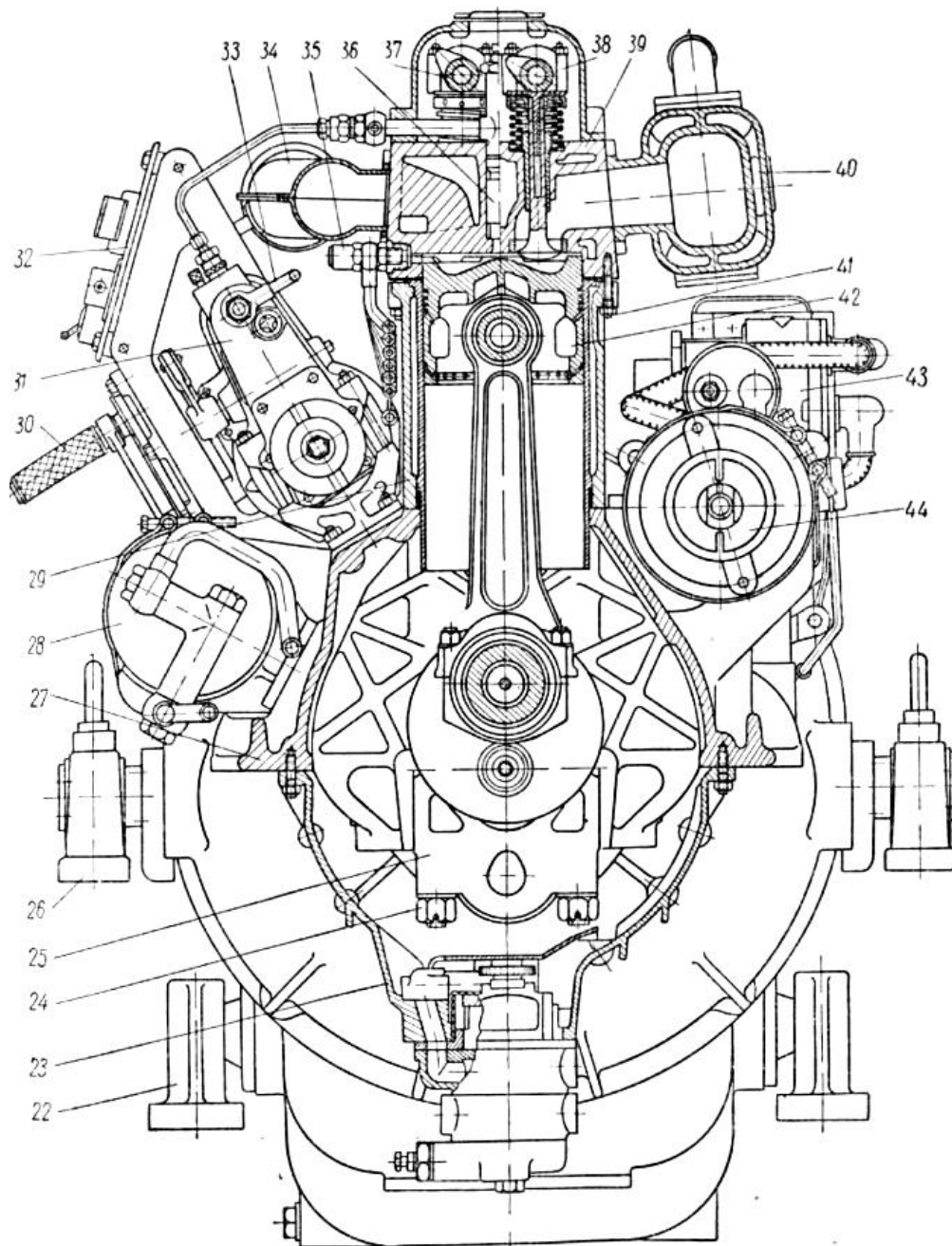
Продовження таблиці 2.1

1	2
Ступінь стиснення	14
Повна потужність на фланці відбору потужності, кВт (к.с.)	184 (250)
Частота обертання, що відповідає повній потужності, хв ⁻¹	1500
Частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹ : – мінімальна стійка – максимальна	≤ 600 ≤ 1700
Максимальний крутний момент, Н·м	1225
Номінальний ступінь нерівномірності обертання, % від номінальної частоти обертання	12
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	216 ^{+5%}
Питома витрата масла, г/(кВт·год): – на угар – сумарна	$\leq 1,768$ $\leq 1,9$
Тепловіддача дизеля в масло при повній потужності, МДж/год	50,2...54,4
Тепловіддача в охолоджуючу рідину при повній потужності, МДж/год	41,8...48,1
Призначений ресурс до першої переборки, годин	6500
Призначений ресурс до першого капітального ремонту, годин	14000
Маса води в дизелі, кг	22
Турбокомпресор	ТКР-11
Маса масла в дизелі, кг	17
Маса дизеля, кг	1740±50
Габаритні розміри довжина x ширина x висота, мм	2078 x 1040 x 1121



- 1 - реверс-редуктор; 2 - турбокомпресор; 3 - щиток контрольно-вимірювальних приладів; 4 - рукоятка управління роботою двигуна; 5 - паливний насос; 6 - паливний фільтр; 7 - привід паливного насоса; 8 - помпа охолоджуючої рідини; 9 - циркуляційний насос; 10 - масляний насос; 11 - масляний фільтр; 12 - рукоятка маслопрокачувального насоса

Рисунок 2.2 – Загальний вигляд двигуна серії Д6 з наддувом [21]



1 - шатун; 2 - колінчастий вал; 3 - масляний насос; 4 - паразитна шестерня масляного насоса; 5 - проміжна шестерня; 6 - циркуляційний насос; 7 - привід помпи заборотної води; 8 - паразитна шестерня приводу паливопідкачувального насоса; 9 - конічна передача; 10 - маслоприймач; 11 - траверса; 12 - похилий валик; 13 - конічна шестерня похилого валика; 14 - розподільник пускового повітря; 15 і 16 - труби стисненого повітря; 17 - вертикальний валик; 18 - конічна шестерня вертикального валика; 19 - конічна шестерня кулачкового валика; 20 - анкерна шпилька; 21 - масляна труба; 22 - лапа реверс-редуктора; 23 - нижній картер (піддон); 24 - шпилька для кріплення шпильки підшипника; 25 - кришка підшипника; 26 - лапа кожуха маховика; 27 - верхній картер; 28 - маслофільтр; 29 - блок циліндрів; 30 - рукоятка паливного насоса; 31 - паливний насос; 32 - щиток контрольно-вимірювальних приладів; 33 - паливна труба; 34 - впускний колектор; 35 - пусковий клапан; 36 - форсунка; 37 - кулачковий валик; 38 і 39 - головка та кришка блоку циліндрів відповідно; 40 - випускний колектор; 41 - зшивна шпилька; 42 - поршень; 43 - реле струму; 44 - стартер

Рисунок 2.3 – Двигун серії Д6 (поперечний розріз) [21]

Дизелі типу Д6 мають рядне розташування шести циліндрів і складаються з картера, блоку циліндрів, кривошипно-шатунного механізму (КШМ), механізму газорозподілу (ГРМ), механізму передач, і систем живлення, охолодження, пуску і керування [20].

Картер двигуна служить для монтажу всіх вузлів і деталей двигуна і складається з двох частин – верхньої та нижньої, які скріплюються шпильками. Верхня частина картера є несучою. Кришки корінних підшипників кріпляться до верхньої частини картера силовими шпильками. Вкладиші роз'ємні, сталеві, залиті свинцевистою бронзою, поверхня вкрита шаром свинцю. Останній вкладиш упорний, він має бурти, що обмежують осьове переміщення колінчастого валу.

На верхній частині картера, у переднього торця, встановлений сапун, який поєднує порожнину картера з атмосферою. До протилежного торця картера кріпиться литий кожух маховика.

Блок циліндрів складається з рубашки циліндрів, шести сталевих втулок циліндрів і головки блока з кришкою.

Рубашка циліндрів має шість гнізд, в які вставлені втулки циліндрів. Між верхніми та нижніми посадочними поясами втулок циліндрів утворюється порожнина для циркуляції охолоджуючої рідини [20].

Охолоджуюча рідина підводиться від циркуляційного насоса через патрубок.

Нижній пояс втулки циліндрів ущільнюється резиновими кільцями. Поверхня втулки, що омивається охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (молочне хромування або азотування).

Головка блока циліндрів відлита з алюмінієвого сплаву. Шість циліндричних виточок на нижній поверхні головки утворюють разом з днищами поршнів камери згорання. Дно нижньої камери поєднується каналами з впускними та випускними вікнами. У фланці вікон вкручені шпильки для кріплення впускного та випускного колекторів. В місцях виходу каналів в

камеру згорання запресовані та за чеканені сталльні сідла клапанів. Співосно з сідлами в спеціальні розточки запресовані чавунні напрямні втулки клапанів. По центру кожної головки розташована ступінчаста розточка для установки форсунки, остання кріпиться до головки двома шпильками [20].

У верхній частині головки на семи роз'ємних підшипниках встановлений розподільчий вал.

Кривошипно-шатунний механізм двигуна сприймає тиск газів при згоранні робочої суміші і перетворює прямолінійний рух поршня на обертання колінчастого валу.

Колінчастий вал виготовлений з легованої сталі 18ХНВА і має шість колін, розташованих у трьох площинах під кутом 120° один від одного. Вал має шість шатунних і сім корінних пустотільних шийок.

До першої корінної шийки вала кріпиться конічні шестерня, яка приводить весь механізм передач дизеля. На кінці сьомої корінної шийки кріпиться маховик. На маховик напресований зубчатий вінець, необхідний для пуску двигуна стартером.

Шатуни дизеля виготовлені із сталі 18ХНВА, мають стрижні двотаврового перетину і роз'ємну нижню головку. В нижній головці шатуна встановлений роз'ємний сталльний вкладиш, залитий свинцевистою бронзою.

Поршні виготовлені з алюмінієвого сплаву, штамповані. Верхній торець поршня фігурний, що сприяє завихренню стискаємого в поршні повітря і утворенню однорідної горючої суміші. В канавках поршня встановлено два сталльних ущільнювальних кільця і три чавунних маслороз'ємних кільця [18].

Механізм газорозподілу включає два розподільні вали, по 4 клапани на циліндр (2 впускних і 2 випускних). Фази газорозподілу [20]:

- відкриття впускних клапанів – 20° до ВМТ;
- закриття впускних клапанів – 48° після НМТ;
- відкриття випускних клапанів – 48° до НМТ;
- закриття випускних клапанів – 20° після ВМТ.

Таким чином, тривалість впуску і випуску складає 248° ПКВ.

Найбільша висота підйому клапанів – 13 мм.

Під час другого такту (стиснення) тиск підвищується до 3,4 МПа, температура – до 550...600 ° С.

На третьому такті (розширення) в середовище стисненого повітря в циліндрі форсункою впорскується порція дизельного палива під тиском 20,6^{+0,8} МПа. Таким чином забезпечується добре розпилювання палива і утворення однорідної горючої суміші. З метою підготовки цієї суміші до згорання, а також для більш повного перетворення тепла в механічні роботи, подача палива в циліндр починається до приходу поршня в ВМТ, на такті стиснення за 30...35 ° ПКВ (кут випередження подачі палива) [20].

Передатний механізм через систему валиків та шестерен забезпечує роботу ГРМ, всіх допоміжних агрегатів та систем дизеля. Передатні числа до розподільних валів – 0,5, до валу паливного насоса високого тиску (ПНВТ) – 0,5.

Система охолодження дизеля двухконтурна з охолоджувачем і пароповітряним клапаном. Температура кипіння води в системі складає 105 ° С.

Система мащення складається з масляного баку, маслопроводів, трьохсекційного шестеренного насоса, масляного фільтра, електричного маслопідкачуючого насоса.

Пуск дизеля здійснюється електростартером, також двигун має систему пуску стисненим повітрям.

2.2 Система живлення двигуна У2Д6-250

Паливо із баку закачується паливопідкачуючим насосом по паливопроводу в паливний фільтр, де очищується від механічних домішок. З фільтра очищене паливо поступає в канал паливного насоса. З насоса паливо у відповідності до порядку роботи циліндрів і положення поршнів подається

через паливопровід і форсунку циліндр. Паливо, що просочується через зазори у форсунці і паливному насосі, відводиться в бак [18].

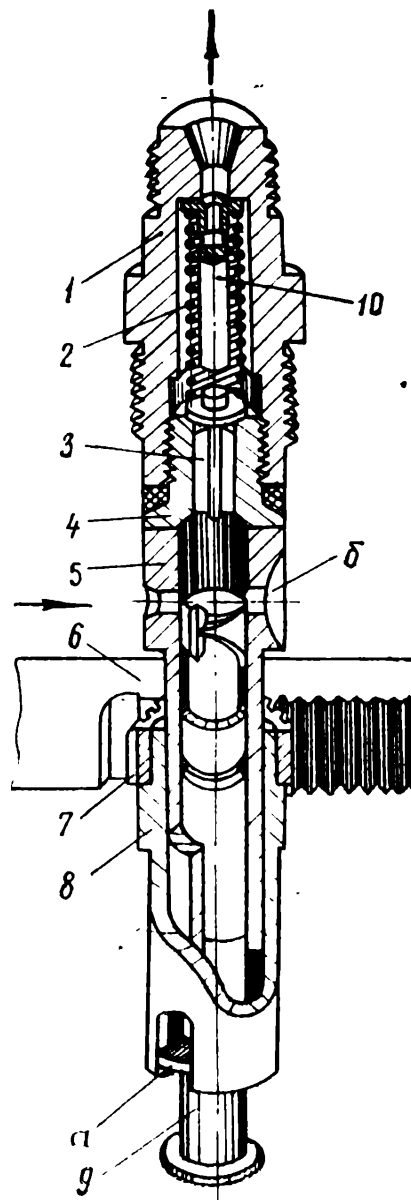
Паливопідкачуючий насос БНК-12ТК коловратного типу. Його витрата значно перевищує витрату палива дизелем, тому частина палива повертається до камери всмоктування через редукційний клапан. Тиск палива після паливного фільтра – 59...78 кПа [18].

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) забезпечує подачу палива до кожної форсунки окремою секцією. Основним елементом секції є плунжерна пара – плунжер і гільза плунжера. Величина подачі палива залежить від повороту плунжера відносно гільзи (див. рисунок 2.4). Плунжери повертаються поворотними гільзами, що знаходяться в зубчастому зачепленні з рейкою. Рухома зубчаста рейка через тягу поєднана до ричала регулятора. Другий кінець рейки з'єднаний з планкою катаракта.

Форсунка закритого типу, призначена для подачі в камеру згорання палива в дрібно розпиленому вигляді. Потрапляюче до форсунки паливо додатково очищується, продавлюючись крізь зазор між втулками 4 і 5 (рисунок 2.5) щільового фільтра.

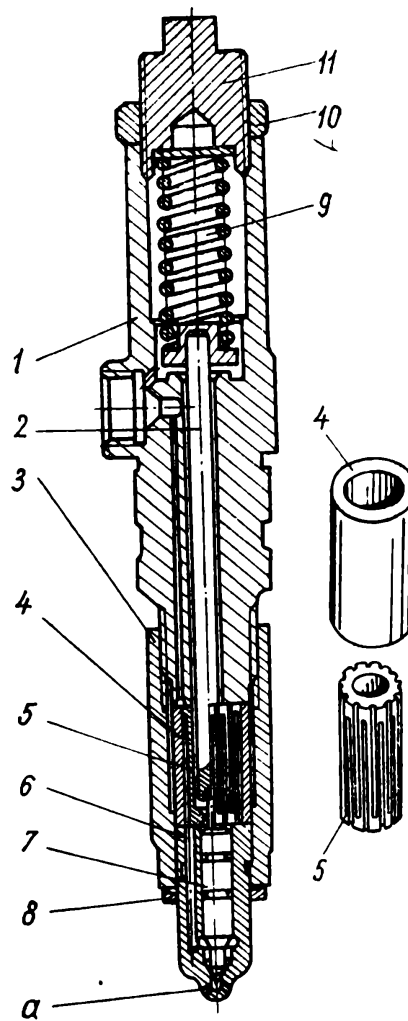
Щільовий фільтр і розпилювач кріпляться до корпусу 1 форсунки гайкою 3. Впорскування палива відбувається через вісім розпилювальних отворів «а» корпусу 6 розпилювача, коли тиск палива, переважаючи опір пружини 9, піднімає голку 7. Діаметр отворів «а» 0,3 мм. Стиснення пружини форсунки, а відповідно, зміна тиску початку впорскування відбувається болтом 11. Затяжка пружини форсунки 20,6 МПа. Паливо, що просочується в зазор між голкою та корпусом розпилювача, відводиться по каналу в корпусі форсунки до штуцера трубки високого тиску [18, 20].

На двигунах серії Д6 без наддуву у розпилювача форсунки 7 отворів діаметром 0,25 мм.



1 – нажимний штуцер; 2 – пружина клапана; 3 – нагнітальний клапан; 4 – корпус нагнітального клапана; 5 – гільза плунжера; 6 – рейка; 7 – зубчастий вінець; 8 – поворотна гільза; 9 – плунжер; 10 – обмежувач підйому клапан; а – повідок плунжера; б – свердлення для фіксації гільзи

Рисунок 2.4 – Паливоподаюча секція ПНВТ дизеля типу Д6 [20]



1 – корпус форсунки; 2 – штанга; 3 – гайка розпилювача; 4 – зовнішня втулка щільового фільтра; 5 – внутрішня втулка щільового фільтра; 6 – корпус розпилювача; 7 – голка розпилювача; 8 – ущільнювальне кільце; 9 – пружина; 10 – контргайка; 11 – регулювальний болт; а – розпилюючий отвір

Рисунок 2.5 – Форсунка [20]

2.3 Вибір та обґрунтування методик дослідження

Для дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизельного двигуна У2Д6-250 використовуємо теоретичні та практичні методики.

Для визначення зміни стану робочого тіла в циліндрі під час процесів стиснення та розширення використовуємо фізико-математичну модель (ФММ) розрахунку термодинамічного циклу ДВЗ, розроблену професором Я. О. Єгоровим [7]. Дана модель другого рівня, тобто в ній процеси газообміну представлено у спрощеному вигляді. Процеси впуску та випуску в даному дослідженні не розглядаються, тому це не має критичного впливу на загальний результат теплового розрахунку.

На перебіг процесу згорання в робочій камері ДВЗ впливає багато фізичних та хімічних факторів, тому процес згорання описується емпіричною формулою І. І. Вібе на основі експериментальних даних [7]:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_c + 1} \right], \quad (2.1)$$

де φ_c , φ_z – кути початку та кінця згорання, ° ПКВ;

m_c – показник процесу згорання, для дизелів $m_c = -0,3 \dots +0,7$.

Наповнення камери згорання двигуна робочим тілом в ФММ проф. Я. О. Єгорова враховується формулою [7]

$$dm = dm_{\text{вп}} - dm_{\text{в}} + dm_{\text{т}}, \quad (2.2)$$

яка враховує елементарну масу свіжого заряду, що поступає через органи впуску $dm_{\text{вп}}$. Через випускні органи витікають відпрацьовані гази масою $dm_{\text{в}}$. Через форсунку до камери подається паливо масою $dm_{\text{т}}$.

Практично розглянута ФММ реалізована у вигляді комп'ютерних програм DVS2 [4] та Engine Calculation. В обох розрахунок виконується аналогічним чином, але у останньої більший зручний інтерфейс, тому обираємо для роботи саме її.

В результаті обчислень програма Engine Calculation видає протокол результатів, до протоколу включено значення параметрів робочого тіла (тиск p ,

температура T , об'єм V) при кутах повороту кривошипа колінчатого валу від $\varphi = 180^\circ$ ПКВ до $\varphi = 540^\circ$ ПКВ – процеси стиснення та розширення у 4-тактному ДВЗ. У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна циклова робота L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , індикаторна питома витрата палива g_i .

Результати обчислень теплових розрахунків в роботі представлені у вигляді протоколів, таблиць, порівняльних графіків.

Для дослідження впливу характеристик (кількості та діаметра отворів) розпилювача форсунки на ефективні показники дизельного двигуна У2Д6-250 використовуємо комп'ютерну програму ДИЗЕЛЬ-РК. Програма ДИЗЕЛЬ-РК призначена для розрахунку і оптимізації двотактних і чотиритактних двигунів внутрішнього згорання, в тому числі дизельних, бензинових, газових. ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна розглядаються в ній як відкриті термодинамічні системи [9].

ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, включаючи оптимізацію фаз газорозподілу, а також прогнозувати різні характеристики двигунів.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє моделювати робочий процес будь-якого двигуна внутрішнього згорання. Використані моделі дозволяють проводити розрахунки з високою точністю на всіх режимах роботи. Кількість використаних емпіричних коефіцієнтів не велика, і вони є константами для всіх режимів роботи двигуна [9].

У програмі реалізована РК-модель: модель сумішоутворення і згорання в двигуні яка дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з урахуванням:

- форми камери згорання;
- інтенсивності вихору;
- кількості, діаметра і спрямованості соплових отворів;
- форми характеристики уприскування, включаючи багатофазних (багаторазовий) впорскування і РССІ;

- взаємодії струменів зі стінками і між собою;
- біопалива і сумішей біопалива з дизельним паливом в різних пропорціях;
- системи рециркуляції відпрацьованих газів.

На рисунку 2.6 показано загальний вигляд головного вікна програми ДИЗЕЛЬ-РК. При роботі з програмою створено новий проект «У2Д6», введено відомі характеристики двигуна за наступними групами: «циліндро-поршнева група», «паливна апаратура, камера згорання», «газорозподіл», «наддув», «паливо», «режим роботи».

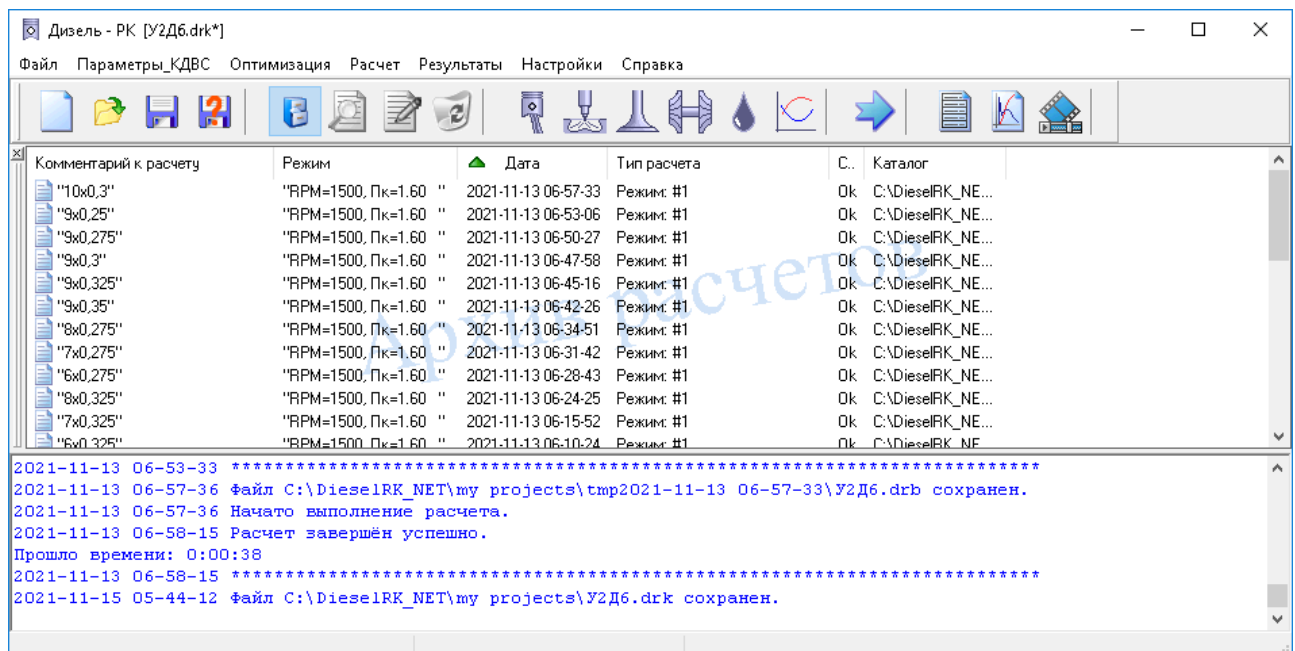


Рисунок 2.6 – Головне вікно програми ДИЗЕЛЬ-РК

На рисунках 2.7, 2.8, 2.9 показано, що для проекту У2Д6 задано:

- кількість форсунок в камері згорання – 1;
- діаметр соплових отворів розпилювача;
- коефіцієнт витрати сопел 0,7;
- кількість соплових отворів розпилювача;
- зміщення розпилювача відносно осі камери згорання – немає;
- виступ розпилювача відносно осі камери згорання – 1 мм;

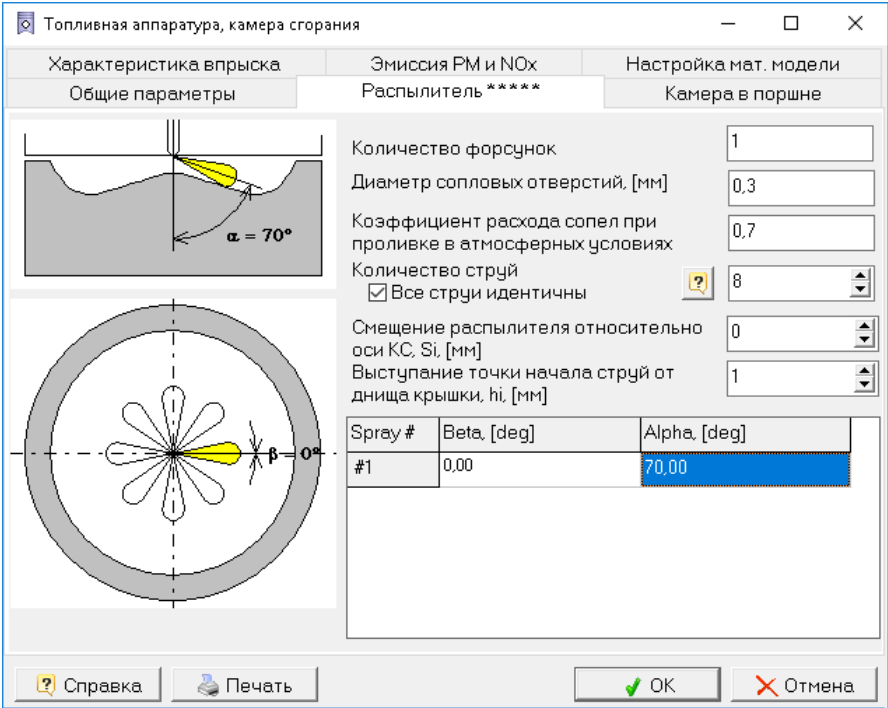


Рисунок 2.7 – Параметры розпилювача форсунки У2Д6 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

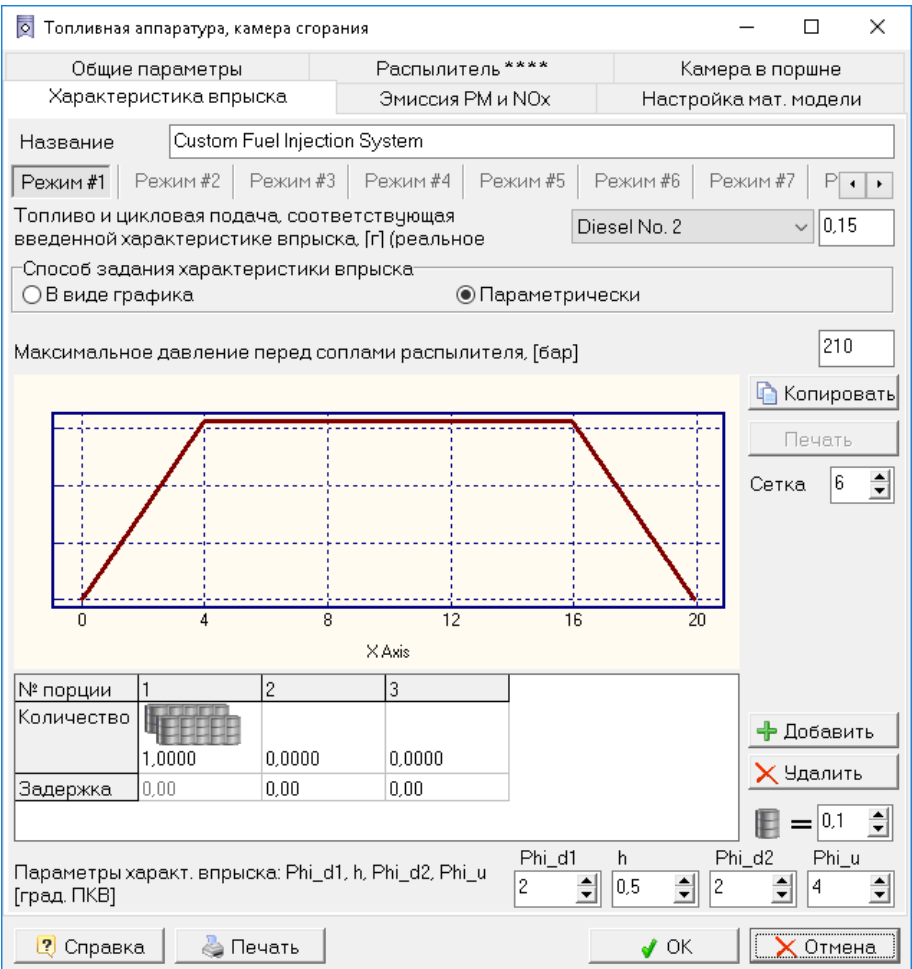


Рисунок 2.8 – Характеристика впрыску дизеля У2Д6 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

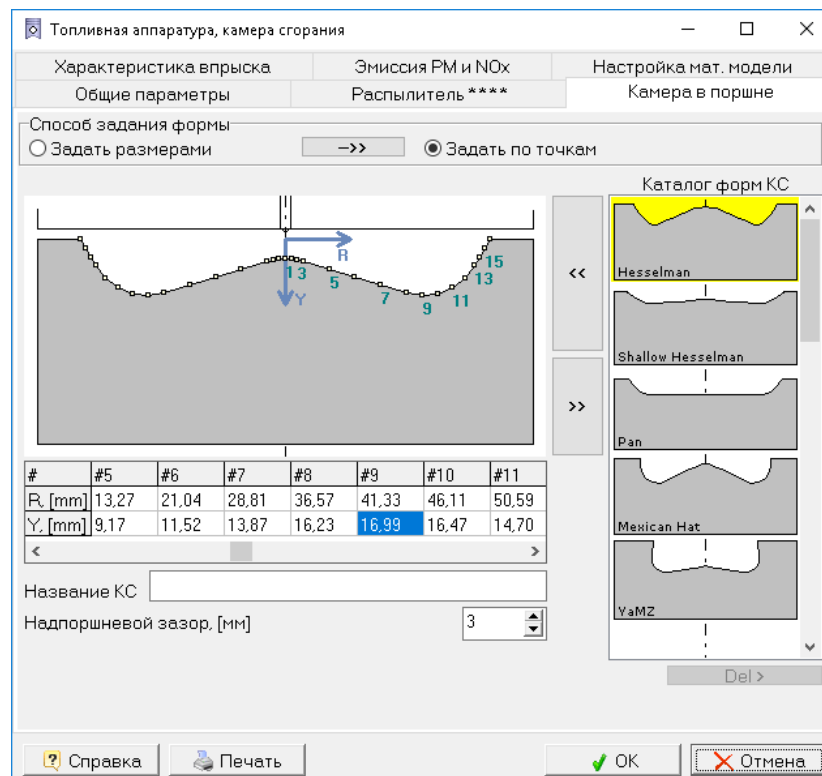


Рисунок 2.9 – Параметры камеры згорання в поршні дизеля У2Д6 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

- кут розпилювання $140/2 = 70^\circ$;
- характеристику впорскування;
- камера згорання типу Hesselman;
- тиск у форсунці 210 бар (21 МПа).

Оскільки базовий розпилювач форсунки для двигуна У2Д6 має характеристики 8x0,3x140, а можлива його заміна 7x0,25x140, то варіативними факторами для розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК приймаємо:

- діаметр соплових отворів розпилювача – 0,25 мм; 0,275 мм; 0,3 мм; 0,325 мм; 0,35 мм;
- кількість соплових отворів розпилювача – 6; 7; 8; 9.

Розрахунки роботи дизеля У2Д6 в програмах Engine Calculation і ДИЗЕЛЬ-РК виконуємо на номінальному режимі, оскільки дизель встановлено на локомотив і велику частину часу двигун експлуатується при навантаженні, близькому до максимального.

2.4 Використане обладнання

При виконанні магістерської роботи використовувалось наступне обладнання:

- двигун У2Д6-250, встановлений на МПТ-4;
- комплект розпилювачів СБ.517.01.2 (8x0.3x140) (рисунок 2.6, а);
- комплект розпилювачів СБ.517.01.1 (7x0.25x140) (рисунок 2.6, б);
- комплект форсунок 1Д12В (рисунок 2.6, в);
- стенд для перевірки дизельних форсунок з калібровочним ручним насосом ЛТС 4818 з манометром 0...600 бар (0...60 МПа) (рисунок 2.7);
- стенд для регулювання паливного насоса високого тиску СДМ-12-02-15 (рисунок 2.8);



а



б

в

Рисунок 2.6– Розпилювач СБ.517.01.2 8x0.3x140 (а), розпилювач СБ.517.01.1 7x0.25x140 (б), форсунка 1Д12В (в)

- набір інструментів;
- комп'ютер.

Розпилювач форсунки 8x0.3x140 – штатний, для двигуна У2Д6-250. Заміна даного розпилювача на 7x0.25x140 зумовлена організаційною та економічною необхідністю ПАТ «Запоріжсталь».



Рисунок 2.7 – Стенд для перевірки дизельних форсунок з калібровочним ручним насосом ЛТС 4818

Наявне обладнання, а також контрольно-вимірювальні прилади локомотива, дозволяють провести контроль за параметрами системи паливоподачі дизеля У2Д6-250 для локомотива МПТ-4.

Теоретичні результати роботи апробовано в цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь» (додаток А). На двигуні У2Д6-250 локомотива МПТ-4 виконано заміну розпилювачів форсунок 8x0.3x140 на розпилювачі 7x0.25x140.



Рисунок 2.8 – Стенд для регулювання ПНВТ СДМ-12-02-15

2.5 Висновки за розділом

Відповідно до теми магістерської роботи в якості об'єкта дослідження обрано швидкохідний дизельний двигун У2Д6-250, який встановлено на локомотив МПТ-4. Розглянуто характеристики та особливості конструкції дизеля, особливо системи живлення та її елементів.

Визначено основні параметри розпилювачів форсунок дизельних ДВЗ,

що найбільше впливають на кількість та якість розпилювання палива: кількість отворів, їх діаметр, кут розпилювання. Для порівняльних розрахунків обрано дві форсунки двигуна У2Д6-250: 8х0,3х140 і 7х0,25х140.

Обрано методику теплового розрахунку двигуна на номінальному режимі – ФММ другого рівня (з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation). Обрано методику дослідження впливу параметрів розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля для локомотива – з використанням комп'ютерної програми ДИЗЕЛЬ-РК.

Проведено випробування розпилювачів форсунок 8х0,3х140 та розпилювачів 7х0,25х140 на двигуні У2Д6-250 локомотива МПТ-4 для подальшого дослідження та порівняльного аналізу результатів досліджень.

З ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА У2Д6-250 (НОМІНАЛЬНИЙ РЕЖИМ)

3.1 Визначення початкових даних для розрахунку

Виконуємо тепловий розрахунок двигуна У2Д6-250 за методикою [4], використовуючи комп'ютерну програму Engine Calculation. Початкові дані для розрахунку обираємо з технічної характеристики двигуна (таблиця 2.1), з креслення двигуна (рисунок 2.3), текстових пояснень (підрозділи 2.1–2.3). Спочатку виконуємо попередні розрахунки, щоб перевірити основні розміри циліндра двигуна.

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску $p_e = 0,77$ МПа залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Далі розраховуємо робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n}, \quad (3.1)$$

$$V_h = \frac{184 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,77 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{1500} = 3,1861 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3,181 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,1501 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Приймаємо $D = 0,15 \text{ м} = 150 \text{ мм}$.

де $\frac{S}{D} = \frac{0,18}{0,15} = 1,2$ – у двигуна У2Д6-250.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,15 \cdot 1,2 = 0,18 \text{ м} = 180 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,18}{2} = 0,09 \text{ м.} \quad (3.4)$$

Уточнюємо робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (3.5)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} 0,18 = 3,1793 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Розраховуємо літраж двигуна

$$V_{h\Sigma} = i \cdot V_h = 6 \cdot 3,1793 \cdot 10^{-3} = 19,076 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

Далі розраховуємо усі величини, які являються початковими при використанні ФММ, заносимо їх до таблиці 3.1.

Тактність – 4-тактний.

Паливо – дизельне.

1. Теплота згорання палива $H_{\text{ут}} = 42,5 \text{ МДж/кг.}$
2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними для дизельних ДВЗ $m_1 = -0,3 \dots +0,7$. Приймається $m_1 = 0,3$.
3. Кількість циліндрів: 6.
4. Компоновка циліндрів: рядний.
5. Діаметр циліндра $D = 0,15 \text{ м.}$
6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної

осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0.15^2 = 17,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

7. Радіус кривошипа $r_k = 0,09$ м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. За кресленням двигуна приймаємо $\lambda_k = 0,233$.

Тоді довжина шатуна

$$L_{ш} = \frac{r_k}{\lambda_k} = \frac{0,09}{0,233} = 0,386 \text{ м}. \quad (3.8)$$

9. Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. Оскільки днище дизельних ДВЗ має складну конфігурацію, то $F_{\pi}' = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{\pi}$ [4]. З оглядом на конструкцію камери згорання двигуна У2Д6-250 приймаємо:

$$F_{\pi}' = 1,3 \cdot F_{\pi} = 1,33 \cdot 17,66 \cdot 10^{-3} = 22,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{\pi}$ [4]. З оглядом на конструкцію камери згорання двигуна У2Д6-250 приймаємо:

$$F_k = 1,05 \cdot F_{\pi} = 1,05 \cdot 17,66 \cdot 10^{-3} = 18,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.11)$$

$$V_c = \frac{3.14}{2} 0.15^2 \cdot 0.09 \cdot \frac{1}{14 - 1} = 244,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

12. Двигун оснащено турбокомпресором ТКР-11, для якого максимальний ступінь підвищення тиску в компресорі (залежно від модифікації двигуна) $\pi_k = 1,45 \dots 1,7$. Приймаємо $\pi_k = 1,6$, тоді тиск наддуву

$$p_k = p_o \cdot \pi_k = 101,3 \cdot 1,6 = 162,08 \text{ кПа}, \quad (3.12)$$

де $p_o = 101300 \text{ Па}$ – атмосферний тиск.

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{k \text{ ад}}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 353,2 \text{ К}, \quad (3.13)$$

де $\kappa = 1,40$ – показник адіабати для повітря;

$\eta_{k \text{ ад}}$ – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора. Для турбокомпресора ТКР-11 $\eta_{k \text{ ад}} = 0,7$ [22].

При високих значеннях π_k (особливо при $\pi_k > 2$) після компресора встановлюють охолоджувач (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря. У двигуна У2Д6-250 охолоджувача немає, тому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 293 + 1 \cdot (353,2 - 293) = 353,2 \text{ К}, \quad (3.14)$$

де σ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від

конструкції і розмірів охолоджувача. За відсутності охолоджувача приймаю $\sigma = 1$.

14. Кут початку згорання φ_c у дизельних ДВЗ залежить від кута випередження впорскування $\Delta\varphi_{оп}$ і періоду затримки займання палива $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 35 + 10 = 335^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.15)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. У двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 30 \dots 35^\circ$, приймаю $\Delta\varphi_{оп} = 35^\circ \text{ ПКВ}$;

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c , T_c). Приймаю $\Delta\varphi_i = 10^\circ \text{ ПКВ}$.

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 335 + 90 = 425^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.16)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 60 \dots 100^\circ$ – для дизельних ДВЗ [4].

16. Кутова швидкість обертання кривошипа ω визначається від частоти обертання колінчатого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 157,0 \text{ с}^{-1}. \quad (3.17)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі: $\alpha = 1,9$.

18. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового масового заряду повітря

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (3.18)$$

$$\Delta m_{\text{вц}} = 3,1793 \cdot 10^{-3} \cdot 1,599 \cdot 0,815 = 4,145 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл},$$

де щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{162080}{287 \cdot 353,2} = 1,599 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.19)$$

коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.20)$$

$$\eta_v = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{162080 - 12966,4}{12966,4} \cdot \frac{353,2}{353,2 + 40 + 0,04 \cdot 900} = 0,815.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k$ – втрата тиску на впуску [4]

$$\Delta p_{\text{вп}} = 0,08 \cdot p_k = 0,08 \cdot 162080 = 12966,4 \text{ Па}, \quad (3.21)$$

$\Delta T = 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску;

$\gamma = 0,04$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 900 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{4,145 \cdot 10^{-3}}{1,9 \cdot 14,45} = 150,98 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.22)$$

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

– для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$,

– для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$.

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Оскільки у двигуна У2Д6-250 головка циліндра та поршень з алюмінієвого сплаву, приймаємо $T_w = 470 \text{ K}$.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 162080 - 12966,4 = 149113,6 \text{ Па.} \quad (3.23)$$

21. Початкова температура оцінюється за формулою

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_g), \quad (3.24)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,04} (353,2 + 40 + 0,04 \cdot 900) = 412,7 \text{ K.}$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,04) \cdot 4,145 \cdot 10^{-3} = 4,311 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (3.25)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{14}{14 - 1} \cdot 3,1793 \cdot 10^{-3} = 3,424 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.26)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$p_a \cdot V_a = R \cdot m_a \cdot T_a, \quad (3.27)$$

$$149113,6 \cdot 3,424 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 4,311 \cdot 10^{-3} \cdot 412,7$$

$$510,565 = 510,616.$$

Розраховуємо похибку для лівої та правої частин рівняння

$$\left| \frac{510,565 - 510,616}{510,565} \right| = 0,01 \, \%.$$

Похибка цього рівняння складає 0,01 % – розрахунок виконано вірно.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.28)$$

$$m_A = [225 + 0,25 \cdot 320] \cdot 17,66 \cdot 10^{-3} = 5,387 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі даних маси поршневої та шатунної групи двигуна У2Д6-250 [18, 19, 23].

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Результати розрахунків за пунктами 1–24 заносимо до таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна У2Д6-250 до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
	Номінальний режим	
Тактність	4-тактний	
Паливо	дизельне	
1. Теплота згорання палива	42,5	$H_{\text{ут}}, \text{МДж/кг}$
2. Показник процесу згорання	0,3	m_1
3. Кількість циліндрів	6	i
4. Рядний; V-подібний	рядний	—
5. Діаметр циліндра	0.15	$D, \text{м}$
6. Площа поршня	$17,66 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
7. Радіус кривошипа	0.09	$r_{\text{к}}, \text{м}$
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,233	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	$22,96 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}', \text{м}^2$
10. Площа теплообміну кришки	$18,55 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
11. Об'єм камери стиснення	$244,6 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
12. Тиск наддуву	162080	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
13. Температура повітря	353,2	$T_{\text{к}}, \text{К}$
14. Кут початку згорання	335	$\varphi_{\text{с}}, ^\circ \text{ПКВ}$
15. Кут кінця згорання	425	$\varphi_{\text{з}}, ^\circ \text{ПКВ}$
16. Кутова швидкість валу	157	$\omega, \text{рад/с}$
17. Коефіцієнт надлишку повітря	1,9	α
18. Циклова подача палива	$150,98 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$
19. Середня температура стінок	470	$T_{\text{w}}, \text{К}$
20. Тиск	149113,6	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
21. Температура	412,7	$T_{\text{а}}, \text{К}$
22. Маса робочого тіла	$4,311 \cdot 10^{-3}$	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
23. Об'єм робочої порожнини	$3,424 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	5,387	$m_{\text{А}}, \text{кг}$
Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi, ^\circ \text{ПКВ}$

Магістрант

Борзій В.В.

Керівник

Євсєєва Н. О.

3.2 Тепловий розрахунок двигуна в програмі Engine Calculation та аналіз результатів

Числові дані з таблиці 3.1 заносимо до комп'ютерної програми Engine Calculation. Програма виконує обчислення, в результаті чого видає протокол результатів (додаток Б). До протоколу включено значення параметрів робочого тіла (тиск p , температура T , об'єм V) при кутах повороту кривошипа колінчатого валу від $\varphi = 180^\circ$ ПКВ до $\varphi = 540^\circ$ ПКВ – процеси стиснення та розширення у 4-тактному ДВЗ. За даними протоколу будують індикаторні діаграми.

За даними протоколу теплового розрахунку для номінального режиму двигуна У2Д6-250 побудовано згорнуту індикаторну діаграму тиску p - V (рисунок 3.1) і згорнуту індикаторну діаграму температури T - V (рисунок 3.2).

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна циклова робота $L_i = 3007,423$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 946,088$ кПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4687$;
- індикаторна питома витрата палива $g_i = 180,729$ г/(кВт·год).

Контрольними величинами для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 6 \cdot 3007,423 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,82 = 184,96 \text{ кВт}, \quad (3.29)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат;
і ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{180,729}{0,82} = 220,4 \text{ г/(кВт·год)}. \quad (3.30)$$

p , МПа

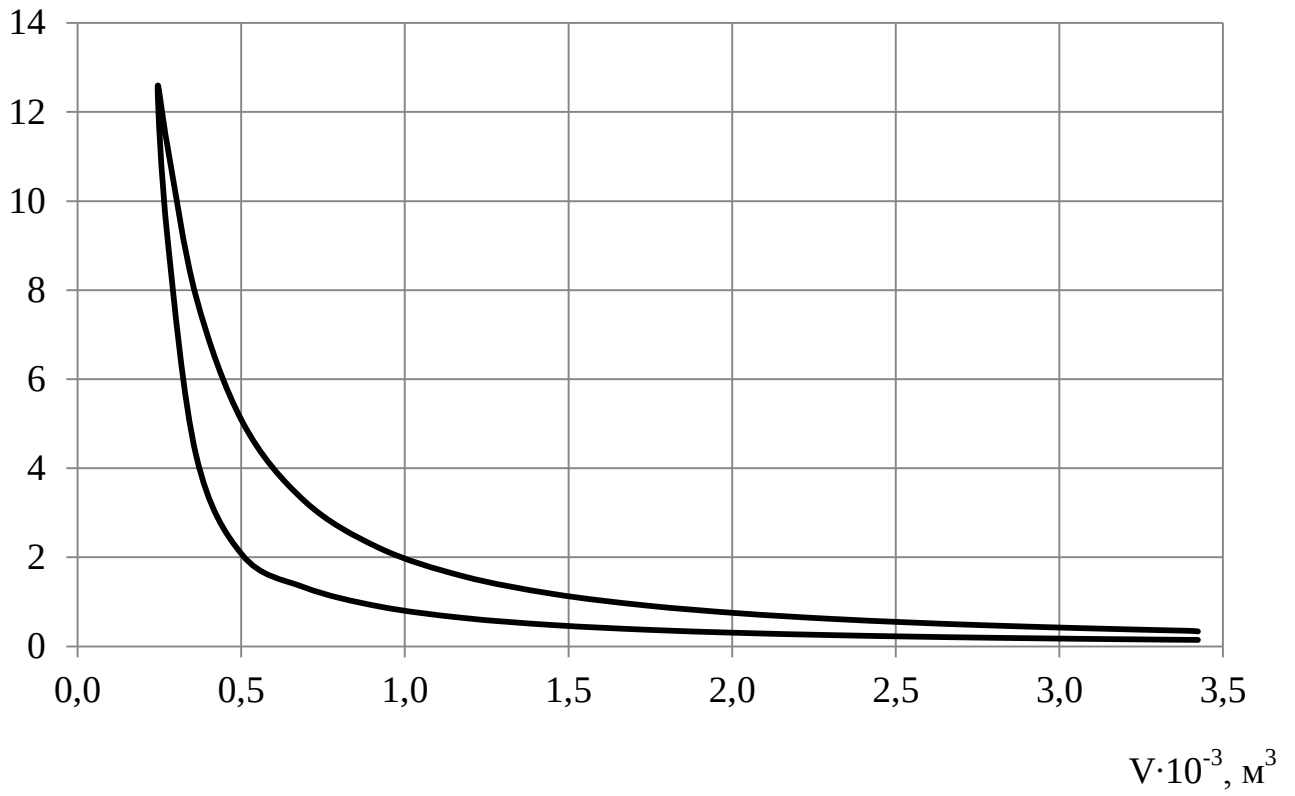


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма p - V дизеля У2Д6-250

T , К

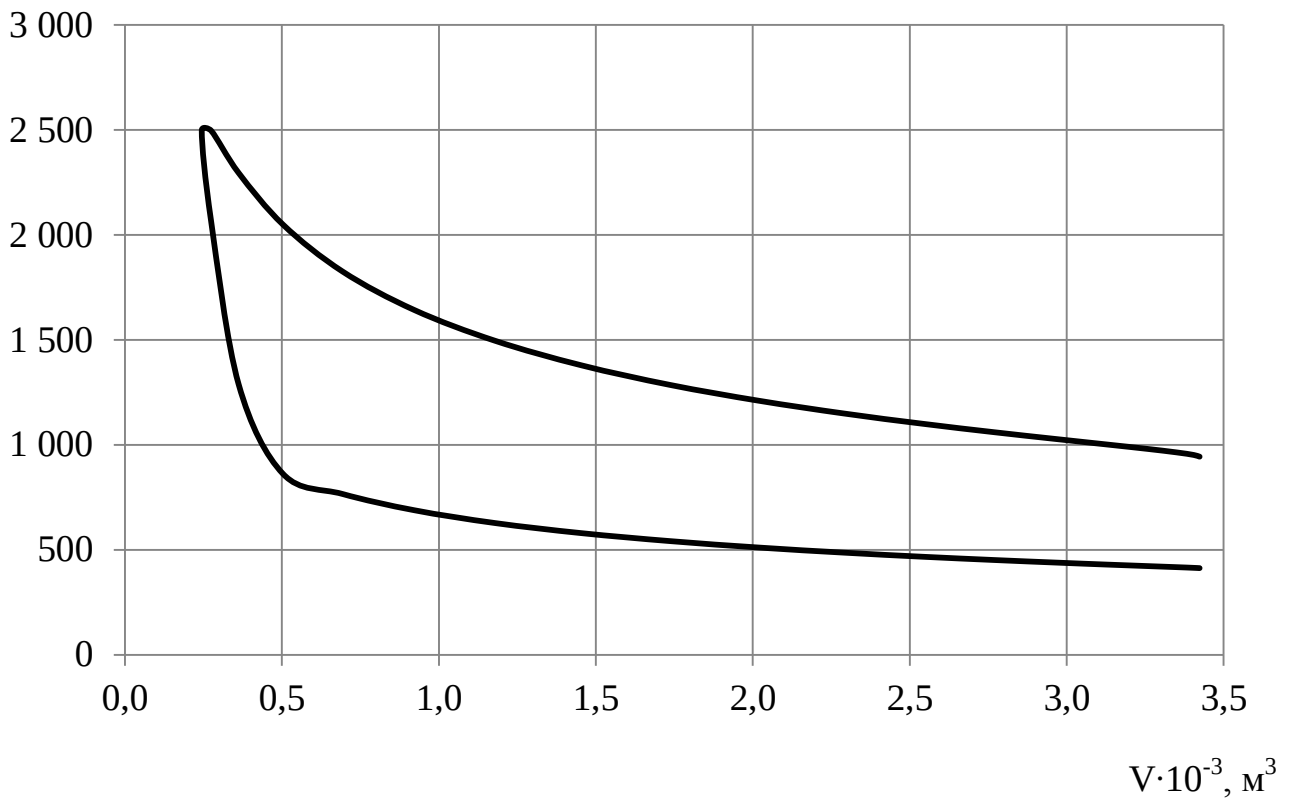


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма T - V дизеля У2Д6-250

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 946,088 \cdot 0,82 = 776 \text{ кПа.} \quad (3.31)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4687 \cdot 0,82 = 0,384. \quad (3.32)$$

Годинна витрата палива

$$G_T = g_e \cdot N_e = 0,2204 \cdot 184,96 = 40,76 \text{ кг/год.} \quad (3.33)$$

Розраховуємо похибки розрахунків порівняно з технічною характеристикою двигуна У2Д6-250 (таблиця 2.1):

– за ефективною потужністю

$$\left| \frac{184,96 - 184}{184} \right| = 0,5 \%; \quad (3.34)$$

– за ефективною питомою витратою палива

$$\left| \frac{220,4 - 216}{216} \right| = 2,0 \%; \quad (3.35)$$

– за середнім ефективним тиском

$$\left| \frac{0,776 - 0,77}{0,77} \right| = 0,8 \%. \quad (3.36)$$

Оскільки найбільша похибка розрахованих ефективних показників складає 2 %, то можна зробити висновок, що тепловий розрахунок двигуна У2Д6-250 виконано вірно.

3.3 Висновки за розділом

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є максимальні тиск і температура робочого тіла. З даних протоколу Б та з рисунків 3.1, 3.2 визначаємо найбільші значення величин:

- максимальний тиск $p_{\max} = 12,552$ МПа (при 360° ПКВ);
- максимальна температура $T_{\max} = 2497,8$ К (при 360° ПКВ).

Розраховані похибки ефективних показників двигуна У2Д6-250 вказують на те, що тепловий розрахунок двигуна вірний. Отримані значення максимальних тиску та температури $p_{\max}$, $T_{\max}$ відповідають вимогам [4].

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ У2Д6-20

4.1 Результати розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК

В комп'ютерній програмі ДИЗЕЛЬ-РК створено проект двигуна У2Д6-250 (див. розділ 2.3). Розрахунками в програмі ДИЗЕЛЬ-РК визначено особливості робочого процесу дизеля на номінальному режимі (частота обертання $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$) та визначено ефективні показники двигуна.

Відповідно до аналізу літературних джерел та згідно методики дослідження, варіативними факторами для розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК прийнято:

- діаметр соплових отворів розпилювача – 0,25 мм; 0,275 мм; 0,3 мм; 0,325 мм; 0,35 мм;
- кількість соплових отворів розпилювача – 6; 7; 8; 9.

Результатом розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК є протоколи. В додатку В наведено протокол розрахунку двигуна У2Д6-250 з розпилювачем форсунки 8х0,3х140. Для розпилювачів з іншими характеристиками протоколи не наводяться, а основні величини занесені до таблиць 4.1-4.10.

4.2 Вплив характеристик розпилювача форсунки на робочий процес дизеля

З протоколів розрахунку двигуна У2Д6-250 на номінальному режимі роботи в комп'ютерній програмі ДИЗЕЛЬ-РК визначено вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на:

- середній діаметр крапель $d_{кр.ср}$ (табл. 4.1);

- максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{\text{впр max}}$ (табл. 4.2);
- тривалість паливоподачі $\phi_{\text{впр}}$ (табл. 4.3);
- тривалість згорання $\phi_{\text{згор}}$ (табл. 4.4).

Таблиця 4.1 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на середній діаметр крапель $d_{\text{кр.ср}}$, мкм

d_c , мм	i_c			
	6	7	8	9
0,35	38,856	40,064	41,287	42,476
0,325	36,083	37,139	38,213	38,999
0,30	33,238	34,064	35,017	35,917
0,275	30,648	31,300	32,044	32,716
0,25	28,373	28,697	29,175	29,654

40...45
35...40
30...35
25...30

З таблиці 4.1 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм середній діаметр крапель розпиленого палива $d_{\text{кр.ср}}$ збільшується на 7,7...10,3 %. При збільшенні кількості отворів i_c на 1 середній діаметр крапель $d_{\text{кр.ср}}$ зростає на 1,1...3,1 %.

Зменшення розмірів крапель сприяє швидкому нагріванню та випаровуванню палива, проте зменшується маса крапель. Легші краплі гірше розповсюджуються по камері згорання, що небажано для ДВЗ з великим діаметром циліндрів.

Таблиця 4.2 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{\text{впр max}}$, бар

d_c , мм	i_c			
	6	7	8	9
0,35	188,86	182,13	178,99	175,84
0,325	199,08	188,76	182,09	178,98
0,30	211,01	201,61	192,26	183,96
0,275	218,77	212,66	205,52	196,13
0,25	217,11	220,07	219,15	212,74

170...190
190...200
200...210
210...220
220...230

З таблиці 4.2 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{впр\ max}$ зменшується на 1,7...7,8 %. При збільшенні кількості отворів i_c на 1 тиск $p_{впр\ max}$ зменшується на 0,4...5,2 %.

Зменшення тиску дизельного палива перед соплами призводить до укрупнення крапель палива на виході із сопла.

Таблиця 4.3 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на тривалість паливоподачі $\varphi_{впр}$, ° ПКВ

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	29,451	26,097	23,520	21,583	20...26
0,325	33,442	29,409	26,514	24,051	26...34
0,30	38,152	33,314	30,065	27,392	34...40
0,275	44,189	38,685	34,641	31,398	40...46
0,25	52,258	45,621	40,691	36,653	46...53

З таблиці 4.3 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм тривалість паливоподачі $\varphi_{впр}$ скорочується на 2,5...8,1 ° ПКВ (на 10,3...15,4 %). При збільшенні кількості отворів i_c на 1 тривалість паливоподачі $\varphi_{впр}$ зменшується 1,9...6,6 ° ПКВ (8,2...12,7 %).

Таблиця 4.4 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на тривалість згорання $\varphi_{згор}$, ° ПКВ

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	154,6	159,2	148,4	129,0	120...130
0,325	145,2	140,0	140,4	129,4	130...140
0,30	146,6	134,8	126,4	125,0	140...150
0,275	152,8	140,4	129,6	120,8	150...160
0,25	161,2	146,2	137,8	128,2	160...170

З таблиці 4.4 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм тривалість згорання $\varphi_{згор}$ має різний характер:

- при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – тривалість згорання $\varphi_{згор}$ скорочується в середньому на $5,1^\circ$ ПКВ (3,5 %);
- при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – тривалість згорання $\varphi_{згор}$ зростає в середньому на $7,3^\circ$ ПКВ (5,4 %).

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 тривалість згорання $\varphi_{згор}$ зменшується в середньому на $8,5^\circ$ ПКВ (5,9 %).

Виходячи з даних таблиць 4.1–4.4 можна зробити висновок, що найкращі показники робочого процесу мають місце при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм і при збільшенні кількості отворів форсунки до 9.

4.3 Вплив характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники дизеля

З протоколів розрахунку двигуна У2Д6-250 в комп'ютерній програмі ДИЗЕЛЬ-РК визначено вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на ефективні показники двигуна на номінальному режимі роботи:

- середній ефективний тиск p_e (табл. 4.5);
- ефективна потужність двигуна N_e (табл. 4.6);
- ефективна питома витрата палива g_e (табл. 4.7);
- ефективний ККД η_e (табл. 4.8).

Також визначаємо вплив d_c та кількості i_c на наступні величини, які мають практичне значення для використання результатів дослідження:

- годинна витрата палива G_T ;
- максимальний тиск циклу p_{max} ;
- максимальна температура циклу T_{max} .

Таблиця 4.5 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на середній ефективний тиск p_e , бар

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	7,73220	7,69690	7,81300	7,94350	7,9...8,0
0,325	7,77170	7,83290	7,84140	7,93670	7,8...7,9
0,3	7,72430	7,84130	7,91610	7,94020	7,7...7,8
0,275	7,61290	7,75310	7,85500	7,92770	7,6...7,7
0,25	7,46150	7,64860	7,75140	7,84420	7,4...7,6

З таблиці 4.5 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна середнього ефективного тиску p_e має різний характер:

- при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – p_e збільшується в середньому на 1,2 %;
- при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – p_e зменшується в середньому на 0,5 %.

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 середній ефективний тиск p_e зростає в середньому на 1,1 %.

Таблиця 4.6 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на ефективну потужність двигуна N_e , кВт

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	184,46	183,62	186,39	189,50	188...190
0,325	185,41	186,87	187,07	189,34	186...188
0,3	184,28	187,07	188,85	189,42	184...186
0,275	181,62	184,96	187,39	189,13	182...184
0,25	178,00	182,47	184,92	187,13	178...182

З таблиці 4.6 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна ефективну потужність двигуна N_e має різний характер:

- при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – N_e збільшується в середньому на 1,2 %;
- при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – N_e зменшується в середньому на 0,4 %.

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 величина N_e зростає в середньому на 1,1 %. Отримані результати співпадають з результатами впливу d_c та i_c на тиск p_e , що є очевидним із взаємозв'язку величин N_e і p_e .

Таблиця 4.7 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на ефективну питому витрату палива g_e , кг/(кВт·год)

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	0,25580	0,25688	0,25287	0,24807	0,245...0,250
0,325	0,25424	0,25202	0,25177	0,24857	0,250...0,255
0,3	0,25605	0,25181	0,24923	0,24847	0,255...0,260
0,275	0,25991	0,25488	0,25128	0,24884	0,260...0,265
0,25	0,26543	0,25855	0,25494	0,25170	>0,260

З таблиці 4.7 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна ефективну питому витрату палива g_e має різний характер:

- при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – g_e зменшується в середньому на 1,2 %;
- при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – g_e збільшується в середньому на 0,4 %.

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 величина g_e зменшується в середньому на 1,2 %.

Таблиця 4.8 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на ефективний ККД η_e двигуна

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	0,33114	0,32974	0,33498	0,34146	0,34...0,35
0,325	0,33317	0,33611	0,33644	0,34077	0,33...0,34
0,3	0,33082	0,33639	0,33987	0,34091	0,32...0,33
0,275	0,32591	0,33233	0,33709	0,34041	0,31...0,32
0,25	0,31913	0,32762	0,33226	0,33654	

З таблиці 4.8 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна ефективного ККД η_e має різний характер:

- при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – η_e збільшується в середньому на 1,2 %;
- при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – η_e зменшується в середньому на 0,4 %.

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 величина η_e збільшується в середньому на 1,2 %.

Зміна показників економічності g_e і η_e має однаковий характер, що впливає із фізичного сенсу цих величин.

Виходячи із аналізу величин p_e , N_e , g_e , η_e при різних значеннях d_c та i_c , можна зробити висновок, що найкращі показники двигуна У2Д6-250 досягаються при кількості отворів розпилювача форсунки $i_c = 9$ та їх діаметрі $d_c = 0,3$ мм.

Проте при підвищенні ефективних показників двигуна (фактично, його форсуванні) потребує уваги його надійна робота.

Головними факторами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є максимальні тиск $p_{\max}$ і температура $T_{\max}$ робочого тіла за цикл. З даних протоколів розрахунку в програмі ДИЗЕЛЬ-РК визначаємо залежність $p_{\max}$ та $T_{\max}$ від d_c та i_c .

Таблиця 4.9 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на максимальний тиск робочого тіла за цикл $p_{\max}$, бар

d_c , мм	i_c			
	6	7	8	9
0,35	96,120	97,091	99,557	103,81
0,325	96,773	98,795	100,13	102,96
0,3	97,461	99,435	101,50	102,87
0,275	96,979	99,024	100,90	102,91
0,25	95,460	97,945	99,925	101,73

95...97
97...99
99...101
101...103
103...105

З таблиці 4.9 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна максимального тиску робочого тіла за цикл $p_{\max}$ має різний характер:

– при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – $p_{\max}$ збільшується в середньому на 0,8 бар (80 кПа);

– при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – $p_{\max}$ зменшується в середньому на 0,6 бар (60 кПа).

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 величина η_e збільшується в середньому на 2,1 бар (210 кПа).

Таблиця 4.10 – Вплив діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки на максимальну температуру робочого тіла за цикл $T_{\max}$, К

d_c , мм	i_c				
	6	7	8	9	
0,35	1800,3	1811,1	1857,8	1931,5	1650...1750
0,325	1802,7	1845,6	1864,3	1914,6	1750...1800
0,3	1773,3	1837,2	1883,8	1907,2	1800...1850
0,275	1727,5	1790,5	1845,9	1893,2	1850...1900
0,25	1671,9	1737,9	1788,1	1839,0	1900...1950

З таблиці 4.10 видно, що зі збільшенням діаметра отворів d_c розпилювача форсунки на 0,025 мм зміна максимальної температури робочого тіла за цикл $T_{\max}$ має різний характер:

– при $d_c = 0,25 \dots 0,3$ мм – $T_{\max}$ збільшується в середньому на 45,6 К;

– при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм – $T_{\max}$ зменшується в середньому на 4,6 К.

При збільшенні кількості отворів i_c на 1 величина $T_{\max}$ збільшується в середньому на 47,3 К.

Покращення ефективних показників двигуна У2Д6-250 досягається за рахунок збільшення тиску та температури робочого тіла за цикл. Особливої уваги потребує значення максимальної температури $T_{\max}$, яка значно зростає в зоні найкращих значень ефективних показників двигуна. Надмірне підвищення температури може призвести до теплової деформації деталей (поршень, головка циліндрів, клапани), обгорання кромek (випускний клапан, поршень), заклинювання (поршень).

4.4 Висновки за розділом

Проведено дослідження впливу діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250 на показники робочого процесу та на ефективні показники двигуна.

Виходячи з аналізу отриманих даних, можна зробити висновок, що найкращі показники робочого процесу (середній діаметр крапель $d_{кр.ср}$; максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{впр\ max}$; тривалість паливоподачі $\varphi_{впр}$; тривалість згорання $\varphi_{згор}$) мають місце при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм і при збільшенні кількості отворів форсунки до $i_c = 9$. Проте покращення показників розпилювача форсунки з 9 отворами у порівнянні з розпилювачем з 8 отворами вкрай незначне, а вартість такого розпилювача буде більшою. До того ж, максимальна температура циклу збільшується на 23 К. Тому оптимальним визначаємо базовий розпилювач $8 \times 0,3 \times 140$.

Виходячи із практичного завдання – перевірки доцільності заміни розпилювача $8 \times 0,3 \times 140$ на розпилювач $7 \times 0,25 \times 140$ – встановлено наступні зміни енергетичних показників двигуна:

- зменшення ефективної потужності двигуна на 3,38 %;
- зменшення середнього ефективного тиску на 3,38 %;
- зростання питомої ефективної витрати палива на 3,74 %,
- зменшення ефективного ККД на 3,6 %;
- зростання годинної витрати палива на 0,23 %.

Одночасно з цим, при заміні розпилювача $8 \times 0,3 \times 140$ на розпилювач $7 \times 0,25 \times 140$ максимальний тиск циклу зменшується на 356 кПа (на 3,5 %), а максимальна температура циклу – на 145,9 К (на 7 %), що може призвести до збільшення моторесурсу двигуна.

Технічний ефект заміни розпилювачів форсунок $8 \times 0,3 \times 140$ на розпилювачі $7 \times 0,25 \times 140$ на дизельному двигуні У2Д6-250 локомотиву МПТ-4

підтверджено апробацією в Цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь» (додаток А).

Результати роботи щодо можливості заміни розпилювачів 8х0,3х140 на розпилювачі 7х0,25х140 на дизелі У2Д6-250 рекомендовані до впровадження на ПАТ «Запоріжсталь».

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В дипломному проекті магістра розглянуто аналіз потенційних небезпек, які можуть підстерігати дослідника і шкідливі фактори при проведенні досліджень розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250 для локомотива МПТ-4, а також методи їх подолання, розглянуто заходи забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщень, обладнаних ПК, а також питання з цивільного захисту, згідно вимог [25, 26].

5.1 Аналіз потенційних небезпек

а. Порушення правил з електробезпеки при роботі на силових установках (на двигуні встановлено електростартер) та за комп'ютером може призвести до ураження електричним струмом, травм та до летального наслідку.

б. При роботі з системою живлення при використанні ручного інструменту є імовірність зіскакування інструменту і, як наслідок, отримання механічних травм.

в. Під час проведення експерименту є можливість отримати термічні опіки від контакту з гарячими трубопроводами системи охолодження, випускним колектором.

г. При роботах з системою живлення ДВЗ існує можливість отримати хімічні опіки та подразненні від потрапляння дизельного палива на шкіру.

д. Недоліки в організації робочого місця дослідника, що може призвести до зниження працездатності та в подальшому – захворювання опорно-рухового апарату.

е. Негативний вплив надмірних рівнів шуму та вібрації при випробуванні двигуна, що може призвести до захворювань органів слуху,

вібраційної хвороби.

є. Недостатній або надмірний рівень освітлення робочого місця приміщення комп'ютеризованої дільниці паливної апаратури дослідницької лабораторії призводить до погіршення гостроти зору дослідника.

ж. Небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема: негативний вплив ПК, локальне стомлення; загальна втома; електромагнітне випромінювання; електростатичні поля.

з. Незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні дослідницької лабораторії (підвищена температура) призводять до захворювань персоналу.

и. Небезпеки, які пов'язані з можливістю загорянь (через недбалість персоналу) при проведенні дослідницьких робіт.

і. Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях.

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

а. Заходи з електробезпеки забезпечується як організаційними, так і технічними засобами.

До організаційних відносяться: до роботи допускаються особи, які пройшли медичний огляд, пройшли навчання і перевірку знань з електробезпеки згідно НПАОП 0.00-7.11-12 «Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників» та згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок – споживачів» отримали певну групу з електробезпеки.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» та іншим діючим нормативним актам.

Захисне заземлення або занулення - це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитися

під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ–2013 «Правила улаштування електроустановок».

Електричне блокування - це автоматичні пристрої, за допомогою яких запобігаються небезпечні дії людини. Вимоги блокуючих пристроїв визначені ПУЕ–2013.

б. Небезпекою фізичного характеру може бути механічне травмування, яке пов'язано з зіскакуванням ручного інструменту при необережності працівника. Також до механічного травмування працюючих може призвести порушення правил з охорони праці, зокрема, робота в промасляному спеціальному одязі.

При роботі з ручним інструментом необхідно виконувати наступні правила техніки безпеки згідно НПАОП 0.00-1.62-12 «Правила охорони праці на автомобільному транспорті»:

- при роботі застосовується тільки той інструмент, який призначений для виконання операції;
- при перегріві інструменту слід перервати роботу;
- використовувати несправний та зношений інструмент заборонено.

При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями». В якості індивідуального засобу захисту передбачаються спец. костюми і захисні рукавиці.

в. У комплекс заходів щодо профілактики опіків входить дотримання техніки безпеки як особистої, так і професійною. Забороняється працювати з паливною апаратурою під високим тиском без спецодягу згідно НПАОП 0.00-1.30-01 – окуляри, резинові рукавиці.

5.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

г. Для попередження отруєнь шкідливими речовинами передбачено устрій місцевої витяжної вентиляція, яка забезпечує вловлювання шкідливих виділень (газів, парів, пилу) безпосередньо в місцях їх виділення, а відтак запобігає їх поширенню в приміщенні. Застосовують різноманітні місцеві відсмоктувачі, які можна умовно поділити на відсмоктувачі відкритого та закритого типу.

Штучна механічна вентиляція, на відміну від природної, дає можливість очищувати повітря перед його викидом в атмосферу, вловлювати шкідливі речовини безпосередньо біля місць їх утворення, а також обробляти припливне повітря (очищувати, підігрівати, зволожувати тощо).

д. Забезпечення сприятливих умов праці передбачає створення фізіолого-гігієнічного комфорту для виконання науково-дослідних робіт. Дослідники довго працюють, сидячи за столом. Тому дуже важливо, щоб площа та об'єм робочої зони відповідали вимогам ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги» і складали 6 м² та 30 м³ відповідно.

Дослідження показують, що висота конторського стола має відповідати висоті ліктів людини у положенні сидячи, висота стільця - висоті колінного суглоба над підлогою, беручи до уваги висоту каблука. Сидіння стільця не повинно бути плоским. Незначне заглиблення створює зручність для робочої пози дослідника. Більш зручні та гігієнічні стільці з м'яким сидінням. Спинка стільця має бути широкою і вигнутою, за формою спини людини. Вимоги до стільця наведено в Частині 5 «Вимоги до компонування робочого місця та до робочої пози» ДСТУ ISO 9241-5:2004 «Ергономічні вимоги до роботи з відеотерміналами в офісі».

Неправильний вибір робочої пози призводить до розвитку у науковців кособокості. У переважної більшості їх після багаторічної праці праве плече

вище від лівого. Під час роботи необхідно стежити за правильним положенням корпусу тіла і ніг. Є певні рекомендації фізіологів щодо робочої пози науковців, яких слід додержувати. Робочу позу науковця вважають правильною, якщо коліна в положенні сидючи знаходяться під робочою площиною (столом).

Заходи НОП (Наукова організація праці) на робочому місці науковця включають в себе не лише санітарно-гігієнічні умови (розмір робочої зони, чистота повітря, освітлення, температура, шум, вібрація), а й харчування, яке не повинно бути надмірним і відповідати витратам енергії працівника.

До найважливіших заходів НОП на робочому місці відносять також виробничу естетику і культуру праці, тобто раціональне поєднання кольору устаткування і робочої зони, чистоту на робочому місці, естетичне оформлення робочого місця, одягу, позу і культуру праці.

Отже, комплекс заходів НОП на робочому місці працівника, зайнятого науково-дослідною роботою, забезпечує збереження здоров'я і виконання досліджень з найбільшою ефективністю.

е. Заходи безпеки при надмірному рівні шуму та вібрації.

Організаційне рішення: проведення інструктажів. Технічне рішення: використання індивідуальних і колективних засобів захисту. До колективних відносять шумопоглинальні екрани, згідно ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку»;

У тих випадках коли використано всі методи боротьби з шумом, але бажаного ефекту немає, застосовують засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) органів слуху. Найпростіший засіб захисту від шуму - ватний тампон, а найефективніший – беруші. Останні знижують сприйняття зовнішнього шуму у 4...6 разів. Засобом захисту можуть також стати заглушки у вигляді антифонів, які виконуються з гуми, пластмаси та інших матеріалів. Найширше застосовуються протишумні навушники, які зручні в експлуатації і добре ослаблюють шум у високочастотній частині спектру.

Забезпечення захисту від вібрації.

Організаційні рішення:

– організаційно-технічні: своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням;

– організаційно-режимні: режим праці та відпочинку, заборону залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років, тощо. Для профілактики віброзахворювання необхідний раціональний режим праці і відпочинку. Загальний час контакту з вібруючими машинами не повинен перевищувати 2/3 тривалості робочого дня, включаючи перерви на 10...15 хв. на кожні 60 хв. роботи.

Технічне рішення : Установка віброізоляції, яка полягає в зменшенні передачі коливань від джерела вібрації до об'єкту, що захищається. Це досягається введенням в систему пружного елемента (віброізолятори, амортизатори, пружні каретки тощо).

є. Забезпечення необхідної освітленості (див. табл. 5.1).

Виходячи з розряду роботи високої точності й підрозряду роботи (в), тобто мінімальний розмір об'єкта розрізнення перебуває між 0,3 мм й 0,5 мм. Характеристика фону середня, маємо Б-II розряд зорової роботи. Згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення» необхідно застосувати систему комбінованого освітлення.

Таблиця 5.1 – Освітлення виробничого приміщення

Найменування приміщення	Площа підлоги, м ²	Розряд зорової роботи	Освітлення		
			Природне	ЕО, %	Штучне нормування приміщення Е, лк
Технічна лабораторія	30	Б-II	Бічне	1,8	300

ж. Монітор повинен бути розташований на робочому місці так, щоб поверхня екрана знаходилася в центрі поля зору на відстані 400...700 мм від очей користувача. Рекомендується розміщувати елементи робочого місця так,

щоб витримувалася однакова відстань очей від екрана, клавіатури, тексту.

У приміщеннях, де роботи виконують на обчислювальних машинах, при обмуровуванні стін і стелі використовують звукопоглинаючі матеріали - перфоровані конструкції, акустичну штукатурку та ін.

3. Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці.

У відповідності до індивідуального завдання, вносимо наявні фактори умов праці, що впливають на дослідника в процесі трудової діяльності, їх фактичне значення та час дії до таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати оцінювання за бальною шкалою.

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{\text{вим}}$	Час дії год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{\text{доп}}$	$X_{\text{визн}}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	29	10	26,3-27,3	3	3.3	3
Освітленість приміщення E, лк	150	9	400	—	2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	Б-2	—	—	—	—	—
Рівень шуму L, дБА	109	6	60	—	3.4	3
Загальні енергозатрати організму, Вт	340	6	290	0,88	3.2	2
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	61000	6	40000	1,14		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	80	6	51-75	0,8		
Тривалість робочого дня, год.	9	9	>8	0,15		

Визначено, що робота відповідає II категорії. Згідно додатку Г1 [26] при загальному освітленні гранично допустимий рівень освітленості повинен складати 400 лк. Допустимий рівень звукового тиску 60 дБа (згідно додатку Д1[26]).

Згідно додатку З [26] допустимий рівень енергозатрат організму не повинен перевищувати 290 Вт. Згідно додатку З стереотипні робочі рухи за участю кистей рук і пальців не повинні перевищувати 40000. Згідно додатку И [26] тривалість зосередження уваги знаходиться в допустимих межах 51...75 %, допустима тривалість робочого дня складає >8 годин.

Для окремих факторів і показників за методикою [26] визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносимо їх значення до таблиці 5.2:

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС індекс, додаток Б [26]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінці мікроклімату визначаємо в балах за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T_{\text{к}}} = 3. \quad (5.1)$$

Для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця:

– загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{340 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,88; \quad (5.2)$$

– стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{61000 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,14;$$

– тривалість зосередження уваги (% від часу робочого дня), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{80 \cdot 6 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,8;$$

– тривалість робочого дня, $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{9 \cdot 9 \cdot 0,15}{9 \cdot 9} = 0,15;$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до таблиці 5.2:

– згідно таблиці 7.2 [26] визначаємо ступінь шкідливості за зміну – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

– згідно додатків Г, Г1 [26] клас умов праці 2;

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 109$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [26] – 3 клас, 4 ступінь (3.4);

– клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,88 + 1,14 + 0,8 + 0,15 = 2,99 \quad (5.3)$$

З таблиці 7.3 [26] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 2,99$ – 3 клас, 2 ступінь (3.2).

Найвищий показник складає 3 клас 4 ступінь.

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3

класу, 3 ступеню умов праці, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

– згідно додатку Г [26] для оцінки впливу шуму X_i визначаємо за формулою:

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{t}{8} = 4 \cdot \frac{6}{8} = 3; \quad (5.4)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3+0+3+2 = 8. \quad (5.5)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8$, на підставі типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 7.4 [26]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 16 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці можна зробити наступні висновки та пропозиції щодо усунення шкідливих факторів:

1. Умови важкості та напруженості праці на робочому місці належать до 3 класу 3 ступеня, що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічні класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця.

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на

робочому місці працівника діляниці цеху належать до категорії Па, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Па, а саме: мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – $19,2 \dots 21,9^{\circ}\text{C}$;

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію або кондиціонування приміщення;

- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 7 або 8 год;

- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1...2 години;

- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

в) Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці у розмірі 16 %.

5.4 Заходи пожежної безпеки

и. Необхідно впровадити комплекс заходів забезпечення пожежної безпеки підприємства, враховуючи вимоги ст. 5 «Закону України про пожежну безпеку» та п. 2.3. НАПБ А.01.001-04 [25].

Організація і проведення протипожежних інструктажів, проведення спеціального навчання (пожежно-технічного мінімуму) з посадовими особами та працівниками підприємства згідно «Типових положень про інструктажі, спеціальне навчання та перевірку знань з питань пожежної безпеки на підприємствах, в установах та організаціях України» та згідно «Переліку посад, при призначенні на які особи зобов'язані проходити навчання і перевірку знань з питань пожежної безпеки, та порядок їх організації», затвердженого наказом МНС України від 29.09.2003 № 368;

На підприємстві повинен бути встановлений порядок (система) оповіщення людей про пожежу, з яким необхідно ознайомити всіх працівників. У приміщенні на видних місцях біля телефонів слід вивішувати таблички із зазначенням номера телефону для виклику пожежної охорони.

Приміщення належить до категорії Б згідно НПБ 105-95 «Визначення категорій приміщень і будівель по вибухо- і пожежній небезпеці».

З додатку А [26] визначаємо, що для категорії Б найбільш підходять порошкові вогнегасники з розрахунку 1 вогнегасник об'ємом 50(100) л на 500 м² площі приміщення цехової території. Для комп'ютеризованої лабораторії площею 30 м² має бути 2 вогнегасника ВП-3.

5.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях

і. Аналіз умов експлуатації лабораторії свідчить, що однією із основних причин виникнення надзвичайної ситуації може бути пожежа. Джерелом запалювання можуть бути електронні схеми, прилади для технічного обслуговування, пристрої для електроживлення. Адже кисень як джерело процесу горіння є в будь-якій точці на робочому місці.

У разі спалахування проводки, спробувати загасити вогнище вогню за допомогою вогнегасників, та звернутися до Державної служби України з надзвичайних ситуацій. Якщо пожежу не вдалося загасити вогнегасником, виникає можливість розповсюдження пожежі по приміщенню. Згідно вимог цивільного захисту необхідно в умовах надзвичайних ситуацій найголовніше знати свої дії і чітко їх наслідувати. Для цього необхідне регулярне проведення інструктажів по пожежній безпеці відповідно до НАПБ А.01.001-2004 "Правила пожежної безпеки в Україні".

Для ефективнішого управління персоналом проводити навчання по пожежній безпеці. При пожежі дзвонити в пожежну службу і включити сигнал тривоги. Відключити усі електроприлади за допомогою автоматів на щитку. У випадках неможливості загасити пожежу, слід прикрити ніс і рот тканиною, бажано вологою, і повзучи пробиратися поряд із стінкою до виходу. Якщо спалахнув одяг, потрібно лягти на підлогу (землю) і, перекочуючись, збити вогонь або накинути на себе пальто, плащ і щільно притиснути, щоб припинити приплив повітря до вогню.

У разі спалаху випробувального тормозного стенду з двигуном внутрішнього згоряння, спробувати загасити вогонь за допомогою вогнегасників порошкового типу.

Відповідно до Кодексу цивільного захисту України, підготовка персоналу лабораторії до дій у надзвичайних ситуаціях здійснюється за спеціально розробленою системою заходів захисту. Виходячи з цього, ст. 130

Кодексу цивільного захисту України передбачає, що на розробляються та затверджуються інструкції щодо дій при загрозі або виникненні

Крім Інструкції, в лабораторії розроблений План евакуації при пожежі або загрозі вибуху. Крім того, в лабораторії необхідно розробити й довести до всіх працівників Порядок цілодобового оповіщення керівництва та працівників у випадку загрози або виникнення надзвичайної ситуації.

Всі працівники лабораторії повинні бути навчені діям, чітко знати свої обов'язки та неухильно їх виконувати.

5.6 Висновки до розділу

Визначено найбільш значимі небезпечні фактори при проведенні досліджень з дизельними ДВЗ. Після їх аналізу розроблено заходи по забезпеченню безпеки в дослідницькій лабораторії, заходи до забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Економічний ефект від експлуатації дизеля У2Д6-250 з розпилювачами форсунок 8х0,3х140 та 7х0,25х140 визначається двома способами:

- зіставленням техніко-економічних показників двигуна.
- розрахунком експлуатаційних витрат.

Також розраховано витрати на виконання магістерської роботи [27,28].

6.1 Оцінка технічного рівня двигуна У2Д6-250 при роботі з різними розпилювачами форсунок

Аналізуємо технічна характеристика двигуна. Важливим моментом при проведенні порівняльного аналізу є встановлення технічного рівня ДВЗ. Проведемо порівняльний аналіз за допомогою встановлення технічного рівня ДВЗ. Технічний рівень доцільно оцінювати за допомогою коефіцієнта технічного рівня ($K_{тр}$), що розраховується бальним методом за основними технічними параметрами двигуна, які мають кількісну оцінку [28].

Дизель У2Д6-250 використовується на підприємстві, тому вартість палива беремо за оптовими цінами [29] 26,30 грн/л. З врахуванням щільності дизельного палива 0,85 кг/дм³ [30], вартість палива складає $26,30/0,85 = 30,94$ грн/кг.

При заміні розпилювача 8х0,3х140 на розпилювач 7х0,25х140 максимальний тиск циклу зменшується на 356 кПа (на 3,5 %), а максимальна температура циклу – на 145,9 К (на 7 %), що може призвести до збільшення моторесурсу двигуна до 3,5 %.

Таким чином, для двигуна з розпилювачами 7х0,25х140 очікуваний моторесурс складатиме $14000 \cdot 1,035 = 14490$ год.

Коефіцієнт технічного рівня розраховано у наступній послідовності. Логічним шляхом встановлено ступінь важливості порівнюваних параметрів ($k_{\text{ваг}}$). Встановлена ступінь важливості параметрів здійснена за даними переддипломної практики. Сума всіх $k_{\text{ваг}}$ дорівнює 1,0 та наведена в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

Показники	Питома вага показника, $k_{\text{ваг}}$	3 розпилювачами 8х0,3х140			3 розпилювачами 7х0,25х140		
		Величина	Бальна оцінка B_i	Оцінка з урахуванням $k_{\text{ваг}}$, Q_i	Величина	Бальна оцінка B_i	Оцінка з урахуванням $k_{\text{ваг}}$, Q_i
Максимальна потужність N_e , кВт	0,2	188,85	5	1	182,47	4	0,8
Маса, кг	0,05	1740	5	0,25	1740	5	0,25
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	0,05	1500	5	0,25	1500	5	0,25
Питома витрата палива на номінальному режимі g_e , г/(кВт·год)	0,05	249,23	5	0,25	258,55	4	0,2
Годинна витрата палива G_T , кг/год	0,2	47,067	5	1	47,178	4	0,8
Вартість палива, грн/л	0,25	30,94	5	1,25	30,94	5	1,25
Моторесурс до капітального ремонту, год	0,2	14000	4	0,8	14490	5	1
Разом	1,0		38	$Q\Sigma = 4,8$		38	$Q\Sigma = 4,55$

Надалі обрана п'ятибальна шкала оцінювання. Здійснено оцінку та проставлено бали за кожним обраним для порівняння показником технічного рівня ДВЗ.

Коригуються встановлені бали на коефіцієнт питомої ваги за формулою:

$$Q_i^m = B_i^m \cdot k_{\text{ваг.}i}, \quad (6.1)$$

Сумарна бальна оцінку кожного з порівнюваних варіантів встановлено за формулою:

$$Q_{\Sigma}^m = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (6.2)$$

$$Q_{\Sigma(8 \times 0,3)} = 1 + 0,25 + 0,25 + 0,25 + 1 + 1,25 + 0,8 = 4,8;$$

$$Q_{\Sigma(7 \times 0,25)} = 0,8 + 0,25 + 0,25 + 0,2 + 0,8 + 1,25 + 1 = 4,55;$$

Результати розрахунків представлено в таблиці 6.1.

Коефіцієнт технічного рівня

$$K_{\text{тр}} = Q_{\Sigma}^{\text{БД}} / Q_{\Sigma}^{\text{ДП}}, \quad (6.3)$$

$$K_{\text{тр}} = 4,55/4,8 = 0,948,$$

де $Q_{\Sigma}^{\text{БД}}$, $Q_{\Sigma}^{\text{ДП}}$ – сумарна бальна оцінка технічного рівня відповідно ДВЗ базового дизеля з розпилювачами 7х0,25х140 та дизеля з розпилювачами 8х0,3х140.

Оскільки коефіцієнт технічного рівня для двигуна У2Д6-250 $K_{\text{тр}} < 1$, робимо висновок, що заміна розпилювачів 8х0,3х140 на розпилювачі 7х0,25х140 є недоцільною. Проте через відсутність розпилювачів 8х0,3х140 на українському ринку, така заміна є необхідною.

6.2 Розрахунок експлуатаційних витрат

Склад експлуатаційних витрат визначається умовами використання двигуна. Для двигунів внутрішнього згорання експлуатаційні витрати складаються з витрат на забезпечення їх функціонування в умовах експлуатації, які дуже різноманітні. Вони складаються з витрат на змащення, регулювання, наладку двигуна, витрати на проведення всіх видів ремонтів (капітального, поточного, малого), витрат на технічні огляди та заміну матеріалів за весь строк експлуатації.

Таким чином, перелік експлуатаційних витрат складається з таких елементів:

- витрати на паливо;
- витрати на мастило;
- витрати на ремонт і на технічне обслуговування.

В якості розглянутого періоду прийнятий календарний рік.

В ПАТ «Запоріжсталь» локомотив МПТ-4 експлуатується щодня в середньому 4 мотогодини.

Таким чином, річна витрата моторесурсу (річна зайнятість) двигуна У2Д-250 складає $T_3 = 365 \cdot 4 = 1460$ мотогодин.

Річні витрати на паливо ($B_{\text{п}}$) визначаються за формулою:

$$B_{\text{п}} = N_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot T_3 \cdot \text{Ц}_{\text{п}}, \quad (6.4)$$

$$B_{\text{п } 8 \times 0,3 \times 140} = 188,85 \cdot 0,24923 \cdot 1460 \cdot 30,94 = 2126133,21 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{п } 7 \times 0,25 \times 140} = 182,47 \cdot 0,25855 \cdot 1460 \cdot 30,94 = 2131126,25 \text{ грн.}$$

де $N_{\text{е}}$ – ефективна потужність двигуна, кВт;

$g_{\text{е}}$ – питомі витрати палива, кг/(кВт·год);

T_3 – річна зайнятість двигуна, мото-годин;

$\text{Ц}_{\text{п}}$ – ціна 1 кг палива, грн.

Відповідно до керівництва з експлуатації дизеля У2Д6-250 [20], передбачено наступні види технічного обслуговування (ТО):

- разове ТО – виконується один раз в період припрацювання дизеля через 100-120 год після початку його експлуатації;
- ТО-1 – через кожні 300 годин роботи;
- ТО-2 – через кожні 600 годин роботи;
- ТО-3 – через кожні 1200 годин роботи;
- сезонне ТО – виконується восени та весною.

Складаємо графік ТО двигуна за 1 рік експлуатації:

- 300 мотогодин – ТО-1;
- 600 мотогодин – ТО-2;
- 900 мотогодин – ТО-1;
- 1200 мотогодин – ТО-3.

Трудовісність робіт [20]: ТО-1 – 3 год., ТО-2 – 9,15 год, ТО-3 – 15,46 год, сезонне обслуговування – 6 год.

Заносимо вищенаведені дані до таблиці 6.2 розраховуємо трудовісність технічного обслуговування двигуна У2Д6-250 за весь період експлуатації $T_{\text{заг}} = 462,86$ годин.

Таблиця 6.2 – Трудовісність технічного обслуговування двигуна У2Д6-250 за весь період експлуатації

Види технічного обслуговування	Кількість	Трудовісність t, годин	$T_{\text{заг}}$, год.
ТО-1	23	3	68
ТО-2	12	9,15	109,8
ТО-3	11	15,46	170,06
сезонне	19	6	114
Разом	65	—	462,86

Витрати на технічне обслуговування розраховуються за формулою:

$$B_{\text{то}} = (T_{\text{заг}} \cdot l) / T_{\text{експл.}}, \quad (6.5)$$

де l – вартість 1 нормо-години технічного обслуговування, грн.;

$T_{\text{заг}}$ – трудомісткість технічного обслуговування, в годинах, розраховано в табл. 6.2;

$T_{\text{експл}}$ – кількість років експлуатації, розраховано виходячи з ресурсу двигуна 14000 годин та річного використання 1460 год $T_{\text{експл}} = 14000 / 1460 = 9,59$ років.

На підставі наведених формул визначимо витрати на технічне обслуговування, при цьому вартість 1 нормо-години технічного обслуговування прийнята в розмірі 150 грн.

$$B_{\text{то}} = (462,86 \cdot 150) / 9,59 = 7239,73 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків представлено в порівняльній таблиці 6.2.

Таблиця 6.3 – Порівняння змінних статей експлуатаційних витрат

№	Вид експлуатаційних витрат	Сума витрат на рік (грн.)	
		З розпилювачами 8х0,3х140	З розпилювачами 7х0,25х140
1	Витрати на паливо	2126133,21	2131126,25
2	Витрати на технічне обслуговування	7239,73	7239,73
	Разом змінних статей експлуатаційних витрат $\Sigma B_{\text{експл}}$	2133372,94	2138365,98

Визначимо відносну зміну експлуатаційних витрат ($\Delta V_{\text{експл.}}$) у порівнянні з відотною зміною ефективної потужності двигуна ($\Delta E_{\text{П}}$) за допомогою формул (6.6), (6.7):

$$\Delta V_{\text{експл.}} = (\sum V_{\text{експл.} 7 \times 0,25} - \sum V_{\text{експл.} 8 \times 0,3}) / \sum V_{\text{експл.} 8 \times 0,3} \cdot 100, \% , \quad (6.6)$$

$$\Delta V_{\text{експл. БДвЕ}} = (2138365,98 - 2133372,94) / 2133372,94 \cdot 100\% = +0,23 \%,$$

де $\Delta V_{\text{експл.}}$ – відносна зміну експлуатаційних витрат, %;

$\sum V_{\text{експл.}}$ – річна сума експлуатаційних витрат двигуна;

$$\Delta E_{\text{П}} = (E_{\text{П} 7 \times 0,25} - E_{\text{П} 8 \times 0,3}) / E_{\text{П} 8 \times 0,3} \cdot 100, \% , \quad (6.7)$$

$$\Delta E_{\text{П}} = (182,47 - 188,85) / 188,85 \cdot 100\% = -3,38 \%,$$

де $\Delta E_{\text{П}}$ – відносна зміна ефективної потужності двигуна, %;

$E_{\text{П}}$ – ефективна потужність двигуна при роботі з різними розпилювачами форсунок, кВт;

Таким чином, споживач при заміні розпилювачів форсунок $8 \times 0,3 \times 140$ на розпилювачі $7 \times 0,25 \times 140$ отримає:

- зменшення ефективності потужності двигуна на 3,38 %;
- збільшення витрат на 0,23 %.

6.3 Розрахунок економічного ефекту

Економічний ефект створюється за рахунок зміни вартості палива. Для споживачів економічний ефект E_e розраховано за формулою:

$$E_e = (g_{e 8 \times 0,3 \times 140} - g_{e 7 \times 0,25 \times 140}) \cdot \text{МТР} \cdot \text{Ц}_{\text{п}}, \quad (6.8)$$

$$E_e = (0,24923 - 0,25855) \cdot 14000 \cdot 30,94 = -4037,05 \text{ грн.},$$

де g_e – питома витрата дизельного палива, кг/кВт·год;

$MTP = 14000$ – моторесурс, мотогодин;

Π_p – ціна 1 кг палива, грн.

Відносне змінення питомої ваги витрати палива Δg_e визначено за формулою:

$$\Delta g_e = (g_{e_{8 \times 0,3 \times 140}} - g_{e_{7 \times 0,25 \times 140}}) / g_{e_{8 \times 0,3 \times 140}} \cdot 100, \% \quad (6.9)$$

$$\Delta g_e = (0,24923 - 0,25855) / 0,24923 \cdot 100 = -3,74 \, \%.$$

Таким чином, споживач при заміні розпилювачів форсунок $8 \times 0,3 \times 140$ на розпилювачі $7 \times 0,25 \times 140$ отримає негативний економічний ефект –4037,05 грн. за весь період експлуатації двигуна (9,59 років).

6.4 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Розраховуємо **витрати на матеріали** (таблиця 6.4), які були використані при виконанні магістерської роботи та апробації результатів на ПАТ «Запоріжсталь».

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою:

$$E_c = \frac{\Pi_y \cdot \Phi_{ef} \cdot K_v \cdot \Pi_e}{KKД}, \quad (6.10)$$

$$E_{c_{\text{комп'ютер}}} = \frac{0,55 \cdot 552 \cdot 0,85 \cdot 0,168}{0,85} = 51,00 \text{ грн},$$

$$E_{c_{\text{освітлення}}} = \frac{0,012 \cdot 552 \cdot 0,85 \cdot 0,168}{0,85} = 1,11 \text{ грн},$$

Таблиця 6.4 – Розрахунок витрат на матеріали та запчастини

№ п/п	Матеріал	Одиниця виміру	Витрати матеріалу на тему	Ціна за одиницю виміру	Сума витрат, грн.
1	Папір А4	пачка	1	100,00	100,00
2	Дизельне паливо	л	200	26,3	5260,00
3	Розпилювач форсунки 7x0.25x140	шт.	6	180	1080,00
4	Картридж принтера Canon PG-46	шт.	1	345	345,00
	Підсумок за винятком зворотних витрат	—	—	—	6785,00
	Транспортно- заготівельні витрати	%	10	10	678,50
	Разом із транспортно- заготівельними витратами	—	—	—	7463,50

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{еф}}$ – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин.
Приймаємо $\Phi_{\text{еф}} = 536$ год із розрахунку 67 робочих днів на виконання магістерської роботи, по 8 годин кожного дня;

K_v – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ($K_v \approx 0,8 \dots 0,9$);

C_e – ціна 1 кВт·години електроенергії, грн/(кВт·год);

$\text{ККД} = 0,8 \dots 0,9$.

Виконані розрахунки заносимо до таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	П _у , Вт	Φ _{еф}	Ціна чи вартість, грн/кВт·год	Вартість енерго- ресурсів, грн.
Комп'ютерна техніка	електрична енергія	550	552	0,168	51,00
Освітлення	електрична енергія	12	552		1,11
Разом					52,11

Розрахунок амортизації універсального устаткування

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховується у відповідності із зайнятістю їх для даної роботи. Суму амортизаційних відрахувань на комп'ютерну техніку розраховуємо за формулою:

$$E_{\text{А комп'ютер}} = 22000 \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{514}{2085} = 51,00 \text{ грн,}$$

Амортизаційні відрахування на інше універсальне устаткування розраховуємо аналогічно, результати розрахунку зводимо до таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, год	Річний ефективний фонд часу, год	Сума амортизації, грн.
Комп'ютер	22000	50	514	2085	2711,75
Принтер	4200	50	4	130	64,62
Стенд ЖТС 4818	9867	10	2	60	32,89
Набір інструментів	3000	20	16	2000	4,80
Стенд для регулювання ПНВТ СДМ-12-02-15	420000	10	4	100	1680,00
Разом					2370,73

Розрахунок заробітної плати

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів робіт. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу (див. календарний план виконання магістерської роботи). Студент-магістрант виконує магістерську роботу за 67 робочих днів. Керівник роботи працює протягом того ж часу. Згідно календарного плану, консультант з економіки витрачає на роботу 5 робочих днів, консультант з охорони праці 7 робочих днів, нормоконтролер – 3 робочі дні.

Керівник роботи, консультанти та нормоконтролер одночасно керують кількома студентами (приймаємо 5 осіб), тому їх зайнятість ділимо на 5.

Розрахунок основної заробітної плати зводимо до таблиці 6.7.

За місячним окладом кожного виконавця роботи розраховуємо середньоденну зарплату із розрахунку, що в місяці 22 робочий дні.

Таблиця 6.7 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	К-ть, людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Студент; слюсар	1	7000,00	333,33	67	23333,33
Керівник	1	9700,00	461,90	13,4	6189,52
Консультант з економіки	1	9100,00	433,33	1,4	606,67
Консультант з охорони праці	1	8200,00	390,48	1,4	546,67
Нормо-контролер	1	7300,00	347,62	0,6	208,57
Підсумок	5	–	–	83,8	29884,76

Таким чином, основна заробітна плата $ЗП_0 = 29884,76$ грн. До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 %:

$$ЗП_д = ЗП_0 \cdot 0,1 \quad (6.11)$$

$$ЗП_д = 29884,76 \cdot 0,1 = 2988,48 \text{ грн.}$$

Таким чином, основна і додаткова зарплата складає

$$ЗП = ЗП_0 + ЗП_д, \quad (6.12)$$

$$ЗП = 29884,76 + 2988,48 = 32873,24 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи визначаємо у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій:

$$B_{c3} = \frac{(3\Pi_o + 3\Pi_d) \cdot Y_{c3}}{100\%} \quad (6.13)$$

$$B_{c3} = \frac{(29884,76 + 2988) \cdot 22}{100} = 7232,11 \text{ грн.}$$

де $Y_{c/стр}$ – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається за даними діючого законодавства, %. Приймаємо 22 %.

Накладні витрати розраховуємо у відсотках від основної заробітної плати виконавців (50 %).

$$B_n = 3\Pi_o \cdot 0,5, \quad (6.14)$$

$$B_n = 29884,76 \cdot 0,5 = 14942,38 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків витрат заносимо до таблиці 6.8. Сума витрат на виконання магістерської роботи складає 64934,07 грн.

Таблиця 6.8 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	7463,50	11,49
Електроенергія	52,11	0,08
Амортизація універсального устаткування	2370,73	3,65
Заробітна плата основна і додаткова	32873,24	50,63
Відрахування на соціальні заходи	7232,11	11,14
Накладні витрати	14942,38	23,01
Усього	64934,07	100

6.5 Висновки за розділом

При заміні розпилювачів форсунок 8x0,3x140 на розпилювачі 7x0,25x140 внаслідок зменшення ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива споживач отримає негативний економічний ефект –4037,05 грн. за весь період експлуатації двигуна (9,59 років).

Витрати на виконання магістерської роботи складають 64934,07 грн.

ВИСНОВКИ

З аналізу наукових та технічних літературних джерел визначено параметри розпилювачів форсунок дизельних ДВЗ, що найбільше впливають на кількість та якість розпилювання палива: кількість отворів та їх діаметр.

В якості об'єкта дослідження обрано дизельний двигун У2Д6-250, розглянуто його характеристики та особливості конструкції. Розкрито основні положення дослідницьких методик – теплового розрахунку за ФММ другого рівня та програми ДИЗЕЛЬ-РК; проведено відповідні розрахунки.

Проведено дослідження впливу діаметра d_c та кількості i_c отворів розпилювача форсунки дизеля У2Д6-250 на показники робочого процесу: середній діаметр крапель $d_{кр.ср}$; максимальний тиск перед соплами розпилювача $p_{впр\ max}$; тривалість паливоподачі $\phi_{впр}$; тривалість згорання $\phi_{згор}$. Виходячи з аналізу отриманих даних, можна зробити висновок, що найкращі показники робочого процесу мають місце при $d_c = 0,3 \dots 0,35$ мм і при збільшенні кількості отворів форсунки до $i_c = 9$. Проте покращення показників розпилювача форсунки з 9 отворами у порівнянні з розпилювачем з 8 отворами вкрай незначне, а вартість такого розпилювача буде більшою. До того ж, максимальна температура циклу збільшується на 23 К. Тому оптимальним визначаємо базовий розпилювач 8x0,3x140.

Виходячи із практичного завдання дослідження – перевірки доцільності заміни розпилювача 8x0,3x140 на розпилювач 7x0,25x140 – встановлено наступні зміни енергетичних показників двигуна:

- зменшення ефективної потужності двигуна на 3,38 %;
- зменшення середнього ефективного тиску на 3,38 %;
- зростання питомої ефективної витрати палива на 3,74 %;
- зменшення ефективного ККД на 3,6 %;
- зростання годинної витрати палива на 0,23 %.

Технічний ефект заміни розпилювачів форсунок 8x0.3x140 на розпилювачі 7x0.25x140 на дизельному двигуні У2Д6-250 локомотиву МПТ-4 підтверджено апробацією в Цеху поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізничного транспорту ПАТ «Запоріжсталь».

Результати роботи щодо можливості заміни розпилювачів 8x0,3x140 на розпилювачі 7x0,25x140 на дизелі У2Д6-250 рекомендовані до впровадження на ПАТ «Запоріжсталь».

Визначено найбільш значимі небезпечні фактори при проведенні досліджень з дизельними ДВЗ. Після їх аналізу розроблено заходи по забезпеченню безпеки в дослідницькій лабораторії, заходи до забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Витрати на виконання магістерської роботи складають 64934,07 грн.

При заміні розпилювачів форсунок 8x0,3x140 на розпилювачі 7x0,25x140 внаслідок зменшення ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива споживач отримає негативний економічний ефект –4037,05 грн. за весь період експлуатації двигуна (9,59 років).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Астахов, И. В.** Подача и распыливание топлива в дизелях [Текст] / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др. – М. : Машиностроение, 1972. – 359 с.
2. Технология Common Rail [Электронный ресурс] // Сайт «Commonrail.ru». – Режим доступа: https://www.common-rail.ru/tech/tech_01.php
3. **Богатырев, А. В.** Автомобили [Текст] / А. В. Богатырев, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Л. Насоновский, В. А. Чернышев. – Колос, 2004. – 497 с.
4. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
5. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : Учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008 – 496 с.
6. **Дьяченко, В. Г.** Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] : Учебник для вузов / В. Г. Дьяченко. – Пер. с укр. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
7. **Егоров, Я. А.** Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учебное пособие [Текст] / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
8. **Кутовой, В. А.** Впрыск топлива в дизелях [Текст] / В. А. Кутовой. – М. : Машиностроение, 1981. – 119 с.
9. **Кулешов, А. С.** Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС [Текст] : дисс. на соискание уч. степ. д-ра техн. наук по спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / А. С. Кулешов. – М.: МГТУ им. Баумана, 2011. – 235 С.
10. **Дьяченко, В. Г.** Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] : уч.

/ В. Г. Дьяченко. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 500 с.

11. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учебник для вузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

12. Применяемость распылителей [Электронный ресурс] // Сайт «ЛОСК запчасть». – 2016. – Режим доступа: https://loskzapchast.com.ua/index.php?route=journal2/blog/post&journal_blog_post_id=6

13. Топливная аппаратура [Электронный ресурс] // Сайт «НК». – Режим доступа: <http://korabel.narod.ru/katalog.html>

14. Розпилювач форсунки [Электронный ресурс] // Сайт «Чугуевская дизельная аппаратура». – Режим доступа: <https://chda.com.ua/uk/7-rozpilyuvach-forsunki>

15. **Разлейцев, Н. Ф.** Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, при Харьковском университете, 1980. – 169 с.

16. **Hiroyasu, H.** Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions / Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai // Bull. JSME. – 1983. – Paper 214–12. – Vol. 26. – No. 214. – pp. 576–583.

17. МПТ4 [Электронный ресурс] // Сайт «Википедия». – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/МПТ4>

18. Дизель УД6 [Текст] : Руководство по эксплуатации УД6 РЭ. – М., 1985. – 230 с. Режим доступа: <http://neva-diesel.com/instrukciya-po-ekspluatacii-dizelya1>

19. Дизельный двигатель У1Д6, запасные части [Электронный ресурс] // Сайт «Нева-дизель». – Режим доступа: <http://neva-diesel.com/dizelnyj-dvigatel-u1d6-zapasnye-chasti>

20. Дизели типа Д6 для стационарных и передвижных установок [Текст] :

Руководство по эксплуатации 1Д6 РЭ. – Барнаул : Тип. з-да «Трансмаш», 1986. – 233 с.

21. Дизели типа Д6 (6ЧСП 15/18) [Електронний ресурс] // Сайт «Строй-Техника.ру». – Режим доступу: <http://stroy-technics.ru/article/dizeli-tipa-d6-6chsp-15-18>

22. Турбокомпрессор ТКР 11 С 31К (111.200, 111.20001.00) [Електронний ресурс] // Сайт «Агромаш». – Режим доступу: <https://compressora.com.ua/p569046633-turbokompressor-tkr-31k.html>

23. Палец 304-10-2 [Електронний ресурс] // Сайт «Запчасти к тракторам ЧТЗ». – Режим доступу: <https://chtz-parts.ru/spares/304-10-2/>

24. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

25. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

26. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 р. – 44 с.

27. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст] / Каф. підприємництва, торгівлі та біржової діяльності. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

28. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.05050304 “Двигуни внутрішнього згорання” для усіх форм навчання /Укладач: О. Є.Борисенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 26 с.

29. Нефтепродукты [Електронний ресурс] // Сайт «Надежда». – 2021. – Режим доступу: <https://www.oil.pl.ua/ru/oil-products/for-business/price-2/>

30. Методичні рекомендації для практичної роботи та виконання індивідуальних завдань з дисципліни «Екологізація двигунів внутрішнього згорання» для студентів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» (освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання»), усіх форм навчання. Частина 2 / Укл.: Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 23 с.

ДОДАТОК А

ПАТ «Запоріжсталь»
Управління залізодорожного транспорту
Цех поточного підтримання і ремонту шляху

АКТ АПРОБАЦІЇ

22 листопада 2021 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

голова – БИБА В.С., начальник цеху поточного підтримання і ремонту шляху
Управління залізодорожного транспорту ПАТ «Запоріжсталь»;
члени комісії:

1) СЛИНЬКО Г. І., завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»
Національного університету «Запорізька політехніка», д.т.н., професор;

2) ЄВСЄЄВА Н. О., доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»
Національного університету «Запорізька політехніка», к.т.н., доцент;

3) БОРЗІЙ В. В., слюсар з ремонту шляхових машин і механізмів цеху
поточного підтримання і ремонту шляху Управління залізодорожного транспорту
ПАТ «Запоріжсталь»; студент групи Т-410м Національного університету «Запорізька
політехніка».

Комісія провела роботу з апробації магістерської роботи БОРЗІЯ В. В.
«Дослідження впливу характеристик розпилювача форсунки на ефективні показники
дизеля для локомотива», виконаної в НУ «Запорізька політехніка» в 2021 р. та
представленої до захисту на кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання».

Апробацією підтверджено технічний ефект заміни розпилювачів форсунок
8x0.3x140 на розпилювачі 7x0.25x140 на дизельному двигуні У2Д6-250 локомотиву
МПТ-4:

- зменшення ефективної потужності двигуна на 3,38 %;
- зростання питомої ефективної витрати палива на 3,74 %,
- зростання годинної витрати палива на 0,23 %.

ПАТ «Запоріжсталь» взято до впровадження заміна розпилювачів форсунок
8x0.3x140 на розпилювачі 7x0.25x140 на двигунах У2Д6-250.

Складено в 4 прим.: 1-й прим. ПАТ «Запоріжсталь»

2-й прим. в НДЧ НУ «Запорізька політехніка»

3-й прим. кафедрі «ДВЗ» НУ «Запорізька політехніка»

4-й прим. виконавцю

Голова комісії

БИБА В.С.

Члени комісії

СЛИНЬКО Г. І.

ЄВСЄЄВА Н. О.

БОРЗІЙ В. В.

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Протокол теплового розрахунку двигуна У2Д6-250

φ , ° ПКВ	p , Па	T , К	V , дм ³
180	144 494	412,7	3,423
190	145 788	414,2	3,405
200	149 361	417,4	3,349
210	155 480	422,5	3,257
220	164 628	429,7	3,128
230	177 577	439,2	2,964
240	195 516	451,5	2,768
250	220 264	467,0	2,541
260	254 656	486,5	2,290
270	303 207	510,8	2,019
280	373 334	541,3	1,738
290	477 665	579,5	1,454
300	638 466	627,7	1,178
310	896 191	688,7	0,921
320	1 324 690	765,9	0,693
330	2 048 917	861,4	0,504
340	4 288 267	1288,5	0,362
350	9 189 524	2067,5	0,274
360	12 551 502	2497,8	0,245
370	11 240 113	2497,2	0,274
380	7 845 575	2295,4	0,362
390	5 038 269	2048,7	0,504
400	3 266 691	1826,0	0,693
410	2 211 642	1642,8	0,921
420	1 574 752	1496,2	1,178
430	1 176 108	1378,9	1,454
440	917 198	1285,2	1,738
450	743 199	1210,1	2,019
460	622 618	1149,6	2,290
470	537 008	1100,4	2,541
480	475 161	1060,5	2,768
490	430 042	1028,0	2,964
500	397 120	1001,7	3,128
510	373 428	980,7	3,257
520	357 018	964,2	3,349
530	346 642	951,8	3,405
540	336 082	943,7	3,423

У2Д6-250

Дата: 17.09.2021

 $L_i = 3007,423541$ Дж/цикл $P_i = 946087,687358$ Па $\eta_i = 0,468691$ $g_i = 0,180729$ кг/(кВт*год)

ДОДАТОК В

Протокол розрахунку дизеля У2Д6-250 в програмі ДИЗЕЛЬ-РК (з розпилювачем форсунки 8x0,3x140)

2021-11-13 01-38-16 "У2Д6-250"

Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=1.60 ";

Назв.: "Alpha определяет qc"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Топливо: Diesel No. 2

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

1500.0	- n	- Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	
188.85	- Ne	- Мощность, [кВт]	
7.9161	- Pe	- Среднее эффективное давление, [бар]	
1202.3	- Me	- Крутящий момент, [Нм]	
0.17433	- qc	- Цикловая подача топлива, [г]	
0.24923	- be	- Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	
0.25340	- be_ISO	- Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	
0.33987	- Eta_e	- Эффективный КПД	
9.9683	- Pi	- Среднее индикаторное давление, [бар]	
0.42797	- Eta_i	- Индикаторный КПД	
9.0000	- Sp	- Средняя скорость поршня, [м/с]	
1.9200	- Ptp	- Давление трения, [бар]	(Intern.Exp)
0.80480	- Eta_mex	- Механический КПД	

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----

1.0000	- Po_sea	- Статическое давление на уровне моря, [бар]	
293.00	- To_sea	- Статическая температура на уровне моря, [K]	
0.0000	- H_ур.мор	- Высота над уровнем моря, [км]	
0.0000	- W_полета	- Скорость полета, [км/час]	
1.0000	- Po	- Стат. давление окруж. среды в текущ. услов., [бар]	
293.00	- To	- Стат. температ. окруж. среды в текущ. услов., [K]	
1.0000	- Po*	- Давление заторм. потока, [бар]	
293.00	- To*	- Температура заторможенного потока, [K]	
1.0600	- Po_t	- Статическое давление за турбиной, [бар]	
0.98700	- Po_vx*	- Давление заторм. потока за фильтром, [бар]	

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----

1.5792	- Pk	- Давление перед впускным коллектором, [бар]	
353.16	- Tk	- Температура перед впускным коллектором, [K]	
0.35418	- Gair	- Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двиг., [кг/с]	
0.52707	- КПД_тк	- КПД агрегата наддува	
1.5279	- Pt*	- Среднее давление перед турбиной, [бар]	
814.08	- Tt*	- Средняя температура перед турбиной, [K]	
0.35691	- Ggas	- Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]	
1.8692	- Alfa_sum	- Коэфф. избытка воздуха суммарный	
-0.13217	- Pnx	- Среднее давление насосных ходов, [бар]	
0.96887	- Eta_v	- Коэффициент наполнения	
0.03540	- Gamma_r	- Коэффициент остаточных газов	
0.98384	- Fi	- Коэффициент продувки	
0.17457	- G_забр.%	- % заброса О.Г. во впускной коллектор	
0.88116	- G_утеч.%	- % утечек через поршневые кольца	

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

1.5769	- Ps	- Среднее давление во впуск. коллект., [бар]	
354.72	- Ts	- Средн. температ. во впуск. коллект., [K]	
62.973	- Ws	- Средняя скорость воздуха, [м/с]	
360.72	- Tws	- Средняя температура стенки вп. колл., [K]	

99.118 - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м²*K)]
 143.31 - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м²*K)]
 52.994 - v_sc.max - Мах скорость в среднем сечении вп.канала, [м/с]
 18.365 - MF_горла - Сумм. эфф. сечение горла клап. каналов, [см²]
 Оцен. разм. клап.: Кол=2 Dv= 48.8 Dt= 42.3 Ds=11.0 Lv= 11.2 Lv_max= 12.2 мм

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

1.5063 - Pr - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
 811.19 - Tr - Средняя статическая температура О.Г., [K]
 89.842 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]
 13.939 - Sh - Число Струхала: Sh=a*Tau/L (д.б. Sh > 8)
 746.40 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
 263.11 - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м²*K)]
 655.48 - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м²*K)]
 132.79 - v_cr.max - Мах скорость в средн. сечении вып.канала, [м/с]
 18.473 - MF_горла - Сумм. эфф. сечение горла клап. каналов, [см²]
 Оцен. разм. клап.: Кол=2 Dv= 50.0 Dt= 44.0 Ds=16.0 Lv= 8.2 Lv_max= 12.5 мм

----- СГОРАНИЕ -----

1.9000 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
 101.50 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]
 1883.8 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]
 4.0000 - Fi_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
 16.000 - Fi_tz - Угол максималн. температуры, [град. за ВМТ.]
 3.4791 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
 0.75847 - Ring_Intn- Интенс. детонации / звук. воздейств., [МВт/м²]
 18169. - F_max - Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]
 Впрыск: Custom Fuel Injection System
 192.26 - P_впр.max- Макс. давление перед соплами распылит., [бар]
 143.64 - P_впр.cr - Среднее давление впрыска всей порции топл., [бар]
 35.017 - d_32 - Средний диаметр капель, [мкм]
 35.000 - Teta_op - Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
 30.065 - Fi_впр - Продолжительность топливоподачи, [град]
 2.0000 - Fi_d1 - Продолж. первого нарастания скорости впр., [град]
 2.0000 - Fi_d2 - Продолж. второго нарастания скорости впр., [град]
 0.50000 - C_inflex - Относит. высота точки перегиба нараст. скор. впр.
 18.582 - Teta_здр - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
 - ... - расчет модифицированным методом Толстова: 18.6
 16.418 - SOC - Начало сгорания, [град.до ВМТ] (Start Of Comb)
 0.13875 - Sig_и_здр- Доля топлива, испаривш. за период задержки
 126.40 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
 Phi_z 5%= 2.6; Phi_z 50%= 23.8; Phi_z 95%= 67.2
 0.10000 - H_вмт - Вихревое число (отношение) в КС в ВМТ
 0.06903 - H_нмт - Вихревое число в цилиндре в начале сжатия
 0.96893 - W_swirl - Макс. скорость вихря [м/с] в КС на радиусе R= 62

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

10.831 - Hartridge- Эмиссия дыма по шкале Хартриджа
 1.1766 - Bosch - Эмиссия дыма по шкале Бош
 0.26747 - Кд - Натур. показат. ослаблен. светов. потока, [1/м]
 0.28880 - PM - Эмиссия твердых частиц [г/(кВт*ч)]
 803.09 - CO2 - Эмиссия диоксида углерода, [г/(кВт*ч)]
 1954.5 - NOx.в,ppm- Концентр. влажных NOx, [1/млн, (ppm)]
 22.440 - NO2 - Эмиссия NOx привед. к NO2 [г/(кВт*ч)] (Zeldovich)
 4.1684 - SE - Комплекс суммарной эмиссии NOx и PM
 0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

1.8791 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]
 401.51 - Ta - Температура начала сжатия, [K]
 56.660 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]
 989.57 - Tc - Температура конца сжатия, [K]
 5.2270 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]
 1098.6 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

```

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----
1175.9      - T_cp      - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
404.75      - Alfa_w    - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м2/K]
482.89      - Tw_поршн  - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
405.00      - Tw_втулк  - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]
447.14      - Tw_крышк  - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
380.98      - Tw_охл    - Средн. температура со стороны охлаждения
               крыш      крышки цилиндра, [K]
398.16      - Ткип.     - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
10622.      - Alf_w_охл - Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м2*K)] от
               стенки крышки цилиндра к охладж. среде.

5212.7      - q_крышки  - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
4956.9      - q_поршня  - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
4031.0      - q_цилинд  - Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----
14.000      - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в ВМТ)
8.0000      - i_сопел   - Число сопловых отверстий форсунки
0.30000     - d_сопел   - Диаметр сопловых отверстий форсунки, [мм]
27.000      - Fi_впр.х  - Продолжит. впрыска для зад. хар. впрыска, [град]
0.0000      - qc_x      - Цикл. порц. топл. для заданной хар. впрыска, [г]
48.000      - Нач.вып   - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)
20.000      - Кон.вып   - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)
20.000      - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)
48.000      - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----
20762.      - n_квд     - Частота вращения ротора КВД, [1/мин]
21.413      - N_квд     - Мощность компрессора ВД, [кВт]
0.70000     - КПД_квд   - Адиабатный КПД компрессора ВД
0.35418     - G_квд     - Расход воздуха через компрессор ВД, [кг/с]
6.1425      - Gпр_квд   - Расход воздуха приведенный, [кг SQRT(K)/(с бар)]
0.35583     - Gcor_квд  - Расход воздуха через КВД скорректиров., [кг/с]
1212.9      - n.пр_квд  - Частота вращения ротора КВД приведенная
20939.      - n.cor_квд - Частота вращ. рот. КВД скорректирован., [1/мин]
1.6000      - П_квд     - Степень повышения давления в компрессоре ВД
0.0000      - К.пи_квд  - Коэффициент Кпи КВД
0.98700     - Ро_квд    - Полное давление на входе в КВД, [бар]
293.00      - То_квд    - Температура торможения на входе в КВД, [K]
1.5792      - Рк*_квд   - Давление наддува за КВД, [бар]
353.16      - Тк*_квд   - Температура наддувочного воздуха за КВД, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----
20762.      - n_твд     - Частота вращения ротора ТНД, [1/мин]
21.410      - N_твд     - Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]
0.79165     - КПД_твд   - Внутренний КПД турбины ВД
0.95100     - КПДм_твд  - Механический КПД турбины ВД
0.35691     - G_твд     - Расход газа через ТВД, [кг/с]
0.06665     - Gпр_твд   - Расход газа через ТВД привед., [(кг SQ(K)/(с кПа)]
727.68      - n.пр_твд  - Частота вращения ротора ТВД приведенная,
1.4413      - П_твд     - Степень понижения давления в турбине ВД
8.1237      - В_твд     - Относительная работа ТВД
1.5279      - Рт*_твд   - Полное давление перед турбиной ВД, [бар]
814.08      - Тт*_твд   - Температура торможения на входе в ТВД, [K]
1.0600      - Ро_твд    - Противодавление за турбиной ВД, [бар]
757.68      - То_твд    - Температура газа за турбиной ВД, [K]

```

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОПЛИВА ПО ЗОНАМ НА МОМЕНТ ОКОНЧАНИЯ РАЗВИТИЯ СТРУЙ

=====									
N\угол в	угол с	поверхн.	доли топлива в характерных зонах %						
с\плане	осью ц	контакта	Оболоч.	Ядро_V	Порш.	Перекры	Крышка	Цил.зер	

1\	0.0	70.0	кам.в порш	78.58	6.65	14.77	0.00	0.00	0.00

Сумма по всем струям %	99.			65.41	9.92	23.43	0.00	0.00	0.00
=====									
Константы испарения	би			276	31	26	22	23	0
=====									

Прим.: Перекры. - часть топлива ядра пристеночного потока, набегаящая на пристеночные потоки от соседних струй.

Вихревое\ (Надпорш. зазор, мм. 3.00) | Оптим.\ Геометрическое - 1.50
число Н | Для КС в конце сжатия 0.10 | для КС\ Уточн.Разлейцевым- 1.41

Версии модулей: Ядро 04.01.13; РК-модель 06.01.13; NOx-модель 22.02.13