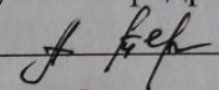


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри


«05» 06 2026 р.

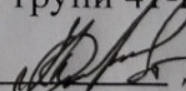
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

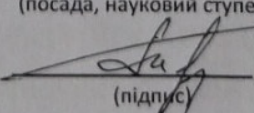
на тему: Зниження шумності роботи дизельного двигуна, потужністю 220 кВт, за рахунок удосконалення глушника шуму системи випуску.

Прототип 6Ч 15/15.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22з


Дорошенко О.В.
(підпис)

Керівник роботи:

к.т.н., доц.
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Трунін К.С.
(підпис)

Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Дорошенко Олександр Валерійовичу

1. Тема роботи: «Зниження шумності роботи дизельного двигуна, потужністю 220 кВт, за рахунок удосконалення глушника шуму системи випуску. Прототип 6Ч 15/15».

Керівник роботи Трунін К.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.26 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч 15/15, номінальною потужністю 210 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):
Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення глушника шуму системи випуску.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення бойової машини (ГК), 2. Двигун 6Ч 15/15 (СК)

3. Схема системи випуску (ПС) 4. Глушник шуму (СК)

Консультанти розділів роботи

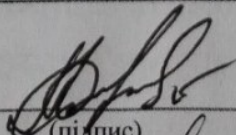
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прий
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

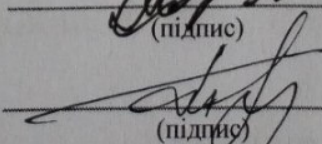
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Приміт
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	27.03.2026	
4.	Вдосконалення глушника шуму системи випуску	31.03.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	14.04.2026	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	16.04.2026	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	17.04.2026	
8.	Робота з кресленням схеми системи випуску двигуна	23.04.2026	
9.	Робота з складальним кресленням глушника шуму	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	28.04.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


 (підпис)

Дорошенко О.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Трунін К.С.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо зниження шумності роботи дизельного двигуна потужністю 220 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 15/15, за рахунок удосконалення глушника системи випуску.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є бойова машина піхоти БМП-2. Розглянуто та описано конструктивні особливості та принцип роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна, на основі якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, а також складові зовнішнього теплового балансу.

Описано штатну систему випуску та її вплив на рівень шуму двигуна, розглянуто переваги та недоліки існуючого глушника. Виявлено недостатню ефективність шумозаглушення при роботі двигуна у бойових і транспортних режимах. Запропоновано нову конструкцію глушника системи випуску, оптимізовану для зниження шуму дизеля на БМП-2, визначено діапазони зменшення рівня шуму та оцінено ефективність запропонованого рішення.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу роботи дизельного двигуна на навколишнє середовище та екіпаж, визначено кількісні показники викидів токсичних компонентів. Проаналізовано основні небезпеки, що можуть виникати під час експлуатації та обслуговування двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації двигуна до та після модернізації глушника, а також визначено їх вплив на комфорт екіпажу.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, глушник, шум, вібрація.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to reduce the noise level of a 220 kW diesel engine, designed based on the 6Ch 15/15 prototype, by improving the exhaust system silencer.

The installation object of the engine, which is the BMP-2 infantry fighting vehicle, is described. The structural features and operating principles of the prototype engine, as well as the interaction of the exhaust system with the vehicle body and components, are considered and presented.

The calculation of the engine's working cycle parameters was performed, based on which theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The magnitudes of forces and moments acting in the crank-connecting rod mechanism of the engine, as well as components of the external thermal balance.

The standard exhaust system and its impact on engine noise are described; advantages and disadvantages of the existing silencer are analyzed. Insufficient noise suppression efficiency under combat and transport operating modes was revealed. A new design of the exhaust system silencer, optimized to reduce the diesel engine noise in the BMP-2, is proposed. The ranges of noise reduction and the effectiveness of the proposed solution.

Problems related to the harmful impact of the diesel engine on the environment and crew are described, and quantitative indicators of toxic emissions were determined. Main hazards arising during operation and maintenance of the engine were analyzed, and measures to prevent them were proposed. Noise and vibration levels of the engine before and after silencer modification were calculated, and their impact on crew comfort.

Keywords: diesel engine, working cycle, silencer, noise, vibration, toxic emissions.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	13
1.3 Висновки по розділу	23
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	24
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	24
2.2. Побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЯ ГЛУШНИКА ШУМУ ВИПУСКУ	57
3.1. Основні конструктивні шляхи зниження шуму випуску в ДВЗ	57
3.2. Розробка конструкції глушника	59
3.3 Розрахунок параметрів глушника шуму	63
3.4 Висновки по розділу	67
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	68
4.1. Захист навколишнього середовища	68
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	75
4.3 Висновок по розділу	79
ВИСНОВКИ	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	81

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація БМП-2

Додаток 2 Специфікація двигун 6Ч 15/15

Додаток 3 Специфікація глушник шуму

ВСТУП

Дизельні двигуни, що встановлені на бойових машинах піхоти, таких як БМП-2, повинні забезпечувати високі техніко-економічні показники під час експлуатації, при суворому дотриманні вимог надійності, довговічності та безпеки екіпажу.

Одним із важливих аспектів експлуатації таких двигунів є контроль рівня шуму та вібрації, оскільки вони безпосередньо впливають на комфорт, працездатність екіпажу та маскувальні характеристики бойової машини.

Сучасна тенденція розвитку дизельних двигунів полягає у підвищенні їх потужності та ефективності, що наближає робочі параметри до межі допустимих навантажень на конструктивні елементи. Це призводить до появи додаткових проблем, пов'язаних із шумом і вібрацією, які негативно впливають на ресурс деталей і безпеку експлуатації.

Досвід застосування двигунів середнього класу показує, що найбільш чутливими до високих рівнів шуму та вібрацій є кривошипно-шатунний механізм, вузли випускної системи та корпусні конструкції, що потребує особливої уваги до вдосконалення системи глушіння.

В основі розв'язання проблеми зниження шумності дизельного двигуна лежить не лише науковий і практичний інтерес - забезпечення комфортної та безпечної експлуатації БМП-2, але й можливість достовірно оцінювати рівень шуму та ефективність глушника, підтримувати його в межах нормативних значень і запобігати негативному впливу на екіпаж і оточення.

Вирішення описаної проблеми дозволяє підвищити ефективність роботи дизельного двигуна бойової машини за рахунок удосконалення системи глушення шуму, що і визначає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо зниження шумності дизельного двигуна потужністю 220 кВт, спроектованого на базі прототипу 6Ч 15/15 для бойової машини піхоти БМП-2, за рахунок удосконалення конструкції глушника системи випуску.

Завдання, які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати конструкцію бойової машини піхоти БМП-2 та особливості установки дизельного двигуна на даному об'єкті;
- ознайомитися з будовою двигуна-прототипу 6Ч 15/15, принципами роботи його систем і механізмів, а також особливостями роботи кривошипно-шатунного механізму;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна, побудувати теоретичну та дійсну індикаторні діаграми, розрахувати значення сил та моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, та обчислити складові зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати існуючу систему випуску та шумозаглушення дизельного двигуна, виявити її переваги та недоліки; оцінити ефективність штатного глушника і запропонувати технічне рішення щодо його вдосконалення для зниження шуму; визначити очікувані рівні шуму та ефективність запропонованого глушника;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на екіпаж та навколишнє середовище, визначити потенційні небезпеки під час експлуатації та обслуговування, та надати рекомендації щодо їх мінімізації;
- представити результати розрахунків та запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єкт дослідження: процеси, що відбуваються в системі глушення шуму та випуску дизельного двигуна потужністю 220 кВт, встановленого на бойовій машині піхоти БМП-2, та їх вплив на рівень шуму, вібрацію та ефективність експлуатації двигуна.

Предмет дослідження: вирішення завдань щодо зниження шумності та вібрацій дизельного двигуна потужністю 220 кВт на БМП-2 за рахунок удосконалення системи глушення та впровадження приладів з аналого-цифровим перетворенням сигналів для контролю поточних параметрів роботи двигуна.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

БМП-2 - гусенична бойова машина піхоти, призначена для транспортування особового складу до переднього краю, підвищення мобільності, озброєності та захищеності на полі бою в умовах застосування ядерної зброї та спільних дій з танками.

Вежа БМП-2 вміщує двох осіб: командира відділення та навідника-оператора. Основне озброєння машини - автоматична 30-мм гармата 2А42. Екіпаж складається з трьох осіб: механіка-водія, оператора-навідника та командира. У десантному відділенні розташовується 7 бійців, які можуть вести вогонь через спеціальні амбразури. Корпус і вежа виготовлені з катаних сталевих броньових листів товщиною від 5 до 19 мм, лоб вежі - 23 мм.

В лівій передній частині розташоване відділення управління, де знаходиться місце механіка-водія з органами управління рухом машини, приладами спостереження та засобами зв'язку. Позаду нього розташоване місце стрільця з амбразурою для ведення вогню особистою зброєю, приладами спостереження та засобами зв'язку.

Моторно-трансмісійне відділення розташоване в правій передній частині машини, по довжині поєднане з відділенням управління та відокремлене тепло- та шумоізоляційною перегородкою. Доступ до агрегатів здійснюється через люки.

Середня частина машини займає бойове відділення, де розташовані робочі місця оператора-навідника та командира, основне і допоміжне озброєння. У підвежному просторі змонтовані коробки з патронами для кулемета та система стрічкового живлення гармати бронебійно-трасуючими та осколковими пострілами. Кормове десантне відділення має шість місць для стрільців та двоє дверей для виходу. Воно відокремлене середнім паливним баком і контейнером

електрообладнання, у якому розміщено акумулятори, обігрівач та інші блоки живлення.

Основне озброєння - 30-мм автоматична гармата 2А42 з боєкомплект 500 пострілів. Спарений кулемет ПКТ має боєкомплект 2000 патронів. Для боротьби з танками використовується ПТРК 9К111 «Фагот» або 9К111-1 «Конкурс» із чотирма пострілами. Для постановки димової завіси встановлено шість гранатометів 902У «Хмара» для 81-мм димових гранат.



Рис. 1.1 – Зовнішній вигляд БМП-2 з оновленим бойовим модулем

Моторно-трансмісійне відділення розділене на два блоки: силовий блок, що об'єднує двигун, планетарні механізми повороту та коробку передач; та блок охолодження і очищення, у якому розташовані радіатори систем охолодження та змащення двигуна, ежектор, очисник повітря та масляна система трансмісії.

Двигун - 6-циліндровий 4-тактний безкомпресорний дизель УТД-20 рідинного охолодження з безпосереднім уприскуванням, потужність 210–221 кВт. Суха маса двигуна - близько 700 кг. Силовий блок знаходиться в передній частині машини під верхнім броньовим листом, включає трансмісію (коробку передач, вузли рульового управління, зчеплення). Двигун розташований праворуч від механіка-водія, повністю закритий бронею, доступ до нього без спеціального обладнання обмежений.

Машина має гусеничний хід і максимальну швидкість 65 км/год по шосе, при цьому швидкість обмежена для забезпечення стабільного управління. По пересіченій місцевості або ґрунтовій дорозі швидкість не перевищує 40 км/год через конструктивні особливості БМП-2.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики БМП-2.

Назва параметру	Значення параметру
Бойова маса, т	14,0
Екіпаж, чол.	3
Десант, чол.	7
Довжина корпусу, мм	6735
Ширина корпусу, мм	3150
Висота, мм	2450 (по освітлювачів) 2250 (за приладами прицілювання)
База, мм	3600
Колія, мм	2550
Кліренс, мм	420
Тип броні	сталева катана гомогенна (протипульна, протиосколкова)
Калібр і марка гармати	30-мм 2А42
Тип гармати	нарізна малокаліберна автоматична гармата
Боекомплект гармати	500 (бронебійні, осколково-фугасні)
Дальність стрільби, км	до 4 по наземним до 2,5 за повітряним
Кулемети	1 × 7,62-мм ПКТ
Інше озброєння	ПТРК 9К111 або 9К113
Тип двигуна	УТД-20
Потужність двигуна, кВт	210
Швидкість по шосе, км / год	65
Швидкість по пересіченій місцевості, км / год	40-50 по ґрунтовій дорозі 7 на плаву
Запас ходу по шосе, км	550-600

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Двигун УТД – 20 чотиритактний безкомпресорний дизель, рідинного охолодження, з займанням від стиснення, з безпосереднім уприскуванням палива, з числом циліндрів 6 та V-подібними розташування з кутом розвалу 120° .

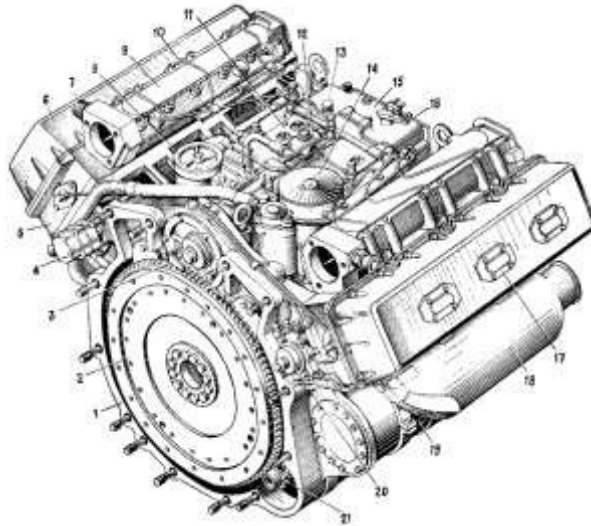


Рис. 1.2 - Двигун (вид з боку маховика):

1 - блок-картер; 2 - маховик; 3 - стрілка-показчик; 4 - датчик тахометра; 5 - головка блоку; 6 - кришка головки блоку; 7 - штуцер відводу охолоджувальної рідини; 8 - паливний фільтр тонкого очищення; 9 - випускний колектор; 10 - трубка високого тиску; 11 - паливний насос; 12 - паливопідкачувальний насос; 13 - стрижень виміру рівня мастила в регуляторі; 14 - відцентровий масляний фільтр; 15 - всережимний регулятор; 16 - важіль управління паливним насосом; 17 - кришка люка доступу до форсунки; 18 - впускний колектор; 19 - генератор; 20 - розподільник повітря; 21 - шестерня стартера.

Двигун УТД-20 складається з кривошипно-шатунного механізму, газорозподільному механізму, а також механізму передач та механізму врівноваження.

Блок-картер призначений для монтажу всіх деталей, вузлів і служить силовим остовом двигуна. Блок-картер відливається разом з сорочками циліндрів з кутом розвалу блоків 120° і являє собою жорстку монолітну конструкцію тунельного типу. В середині блок-картер розділений ребренними поперечними перегородками на три циліндрових відсіки і має порожнину для встановлення шестерень механізму передач. У тунель, утворений розточками в перегородках, на роликових корінних підшипниках встановлюється колінчастий вал.

У нижній частині перегородок паралельно осі колінчастого вала зроблені розточки для монтажу механізму зрівноваження.

З лівого і правого боків блок-картера зроблено по три люки для монтажу шатунів. З правого боку блок-картера є оброблені фланці для монтажу масляного насоса і патрубків водяного насоса. З лівого боку блок-картера виконано місце для монтажу стартера. Вище стартера на припливі кріпиться генератор. З боку переднього торця на блок-картері є фланець, на який встановлюється стакан першого корінного підшипника і передня кришка. Зверху по осі розвалу блок-картера виконаний приплив з розточенням всередині, в яку встановлюється муфта випередження впорскування палива. Продовження цієї розточення є опорою корпусу паливного насоса високого тиску. Зверху на припливі є два різьбові отвори для відведення масла до механізму газорозподілу, паливного насоса і повітряного компресора машини. З торця припливу встановлений штуцер датчика манометра.

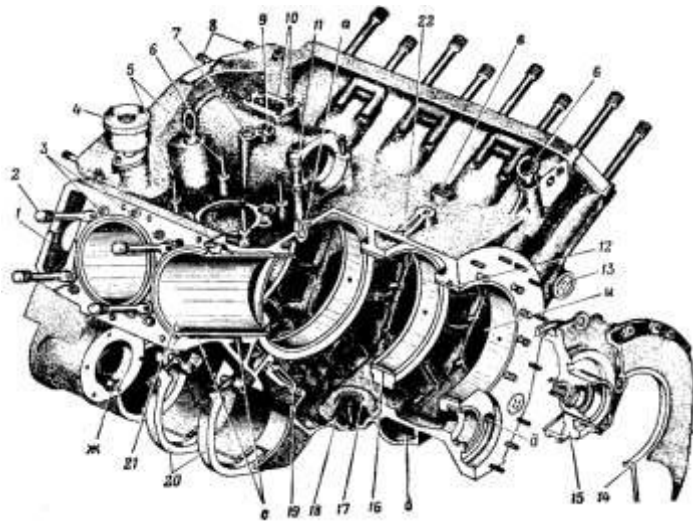


Рис. 1.3 – Блок-картер:

1 - гумова прокладка; 2 - анкерна шпилька; 3 - трубки перепуску охолоджувальної рідини; 4 - сапун; 5 - шпильки кріплення масляного фільтра; 6 - рим-болт; 7 - втулка відведення масла до механізму газорозподілу; 8 - шпильки кріплення двигуна до машини; 9 - втулка відведення масла до компресора; 10 - шпильки кріплення паливного фільтра; 11 - штуцер для виміру тиску масла; 12 - штифт; 13 - технологічна заглушка; 14 - передня кришка; 16 - стакан першого підшипника; 16 - обойма корінної опори; 17 - захисна сітка; 18 - пробка зливного отвору; 19 - кришка люка; 20 - напівбугелі кріплення стартера; 21 - гільза циліндра; 22 - опора паливного насоса: а - канал головної магістралі; б - водяний канал; в - отвір для зливу масла з паливного насоса; д - отвір для зливу масла з порожнини механізму зрівноваження; е - порожнини охолодження гільз циліндрів; ж - прилив кріплення генератора; і - циліндровий відсік.

У розвалі блок-картера на шпильках кріпиться блок паливних фільтрів, блок масляних фільтрів, сапун. Для демонтажу та монтажу блок-картера в верхній частині вкручені рим-болти. У кожному блоці виконано по три розточення, в які вставляються гільзи циліндрів. Між зовнішньою поверхнею гільзи і внутрішньою поверхнею розточення утворюється кільцева порожнина для протікання охолоджуючої рідини.

Гільзо-циліндри виготовлені з високолегованої сталі. Внутрішня поверхня гільз азотована. У верхній частині гільзи є борт з кільцевими канавками для установки мідного ущільнювача кільця газового стику. Для перепуску води з охолоджуючих порожнин гільз циліндрів в охолоджуючу порожнину головок блоків на верхніх площинах блоків виконано по п'ятнадцять отворів. Ці отвори ущільнюються гумовими кільцями, натягнутими на латунні трубки.

Головка блоку відливається з алюмінієвого сплаву. Нижня плита разом з верхньою і бічними стінками утворює замкнуту порожнину. Простір між стінками, каналами і колодязем форсунки служить водяною сорочкою охолодження головки. Головки блоків встановлюються на виступаючі над площиною блок-картера бурти гільз.

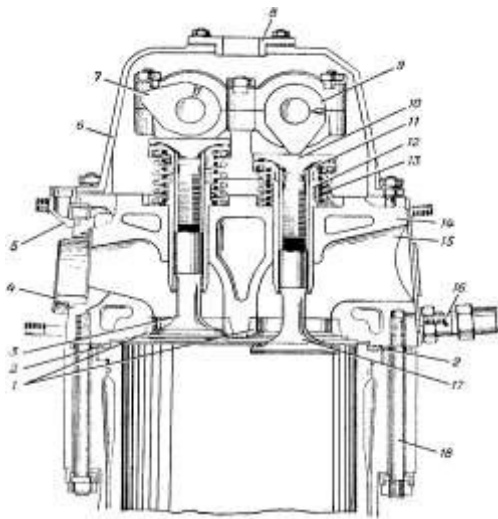


Рис. 1.4 – Головка блоку.

1 - сидла клапанів; 2 – ущільнювальне мідне кільце; 3 - випускний клапан; 4 - випускне вікно; 5 – паровідвідний кутник; 6 - кришка головки блоку; 7 - випускний розподільний вал; 8 - кришки люка; 9 - впускний розподільний вал; 10 - нажимна таріль клапана; 11 - замок тарелі; 12 - напрямна втулка клапана; 13 - пружини клапана; 14 - головка блоку; 15 - впускний вікно; 16 - пусковий клапан; 17 - впускний клапан; 18 - зшивна шпилька.

Стик між площиною головки і буртами гільз ущільнюється індивідуальними мідними кільцями. У нижній площині головки розточені три камери згоряння, в кожній з яких є чотири отвори, що з'єднують камеру з впускними та випускними каналами. У розточення цих отворів запресовані сталеві сідла клапанів. До внутрішніх конічних поверхонь сідел щільно прилягають фаски клапанів.

По осі кожної камери згоряння розточені отвори для установки форсунок. З боку кріплення впускного колектора, нижче вікна, на осі кожного циліндра встановлені пускові клапани системи повітряного пуску двигуна.

Охолоджуюча рідина в сорочку головки підводиться знизу з сорочкового простору блок-картера, а відводиться через штуцер, який вмонтований в головку в районі третього циліндра. На верхній площині головки встановлені чотири підшипники розподільних валів газорозподільного механізму. Головка блоку закрита зверху кришкою. Три люка на верхній порожнині кришки головки, що закриваються штампованими кришками, забезпечують можливість установки і знімання форсунок без зняття кришки головки.

Колінчастий вал – три колінчастий, виготовлений з високоякісної легованої сталі методом штампування. Три шатунні шийки вала розташовані під кутом 120° . Шатунні шийки і корінні опори з'єднані між собою щокими еліптичної форми. На продовженнях першої і другої щік кріпляться противаги. З одного боку до валу кріпиться маховик, а з іншого в порожнину першої корінної опори запресований хвостовик. На першу корінну опору встановлюється напольгивий роликовий підшипник, внутрішнє кільце якого притиснуто до фланця.

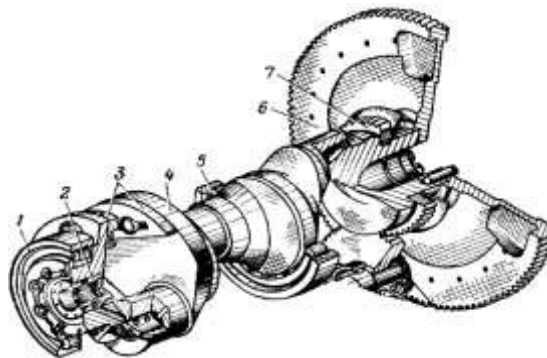


Рис. 1.5 – Колінчастий вал:

1 - завзятий шарикопідшипник; 2 - хвостовик; 3 - противаги; 4 - колінчастий вал; 5 - роликотпідшипник; 6 - маховик; 7 - шестерня.

З боку носка на колінчастий вал встановлена шестірна, від якої через механізм передач здійснюється привід вузлів і агрегатів, які забезпечують роботу двигуна.

Маховик виготовлений зі сталі. По зовнішньому контуру маховика нарізані зуби, а на обід нанесено градування з ціною поділки один градус повороту колінчастого вала. Маховик кріпиться до хвостовика колінчастого вала в строго певному положенні, для чого один з фіксуючих штифтів розташований на більшій радіусі, ніж інші.

На двигуні УТД-20 застосована система центральних шатунів. Шатунна група складається з вільчастого та внутрішнього шатунів. Верхні головки вільчастих шатунів з'єднуються з поршнями лівого блоку, а внутрішніх — з поршнями правого блоку. Нижня головка вільчастого шатуна монтується на шатунній шийці колінчастого вала, а по її зовнішній поверхні працює нижня головка внутрішнього шатуна.

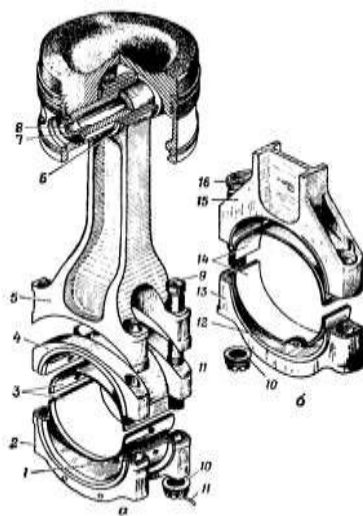


Рис. 1.6 – Шатунна група.

а - вільчастий шатун; б - нижня головка внутрішнього шатуна; 1 і 12 - штифти; 2 - кришка вільчастого шатуна; 3 і 14 - вкладиші; 4 - проставка; 5 - стрижень вільчастого шатуна; 6 - втулка; 7 - поршневий палець; 8 - заглушка; 9 - болт; 10 - гайка; 11 - шплінт; 13 - кришка внутрішнього шатуна; 15 - стрижень внутрішнього шатуна; 16 - болт.

Вкладиші виготовляються зі сталі. Внутрішня поверхня вкладишів залита тонким шаром свинцювата бронзи і для кращого припрацювання. Половинки

вкладишів фіксуються від провертання штифтами. У верхні головки вильчастих і внутрішніх шатунів запресовані бронзові втулки, що служать підшипниками для поршневих пальців. Палець змащується розбризкуванням масла через шість отворів у верхній голівці шатуна.

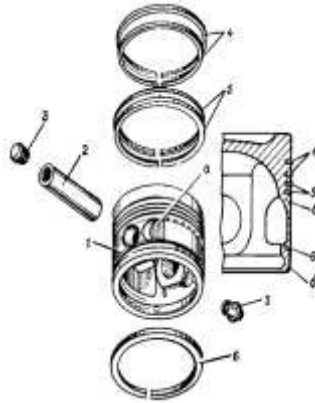


Рис. 1.7 – Поршнева група.

1 - поршень; 2 - поршковий палець; 3 - заглушка; 4, 5, 6 - поршкові кільця; а - поглиблення; б - отвори.

Поршнева група складається з поршня, поршневих кілець, поршневого пальця і заглушок. Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, має твердий теплоізоляційний шар. Днища поршня додана спеціальна форма, що сприяє ефективному сумішоутворенню і згорянню палива, що впорскується.

З внутрішньої сторони на спідниці поршня є дві бобишки. У розточення бобишек при зчленуванні поршня з шатуном вставляється поршковий палець. Для зменшення ваги поршня з внутрішньої і зовнішньої сторін спідниці виконані виїмки.

По поверхні поршня проточені п'ять канавок, чотири з яких розташовані вище отвору під поршковий палець, а одна - нижче. У канавки поршня встановлюються поршкові кільця. Два верхніх кільця - ущільнюючі, сталеві, трапецеїдального перетину, поверхня яких покрита хромом. Третє і четверте кільця комбіновані, конічного перетину виготовлені зі спеціального чавуну. Кільця покриті тонким шаром твердого хрому. П'яте кільце маслоз'ємне, виготовляється зі спеціального чавуну.

Поршневий палець - плаваючого типу, сталевий, цементований по зовнішній поверхні, всередині порожнистий. У бобишки поршня палець встановлюється з натягом. З обох сторін у поршневий палець встановлюються бронзові заглушки, що обмежують його осьове переміщення і оберігають дзеркало циліндра від задирака торцями пальця.

Механізм газорозподілу клапанного типу з верхнім розташуванням клапанів і верхнім розташуванням розподільних валів, тобто і клапани, і розподільні вали змонтовані на голівках блоків.

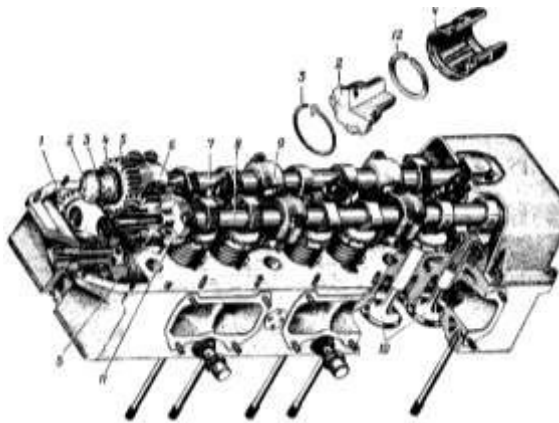


Рис. 1.8 – Механізм газорозподілу.

1 - шестерня приводу газорозподілу; 2 - гайка регулювальної втулки; 3 - стопорне кільце; 4 - регулювальна втулка; 5 - шестерня розподільного вала; 6 - кришка упорного підшипника; 7 - розподільний вал випуску; 8 - розподільний вал впуску; 9 - кришка підшипника розподільного вала; 10 - впускні клапани; 11 – опора упорного підшипника; 12 - замкове кільце.

Впускний і випускний розподільні вали встановлено в чотирьох підшипниках на верхній площині головки циліндрів. На кінцях розподільних валів монтуються шестерні, що знаходяться між собою в зачепленні. Шестерні розподільних валів отримують обертання від механізму передач. Шестерні з'єднані з розподільними валами регулювальними втулками і притиснуті до наполегливою буртам валів гайками, які фіксуються стопорними кільцями. Кожен розподільний вал має по три пари кулачків. Профілі впускних і випускних кулачків однакові.

Розподільні вали порожнисті, канал всередині служить мастилопроводом. Для виходу масла до підшипників в кожній опорі і шийці вала виконано отвір. Масло до розподільних валів підводиться через канал в осі проміжної шестерні, вертикальний канал в головці блоку і канали в наполегливому підшипнику. На

кожен циліндр в голівці блоку встановлюється два впускних і два випускних клапана.

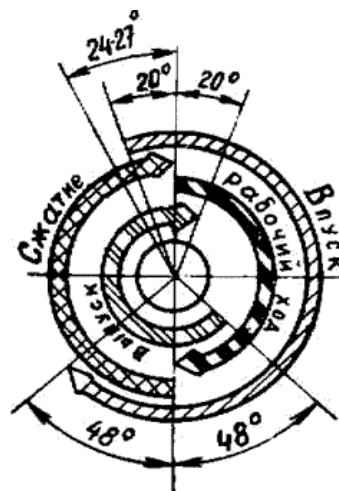


Рис. 1.9 – Діаграма фаз газорозподілу двигуна УТД-20.

Механізм передач складається з прямозубих циліндричних шестерень, установлених на підшипниках кочення в спеціальній порожнині блок-картера. Шестерні виготовлені з легированої сталі і змащуються розбризкуванням масла, яке зливається з під кришок, що закривають газорозподільні механізми правої і лівої головок блоків. Привід всього механізму передач здійснюється від шестерні колінчастого вала.

Механізм врівноваження складається з вала із закріпленими на його кінцях двома противагами, один з яких є шестернею, що входить в зачеплення з шестірнею колінчастого вала. Противаги встановлені на валу в одній площині, але в протилежному один щодо одного становищі на шпонках і стягуються гайками.

Вал встановлюється в розточеннях блок-картера на трьох підшипниках кочення, з боку шестерні-противаги встановлені кулькові й роликопідшипники, з боку противаги - сферичний дворядний роликопідшипник. Підшипники вала врівноважує механізму змащуються розбризкуванням.

Система живлення двигуна паливом складається з паливних баків, паливоміру, паливо підкачувального насоса, паливних кранів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливо підкачувального насоса двигуна, паливного насоса високого тиску, все режимного регулятора, автоматичної муфти кута

випередження подачі палива, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, дренажної системи з клапаном, та приводом керування подачею палива.

Основний бак і додаткові баки розміщені в десантному відділенні. Додаткові паливні баки з'єднані трубопроводами між собою і з основним баком. Паливні баки через дренажні трубопроводи і дренажний клапан повідомляються з атмосферою. Основний і додаткові баки зварені з алюмінієвих листів. Паливні баки кріпляться болтами до балок днища корпусу машини через гумові прокладки.

Паливо-підкачувальний насос БЦН на правій стороні основного паливного бака і складається з корпусу, крильчатки, ущільнень, кришки насоса і пропелера.

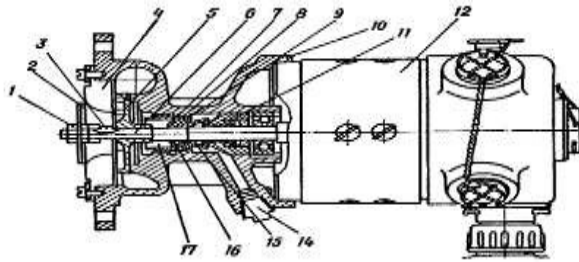


Рис. 1.10 – Відцентровий паливо-підкачувальний насос БЦН.

1 - гайка; 2 - пропелер; 3 - шпонка; 4 - кришка; 5 - крильчатка; 6 - вал електродвигуна; 7 - втулка; 8 - манжета; 9 - конус опорний; 10 - корпус насоса; 11 - втулки лабіринтового ущільнення; 12 - електродвигун; 13 - розетка штепсельного роз'єму; 14 - пробка; 15 - відбивач; 16 - пружина манжети; 17 - гайка.

Насос БЦН кріпиться на правій стороні основного паливного бака і складається з корпусу, крильчатки, ущільнень, кришки насоса і пропелера. Корпус насоса - алюмінієвий. Крильчатка встановлена на валу двигуна на шпонці. Пропелер встановлений на хвостовику вала двигуна і разом з крильчаткою закріплений гайкою.

Форсунки встановлені в голівці блоку, по осі циліндрів. Форсунка двигуна закритого типу з багато отворим розпилювачем. У корпусі є штуцер для приєднання трубопроводу високого тиску.

Система подачі повітря складається з повітрязабірної труби, кільцевого повітропроводу, фільтра повітря з ежектором відсмоктування пилу, та двох впускних колекторів.

Система мащення складається з масляного бака з маслозаправним бачком, масло закачувального насоса, масляного насоса двигуна, масляного фільтра, масляних радіаторів, контрольно-вимірювальних приладів та каналів і трубопроводів.

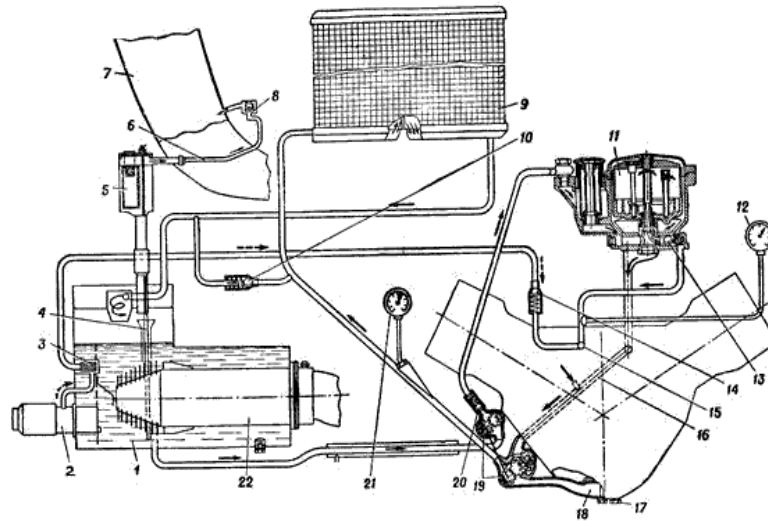


Рис. 1.11 – Схема системи мащення.

Система охолодження складається з водяного насоса, водяної сорочки, радіатора, розширювального бачка, радіаторів опалювачів, крана опалювачів, ежектора, жалюзі, крана і клапана зливу охолоджувальної рідини, КВП, трубопроводів.

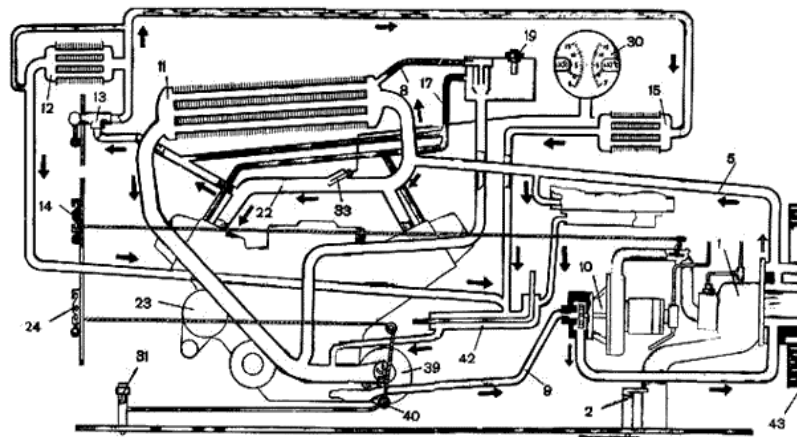


Рис. 1.12 – Схема роботи системи охолодження.

Система підігріву включає в себе: підігрівач та трубопроводи.

Підігрівач форсуночний, з жаротрубним котлом - встановлений в силовому відділенні машини.

1.3 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто призначення та конструкцію об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є бойова машина піхоти БМП-2. Описано особливості експлуатації машини та завдання, які вона виконує під час виконання бойових та транспортних режимів.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу 6Ч 15/15, принципи роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено технічні показники двигуна-прототипу, враховано можливості їх удосконалення для зниження шуму та вібрації, а також підвищення ефективності та надійності роботи при встановленні на БМП-2.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 220$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 2600$

Ступінь стиску, $\varepsilon = 16$

Число циліндрів $i = 6$

Тактність двигуна $\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.85$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 115$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 800$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.55$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.97$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{115}{16 \cdot 96.235 - 115} = 0.031$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 317.74$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{317.743 \cdot (1 + 0.031)} = 0.907$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 16^{1.374} = 4343.041$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 317.74 \cdot 16^{1.37-1} = 896.22$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800 \dots 950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 896.225 = 22.244$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; \quad H = 0.13 ; \quad O = 0.01 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{H,p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.85 \cdot 0.495 = 0.915$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.85 - 1) \cdot 0.495 = 0.088$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.85 \cdot 0.495 = 0.723$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.088 + 0.723 = 0.948$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.948}{0.915} = 1.036$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.036 + 0.031}{1.000 + 0.031} = 1.035$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.948} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.088 \cdot 23.3 \\ 0.723 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.274$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9477} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0883 \cdot 0.0015 \\ 0.7228 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.274 + 8.314 = 31.588$$

$$b' = b = 0.00181$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4343.041 = 6731.713$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00181 \cdot 1.03480 = 0.00187$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.588 \cdot 1.035 = 32.687$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.915 \cdot (1 + 0.031)} = 3.827 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.244 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 896.225 = 3.149 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38266.604 + 31485.218 = 69751.823$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.687^2 + 4 \cdot 1.871 \times 10^{-3} \cdot 6.975 \times 10^4 = 1.591 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.687 + \sqrt{1590.623}}{2 \cdot 0.002} = 1922.331$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.035 \cdot 1.922 \times 10^3}{1.55 \cdot 896.225} = 1.432$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1.432} = 11.173$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.212$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{6731.713}{11.173^{1.212}} = 361.182$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1922.331}{11.173^{1.212-1}} = 1152.426$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1152.426}{\sqrt[3]{\frac{361.182}{115}}} = 786.931$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 786.931|}{800} \cdot 100 = 1.634 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.432 - 1) = 0.67$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.432}{1.212 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.173^{1.212 - 1}} \right) = 4.193$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16^{1.374 - 1}} \right) = 1.726$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4343.041}{16 - 1} \cdot [0.67 + (4.193 - 1.726)] = 908.238$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.97 \cdot 908.238 = 880.991$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.85 \cdot 14.317 \cdot 880.991}{0.907 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.503$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.503 \cdot 42447.806} = 0.169$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.15$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.15 \cdot 2600}{30} = 13$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 13 = 241.4$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 880.991 - 241.4 = 639.591$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{639.591}{880.991} = 0.726$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.503 \cdot 0.726 = 0.365$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,35...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.365 \cdot 42447.806} = 0.232$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,210...0,250)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.232 \cdot 220 = 51.065$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{220 \cdot 10^3}{639.591 \cdot 2600} = 15.876$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}}$$

де $d_{пр} = 0.150$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.15}{0.150} = 1 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 15.876}{\pi \cdot 6}} = 149.909$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 149.909 = 149.909$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 150 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

$$\text{Хід поршня } s' = 150 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.15 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 15.904$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{639.591 \cdot 15.904 \cdot 2600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 220.399$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |220.399 - 220|}{220.399 + 220} \cdot 100 = 0.181 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.15 = 2.651 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{2.651 \times 10^{-3}}{16 - 1} = 1.767 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 2.651 \times 10^{-3} + 1.767 \times 10^{-4} = 2.827 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.767 \times 10^{-4} \cdot 1.432 = 2.531 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{\kappa}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в м³; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00018$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00283$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.0002$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00281$	$p(190) = 96.942$
$V(20) = 0.00028$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00277$	$p(200) = 99.117$
$V(30) = 0.0004$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00269$	$p(210) = 102.934$
$V(40) = 0.00056$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00259$	$p(220) = 108.708$
$V(50) = 0.00075$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00245$	$p(230) = 116.941$
$V(60) = 0.00097$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00229$	$p(240) = 128.415$
$V(70) = 0.0012$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00211$	$p(250) = 144.327$
$V(80) = 0.00144$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.0019$	$p(260) = 166.556$
$V(90) = 0.00167$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00167$	$p(270) = 198.116$
$V(100) = 0.0019$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00144$	$p(280) = 244.02$
$V(110) = 0.00211$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.0012$	$p(290) = 312.939$
$V(120) = 0.00229$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00097$	$p(300) = 420.532$
$V(130) = 0.00245$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00075$	$p(310) = 596.279$
$V(140) = 0.00259$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00056$	$p(320) = 897.152$
$V(150) = 0.00269$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.0004$	$p(330) = 1429.793$
$V(160) = 0.00277$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00028$	$p(340) = 2347.914$
$V(170) = 0.00281$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.0002$	$p(350) = 3614.899$
$V(360) = 0.00018$	$p(360) = 4343.041$	$V(540) = 0.00283$	$p(540) = 361.182$
$V(370) = 0.0002$	$p(370) = 6731.713$	$V(550) = 0.00281$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00028$	$p(380) = 6046.47$	$V(560) = 0.00277$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.0004$	$p(390) = 3903.827$	$V(570) = 0.00269$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00056	p(400) = 2587.903	V(580) = 0.00259	p(580) = 115
V(410) = 0.00075	p(410) = 1804.884	V(590) = 0.00245	p(590) = 115
V(420) = 0.00097	p(420) = 1326.415	V(600) = 0.00229	p(600) = 115
V(430) = 0.0012	p(430) = 1022.049	V(610) = 0.00211	p(610) = 115
V(440) = 0.00144	p(440) = 820.682	V(620) = 0.0019	p(620) = 115
V(450) = 0.00167	p(450) = 682.873	V(630) = 0.00167	p(630) = 115
V(460) = 0.0019	p(460) = 585.957	V(640) = 0.00144	p(640) = 115
V(470) = 0.00211	p(470) = 516.403	V(650) = 0.0012	p(650) = 115
V(480) = 0.00229	p(480) = 465.84	V(660) = 0.00097	p(660) = 115
V(490) = 0.00245	p(490) = 428.926	V(670) = 0.00075	p(670) = 115
V(500) = 0.00259	p(500) = 402.173	V(680) = 0.00056	p(680) = 115
V(510) = 0.00269	p(510) = 383.273	V(690) = 0.0004	p(690) = 115
V(520) = 0.00277	p(520) = 370.709	V(700) = 0.00028	p(700) = 115
V(530) = 0.00281	p(530) = 363.522	V(710) = 0.0002	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 2357.554$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.358 \times 10^3}{2.651 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 889.402$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 889.402 \cdot 0.97 = 862.72$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |880.991 - 862.72|}{880.991 + 862.72} \cdot 100 = 2.096$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 48^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 48^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 20^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.343 \times 10^3 = 5.212 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 6.732 \times 10^3 = 6.732 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 1.767 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 2.827 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4343.041$	$V(\varphi_c) = 1.767 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 6731.713$	$V(\varphi_z) = 1.77 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 361.182$	$V(\varphi_b) = 2.827 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.832 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 3.312 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.966 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.332 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 6.732 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.491 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 422.85$	$V(\varphi_{b''}) = 2.483 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 2.765 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 20$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 2.765 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 115.065$	$V(\varphi_{d'}) = 2.483 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.212 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.767 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 369$	$p_{z_д} = 6.732 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 1.972 \times 10^{-4}$

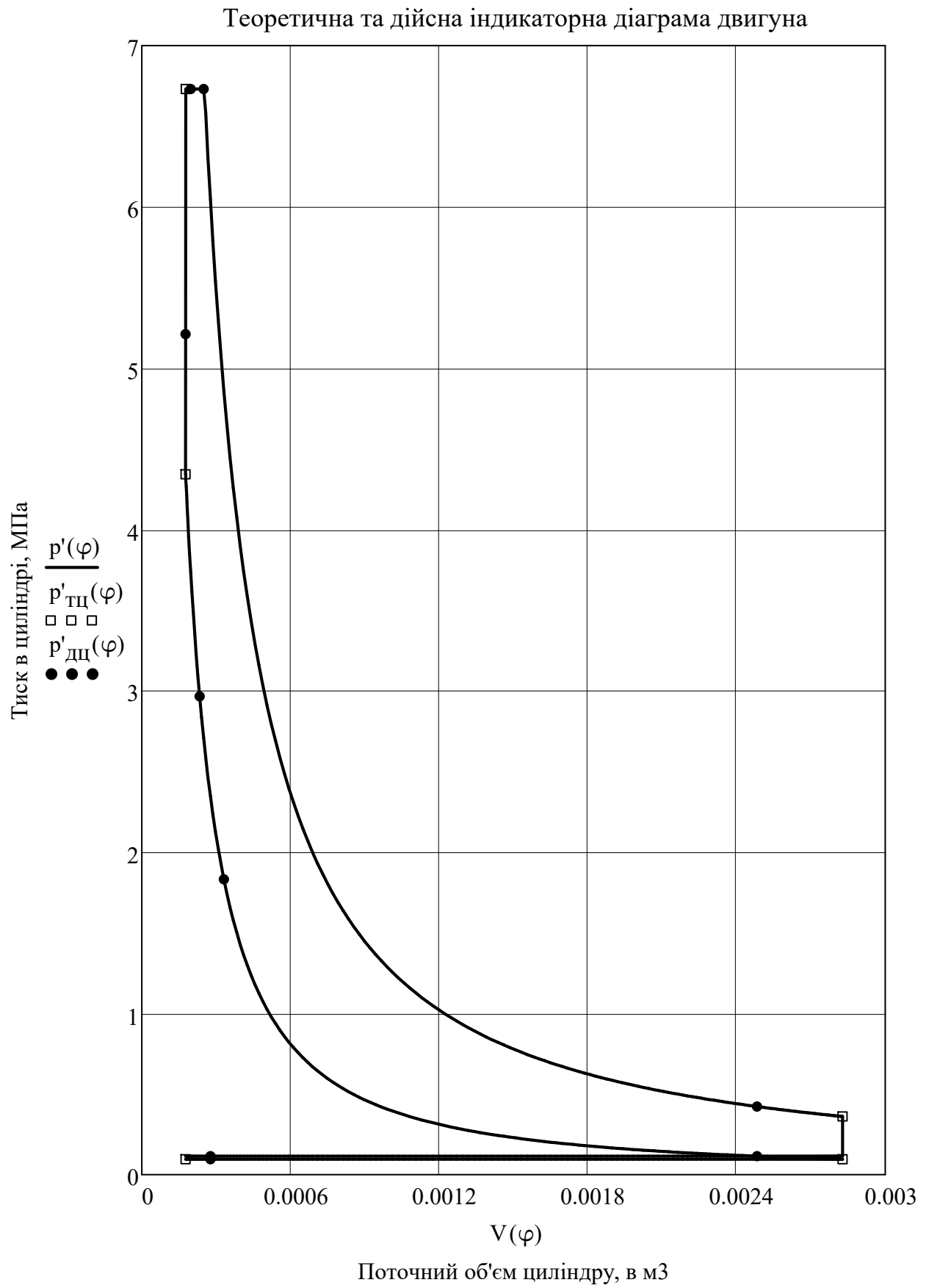


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

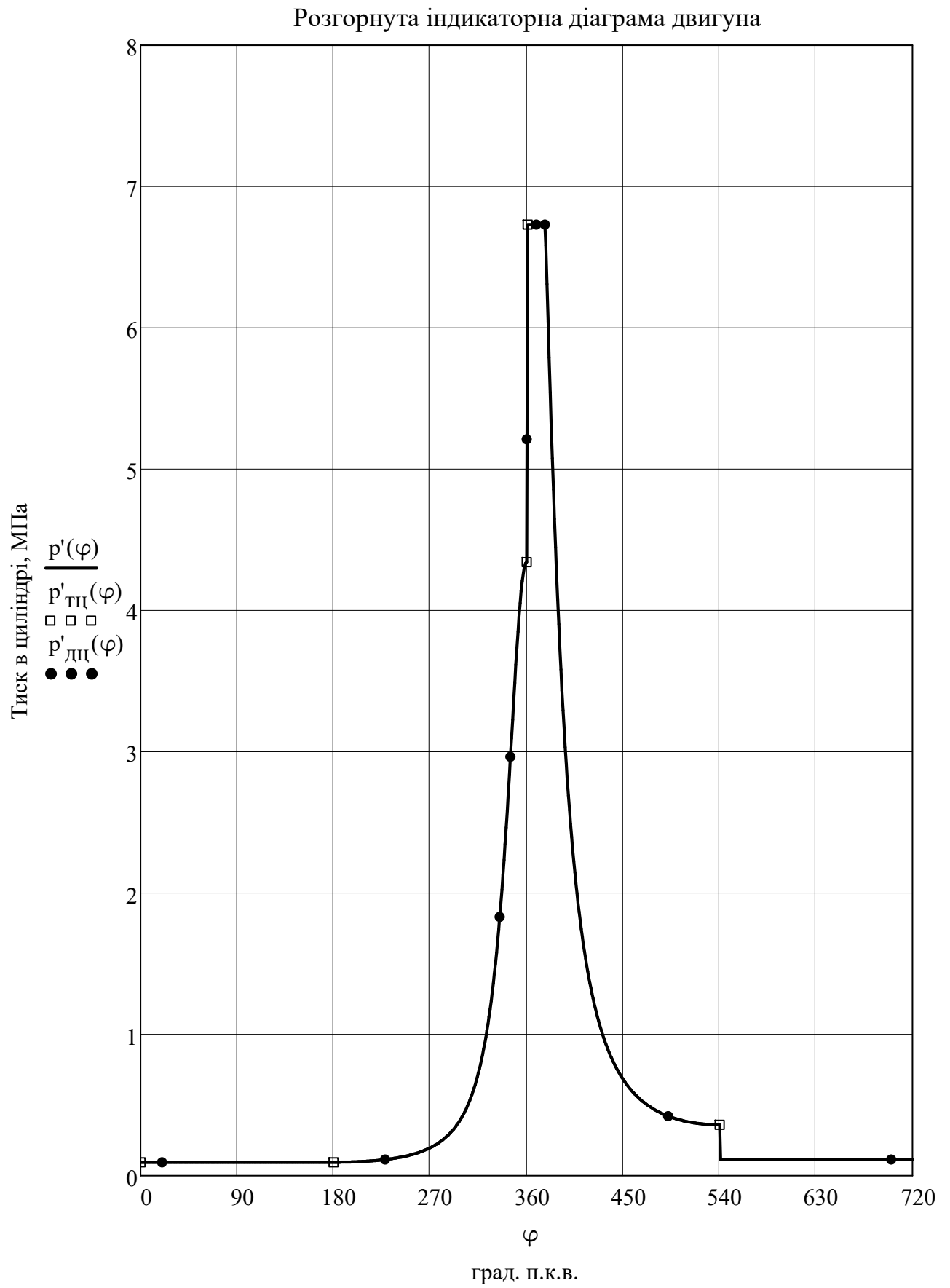


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконуємо, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

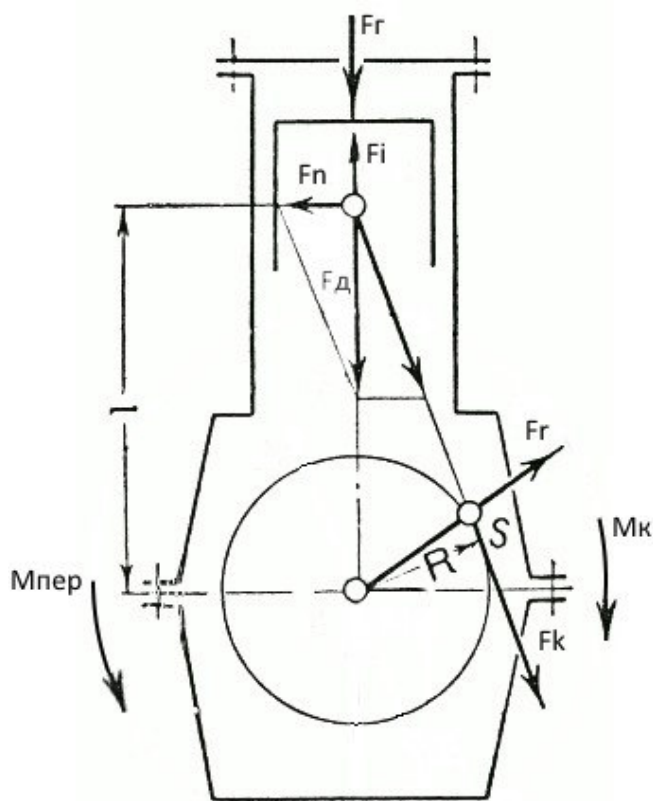


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.50$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 4.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.50 + \frac{1}{3} \cdot 4.75 = 4.083$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.15}{2} = 0.075$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.075}{0.256} = 0.293$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 272.271$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.090$	$F_i(0) = -28.515$	$F_d(0) = -28.604$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.09$	$F_i(30) = -22.567$	$F_d(30) = -22.657$	$M_k(30) = -1.04$
$F_r(60) = -0.09$	$F_i(60) = -8.445$	$F_d(60) = -8.535$	$M_k(60) = -0.627$
$F_r(90) = -0.09$	$F_i(90) = 5.812$	$F_d(90) = 5.722$	$M_k(90) = 0.429$
$F_r(120) = -0.09$	$F_i(120) = 14.257$	$F_d(120) = 14.168$	$M_k(120) = 0.799$
$F_r(150) = -0.09$	$F_i(150) = 16.755$	$F_d(150) = 16.666$	$M_k(150) = 0.485$
$F_r(180) = -0.09$	$F_i(180) = 16.891$	$F_d(180) = 16.801$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.029$	$F_i(210) = 16.755$	$F_d(210) = 16.784$	$M_k(210) = -0.489$
$F_r(240) = 0.479$	$F_i(240) = 14.257$	$F_d(240) = 14.737$	$M_k(240) = -0.832$
$F_r(270) = 1.711$	$F_i(270) = 5.812$	$F_d(270) = 7.523$	$M_k(270) = -0.564$
$F_r(300) = 5.641$	$F_i(300) = -8.445$	$F_d(300) = -2.804$	$M_k(300) = 0.206$
$F_r(330) = 23.476$	$F_i(330) = -22.567$	$F_d(330) = 0.909$	$M_k(330) = -0.042$
$F_r(360) = 74.958$	$F_i(360) = -28.515$	$F_d(360) = 46.443$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 67.196$	$F_i(390) = -22.567$	$F_d(390) = 44.629$	$M_k(390) = 2.048$
$F_r(420) = 21.65$	$F_i(420) = -8.445$	$F_d(420) = 13.204$	$M_k(420) = 0.97$
$F_r(450) = 10.277$	$F_i(450) = 5.812$	$F_d(450) = 16.089$	$M_k(450) = 1.207$
$F_r(480) = 6.442$	$F_i(480) = 14.257$	$F_d(480) = 20.699$	$M_k(480) = 1.168$
$F_r(510) = 4.983$	$F_i(510) = 16.755$	$F_d(510) = 21.738$	$M_k(510) = 0.633$
$F_r(540) = 4.593$	$F_i(540) = 16.891$	$F_d(540) = 21.483$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.242$	$F_i(570) = 16.755$	$F_d(570) = 16.997$	$M_k(570) = -0.495$
$F_r(600) = 0.242$	$F_i(600) = 14.257$	$F_d(600) = 14.499$	$M_k(600) = -0.818$
$F_r(630) = 0.242$	$F_i(630) = 5.812$	$F_d(630) = 6.054$	$M_k(630) = -0.454$
$F_r(660) = 0.242$	$F_i(660) = -8.445$	$F_d(660) = -8.203$	$M_k(660) = 0.603$
$F_r(690) = 0.242$	$F_i(690) = -22.567$	$F_d(690) = -22.325$	$M_k(690) = 1.024$
$F_r(720) = 0.242$	$F_i(720) = -28.515$	$F_d(720) = -28.273$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -28.604$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.924$	$F_r(30) = -18.159$	$F_k(30) = -13.861$	$M_{пер}(30) = 1.04$
$F_n(60) = -1.941$	$F_r(60) = -2.587$	$F_k(60) = -8.362$	$M_{пер}(60) = 0.627$
$F_n(90) = 1.515$	$F_r(90) = -1.515$	$F_k(90) = 5.722$	$M_{пер}(90) = -0.429$
$F_n(120) = 3.221$	$F_r(120) = -9.874$	$F_k(120) = 10.659$	$M_{пер}(120) = -0.799$
$F_n(150) = 2.151$	$F_r(150) = -15.508$	$F_k(150) = 6.47$	$M_{пер}(150) = -0.485$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -16.801$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -2.166$	$F_r(210) = -15.619$	$F_k(210) = -6.516$	$M_{пер}(210) = 0.489$
$F_n(240) = -3.351$	$F_r(240) = -10.27$	$F_k(240) = -11.087$	$M_{пер}(240) = 0.832$
$F_n(270) = -1.992$	$F_r(270) = -1.992$	$F_k(270) = -7.523$	$M_{пер}(270) = 0.564$
$F_n(300) = 0.638$	$F_r(300) = -0.85$	$F_k(300) = 2.747$	$M_{пер}(300) = -0.206$
$F_n(330) = -0.117$	$F_r(330) = 0.729$	$F_k(330) = -0.556$	$M_{пер}(330) = 0.042$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 46.443$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 5.76$	$F_r(390) = 35.77$	$F_k(390) = 27.303$	$M_{пер}(390) = -2.048$
$F_n(420) = 3.002$	$F_r(420) = 4.002$	$F_k(420) = 12.936$	$M_{пер}(420) = -0.97$
$F_n(450) = 4.261$	$F_r(450) = -4.261$	$F_k(450) = 16.089$	$M_{пер}(450) = -1.207$
$F_n(480) = 4.706$	$F_r(480) = -14.425$	$F_k(480) = 15.573$	$M_{пер}(480) = -1.168$
$F_n(510) = 2.806$	$F_r(510) = -20.229$	$F_k(510) = 8.439$	$M_{пер}(510) = -0.633$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -21.483$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -2.194$	$F_r(570) = -15.817$	$F_k(570) = -6.599$	$M_{пер}(570) = 0.495$
$F_n(600) = -3.297$	$F_r(600) = -10.105$	$F_k(600) = -10.909$	$M_{пер}(600) = 0.818$
$F_n(630) = -1.603$	$F_r(630) = -1.603$	$F_k(630) = -6.054$	$M_{пер}(630) = 0.454$
$F_n(660) = 1.865$	$F_r(660) = -2.486$	$F_k(660) = 8.037$	$M_{пер}(660) = -0.603$
$F_n(690) = 2.881$	$F_r(690) = -17.893$	$F_k(690) = 13.658$	$M_{пер}(690) = -1.024$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -28.273$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

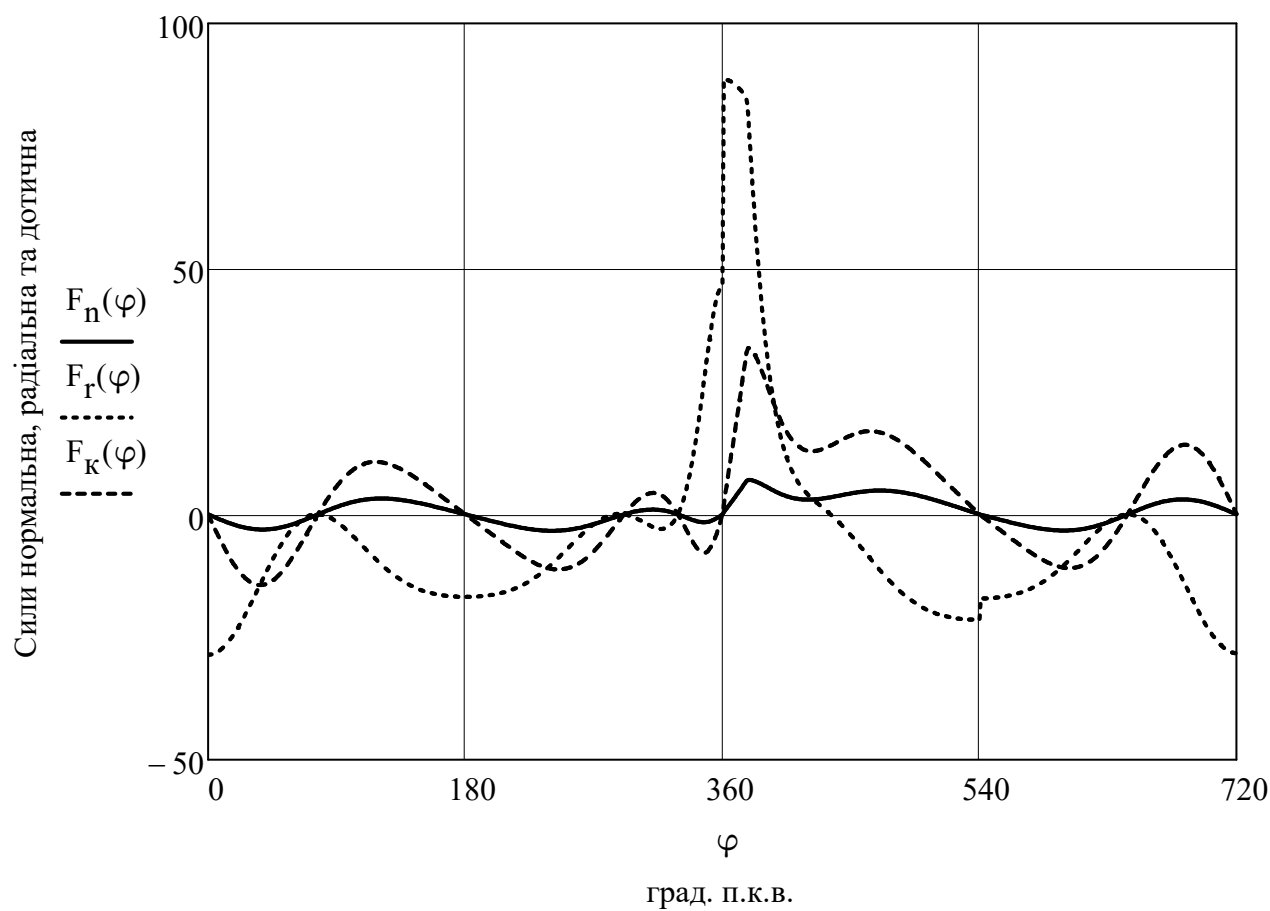
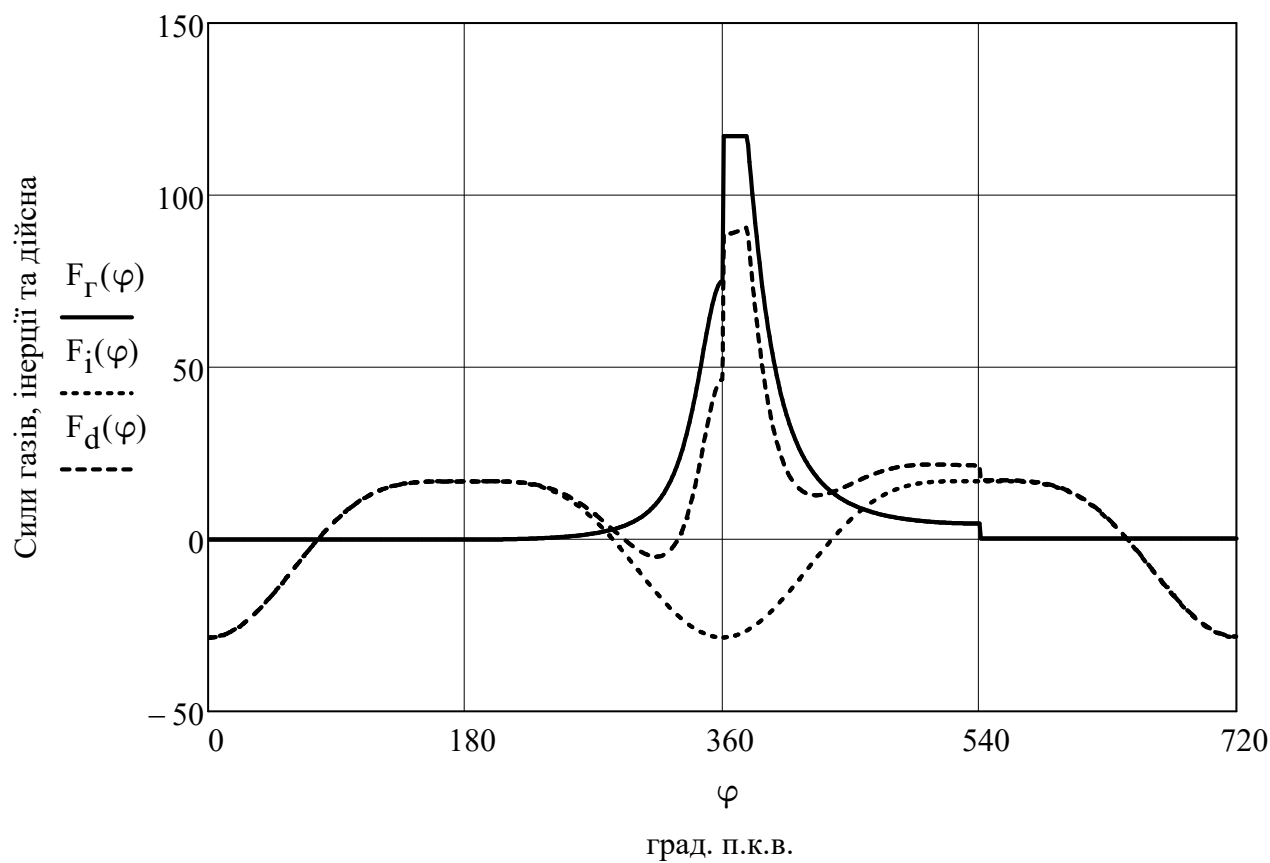


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

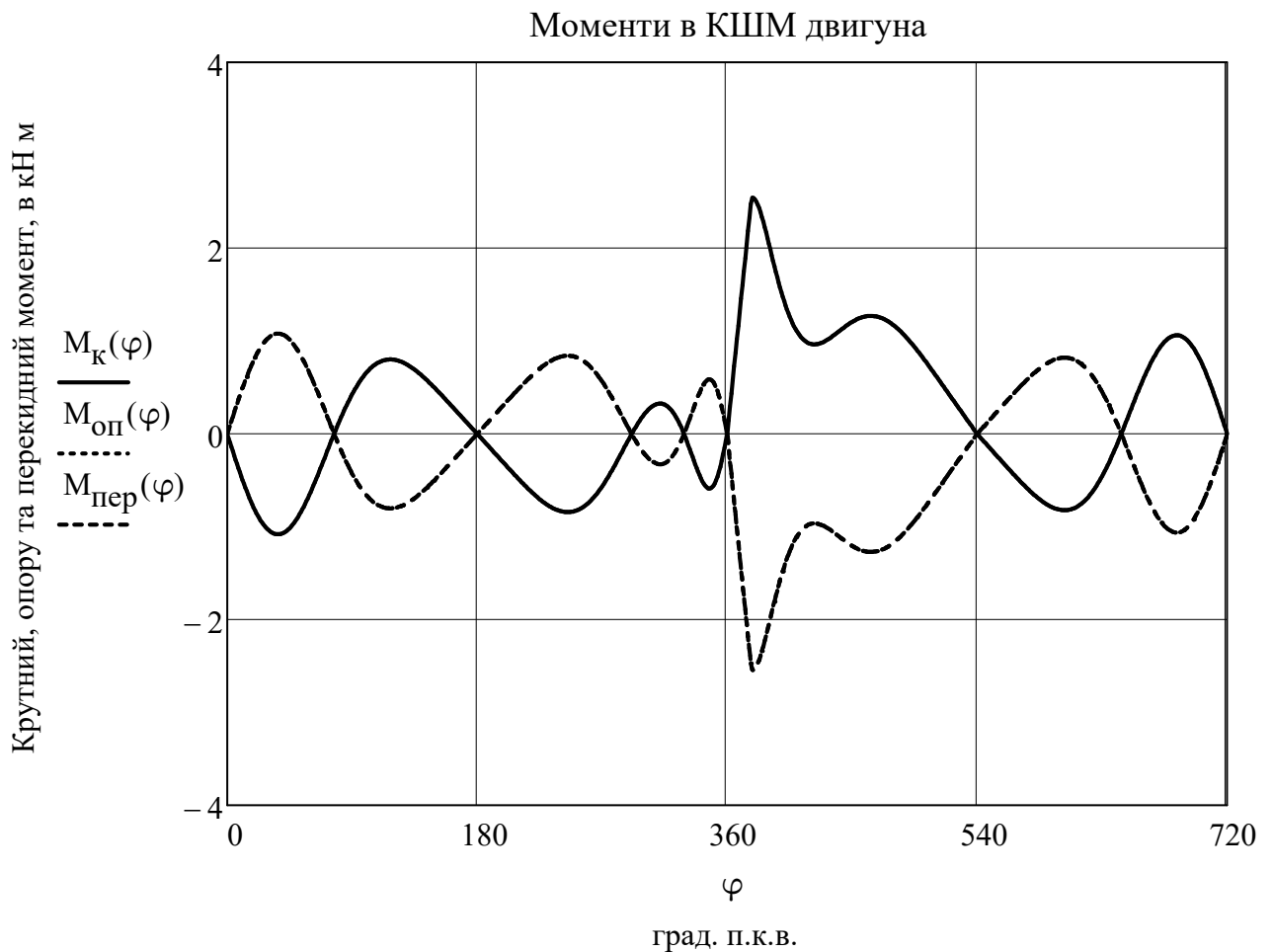


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{\text{сп}}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{\text{сп}} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

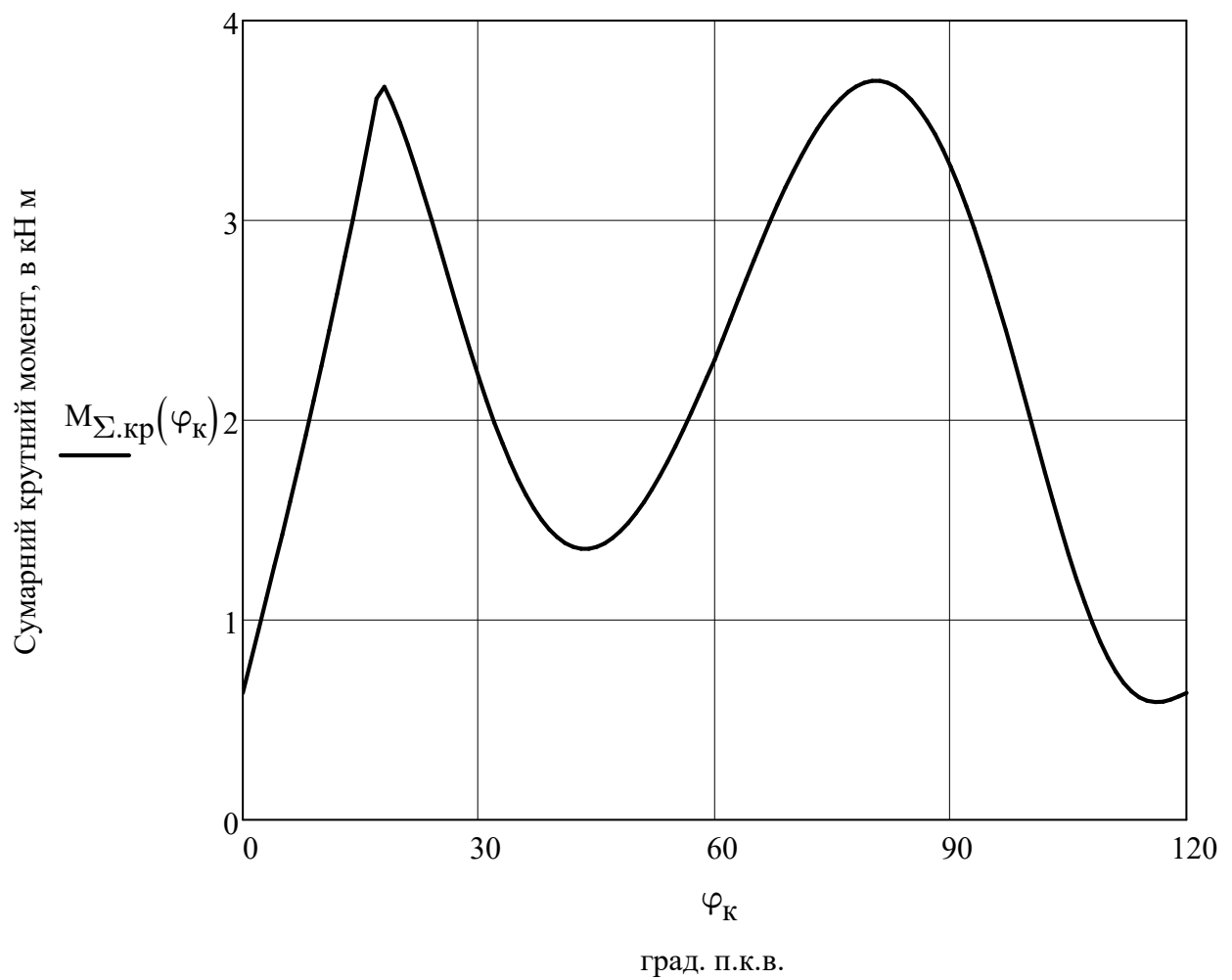


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0.635$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.632$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.393$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.002$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.643$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.627$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.587$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.444$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.987$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.304$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.635$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{51.065 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.021 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 220.399 = 220398.923$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.204 \times 10^5}{6.021 \times 10^5} \cdot 100 = 36.604$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 602110.878 \cdot 0.365 = 220000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.204 \times 10^5 - 2.2 \times 10^5|}{2.204 \times 10^5} \cdot 100 = 0.181$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.07$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.07 + 0.03 = 0.1$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.1 \cdot 602110.878 = 60211.088$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 241.400 = 144.840$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.15 = 2.651 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{144.84 \cdot 2.651 \times 10^{-3} \cdot 2.6 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 49.911$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 49.911 = 49910.914$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 60211.088 + 49910.914 = 110122.002$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня густина води

$C_{mB} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{1.101 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 3.154 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.343$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.343 = 343.419$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 60211.1 + 49910.9 + 343.4 = 110465.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{110465.422}{602110.878} \cdot 100 = 18.346$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 317.743 - 273 = 44.743$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 44.743 = 29.11$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.948 \cdot 33.605 \cdot 527 = 16783.949$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.915 \cdot 29.11 \cdot 44.743 = 1191.629$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16783.9 - 1191.6 = 15592.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{51.065}{3.6} \cdot 15592.32 = 221172.925$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{221172.925}{602110.878} \cdot 100 = 36.733$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{241.4}{880.991} \cdot 0.503 = 0.138$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.138 \cdot 602110.878 = 83034.292$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 60211.088 + 83034.292 - 110465.422 = 32779.958$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.278 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.348 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.348 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.174$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.174 = 2174.199$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32779.958 + 2174.199 = 34954.157$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34954.157}{602110.878} \cdot 100 = 5.805$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{220398.923 + 110465.422}{221172.925 + 34954.157} \right) = 586991.427$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 602110.9 - 586991.4 = 15119.5$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{15119.45}{602110.878} \cdot 100 = 2.511$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 602110.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 220398.9$	$q_e = 36.6$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 221172.9$	$q_{\Gamma} = 36.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 110465.4$	$q_B = 18.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 34954.2$	$q_M = 5.8$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 15119.5$	$q_{HB} = 2.5$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 36.604 + 36.733 + 18.346 + 5.805 + 2.511 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	210	220,4	4,95
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	610	639	4,75
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,355	0,365	2,82
4	Механічний ККД	η_m	-	0,715	0,726	1,54
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	236	232	- 1,69
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	150	150	0,0

В даному розділі ефективна потужність двигуна, що проектується, була збільшена відповідно до завдання на 10 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу показав, що фактичний приріст потужності становить 10,4 кВт, що у відсотковому співвідношенні відповідає зростанню на 4,9%.

Забезпечення підвищення потужності за незмінних значень діаметра циліндра та ходу поршня можливе шляхом збільшення середнього ефективного тиску. Порівняльний аналіз даних, наведених у таблиці 2.1, показав, що середній ефективний тиск зріс пропорційно до приросту потужності - на 4,7%.

Результати щодо визначення ефективності протікання циклу показують, що питома ефективна витрата палива знизилась на 1,7% у порівнянні з прототипом.

В свою чергу порівняння значень ефективного ККД для проектного двигуна та прототипу показує його зростання на 2,8%.

Якщо вважати що рівень механічних втрат у проектного двигуна трохи зменшився що для механічного ККД дало зростання на 1,5%.

Завдяки раціональному та обґрунтованому вибору початкових даних та допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу

проектованого двигуна, було отримано вихідні параметри двигуна на достатньо високому рівні, і при цьому геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінились. В результаті нова силова установка має більше значення потужності та краще по економічності, без суттєвого зростання її масо-габаритних параметрів у порівнянні з прототипом.

Завдяки обґрунтованому вибору початкових даних і коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу отримано стабільні вихідні показники двигуна без зміни геометричних розмірів циліндро-поршневої групи. Це забезпечує збереження масо-габаритних параметрів силової установки та її сумісність з конструкцією БМП-2.

У даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми, визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

Отримані розрахункові параметри дозволяють оцінити енергетичні та експлуатаційні показники двигуна і є основою для подальшого аналізу акустичних характеристик та розробки удосконаленої конструкції глушника системи випуску в спеціальній частині кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГЛУШНИКА ШУМУ ВИПУСКУ.

3.1 Основні конструктивні шляхи зниження шуму випуску в ДВЗ.

Глушник є одним із основних конструктивних елементів випускної системи двигуна внутрішнього згоряння, без якого експлуатація транспортного засобу є неможливою через перевищення допустимих рівнів шуму. Основними функціями глушника є:

- зниження рівня шуму відпрацьованих газів;
- перетворення енергії потоку відпрацьованих газів зі зменшенням їх швидкості, температури та пульсацій.

Відпрацьовані гази, що виходять із циліндрів двигуна, мають підвищені тиск і температуру. Під час їх руху по випускному тракту виникають інтенсивні пульсації тиску, які формують звукові хвилі, що поширюються зі швидкістю, вищою за швидкість руху газового потоку. Глушник забезпечує перетворення енергії акустичних коливань у теплову енергію, що дозволяє знизити рівень шуму до нормативних значень. Разом із тим застосування глушника створює додатковий гідравлічний опір (протитиск) у випускній системі, що може призводити до певного зниження ефективної потужності двигуна.

У сучасних глушниках застосовується декілька конструктивних способів зниження шуму:

- розширення та звуження потоку;
- зміна напрямку руху потоку;
- інтерференція звукових хвиль;
- поглинання звукової енергії спеціальними матеріалами.

Розширення потоку реалізується за рахунок наявності камер різного об'єму, розділених перегородками. Така конструкція ефективно знижує рівень низькочастотних коливань. Звуження потоку здійснюється за допомогою отворів (дроселів), що сприяє зменшенню високочастотної складової шуму.

Зміна напрямку руху відпрацьованих газів використовується у більшості глушників, за винятком прямоточних конструкцій. Повороти потоку в межах 90–360° забезпечують зниження середньо- та високочастотних акустичних коливань за рахунок втрати енергії хвиль при відбитті від стінок і перегородок.

Інтерференція звукових хвиль полягає у взаємодії коливань, що може призводити як до збільшення (конструктивна інтерференція), так і до зменшення (деструктивна інтерференція) амплітуди. У глушниках переважно використовується деструктивна інтерференція, яка реалізується через систему перфораційних отворів у трубах та камерах. Підбір діаметра, кількості та розташування отворів дозволяє досягти зниження шуму в широкому діапазоні частот.

Поглинання звукових хвиль здійснюється шляхом пропускання їх через звукопоглинальні матеріали. Даний спосіб є особливо ефективним для зниження високочастотних складових шуму. У практиці конструювання глушників зазначені методи, як правило, застосовуються комплексно.

У транспортних засобах зазвичай використовується від одного до кількох глушників. Найближчий до двигуна елемент називається резонатором (попереднім глушником), за яким розташовується основний глушник. Конструкція та кількість елементів випускної системи визначаються типом двигуна та умовами його експлуатації.

Резонатор призначений для попереднього зниження рівня шуму та вирівнювання пульсацій потоку відпрацьованих газів. Конструктивно він являє собою перфоровану трубу, розміщену в металевому корпусі. Для підвищення ефективності гасіння коливань можуть застосовуватись дросельні отвори.

Основний глушник забезпечує остаточне зниження шуму. Його конструкція складніша і включає декілька перфорованих труб, розміщених у металевому корпусі, розділеному перегородками на 2–4 камери. Частина камер може заповнюватися звукопоглинальними матеріалами. Потік відпрацьованих газів у такому глушнику багаторазово змінює напрямок руху, що обумовлює його лабіринтову схему.

Серед елементів випускної системи модернізації найчастіше піддається прямоточний глушник, який має одну пряму трубу без зміни напрямку потоку. Така конструкція характеризується меншим протитиском, проте не забезпечує суттєвого приросту потужності двигуна.

Прямоточний глушник складається з металевого корпусу, в якому розміщена перфорована труба, обгорнута металевою сіткою та звукопоглинальним матеріалом. Сітка виконує функцію утримання звукопоглинального шару та запобігає його руйнуванню потоком газів. Як правило, у якості звукопоглинального матеріалу застосовується скловолокно. У такій конструкції звукові хвилі проходять через перфорацію труби, взаємодіють зі звукопоглинальним матеріалом і частково перетворюються на теплову енергію, що забезпечує зниження рівня шуму.

3.2 Розробка конструкції глушника

Під час виконання робіт із розроблення нових зразків легко броньованої техніки та модернізації існуючих виробів одним із ключових завдань є підвищення тактико-технічних характеристик машин за умови мінімізації матеріальних і трудових витрат. До основних вимог, що висувуються до таких виробів, належить забезпечення підвищених показників рухливості, що безпосередньо пов'язано з необхідністю застосування більш потужних силових установок.

На БМП-2 встановлено двигун УТД-20 радянського виробництва - чотиритактний, шестициліндровий, без наддуву, з потужністю до 250 кВт.

З урахуванням сучасних умов ведення бойових дій постійно зростають вимоги до тактико-технічних характеристик бойових машин. Однією з принципових вимог є зниження рівня шумності, що забезпечує зменшення демаскувальних ознак техніки під час виконання розвідувальних та бойових завдань. Особливої актуальності набуває зниження шуму випуску, оскільки саме система випуску є одним із основних джерел акустичного випромінювання двигуна.

Глушники іноземного виробництва не завжди можуть бути використані у складі вітчизняної військової техніки через відмінності у компонованні, обмеження за габаритними розмірами та особливості інтеграції у конструкцію корпусу машини. У свою чергу, глушники радянського зразка не відповідають сучасним вимогам щодо рівня шуму, масо-габаритних показників та експлуатаційної надійності. У зв'язку з цим виникає необхідність розроблення вітчизняної конструкції глушника, яка б відповідала сучасним нормативним вимогам, забезпечувала необхідний рівень акустичної ефективності та відповідала компоновочним особливостям БМП-2.

Найбільш ефективним методом зниження шуму випуску є застосування глушників різного конструктивного виконання. До основних вимог, що висуваються до глушників для бойової техніки, належать:

- забезпечення ефективності шумопоглинання (рівень шуму ≤ 80 дБА);
- мінімальний вплив на потужність двигуна та його економічні показники;
- обмежені геометричні розміри та мала маса;
- простота конструкції та технологічність виготовлення;
- висока надійність і зручність експлуатації в польових умовах.

Одним із типів глушників, що застосовуються у випускних системах, є резонансні глушники. Вони характеризуються високою акустичною ефективністю у відносно вузькому діапазоні частот та незначними втратами потужності двигуна. Однак їх основним недоліком є обмежений частотний діапазон дії. У процесі роботи двигуна частота обертання колінчастого вала постійно змінюється, що призводить до зміни частотного спектра вихлопу. У зв'язку з цим застосування виключно резонансних глушників є малоефективним.

Найбільш доцільним рішенням є використання комбінованих глушників, які поєднують резонансні елементи з розширювальними камерами. Такі конструкції забезпечують ефективне зниження шуму в ширшому діапазоні частот при прийнятному рівні протитиску.

Сучасні конструкції глушників можуть містити послідовно та паралельно з'єднані розширювальні й резонаторні камери, багаторазові повороти потоку

відпрацьованих газів, а також додаткові елементи - іскрогасники, допалювачі та інші пристрої, що підвищують функціональність системи випуску.

Необхідність зниження шуму випуску для БМП-2 зумовлена такими факторами:

- зменшення загального рівня шуму у внутрішньому просторі машини для зниження втомлюваності екіпажу;
- підвищення тактико-технічних характеристик за рахунок зниження демаскувальних ознак силової установки;
- зменшення потреби у використанні додаткових звукоізоляційних і звукопоглинальних матеріалів у відсіках машини, що сприяє зниженню масо-габаритних показників.

З метою отримання ефективної конструкції глушника було реалізовано наступний алгоритм проектування:

а) орієнтовно визначено необхідний внутрішній об'єм глушника та площі перерізів вхідного і вихідного патрубків з урахуванням витрати відпрацьованих газів двигуна УТД-20;

б) виконано прив'язку нової конструкції до параметрів штатної системи випуску з забезпеченням раціонального трасування трубопроводів;

в) проаналізовано існуючі конструктивні схеми глушників та обрано оптимальну комбіновану схему;

г) детально опрацьовано форму корпусу, геометричні розміри камер, положення патрубків, конструкцію перегородок, спосіб кріплення та інші конструктивні елементи.

Паралельно здійснювався вибір матеріалів і захисних покриттів, що визначаються умовами експлуатації, технологічністю виготовлення та економічною доцільністю.

Під час експлуатації глушник піддається впливу ряду негативних факторів:

- наявності у відпрацьованих газах парів води, кислот і солей;
- високих температур і швидкостей газового потоку;
- підвищеного внутрішнього тиску;

- утворення конденсату;
- різких температурних перепадів (при потраплянні води на нагрітий корпус).

Леговані та алюмінізовані сталі мають підвищену корозійну стійкість, проте характеризуються складністю обробки, зварювання та значно вищою вартістю. З огляду на це в якості основного матеріалу було обрано листову малолеговану сталь з високою межею міцності. Вона відзначається прийнятною вартістю, доброю зварюваністю та достатніми механічними характеристиками для заданих умов експлуатації. Для захисту зовнішніх поверхонь застосовано антикорозійний захист.

У результаті проектування системи випуску відпрацьованих газів БМП-2 з двигуном УТД-20 було обрано схему комбінованого резонансного глушника з розширювальними камерами (рисунок 3.1).

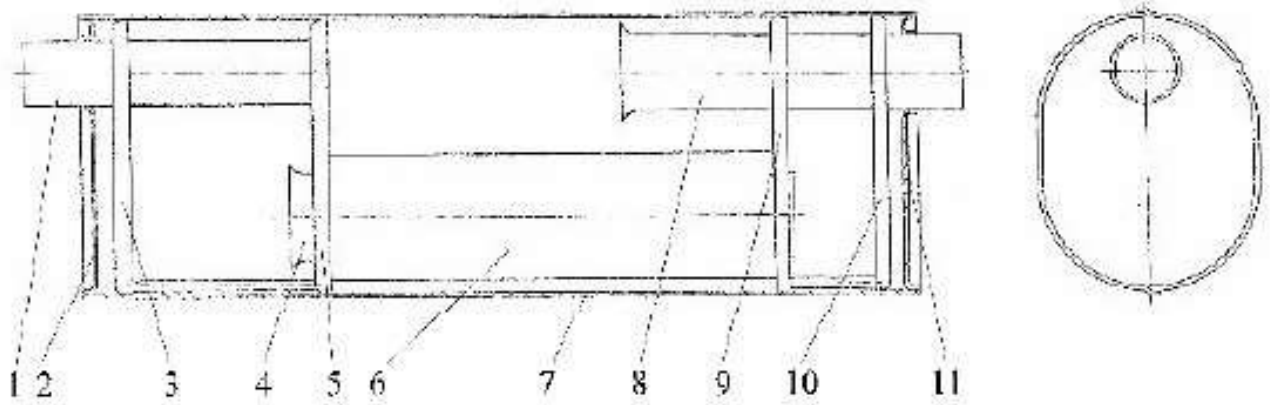


Рис. 3.1 – Схема комбінованого резонансного глушника

1, 4, 8 - труби з перфорацією; 2, 11 - деще; 3, 9, 10 – перфоровані перегородки; 5 - суцільна перегородка; 6 - труба; 7 – обичайка

Глушник жорстко закріплюється на борту машини за допомогою металевих стрічкових хомутів та закривається захисним кожухом. Після встановлення зовнішня поверхня кожуха покривається деформуючим маскувальним забарвленням у складі загальної схеми фарбування виробу.

Для компенсації теплових деформацій та зниження передачі вібрацій на корпус машини у випускному трубопроводі передбачено компенсатор, виконаний на базі багатошарового металевго силфона, що забезпечує необхідну гнучкість і довговічність з'єднання.

3.3 Розрахунок параметрів глушника шуму

3.3.1 Початкові дані для розрахунку

$D = 0.15$ м - діаметр циліндру;

$S = 0.15$ м - хід поршня;

$n_H = 2500$ хв⁻¹ - частота обертання колінчастого валу;

$i = 6$ - кількість циліндрів

3.3.2 Визначення геометричних параметрів глушника

Розрахунок будемо здійснювати із залученням розрухонкових схем.

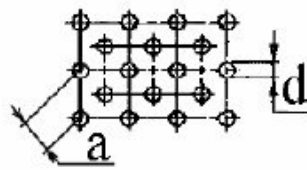


Рисунок 3.2 - Схема перфорації.

Визначимо перфораційне відношення для сітки з отворів

$$\xi = \frac{d}{a}$$

де $d = 0.003$ м - діаметр отворів;

$a = 0.005$ м - крок отворів;

$$\xi = \frac{d}{a} = \frac{0.003}{0.005} = 0.6$$

Функція Фока, яка характеризує додану масу повітря в місці отвору

$$\varphi_{\xi} = \frac{1}{(1 - a \cdot \xi + b \cdot \xi^3 + c \cdot \xi^5)}$$

де $a = 1.41$

$b = 0.38$ - емпіричні коефіцієнти для функції Фока

$c = 0.068$

$$\varphi_{\xi} = \frac{1}{(1 - a \cdot \xi + b \cdot \xi^3 + c \cdot \xi^5)} = \frac{1}{1 - 1.41 \cdot 0.6 + 0.38 \cdot 0.6^3 + 0.068 \cdot 0.6^5} = 4.143$$

Коефіцієнт провідимості отворів, визначимо за формулою:

$$K = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n}{l_c + \frac{\pi \cdot d}{4 \cdot \varphi_\xi}}$$

де $n = 600$ - кількість отворів;

$l_c = 0.002$ м - товщина стінки внутрішньої труби

$$K = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n}{l_c + \frac{\pi \cdot d}{4 \cdot \varphi_\xi}} = \frac{\frac{\pi \cdot (3 \times 10^{-3})^2}{4} \cdot 600}{2 \times 10^{-3} + \frac{\pi \cdot 3 \times 10^{-3}}{4 \cdot 4.143}} = 1.651$$

Площа прохідного перерізу внутрішньої труби, в м²

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

де $d_0 = 0.04$ м - діаметр внутрішньої труби;

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.04^2}{4} = 1.257 \times 10^{-3}$$

Робочий об'єм циліндру двигуна, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.15 = 2.651 \times 10^{-3}$$

Визначимо об'єм резонансної камери, виходячи з розмірів на приведеній схемі, в м³

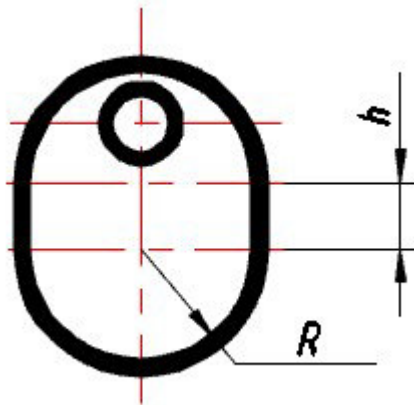


Рисунок 3.3 - Розрахункова конструктивна схема глушника.

Визначимо об'єм резонансної камери:

$$V_{p.k} = F_{p.k} \cdot l_{p.k}$$

де $R = 0.15$ м - радіус бокової кришки;

$h = 0.15$ м - міжцентрова відстань;

$l_{p.k} = 0.2$ м - довжина резонансної камери;

Визначимо площу перетинки резонансної камери, в м²

$$F_{p.k} = (\pi \cdot R^2 + h \cdot 2R - F_0) = \pi \cdot 0.15^2 + 0.15 \cdot 2 \cdot 0.15 - 1.257 \times 10^{-3} = 0.114$$

Відповідно об'єм резонансної камери буде, в м³

$$V_{p.k} = F_{p.k} \cdot l_{p.k} = 0.114 \cdot 0.2 = 0.023$$

Визначимо частоту настроювання резонансної камери, в Гц

$$f_0 = \frac{c_0 \cdot \sqrt{\frac{T}{273}}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{V_{p.k}}}$$

де $T = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$c_0 = 340.29$ м/с - швидкість розповсюдження звуку в повітрі при нормальних умовах;

$$f_0 = \frac{c_0 \cdot \sqrt{\frac{T}{273}}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{V_{p.k}}} = \frac{340.29 \cdot \sqrt{\frac{450}{273}}}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1.651}{0.023}} = 590.602$$

Визначимо робочу частоту резонансної камери, в Гц

$$f = \frac{n_H}{2 \cdot 60} \cdot i = \frac{2500}{2 \cdot 60} \cdot 6 = 125$$

Рівень заглушення шуму глушником на заданій частоті, в дБ

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left[1 + \frac{\frac{K \cdot V_{p.k}}{4 \cdot F_0^2}}{\left(\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f} \right)^2} \right] = 10 \cdot \log \left[1 + \frac{\frac{1.651 \cdot 0.023}{4 \cdot (1.257 \times 10^{-3})^2}}{\left(\frac{125}{590.602} - \frac{590.602}{125} \right)^2} \right] = 24.694$$

Площа прохідного перерізу трубопроводу, в м²

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4}$$

де $d_{\text{тр}} = 0.04$ м - діаметр трубопроводу;

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.04^2}{4} = 1.257 \times 10^{-3}$$

Площа прохідного перерізу розширювальної камери, в м²

$$F_{\text{рз.к}} = \pi \cdot R^2 + h \cdot 2R - F_{\text{тр}} = \pi \cdot 0.15^2 + 0.15 \cdot 2 \cdot 0.15 - 1.257 \times 10^{-3} = 0.114$$

Відношення площі розширювальної камери то площі трубопроводу

$$m = \frac{F_{\text{рз.к}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{0.114}{1.257 \times 10^{-3}} = 91.06$$

Об'єм розширювальної камери глушника, в м³

$$V_{\text{гл}} = 2.5 \cdot V_h \cdot i = 2.5 \cdot 2.651 \times 10^{-3} \cdot 6 = 0.04$$

Довжина розширювальної камери, в м

$$l = \frac{V_{\text{гл}}}{F_{\text{рз.к}}} = \frac{0.04}{0.114} = 0.347$$

3.3.3 Визначення акустичних параметрів глушника

Величина заглушення шуму в розширювальній камері, в дБ

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot l}{c_0 \cdot \sqrt{\frac{T}{273}}} \right) \right] = 30.839$$

3.4 Висновки по розділу

У розділі 3 розглянуто основні конструктивні шляхи зниження шуму випуску в дизельних двигунах та обґрунтовано вибір конструктивної схеми глушника для бойової машини піхоти БМП-2 з двигуном УТД-20.

Проведений аналіз показав, що найбільш ефективними методами зниження шуму випуску є використання розширювальних камер, зміна напрямку потоку відпрацьованих газів, застосування інтерференційних елементів та звукопоглинальних матеріалів. Встановлено, що використання виключно резонансних глушників є недостатньо ефективним через вузький діапазон частот глушіння, тоді як комбіновані конструкції дозволяють забезпечити зниження шуму в широкому спектрі частот за прийнятного рівня протитиску.

Обґрунтовано доцільність розроблення вітчизняної конструкції глушника з урахуванням компоновочних особливостей БМП-2, сучасних тактико-технічних вимог та необхідності зменшення демаскувальних ознак бойової машини. Визначено основні вимоги до глушника: забезпечення рівня шуму не вище 80 дБА, мінімальний вплив на потужність двигуна, обмежені масо-габаритні показники, технологічність та надійність конструкції.

У результаті виконаних робіт обрано схему комбінованого резонансного глушника з розширювальними камерами, що забезпечує ефективне зниження шуму випуску при збереженні допустимого рівня протитиску. Розроблено алгоритм проектування, який включає визначення необхідного об'єму глушника, узгодження його параметрів із характеристиками двигуна УТД-20, вибір оптимальної конструктивної схеми та детальне опрацювання геометричних параметрів.

Здійснено обґрунтований вибір матеріалу корпусу та внутрішніх елементів глушника з урахуванням термічних, механічних і корозійних навантажень. Передбачено застосування захисного термостійкого покриття та компенсаційного елемента на основі металевого сильфона для зниження вібраційних навантажень і компенсації теплових деформацій.

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизеля.

Експлуатація дизельних двигунів внутрішнього згоряння супроводжується утворенням та викидом у навколишнє середовище значної кількості відпрацьованих газів (ВГ), що містять як відносно інертні, так і токсичні компоненти. Хімічний склад відпрацьованих газів визначається типом палива, режимом роботи двигуна, якістю сумішоутворення та умовами згоряння.

За характером впливу на організм людини та біосферу загалом компоненти відпрацьованих газів умовно поділяють на шість основних груп.

I група - речовини, що не мають суттєвого токсичного впливу на організм людини при звичайних концентраціях.

До цієї групи належать: азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяна пара (H_2O) та вуглекислий газ (CO_2). Азот є основним компонентом повітря і не вступає в хімічні реакції за нормальних умов. Кисень і водяна пара також є природними складовими атмосфери. Вуглекислий газ за звичайних концентрацій не є токсичним, однак його підвищений вміст у глобальному масштабі сприяє розвитку парникового ефекту та кліматичних змін. Таким чином, хоча речовини цієї групи не становлять прямої токсичної небезпеки, вони можуть мати опосередкований екологічний вплив.

II група - оксид вуглецю (CO).

Оксид вуглецю, або чадний газ, є продуктом неповного згоряння палива. Він утворюється при недостатній кількості кисню або порушенні процесу згоряння. CO є безбарвним і без запаху газом, що має високу токсичність. Потрапляючи в організм людини, він зв'язується з гемоглобіном крові, утворюючи карбоксигемоглобін, що блокує транспортування кисню до тканин. Навіть незначні

концентрації CO можуть спричиняти головний біль, запаморочення, а при високих концентраціях - гостре отруєння.

III група - оксиди азоту (NO_x).

До цієї групи належать оксид азоту (NO), діоксид азоту (NO_2) та інші сполуки. Вони утворюються внаслідок високотемпературного окиснення атмосферного азоту в камері згоряння. Оксиди азоту є токсичними, подразнюють слизові оболонки дихальних шляхів та сприяють розвитку захворювань органів дихання. Крім того, NO_x беруть участь у фотохімічних реакціях з утворенням смогу та кислотних дощів, що негативно впливають на рослинність, ґрунти та водні екосистеми.

IV група - вуглеводні (C_nH_m).

До цієї групи належать незгорілі або частково окиснені вуглеводні, що залишаються у відпрацьованих газах внаслідок неповного згоряння палива. Серед них присутні представники різних гомологічних рядів: алкани, алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні сполуки. Окремі ароматичні вуглеводні (зокрема поліциклічні ароматичні сполуки) мають канцерогенні властивості. Вуглеводні також беруть участь у фотохімічних реакціях у атмосфері, сприяючи утворенню озону тропосферного рівня та фотохімічного смогу.

V група - альдегіди.

Альдегіди (наприклад, формальдегід та ацетальдегід) утворюються як проміжні продукти окиснення вуглеводнів. Вони мають різкий запах, подразнюють слизові оболонки очей і дихальних шляхів та можуть викликати алергічні реакції. Деякі альдегіди відносяться до потенційно канцерогенних речовин.

VI група - тверді частинки (сажа).

Сажа є продуктом неповного згоряння палива і складається переважно з вуглецю з домішками органічних і неорганічних сполук. Тверді частинки можуть містити адсорбовані на поверхні токсичні речовини, включаючи поліциклічні ароматичні вуглеводні та сполуки важких металів. Дрібнодисперсні частинки здатні проникати глибоко в дихальні шляхи людини, що підвищує ризик розвитку захворювань органів дихання та серцево-судинної системи.

Таким чином, експлуатація дизельних двигунів супроводжується викидом як інертних, так і токсичних компонентів, що негативно впливають на стан атмосферного повітря та здоров'я людини. Основними екологічно небезпечними складовими відпрацьованих газів є оксид вуглецю, оксиди азоту, незгорілі вуглеводні, альдегіди та тверді частинки. Зниження їх концентрації є важливим завданням підвищення екологічної безпеки дизельних силових установок.

4.1.2 Заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище досягається комплексом конструктивних, технологічних та експлуатаційних заходів. Основним напрямком екологічної модернізації є вплив на процеси сумішоутворення та згоряння, що відбуваються безпосередньо в циліндрі двигуна, оскільки саме вони визначають кількісний та якісний склад відпрацьованих газів.

Покращення екологічних показників дизеля може бути забезпечене такими заходами:

а) Регулювання кута випередження подачі палива. Кут випередження впорскування суттєво впливає на тривалість затримки займання, характер згоряння та максимальну температуру в циліндрі. Надмірно рання подача палива призводить до зростання температури згоряння та, відповідно, до підвищення концентрації оксидів азоту (NO_x). Запізніле впорскування, у свою чергу, може спричинити неповне згоряння палива та збільшення викидів оксиду вуглецю (CO), вуглеводнів (C_nH_m) і сажі. Оптимізація кута випередження подачі палива дозволяє забезпечити компроміс між економічністю, потужністю та екологічними показниками двигуна.

б) Удосконалення та оптимізація перебігу робочого циклу дизеля. До цього напрямку належить покращення процесів сумішоутворення, підвищення якості розпилювання палива, оптимізація форми камери згоряння, застосування

сучасних паливних систем високого тиску. Поліпшення дисперсності розпилювання та рівномірності розподілу палива у повітряному заряді сприяє більш повному його згорянню, що знижує концентрацію CO, незгорілих вуглеводнів та твердих частинок. Крім того, оптимізація турбулентності повітряного потоку в циліндрі забезпечує інтенсифікацію процесів окиснення палива.

в) Забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR). Система рециркуляції відпрацьованих газів передбачає повернення частини ВГ у впускний тракт двигуна. Додавання інертних компонентів до свіжого заряду знижує максимальну температуру згоряння, що, у свою чергу, призводить до зменшення утворення оксидів азоту. Ефективність системи EGR залежить від точності дозування рециркульованих газів та режиму роботи двигуна. Водночас надмірна рециркуляція може негативно впливати на повноту згоряння палива та спричиняти збільшення викидів сажі, тому потребує оптимального налаштування.

г) Використання високоякісних палив та присадок.

Якість дизельного палива безпосередньо впливає на токсичність відпрацьованих газів. Зменшення вмісту сірки в паливі сприяє зниженню утворення оксидів сірки та вторинних аерозолів. Підвищення цетанового числа забезпечує скорочення періоду затримки займання та більш рівномірне згоряння палива. Застосування спеціальних присадок дозволяє покращити мийні, антиокиснювальні та протизношувальні властивості палива, а також зменшити утворення нагару та твердих частинок.

д) Нейтралізація відпрацьованих газів.

Значний ефект у зниженні токсичності забезпечують системи післяобробки відпрацьованих газів. До них належать каталізатори окиснювального типу, сажові фільтри, селективні каталізатори відновлення (SCR) та інші пристрої. Окиснювальні каталізатори сприяють перетворенню CO та вуглеводнів у CO₂ і H₂O. Сажові фільтри забезпечують уловлювання твердих частинок з подальшим їх періодичним спалюванням. Системи SCR дозволяють суттєво зменшити концентрацію NO_x шляхом їх хімічного відновлення до азоту та води.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 220$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.232$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.85$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.935$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.232 \cdot 220 \cdot 1.85 \cdot 14.935 = 1410.222$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1410.222}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.85 \cdot 14.935} \right) = 0.406$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 800$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{800}{273}} = 0.333$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.406}{0.333} = 1.218$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO,дд} = 0.232 \cdot 22.6 = 5.243$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.243 \cdot 220}{3600} = 0.32$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx,дд} = 0.232 \cdot 40.9 = 9.489$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.489 \cdot 220}{3600} = 0.58$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH,дд} = 0.232 \cdot 10.5 = 2.436$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.436 \cdot 220}{3.6 \times 10^3} = 0.149$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2,дд} = 0.232 \cdot 5.6 = 1.299$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.299 \cdot 220}{3.6 \times 10^3} = 0.079$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C,дд} = 0.232 \cdot 7.6 = 1.763$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.763 \cdot 220}{3.6 \times 10^3} = 0.108$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.32 \\ 0.58 \\ 0.149 \\ 0.079 \\ 0.108 \end{pmatrix} = 1.236$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.32}{1.236} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.58}{1.236} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.149}{1.236} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.108}{1.236} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.079}{1.236} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля

Під час експлуатації та технічного обслуговування дизеля персонал впливає комплекс небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Їх наявність обумовлена особливостями роботи силової установки, застосуванням паливно-мастильних матеріалів, підвищеними температурами, наявністю електрообладнання, а також акустичними та вібраційними навантаженнями.

До основних небезпечних і шкідливих факторів належать:

1) Пари палива та мастильних матеріалів.

У процесі заправлення, зберігання та експлуатації дизеля можливе виділення парів дизельного палива та мастил. Вони можуть проникати в організм людини через органи дихання та шкіру. Тривалий вплив парів палива викликає подразнення слизових оболонок, головний біль, запаморочення, а за систематичної дії - хронічні захворювання дихальної системи. Контакт мастильних матеріалів зі шкірою може спричиняти дерматити та інші професійні захворювання. Особливу небезпеку становлять роботи у закритих або недостатньо вентильованих приміщеннях.

2) Пожежна небезпека та небезпека опіків.

Дизельне паливо та мастильні матеріали є горючими речовинами. Причинами виникнення пожеж можуть бути:

- несправність електрообладнання та короткі замикання;
- витoki палива через зношені або корозійно пошкоджені елементи ПА;
- несправність запірної арматури;
- самозаймання промаслених матеріалів;
- використання відкритого вогню поблизу паливної системи;
- порушення правил поведінки з легкозаймистими речовинами.

Крім того, під час роботи двигуна значна частина його поверхонь (випускний колектор, турбокомпресор, елементи системи випуску) нагрівається до високих

температур. Дотик до таких елементів може спричинити термічні опіки різного ступеня тяжкості.

3) Електронебезпека.

При обслуговуванні дизельних установок персонал має справу з електричними системами живлення, стартерними установками, акумуляторними батареями та допоміжним обладнанням. Наявність електричного струму становить небезпеку ураження електричним струмом у разі пошкодження ізоляції, неправильного підключення або порушення правил експлуатації. Особливу небезпеку створюють роботи у вологому середовищі або за відсутності заземлення обладнання.

4) Недостатня якість освітлення робочої зони.

Освітлення є важливим фактором безпечного виконання технічного обслуговування. Недостатній рівень освітленості, наявність різких тіней або сліпучих джерел світла підвищують ризик травмування, помилок при виконанні робіт, а також сприяють швидкій зоровій втомі. Невідповідність освітлення встановленим нормам може призвести до зниження точності регулювальних та діагностичних операцій.

5) Недостатня ефективність системи вентиляції.

У разі порушення герметичності з'єднань паливної або випускної системи у приміщенні можуть накопичуватися токсичні компоненти відпрацьованих газів, зокрема оксид вуглецю, оксиди азоту та незгорілі вуглеводні. За відсутності ефективної вентиляції їх концентрація може перевищувати гранично допустимі норми, що створює ризик отруєння персоналу. Особливо небезпечним є накопичення оксиду вуглецю, який не має запаху та кольору.

6) Шум та вібрація.

Під час роботи дизельного двигуна виникають значні акустичні навантаження. Підвищений рівень шуму негативно впливає на нервову систему, знижує концентрацію уваги та продуктивність праці. Тривалий вплив інтенсивного шуму може призвести до стійкого зниження слуху.

4.3.3 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в Дб

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 2600 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 220 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.6 \times 10^3 + 220^{0.55}) = 34.182$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{2.2 \times 10^3}{2.6 \times 10^3}\right) = -2.177$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 34.182 + -2.177 = 86.006$$

Враховуючи конструктивні особливості нової конструкції комбінованого глушника, що дозволило суттєво знизити рівень шуму, визначимо реальний рівень шуму від двигуна, в Дб

$$L'_n = L_n - \Delta L$$

де $\Delta L = 30.839 \text{ Дб}$ - величина зниження рівня шуму, в комбінованому глушнику

$$L'_n = L_n - \Delta L = 86.006 - 30.839 = 55.167$$

Якісне порівняння показників шумності при застосуванні запропонованої конструкції комбінованого глушника, у %

$$\delta L = \frac{|L_n - L'_n|}{L_n} \cdot 100 = \frac{|86.006 - 55.167|}{86.006} \cdot 100 = 35.857$$

Таким чином зниження рівня шумності двигуна досягло майже 36%

4.3.4 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 700$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.6 \times 10^3}{60} = 43.333 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 2.6 \times 10^3 \cdot 220^{0.55} \cdot \frac{1 + 220}{700} = 1.594 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{2.2 \times 10^3}{2.6 \times 10^3} \right) = -2.177$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.6 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{700}{220} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.594 \times 10^4}{1} + -2.177 \right) = 86.025$$

4.3 Висновки по розділу

У четвертому розділі було проаналізовано екологічні та виробничі аспекти експлуатації дизельного двигуна, а також визначено основні фактори, що впливають на навколишнє середовище та безпеку обслуговуючого персоналу.

Встановлено, що відпрацьовані гази дизеля містять широкий спектр компонентів, які за характером впливу на організм людини поділяються на шість основних груп. Найбільш небезпечними з екологічної та санітарно-гігієнічної точок зору є оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x), незгорілі вуглеводні, альдегіди та тверді частинки (сажа). Їх утворення безпосередньо пов'язане з особливостями процесу згоряння палива в циліндрі та умовами протікання робочого циклу дизеля.

Показано, що зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на довкілля може бути досягнуте шляхом комплексного підходу, який включає оптимізацію параметрів впорскування палива, удосконалення процесів сумішоутворення та згоряння, застосування системи рециркуляції відпрацьованих газів, використання якісних палив і присадок, а також впровадження ефективних систем нейтралізації відпрацьованих газів. Сукупна реалізація цих заходів дозволяє зменшити концентрацію токсичних компонентів та підвищити екологічні показники двигуна. Окрему увагу приділено аналізу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що виникають під час обслуговування дизеля. До них належать вплив парів палива та мастильних матеріалів, пожежна та електрична небезпека, недостатня освітленість робочого місця, неефективна вентиляція, підвищені рівні шуму та вібрації.

Визначено, що дотримання вимог техніки безпеки, організація належних умов праці та використання засобів індивідуального захисту є обов'язковими умовами збереження здоров'я персоналу.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо зниження шумності роботи дизельного двигуна потужністю 220 кВт, для БМП-2, за рахунок удосконалення конструкції глушника системи випуску.

Відповідно до поставлених завдань було виконано наступне:

У першому розділі описано об'єкт застосування двигуна-прототипу, яким є БМП-2 з двигуном УТД-20. Проаналізовано конструкцію та компоновання машини. Розглянуто будову двигуна, його систем і механізмів, оцінено особливості доступу до агрегатів та вплив конструкції на експлуатаційні характеристики.

У другому розділі визначено параметри робочого циклу двигуна, побудовано індикаторну діаграму, розраховано сили та моменти в кривошипно-шатунному механізмі, а також величини зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі розроблено конструкцію глушника для зниження шумності випуску. Проаналізовано основні конструктивні способи зменшення шуму: резонансні та комбіновані глушники, розширювальні камери, інтерференцію та звукопоглинальні матеріали. Обрано схему комбінованого резонансного глушника з оптимізованими обсягами камер та патрубків, враховано масо-габаритні обмеження БМП-2. Проведено вибір матеріалів та покриття для забезпечення надійності та тривалості експлуатації в умовах підвищених температур і агресивного середовища.

У четвертому розділі проведено аналіз впливу двигуна на навколишнє середовище та безпеку обслуговуючого персоналу. Виділено основні токсичні компоненти вихлопних газів та запропоновано заходи щодо їх зниження. Розглянуто фактори шкідливого впливу шуму та вібрації на екіпаж та технічний персонал, визначено основні способи зниження негативного впливу.

У графічній частині роботи представлені технічні рішення щодо конструкції глушника та системи випуску, що забезпечують зниження шумності двигуна без значного впливу на потужність та експлуатаційні характеристики БМП-2.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
- 4.S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці