

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

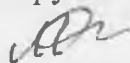
«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«09» 12 2025 р.

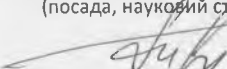
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення екологічності роботи стаціонарної електростанції,
потужністю 160 кВт, за рахунок зниження димності відпрацьованих газів.
Прототип 6ЧН 11/12,5.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-24

 **Максімов А.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
 **Трунін К.С.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

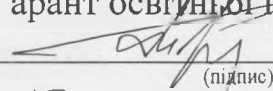
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Максимову Андрію Володимировичу

1. Тема роботи: «Покращення екологічності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 160 кВт, за рахунок зниження димності відпрацьованих газів. Прототип 6ЧН 11/12,5»

Керівник роботи Трунін К.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року №86

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 08.12.25 р.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 11/12,5, номінальною потужністю 156 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. Заходи щодо зниження димності відпрацьованих газів.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизельна електростанція (ГК) 2. Поперечний переріз 6ЧН 11/12,5 (СК)

3. Повздовжній переріз 6ЧН 11/12,5(СК) 4. Схема електронного керування (ПС)

5. Схема наддуву (ПС). 6. Ежектор (СК)

Консультанти розділів роботи

Розд іл	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

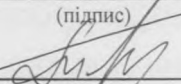
Ном ер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Пр
1.	Вступ.	16.09.25	
2.	Загальний розділ	23.09.25	
3.	Конструкторський розділ	07.10.25	
4.	Науковий розділ	28.10.25	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.25	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.25	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.25	

Студент


(підпис)

Максімов А.В.

Керівник роботи


(підпис)

Трунін К.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до поставленого завдання, запропоновано технічне рішення щодо покращення екологічності роботи стаціонарної електростанції потужністю 160 кВт шляхом зниження димності відпрацьованих газів дизельного двигуна. Прототип – 6ЧН 11/12,5.

Описано об'єкт застосування двигуна – стаціонарна електростанція, призначена для виробництва електроенергії у складі автономної енергетичної установки. Розглянуто конструктивні та експлуатаційні особливості дизельного двигуна-прототипу, а також основні системи, що впливають на процеси згоряння палива та утворення димності відпрацьованих газів.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі яких побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також складові зовнішнього теплового балансу.

Досліджено причини виникнення димності та визначено основні чинники, які знижують екологічні показники роботи дизельної установки. На основі проведеного аналізу запропоновано систему зниження димності відпрацьованих газів, що базується на ежекційному змішуванні їх із чистим повітрям. Виконано розрахунок очікуваного зниження димності та оцінено ефективність запропонованих заходів при експлуатації електростанції. Оцінено потенційний екологічний ефект від реалізації технічного рішення.

Описано можливі негативні впливи двигуна на навколишнє середовище. Запропоновано заходи щодо їх мінімізації. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна. Окрему увагу приділено аналізу екологічних аспектів роботи дизельного двигуна, оцінці рівнів викидів шкідливих речовин, а також розроблено заходи з підвищення екологічної безпеки під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту енергетичної установки.

Ключові слова: дизельний двигун, стаціонарна електростанція, димність, відпрацьовані гази, екологічність, паливна система, ежектор.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the assigned task, a technical solution is proposed to improve the environmental performance of a stationary power plant with a capacity of 160 kW by reducing the smoke opacity of the exhaust gases of a diesel engine. The prototype is 6ChN 11/12.5.

The object of application of the engine - a stationary power plant intended for electricity generation as part of an autonomous energy unit - is described. The design and operational features of the prototype diesel engine are considered, as well as the main systems influencing the fuel combustion process and the formation of exhaust gas opacity.

The calculation of the engine working cycle parameters was performed, based on which the theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The forces and torques acting in the crank mechanism, as well as the components of the external heat balance, were determined.

The causes of exhaust gas smoke formation were studied, and the main factors that reduce the environmental performance of the diesel unit were identified. Based on the conducted analysis, a system for reducing exhaust gas opacity was proposed, based on ejector mixing of exhaust gases with fresh air. The expected smoke reduction was calculated, and the effectiveness of the proposed measures during power plant operation was evaluated. The potential environmental effect of implementing the technical solution was assessed.

The possible negative impacts of the engine on the environment were described, and measures to minimize them were proposed. The noise and vibration levels of the designed engine were determined. Special attention was paid to the analysis of ecological aspects of diesel engine operation, the assessment of harmful emissions, and the development of measures to improve environmental safety during operation, maintenance, and repair of the power unit.

Keywords: diesel engine, stationary power plant, smoke opacity, exhaust gases, environmental performance, fuel system, ejector.

ЗМІСТ

Анотація

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	11
1.1 Опис установки встановлення двигуна	11
1.2 Опис двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	29
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	30
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	30
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	43
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	50
2.4 Розрахунок параметрів зовнішнього теплового балансу	58
2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу.	65
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОРЕКЦІЇ ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ	67
3.1 Аналіз основних умов, причин та факторів що призводять до появи викидів токсичних компонентів та димності ВГ	67
3.2 Опис пропонованої схеми корекції димності ВГ	73
3.3 Розрахунок параметрів ежектору	75
3.4 Висновки по розділу	81
РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	82
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.	82
4.2 Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації	82

4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проєктованого двигуна	86
4.4 Висновок по розділу	87
ВИСНОВКИ	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	89
Додатки:	
Додаток А Специфікація. Стаціонарна електростанція	
Додаток Б Специфікація. Двигун 6ЧН 11/12,5	
Додаток В Специфікація. Ежектор	

ВСТУП

Одним із пріоритетних напрямів розвитку дизельних енергетичних установок є підвищення їх екологічної безпеки, що передбачає зниження димності та токсичності відпрацьованих газів відповідно до сучасних і перспективних екологічних вимог. Це особливо актуально для стаціонарних електростанцій, які широко застосовуються як автономні джерела електроенергії на промислових об'єктах, у сільському господарстві та в енергетичних системах резервного живлення.

У процесі роботи дизельних двигунів утворюється значна кількість шкідливих речовин, серед яких сажові частинки, оксиди азоту, оксид вуглецю та вуглеводні. Найпомітнішим зовнішнім показником екологічного стану двигуна є димність відпрацьованих газів, яка відображає неповноту згоряння палива та втрати його енергії. Підвищена димність не лише погіршує санітарно-екологічні показники, а й свідчить про неефективність процесу згоряння, що знижує економічність роботи електростанції.

Основними чинниками, які впливають на димність, є стан паливної апаратури, якість сумішоутворення, умови подачі повітря та температура згоряння. Одним із шляхів зменшення димності є вдосконалення процесів згоряння та організація після обробки відпрацьованих газів. Зокрема, застосування ежекційного змішування відпрацьованих газів із чистим повітрям дозволяє знизити концентрацію твердих частинок і частково активізувати процес їх догорання.

Для реалізації поставленої мети проведено аналіз конструктивних і робочих характеристик двигуна-прототипу, досліджено причини утворення димності, а також виконано гідродинамічний розрахунок потоків свіжого повітря та відпрацьованих газів у змішувальній камері ежектора. Очікуваний результат полягає у зменшенні димності відпрацьованих газів, підвищенні екологічної ефективності роботи установки та зниженні негативного впливу на довкілля.

Актуальність даної кваліфікаційної роботи зумовлена необхідністю підвищення екологічної безпеки та ефективності роботи стаціонарних дизельних електростанцій, які широко застосовуються як автономні або резервні джерела електроенергії. Однією з основних екологічних проблем при їх експлуатації є підвищена димність відпрацьованих газів, що свідчить про неповноту згоряння палива, втрату корисної енергії та значне забруднення навколишнього середовища продуктами неповного згоряння - сажою, оксидами вуглецю та вуглеводнями. Тому розроблення та дослідження системи зниження димності на основі ежекційного змішування є актуальним науково-технічним завданням.

Метою даної кваліфікаційної роботи є розроблення технічного рішення, спрямованого на покращення екологічності роботи стаціонарної електростанції потужністю 160 кВт, спроектованої на базі дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5, шляхом зниження димності відпрацьованих газів за рахунок використання системи ежекційного змішування їх із чистим повітрям.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- розглянути та описати конструкцію, призначення і принцип роботи дизельного двигуна, що використовується у складі стаціонарної електростанції; ознайомитися з будовою, технічними характеристиками та особливостями роботи двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5;
- визначити параметри робочого циклу проєктованого двигуна, побудувати теоретичні та дійсні індикаторні діаграми, розрахувати сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити складові зовнішнього теплового балансу;
- дослідити причини виникнення димності відпрацьованих газів та визначити основні чинники, що впливають на неповноту згоряння палива;
- розробити систему зниження димності, яка базується на ежекційному змішуванні відпрацьованих газів із чистим повітрям, визначити принцип її дії та конструктивні особливості;

- виконати гідродинамічний розрахунок потоків свіжого повітря та відпрацьованих газів у змішувальній камері ежектора, оцінити ефективність його роботи;

- провести аналіз впливу застосування ежекційної системи на техніко-екологічні показники двигуна, зокрема рівень димності, температуру відпрацьованих газів та концентрацію шкідливих речовин;

- розглянути екологічні аспекти роботи дизельного двигуна, визначити основні фактори шкідливого впливу на навколишнє середовище та запропонувати заходи щодо їх мінімізації;

- провести аналіз можливих небезпек, що можуть виникати під час експлуатації, технічного обслуговування і ремонту електростанції, та надати рекомендації з підвищення безпеки роботи;

- представити запропоновані технічні рішення в текстовій та графічній частинах кваліфікаційної роботи.

Об'єктом дослідження є процеси, що відбуваються у системі згоряння та відведення відпрацьованих газів дизельного двигуна стаціонарної електростанції, які впливають на рівень димності, екологічні показники та ефективність роботи силової установки.

Предметом дослідження є методи та технічні рішення щодо зниження димності відпрацьованих газів дизельного двигуна стаціонарної електростанції типу 6ЧН 11/12,5 шляхом розроблення та впровадження системи ежекційного змішування відпрацьованих газів із чистим повітрям, що сприяє покращенню екологічних показників та підвищенню ефективності роботи установки.

Апробацію результатів представлено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України», що відбулася у грудні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК імені адмірала Макарова.

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

1.1 Опис установки встановлення двигуна.

Двигун-генераторні установки призначені для вироблення електричної та теплової енергії в умовах, коли підключення до централізованої енергосистеми є неможливим або економічно недоцільним. Вони застосовуються як основні або резервні джерела живлення у промисловості, сільському господарстві, на транспорті, в енергетичних комплексах військового, будівельного, комунального та аварійно-рятувального призначення.

Такі установки складаються з дизельного двигуна, який перетворює хімічну енергію палива у механічну, та генератора змінного струму, що забезпечує перетворення механічної енергії у електричну. Залежно від умов експлуатації дизель-генератори можуть мати стаціонарне або контейнерне виконання. У першому випадку агрегати монтуються у спеціально обладнаних приміщеннях або на фундаментах, у другому - встановлюються у шумо- і теплоізованих контейнерах, що дає змогу експлуатувати їх у польових або пересувних умовах.

Двигун-генератори можуть функціонувати в автономному режимі або працювати паралельно з централізованою енергомережою чи іншими однотипними установками. Така можливість дозволяє створювати модульні енергетичні системи, у яких сумарна потужність регулюється шляхом підключення або відключення окремих агрегатів, що забезпечує високу гнучкість і надійність енергопостачання.

Дизельні електростанції серії ПСМ є одним із найпоширеніших типів сучасних автономних енергетичних установок. Вони застосовуються як незалежні джерела електроживлення там, де відсутнє центральне енергопостачання, або як резервні установки для забезпечення безперебійної роботи технологічного обладнання у разі аварійних чи планових відключень електроенергії. Такі станції зарекомендували себе як надійні, довговічні та

економічні джерела енергії, придатні для тривалої експлуатації в широкому діапазоні кліматичних умов.

Основним силовим агрегатом установок ПСМ є дизельний двигун Мінського моторного заводу типу ММЗ Д-260. Це шестициліндровий рядний чотиритактний двигун внутрішнього згоряння, обладнаний системою рідинного охолодження, турбонаддувом та обмежувачем номінальної потужності (ОНП). Наявність турбонаддуву забезпечує підвищення питомої потужності двигуна за рахунок збільшення кількості повітря, що подається в циліндри, що, у свою чергу, сприяє повнішому згорянню палива та підвищенню ККД.

У базовій комплектації двигун оснащений механічним регулятором частоти обертання, який стабілізує швидкість обертання колінчастого вала при зміні навантаження. Однак для підвищення точності регулювання і якості вироблюваної електроенергії може встановлюватися електронний регулятор частоти обертання, який автоматично підтримує оптимальний режим роботи двигуна.

Застосування електронного регулятора забезпечує плавнішу зміну навантажень, зниження димності відпрацьованих газів, підвищення паливної економічності та збільшення моторесурсу. Це особливо важливо при роботі генератора з чутливими електронними споживачами - системами керування, зв'язку, медичним обладнанням тощо, де стабільність параметрів напруги є критичною.

Двигун ММЗ Д-260 обладнаний системою рідинного охолодження замкнутого типу, яка підтримує оптимальний тепловий режим роботи навіть при тривалих навантаженнях. Система мащення забезпечує подачу масла під тиском до всіх тертьових поверхонь, зменшуючи знос деталей і підвищуючи надійність. Система живлення паливом включає паливний бак, фільтри грубого та тонкого очищення, паливний насос високого тиску та форсунки, які забезпечують точне дозування і розпил палива у камеру згоряння.

Завдяки своїй конструкції двигун може працювати на стандартному дизельному паливі, а також на альтернативних його видах, що розширює сферу

застосування установки. Система пуску - електрична, що дозволяє запускати двигун у будь-яких кліматичних умовах, у тому числі за низьких температур.

Особливу увагу під час проєктування установок серії ПСМ приділено шумозахисту та антивібраційним характеристикам. Контейнерне виконання передбачає встановлення агрегату на спеціальні антивібраційні опори та застосування звукоізолюючих матеріалів, що знижує рівень шуму до допустимих санітарних норм.

У конструкції передбачено зручний доступ до вузлів обслуговування - систем мащення, охолодження, паливоподачі та повітрязабору. Це спрощує технічне обслуговування, скорочує простої та підвищує експлуатаційну готовність установки.

Таким чином, дизель-генераторна установка на базі двигуна ММЗ Д-260 є технічно досконалою, надійною та економічно доцільною енергетичною системою, що забезпечує стабільне електропостачання споживачів у будь-яких умовах експлуатації. Її конструкція дозволяє реалізовувати сучасні рішення для підвищення ефективності, зниження димності відпрацьованих газів та покращення екологічних показників, що є важливим у контексті сучасних вимог до дизельних силових установок.

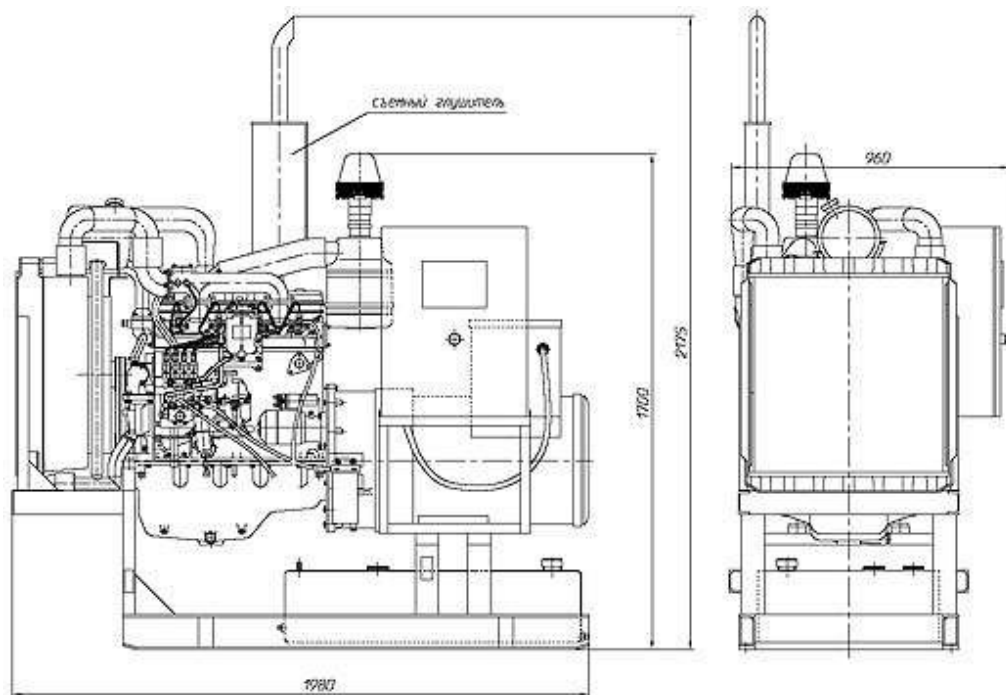


Рис. 1.1 – Електростанція типу ПСМ на базі Д-260

1.2 Опис двигуна прототипу.

Дизельний двигун Д-260 використовуються в якості силового агрегату на навантажувачах Амкодор, тракторах МТЗ, автобусах МАЗ.

Конструкція дизеля розрахована на тривалу роботу без капітального ремонту за умови дотримання правил експлуатації, зберігання і своєчасного технічного обслуговування.

Залежно від призначення дизелі ММЗ Д-260 можуть комплектуватися додатковими одиницями: пневмокомпресор, з шестерінчастим насосом підсилювача рульового управління з приводом, дисками муфти зчеплення в зборі.

При установці на трактор МТЗ дизелі повинні бути доукомплектовані водяним радіатором, приладами електрообладнання та контрольними приладами.

Таблиця 1.1 – Технічні параметри та характеристики дизеля Д-260

№ п/п	Назва параметру	Значення
1	Тип дизеля	чотиритактний дизель з турбонаддувом
2	Спосіб сумішоутворення	безпосередній впорскування палива
3	Число циліндрів, шт.	6
4	Розташування циліндрів	вертикальне, рядне
5	Робочий об'єм циліндрів, л	7,12
6	Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
7	Напрямок обертання колінвала	правий (за год. стрілкою)
8	Діаметр циліндра, мм	110
9	Хід поршня, мм	125
10	Ступінь стиснення (розрахункова)	15: 1
11	Потужність номінальна, кВт	114
12	Номінальна частота обертання, хв-1	2100
13	Питома витрата палива при номінальній потужності, г / кВт.год	220
14	Маса дизеля, кг	650

Блок циліндрів двигуна Д-260 є основною корпусних деталлю і виконаний у вигляді моноблока, являє собою жорстку чавунну виливку. У розточеннях блоку встановлені шість знімних гільз, виготовлених зі спеціального чавуну.

Гільза встановлюється в блок циліндрів за двома центруючими поясами. У верхньому поясі гільза закріплюється в бурти, в нижньому - ущільнюється двома гумовими кільцями, розміщеними в канавках блоку циліндрів.

Між стінками блоку циліндрів Д-260 і гільзами циркулює охолоджуюча рідина. Поперечні перегородки блоку циліндрів мають припливи, призначені для утворення опор колінчастого валу.

На ці припливи встановлені кришки. Припливи разом з кришками утворюють ліжка для корінних підшипників. Ліжка під вкладиші корінних підшипників розточені з однієї установки в зборі з кришками. Міняти кришки місцями не допускається.

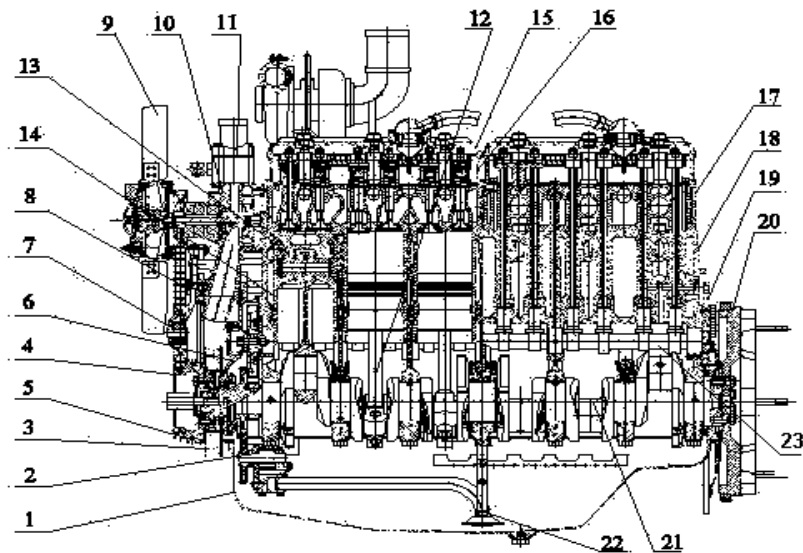


Рис. 1.2 Дизельний двигун Д-260 ММЗ

1 - масляний картер; 2 - масляний насос; 3 - демпфер; 4 - шків колінчастого валу; 5 - ремінь вентилятора; 6 - кришка розподілу; 7 - шків натяжна; 8 - форсунка для охолодження поршня; 9 - вентилятор; 10 - водяний насос; 11 - корпус термостатів; 12 - шатун; 13 - поршень; 14 - гільза циліндрів; 15 - ковпак; 16 кришка головки циліндрів; 17 - головка циліндрів; 18 - блок циліндрів; 19 - задній лист; 20 - маховик; 21 - колінчастий вал; 22 - маслоприймач; 23 - розподільний вал.

Блок циліндрів Д-260 має поздовжній масляний канал, від якого по поперечних каналах масло підводиться до корінних підшипників колінчастого валу, а потім до шийок розподільного валу і форсунок для охолодження поршнів.

Форсунки для охолодження поршнів встановлені в блоці циліндрів у верхній частині другій, четвертій і шостій опор колінчастого валу. На водорозподільному каналі блоку циліндрів є майданчик для установки рідинно-масляного теплообмінника. Підведення і відведення масла від теплообмінника здійснюється по каналах в блоці.

Для підвищення жорсткості нижня площину блоку циліндрів зміщена вниз на 80 мм відносно осі колінчастого валу. До переднього торця блоку прикріплений сталевий щит розподілу та кришка розподілу, а до заднього - сталевий лист, за допомогою якого дизель з'єднується з кістяком трактора МТЗ.

Передньою опорою дизеля служать два кронштейна, встановлені на бічних поверхнях блоку циліндрів. Знизу блок циліндрів закритий масляним картером.

Головка блоку циліндрів Д-260 відлита з чавуну (одна головка на три циліндра) - взаємозамінні. У внутрішніх порожнинах головок циліндрів є впускні і випускні канали, що закриваються клапанами.

Для забезпечення відводу тепла головки циліндрів мають внутрішні порожнини, в яких циркулює охолоджуюча рідина. Головки циліндрів мають вставні сидла клапанів, виготовлені з жароміцного і зносостійкого сплаву.

На голівках циліндрів Д-260 встановлюються форсунки (по 3 на кожную головку), стійки, осі коромисел з коромислами, кришки головок і ковпаки кришок, що закривають клапанний механізм.

Для ущільнення роз'єму між головками і блоком циліндрів встановлена прокладка з безасбестового полотна. Отвори для гільз циліндрів і масляного каналу окантовані листовою сталлю. При складанні

дизеля циліндрові отвори прокладки додатково окантовуються фторопластовим кільцями.

Основними деталями кривошипно-шатунного механізму є: колінчастий вал з корінними і шатунними підшипниками, маховик, поршні з поршневыми кільцями і пальцями, шатуни.

Колінчастий вал Д-260 - сталевий, має сім корінних і шість шатунних шийок. Для зменшення навантажень на підшипники від сил інерції на першій, шостій, сьомій та дванадцятій щоках колінчастого валу встановлюються знімні противаги. У шатунних шийках є порожнини для додаткової відцентрової очистки масла. Порожнини шийок закриті різьбовими заглушками.

Осьове зусилля клонували Д-260 сприймається чотирма біметалічними сталевими півкільцями, встановленими в розточеннях блоку циліндрів і кришки четвертого корінного підшипника. Попереду і ззаду колінчастий вал ущільнюється манжетами.

На передній кінець валу встановлюються: з натягом шестерня приводу механізму газорозподілу (шестерня колінчастого валу) і шестерня приводу масляного насоса, шків приводу водяного насоса, генератора, компресора кондиціонера повітря (на тракторі МТЗ-1221). Для зниження рівня крутильних коливань колінчастого валу на маточині шків встановлений силіконовий демпфер.

Поршень двигуна Д-260 виготовлений з алюмінієвого сплаву. У днищі поршня виконана камера згоряння. У верхній частині поршень має три канавки - в перші дві встановлюються компресійні кільця, в третю - маслосборне кільце з розширювачем.

Поршневий палець порожнистий, виготовлений із хромонікелевої сталі. Осьове переміщення пальця в бобишках поршня обмежується стопорними кільцями.

Шатун двигуна Д-260 ММЗ - сталевий, двотаврового перетину. У верхню головку його запресована втулка. Для змащення поршневого пальця

у верхній голівці шатуна і втулки є отвір. Розточування нижньої головки шатуна під вкладиші проводиться в зборі з кришкою. Шатун і кришка мають однакові номери, набиті на їх поверхнях.

Кришки шатунів не взаємозамінні. Крім того, шатуни мають вагові групи по масі верхньої і нижньої головок. Позначення групи за масою наноситься на торцевій поверхні верхньої головки шатуна. На дизелі повинні бути встановлені шатуни однієї групи.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників колінчастого валу Д-260 тонкостінні, виготовлені з біметалічної смуги. По внутрішньому діаметру вкладиші виготовляються двох розмірів відповідно до номіналу шийок колінчастого валу. Маховик виготовлений з чавуну, кріпиться до фланця колінчастого валу болтами. На маховик напресовано сталевий зубчастий вінець.

Механізм газорозподілу ГРМ дизеля Д-260 складається з шестерні, розподільного валу, впускних і випускних клапанів, а також деталей їх установки і приводу: штовхачів, штанг, коромисел, регулювальних гвинтів з гайками, тарілок, сухариків, пружин, стійок і осей коромисел.

Штовхачі - сталеві, мають сферичні денця з наплавленням спеціальних чавунів. Кулачки розподільного валу виготовлені з невеликим ухилом, за рахунок цього штовхачі в процесі роботи здійснюють обертальний рух.

Штанги штовхачів виготовлені з сталевго прута. Сферична частина, що входить всередину штовхача, і чашка штанги загартовані. Коромисла клапанів сталеві, гойдаються на осі, встановленої в стійках. Ось коромисел порожниста, має шість радіальних отворів для змащення коромисел. Переміщення коромисел уздовж осі обмежується розпірні пружинами.

Впускні і випускні клапани Д-260 виготовлені з жароміцної сталі, переміщаються в напрямних втулках, запресованих в головки циліндрів. Кожен клапан закривається під дією двох пружин: зовнішньої і внутрішньої, які закріплені на його стрижні за допомогою тарілки і сухариків.

Ущільнювальні манжети, встановлені на напрямні втулки клапанів, виключають потрапляння масла в циліндри дизеля через зазори між стрижнями клапанів і направляючими втулками. Шестерні розподілу розміщені в картері, утвореному щитом розподілу, прикріпленим до блоку циліндрів, і кришкою розподілу.

Система живлення (паливна система) дизельного двигуна Д-260, складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, фільтра повітря, впускного і випускного колекторів, турбокомпресора, паливних фільтрів грубої і тонкої очистки, а також паливного бака.

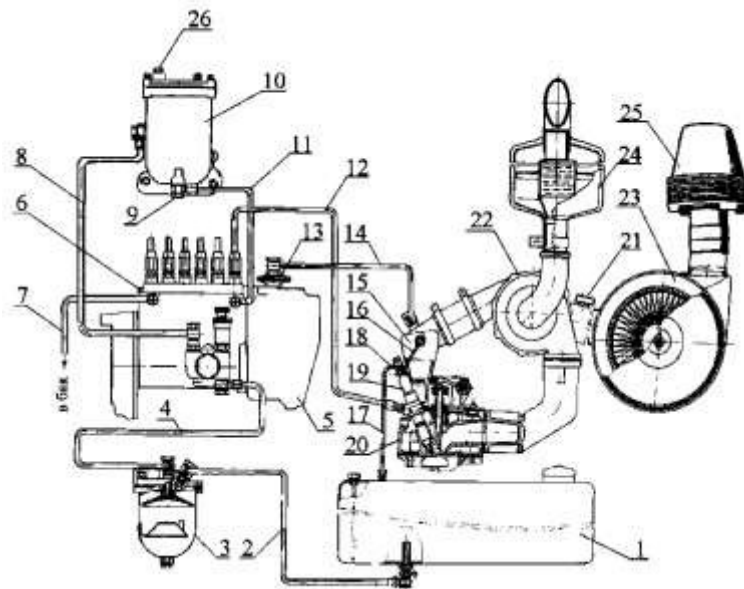


Рис. 1.3 Схема паливної системи дизеля Д-260

1 - паливний бак; 2 - трубка паливна від паливного бака; 3 - фільтр грубого очищення палива; 4 - трубка паливна від фільтра грубої очистки палива; 5 - паливний насос; 6 - пробка спуску повітря з головки паливного насоса; 7 - трубка відводу палива в паливний бак; 8 - трубка підведення палива від насоса, що підкачує до фільтра тонкого очищення палива; 9 - пробка зливу відстою; 10 - фільтр паливний тонкої очистки; 11 - трубка відводу палива від фільтра тонкого очищення в порожнину низького тиску насоса; 12 - трубка паливна високого тиску; 13 - пневмокорректор; 14 - трубка підведення повітря від впускного тракту після турбокомпресора до пневмокорректору; 15 - впускний колектор; 16 - трубка підведення дренажного палива у впускний колектор; 17 - трубопровід від форсунок в бак; 18 - паливопровід дренажний; 19 - форсунка; 20 - Головки циліндрів; 21 - електричний датчик засміченості фільтра повітря; 22 - турбокомпресор; 23 - очисник повітря; 24 - глушник; 25 - фільтр грубого очищення повітря (моноциклон); 26 - пробка спуску повітря з фільтра паливного тонкої очистки.

На дизелі Д-260 встановлюється рядний паливний насос високого тиску ПНВТ 363.1111005-40. Паливний насос високого тиску ПНВТ-363 має шість секцій і призначений для подачі в циліндри дизеля в певні моменти часу строго дозованих порцій палива під високим тиском. Він приводиться в дію від колінчастого валу через розподільні шестерні дизеля і полумуфту приводу, встановлену на кулачковому валу.

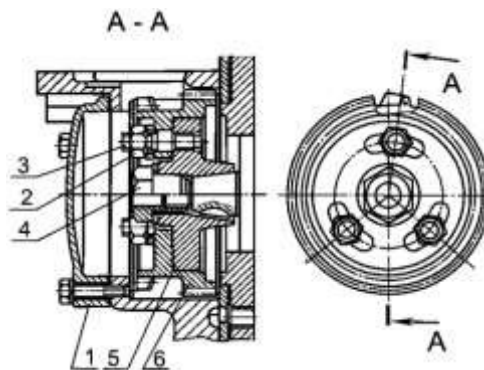


Рис. 1.4 Привід паливного насоса ПНВТ двигуна Д-260

1 - кришка люка; 2 - гайка; 3 - шпилька; 4 - гайка спеціальна; 5 - полумуфта приводу; 6 - шестерня приводу паливного насоса

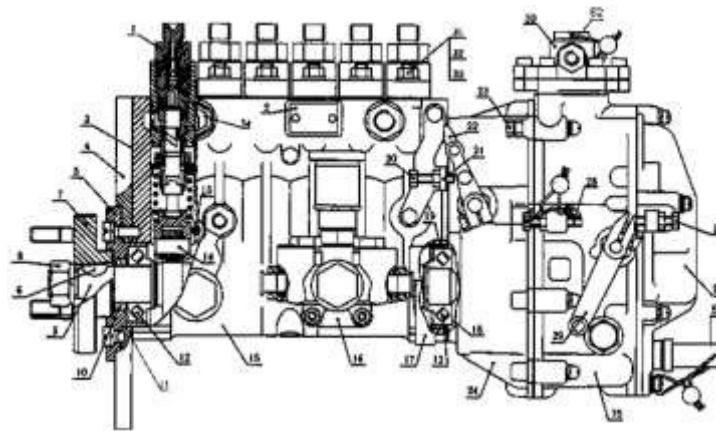


Рис. 1.5 Паливний насос високого тиску ПНВТ-363 двигуна Д-260

1 - секція паливного насоса; 2 - табличка; 3 - прокладка фланця; 4 - фланець; 5 - кришка підшипника; 6 - шпонка; 7 - полумуфта приводу; 8 - гайка кріплення напівмуфти; 9 - кулачковий вал; 10 - манжета кришки підшипника; 11 - прокладка кришки підшипника; 12 - підшипник; 13 - направляючий штифт штовхача; 14 - штовхач; 15 - корпус паливного насоса; 16 - паливопідкачувальний насос; 17 - шпилька кронштейна підтримки ПНВТ; 18 - регулювальні прокладки; 19 - кільце підшипника; 20 - болт; 21 - кронштейн; 22 - важіль зупинки; 23 - болт; 24 - корпус регулятора; 25 - кришка регулятора; 26 - кришка оглядового люка; 27 - болт регулювання мінімальної частоти обертання; 28 - болт регулювання максимальної частоти обертання; 29 - важіль керування; 30 - коректор по наддуву; 31 - шпилька; 32 - гайка; 33 - шайба; 34 - перепускний клапан. 52-пробка; 62- пробка

Паливний насос високого тиску ПНВТ 363 має два важелі:

- важіль управління 29, з упором максимального і мінімального холостого ходу;
- важіль зупинки 22, що відключає подачу палива в крайньому положенні (при обертанні за годинниковою стрілкою).

З ПНВТ Д-260 в одному агрегаті об'єднані паливопідкачувальний насос 16 і регулятор частоти обертання з коректором по наддуву 30. Паливопідкачувальний насос встановлений на корпусі насоса високого тиску, призначений для подачі палива з паливного бака до паливного насоса і приводиться в дію ексцентриком кулачкового валу.

Для видалення повітря з системи живлення на паливопідкачувальному насосі встановлений насос ручного прокачування поршневого типу. Для забезпечення надійного запуску двигуна в регуляторі передбачено пусковий пристрій, що забезпечує збільшену подачу палива під час пуску двигуна.

У голівці паливного насоса встановлений перепускний клапан 34, який служить для створення необхідного тиску (0,12 ... 0,19 МПа) в каналах низького тиску ПНВТ-363.

Надмірне паливо, що подається паливопідкачувальним насосом, через перепускний клапан надходить на злив в бак. При непрацюючому двигуні перепускний клапан забезпечує герметичність порожнини низького тиску насоса, що є необхідною умовою для надійного пуску двигуна. Деталі паливного насоса змащуються маслом від системи змащення дизеля.

Для впорскування палива в циліндри дизеля застосовується форсунка з п'яти дірковим розпилювачем закритого типу. Вона забезпечує необхідний рівномірний розпил палива під великим тиском.

З метою підвищення надійності розпилювача і стабільності його параметрів на дизелі під форсунку встановлена прокладка-екран. Прокладка-екран складається зі сталевий обойми і прокладки з фторопласту. Фторопластова прокладка розрізна з Г-подібним перетином.

Для попереднього очищення палива від механічних домішок і води служить фільтр грубої очистки. Він складається з корпусу, розсіювача, відбивача з сіткою, склянки з заспокоювачем.

Фільтр тонкого очищення палива служить для остаточного очищення палива і має змінний паперовий елемент. Паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищається від механічних домішок.

У нижній частині корпусу фільтра знаходиться отвір з пробкою для зливу відстою. Для видалення повітря з системи живлення на кришці фільтра розташована спеціальна пробка.

Для очищення всмоктуваного в циліндри повітря служить очисник повітря двигуна Д-260 сухого типу з застосуванням в якості фільтруючого елемента паперових фільтр-патронів, виготовлених зі спеціального високопористого картону.

Очисник повітря має три ступені очищення. Першою сходинкою очищення служить моноциклон, другий і третій - основний і контрольний паперові фільтр-патрони.

Повітря під дією розрідження, створюваного турбокомпресором дизеля Д-260, проходячи через очисник повітря, очищається від пилу і надходить в нагнітальну частину турбокомпресора, звідки під тиском подається в циліндри дизеля.

Для контролю за ступенем засміченості фільтр-патронів і визначення необхідності проведення технічного обслуговування повітроочисника на впускному тракті дизеля повинен бути встановлений датчик сигналізатора засміченості повітряного фільтра. Очисник повітря і датчик сигналізатора засміченості встановлює споживач.

На дизелі встановлений турбокомпресор, що поєднує в собі радіальну центрально направлену турбіну та відцентровий одноступінчастий компресор при консольному розташуванні коліс щодо опор.

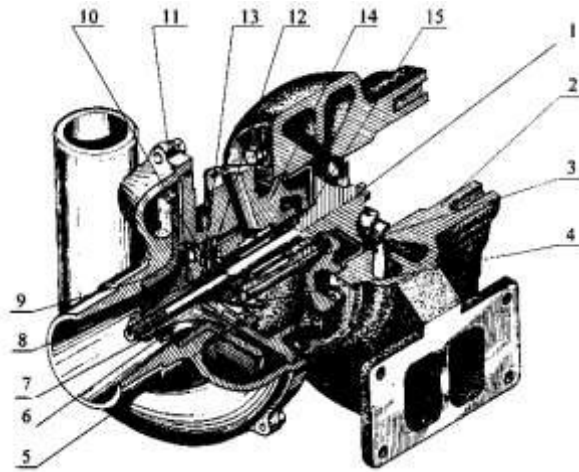


Рис. 1.6 Турбокомпресор дизеля Д-260

1 - колесо турбіни з валом; 2 - корпус турбіни; 3 - підшипник; 4 - масловідбивник; 5 - кільце ексцентричне; 6 - колесо компресора; 7 - гайка спеціальна; 8, 15 - ущільнювальні кільця; 9 - дифузор; 10 - кришка; 11 - корпус компресора; 12 - упорний підшипник; 13 - втулка розпору; 14 - корпус підшипників.

Частота обертання валу турбокомпресора, подача і тиск повітря, що нагнітається залежать від режиму роботи дизеля. Корпус турбіни 2 турбокомпресора відлитий з високоміцного чавуну.

Проточна частина турбіни для проходження відпрацьованих газів утворена корпусом і колесом турбіни. Корпус компресора 11 відлитий з алюмінієвого сплаву, його проточна частина утворена корпусом і колесом компресора. Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників 14, відлитий з високоміцного чавуну.

Колесо турбіни 1 турбокомпресора відлито з жароміцного сплаву і приварене до валу. Колесо компресора 6 відлито з алюмінієвого сплаву і кріпиться на валу спеціальної гайкою.

Вал обертається в радіальному підшипнику, виконаному у вигляді плаваючої моновтулки 3. Моновтулка фіксується в корпусі підшипників фіксатором. Осьове переміщення валу сприймає упорний підшипник 12.

Підшипники турбокомпресора, змащуються і охолоджуються маслом, що надходить по трубопроводу від масляного фільтра. Як в радіальному, так і в упорному підшипниках додатково здійснюється відцентрове очищення масла.

З турбокомпресора масло зливається в картер дизеля. З боку компресора і турбіни встановлені газомасляні ущільнення, в якості яких використовуються пружинні кільця ущільнювачів 8 і 15, встановлені в канавках валу. З боку компресора для підвищення ефективності встановлено масловідбивач, а з боку турбіни - екран.

Система охолодження двигуна Д-260 закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса. Водяний насос приводиться в обертання клиновим ременем від шківів колінчастого валу. Мастило в підшипникову порожнину насоса закладена при складанні. В процесі експлуатації змазування підшипників не потрібно.

Температуру охолоджуючої рідини в системі контролюють з дистанційного термометру і за допомогою світлового сигналізатора. Для прискорення прогріву дизеля після пуску і автоматичного регулювання температурного режиму при різних навантаженнях і температурах навколишнього повітря служать два термостата ТС-107, встановлених на лінії нагнітання. На дизелі Д-260 встановлюється водяний насос в зборі з вентилятором. Вентилятор кріпиться до шківів 10

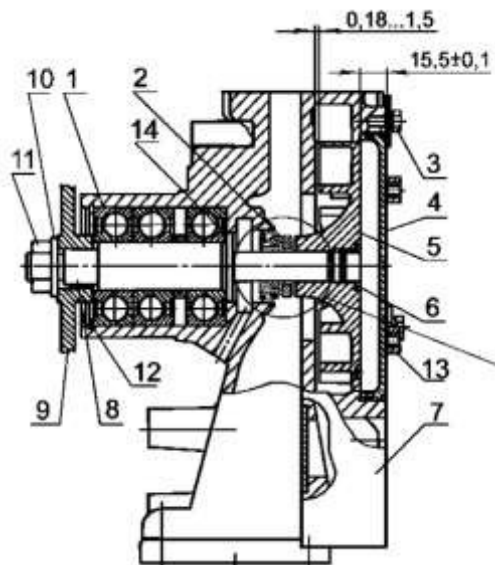


Рис. 1.7 Водяний насос (помпа) двигуна Д-260

1-підшипник; 2-сальник водяного насоса; 3-болт; 4-кришка; 5-крильчатка; 6-заглушка; 7-корпус; 8-валик насоса; 9-шків; 10-шайба; 11-гайка; 12-кільце стопорне; 13 - бонка демонтажна;

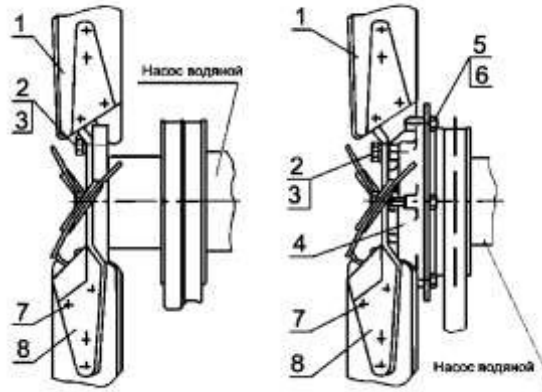


Рис. 1.8 Установка вентилятора: а - без проставки; б - с проставкою.
1-лопата, 2-болт, 3-шайба, 4-проставка, 5-болт, 6-шайба, 7 заклепка, 8-хрестовина.

Система мащення дизеля Д-260 комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням.

Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулки проміжної шестерні, шатунні підшипники колінчастого валу Пневмокомпресор, механізм приводу клапанів і підшипник валу турбокомпресора змазуються під тиском від масляного насоса.

Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного валу і деталі паливного насоса змащуються розбризкуванням.

Система мастила складається з масляного насоса, масляного фільтра з паперовим фільтруючим елементом, відцентрового масляного фільтра, рідинно-масляного теплообмінника.

Масляний насос 3 шестеренчастого типу, односекційний, кріпиться болтами до блоку циліндрів. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, встановленої на коленвалу.

В масляному насосі двигуна Д-260 ММЗ є перепускний клапан, відрегульований на тиск 0,7 ... 0,75 МПа. При підвищенні тиску вище зазначеного масло перепускається з порожнини нагнітання в порожнину

всмоктування. Регулювання проводиться на стенді за допомогою регулювальних шайб.

Масляний насос через маслоприймач забирає масло з масляного картера і по каналах в блоці циліндрів подає в повнопоточний масляний фільтр з паперовим фільтруючим елементом, а частина масла - в відцентровий масляний фільтр для очищення і подальшого зливу в картер.

Фільтруючий елемент масляного фільтра має перепускний клапан 20. У разі надмірного засмічення паперового фільтруючого елемента або при запуску дизеля на холодному маслі, коли опір фільтруючого елемента стає вище 0,13 ... 0,17 МПа, перепускний клапан відкривається, і масло, міняючи фільтрувальну папір, надходить в масляну магістраль. Пропускний клапан нерегульований.

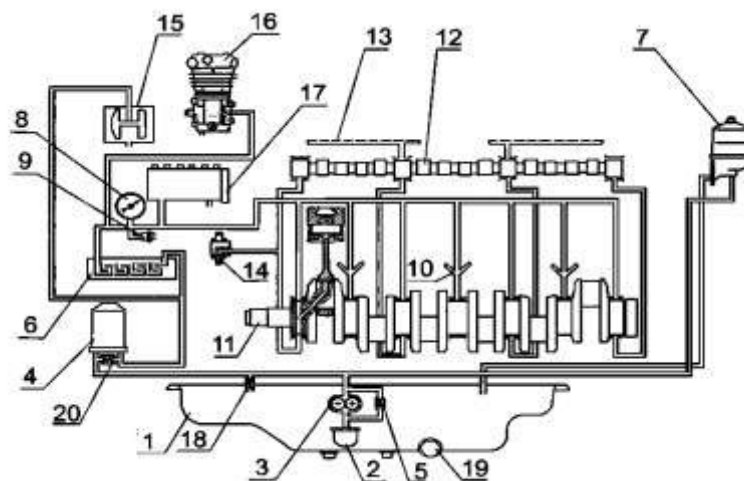


Рис. 1.9 Схема системи змащення дизеля Д-260

1 - картер масляний; 2 – маслоприймач; 3 - масляний насос; 4 - фільтр масляний паперовий; 5 - перепускний клапан; 6 - теплообмінник рідинно-масляний; 7 - фільтр масляний центробіжний; 8 - показчик тиску масла; 9 - датчик аварійного тиску масла; 10 - форсунки охолодження поршнів; 11 - вал колінчастий; 12 - вал розподільний; 13 - масляний канал осі коромисел; 14 - шестерня проміжна; 15 - турбокомпресор; 16 - компресор; 17 - паливний насос високого тиску; 18 - клапан запобіжний; 19 - пробка для зливу масла; 20 - клапан перепускний паперового фільтруючого елемента.

У корпусі масляного фільтра Д-260 вбудований запобіжний нерегульований клапан 18. Він призначений для підтримки тиску масла в головній масляній магістралі 0,28 ... 0,45 МПа.

При тиску масла вище 0,45МПа спрацьовує запобіжний клапан і надлишкове масло (запас масла) через запобіжний клапан зливається в картер дизеля. Масло, очищене в масляному фільтрі, надходить в рідинно-масляний теплообмінник 6, вбудований в блок циліндрів дизеля.

З рідинно-масляного теплообмінника охолоджене масло надходить по каналах в блоці циліндрів в головну масляну магістраль, з якої по каналах в блоці циліндрів масло подається до всіх корінних підшипників колінчастого валу і опор розподільного валу.

Від другого, четвертого і шостого корінних підшипників через форсунки, вбудовані в корінних опорах блоку циліндрів, масло подається для охолодження поршнів.

Від корінних підшипників по каналах в колінчастому валу масло надходить на змащення шатунних підшипників. Від першого корінного підшипника масло по спеціальних каналах в передній стінці блоку надходить до втулки проміжної шестерні 14 і далі по каналу в кришці розподілу на мастило деталей паливного насоса.

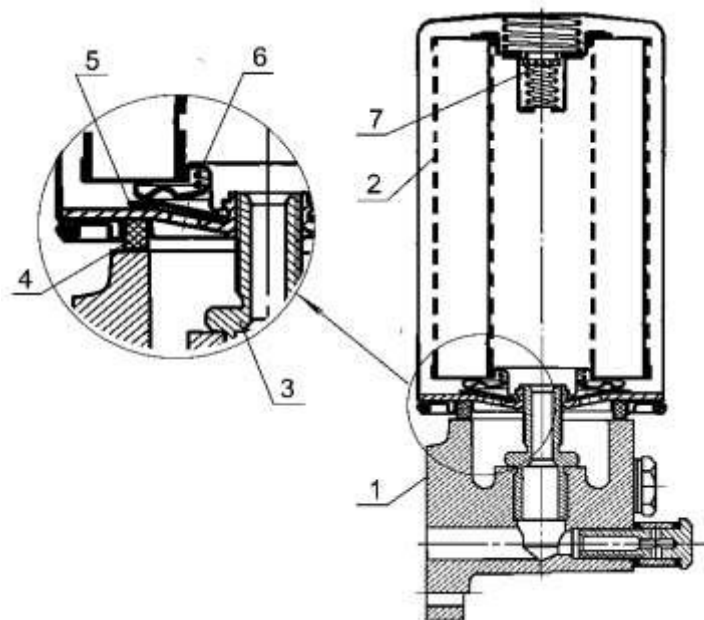


Рис. 1.10 Фільтр масляний двигуна дизеля Д-260

1 - корпус фільтра; 2 - фільтр; 3 - штуцер; 4 - прокладка фільтра; 5 - клапан протидренажний; 6 - пружина; 7 - клапан перепускний.

Деталі клапанного механізму змащуються маслом, що надходять від другої і третьої опор розподільного валу по каналах в блоці і головках циліндрів, свердлінням в третій і четвертій стійках коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел і через отвори до втулок коромисел, від яких по каналу надходить на регулювальний гвинт і штангу.

Масло до підшипниковому вузлу турбокомпресора надходить по трубці, підключеної на виході з масляного фільтра з паперовим фільтруючим елементом. До пневмокомпресору масло надходить по мастилопроводу, підключеному на виході з теплообмінника. З компресора масло зливається в картер дизеля.

З агрегатів електроустаткування на дизелі встановлюється генератор Г964.3701-1 або Г964.3701-1-2 потужністю 1000 Вт і номінальним напругою 14В. На дизелі передбачена також установка генератора Г994.3701-1 номінальною напругою 28В і потужністю 1000 Ватт.

Генератор являє собою безконтактну п'яти фазну однойменно полюсну електричну машину з одностороннім електромагнітним збудженням, вбудованим випрямним блоком і інтегральним регулятором напруги. Привід генератора здійснюється клиновим ременем від шківа колінчастого валу. Передавальне відношення приводу генератора - 2,18.

Пусковий пристрій дизеля Д-260 складається з електричного стартера 20.3708 або СТ142Н номінальною напругою 24В, потужністю 6 кВт. На дизелях Д-260.9 і Д-260.14 передбачена також установка стартера СТ-142М номінальною напругою 12В і потужністю 3,5 кВт.

Стартер являє собою електродвигун постійного струму зі змішанням збудженням з електромагнітним реле і механізмом приводу.

Для забезпечення пуску при низьких температурах навколишнього повітря конструкція двигуна передбачає можливість використання пускового пристосування аерозольного для вприскування легкозаймистої рідини. Для цього впускний колектор має отвір К1/8" під установку форсунки пускового пристосування.

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над розділом було розглянуто та описано будову, призначення і принцип роботи дизельного двигуна стаціонарної електростанції потужністю 160 кВт, а також наведено його основні технічні характеристики. Подано загальні відомості про конструкцію двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5, розглянуто склад і функціонування основних систем, механізмів, вузлів та агрегатів, що забезпечують роботу силової установки.

Особливу увагу приділено аналізу процесів згоряння палива та утворення димності відпрацьованих газів, як одному з ключових чинників, що визначають екологічні показники та ефективність роботи двигуна.

Визначено основні причини підвищеної димності, пов'язані з особливостями процесів сумішоутворення, подачі палива та організації згоряння.

Отримані результати стали теоретичною основою для розроблення системи зниження димності відпрацьованих газів на базі ежекційного змішування їх із чистим повітрям, що розглядається у подальших розділах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 160$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2100$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.8$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 175$
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	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 182$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
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]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{175}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 359.7$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 45$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 359.7 - 45 = 314.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 175 - 3 = 172$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 175 = 166.25$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{750} \cdot \frac{182}{15 \cdot 166.25 - 182} = 0.032$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 321.84$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{166.25}{175} \cdot \frac{314.669}{321.843 \cdot (1 + 0.032)} = 0.964$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{172 \cdot 10^3}{287 \cdot 314.669} = 1.905$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.905 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.7$$

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

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 166.25 \cdot 15^{1.374} = 6866.115$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 321.84 \cdot 15^{1.37 - 1} = 886.14$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 886.139 = 22.218$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірку;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

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:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 6866.115 = 10642.478$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03571 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.754$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.032)} = 3.926 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.218 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 886.139 = 3.111 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39262.508 + 31107.324 = 70369.832$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.754^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.037 \times 10^4 = 1.603 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.754 + \sqrt{1602.715}}{2 \cdot 0.002} = 1933.568$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.934 \times 10^3}{1.55 \cdot 886.139} = 1.458$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.458}{15} = 0.097 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.72$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.458} = 10.288$$

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

$$n_2 = 1.234$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10642.478}{10.288^{1.234}} = 599.555$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1933.568}{10.288^{1.234-1}} = 1120.662$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1120.662}{\sqrt[3]{\frac{599.555}{182}}} = 753.162$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 753.162|}{750} \cdot 100 = 0.422 \quad \%$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$
$$\text{або } p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.458 - 1) = 0.71$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.458}{1.234 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.288^{1.234 - 1}} \right) = 4.06$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.374 - 1}} \right) = 1.703$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6866.115}{15 - 1} \cdot [0.71 + (4.06 - 1.703)] = 1504.441$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1504.441 = 1474.353$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1474.353}{0.964 \cdot 42447.806 \cdot 1.905} = 0.488$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.488 \cdot 42447.806} = 0.174$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [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;

$s_{пр} = 0.125$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.125 \cdot 2100}{30} = 8.75 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.75 = 191.25$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1474.353 - 191.25 = 1283.103$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1283.103}{1474.353} = 0.87$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.488 \cdot 0.87 = 0.424$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.424 \cdot 42447.806} = 0.2$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно

[1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.2 \cdot 160 = 31.982$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{160 \cdot 10^3}{1283.103 \cdot 2100} = 7.126$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{7.126}{6} = 1.188$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.11$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.125}{0.11} = 1.136 \quad \text{- співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.188}{\pi \cdot 1.136}} = 109.99 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.11$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.136 \cdot 109.99 = 124.989 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.125$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 110 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 110 \cdot 10^{-3} = 0.11$$

хід поршня

$$s' = 125 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 125 \cdot 10^{-3} = 0.125$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.11^2 \cdot 0.125 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 7.127$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1283.103 \cdot 7.127 \cdot 2100}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 160.043$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{160.043 + 160}{2} = 160.021$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|160.043 - 160|}{160.021} \cdot 100 = 0.027 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.188 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 8.485 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.188 \times 10^{-3} + 8.485 \times 10^{-5} = 1.273 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.485 \times 10^{-5} \cdot 1.458 = 1.237 \times 10^{-4}$$

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

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

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - 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 м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00008$	$p(0) = 166.25$	$V(180) = 0.00127$	$p(180) = 166.25$
$V(10) = 0.0001$	$p(10) = 166.25$	$V(190) = 0.00127$	$p(190) = 167.466$
$V(20) = 0.00013$	$p(20) = 166.25$	$V(200) = 0.00125$	$p(200) = 171.207$
$V(30) = 0.00018$	$p(30) = 166.25$	$V(210) = 0.00121$	$p(210) = 177.769$
$V(40) = 0.00026$	$p(40) = 166.25$	$V(220) = 0.00117$	$p(220) = 187.691$
$V(50) = 0.00034$	$p(50) = 166.25$	$V(230) = 0.00111$	$p(230) = 201.833$
$V(60) = 0.00044$	$p(60) = 166.25$	$V(240) = 0.00103$	$p(240) = 221.526$
$V(70) = 0.00054$	$p(70) = 166.25$	$V(250) = 0.00095$	$p(250) = 248.81$
$V(80) = 0.00065$	$p(80) = 166.25$	$V(260) = 0.00086$	$p(260) = 286.872$
$V(90) = 0.00075$	$p(90) = 166.25$	$V(270) = 0.00075$	$p(270) = 340.814$
$V(100) = 0.00086$	$p(100) = 166.25$	$V(280) = 0.00065$	$p(280) = 419.075$
$V(110) = 0.00095$	$p(110) = 166.25$	$V(290) = 0.00054$	$p(290) = 536.161$
$V(120) = 0.00103$	$p(120) = 166.25$	$V(300) = 0.00044$	$p(300) = 718.033$
$V(130) = 0.00111$	$p(130) = 166.25$	$V(310) = 0.00034$	$p(310) = 1012.915$
$V(140) = 0.00117$	$p(140) = 166.25$	$V(320) = 0.00026$	$p(320) = 1512.092$
$V(150) = 0.00121$	$p(150) = 166.25$	$V(330) = 0.00018$	$p(330) = 2380.501$
$V(160) = 0.00125$	$p(160) = 166.25$	$V(340) = 0.00013$	$p(340) = 3838.225$
$V(170) = 0.00127$	$p(170) = 166.25$	$V(350) = 0.0001$	$p(350) = 5781.064$
$V(360) = 0.00008$	$p(360) = 6866.115$	$V(540) = 0.00127$	$p(540) = 599.555$
$V(370) = 0.0001$	$p(370) = 10642.478$	$V(550) = 0.00127$	$p(550) = 182$
$V(380) = 0.00013$	$p(380) = 10052.659$	$V(560) = 0.00125$	$p(560) = 182$
$V(390) = 0.00018$	$p(390) = 6545.725$	$V(570) = 0.00121$	$p(570) = 182$

V(400) = 0.00026	p(400) = 4354.613	V(580) = 0.00117	p(580) = 182
V(410) = 0.00034	p(410) = 3038.603	V(590) = 0.00111	p(590) = 182
V(420) = 0.00044	p(420) = 2230.853	V(600) = 0.00103	p(600) = 182
V(430) = 0.00054	p(430) = 1716.117	V(610) = 0.00095	p(610) = 182
V(440) = 0.00065	p(440) = 1375.454	V(620) = 0.00086	p(620) = 182
V(450) = 0.00075	p(450) = 1142.403	V(630) = 0.00075	p(630) = 182
V(460) = 0.00086	p(460) = 978.622	V(640) = 0.00065	p(640) = 182
V(470) = 0.00095	p(470) = 861.178	V(650) = 0.00054	p(650) = 182
V(480) = 0.00103	p(480) = 775.87	V(660) = 0.00044	p(660) = 182
V(490) = 0.00111	p(490) = 713.637	V(670) = 0.00034	p(670) = 182
V(500) = 0.00117	p(500) = 668.562	V(680) = 0.00026	p(680) = 182
V(510) = 0.00121	p(510) = 636.736	V(690) = 0.00018	p(690) = 182
V(520) = 0.00125	p(520) = 615.586	V(700) = 0.00013	p(700) = 182
V(530) = 0.00127	p(530) = 603.491	V(710) = 0.0001	p(710) = 182

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1768.416$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.768 \times 10^3}{1.188 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.489 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.D} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.489 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.459 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.D}|}{(p_{mi} + p_{mi.D})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.474 \times 10^3 - 1.459 \times 10^3|}{1.474 \times 10^3 + 1.459 \times 10^3} \cdot 100 = 1.054$$

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;

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 42^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 52^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.866 \times 10^3 = 8.239 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.064 \times 10^4 = 1.064 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 166.25$	$V(\varphi_r) = 8.485 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 166.25$	$V(\varphi_d) = 1.273 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6866.115$	$V(\varphi_c) = 8.485 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 10642.478$	$V(\varphi_z) = 8.496 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 599.555$	$V(\varphi_b) = 1.273 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.025 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.541 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.795 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.102 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.064 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.212 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 488$	$p(\varphi_{b''}) = 724.556$	$V(\varphi_{b''}) = 1.092 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 182$	$V(\varphi_{r'}) = 1.136 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 166.25$	$V(\varphi_{r''}) = 1.212 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 222$	$p(\varphi_{d'}) = 190.147$	$V(\varphi_{d'}) = 1.154 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 8.239 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 8.485 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 1.064 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 9.402 \times 10^{-5}$

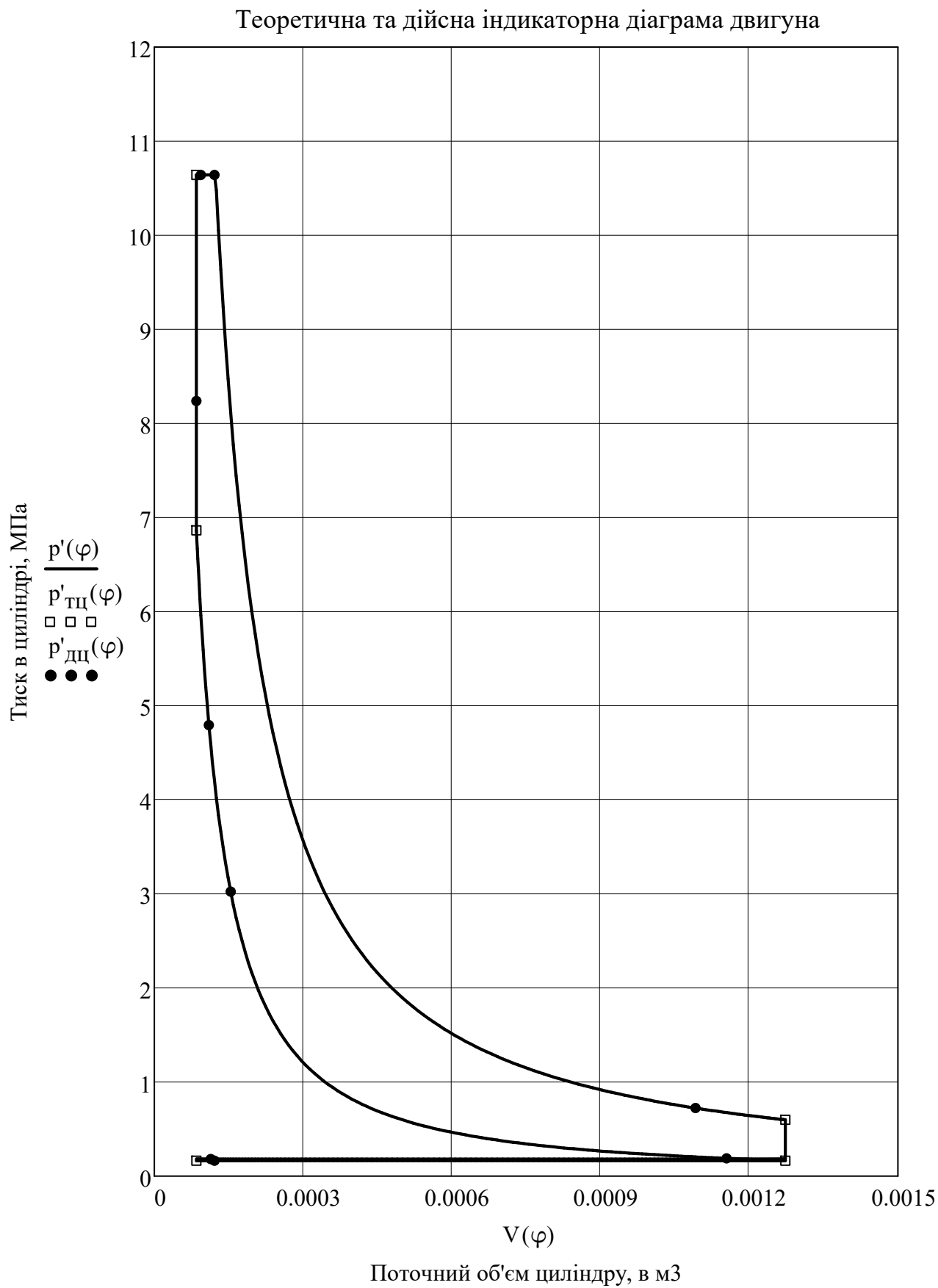


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

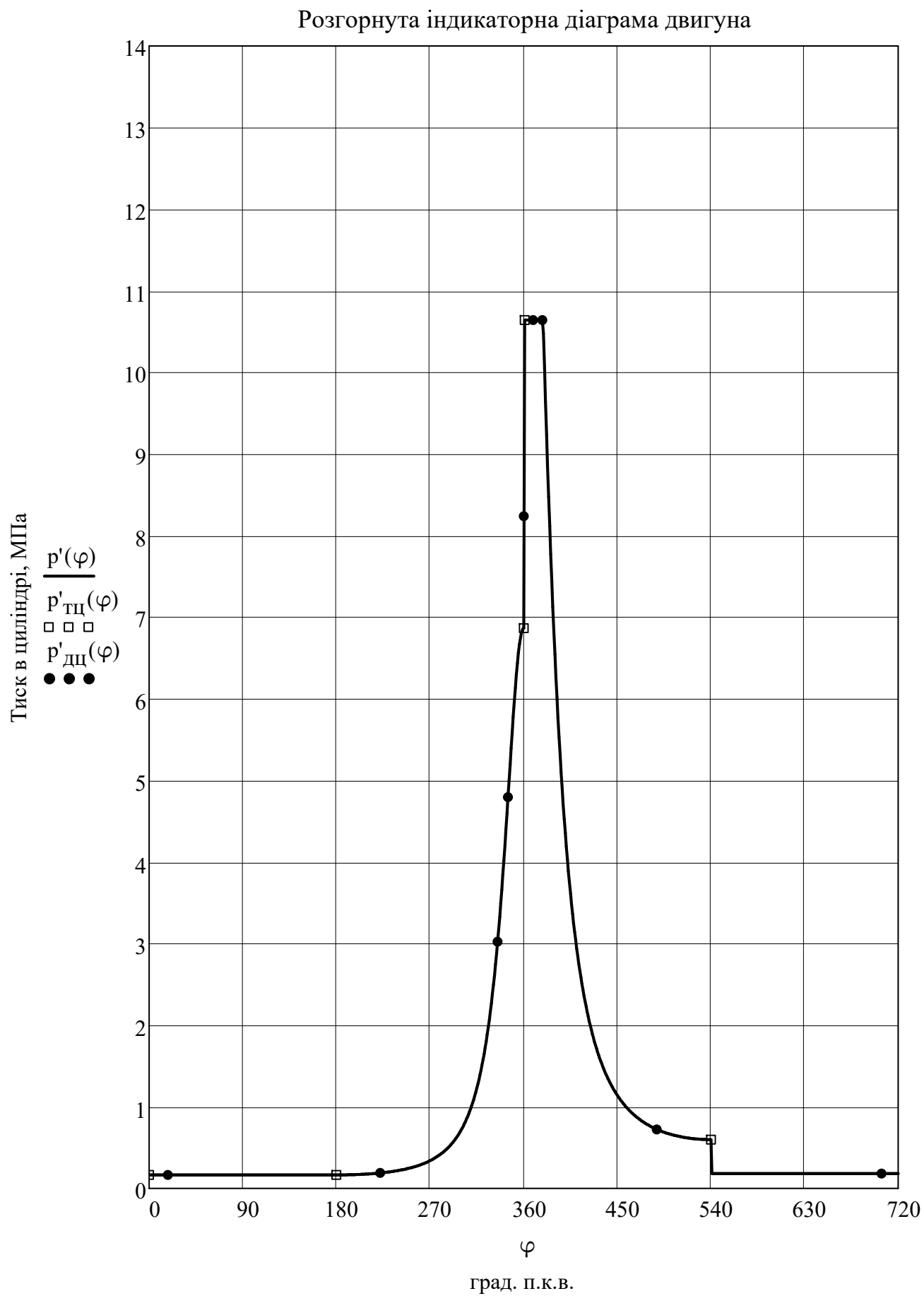


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

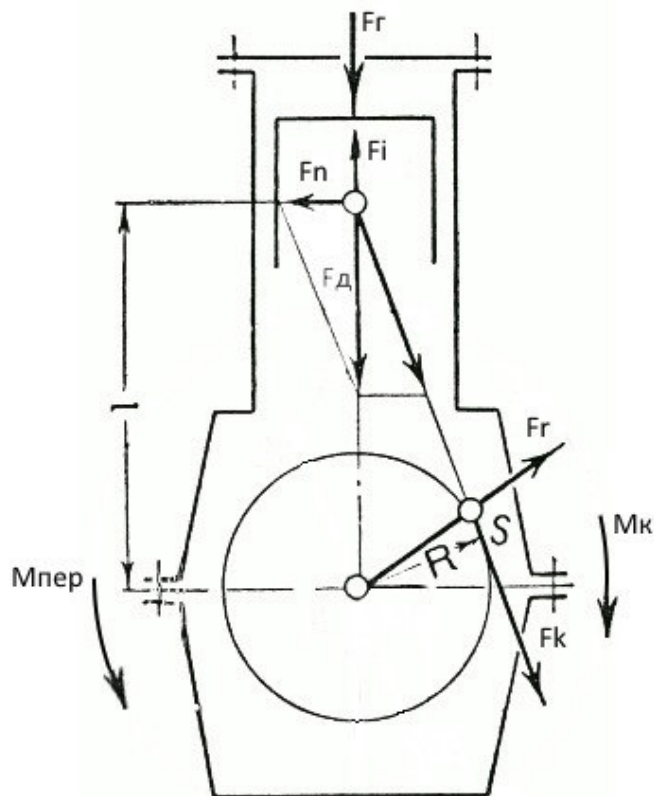


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 3.5$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 5.8$ кг - маса комплексу шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 3.5 + \frac{1}{3} \cdot 5.8 = 5.433$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.125}{2} = 0.063$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0625}{0.256} = 0.244$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} = 0.01$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2100}{30} = 219.911$$

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

$F_r(0) = 0.617$	$F_i(0) = -20.627$	$F_d(0) = -20.01$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.617$	$F_i(30) = -16.324$	$F_d(30) = -15.707$	$M_k(30) = -0.601$
$F_r(60) = 0.617$	$F_i(60) = -6.109$	$F_d(60) = -5.492$	$M_k(60) = -0.336$
$F_r(90) = 0.617$	$F_i(90) = 4.204$	$F_d(90) = 4.821$	$M_k(90) = 0.301$
$F_r(120) = 0.617$	$F_i(120) = 10.313$	$F_d(120) = 10.931$	$M_k(120) = 0.514$
$F_r(150) = 0.617$	$F_i(150) = 12.12$	$F_d(150) = 12.738$	$M_k(150) = 0.309$
$F_r(180) = 0.617$	$F_i(180) = 12.218$	$F_d(180) = 12.836$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.727$	$F_i(210) = 12.12$	$F_d(210) = 12.847$	$M_k(210) = -0.312$
$F_r(240) = 1.143$	$F_i(240) = 10.313$	$F_d(240) = 11.456$	$M_k(240) = -0.539$
$F_r(270) = 2.276$	$F_i(270) = 4.204$	$F_d(270) = 6.48$	$M_k(270) = -0.405$
$F_r(300) = 5.861$	$F_i(300) = -6.109$	$F_d(300) = -0.248$	$M_k(300) = 0.015$
$F_r(330) = 21.66$	$F_i(330) = -16.324$	$F_d(330) = 5.335$	$M_k(330) = -0.204$
$F_r(360) = 64.288$	$F_i(360) = -20.627$	$F_d(360) = 43.661$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 61.243$	$F_i(390) = -16.324$	$F_d(390) = 44.919$	$M_k(390) = 1.718$
$F_r(420) = 20.238$	$F_i(420) = -6.109$	$F_d(420) = 14.129$	$M_k(420) = 0.865$
$F_r(450) = 9.894$	$F_i(450) = 4.204$	$F_d(450) = 14.098$	$M_k(450) = 0.881$
$F_r(480) = 6.411$	$F_i(480) = 10.313$	$F_d(480) = 16.724$	$M_k(480) = 0.786$
$F_r(510) = 5.088$	$F_i(510) = 12.12$	$F_d(510) = 17.209$	$M_k(510) = 0.418$
$F_r(540) = 4.735$	$F_i(540) = 12.218$	$F_d(540) = 16.953$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.767$	$F_i(570) = 12.12$	$F_d(570) = 12.887$	$M_k(570) = -0.313$
$F_r(600) = 0.767$	$F_i(600) = 10.313$	$F_d(600) = 11.08$	$M_k(600) = -0.521$
$F_r(630) = 0.767$	$F_i(630) = 4.204$	$F_d(630) = 4.971$	$M_k(630) = -0.311$
$F_r(660) = 0.767$	$F_i(660) = -6.109$	$F_d(660) = -5.342$	$M_k(660) = 0.327$
$F_r(690) = 0.767$	$F_i(690) = -16.324$	$F_d(690) = -15.558$	$M_k(690) = 0.595$
$F_r(720) = 0.767$	$F_i(720) = -20.627$	$F_d(720) = -19.86$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -20.01$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.027$	$F_r(30) = -12.589$	$F_k(30) = -9.609$	$M_{пер}(30) = 0.601$
$F_n(60) = -1.249$	$F_r(60) = -1.665$	$F_k(60) = -5.381$	$M_{пер}(60) = 0.336$
$F_n(90) = 1.277$	$F_r(90) = -1.277$	$F_k(90) = 4.821$	$M_{пер}(90) = -0.301$
$F_n(120) = 2.485$	$F_r(120) = -7.618$	$F_k(120) = 8.224$	$M_{пер}(120) = -0.514$
$F_n(150) = 1.644$	$F_r(150) = -11.853$	$F_k(150) = 4.945$	$M_{пер}(150) = -0.309$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -12.836$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.658$	$F_r(210) = -11.955$	$F_k(210) = -4.988$	$M_{пер}(210) = 0.312$
$F_n(240) = -2.605$	$F_r(240) = -7.984$	$F_k(240) = -8.619$	$M_{пер}(240) = 0.539$
$F_n(270) = -1.716$	$F_r(270) = -1.716$	$F_k(270) = -6.48$	$M_{пер}(270) = 0.405$
$F_n(300) = 0.056$	$F_r(300) = -0.075$	$F_k(300) = 0.243$	$M_{пер}(300) = -0.015$
$F_n(330) = -0.689$	$F_r(330) = 4.276$	$F_k(330) = -3.264$	$M_{пер}(330) = 0.204$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 43.661$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 5.797$	$F_r(390) = 36.002$	$F_k(390) = 27.48$	$M_{пер}(390) = -1.718$
$F_n(420) = 3.212$	$F_r(420) = 4.282$	$F_k(420) = 13.842$	$M_{пер}(420) = -0.865$
$F_n(450) = 3.734$	$F_r(450) = -3.734$	$F_k(450) = 14.098$	$M_{пер}(450) = -0.881$
$F_n(480) = 3.802$	$F_r(480) = -11.655$	$F_k(480) = 12.582$	$M_{пер}(480) = -0.786$
$F_n(510) = 2.221$	$F_r(510) = -16.014$	$F_k(510) = 6.681$	$M_{пер}(510) = -0.418$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -16.953$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.663$	$F_r(570) = -11.992$	$F_k(570) = -5.003$	$M_{пер}(570) = 0.313$
$F_n(600) = -2.519$	$F_r(600) = -7.722$	$F_k(600) = -8.336$	$M_{пер}(600) = 0.521$
$F_n(630) = -1.316$	$F_r(630) = -1.316$	$F_k(630) = -4.971$	$M_{пер}(630) = 0.311$
$F_n(660) = 1.215$	$F_r(660) = -1.619$	$F_k(660) = 5.234$	$M_{пер}(660) = -0.327$
$F_n(690) = 2.008$	$F_r(690) = -12.469$	$F_k(690) = 9.518$	$M_{пер}(690) = -0.595$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -19.86$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

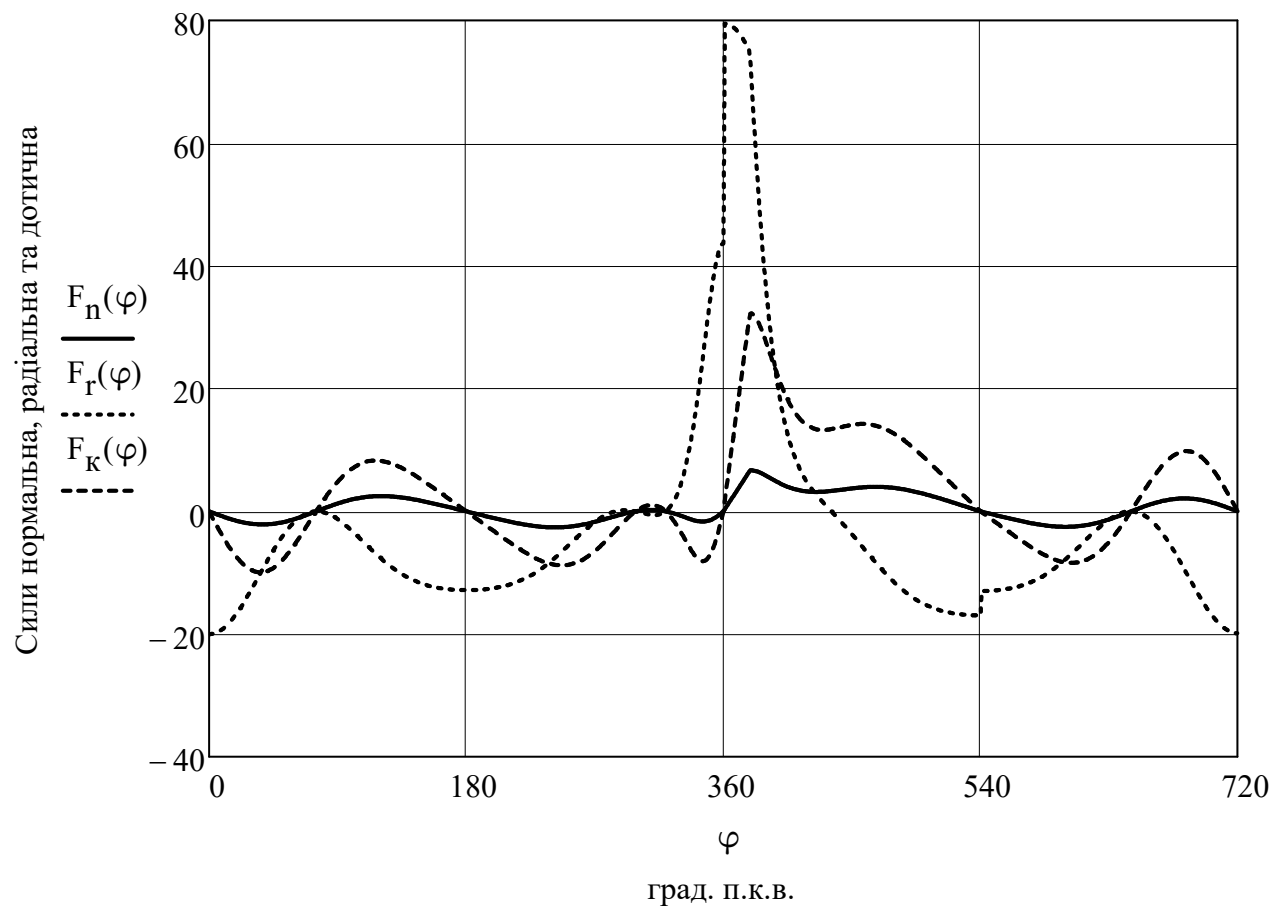
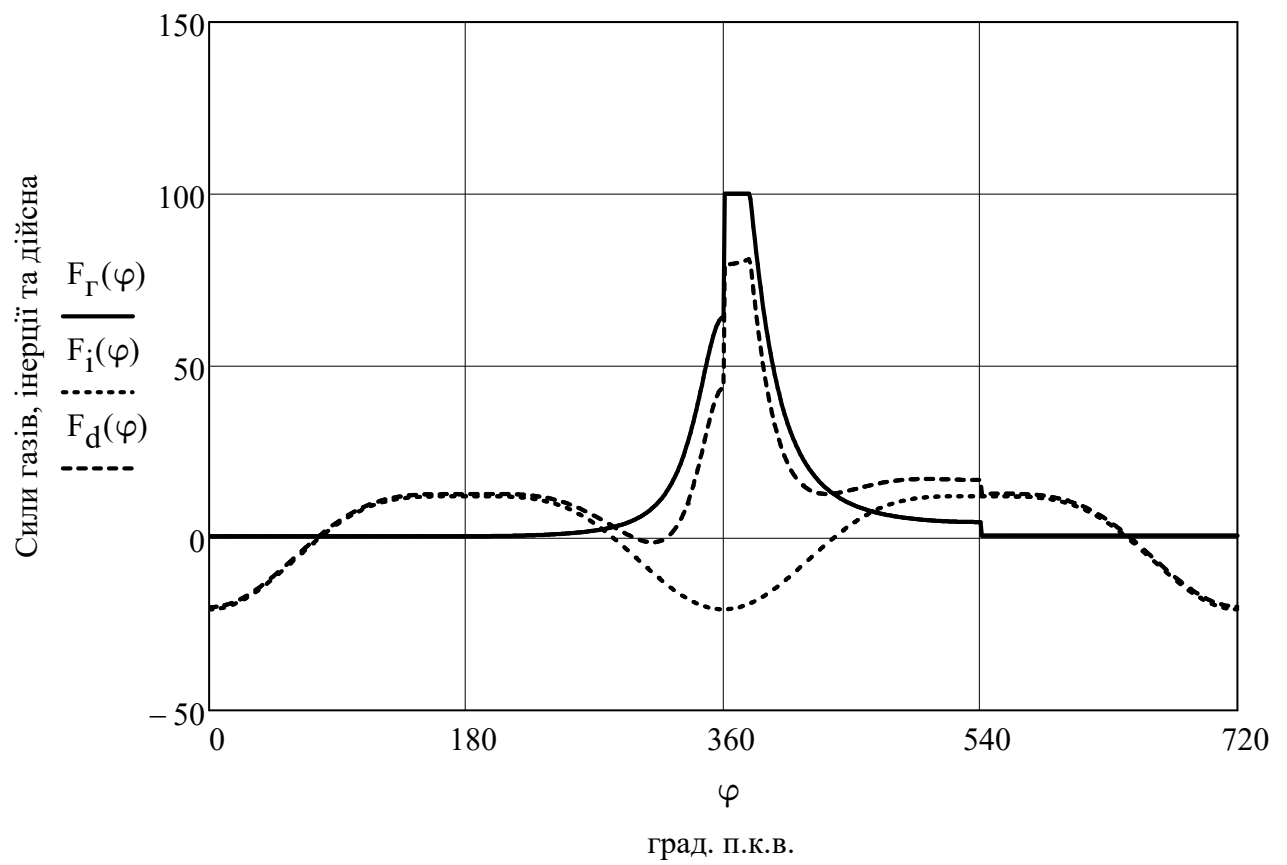


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

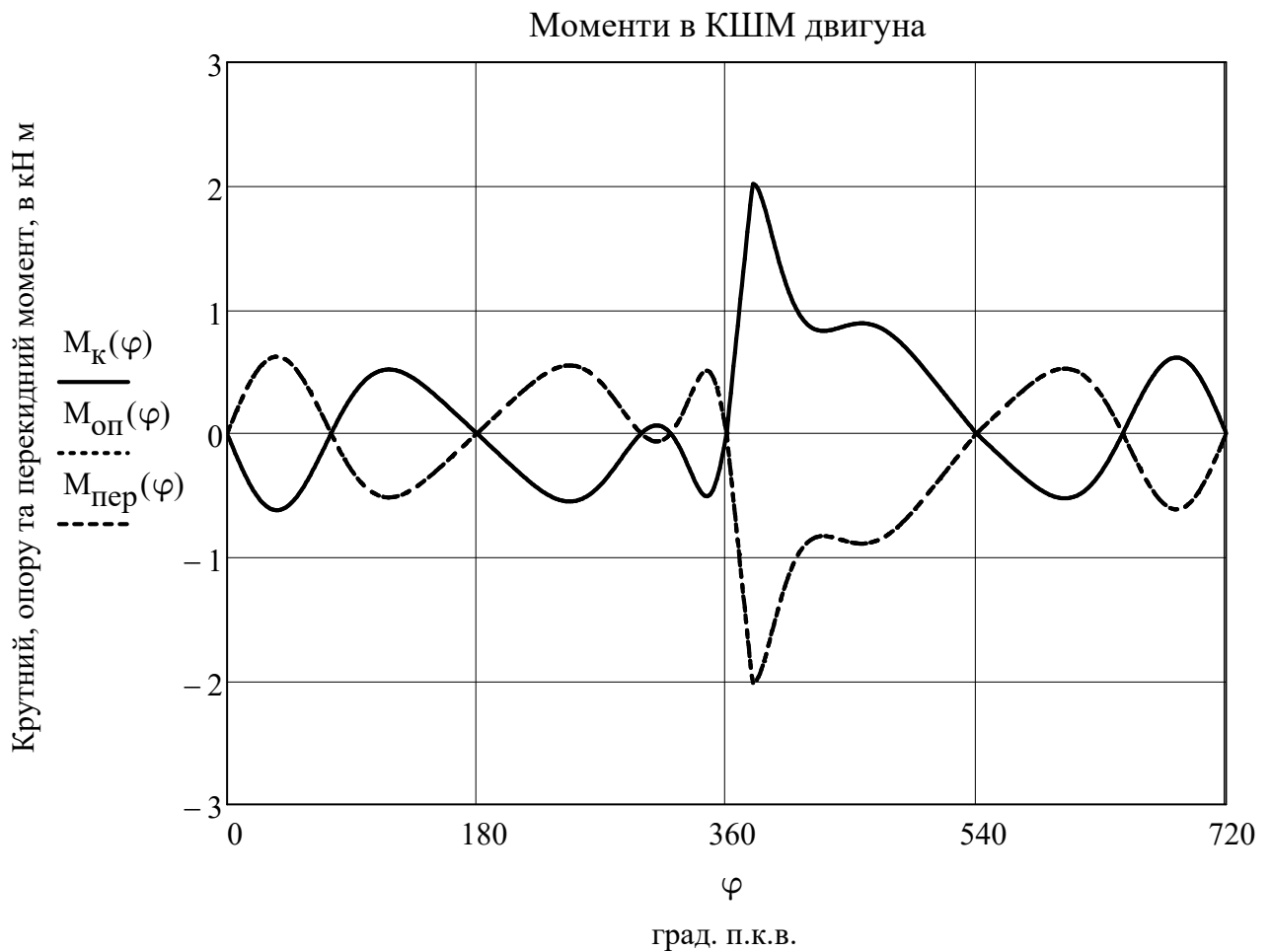


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

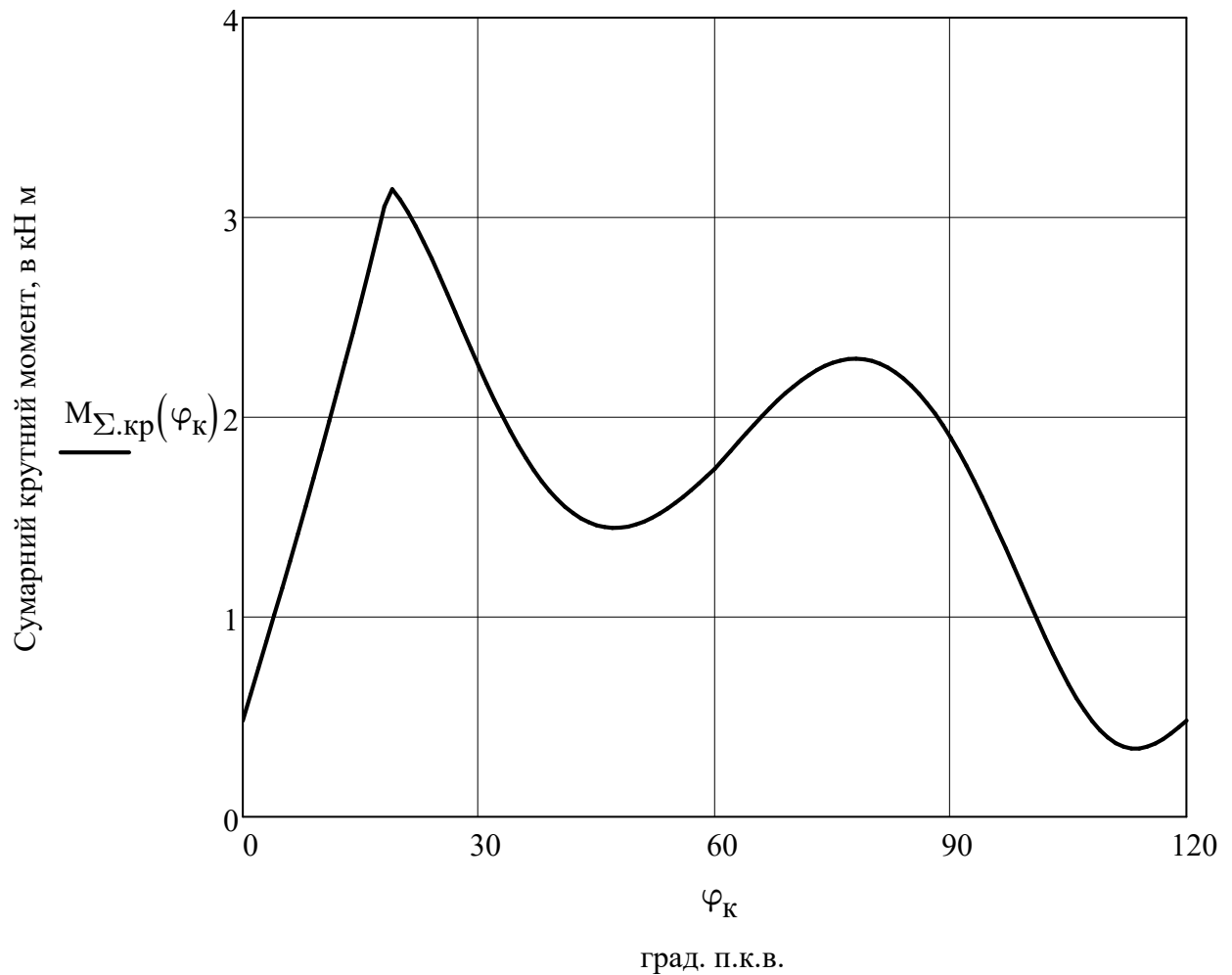


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 0.481$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.127$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.795$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.795$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.447$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.742$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.213$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.195$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.433$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.479$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.481$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_G - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{31.982 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.771 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 160.043 = 160042.727$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.6 \times 10^5}{3.771 \times 10^5} \cdot 100 = 42.44$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 377101.936 \cdot 0.424 = 160000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.6 \times 10^5 - 1.6 \times 10^5|}{1.6 \times 10^5} \cdot 100 = 0.027$$

2.4.4 Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

$Q_{T.П}$ - теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $D_{ж} / c$

$$Q_W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) \cdot Q_{П}$$

де $W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці стиску

$W_{г.р} = 0.12$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.05$ - відносна втрата палива на діляниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.17 \cdot 377101.936 = 64107.329$$

Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 191.250 = 114.750$$

Робочий об'єм циліндру, в m^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} \cdot 0.125 = 1.188 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{114.75 \cdot 1.188 \times 10^{-3} \cdot 2.1 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 14.313$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 14.313 = 14312.888$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 64107.329 + 14312.888 = 78420.217$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / 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

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{78420.21662 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00225$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.245$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.245 = 244.556$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 64107.3 + 14312.9 + 244.6 = 78664.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{78664.773}{377101.936} \cdot 100 = 20.86$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску , в °С

$$t_d = T_d - 273 = 321.843 - 273 = 48.843$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 48.843 = 29.113$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

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

$$\Delta i'_r = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.411 \cdot 477 = 14709.545$$

$$\Delta i''_r = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.113 \cdot 48.843 = 1265.801$$

$$\Delta i_r = \Delta i'_r - \Delta i''_r = 14709.5 - 1265.8 = 13443.7$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{31.982}{3.6} \cdot 13443.744 = 119432.835$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{119432.835}{377101.936} \cdot 100 = 31.671$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом та на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{191.25}{1474.353} \cdot 0.488 = 0.063$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна,
в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.063 \cdot 377101.936 = 23848.444$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в двигуні, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 64107.329 + 23848.444 - 78664.773 = 9291$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / 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

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 9.291 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.232 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.232 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.616$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.616 = 616.245$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9291 + 616.245 = 9907.245$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{9907.245}{377101.936} \cdot 100 = 2.627$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_T + Q_M} \right) = 377101.9 - \sum \left(\frac{160042.7 + 78664.8}{119432.8 + 9907.2} \right) = 9054.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{9054.356}{377101.936} \cdot 100.000 = 2.401$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	Q Дж/с,	q %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 377101.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 160042.7$	$q_e = 42.4$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 119432.8$	$q_{\Gamma} = 31.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 78664.8$	$q_B = 20.9$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 9907.2$	$q_M = 2.6$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 9054.4$	$q_{HB} = 2.4$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 42.44 + 31.671 + 20.86 + 2.627 + 2.401 = 100$$

Перевірка підтвердила правильність проведених розрахунків

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	156	160	2,56
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1250	1283	2,64
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,405	0,424	4,69
4	Механічний ККД	η_m	-	0,86	0,87	1,16
5	Питома ефективна витрата палива	g_e	$\frac{г}{(кВт год)}$	215	200	- 6,98
6	Діаметр циліндру	D	мм	110	110	0,0
7	Хід поршня	S	мм	125	125	0,0

У даному розділі було розглянуто питання підвищення ефективності роботи дизельного двигуна стаціонарної електростанції шляхом його форсування до потужності 160 кВт, що перевищує номінальну потужність двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5 на 4 кВт.

За результатами розрахунку параметрів робочого циклу встановлено, що поставлене завдання форсування виконано успішно - приріст потужності становить 2,56 %.

Форсування двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі на 2,64 %, що обумовлено зростанням циклової роботи за рахунок підвищення кількості впорскуваного палива та покращення умов його згоряння.

Проведена оптимізація параметрів робочого циклу і раціональний вибір вихідних даних забезпечили досягнення високих показників енергоефективності: ефективний коефіцієнт корисної дії збільшився на 4,69 %, а питома ефективна витрата палива знизилася на 6,98 % порівняно з базовим варіантом.

Особливу увагу приділено зниженню димності відпрацьованих газів, що досягнуто шляхом покращення процесів сумішоутворення, забезпечення повнішого згоряння палива та використання системи ежекційного змішування відпрацьованих газів із чистим повітрям.

Таке технічне рішення сприяє зменшенню концентрації твердих частинок у вихлопі, зниженню вмісту чадного газу (CO) та покращенню екологічних характеристик двигуна без погіршення його паливної економічності.

Раціональне поєднання параметрів робочого циклу дозволило зберегти геометричні характеристики циліндро-поршневої групи, що відповідають двигуну-прототипу, забезпечивши таким чином зростання потужності без збільшення масо-габаритних показників.

У межах розділу проведено розрахунок індикаторних показників двигуна, побудовано індикаторну діаграму, визначено сили та моменти у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу.

Отримані результати підтверджують ефективність прийнятих інженерних рішень і створюють науково-технічне підґрунтя для подальшої розробки системи зниження димності відпрацьованих газів дизельного двигуна стаціонарної електростанції.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОРЕКЦІЇ ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

3.1 Аналіз основних умов, причин та факторів що призводять до появи викидів токсичних компонентів та димності відпрацьованих газів.

Протягом останніх років були різко посилені вимоги щодо гранично допустимих концентрацій (ГДК) шкідливих викидів з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів. Дотримання жорстких нормативів є необхідною умовою експлуатації двигуна. З метою підвищення конкурентоспроможності на світовому ринку необхідно дотримуватися міжнародних екологічних стандартів. У зв'язку з цим перед заводами з виробництва двигунів, науково-галузевими та контролюючими інститутами постає завдання вибору ефективних методів зниження негативного впливу викидів дизелів. В даний час пропонується широкий спектр рішень цих завдань, проте ступінь їх ефективності неоднозначна. У зв'язку з цим представляється значимим аналіз існуючих заходів з метою виявлення оптимальних рішень. Виділяють кілька напрямків:

- підвищення якості організації робочого процесу (РП) і регулювання варіантів;
- підвищення якості традиційних видів палив і олив;
- використання присадок і застосування альтернативних видів палива;
- застосування систем очищення викидів ВГ дизелів;
- впровадження конструкційних доробок в системі випуску.

До найбільш економічних способів можна віднести організацію малотоксичного робочого процесу за рахунок регулювання:

- кута випередження подачі палива;
- фаз газорозподілу;
- ступеня стиснення;
- тиску наддуву;

- температури наддувочного повітря;
- тиску впорскування палива;
- залишкового тиску в паливопроводі;
- застосування рециркуляції ВГ та двостадійного сумішоутворення.

Регулювання кута випередження впорскування палива - дієвий спосіб для зниження як токсичності, так і димності ВГ. Однак ефективним він може бути при індивідуальному підході, в залежності від типорозміру, і проводитися повинен під час стендових випробувань.

Затримка початку уприскування палива може бути дієвою при малих навантаженнях двигуна, що серйозно обмежує перспективність застосування цього способу. Зміна конструкції форсунки дозволить збільшити ступінь стиснення, що призведе до зниження концентрації оксидів азоту в викидах шкідливих речовин (ШР).

Підвищити ефективність показників РП у всьому швидкісному діапазоні можна за допомогою проміжного охолодження наддувочного повітря. Це дозволить знизити витрата палива і поліпшити екологічну складову.

У ряді країн світу генеральним є напрямок по зміні тиску впорскування палива. Такий підхід дозволяє витримати необхідний рівень концентрації оксидів азоту, а в деяких випадках знизити його, зменшивши при цьому витрату палива. Однак для отримання такого ефекту необхідно забезпечити вирішення дуже складних конструкторських і технологічних проблем, вклавши значні матеріальні ресурси. Зниження концентрації оксидів азоту на 30% і димності на 40% можна досягти за допомогою управління залишковим тиском в паливопроводі.

Застосування системи двохстадійного сумішоутворення міцно увійшло в основний список заходів по організації малотоксичного РП. Визначальним тут є вибір оптимального місця розташування пристрою для розпилювання додаткової частини палива. У сукупності з регулюваннями протікання РП за різними джерелами можна досягти зниження вмісту оксидів азоту до 30%, але при цьому збільшується кількість продуктів неповного згоряння.

Пряме впорскування води в циліндр за рахунок зниження температури в камері згоряння зменшує викид оксиду азоту (NO_x). Однак, для його реалізації потрібні конструктивні доопрацювання та регулярний технологічний контроль стану паливних форсунок.

Склад ШР у викидах дизелів неоднорідний за складом і механізмом утворення. Отже, підходи до зменшення концентрації оксидів азоту і продуктів неповного згоряння різні, а іноді і протилежні. Так, регулювання показників РП, спрямовані на зниження вмісту NO_x , призводять до зростання продуктів неповного згоряння. Нормування і жорсткому контролю підлягають обидві групи шкідливих компонентів. Відповідно, найбільш ефективними, а значить, і затребуваними, будуть способи, що забезпечують зниження обох груп компонентів ОГ або зниження однієї групи при незмінній іншій.

У всіх методах, що стосуються організації малотоксичної роботи дизеля, поряд з позитивними результатами щодо зменшення викидів є і негативні, які пригнічують можливість їх використання в промислових масштабах на всіх типорозмірах. Однак необхідність модернізації існує.

Виділяють наступні найбільш ймовірні її напрямки.

1. Нетривале інтенсивне впорскування палива, зміщене ближче до верхньої мертвої точки (в.м.т.) для зниження швидкості тепловиділення і кількості теплоти, що виділилася за час підвищення тиску в циліндрі до максимального значення.

2. Організація турбулентного руху заряду за рахунок конструкції впускних клапанів (вікон), а також орієнтації паливних струменів в обсязі камери згоряння для більш рівномірного розподілу палива.

3. Підвищення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння і зниження температури повітряного заряду для зниження загального температурного рівня процесу.

Дієвим це буде при здійсненні суворого контролю над якістю палива. В сукупності ефект щодо зниження всіх шкідливих викидів, отриманий за рахунок поліпшення якості традиційного палива, може досягати 20%.

Позитивний вплив на підвищення екологічної безпеки гідросфери надають присадки. Їх використання дозволяє знизити димність ВГ на 40-60%.

Ефективним способом зниження токсичності та димності є використання альтернативних видів палива. Газоподібне паливо, диметилловий ефір, спирти, біопаливо - напрямки пошуку шляхів відходу від нафтової залежності.

Реалізація каталітичної нейтралізації, застосування допалювачів, фільтрів і пиловловлювачів для забезпечення захисту навколишнього середовища від викидів привабливі в першу чергу для двигунів що складають основу машино-тракторного парку.

Широке застосування отримала технологія селективного каталітичного відновлення оксидів азоту аміаком (SCR-процес). Головним аргументом опонентів застосування цієї технології є небезпека газоподібного аміаку. Здійснювати одночасне очищення ОГ дизеля від оксидів азоту і продуктів неповного згоряння дозволяє технологія обробки газів нетермічною (холодною) плазмою. Необхідно також виділити технологію зернистих фільтрів, що забезпечують підвищену швидкість фільтрації, можливість очищення високотемпературних газів, простоту експлуатації і можливість повної автоматизації процесу очищення газу.

На найближче майбутнє перспективним є використання технології:

- плазменно-хімічної очистки газів;
- парів дизельного палива в реакції відновлення оксидів азоту;
- платинових нейтралізаторів;
- систем захисту каталізаторів, що забезпечує коагуляцію, уловлювання та допалювання сажі для забезпечення працездатності та збереження високої ефективності каталізаторів.

Перспективний напрямок в частині зниження димності ВГ - забезпечення вигорання твердого вуглецю. Інтенсифікація процесу горіння за рахунок газодинамічних коливань робочого тіла в циліндрі дизеля дозволяє значно знизити димність. Основним недоліком є необхідність застосування поршня спеціальної конструкції з профільованою верхньою площиною.

Для переважної більшості тракторних дизелів напрямок зниження димності пов'язано з розробкою і доведенням нової камери згоряння і заміною поршня. Крім того, зміни в конструкції серійно випускаються дизелів зажадають тривалих процедур узгодження з заводом-виробником і контролюючими органами. Однак при відповідних доробках такий спосіб зниження димності ВГ буде продуктивним і може бути рекомендований до широкого впровадження.

Зменшити димність, можна використавши паливо з підвищеним вмістом ароматичних вуглеводнів, без погіршення екологічних показників роботи дизеля і збільшенням ККД можливо за допомогою підігріву палива.

Додавання присадок до палива дозволить вирішити одночасно кілька важливих задач. Найбільш ефективні за складом присадки дозволяють значно зменшити кількість сажі, оксидів вуглецю, азоту, канцерогенних речовин у викидах, а також зменшити витрату палива. При виборі оптимальної присадки до уваги слід приймати такі чинники:

- сумісність з паливом;
- санітарно-гігієнічні характеристики;
- чутливість до удару і тертя;
- простота технології виробництва;
- доступність сировини;
- ефективність.

При створенні і зіставленні різних типів присадок необхідно враховувати побічний вплив попутних сполук. Таким чином, при правильному підборі присадок можна досягти одночасного поліпшення показників роботи дизеля, зменшення шкідливих викидів і підвищення економічних показників. Така можливість робить затребуваним даний метод для дизелів, що знаходяться як на стадії проектування, так і в експлуатації.

Використання водопаливної емульсії (ВПЕ) в якості палива, може забезпечити виконання чинних норм двигунами, що знаходяться в експлуатації,

без оснащення їх систем газовипуску дорогими каталітичними нейтралізаторами.

Крім того, в додаванням до палива води, можна вводити багатофункціональні водорозчинні присадки, використання яких дозволить суттєво розширити межі застосування дешевших важких палив в дизелях.

При вирішенні питання про переведення дизельної установки судна на ВПЕ необхідно враховувати ступінь форсування двигунів, сорт вживаного палива і умови експлуатації двигуна.

Для досягнення максимального ефекту щодо підвищення рівня екологічної безпеки необхідно підходити до вирішення даного завдання комплексно, тому що раціональна схема робочого процесу має передбачати:

1. Зниження температури повітря в циліндрі на початку стиснення.
2. Обмеження подачі палива до в.м.т.
3. Організоване згоряння впорснутої до в.м.т. порції палива з метою інтенсифікації процесу згоряння основної порції палива, що впорскується за в.м.т.
4. Подача основної порції палива з великою інтенсивністю, високою дисперсністю і її закінчення не пізніше $20 \dots 25^\circ$ повороту колінчастого вала (п.к.в.) за в.м.т.
5. Синхронізація періоду максимальної швидкості згоряння палива з початком інтенсивного руху поршня до нижньої мертвої точки (н.м.т.), тобто після $10 \dots 15^\circ$ п.к.в. за в.м.т. У цьому випадку робота розширення газу повинна в максимальному ступені компенсувати приріст енергії від згорання палива і тим самим стримувати зростання температури.
6. Закінчення процесу згоряння не пізніше $40 \dots 45^\circ$ п.к.в. за в.м.т.
7. Виключення відриву від соплового наконечника крапель палива або їх укрупнення в момент закінчення уприскування.

Для збереження досягнутих переваг важливо кваліфіковано експлуатувати двигун, враховуючи оптимальні режими роботи.

Таким чином, підсумовуючи грамотну експлуатацію, регулювання показників РП, високоякісне паливо і зовнішні системи зменшення викидів (нейтралізація і фільтрація), можна отримати значне зниження концентрації ШР в ВГ без серйозних конструкційних доробок.

Використання присадок, ВПЕ і підігріву палива в сукупності дозволяє експлуатувати двигун в чітко заданих екологами нормах викидів.

3.2 Опис пропонованої системи корекції димності відпрацьованих газів.

Ефективність будь-якої технічної системи визначається її здатністю адекватно реагувати на зміну зовнішніх і внутрішніх чинників впливу, підтримуючи стабільність параметрів у межах заданих норм. Для реалізації такої властивості у структурі подібних систем обов'язково передбачається наявність зворотного зв'язку, який забезпечує інформаційний контроль параметрів процесу та формує сигнали для керуючих впливів на регулювальні органи.

Одним із найважливіших параметрів, що характеризують екологічний стан дизельного двигуна, є димність відпрацьованих газів, котра безпосередньо пов'язана зі ступенем повноти згоряння палива та якістю сумішоутворення. Для її визначення у практиці діагностування дизельних двигунів широкого поширення набули світлооптичні методи контролю, принцип дії яких базується на вимірюванні поглинальної здатності світлового потоку при проходженні крізь потік відпрацьованих газів.

У запропонованій системі корекції димності відпрацьованих газів дизельного двигуна стаціонарної електростанції реалізовано аналогічний підхід: оптопара використовується як чутливий елемент зворотного зв'язку, що здійснює неперервний моніторинг ступеня димності. Вона складається з випромінювального (світлодіодного або лазерного) та приймального (фотодіодного або фототранзисторного) елементів, розміщених по обидва боки каналу відведення відпрацьованих газів. При підвищенні вмісту твердих

частинок (сажі) інтенсивність світлового потоку, що досягає приймача, зменшується, що відповідно змінює електричний сигнал на виході оптопари.

Отриманий сигнал передається до електронного блоку керування, який обробляє інформацію відповідно до закладеного алгоритму регулювання. На основі поточних показників димності мікропроцесор формує керуючу дію на сервопривід заслінки ежектора, що змінює кількість повітря, яке подається до камери змішування відпрацьованих газів із чистим повітрям. Таким чином, відбувається автоматичне коригування співвідношення “повітря–відпрацьовані гази”, що забезпечує додаткове окиснення залишкових продуктів неповного згоряння і зменшення концентрації сажі у випускному потоці.

Основна перевага запропонованої схеми полягає в тому, що вона не втручається у робочий цикл двигуна, тобто не змінює параметри подачі палива, фаз газорозподілу або характеристик наддуву. На відміну від систем, які регулюють димність шляхом зниження подачі палива або зміни режимів роботи двигуна, розроблена система працює автономно, не створюючи додаткових навантажень на силовий агрегат і не обмежуючи його експлуатаційні характеристики.

Крім того, установка елементів системи не викликає суттєвих змін у гідродинаміці газоповітряних потоків, оскільки аеродинамічний опір додаткових вузлів мінімальний. Конструкція не містить деталей, що потребують частого обслуговування, розбирання чи регулювання, що спрощує експлуатацію і підвищує надійність роботи системи в цілому.

Таким чином, у автоматичному режимі, шляхом неперервного контролю ступеня задимлення та регулювання кількості поданого повітря в камеру ежектора, забезпечується зменшення концентрації токсичних і твердих частинок у відпрацьованих газах. Це дозволяє суттєво знизити рівень димності вихлопу дизельного двигуна, доводячи показники викидів до рівнів, що відповідають чинним екологічним нормативам, при збереженні енергетичної ефективності двигуна.

3.3 Розрахунок параметрів ежектору.

3.3.1 Початкові дані для розрахунку:

$P_{\text{екс}} = 160$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.206$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.84$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Секундна масова витрата повітря через двигун, в кг/год

$$G'_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.206 \cdot 160 \cdot 1.84 \cdot 14.45 = 876.34$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G'_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{876.34}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.84 \cdot 14.45} \right) = 0.253$$

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;

$T_{\text{вг}} = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.253}{0.495} = 0.511$$

3.3.2 Розрахунок будемо проводити наступним чином:

- 1) Будемо розраховувати ежектор для роботи на найвигіднішому критичному режимі, що дозволяє отримати максимальний коефіцієнт ежекції.
- 2) Спочатку задамося довільним значенням коефіцієнта ежекції n .
- 3) За відомим початковим параметрам і заданої коефіцієнту ежекції знаходимо параметри суміші газів (тобто в перерізі 3).
- 4) ПЗаданому в умові тиску в третьому перетині з графіка визначимо реквізит коефіцієнт ежекції.
- 5) По поточним значенням масс визначимо кінетичні енергії потоків.

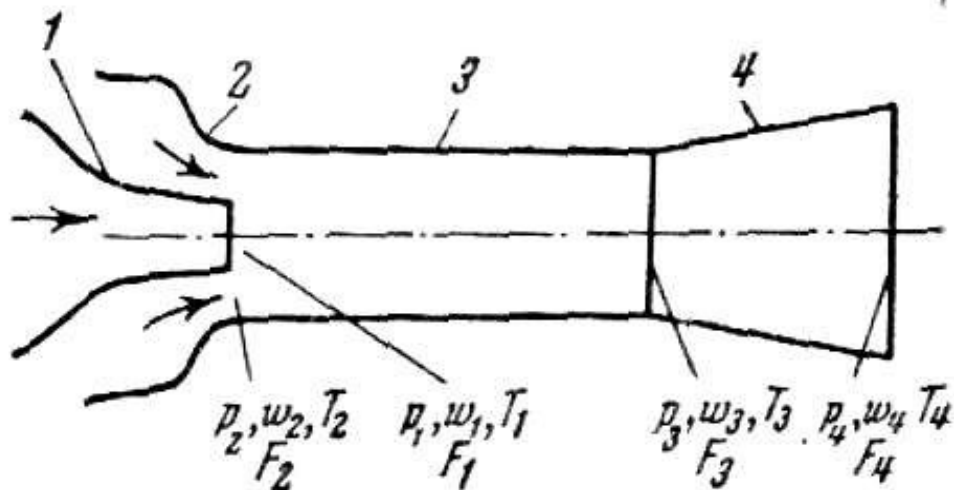


Рис. 3.1 Розрахункова схема ежектора.

1 - вхідний конус для підводу відпрацьованих газів; 2 - вхідний патрубок повітря; 3 - корпус ежектора; 4 - вихідний патрубок.

3.3.3 Визначаємо безрозмірні параметри:

Співвідношення тисків на вході:

$$\pi_0 = \frac{p'_1}{p'_2}$$

де $p'_1 = 175000$ кПа - тиск відпрацьованих газів;

$p'_2 = 95000$ кПа - тиск повітря у вхідному патрубку;

$$\pi_0 = \frac{p'_1}{p'_2} = \frac{1.75 \times 10^5}{9.5 \times 10^4} = 1.842$$

Співвідношення температур на вході:

$$\tau = \frac{T'_2}{T'_1}$$

де $T'_1 = 790$ К - температура відпрацьованих газів;

$T'_2 = 293$ К - температура повітря у вхідному патрубку;

$$\tau = \frac{T'_2}{T'_1} = \frac{293}{790} = 0.371$$

Загальна витрата суміші з відпрацьованих газів та повітря, в кг/год

$$G_{\text{см}} = G_{\text{вг}} + G_{\text{пов}}$$

де $G_{\text{пов}} = 0.243$ кг/год - потрібна витрата повітря через ежектор;

$$G_{\text{см}} = G_{\text{вг}} + G_{\text{пов}} = 0.253 + 0.243 = 0.496$$

Площа прохідного перерізу отвору для руху відпрацьованих газів, в м²

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

де $d_1 = 0.054$ м - діаметр трубопроводу для руху відпрацьованих газів;

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.054^2}{4} = 2.29 \times 10^{-3}$$

Середня швидкість руху відпрацьованих газів, в м/с

$$w_1 = \frac{G_{\text{ВГ}}}{\mu_1 \cdot \rho_{\text{ВГ}} \cdot f_1}$$

де $\mu_1 = 0.6$ - коефіцієнт витрати насадка для витрати відпрацьованих газів;

$$w_1 = \frac{G_{\text{ВГ}}}{\mu_1 \cdot \rho_{\text{ВГ}} \cdot f_1} = \frac{0.253}{0.6 \cdot 0.495 \cdot 2.29 \times 10^{-3}} = 371.604$$

Площа прохідного перерізу отвору для руху відпрацьованих газів, в м²

$$f_2 = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_1^2)}{4}$$

де $d_3 = 0.131$ м - діаметр змішувальної камери на вході;

$$f_2 = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.131^2 - 0.054^2)}{4} = 0.011$$

Густина повітря на вході в змішувальну камеру ежектора, в кг/м³

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p'_2}{R_{\text{п}} \cdot T'_2}$$

де $R_{\text{п}} = 287.4$ кг/(Дж К) - газова стала для повітря;

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p'_2}{R_{\text{п}} \cdot T'_2} = \frac{9.5 \times 10^4}{287.4 \cdot 293} = 1.128$$

Середня швидкість руху повітря на виході з патрубку, в м/с

$$w_2 = \frac{G_{\text{пов}}}{\mu_2 \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot f_2}$$

де $\mu_2 = 0.8$ - коефіцієнт витрати насадка для витрати відпрацьованих газів;

$$w_2 = \frac{G_{\text{пов}}}{\mu_2 \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot f_2} = \frac{0.243}{0.8 \cdot 1.128 \cdot 0.011} = 24.065$$

Середня швидкість руху суміші в камері ежектора, в м/с

$$w_3 = \frac{G_{\text{ВГ}} \cdot w_1 + G_{\text{ПОВ}} \cdot w_2}{G_{\text{ВГ}} + G_{\text{ПОВ}}} = \frac{0.253 \cdot 371.604 + 0.243 \cdot 24.065}{0.253 + 0.243} = 201.195$$

Густина суміші в змішувальній камері ежектора, в кг/м³

$$\rho_{\text{см}} = \frac{G_{\text{ВГ}} \cdot \rho_{\text{ВГ}} + G_{\text{ПОВ}} \cdot \rho_{\text{ПОВ}}}{G_{\text{ВГ}} + G_{\text{ПОВ}}} = \frac{0.253 \cdot 0.495 + 0.243 \cdot 1.128}{0.253 + 0.243} = 0.805$$

Площа прохідного перерізу змішувальної камери, в м²

$$f_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.131^2}{4} = 0.013$$

Діаметр вихідного конусного гальмівного насадка на виході, в м

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot (\sin(\alpha \cdot \text{deg}) \cdot l_{\text{к.н}})$$

де $\alpha = 4^\circ$ - кут розкриття гальмівного насадка;

$l_{\text{к.н}} = 0.04$ м - довжина гальмівного насадка

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot (\sin(6 \cdot \alpha \cdot \text{deg}) \cdot l_{\text{к.н}}) = 0.131 + 2 \cdot \sin(6 \cdot 4 \cdot \text{deg}) \cdot 0.04 = 0.164$$

Площа прохідного перерізу гальмівного насадка на виході, в м²

$$f_4 = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.164^2}{4} = 0.021$$

Середня швидкість руху суміші на виході з гальмівного насадка, в м/с

$$w_4 = \frac{G_{\text{см}}}{\mu_4 \cdot \rho_{\text{см}} \cdot f_4}$$

де $\mu_4 = 0.8$ - коефіцієнт витрати для гальмівного насадка ежектора;

$$w_4 = \frac{G_{\text{см}}}{\mu_4 \cdot \rho_{\text{см}} \cdot f_4} = \frac{0.496}{0.8 \cdot 0.805 \cdot 0.021} = 36.623$$

Масова доля повітря в суміші,

$$\delta G_{\text{пов}} = \frac{G_{\text{пов}}}{(G_{\text{вг}} + G_{\text{пов}})} = \frac{0.243}{0.253 + 0.243} = 0.49$$

$$\text{або у \%} \quad \delta G_{\text{пов}} \cdot 100 = 49.033$$

Масова доля відпрацьованих газів в суміші,

$$\delta G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{(G_{\text{вг}} + G_{\text{пов}})} = \frac{0.253}{0.253 + 0.243} = 0.51$$

$$\text{або у \%} \quad \delta G_{\text{вг}} \cdot 100 = 50.967$$

Кінетична енергія руху потоку повітря, в Дж

$$E_1 = \frac{G_{\text{вг}} \cdot w_1^2}{2} = \frac{0.253 \cdot 371.604^2}{2} = 1.744 \times 10^4$$

Кінетична енергія руху потоку відпрацьованих газів, в Дж

$$E_2 = \frac{G_{\text{пов}} \cdot w_2^2}{2} = \frac{0.243 \cdot 24.065^2}{2} = 70.366$$

Кінетична енергія руху потоку суміші, в Дж

$$E_3 = \frac{(G_{\text{вг}} + G_{\text{пов}}) \cdot w_3^2}{2} = \frac{(0.253 + 0.243) \cdot 201.195^2}{2} = 1.003 \times 10^4$$

Втрати кінетичної енергії руху потоків на сумішоутворення, в Дж

$$\Delta E = E_1 + E_2 - E_3 = 1.744 \times 10^4 + (70.366 - 1.003 \times 10^4) = 7.479 \times 10^3$$

3.4 Висновки по розділу.

У даному розділі розглянуто основні причини виникнення димності відпрацьованих газів дизельного двигуна стаціонарної електростанції та визначено шляхи її зниження.

Запропоновано систему зменшення димності, що базується на ежекційному змішуванні відпрацьованих газів із чистим повітрям та використанні оптопари як елемента зворотного зв'язку для автоматичного регулювання подачі повітря.

Проведений гідродинамічний розрахунок підтвердив ефективність процесу змішування та можливість зниження концентрації сажових частинок без втручання у робочий цикл двигуна.

Застосування розробленої системи дозволяє зменшити димність відпрацьованих газів до екологічно допустимого рівня, не впливаючи на потужність і паливну економічність установки.

РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.

Зі збільшенням виробництва двигунів збільшується викид у навколишнє середовище різних, шкідливих речовин, таких як: чадний газ, окиси азоту, сажа та інші, що згубно впливає на здоров'я людини, стан живих організмів і рослин. Крім того, двигун є об'єктом підвищеної небезпеки, що пов'язане з ризиком для здоров'я, і життя. Тому при проектуванні двигуна необхідно враховувати вимоги закону «Про охорону праці», щоб забезпечити безпечну експлуатацію двигуна.

До основних небезпечних і шкідливих факторів при роботі двигуна внутрішнього згоряння відповідно до ДСТУ 12.0.003-74 відносяться:

- наявність частин, що рухаються, (шестерні, штовхачі, вали і т.д.);
- наявність трубопроводів по яких протікають гарячі рідини і відпрацьовані гази;
- шумність та наявність вібрації деталей двигуна;
- викиди продуктів згоряння;
- наявність електроустаткування, що працює при напрузі 12-24 в.

4.2 Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації.

Для забезпечення безпечної та надійної експлуатації двигуна необхідно задіяти комплекс наступних заходів:

- деталі двигуна, що мають підвищену температуру, необхідно надійно ізолювати та екранувати;
- місця з'єднань трубопроводів, для підводу повітря, газів, мастила, та палива під високим тиском необхідно забезпечити надійне їх з'єднання при

різних температурних режимах, для чого пропонується застосовувати прокладки, що витримують високі тиски і температуру;

- усі відкриті обертові деталі необхідно захистити щитками;
- для зниження вібрації та шуму двигуна і його агрегатів під час роботи, рекомендовано встановлювати між двигуном і рамою пружних елементів (подушок двигуна);
- за рахунок встановлення аварійно-світлової та аварійно-шумової сигналізації, забезпечити безпеку обслуговуючого персоналу;
- для зниження шумовипромінювання двигуна і його агрегатів, рекомендується встановлення глушника комбінованого типу;
- створити умови щодо забезпечення умов протипожежної безпеки;
- встановити дистанційне керування, та прилади контролю основних параметрів роботи двигуна;
- забезпечити встановлення системи очищення та нейтралізації токсичних речовин у відповідності з нормами EURO 2.

Найбільш тепло напружені деталі охолоджуються рідиною з системи охолодження, випускні колектори теплоізолюються. На застосовані з'єднання, що забезпечують надійне ущільнення стику і безпечне обслуговування в умовах експлуатації. Пасова передача привода водяного насоса і генератора не має захисних кожухів, що може привести до травм при експлуатації двигуна.

Двигун обладнаний датчиками, які дозволяють попередити водія при підвищенні температури води й мастила вище припустимої 95°C і 85°C , а також при падінні тиску мастила нижче припустимої величини 0.2 МПа.

Для захисту двигуна від “ розносу “ на паливному насосі високого тиску встановлений всережимний регулятор частоти обертання колінчатого валу двигуна.

З метою забезпечення безпеки при транспортуванні і ремонті двигуна на ньому є рим-болти, що використовуються для його підйому і закріплення при транспортуванні. Складальні одиниці, що підлягають частому розбиранню і зборці, забезпечують легкість і швидкість виконуваних операцій.

Забезпечення пожежної безпеки при експлуатації двигуна передбачає ряд наступних заходів:

- встановлення іскрогасника і глушника;
- раціональне розташування випускних колекторів, що дозволяє запобігти випадковому попаданню на них паливних речовин (палива й мастила);
- забезпечення герметичності паливо і мастилопроводів, за рахунок встановлення мідно-азбестових прокладок;
- при експлуатації двигуна необхідно передбачити місце для встановлення вогнегасника вуглекислотного ОУ-2 або порошкового типу ОП-5 відповідно до ДСТУ 12.1.004-91.

Великий вплив на самопочуття і працездатність людини робить мікроклімат. Оптимальні і припустимі значення температури, відносної вологості і швидкості прямуювання повітря в робочій зоні виробничих помешкань з урахуванням теплових надлишків, ваги виконуваних робіт і періоду року встановлені Санітарними нормами мікроклімату виробничих помешкань (СН 4088-86) і ДСТУ 12.1.005 - 76.

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення робочих місць. Сприятливі умови зорової роботи роблять позитивний психологічний вплив на людину, сприяє зберіганню його здоров'я і працездатності в процесі праці.

У залежності від джерела світла виробниче освітлення підрозділяється на природне, сполучене і штучне. Природне світло має значною біологічною і гігієнічну цінність для людини, тому в денний час для освітлення виробничих помешкань необхідно використовувати природне світло.

Для захисту від шкідливих речовин, що утримуються в повітрі робочої зони на підприємстві застосовують комплекс організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і медико-біологічних заходів. Основними з них є:

- своєчасний контроль за утриманням шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- спеціальне підготування й інструктаж обслуговуючого персоналу;

- удосконалювання технологічних процесів і їхньої раціоналізації, у тому числі заміна шкідливих речовин нешкідливими;
- встановлення місцевої витяжної вентиляції для видалення шкідливих речовин безпосередньо від місць їхньої утворення (від вихлопних труб ДВЗ, посад зварювання і пайки, місць готування фарб і ін.);
- регулярне прибирання помешкань, що характеризуються значним виділенням пилюки;
- застосування засобів індивідуального захисту працюючих (спецодяг, захисні окуляри, дерматологічні засоби, респіратори і ін.);
- попередні і періодичні медичні огляди, профілактичне живлення і дотримання правил особистої гігієни.

З розвитком транспорту та сільськогосподарської техніки, збільшилось в значній мірі забруднення повітря відпрацьованими газами, у містах, населених пунктах і промислових районах.

Гази двигунів, що відпрацьовали, внутрішнього згоряння містять цілий ряд токсичних речовин, що неблаготворно діють на живі організми. Серед них: окис вуглецю, окисли азоту, вуглеводневі сполуки, тощо.

Крім того, двигун, є джерелом підвищеного шуму. З підвищенням рівня шуму можлива довго тривалість перебування людини в цих умовах різко скорочується.

Також двигуни забруднюють навколишнє середовище під час виготовлення, експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, що насамперед пов'язано з необхідністю зливу відпрацьованих паливо-мастильних матеріалів, та прямого контакту з двигуном під час обкатки та випробувань.

Тому основними задачами конструкторів є зниження витрати палива і зниження токсичності відпрацьованих газів, зниження рівня шуму і вібрації двигунів.

Для реалізації вищеописаних завдань, безупинно йде удосконалювання робочого процесу, конструкції органів паливоподачі та інших механізмів і деталей двигуна, пошук нових нетрадиційних схем двигунів, здійснюється

конвертація двигунів для роботи на альтернативних, менш токсичних паливах, збільшується надійність деталей і механізмів, знижується трудомісткість технічної експлуатації і ремонту.

4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Проведемо наближену оцінку рівня звуку, спроектованого двигуна по емпіричній формулі, в Дб:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n \cdot Pe \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2100 \cdot 160 \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg\left(\frac{2100}{2100}\right) \right] = 89,85$$

де $n_n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу;

$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

$Pe = 160 \text{ кВт}$ номінальна потужність.

Зниження рівню шуму досягається шляхом встановлення гумових подушок між двигуном і рамою, а також шумоізоляцією капота і усього відсіку, де знаходиться двигун.

Трьохоктавний рівень вібрації на лапі двигуна над амортизатором визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \cdot \lg\left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{Pe}{M}\right)}{1 + \left(\frac{f}{M}\right)^3 \cdot \frac{M}{Pe}}\right) + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right)$$

$$L = 44 + 10 \cdot \lg\left(\frac{2100 \cdot 160^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{160}{650}\right)}{1 + \left(\frac{35}{650}\right)^3 \cdot \frac{650}{160}}\right) + 30 \cdot \lg\left(\frac{2100}{2100}\right) = 80,15 \quad \text{дБа}$$

де $M = 650 \text{ кг}$ – маса двигуна;

$f = 35 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання;

$Pe = 160 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$n_n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання;

$n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ – робоча частота обертання.

Для зниження рівня вібрації двигуна встановимо на двигун динамічно збалансований колінчатий вал. Плавність роботи двигуна на всіх режимах досягається правильним підбором противаг на колінчатий вал двигуна.

Для боротьби з вібраціями, переданими на раму, у місцях кріплення двигуна встановимо пружні елементи (подушки двигуна). Рівень вібрації не перевищує допустимий відповідно до ДСТУ 2.1.012-90.

Таблиця 4.1 - Допустимі рівні вібрації

Середні частоти октавних полос, Гц	2	4	8	16	32	63
Рівень вібрації по прискоренню, дБ	112	109	110	115	121	127

4.4 Висновок по розділу.

У даному розділі розглянуто основні вимоги з охорони праці, техніки безпеки та захисту навколишнього середовища під час експлуатації та технічного обслуговування дизельного двигуна з впровадженою системою зниження димності відпрацьованих газів.

Особливу увагу приділено аналізу потенційних небезпек, пов'язаних з роботою ежекторної системи змішування відпрацьованих газів із чистим повітрям, зокрема при монтажі, регулюванні та обслуговуванні елементів під тиском, а також з оптопарою та електронним блоком керування. Визначено вимоги до організації робочого місця, застосування індивідуальних засобів захисту та дотримання правил безпечної експлуатації системи.

Наведено рекомендації щодо забезпечення екологічної безпеки: контроль рівня димності, зменшення концентрації шкідливих частинок у відпрацьованих газах, зменшення викидів токсичних компонентів, раціональна вентиляція приміщень та дотримання допустимих рівнів шуму і вібрацій.

Реалізація запропонованих технічних і організаційних заходів дозволяє підвищити безпеку обслуговуючого персоналу, екологічність та надійність роботи дизельного двигуна із системою зниження димності.

ВИСНОВОК

У даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення екологічності та надійності роботи дизельного двигуна стаціонарної електростанції потужністю 160 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 11/12,5, шляхом впровадження системи зниження димності відпрацьованих газів.

У першому розділі описано об'єкт дослідження - дизельну енергетичну установку, визначено її основні технічні характеристики та умови експлуатації. Розглянуто конструкцію, принцип роботи та призначення основних систем і вузлів двигуна-прототипу, проведено оцінку його технічного потенціалу.

У другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, побудовано теоретичні та дійсні індикаторні діаграми, визначено показники ефективності роботи, розраховано сили та моменти у кривошипно-шатунному механізмі, а також складові зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі запропоновано технічне рішення щодо зниження димності відпрацьованих газів, що включає ежекторну камеру змішування з подачею чистого повітря та оптопару як елемент зворотного зв'язку для автоматичного регулювання подачі повітря. Проведено гідродинамічні розрахунки потоків газів і повітря, обґрунтовано принцип дії системи та її інтеграцію з двигуном. Визначено геометричні та витратні параметри системи ежекції.

У четвертому розділі проаналізовано екологічні та експлуатаційні аспекти роботи двигуна, визначено потенційні небезпеки під час обслуговування та ремонту, надано рекомендації щодо забезпечення безпечних умов праці, зниження рівнів шуму і вібрації, а також мінімізації шкідливих викидів у навколишнє середовище.

У графічній частині роботи представлені схеми та креслення реалізованого проекту.

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