

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Вплив початкового стану робочого тіла на техніко-економічні
показники 8-циліндрового дизеля

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-419м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Подиряко М.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник Сухонос Р.Ф.

(прізвище та ініціали)

Консультант д.т.н., проф. Слинько Г.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доцент Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ


Слинько Г.І.
“ 22 ” 01 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Подиряко Максима Андрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Вплив початкового стану робочого тіла на техніко-економічні показники 8-циліндрового дизеля

керівник проекту (роботи) магістр, ст. викладач Сухонос Р.Ф., з консультацією д.т.н., професора Слинько Г.І.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 року № 362

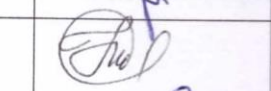
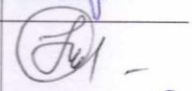
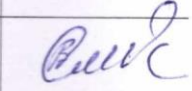
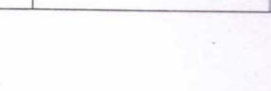
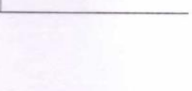
2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний дизельний двигун КамАЗ.51-320 з турбонаддувом та охолодженням наддувочного повітря

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд наукової літератури; тепловий розрахунок двигуна на номінальному та дослідницьких режимах; дослідження впливу ефективності охолоджувача наддувочного повітря на ефективні показники дизельного двигуна; розрахунок економічної ефективності дослідження; розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) презентація до захисту ілюструє основні положення магістерської роботи

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-4	Сухонос Р.Ф., магістр, ст. викл. каф. ДВЗ Слинько Г.І., д.т.н., професор		
5	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент каф. ОПНС		
6	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., проф. каф. ПТБД		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2020 року.

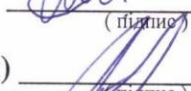
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2020	
2	Аналітичний огляд літератури	10.09.2020	
3	Розробка та підбір методів досліджень	15.09.2020	
4	Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	20.09.2020	
5	Розрахунок ефективних показників двигуна	01.10.2020	
6	Визначення впливу початкового стану робочого тіла на техніко-економічні показники 8-циліндрового дизеля	15.10.2020	
8	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	10.11.2020	
9	Економічне обґрунтування наукової роботи	20.11.2020	
10	Формування висновків з роботи	25.11.2020	
11	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2020	
12	Розробка презентації та доповіді до захисту	01.12.2020	
13	Подання роботи до захисту	05.12.2020	

Студент(ка)


 (підпис)

Керівник проекту (роботи)


 (підпис)
Подиряко М.
(прізвище та ініціали)Сухонос Р.Ф.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 76 с., 16 табл., 14 рис., 1 дод., 34 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ІНТЕРКУЛЕР, ОХОЛОДЖУВАЧ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ, ТЕМПЕРАТУРА

Актуальність теми дослідження полягає у підвищенні ефективних та економічних показників 4-тактних дизельних ДВЗ.

Метою даної роботи є встановлення закономірності впливу початкового стану робочого тіла на ефективні показники 4-тактного дизельного ДВЗ на прикладі двигуна КамАЗ-740.51-320.

Об'єкт дослідження – 8-циліндровий 4-тактний дизельний двигун КамАЗ-740.51-320.

Предмет дослідження – ступінь охолодження наддувочного повітря та техніко-економічні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

Встановлено, що використання інтеркулера дозволяє знизити температуру наддувочного повітря в розрахунковому діапазоні на 15...38 К. Це призводить до зростання щільності повітря, що дозволяє отримати більше наповнення циліндрів паливом та повітрям ($\Delta m_{\text{тц}}$ та $\Delta m_{\text{вц}}$). Встановлено, що зростання величини σ на 0,1 призводить до наступних змін показників двигуна (в середньому): ефективна потужність N_e зростає на 5,1 кВт (2,1 %); середній ефективний тиск p_e зростає на 20 кПа (2,1 %); ефективна питома витрата палива g_e скорочується на 1 г/(кВт·год) (0,4 %); ефективний ККД зростає на 0,4%.

Розкрито питання охорони праці, виконано економічний розрахунок.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

- 1.1 Особливості роботи систем газотурбінного наддуву
- 1.2 Вплив інтеркулерів на зміну стану робочого тіла на впуску і на техніко-економічні показники КДВЗ
- 1.3 Висновки за розділом

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

- 2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна КамАЗ-740.51-320
- 2.2 Особливості конструкції системи наддуву двигуна КамАЗ-740.51-320
- 2.3 Основні положення методики теплового розрахунку ДВЗ
- 2.4 Висновки за розділом

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА КАМАЗ-740.51-320 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ НА ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА КАМАЗ-740.51-320

- 4.1 Підготовка даних до теплових розрахунків двигуна при зміні ступеня охолодження інтеркулера
- 4.2 Аналіз результатів теплових розрахунків
- 4.3 Висновки за розділом

5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

- 5.1 Аналіз потенційних небезпек
- 5.2 Заходи по забезпеченню безпеки
- 5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці
- 5.4 Заходи з пожежної безпеки
- 5.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

5.6 Висновки з розділу

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

6.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

6.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТОК А Протоколи теплового розрахунку дизельного двигуна

КамАЗ-740.51-320 в комп'ютерній програмі DVS2

ВСТУП

Використання систем газотурбінного наддуву в двигунах внутрішнього згорання дозволяє підвищити початковий тиск. Це дозволяє покращити техніко-економічні показники двигуна. Одночасно з цим відбувається підігрів повітря, що має, навпаки, негативний вплив. Для охолодження повітря використовується теплообмінник (інтеркулер), від ефективності якого залежить ступінь охолодження.

Актуальність теми дослідження полягає у підвищенні ефективних та економічних показників 4-тактних дизельних ДВЗ в залежності від початкового стану повітря на впуску.

Об'єкт дослідження – 8-циліндровий 4-тактний дизельний двигун КамАЗ-740.51-320.

Предмет дослідження – ступінь охолодження наддувочного повітря та техніко-економічні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є встановлення закономірності впливу початкового стану робочого тіла на ефективні показники 4-тактного дизельного ДВЗ на прикладі двигуна КамАЗ-740.51-320.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

- визначити особливості конструкції та робочих процесів у системі впуску та наддуву 4-тактного дизельного двигуна;
- обрати дизельний двигун – об'єкт дослідження;
- обґрунтувати методики дослідження;
- виконати теплові розрахунки дизельного двигуна на номінальному режимі при різних значеннях ступеня охолодження впускного повітря;
- визначити залежність техніко-економічних показників дизельного

двигуна від ступеня охолодження впускного повітря;

- розробити заходи щодо безпеки при виконанні дослідження;
- розрахунок витрат на проведення роботи.

Методи дослідження: використані методи аналізу наукової літератури та теоретичного узагальнення, методи статистичного аналізу, синтезу, спостереження, метод проектної розробки, розрахунковий метод.

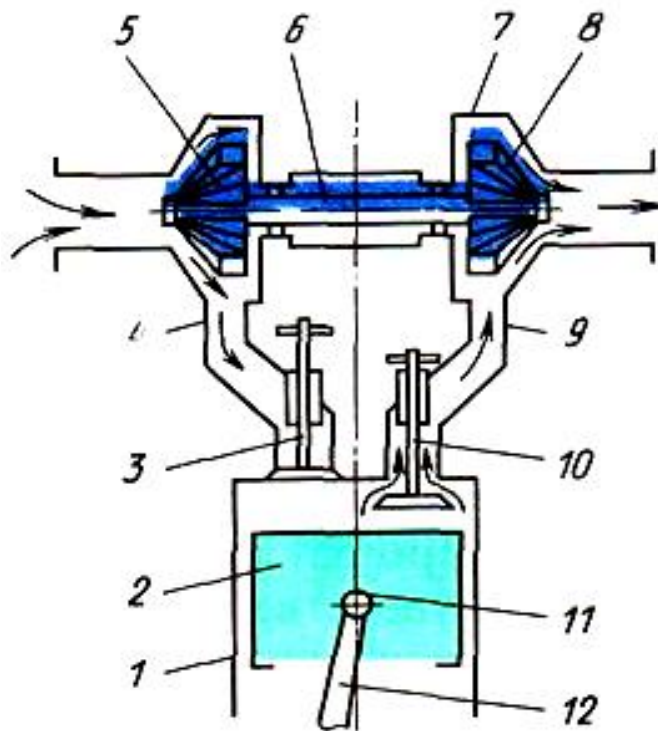
Наукова новизну роботи – за результатами теплового розрахунку визначено графічні залежності впливу ступеня охолодження наддувочного повітря в інтеркулері на техніко-економічні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

Практична цінність роботи – результати досліджень можуть бути використані при експлуатації дизельних двигунів з турбонаддувом.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Особливості роботи систем газотурбінного наддуву

Одним із найбільш способів покращення техніко-економічних характеристик ДВЗ є застосування агрегатів наддуву, які підвищують тиск робочого тіла (повітря) у системі впуску. При збільшенні тиску зростає масова подача кисню до циліндрів, тому можна подати більше палива. Таким чином покращуються питомі показники двигуна, зростає його ККД [1–4]. Двигуни, оснащені агрегатами наддуву, називають комбінованими двигунами внутрішнього згорання (КДВЗ). На рисунку 1.1 показано схему газотурбінного наддуву з турбокомпресором (ТКР).



- 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – впускний клапан; 4 – впускний трубопровід;
 5 – колесо відцентрового компресора; 6 – вал турбокомпресора; 7 – корпус турбокомпресора; 8 – колесо турбіни; 9 – газовідвідний патрубок;
 10 – випускний клапан; 11 – поршневий палець; 12 – шатун

Рисунок 1.1 – Схема роботи турбодизеля [2]

Колесо компресора 5 і колесо турбіни 8 жорстко встановлені на одному валу 6. Принцип роботи: турбіна приводиться в рух потоком відпрацьованих газів, а отримана механічна енергія передається на компресор. Максимальна частота обертання валу ТКР на номінальному режимі роботи може складати від $40\,000\text{ хв}^{-1}$ до $180\,000\text{ хв}^{-1}$. Більші значення характерні для більш досконалих конструкцій ТКР останніх років випуску [5–8].

Введення ТКР в конструкцію ДВЗ дозволяє значно підвищити ККД та потужність силового агрегату, або ж зменшити його розміри і масу, якщо порівнювати із атмосферними ДВЗ. У КДВЗ покращуються екологічні показники, при наддуві зменшується кількість викидів оксидів азоту. В бензинових КДВЗ досягається більш повне згорання палива, особливо на перехідних режимах.

Збільшення циклового масового заряду повітря у дизелів з наддувом дозволяє відсунути границю виникнення димності, зменшити викиди твердих часток (сажі). На відміну від бензинових КДВЗ, де завжди існує загроза детонації, максимальний тиск наддуву в дизельних КДВЗ можна збільшувати до досягнення границі міцності деталей.

До того ж відсутність дроселювання повітря на впуску і високий коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 1,4\dots 3,5$) забезпечують більший тиск відпрацьованих газів і їх меншу температуру в порівнянні з бензиновими двигунами. Це додаткові переваги дизельних КДВЗ у порівнянні з бензиновими з точки зору застосування турбокомпресора.

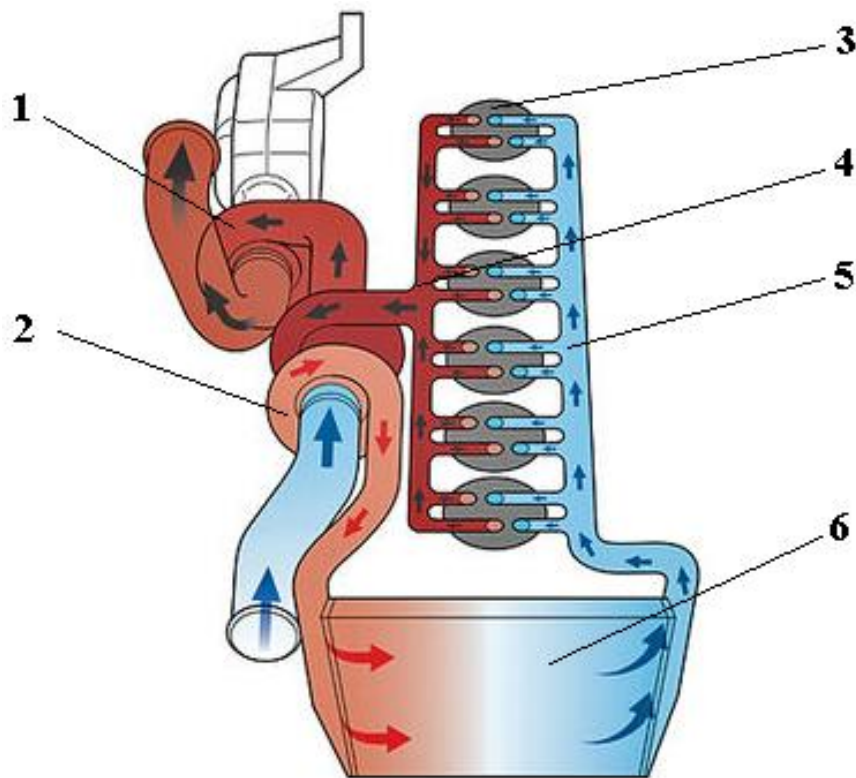
При малих частотах обертання колінчастого валу КДВЗ маса гарячих газів, що утворюються в циліндрі, невелика, тому ТКР працює неефективно. Для розкручування ротора ТКР потрібен деякий час, який називається «турбоямою» [9].

При розрахунках ТКР головними параметрами є: ступінь підвищення тиску і масова витрата робочого тіла [29].

Залежно від типу ТКР, в циліндри КДВЗ повітря надходить під тиском $150\dots 350\text{ кПа}$, завдяки цьому потужність двигуна збільшується на $20\dots 150\%$

[10].

Одночасно із підвищенням тиску в компресорі відбувається зростання температури. Це є негативним фактором, оскільки зростання температури на впуску однозначно погіршує показники КДВЗ [5–8]. Тому в системах турбонаддуву (рис. 1.2) встановлюють охолоджувачі наддувочного повітря (інтеркулер) (рис. 1.3). Охолодження повітря дозволяє підвищити його щільність, а значить, збільшити цикловий масовий заряд [11,12].



1 – турбіна; 2 – компресор; 3 – циліндр; 4 – випускний колектор;
5 – впускний колектор; 6 – інтеркулер

Рисунок 1.2 – Схема газотурбінного наддуву з охолодженням наддувочного повітря

Сформулюємо основні недоліки турбокомпресорів [13–17]:

- висока частота ротора вимагає забезпечення якісного тертя у підшипниковому вузлі та підвищені вимоги до балансування деталей, що обертаються;

- температура робочого тіла може сягати 1000 °С, внаслідок чого виникають високі термічні напруження на деталях КДВЗ, що висуває особливі умови до конструкційних матеріалів;
- «турбояма» на малих обертах.



Рисунок 1.3 – Охолоджувач наддувочного повітря дизеля КамАЗ [26]

Вирішення важливої проблеми, пов'язаної з підвищенням ефективних та економічних показників дизельних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), наразі є актуальним питанням. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є застосування газотурбінного наддуву.

З огляду літературних джерел встановлено основні переваги та недоліки дизельних двигунів, що використовуються на транспорті. В порівнянні з бензиновими ДВЗ дизелі:

- мають кращі показники економічності;
- безпечніші у пожежному відношенні;
- дизельне паливо менше корозійностійке;
- більш надійна робота внаслідок відсутності системи запалення.

Недоліки:

- в зимовий час важче запускаються;
- мають більшу масу і габарити;

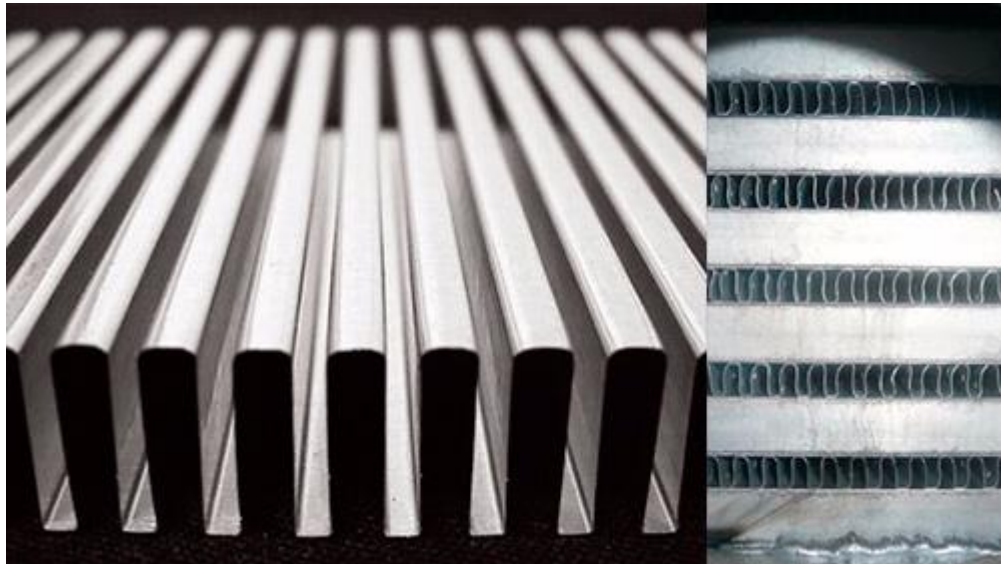
- більший рівень шуму;
- дорожчі.

1.2 Вплив інтеркулерів на зміну стану робочого тіла на впуску і на техніко-економічні показники КДВЗ

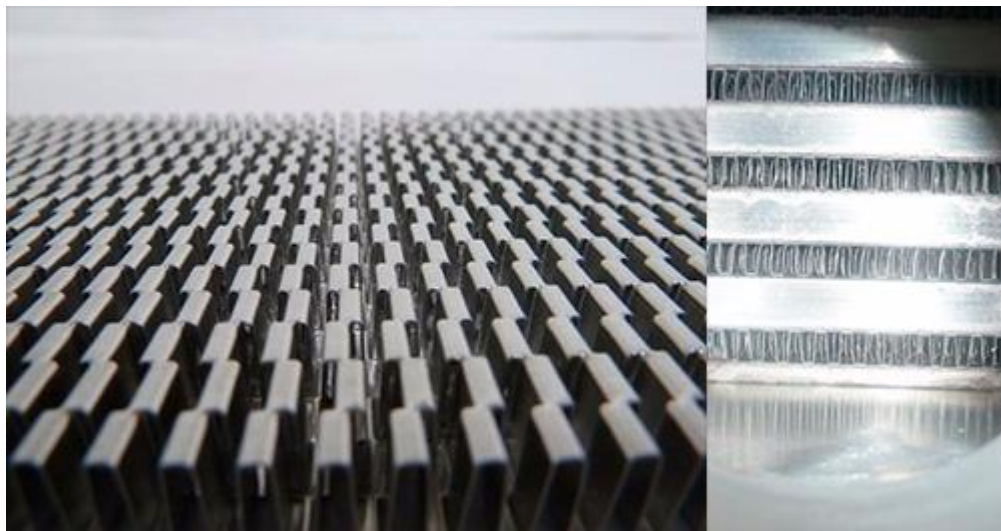
Як вже було сказано, в двигунах з газотурбінним наддувом доцільно використовувати охолоджувачі наддувочного повітря (інтеркулери). Є декілька критеріїв, якими керуються при розробці інтеркулера. Головні з них – максимальне відведення теплоти, мінімальні втрати тиску наддуву, збільшення інерції потоку [18]. Трубки, по яким проходить повітря, повинні мати оптимальну форму і переріз, щоб зберегти баланс між ефективним охолодженням (охолоджувач краще працює, коли трубки плоскі, а потік повітря турбулентний) і мінімальними тратами тиску (а вони менші, коли трубки круглі, а потік ламінарний) [19]. Конструктори змінюють форму сот охолоджувача, їх розташування (див. рис. 1.4).

Об'єм інтеркулера має бути достатнім для ефективного охолодження повітря. При цьому, при роботі двигуна на перемінних режимах стиснене повітря після компресора ТКР потрапляє до інтеркулера і має його повністю заповнити під необхідним тиском. Ця затримка додатково збільшує час «турбоями» – реакції ТКР на нажаті педаль акселератора [19].

Необхідність поєднання взаємовиключаючих вимог призводить до того, що ефективність інтеркулерів обмежена величиною 70 % [19], 50...80 % [27].



а



б

Рисунок 1.4 – Інтеркулери з прямим (а) і зміщеним розташуванням сот

Ефективність інтеркулерів обмежується тим, що у якості охолоджуючого тіла в абсолютній більшості конструкцій використовується набігаючий потік атмосферного повітря. Відомі окремі технічні рішення (наприклад, в Subaru Imreza WRX STI), коли для інтенсифікації охолодження наддувочного повітря перед інтеркулером встановлено розпилювачі, які розбризкують на його поверхню воду (див. рис. 1.5) [19]. В окремих конструкціях (переважно, тюнінг), інтеркулери мають повністю рідинне охолодження. Така система більш компактна та ефективна, оскільки вода має

більшу теплоємність, проте дорожча, складніша та більш складна в обслуговуванні, ніж інтеркулер з повітряним охолодженням [19].



Рисунок 1.5 – Інтеркулер з форсунками для розпилення води на його поверхню

Інтеркулери можуть бути виготовлені з міді, проте вони мають високу вартість. Тому в останні роки більша частині інтеркулерів виготовляється з алюмінія. Також зустрічаються комбіновані конструкції (трубки і соти з алюмінія, бачки з пластику). Недоліком алюмінієвих інтеркулерів є їх низька ремонтпридатність [19].

Існуючі методики [20, 18, 25] дозволяють розрахувати параметри інтеркулера, необхідного для певного двигуна. При розрахунку інтеркулер являє собою досить простий теплообмінник. Проте питання впливу ефективності інтеркулерів на техніко-економічні показники ДВЗ в науковій літературі не розглянуто. Також не визначено зміну ефективності роботи інтеркулерів при забрудненні їх зовнішньої поверхні (бруд, мастило), при забрудненні внутрішньої поверхні (мастилом, що може потрапляти з підшипникового вузла ТКР), при хімічному окисненні поверхні інтеркулера.

1.3 Висновки за розділом

Системи газотурбінного наддуву – непростий, проте ефективний спосіб покращення техніко-економічних показників ДВЗ. Важливим елементом конструкції систем газотурбінного наддуву є охолоджувач наддувочного повітря (інтеркулер), який зменшує температуру повітря в системі впуску.

Вплив температури повітря в системі впуску на техніко-економічні показники ДВЗ, зокрема, дизельного, є питанням, що не потребує окремих досліджень. Проте впливу ефективності інтеркулера на ефективні показники дизеля в науковій літературі не встановлено.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна КамАЗ-740.51-320

Двигун КамАЗ-740 (рисунок 2.1): дизельний, 4-тактний, з запалюванням від стиснення, 8-циліндровий, з V-подібним компонованням, рідинного охолодження. Встановлюються на колісні та гусеничні транспортні засоби, військову та залізничну техніку, судна.

В даному проекті розглядається двигун модифікації КамАЗ-740.51-320, характеристики якого наведено в таблиці 2.1. Двигун оснащено турбонаддувом з охолоджувачем наддувочного повітря (ОНВ) типу «повітря-повітря». За викидами шкідливих речовин двигун КамАЗ-740.51-320 відповідає вимогам правил ЄЕК ООН на рівні «Євро-2» [22].

Базовою деталлю двигуна є чавунний блок циліндрів, на якому встановлені і закріплені агрегати і деталі двигуна. В розточку напівблоків встановлені чавунні гільзи циліндрів «мокрого» типу. Зверху гільзи циліндрів закриті головками, окремими на кожний циліндр. Знизу блок циліндрів закритий штампованим масляним картером.

В блоку циліндрів на п'яти підшипниках ковзання розташований розподільний вал. Колінчастий вал встановлений у нижній частині блоку, виготовлений з високоякісної сталі, має п'ять корінних і чотири шатунні шийки, зв'язані між собою щоками. Для рівномірного чередування робочих ходів шатунні шийки колінчастого валу розташовані під кутом 90° [22].

Корінні та шатунні підшипники виготовлені зі сталльної стрічки, покритої шаром бронзи товщиною 0,3 мм, шаром свинцевооловяного сплаву товщиною 0,022 мм і шаром олова товщиною 0,003 мм. У верхньому вкладиші є отвір для підведення масла і канавка для його розподілу [22].

Кришки корінних підшипників виготовлені з високоміцного чавуну [22].

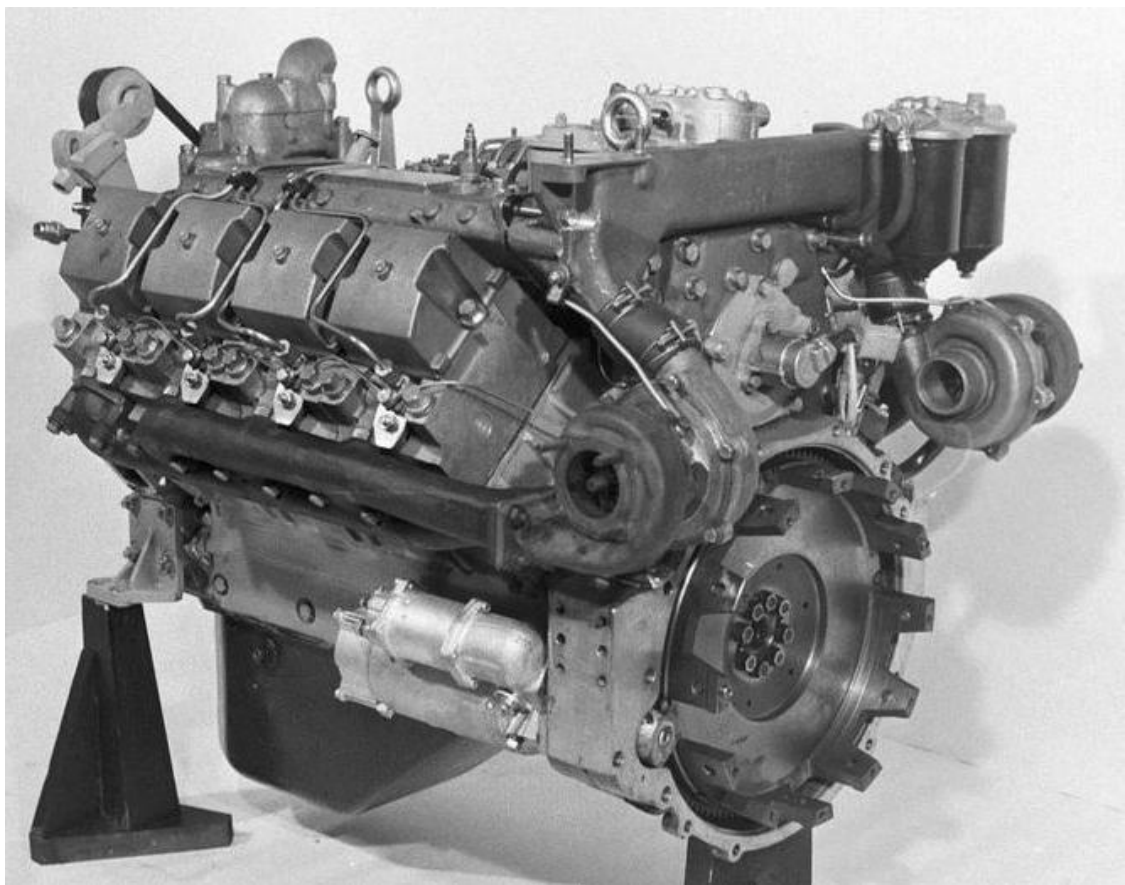
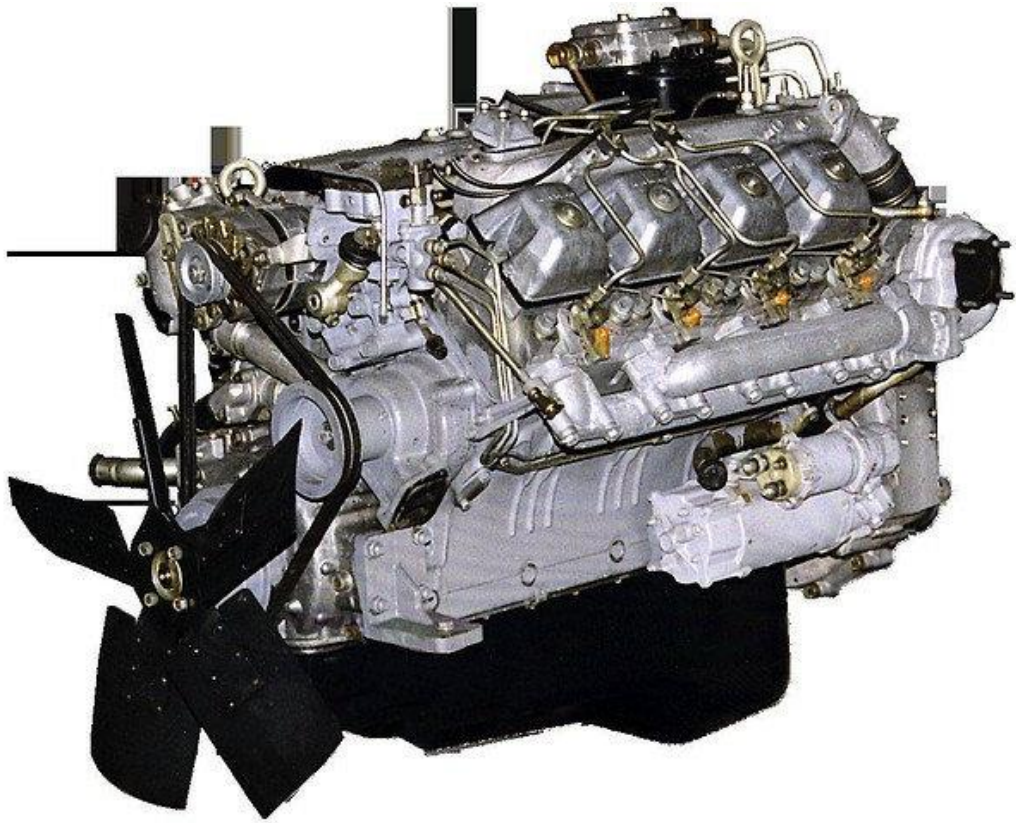


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд дизельного двигуна КамАЗ-740 з турбонаддувом

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна КамАЗ-740.51-320 [21,22]

Тип	4-тактний дизельний атмосферний
Тип двигуна	4-тактний, з запалюванням від стиснення
Розташування і кількість циліндрів	V-8
Кут розвалу циліндрів, град.	90
Порядок роботи циліндрів	1-5-4-2-6-3-7-8
Напрямок обертання колінчастого валу	праве (проти годинникової стрілки, якщо дивитись з боку маховика)
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	130
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	235 (320)
Максимальний крутний момент, Н·м	1275
Установочний кут випередження впорскування палива, град.	9 ⁺¹
Ступінь стиснення	16,8 (±2)
Частота обертання колінчастого валу, в. ⁻¹ : – номінальна – при максимальному крутному моменті на холостому ході: – максимальна – мінімальна	2200±50 1300...1500 600±20 2530 ₋₈₀
Кількість клапанів в головці циліндрів	2 (впускний і випускний)
Тиск початку впорскування форсунки, МПа	23,73...24,90
Система наддуву	газотурбінна, з двома турбокомпресорами і ОНВ типу «повітрі-повітря»
Генератор	трьохфазний, синхронний, перемінного струму, з вбудованим випрямним блоком.
Стартер	постійного струму, послідовного збудження, з електромагнітним приводом
Мінімальна питома витрата палива, г/(кВт·год)	201
Витрата масла на угар, % від витрати палива, не більше	0,2

Продовження таблиці 2.1

Ресурс	800 тис. км пробігу у складі магістрального вантажного автомобіля
Робочий об'єм двигуна, дм^3	11,76
Габарити двигуна (ДхШхВ), мм	1212х908х1050
Маса двигуна, нето, кг	885

Шатун стальний, кований, стержень шатуна має двотавровий перетин. Верхня головка шатуна нероз'ємна, нижня виконана з прямим та плоским роз'ємом. Шатун виготовляють в зборі з кришкою, тому кришки шатунів не є взаємозамінними. В верхню головку шатуна запресована сталє бронзова втулка, а в нижню встановлені змінні вкладиші [22].

Поршень двигуна КамАЗ-740.51-320 литий, з алюмінієвого сплаву із вставкою з зносостійкого чавуну під верхнє компресійне кільце В головці поршня виконана тороїдальна камера згорання з витиснювачем в центральній частині, яка зміщена відносно осі поршня від виточек під клапани на 5 мм [22].

Поршень з шатуном поєднані через поршневий палець, виготовлений з хромонікелевої сталі.

Система охолодження дизеля рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією в. ко замерзаючої охолоджуючої рідини. До основних агрегатів і вузлів системи охолодження відносяться: радіатор, вентилятор з в'язкісною муфтою приводу, кожух вентилятора, обичайка вентилятора, корпус водяних каналів, водяний насос, термостати, канали і поєднувальні трубопроводи.

Система паливоподачі забезпечує фільтрацію палива і рівномірний розподіл його по циліндрам двигуна дозованими порціями в строго певні моменти.

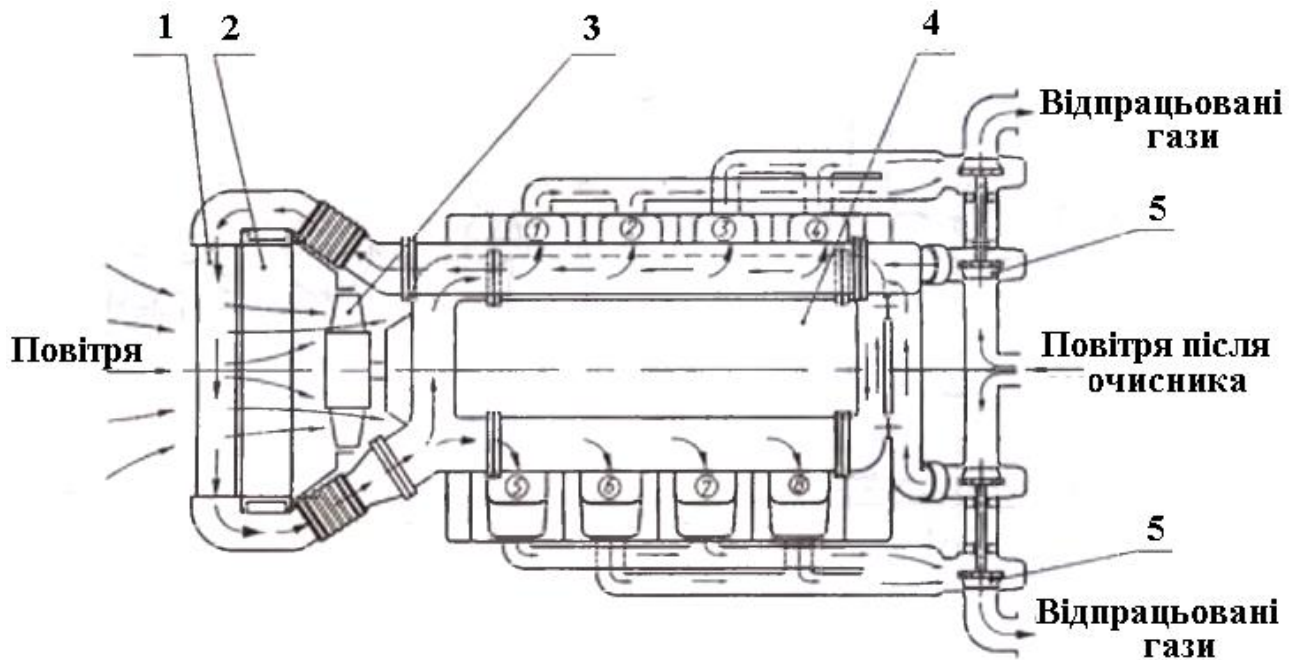
На двигуні використана система живлення паливом розділеного типу. що складається з паливного баку, паливо проводів низького тиску, фільтрів грубої і тонкої очистки, паливопрокачуючого і паливопідкачуючого насосів, паливного насоса високого тиску. паливо проводів високого тиску, форсунок,

електромагнітного клапану, штифтових свічок електрофакельного пристрою.

Електрофакельний пристрій (ЕФУ) призначений для зниження граничної температури пуску холодного двигуна. ЕФУ рекомендується пари міняти в діапазоні температур навколишнього середовища від мінус 5 °С до мінус 22 °С. При більш низьких температурах навколишнього середовища слід застосовувати передпусковий підігрівач.

2.2 Особливості конструкції системи наддуву двигуна КамАЗ-740.51-320

Система газотурбінного наддуву і охолодження наддувочного повітря (рис. 2.2), за рахунок використання частини енергії відпрацьованих газів, забезпечує подачу попередньо стисненого і охолодженого повітря в циліндри двигуна [22].



1 – інтеркулер; 2 – радіатор системи охолодження; 3 – вентилятор; 4 – двигун;
5 – турбокомпресор

Рисунок 2.2 – Схема системи газотурбінного наддуву і охолодження наддувочного повітря

Система газотурбінного наддуву складається з двох взаємозамінних турбокомпресорів (ТКР), випускних і впускних колекторів і патрубків, ОНВ (інтеркулера), трубопроводів.

Два ТКР 7С-6 встановлюються на випускних патрубках по одному на кожний ряд циліндрів. Випускні колектори і патрубки виготовлені з високоміцного чавуна. Характеристики ТКР показано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічна характеристика ТКР 7С-6 для двигуна КамАЗ-740.51-320 [22, 23]

Параметр	Значення
Тиск наддуву (надлишковий) при номінальній потужності двигуна, кПа, не менше	120
Максимальний ступінь підвищення тиску	1,65...1,9
Частота обертання ротора при номінальній потужності двигуна, хв ⁻¹	100 000
Витрата, кг/с	0,27
Температура газів на вході в турбіну, К (°С): – допустима протягом 1 години – допустима без обмеження часу	1023 (750) 973 (700)
Діаметр колеса компресора, мм	76,2/49,4
Діаметр колеса турбіни, мм	73,5/64,3
Адіабатний ККД компресора (максимальний)	0,7
Ефективний ККД турбіни (максимальний)	0,75
Маса, кг	9,7
Взаємозамінні аналоги	CZ K27-145-02, ТКР-7СТ-06.02, ТКР-K27-145СТ, Switzer S2B/7624 TAE/0.76D9

Повітря до відцентрового компресора ТКР поступає з повітряного фільтра, стискається і подається під тиском до інтеркулера. Далі охолоджене повітря поступає до двигуна.

Система наддуву має бути герметичною. Негерметичність системи приводить до збільшення теплонапруженості деталей, зниження потужності і ресурсу двигуна.

На рисунку 2.3 показан інтеркулер для двигуна КамАЗ-740.51-320, в таблиці 2.3 наведено його характеристики.

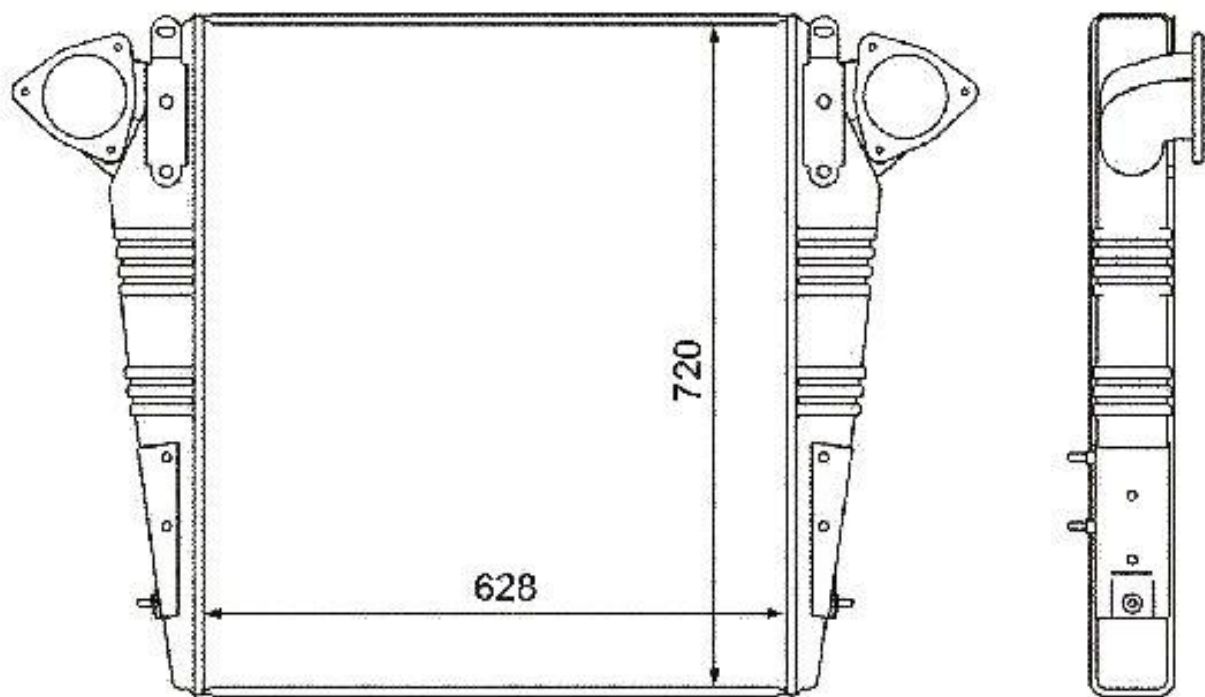


Рисунок 2.3 – Інтеркулер LP6520-1170300 [24]

2.3 Основні положення методики теплового розрахунку ДВЗ

Тепловий розрахунок робочого циклу двигуна виконується за методикою [27], яка реалізована на базі фізико-математичної моделі (ФММ) [28] у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation та DVS2.

Таблиця 2.3 – Характеристики інтеркулера ЛР6520-1170300 [24]

Параметр	Значення
Виробник	Шадринський автоагрегатний завод (АО ШААЗ)
Матеріал	алюміній
Ефективність	до 0,88
Габаритні розміри, мм:	
– висота	730
– ширина	1040
– товщина	150
Розміри серцевини, мм:	
– висота	720
– ширина	628
Маса, кг	17,6

Фізико-математична модель другого рівня має дві модифікації. Перша з них складена з урахуванням зміни складу робочого тіла в циліндрі. У другій модифікації вплив зміни складу врахований приблизно; у процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, в процесах розширення і випуску – продукти згоряння. Застосування моделі другої модифікації істотно спрощує обчислювальні процедури і мало впливає на точність розрахунку. Тому далі описана ФММ другого рівня у другий модифікації.

Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згоряння, розширення) при зміні кута повороту кривошипа φ в межах від 0° до 360° для двотактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\tau \pi} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Система (2.1) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Сучасними аналітичними методами така система не може бути вирішена. Тому вона вирішується чисельними методами із застосуванням комп'ютерної техніки. Кінцевою метою рішення системи є функції $V(\varphi)$; $m(\varphi)$; $T(\varphi)$; $p(\varphi)$.

2.4 Висновки за розділом

Розглянуто конструкцію 8-циліндрового дизельного двигуна КамАЗ-740.51-320, оснащеного турбонаддувом з охолоджувачем наддувочного повітря. Обрано методику теплового розрахунку, що дозволяє дослідити вплив ефективності інтеркулера на стан робочого тіла на впуску і на техніко-економічні показники роботи двигуна..

З ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА КАМАЗ-740.51-320 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Відповідно до прийнятої методики теплового розрахунку (див. розділ 2.3) початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. Спочатку виконуємо попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Далі на основі формули ефективної потужності

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

розраховуємо робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{235 \cdot 10^3}{8 \cdot 1,09 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2200} = 0,00147 \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,00147}{3,14 \cdot 1,083}} = 0,12 \text{ м}. \quad (3.3)$$

У двигуна-прототипа $D = 0,12 \text{ м} = 120 \text{ мм}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,13 \cdot 1,082 = 0,130 \text{ м}. \quad (3.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} 0,13 = 0,0014695 \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

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

Код двигуна $Y=0$ в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для дизельних ДВЗ $Y = 1$.

Вид розрахунку: номінальний.

Тип двигуна – дизельний.

1. Теплота згорання палива $H_{\text{цт}} = 42,5 \text{ МДж/кг}$.
2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними. Для дизельних ДВЗ $m_1 = -0,3 \dots -0,7$. Приймаємо $m_1 = 0,3$.
3. Кількість циліндрів: 8.
4. Компоновка циліндрів: V-подібний.
5. Діаметр циліндра $D = 0,12 \text{ м}$.
6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,12^2 = 0,011304 \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

7. Радіус кривошипа $r_k = 0,065 \text{ м}$.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину λ_k вибирають за практичними рекомендаціями [27]. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$. За прототипом приймаємо $\lambda_k = 0,26$.

Тоді

$$L_{ш} = 0,065/0,26 = 0,26 \text{ м.} \quad (3.8)$$

9. Площа теплообміну поршня $F_{п'}$ залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі $F_{п'} = F_{п}$. Якщо днище має складну конфігурацію, $F_{п'} > F_{п}$. Для дизельних ДВЗ $F_{п'} = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$;

За прототипом приймаємо:

$$F_{п'} = 1,5 \cdot F_{п} = 1,5 \cdot 0,011304 = 0,016956 \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$. Таким чином:

$$F_k = 1,1 \cdot F_{п} = 1,1 \cdot 0,011304 = 0,012434 \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} = \frac{3.14}{2} 0.12^2 \cdot 0.065 \cdot \frac{1}{16,8 - 1} = 0,000093 \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

12. Двигун оснащено турбокомпресором, приймаємо ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 1,8$, тоді тиск наддуву $p_k = 181800 \text{ Па}$.

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

$$T'_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{k \text{ ад}}} \right) = 293 \left(1 + \frac{1,8^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 369,5 \text{ K}, \quad (3.12)$$

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

$\eta_{k \text{ ад}} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора. Для ТКР 7С-6 $\eta_{k \text{ ад}} = 0,70$ (див. табл. 2.2).

При малих ступнях підвищення тиску в компресорі ($\pi_k < 1,5$) охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях π_k після компресора встановлюють охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o) = 293 + 0,6(369,5 - 293) = 338,9 \text{ K}, \quad (3.13)$$

де $\sigma = 0,50 \dots 0,80$ – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина σ залежить від конструкції і розмірів охолоджувача. Якщо $\sigma = 1$, то охолодження немає і $T_k = T'_k$. Теоретично при $\sigma = 0$ можна охолодити повітря до температури атмосферного повітря T_o , що проте практично нереально (при $\sigma \rightarrow 0$ розміри охолоджувача прямують до нескінченності).

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 9 + 8 = 359^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.14)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. Установочний кут випередження впорскування палива

двигуна КамАЗ-740 $\Delta\varphi_{оп} = 9^{+10}$ п.к.в. (див. табл. 2.1);

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

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 359 + 80 = 439^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.15)$$

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

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2200}{60} = 230,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.16)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,55$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0.0014695 \cdot 1.869 \cdot 0.802 = 0,00220248 \text{ кг/цикл}, \quad (3.17)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{181800}{287 \cdot 338,9} = 1,869 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.18)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.19)$$

$$\eta_v = \frac{16,8}{16,8 - 1} \cdot \frac{181800 - 9090}{181800} \cdot \frac{338,9}{338,9 + 40 + 0,06 \cdot 800} = 0,802.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,05 \cdot 181800 = 9090$ Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 20 \dots 40$ К – підігрів заряду на впуску для дизельних ДВЗ,

$\gamma = 0 \dots 0,1$ – коефіцієнт залишкових газів.

$T_r = 700 \dots 900$ К – температура залишкових газів для дизельних двигунів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,00220248}{1,55 \cdot 14,45} = 98,34 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.20)$$

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 $T_w = 550 \dots 650$ К,

– для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470$ К.

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

Приймаємо $T_w = 500$ К.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 181800 - 9090 = 172710 \text{ Па}, \quad (3.21)$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ визначається за рекомендаціями п. 18 даного розділу.

21. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,06} (338,9 + 40 + 0,06 \cdot 800) = 402,8 \text{ К.} \quad (3.22)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,06) \cdot 0,00220248 = 0,002335 \text{ кг/цикл.} \quad (3.23)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16,8}{16,8 - 1} \cdot 0,0014695 = 0,001563 \text{ м}^3. \quad (3.24)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, \\ 172710 \cdot 0,001563 &= 287 \cdot 0,002335 \cdot 402,8, \\ 329,4776 &= 329,4413. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Похибка цього рівняння складає 0,004 %.

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:

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{\text{ш}}] \cdot F_n, \\ m_A &= [250 + 0,25 \cdot 275] \cdot 0,011304 = 3,603 \text{ кг,} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна
КамАЗ-740.51-320 до програми DVS-2

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
	Номінальний режим	
Код двигуна	1	Y
Вид розрахунку	1	—
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{шт}}$, Дж/кг
2. Показник процесу згорання	0,3	m_1
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	8	i
4. Рядний (1); V-подібний (0)	0	—
5. Діаметр циліндра	0.12	D , м
6. Площа поршня	0,011304	$F_{\text{п}}$, м ²
7. Радіус кривошипа	0.065	$r_{\text{к}}$, м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0.26	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	0,016956	$F_{\text{п}}'$, м ²
10. Площа теплообміну кришки	0,012434	$F_{\text{к}}$, м ²
11. Об'єм камери стиснення	$93 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{с}}$, м ³
Наддув		
12. Тиск наддуву	181800	$p_{\text{к}}$, Па
13. Температура повітря	338,9	$T_{\text{к}}$, К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	359	$\varphi_{\text{с}}$, град.
15. Кут кінця згорання	439	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	230,3	ω , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	1,55	α
18. Циклова подача палива	$98,34 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл
19. Середня температура стінок	500	T_{w} , К
Початкові умови		
20. Тиск	172710	$p_{\text{а}}$, Па
21. Температура	402,8	$T_{\text{а}}$, К
22. Маса робочого тіла	$2,335 \cdot 10^{-3}$	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	$1,563 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{а}}$, м ³
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	3,603	$m_{\text{А}}$, кг
Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi$, град.

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

Величини m'_n і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

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

Результати розрахунку на ПК отримано у вигляді протоколів (додаток А), в яких подано результати теплового і динамічного розрахунку.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа $\varphi = 180 \dots 540^\circ$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- середній індикаторний тиск $p_i = 1,335$ МПа;
- індикаторна робота $L_i = 1961,4$ Дж/цикл;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,469$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1805$ кг/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 8 \cdot 1961,4 \cdot \frac{2200}{2 \cdot 60} \cdot 0,82 = 235,9 \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Похибка складає

$$\left| \frac{235,9 - 235}{235} \right| = 0,4 \, \%.$$

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1805 / 0,82 = 0,220 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.28)$$

Похибка складає

$$\left| \frac{0,220 - 0,201}{0,201} \right| = 9,5 \, \%.$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,335 \cdot 0,82 = 1,095 \text{ МПа}. \quad (3.29)$$

Похибка складає

$$\left| \frac{1,095 - 1,09}{1,09} \right| = 0,4 \, \%.$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,469 \cdot 0,82 = 0,385. \quad (3.30)$$

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 11,367 \text{ МПа}$ (при 370° п.к.в.) і максимальної температури $T_{\max} = 2102,2 \text{ К}$ (при 380° п.к.в.).

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму (рис. 3.1, 3.2).

Порівняння результатів теплового розрахунку двигуна КамАЗ-740.51-320 з даними двигуна-прототиіпа і даними однотипних ДВЗ дозволяє констатувати, що розрахунок виконано вірно.

Отримані значення температури і тиску за цикл не перевищують допустимих [27].

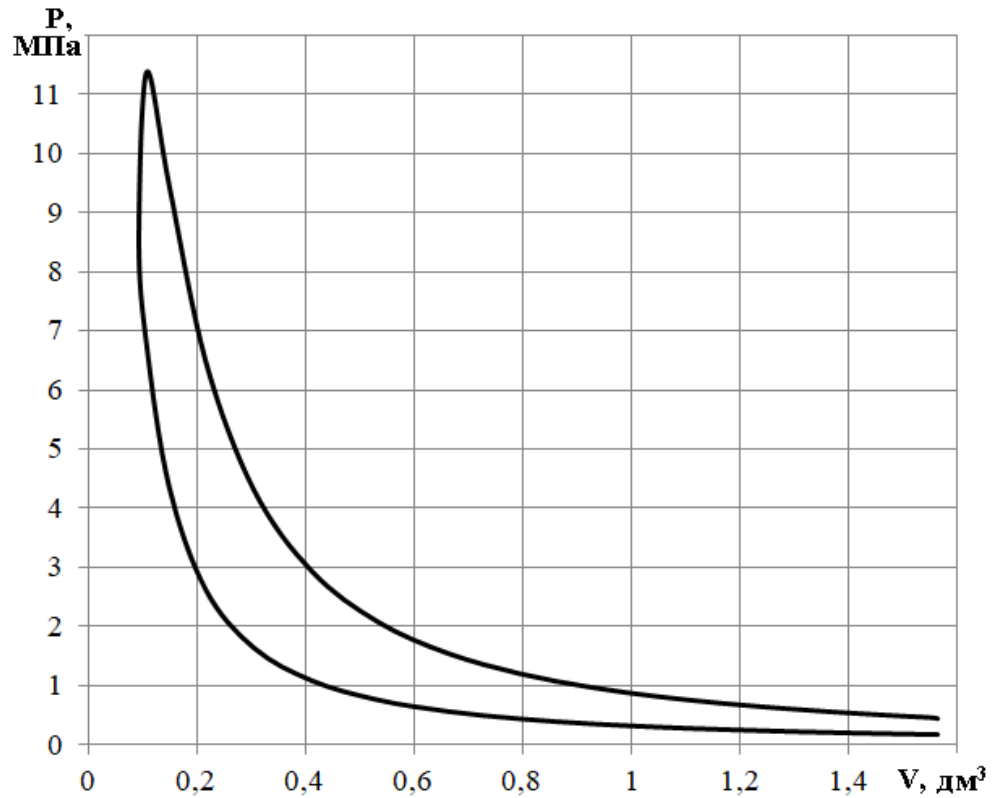


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску двигуна КамАЗ-740.51-320 (показано процеси стиснення і розширення)

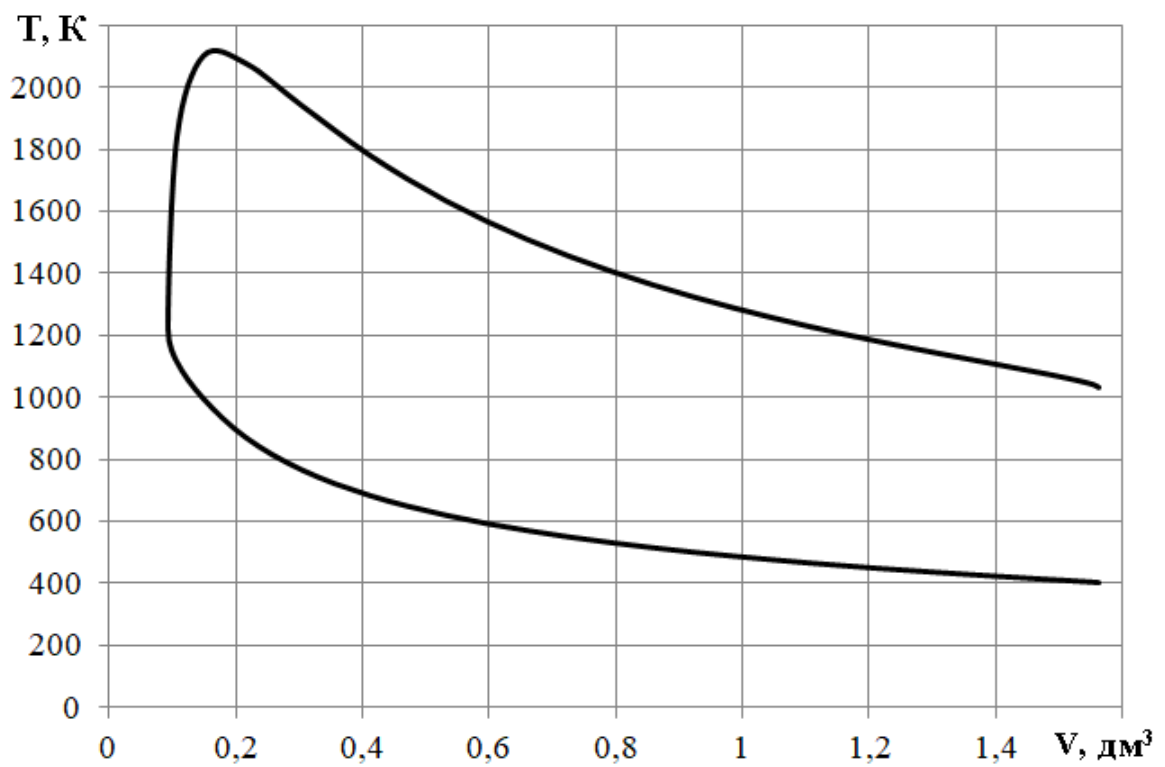


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма температури двигуна КамАЗ-740.51-320 (показано процеси стиснення і розширення)

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВОЧНОГО ПОВІТРЯ НА ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА КАМАЗ-740.51-320

Двигуни родини КамАЗ-740 мають високий запас міцності, оскільки базові та основні деталі використовуються як для атмосферних, так і для форсованих версій двигуна. В двигунах з турбонаддувом одним з дієвих способів керування станом повітря на вході до циліндра є його охолодження у теплообміннику (інтеркулері). В даному розділі розраховано вплив ефективності роботи інтеркулера на стан повітря і на техніко-економічні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

4.1 Підготовка даних до теплових розрахунків двигуна при зміні ступеня охолодження інтеркулера

Найважливішою величиною інтеркулера, окрім матеріалу та геометричних розмірів, є ступінь охолодження σ , тобто його ефективність. Відповідно до формули 3.13, можна стверджувати, що ефективність охолоджувача характеризує наскільки ефективно температура наддувочного повітря зменшується в інтеркулері порівняно з температурою атмосферного повітря.

Згідно методики теплового розрахунку, наведеної в розділах 2.3 і 3, проводимо підготовку величин для комп'ютерної програми DVS2. Ті з них, які відрізняються від значень для номінального режиму при $\sigma = 0,6$, заносимо до таблиці 4.1. Розрахунок проводимо для $\sigma = 0,5 \dots 0,8$ з кроком $\sigma = 0,1$.

Відповідно до формули 3.13, менші значення σ ($\sigma \rightarrow 0$) відповідають більшому охолодженню наддувочного повітря. І навпаки, при $\sigma \rightarrow 1$ має місце

зменшення охолодження.

Знаходимо, наскільки зменшується температура наддувочного повітря, що проходить через інтеркулер

$$\Delta T = T'_k - T_k, \quad (4.1)$$

При $\sigma = 0,6$

$$\Delta T_{\sigma=0,6} = 369,5 - 338,9 = 30,6 \text{ K.}$$

Інші величини $\Delta T_{\sigma=i}$ заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Величини, що змінюються в ході теплового розрахунку двигуна КамАЗ-740.51-320 в комп'ютерній програмі DVS-2 при зміні σ

Величина	Значення			
σ	0,5	0,6	0,7	0,8
$T_k, \text{ K}$	331,3	338,9	346,6	354,2
$\Delta T_{\sigma}, \text{ K}$	38,3	30,6	23,0	15,3
$\rho_k, \text{ кг/м}^3$	1,912	1,869	1,828	1,788
η_v	0,798	0,802	0,806	0,809
$\Delta m_{\text{вц}}, \text{ г/цикл}$	2,2427	2,20248	2,1637	2,1262
$\Delta m_{\text{тц}}, \text{ г/цикл}$	0,1001	0,09834	0,9660	0,9493
$T_a, \text{ K}$	395,5	402,8	410,0	417,2
$m_a, \text{ кг/цикл}$	2,377	2,335	2,294	2,254

4.2 Аналіз результатів теплових розрахунків

Проведено теплові розрахунки двигуна КамАЗ-740.51-320 з різними значеннями σ за даними з таблиць 3.1 і 4.1. Протоколи розрахунків наведено в додатку А.

Максимальні значення тиску і температури за цикл наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2– Максимальний тиск $p_{\max}$ і температура $T_{\max}$ за цикл

Величина	Значення			
σ	0,5	0,6	0,7	0,8
$p_{\max}$, МПа	11,482	11,367	11,249	11,136
$T_{\max}$, К	2090,8	2102,2	2113,1	2123,8

З протоколів теплового розрахунку визначено індикаторні показники (середній індикаторний тиск p_i , індикаторна робота L_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i) двигуна КамАЗ-740.51-320, що працює при різному значенні σ . Ці дані заносимо до таблиці 4.3.

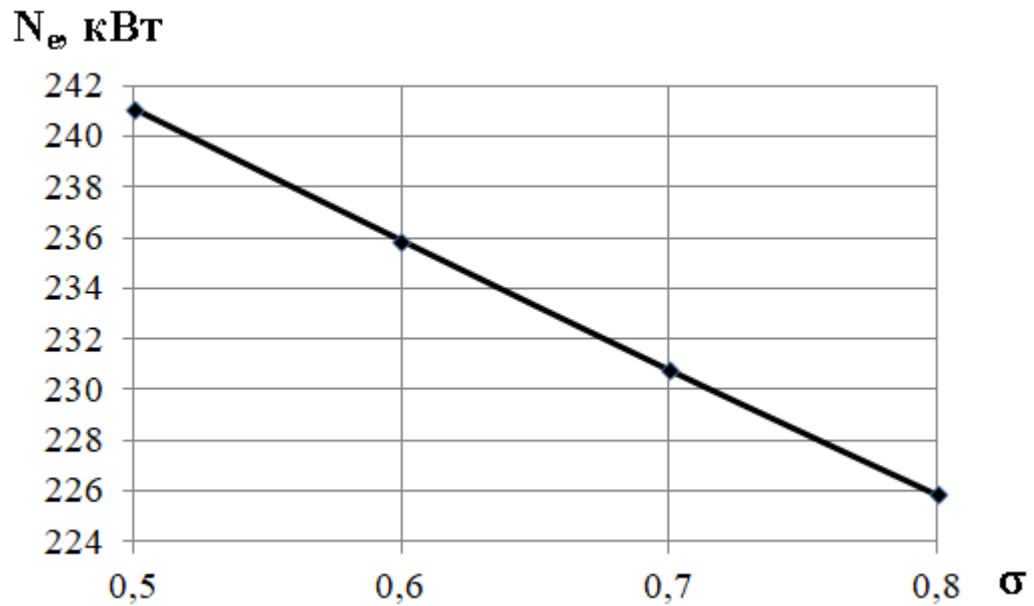
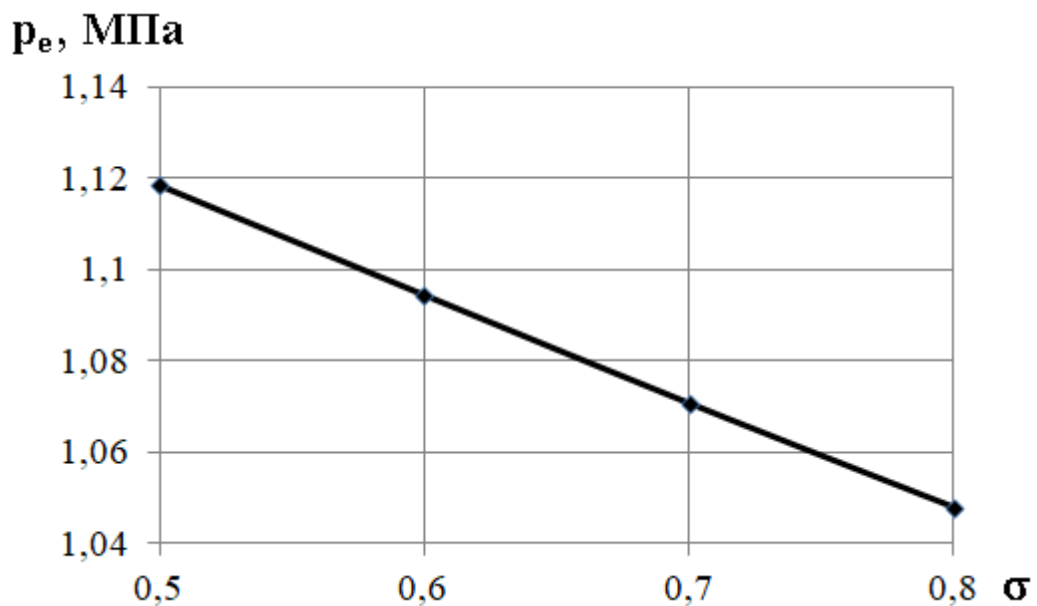
Таблиця 4.3– Індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.51-320

Величина	Значення			
σ	0,5	0,6	0,7	0,8
p_i , МПа	1,364	1,335	1,306	1,278
L_i , Дж/цикл	2004,6	1961,4	1919,0	1878,1
η_i	0,4712	0,4690	0,4674	0,4655
g_i , кг/(кВт·год)	0,1798	0,1805	0,1812	0,1820

За допомогою формул 3.27 – 3.30 на основі індикаторних показників з таблиці 4.3 розраховуємо ефективні показники (середній ефективний тиск p_e , ефективну потужність N_e , ефективну питому витрату палива g_e , ефективний ККД η_e) двигуна КамАЗ-740.51-320 при різних значеннях ступеня охолодження інтеркулера σ . Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.4 та будуємо графіки рисунки 4.1–4.4.

Таблиця 4.4– Ефективні показники двигуна КамАЗ-740.51-320

Величина	Значення			
σ	0,5	0,6	0,7	0,8
p_e , МПа	1,119	1,095	1,071	1,048
N_e , кВт	241,09	235,90	230,79	225,87
g_e , кг/(кВт·год)	0,219	0,220	0,221	0,222
η_e	0,386	0,385	0,383	0,382

Рисунок 4.1 – Вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на ефективну потужність N_e двигуна КамАЗ-740.51-320Рисунок 4.2 – Вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на середній ефективний тиск в циліндрі двигуна КамАЗ-740.51-320

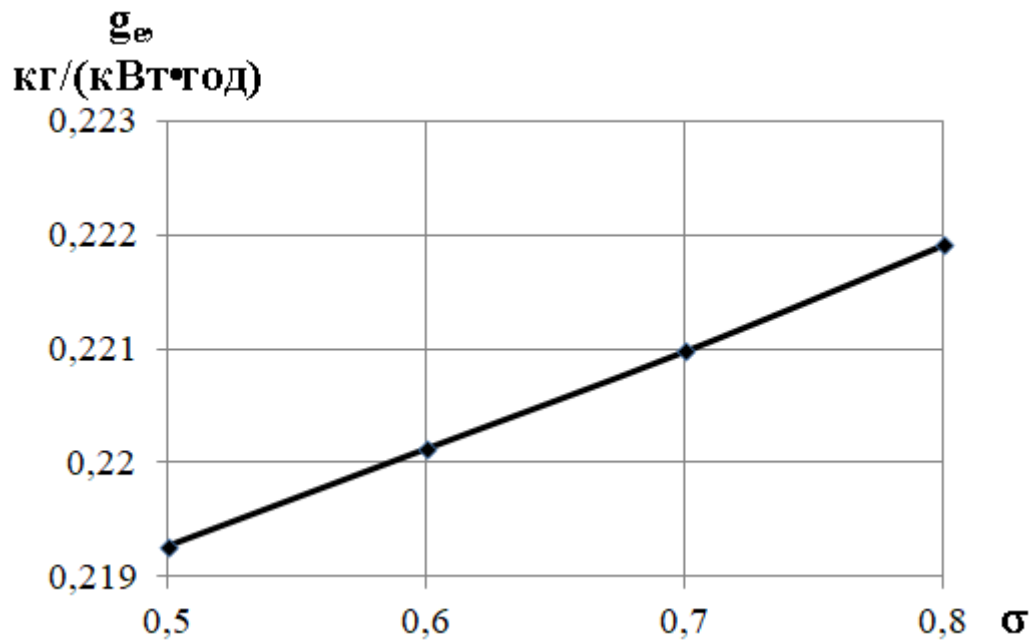


Рисунок 4.3 – Вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на питому ефективну витрату палива g_e двигуна КамАЗ-740.51-320

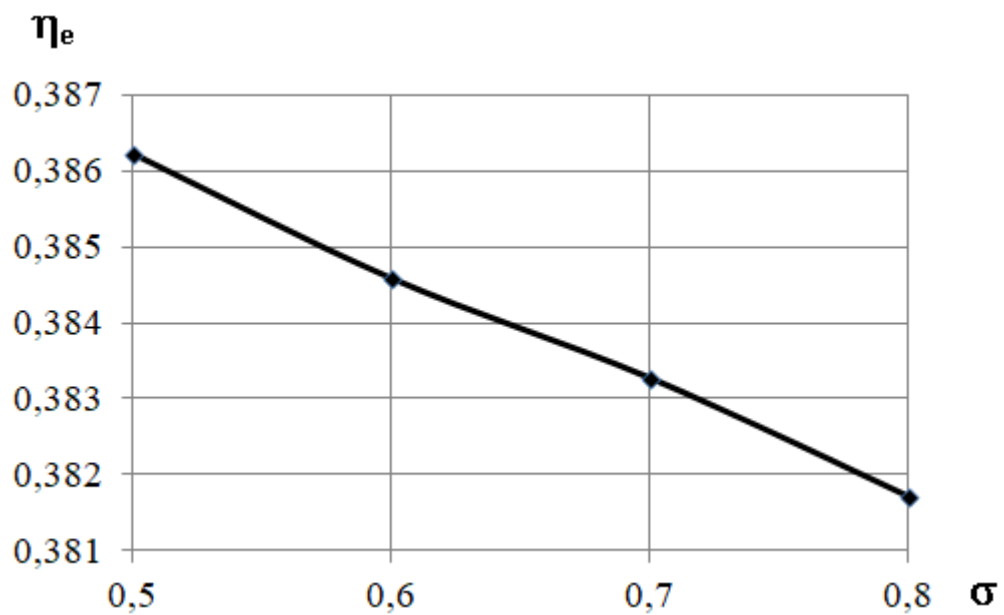


Рисунок 4.4 – Вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на ефективний ККД η_e двигуна КамАЗ-740.51-320

З аналізу рисунків 4.1-4.4 можна зробити висновок, що зменшення величини σ , тобто інтенсифікація охолодження наддувочного повітря,

покращує техніко-економічні показники ДВЗ.

Зростання величини σ на 0,1 (див. табл. 4.1) призводить до наступних змін ефективних показників двигуна (в середньому):

- ефективна потужність N_e зростає на 5,1 кВт (2,1 %);
- середній ефективний тиск p_e зростає на 20 кПа (2,1 %);
- ефективна питома витрата палива g_e скорочується на 1 г/(кВт·год) (0,4 %);
- ефективний ККД зростає на 0,4%.

4.3 Висновки за розділом

Охолодження наддувочного повітря в ДВЗ, оснащених турбонаддувом, дозволяє суттєво покращити їх техніко-економічні показники. Проведено дослідження щодо впливу ступеня охолодження інтеркулера σ на індикаторні та ефективні показники 8-циліндрового дизельного комбінованого двигуна КамАЗ-740.51-320. Використання інтеркулера дозволяє знизити температуру наддувочного повітря (в розрахунковому діапазоні на 15...38 К). Це призводить до зростання щільності повітря, що дозволяє отримати більше наповнення циліндрів паливом та повітрям ($\Delta m_{\text{тц}}$ та $\Delta m_{\text{вц}}$).

Фактичне значення величини ступеня охолодження інтеркулера σ визначається конструктивними особливостями інтеркулера (внутрішній об'єм, геометричні розміри, пропускна здатність, матеріал, розміри трубок охолодження, розташування теплообмінника відносно потоку набігаючого повітря), а також його експлуатаційними особливостями (бруд на зовнішній поверхні, масло та сажа на внутрішній поверхні, герметичність).

5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській роботі розглядається дослідження процесу охолодження наддувочного повітря у дизельному двигуні з метою покращення техніко-економічних показників. В даному розділі розглянемо потенційні небезпеки та заходи захисту від них при виконанні випробувань на стенді та проведенні дослідницьких робіт, можливого негативного впливу санітарно-гігієнічних факторів в робочих зонах дослідницької лабораторії, заходи з пожежної безпеки та захист персоналу в умовах надзвичайних ситуацій [30].

5.1 Аналіз потенційних небезпек

1 Механічне травмування при розлітанні частин зруйнованих деталей, що може бути пов'язано з руйнуванням вузлів та агрегатів на випробувальних стендах. На валу який з'єднує двигун з електричним гальмом встановлена демпферна муфта яка може зруйнуватися від перенавантаження на випробувальних режимах, або опіки при контакті з деталями двигуна, що нагріваються при роботі.

2 Механічне травмування, що може бути пов'язано з порушеннями правил з охорони праці, зокрема, з використанням неправильного одягу, що може призвести до затягування кінцівок або намотування їх на деталі що обертаються.

3 Небезпека ураження шкіри та очей при потраплянні на них паливо-мастильних матеріалів (ПММ) при заправці палива під час встановлення двигуна на стенд, регулюванні паливної системи перед запуском, або при знятті двигуна після завершення випробувань.

4 При застосуванні несправного або «неправильного» інструменту, наприклад ключі невідповідного розміру, можливо отримати травму. Також

можна перечепитись та отримати травму через захаращеність робочої зони лабораторії.

5 Незадовільний стан повітряного середовища, пари палива та шкідливі речовини, які входять у відпрацьовані гази двигунів які проходять випробування, перевищують припустимі рівні або перевищують гранично-припустимі концентрації.

6 Підвищений рівень шуму, вібрації від працюючих двигунів, що призводить до перевтоми та негативно впливає на органи слуху.

7 Коротке замикання пошкоджених наїздами транспорту або ручними засобами для переміщення вантажу силових дротів яке може утворювати іскри, при наявності розлитого палива або мастила може призвести до виникнення пожежі.

8 Неправильна освітленість стенду може призвести до засліплення або навпаки поганої видимості і як наслідок до механічного травмування рухомими частинами, та спричиняє підвищене зорове навантаження через яке виникає перевтома.

9 Негативний вплив факторів виробничого середовища на дослідника в лабораторії обладнаний персональним комп'ютером (ПК).

10 Не вірне управління при укритті населення у захисних спорудах цивільного захисту.

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

1 Для запобігання механічних травмувань перед початком роботи повинен бути проведений необхідний інструктаж, перевірка знань реєструється в спеціальному журналі з техніки безпеки. При випробуваннях на стендах згідно НПАОП 0.00-1.71-13 (Охорона праці під час роботи з інструментами та пристроями) рухомі позакорпусні деталі повинні бути огорожені захисними

пристроями. Над демпферною муфтою привідного валу стенду, необхідно встановити захисний екран з металевої сітки, таким чином оператор отримує візуальний доступ до даного вузла, та повністю захищений від ураження у випадку його руйнування.

Для запобігання опіків, на деталі які працюють при високих температурах (глушники, головка блоку циліндрів) необхідно встановлювати захисні екрани з теплоізолюючим покриттям, або огороження яке виключає контакт робітника з гарячими поверхнями.

2 Згідно ДСТУ 7239:2011. «Система стандартів безпеки праці, засоби індивідуального захисту», щоб запобігти травмам, що пов'язані з затягуванням кінцівок до обертових механізмів, перед початком виконання робіт необхідно одягти спецодяг, застебнути чи обхопити широкою резинкою вилоги рукавів; заправити одяг так, щоб не було звисаючих кінців. Підібрати волосся під головний убір. На працюючому стенді забороняється виконувати роботи в рукавицях.

3 Для захисту шкіри від ураження ПММ згідно ДСТУ 7239:2011. «Система стандартів безпеки праці, засоби індивідуального захисту» перед початком роботи нанести гідрофільну захисну пасту «ПМ-1», заправку здійснювати на вимкненому обладнанні. Якщо при заправці використовуються гумові рукавиці, перед початком робіт їх необхідно зняти. При заправці паливом використовувати подовжувачі на каністри та лійки, щоб запобігти розливанню палива. У випадку якщо паливо було розлите, просипати піском та прибрати.

4 Перед початком випробувань оглянути інструменти, пристосування і обладнання, необхідні для роботи, переконатися в їх справності і розташувати на робочому місці так, щоб ними було зручно користуватися. Ніщо не повинно заважати вільному переміщенню по лабораторії. Оглянути і переконатися в справності електрогальмівного стенда, для чого перевірити кріплення всіх вузлів і деталей стенда, щільність з'єднань трубопроводів і шлангів подачі пального, наявність і кріплення огорож і заземляючих дротів.

5 Для запобігання пошкодження силових дротів електропостачання стенду, їх необхідно розміщати в металеві ізоляційні гофри. Якщо дроти проведені по підлозі їх необхідно розміщувати в товстостінних трубах, або накривати катаними уголками для виключення механічного пошкодження транспортом, або вантажопідйомними механізмами. Згідно НАОП 0.00 – 1.21 – 98 «Вимоги електробезпеки» робітники які працюють з електрообладнання повинні проходити перевірку знань діючих нормативних технічних документів, а конструкція випробувальних стендів для зняття тягово-динамічних властивостей двигунів мають відповідати вимогам електробезпеки при випробуваннях.

5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

1 Згідно ССТБ «Шкідливі речовини. Класифікація і загальні вимоги» шкідливою речовиною є така речовина, яка при контакті з організмом людини у випадку порушення вимог безпеки може викликати виробничі травми, професійні захворювання чи відхилення в стані здоров'я, які визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені терміни життя теперішнього і наступного поколінь.

Для забезпечення задовільного стану повітряного середовища в лабораторії випробування двигунів (ДБН В.2.5-67:2013) необхідно встановлювати приточно-витяжну вентиляцію, для відводу відпрацьованих газів необхідно передбачити вивідну систему, яка відкачує ВГ двигуна та через спеціальні фільтри каталізатори виводить їх у навколишнє середовище.

2 Згідно ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» для зниження загальної вібрації тягово-динамічні стенди повинні бути встановлені на спеціальних окремих від підлоги фундаментах. Двигуни встановлюються на стенд на спеціальних

демпферних прокладках, або підпружинених станинах, На привідних валах встановлюють демпферні муфти для гасіння ударних вібрацій.

Згідно ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» для забезпечення задовільного рівня шумового навантаження, на двигуни необхідно встановлювати глушники та резонатори, по можливості розташовувати обладнання для зняття показань у спеціальних шумоізованих приміщеннях, якщо такої можливості немає використовувати навушники для захисту органів слуху.

3) Згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» Для приміщень, які мають зони з різними режимами роботи, повинне передбачатись окреме управління освітленням таких зон. Для штучного освітлення приміщень слід використовувати найбільш енергоекономічні світлодіодні джерела освітлення Для загального та місцевого освітлення приміщень необхідно використовувати джерела світла з колірною температурою від 2400 К до 6800 К. Інтенсивність ультрафіолетового опромінення спектрального діапазону 320...400 нм не повинна перевищувати 0,03 Вт/м. Випромінювання з довжиною хвилі менше 320 нм не допускається. Світильники мають бути підключені через реле, що усуває мигання та виключає виникнення ефекту стробоскопа. Враховуючи, що робоча поверхня знаходиться на висоті $h_p=0,8$ м від підлоги, а її максимальна яскравість не повинна перевищувати 500 кд/м², що забезпечують світлодіоди потужністю 30Вт з кутом свічення 90⁰. Висота встановлення світильників Н визначається за формулою

$$H = \sqrt{\frac{I}{300}} = \sqrt{\frac{1358}{300}} = 2,12 \text{ м} \quad (5.1)$$

де I – сила світла (кд)

Таким чином мінімальна висота від підлоги $H_{\min}$ для встановлення світильників потужністю 30 Вт з кутом свічення 90⁰ визначається за формулою (5.2) та складає 2,92 м.

$$H_{\min} = h_p + H = 0,8 + 2,12 = 2,92 \text{ м} \quad (5.2)$$

4 Для запобігання дії шкідливих факторів на дослідника в лабораторії обладнаній ПК проведемо заміри, які внесемо до таблиці 5.1 «Вихідні дані». Проведемо оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці дослідника в лабораторії обладнаній ПК за бальною шкалою .

Таблиця 5.1 - Вихідні дані.

Фактор (показник)	Фактичне значення	Час дії год.
Умови праці:		
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	28	8
Освітленість приміщення E, лк	450	8
Розряд і підрозряд зорових робіт, Z _{ор}	A-1	—
Рівень шуму L, дБ А	105	4
Напруженість праці:		
Загальні енергозатрати організму, Вт	250	7
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7
Важкість праці:		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7
Тривалість робочого дня, год.	8	8

У відповідності до вихідних даних, вносимо наявні фактори умов праці, що впливають на дослідника в процесі трудової діяльності, їх фактичне значення та час дії вносимо до таблиці 5.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатка А [31], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 140 Вт (90...120 ккал/год.) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії Іб.

З додатків [31], відповідно до категорії робіт Іб, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК

(НДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до таблиці 5.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

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	28	8	22,9-25,8	4	3.4	4
Освітленість приміщення E, лк	450	8	500	—	2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	A-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L, дБА	105	4	60	—	3.3	1,5
Загальні енергозатрати організму, Вт	250	7	290	0,75	3.3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7	40000	1,32		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7	51-75	0,90		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносимо їх значення до таблиці 5.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС індекс, додаток Б [31]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінці мікроклімату визначаємо в балах, за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{250 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 4 \quad (5.3)$$

- для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою 5.4:

а) Загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{250 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,75 \quad (5.4)$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{60300 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,32$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{77 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,90$$

г) Тривалість робочого дня, $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,15$$

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

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 4$, з таблиці 7.2 – 3 клас, 4 ступінь (3.4) [31];

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $\Pi_{\text{вим}} = 450$ лк, за додатками Г та табл. Г.1 – 2 клас, (2) [31];

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $\Pi_{\text{вим}} = 105$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1 – 3 клас, 3 ступінь (3.3) [31];

- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою 5.5 [31]:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,75 + 1,32 + 0,9 + 0,15 = 3,12 \quad (5.5)$$

З таблиці 7.3 [31] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3,12$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії шкідливих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника в лабораторії обладнаній ПК належать до 3 класу, 4 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів діючих на дослідника за бальною шкалою, та вносимо їх значення до таблиці 5.2 :

- для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 4$;

- при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 2 класу умов праці, згідно додатку Г [31] – $X_{\text{ст}} = X_i = 0$;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 4 годин, тому значення X_i визначаємо за формулою [31]:

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 3 \cdot \frac{4}{8} = 1,5 \quad (5.6)$$

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою [31]:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 4 + 0 + 1,5 + 3 = 8,5 \quad (5.7)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,5$, 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 [31]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 % [31].

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

а) Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 22,9-25,8°C;

- рівень шуму в робочій зоні дослідника лабораторії – 60 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 174 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 75%; - тривалість робочого дня, 6 або 7 год.

б) 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 6 або 7 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, відповідно до таблиці 7.4 [3], у розмірі 20 %.

5.4 Заходи з пожежної безпеки

1 Комплекс протипожежних заходів для приміщення дослідницької лабораторії розроблений згідно вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні дослідницької лабораторії згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» у приміщенні дослідницької лабораторії можлива пожежа класів – В (пожежа, що супроводжується горінням рідких речовин), горіння палива, мастила в результаті короткого замикання пошкоджених або перевантажених електроприладів, або електричних мереж;

- відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», воно належить до категорії «В» з пожежної небезпеки – простір у приміщенні якого перебувають рідкі горючі речовини та матеріали.

Оскільки приміщення дослідницької лабораторії належить до категорії «В» з пожежної небезпеки, тому відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» воно має II ступінь вогнестійкості.

У разі виникнення пожежі у приміщенні дослідницької лабораторії для евакуації персоналу відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» передбачені виходи, по обидва кінці приміщення, з одного боку двері аварійного евакуаційного виходу, а з іншого – вхідні двері.

З технічних та організаційних заходів запобігання пожеж в приміщенні дослідницької лабораторії передбачені наступні протипожежні заходи. На силовому обладнанні, силових та освітлювальних колах, згідно вимог пункту

3.1 «ПУЕ», встановлені захисні пристрої, що вимикають джерело живлення від ділянки електричного кола, у якій виникло коротке замикання.

Згідно вимог ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», в приміщенні дослідницької лабораторії обладнаному встановлена система пожежної й охоронної сигналізації «Сигнал-ВК6». Яка забезпечує виявлення теплових і димових ознак пожежі і місця виникнення пожежі з точністю до місця розміщення датчика. Згідно з наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 для визначених категорій у дослідницькій лабораторії повинні бути встановлені 3 переносні порошкові вогнегасники з зарядом вогнегасної речовини 5 кг.

2 Для приміщення дослідницької лабораторії обладнаної ПК відповідно до вимог п. 5 розділу VI «Вибір типу та необхідної кількості вогнегасників», «Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників», затверджених наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 та зареєстрованих в МЮУ 23.02.2018 р. за № 225/31677 для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, передбачені вуглекислотні вогнегасники з розрахунку один вогнегасник з величиною заряду вогнегасної речовини 3 кг і більше, на 20 м² площі приміщення. Згідно цього враховуючи, що приміщення лабораторії не перевищує 20 м², для її обладнання використовуємо вогнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 1 штука [31].

5.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Норми та правила укриття населення у захисних спорудах цивільного захисту. Згідно статті 32, Кодексу цивільного захисту України №34-35 від 2013р.:

1 До захисних споруд цивільного захисту належать:

а) сховище - герметична споруда для захисту людей, в якій протягом певного часу створюються умови, що виключають вплив на них небезпечних

факторів, які виникають внаслідок надзвичайної ситуації, воєнних (бойових) дій та терористичних актів;

б) протирадіаційне укриття - негерметична споруда для захисту людей, в якій створюються умови, що виключають вплив на них іонізуючого опромінення у разі радіоактивного забруднення місцевості;

в) швидкостпруджувана захисна споруда цивільного захисту - захисна споруда, що зводиться із спеціальних конструкцій за короткий час для захисту людей від дії засобів ураження в особливий період.

2 Для захисту людей від деяких факторів небезпеки, що виникають внаслідок надзвичайних ситуацій у мирний час, та дії засобів ураження в особливий період також використовуються споруди подвійного призначення та найпростіші укриття.

Споруда подвійного призначення - це наземна або підземна споруда, що може бути використана за основним функціональним призначенням і для захисту населення.

Найпростіше укриття - це фортифікаційна споруда, цокольне або підвальне приміщення, що знижує комбіноване ураження людей від небезпечних наслідків надзвичайних ситуацій, а також від дії засобів ураження в особливий період.

3 Укриттю підлягають:

а) у сховищах:

- працівники найбільшої працюючої зміни суб'єктів господарювання, віднесених до відповідних категорій цивільного захисту та розташованих у зонах можливих значних руйнувань населених пунктів, які продовжують свою діяльність в особливий період;

- персонал атомних електростанцій, інших ядерних установок і працівники суб'єктів господарювання, які забезпечують функціонування таких станцій (установок);

- працівники найбільшої працюючої зміни суб'єктів господарювання, віднесених до категорії особливої важливості цивільного захисту та

розташованих за межами зон можливих значних руйнувань населених пунктів, а також працівники чергового персоналу суб'єктів господарювання, які забезпечують життєдіяльність міст, віднесених до відповідних груп цивільного захисту;

- хворі, медичний та обслуговуючий персонал закладів охорони здоров'я, які не підлягають евакуації або не можуть бути евакуйовані у безпечне місце;

б) у протирадіаційних укриттях:

- працівники суб'єктів господарювання, віднесених до першої та другої категорій цивільного захисту та розташованих за межами зон можливих значних руйнувань населених пунктів, які продовжують свою діяльність у воєнний час;

- працівники суб'єктів господарювання, розташованих у зонах можливих руйнувань, небезпечного і значного радіоактивного забруднення навколо атомних електростанцій;

- населення міст, не віднесених до груп цивільного захисту, та інших населених пунктів, а також населення, евакуйоване з міст, віднесених до груп цивільного захисту і зон можливих значних руйнувань;

- хворі, медичний та обслуговуючий персонал закладів охорони здоров'я, розташованих за межами зон можливих значних руйнувань міст, віднесених до груп цивільного захисту, і суб'єктів господарювання, віднесених до категорій цивільного захисту, а також закладів охорони здоров'я, які продовжують свою діяльність у воєнний час;

в) у швидкоспоруджуваних захисних спорудах цивільного захисту, найпростіших укриттях та спорудах подвійного призначення - населення міст, віднесених до груп цивільного захисту, яке не підлягає евакуації у безпечне місце, а також інших населених пунктів.

4 Проектування, будівництво, пристосування і розміщення захисних споруд та об'єктів подвійного призначення здійснюються згідно з нормами, які

розробляються відповідно до Закону України №6577 «Про будівельні норми» від 12.06.2017.

5 Вимоги щодо утримання та експлуатації захисних споруд визначаються центральним органом виконавчої влади, який забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

6 Утримання захисних споруд цивільного захисту у готовності до використання за призначенням здійснюється суб'єктами господарювання, на балансі яких вони перебувають (у тому числі споруд, що не увійшли до їх статутних капіталів у процесі приватизації (корпоратизації), за рахунок власних коштів.

7 Контроль за готовністю захисних споруд цивільного захисту до використання за призначенням забезпечує центральний орган виконавчої влади, який здійснює державний нагляд у сферах техногенної та пожежної безпеки, спільно з відповідними органами та підрозділами цивільного захисту, місцевими державними адміністраціями [32].

5.6 Висновки з розділу

В розділі охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях було проведено аналіз потенційних небезпек при випробуванні двигуна та проведенні досліджень. Розроблено заходи безпеки, санітарно-гігієнічні норми та правила з пожежної безпеки при проведенні випробувань двигуна та роботі в дослідницькій лабораторії та лабораторії обладнаній ПК, під час обробки отриманих даних та проведенні аналітичних досліджень. Також було розглянуте питання укриття населення у захисних спорудах цивільного захисту у випадку виникнення надзвичайної ситуації.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Магістерська робота за темою «Вплив початкового стану робочого тіла на техніко-економічні показники 8-циліндрового дизеля» – дослідницького спрямування, тому визначаємо витрати на її проведення і рівень ефективності дослідження, використовуючи методики [33, 34].

6.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Розраховуємо витрати на матеріали (рн. . 6.1), які були використані при виконанні магістерської роботи

Таблиця 6.1 – Розрахунок витрат на матеріали

№ п/п	Матеріал	Одиниця виміру	Витрати матеріалу на тему	Ціна за одиницю виміру	Сума витрат, рн..
1	Папір А4	пачка	1	92,00	92,00
2	Обкладинка пояснювальної записки	шт.	1	80,00	80,00
3	Канцелярський набір	набір	1	170,00	170,00
	Підсумок за винятком зворотних витрат	—	—	—	342,00
	Транспортно-заготівельні витрати	%	10	10	34,20
	Разом із транспортно-заготівельн. витратами	—	—	—	376,20

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою [33]:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{\text{еф}} \cdot K_b \cdot C_e}{\text{ККД}}, \quad (6.1)$$

$$E_{\text{с комп.}} = \frac{0,6 \cdot 552 \cdot 0,8 \cdot 0,75}{0,85} = 233,79 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{с осв.}} = \frac{0,01 \cdot 552 \cdot 0,8 \cdot 0,75}{0,85} = 3,90 \text{ грн.}$$

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{еф}}$ – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин. Приймаємо $\Phi_{\text{еф}} = 552$ год із розрахунку 69 днів на виконання магістерської роботи, роботи 8 годин кожного робочого дня;

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

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

ККД = 0,8.....0,9.

Виконані розрахунки вносимо до таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – 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	600	552	0,75	233,79
Освітлення	електрична енергія	10	552		3,90
Разом					237,69

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 [33]. Норму амортизації для комп'ютерної техніки приймаємо 50 %.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 6.3.

Річний ефективний фонд часу для комп'ютера 2085 год визначено як 8 годин кожного робочого дня (260 робочих днів за рік).

Річний ефективний фонд часу для Wi-Fi роутера 8760 год визначено як цілодобову роботу кожного дня.

Річний ефективний фонд часу МФУ (багатофункціонального пристрою) 40 год визначено за фактичною роботою та роботи в режимі очікування.

Таблиця 6.3 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, год	Річний ефективний фонд часу, год	Сума амортизації, грн.
Комп'ютер	20000	50	552	2085	2647,48
Wi-Fi роутер	850	50	552	8760	26,78
МФУ	4300	50	10	40	268,75
Разом					2943,01

Розрахунок заробітної плати

Розрахунок основної заробітної плати зводимо до таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Розрахунок основної і заробітної плати (у студента - стипендія)

Посада виконавця	К-ть, людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Студент	1	1700,00	85,00	69	5865,00
Керівник	1	6000,00	300,00	14	4200,00
Консультант з економіки	1	9500,00	475,00	8	3800,00
Консультант з охорони праці	1	7900,00	395,00	7	2765,00
Нормоконтролер	1	6000,00	300,00	4	1200,00
Підсумок	5	—	—	138	17830,00

Таким чином, основана заробітна плата $ЗП_0 = 17830,00$ грн. До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 % [33]:

$$ЗП_д = ЗП_0 \cdot 0,1 \quad (6.2)$$

$$ЗП_д = 17830,00 \cdot 0,1 = 1783,00 \text{ грн.}$$

Таким чином, основна і додаткова зарплата складає

$$ЗП = ЗП_0 + ЗП_д, \quad (6.3)$$

$$ЗП = 17830,00 + 1783,00 = 19613,00 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи визначаємо у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій [33]:

$$B_{\text{сз}} = \frac{(3\Pi_{\text{о}} + 3\Pi_{\text{д}}) \cdot Y_{\text{сз}}}{100\%} \quad (6.4)$$

$$B_{\text{сз}} = \frac{(17830 + 1783) \cdot 22\%}{100\%} = 4314,86 \text{ грн.},$$

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

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

$$B_{\text{н}} = 3\Pi_{\text{о}} \cdot 0,5, \quad (6.5)$$

$$B_{\text{н}} = 17830,00 \cdot 0,5 = 8915,00 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків витрат заносимо до таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	376,20	1,03
Паливо й енергія з боку	237,69	0,65
Амортизація універсального устаткування	2943,01	8,09
Заробітна плата основна і додаткова	19613,00	53,88
Відрахування на соціальні заходи	4314,86	11,85
Накладні витрати	8915,00	24,49
Усього	59924,64	100

6.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

В зв'язку з тим, що результати дослідження мають теоретичний характер, без проведення експериментів, визначаємо техніко-економічну ефективність роботи з урахуванням наступних показників [33]:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюють по його призначенню:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;
- пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень.

Складність виконання роботи визначають порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{ндр}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{ндр}} \cdot t_{\text{ндр}}}, \quad (6.6)$$

$$K_{\text{ндр}} = \frac{3^2 \cdot 3 \cdot 2}{36,39976 \cdot \frac{3}{12}} = 5,93,$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт);

J^n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T – технічна складність виконання НДР;

$B_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, тис грн;

n – показник використання результатів НДР:

$n = 0$ – результати НДР не використовуються;

$n = 1$ – результати НДР використовуються частково;

$n = 2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n = 3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

При значенні $K_{\text{НДР}} \geq 1$ науково-дослідницька робота вважається ефективною.

Таблиця 6.6 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	C	t_{ϕ}	N
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	–	–	1...8
Прийняті значення	3	3	2	–	–	3

Розрахований показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{НДР}} > 1$, що підтверджує економічну ефективність магістерської роботи дослідницького характеру.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі досліджено вплив початкового стану робочого тіла на техніко-економічні показники 8-циліндрового дизеля. Розв'язок цього питання вирішує важливу практичну задачу покращення потужності та економічності дизельних КДВЗ.

В ході роботи:

1. Визначено актуальність дослідження впливу початкового стану повітря (з врахуванням ефективності роботи інтеркулера) на техніко-економічні показники дизельного ДВЗ

2. Виконано тепловий розрахунок двигуна 8-циліндрового дизельного комбінованого двигуна КамАЗ-740.51-320 на номінальному режимі. Проведено варіативні розрахунки при зміні ступеня охолодження повітря в інтеркулері $\sigma = 0,5 \dots 0,8$ та залежних величин.

3. Визначено вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на індикаторні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

4. Визначено вплив ступеня охолодження інтеркулера σ на ефективні показники двигуна КамАЗ-740.51-320.

5. Встановлено, що використання інтеркулера дозволяє знизити температуру наддувочного повітря в розрахунковому діапазоні на $15 \dots 38$ К. Це призводить до зростання щільності повітря, що дозволяє отримати більше наповнення циліндрів паливом та повітрям ($\Delta m_{\text{тц}}$ та $\Delta m_{\text{вц}}$).

6. Встановлено, що зростання величини σ на 0,1 призводить до наступних змін показників двигуна (в середньому):

- ефективна потужність N_e зростає на 5,1 кВт (2,1 %);
- середній ефективний тиск p_e зростає на 20 кПа (2,1 %);
- ефективна питома витрата палива g_e скорочується на 1 г/(кВт·год) (0,4 %);

– ефективний ККД зростає на 0,4%.

7. Проведено аналіз потенційних небезпек які можуть вплинути на дослідника при дослідженні процесу охолодження наддувочного повітря у дизельному двигуні та впливу на техніко-економічні показники дизельного двигуна. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблено заходи безпеки, санітарно-гігієнічні норми та правила з пожежної безпеки при проведенні випробувань двигуна та роботі в дослідницькій лабораторії та лабораторії обладнаній ПК, під час обробки отриманих даних та проведені аналітичних досліджень. Розроблені заходи пожежної безпеки та діях у випадку пожежі. Також було розглянуте питання укриття населення у захисних спорудах цивільного захисту у випадку виникнення надзвичайної ситуації.

8. Складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 36399,76 грн. Розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності дослідження $K_{\text{НДР}} = 5,93$, що підтверджує економічну ефективність роботи.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. 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.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов. – Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 284 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 272 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
5. Бензиновые и дизельные двигатели [Текст] / Гроэ Хайнц, Русс Геральд. – М.: За рулем, 2013. – 272 с.
6. Двигатель: конструкция и уход: Учебное пособие [Текст] : Сер. 310: Пер. с англ. – Токио: фирма "Хонда", 1992.
7. Громаковский А. Большая книга автомобилиста [Текст] / А. Громаковский. – СПб.: Питер, 2009. – 368с.
8. Трактори та автомобілі. Навч. посібник [Текст] / А.Т. Лебедєв, В.М. А. Тощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т Лебедєва. – К.:Вища освіта, 2004.
9. Дьяченко, В.Г. Теория даигателей внутреннего сгорания. Учебник [Текст] / В.Г. Дьяченко – Пер. с укр. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
10. Гурвич, И.Б. Теория рабочих процессов ДВС: Учеб. пособие [Текст] /

И.Б. Гурвич. – Н. Новгород: Нижегород. политехн. ин-т., 1992. – 145 с.

11. Кадыров, С.М. Двигатели внутреннего сгорания (теория и конструкция) [Текст] / С.М. Кадыров. Под ред. М.М. Арипджанова. – Ташкент, 2012. – 472 с.

12. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

14. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]. – Учебное пособие для ВУЗов. – 4-е изд., стереотип. / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

15. Дьяченко, Н.Х. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей [Текст] / Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1969. – 248 с.

16. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

17. Каминский, В.Н. Разработка системы двухступенчатого наддува для двигателей КамАЗ Евро-5 [Текст] / В.Н. Каминский, И.Н. Григоров, Р.В. Каминский, С.В. Сибиряков, С.М. Кучев, В.Н. Лихачев // Известия МГТУ. – 2012. – № 2. – С.126–132.

18. Интеркулер [Електронний ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – Режим доступу: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Интеркулер>

19. Интеркулер: вижать максимум из своего мотора! [Електронний ресурс]. – Сайт «DOK.UA». – 2017. – Режим доступу: https://dok.ua/stati-i-obzory/dvigatel_i_sistema_vuhlopa/94/interkuler-vyzhat-maksimum-iz-svoego-motora

20. Куликов, Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов

[Текст] / Ю.А. Куликов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.

21. Двигатель КАМАЗ 740.51-320 [Электронный ресурс]. – Сайт «Автоальфа». – Режим доступу: <https://avtoalfa.com/tehspravochnik/dvigateli/kamaz/74051-320/>

22. 740.50-3901001 КД. Руководства о эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320 [Текст] / Сост. Н.У. Аймасов и др. Под ред. Гатаулина Н.А. – Набережные Челны, 2002. – 250 с.

23. Турбокомпрессор ТКР-7С-6 (02) Евро-2 (4 шпил. лев.) (7405.1118012 (7406-1118010)) [Электронный ресурс]. – Сайт «ЭнергоТехСтрой». – Режим доступу: <https://b170m.ru/turbokompresory/turbokompresor-kamaz/tkr-7s-6-02-evro-2-4-shpil-lev-74051118012-7406-1118010.html>

24. Охладитель КАМАЗ-6520: ЛР6520-1170300 [Электронный ресурс]. – Сайт «Радиаторы охлаждения. Автомобили, тракторы, спецтехника». – Режим доступу: <http://radiatorspb.com/magazin/product/okhladitel-kamaz-6520-4>

25. Расчет интеркулера (параметров промежуточного охладителя) [Электронный ресурс]. – Сайт «gt-turbo.ru». – Режим доступу: <http://gt-turbo.ru/interkuler-promezhutochnoe-okhlazhdenie/raschjot-interkulera-parametrov-promezhutochnogo-okhladitelya>

26. ОНВ (радиатор интеркулера) для автомобилей КАМАЗ 6520 [Электронный ресурс]. – Сайт «LUZAR». – Режим доступу: <https://luzar.ru/catalogue/radiatory/radiatory-interkulera-onv/onv-radiator-interkulera-6520-lric-0765/>

27. 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.

28. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

29. Методичні вказівки до практичних, індивідуальної і самостійної робіт "Газодинамічний розрахунок центробіжного компресора" з дисципліни "Газова динаміка і агрегати наддуву ДВЗ" для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згорання": за напрямом підготовки 133 - галузеве машинобудування усіх форм навчання [Текст] / Уклад. : В. О. Мазін. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – 15 с.

30. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» з спеціалізації – «Колісні та гусеничні транспортні засоби» та «Двигуни внутрішнього згорання» усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 – 36 с.

31. 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.

32. Кодекс цивільного захисту України. Відомості Верховної Ради (ВВР), № 34-35 / 2013. – 458 с.

33. Методичні вказівки для економічного обґрунтування дипломних проектів для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма: «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Борисенко О.Є.– Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 34 с.

34. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст]. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

ДОДАТОК А

Протоколи теплового розрахунку дизельного двигуна КамАЗ-740.51-320 в
комп'ютерній програмі DVS2

ПРОТОКОЛ N - 1 ($\sigma=0,5$)
номінальний
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА В НАЧАЛІ ЦИКЛУ
 $P_a = 172710 \text{ Па}; T_a = 395,5 \text{ К}; m_a = 0,002377 \text{ кг}; V_a = 0,00156 \text{ м}^3$

$\varphi, ^\circ$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	167292,9	395,6	0,002377	0,001563
190	168882,0	397,2	0,002377	0,001554
200	173059,7	400,5	0,002377	0,001529
210	180145,8	405,6	0,002377	0,001488
220	190715,4	412,7	0,002377	0,001430
230	205687,0	422,1	0,002377	0,001356
240	226477,2	434,2	0,002377	0,001267
250	255269,2	449,4	0,002377	0,001163
260	295484,8	468,6	0,002377	0,001048
270	352636,5	492,7	0,002377	0,000923
280	435921,3	523,0	0,002377	0,000793
290	561322,6	561,3	0,002377	0,000661
300	757881,9	610,2	0,002377	0,000532
310	1080720,2	673,0	0,002377	0,000412
320	1637580,4	754,3	0,002377	0,000304
330	2633423,4	858,1	0,002377	0,000215
340	4370691,7	982,1	0,002377	0,000148
350	6779068,8	1098,1	0,002377	0,000107
360	8569339,9	1204,5	0,002380	0,000093
370	11481658,9	1827,8	0,002419	0,000107
380	9581075,9	2090,8	0,002448	0,000148
390	6584099,5	2070,1	0,002463	0,000215
400	4367117,6	1935,0	0,002471	0,000304
410	2968749,1	1776,2	0,002474	0,000412
420	2108034,7	1629,7	0,002475	0,000532
430	1568449,6	1505,8	0,002476	0,000661
440	1219200,2	1404,2	0,002476	0,000793
450	985006,0	1321,2	0,002476	0,000923
460	824088,1	1254,6	0,002476	0,001048
470	710576,8	1201,0	0,002476	0,001163
480	628986,3	1157,5	0,002476	0,001267
490	569702,6	1122,3	0,002476	0,001356
500	526582,0	1094,0	0,002476	0,001430
510	495622,0	1071,3	0,002476	0,001488
520	474205,7	1053,6	0,002476	0,001529
530	460662,1	1040,1	0,002476	0,001554
540	445894,4	1031,4	0,002476	0,001563

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ
 $L_i = 2004,6 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1,364 \text{ МПа}$
 $\eta_i = 0,4712$ $g_i = 0,1798 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$

ПРОТОКОЛ N - 1 ($\sigma=0,6$)
номінальний
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА В НАЧАЛІ ЦИКЛУ
 $P_a = 172710 \text{ Па}; T_a = 402,8 \text{ К}; m_a = 0,00234 \text{ кг}; V_a = 0,00156 \text{ м}^3$

$\varphi, ^\circ$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	167368,2	402,9	0,002335	0,001563
190	168938,6	404,5	0,002335	0,001554
200	173097,8	407,8	0,002335	0,001529
210	180164,5	413,0	0,002335	0,001488
220	190712,6	420,2	0,002335	0,001430
230	205659,0	429,6	0,002335	0,001356
240	226418,0	441,9	0,002335	0,001267
250	255169,2	457,3	0,002335	0,001163
260	295328,7	476,8	0,002335	0,001048
270	352399,1	501,2	0,002335	0,000923
280	435560,1	532,0	0,002335	0,000793
290	560762,5	570,8	0,002335	0,000661
300	756983,2	620,4	0,002335	0,000532
310	1079207,3	684,2	0,002335	0,000412
320	1634875,2	766,6	0,002335	0,000304
330	2628259,5	871,8	0,002335	0,000215
340	4360400,2	997,4	0,002335	0,000148
350	6759676,1	1114,7	0,002335	0,000107
360	8532539,9	1220,9	0,002338	0,000093
370	11366959,4	1842,1	0,002376	0,000107
380	9462940,1	2102,2	0,002404	0,000148
390	6495510,0	2079,0	0,002420	0,000215
400	4305613,8	1942,1	0,002427	0,000304
410	2925759,4	1781,9	0,002430	0,000412
420	2076914,7	1634,5	0,002432	0,000532
430	1544950,1	1509,9	0,002432	0,000661
440	1200709,2	1407,8	0,002432	0,000793
450	969910,3	1324,3	0,002432	0,000923
460	811340,0	1257,4	0,002432	0,001048
470	699491,2	1203,5	0,002432	0,001163
480	619097,0	1159,8	0,002432	0,001267
490	560680,9	1124,4	0,002432	0,001356
500	518187,0	1095,9	0,002432	0,001430
510	487670,7	1073,1	0,002432	0,001488
520	466552,4	1055,2	0,002432	0,001529
530	453185,1	1041,6	0,002432	0,001554
540	438631,1	1032,8	0,002432	0,001563

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ
 $L_i = 1961,4 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1,335 \text{ МПа}$
 $\eta_i = 0,469$ $g_i = 0,1805 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$

ПРОТОКОЛ N - 1 ($\sigma=0,7$)
номінальний
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА В НАЧАЛІ ЦИКЛУ
 $P_a = 172710 \text{ Па}; T_a = 410,0 \text{ К}; m_a = 0,002294 \text{ кг}; V_a = 0,00156 \text{ м}^3$

$\varphi, ^\circ$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	167330,7	410,1	0,002294	0,001563
190	168881,2	411,7	0,002294	0,001554
200	173019,0	415,0	0,002294	0,001529
210	180061,5	420,2	0,002294	0,001488
220	190581,0	427,5	0,002294	0,001430
230	205492,1	437,1	0,002294	0,001356
240	226205,8	449,4	0,002294	0,001267
250	254896,9	465,1	0,002294	0,001163
260	294973,1	484,8	0,002294	0,001048
270	351923,7	509,6	0,002294	0,000923
280	434904,8	540,8	0,002294	0,000793
290	559824,0	580,2	0,002294	0,000661
300	755574,0	630,5	0,002294	0,000532
310	1076967,3	695,1	0,002294	0,000412
320	1631069,8	778,6	0,002294	0,000304
330	2621330,1	885,2	0,002294	0,000215
340	4347188,3	1012,4	0,002294	0,000148
350	6735778,7	1130,8	0,002294	0,000107
360	8490528,8	1236,9	0,002296	0,000093
370	11249037,6	1855,9	0,002334	0,000107
380	9343351,7	2113,1	0,002362	0,000148
390	6406304,0	2087,5	0,002377	0,000215
400	4243830,1	1948,8	0,002384	0,000304
410	2882629,3	1787,4	0,002387	0,000412
420	2045717,5	1639,1	0,002389	0,000532
430	1521405,3	1513,8	0,002389	0,000661
440	1182190,8	1411,1	0,002389	0,000793
450	954797,7	1327,3	0,002389	0,000923
460	798582,0	1260,0	0,002389	0,001048
470	688400,4	1205,8	0,002389	0,001163
480	609206,1	1161,9	0,002389	0,001267
490	551660,0	1126,4	0,002389	0,001356
500	509795,1	1097,7	0,002389	0,001430
510	479724,2	1074,7	0,002389	0,001488
520	458905,7	1056,7	0,002389	0,001529
530	445716,2	1043,0	0,002389	0,001554
540	431377,2	1034,0	0,002389	0,001563

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ
 $L_i = 1919,0 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1,306 \text{ МПа}$
 $\eta_i = 0,4674$ $g_i = 0,1812 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$

ПРОТОКОЛ N - 1 ($\sigma=0,8$)
номінальний
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ

ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА В НАЧАЛІ ЦИКЛУ
 $P_a = 172710 \text{ Па}; T_a = 417,2 \text{ К}; m_a = 0,002254 \text{ кг}; V_a = 0,00156 \text{ м}^3$

$\varphi, ^\circ$	$P, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$m, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	167334,2	417,3	0,002254	0,001563
190	168864,8	418,8	0,002254	0,001554
200	172981,8	422,2	0,002254	0,001529
210	180001,3	427,4	0,002254	0,001488
220	190494,2	434,8	0,002254	0,001430
230	205373,1	444,5	0,002254	0,001356
240	226046,0	457,0	0,002254	0,001267
250	254683,0	472,9	0,002254	0,001163
260	294684,6	492,9	0,002254	0,001048
270	351527,7	518,0	0,002254	0,000923
280	434347,0	549,5	0,002254	0,000793
290	559010,1	589,5	0,002254	0,000661
300	754332,1	640,5	0,002254	0,000532
310	1074964,7	706,0	0,002254	0,000412
320	1627623,1	790,6	0,002254	0,000304
330	2614977,4	898,6	0,002254	0,000215
340	4334937,4	1027,2	0,002254	0,000148
350	6713388,5	1146,8	0,002254	0,000107
360	8450701,6	1252,7	0,002257	0,000093
370	11136174,5	1869,5	0,002294	0,000107
380	9228757,3	2123,8	0,002321	0,000148
390	6320805,7	2095,8	0,002336	0,000215
400	4184617,0	1955,3	0,002343	0,000304
410	2841298,5	1792,7	0,002346	0,000412
420	2015826,1	1643,4	0,002347	0,000532
430	1498849,4	1517,5	0,002348	0,000661
440	1164452,7	1414,3	0,002348	0,000793
450	940323,9	1330,0	0,002348	0,000923
460	786364,9	1262,5	0,002348	0,001048
470	677781,1	1208,0	0,002348	0,001163
480	599736,7	1163,9	0,002348	0,001267
490	543024,7	1128,2	0,002348	0,001356
500	501762,6	1099,3	0,002348	0,001430
510	472119,0	1076,2	0,002348	0,001488
520	451588,1	1058,1	0,002348	0,001529
530	438569,4	1044,3	0,002348	0,001554
540	424436,8	1035,2	0,002348	0,001563

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ
 $L_i = 1878,1 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 1,278 \text{ МПа}$
 $\eta_i = 0,4655$ $g_i = 0,1820 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$