

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

А. Кер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності насосної установки, потужністю 5,5 кВт,
за рахунок вдосконалення конструкції поршня. Прототип 1Ч 7,2/6,2.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

Пономаренко О.В.
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)

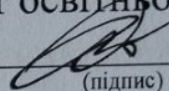
Швець І.А.*
(підпис)

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Пономаренко Олександрові Вікторовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності насосної установки, потужністю 5,5 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Прототип 1Ч 7,2/6,2».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 1Ч 7,2/6,2, номінальною потужністю 4,05 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції поршня.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Планування розміщення насосної станції (ГК), 2. Двигун 1Ч 7,2/6,2 (СК)

3. Схема системи мащення (ПС) 4. Поршень (РК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

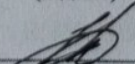
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Приміт
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в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

Студент


(підпис)

Пономаренко О.В.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності експлуатації насосної установки для аварійного перекачування води на судні, потужністю 5,5 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Описано об'єкт встановлення насосної установки, яким є суднова аварійна насосна установка. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи насосної установки-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого процесу поршневого насоса, на основі результатів якого побудовано теоретичну та дійсну діаграми робочого процесу. Визначено величини сил та навантажень, що діють на поршень і елементи кривошипно-шатунного механізму насосної установки, а також складові енергетичного балансу.

Описано конструкцію штатного поршня насосної установки, розглянуто його переваги та недоліки. Виявлено незадовільну ефективність штатної конструкції поршня з точки зору гідравлічних втрат. Запропоновано вдосконалену конструкцію поршня з напівсферичною камерою в днищі. Визначено основні геометричні параметри та експлуатаційні характеристики запропонованої конструкції поршня.

Описано проблеми щодо безпечної експлуатації насосної установки під час роботи на судні. Проаналізовано основні небезпеки, що можуть виникати під час експлуатації та обслуговування насосної установки, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розглянуто вимоги охорони праці та пожежної безпеки під час роботи з насосною установкою, а також заходи щодо зниження рівнів шуму та вібрації.

Ключові слова: насосна установка, поршневий насос, робочий процес, поршень, гідравлічні втрати, аварійний режим, судно.

Annotation

In the qualification thesis, in accordance with the assignment, a solution aimed at improving the operational efficiency of a pumping unit for emergency water transfer on a ship, with a power of 5.5 kW, is proposed by improving the piston design.

The object of installation of the pumping unit, which is a ship emergency pumping system, is described. The design features and operating principles of the prototype pumping unit are considered and described.

The calculation of the operating process parameters of the reciprocating pump is performed, on the basis of which theoretical and actual operating process diagrams are constructed. The magnitudes of forces and loads acting on the piston and the elements of the crank–connecting rod mechanism of the pumping unit, as well as the components of the energy balance, are determined.

The design of the standard piston of the pumping unit is described, and its advantages and disadvantages are considered. Insufficient efficiency of the standard piston design in terms of hydraulic losses is identified. An improved piston design with a hemispherical chamber in the piston crown is proposed. The main geometric parameters and operational characteristics of the proposed piston design are determined.

Issues related to the safe operation of the pumping unit during ship operation are described. The main hazards that may arise during operation and maintenance of the pumping unit are analyzed, and measures to prevent them are proposed. Occupational safety and fire safety requirements during operation of the pumping unit, as well as measures to reduce noise and vibration levels, are considered.

Keywords: pumping unit, reciprocating pump, operating process, piston, hydraulic losses, emergency mode, ship.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкта встановлення двигуна	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	23
2.2. Побудова індикаторної діаграми	35
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	42
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	50
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	57
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ	59
3.1. Особливості будови, роботи та експлуатації поршнів	59
3.2. Розробка конструкції поршня	62
3.3 Висновки по розділу	72
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	73
4.1. Захист навколишнього середовища	73
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	79
4.3 Висновок по розділу	83
ВИСНОВКИ	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	85

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація насосна станція

Додаток 2 Специфікація двигун 1Ч 7,2/6,2

ВСТУП

Насосні установки, що встановлюються на суднах морського і річкового флоту як складові аварійних та допоміжних систем, призначені для перекачування води, мають забезпечувати надійну та безпечну роботу за різних умов експлуатації при дотриманні вимог до енергетичної ефективності, довговічності та працездатності. Особливі вимоги висуваються до аварійних насосних установок, від безвідмовної роботи яких залежить безпека судна та екіпажу.

Сучасна тенденція до підвищення ефективності та зменшення масо-габаритних показників суднового обладнання призводить до зростання навантажень на елементи насосних установок, що наближає робочі параметри до граничних значень міцності та зносостійкості матеріалів. Досвід експлуатації поршневих насосів показує, що найбільш навантаженими та схильними до зносу елементами є поршні, ущільнювальні елементи та робочі поверхні циліндрів. Це може призводити до збільшення гідравлічних втрат, зниження подачі та погіршення експлуатаційних характеристик насосної установки.

В основі розв'язання проблеми підвищення надійності та ефективності поршневих насосних установок лежить не лише науковий і практичний інтерес, що передбачає забезпечення їх стабільної роботи з заданими параметрами, але й можливість впливу на робочий процес шляхом вдосконалення конструкції основних елементів. Одним із таких напрямів є оптимізація форми поршня, що дозволяє зменшити гідравлічні втрати в робочій камері, покращити умови руху рідини та підвищити ефективність роботи насосної установки в цілому.

Вирішення описаної вище проблеми дає можливість підвищити надійність та безпеку експлуатації аварійних суднових насосних установок за рахунок вдосконалення конструкції поршня та зниження втрат енергії в робочому процесі, що і визначає **актуальність даної кваліфікаційної роботи**.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення ефективності експлуатації насосної установки потужністю 5,5 кВт, призначеної для аварійного перекачування води на судні, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Завдання, які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення суднової аварійної насосної установки;
- ознайомитись з будовою насосної установки-прототипу, з принципами роботи її систем та механізмів;
- визначити параметри робочого процесу проектованої насосної установки та побудувати теоретичну та дійсну діаграми робочого процесу; розрахувати значення сил та навантажень, що діють на поршень і елементи кривошипно-шатунного механізму, та обчислити величини складових енергетичного балансу;
- проаналізувати та описати конструкцію штатного поршня насосної установки, виявити його переваги та недоліки; оцінити ефективність роботи поршня з точки зору гідравлічних втрат та умов руху рідини; надати рекомендації щодо вдосконалення конструкції поршня за рахунок застосування напівсферичної камери та інших конструктивних елементів; визначити основні геометричні та експлуатаційні параметри запропонованої конструкції;
- проаналізувати фактори, що впливають на надійність та безпечну експлуатацію насосної установки під час роботи на судні, визначити можливі небезпеки, які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування, та надати рекомендації щодо їх усунення;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в насосній установці під час роботи поршня, та їх вплив на ефективність експлуатації та гідравлічні характеристики насосної установки.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем, пов'язаних із підвищенням ефективності роботи насосної установки за рахунок вдосконалення конструкції поршня та зменшення гідравлічних втрат у робочій камері.

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

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

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна.

Аварійна суднова насосна установка на базі бензинового двигуна «Мотор Січ Д-250» призначена для забезпечення безперервного перекачування води на судах морського та річкового флоту у випадку виходу з ладу основних насосних систем або під час аварійних відключень живлення. Завдяки компактним розмірам, автономності та універсальності установки, її можна застосовувати на будь-якому судні, незалежно від класу та призначення, для підтримки критично важливих систем, таких як протипожежне водопостачання, охолодження машинного відділення, аварійна подача води в технічні контури або інші суднові системи, що потребують швидкого та надійного реагування.

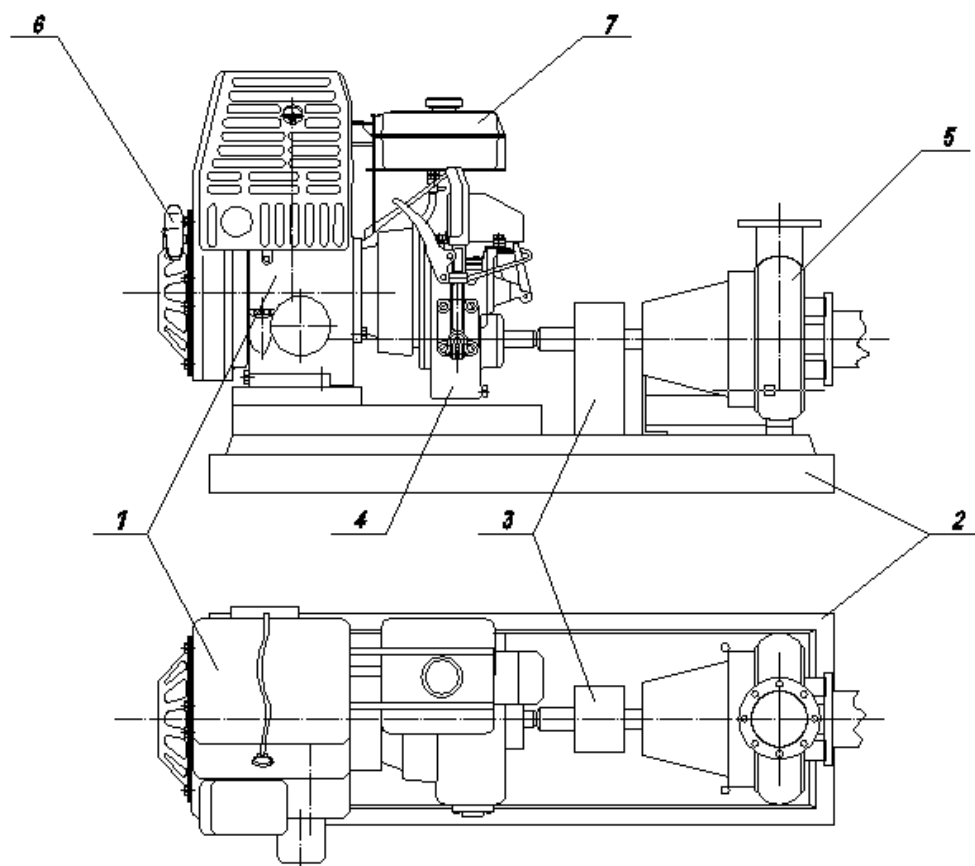


Рис. 1.1 – Насосна установка на базі двигуна Д-250

1 – двигун Д-250, 2 – силова рама, 3 – муфта, 4 – привід, 5 – відцентровий насос, 6 – рукоятка запуску, 7 – паливний бак.

Вибір двигуна Д-250 обґрунтований його високою надійністю, економічністю та здатністю працювати в автономному режимі без додаткових зовнішніх джерел живлення. Двигун легко агрегується з поршневими насосами малої потужності, що дозволяє формувати універсальні насосні установки, які забезпечують необхідну подачу та тиск води відповідно до специфіки конкретного судна та умов експлуатації. Встановлення та експлуатація агрегату здійснюються з дотриманням правил Регістра судноплавства та внутрішніх нормативів суднового екіпажу, що гарантує безпечну та надійну роботу у будь-яких режимах.

Двигун повинен надійно працювати за таких умов:

- Атмосферний тиск, кПа (мм рт. ст.), не нижче 89,9 (674)
- Температура навколишнього повітря, °С, в межах від – 40 до + 40
- Температура палива перед карбюратором, °С від – 40 до + 40
- Запиленість повітря на впуску, г/м³, не більше 0,04
- Тривалі поздовжні і поперечні нахили, град, не більше 20

Основні параметри та розміри двигуна повинні відповідати зазначеним у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри і розміри

Найменування параметра та розміру	Значення
Тип двигуна	Бензиновий, чотиритактний, карбюраторний, повітряного охолодження
Число циліндрів	1
Нахил циліндра від вертикалі, ... °	20
Діаметр циліндра, мм	72
Хід поршня, мм	62
Напрямок обертання колінчастого валу при вигляді з боку, протилежної основного відбору потужності	Праве (за годинниковою стрілкою)
Номінальна потужність по ГОСТ 14846 брутто *, кВт (к.с.)	4,05 (5,5)
Частота обертання колінчастого вала при номінальній потужності, об / с (об / хв)	63,3 ± 5 (3800 ± 300)

продовження таблиці 1.1

Максимальний крутний момент, Н · м (кгс · м)	9,81 (1,0)
Частота обертання колінчастого валу, відповідна максимальному крутному моменту, об / с (об / хв)	40 ± 5 (2400 ± 300)
Найменування параметра та розміру	Значення
Мінімально-стійка частота обертання колінчастого вала на холостому ході, об / с (об / хв)	$20 \pm 1,67$ (1200 ± 100)
Мінімальний питома витрата палива, кг / кВт · год (кг / к.с. · год)	0,430 (0,316)
Мінімальний питома витрата масла на чад, у відсотках від питомої витрати палива	не більше 1,5
Застосовується паливо	Бензин А-76 або А-80 по ДСТУ 4063, бензин Нормаль-80 по ГОСТ Р 51105
Ємність паливного бака, л,	не більше 4
Застосовуване масло по ТУ У 00152365.060	АЗМОЛ М-20/5 040 «супер» або АЗМОЛ М-20/4040
Температура масла в картері, ° С,	не більше 125
Ємність масляної системи, л,	не більше 1,5
Тиск масла в системі при частоті обертання колінвала 3800 хв^{-1} і температурі масла 80°C , кгс/см ²	від 1,8 до 6,5
Тиск спрацьовування датчика сигналізації аварійного тиску масла, кгс/см ² ,	не більше 0,8
Кут випередження запалювання, в градусах повороту колінчастого валу	Постійний, рівний 20 ± 2
Зазор між електродами свічки (контрольований параметр), мм	від 0,7 до 0,8
Зазори в механізмі приводу клапанів (контрольований параметр), мм	від 0,07 до 0,1
Маса сухого двигуна, кг,	не більше 39

* Потужність брутто двигуна визначається в комплектності поставки при відсутності навантаження на генераторі після обкатки протягом не менше 60 годин

Конструкція насосної установки передбачає автономність її запуску та управління оператором судна, що особливо важливо в аварійних ситуаціях, коли основні системи відмовляють.

Поршневий насос дозволяє зменшити гідравлічні втрати, забезпечити більш рівномірний рух рідини та підвищити ефективність перекачування води без підвищення навантаження на двигун.

Додатковою перевагою є можливість швидкого монтажу та демонтажу установки, що забезпечує її універсальність і дозволяє використовувати як резервний агрегат на різних типах суден.

Установка може експлуатуватися за мінусових і високих температур, з обмеженою кількістю обслуговуючого персоналу, що відповідає вимогам автономності та мобільності аварійних суднових систем.

Крім технічних характеристик, особлива увага приділяється питанням безпечної експлуатації.

Робота аварійної насосної установки регламентується внутрішніми інструкціями екіпажу та правилами Регістра судноплавства, що забезпечує дотримання норм безпеки, зменшує ризик аварійних ситуацій та дозволяє підтримувати життєво важливі системи судна у працездатному стані протягом тривалого часу.

Планове технічне обслуговування та перевірка агрегату дозволяють підтримувати його працездатність і готовність до використання у будь-який момент.

Використання даної установки дозволяє досягти високої надійності та довговічності роботи, мінімізувати час простою судна під час аварійних ситуацій і забезпечити безпечну експлуатацію за суворими умовами морського та річкового флоту.

Така конструкція аварійної насосної установки відповідає сучасним вимогам безпеки, регламентованим Регістром судноплавства, та є оптимальним рішенням для застосування на судах різного класу як резервний та аварійний засіб підтримки життєво важливих систем.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу.

Загальна компоновка двигунів «Мотор Січ Д-250 », силова схема і конструктивне виконання складальних одиниць є в основному звичайними для сучасних карбюраторних двигунів. Переважна більшість складальних одиниць і деталей взаємозамінні і уніфіковані для всіх модифікацій двигунів «Мотор Січ Д-250».

Картер, є основною корпусних деталлю двигуна, зверху якій встановлено циліндр і голівка циліндра. У кулькопідшипнику, змонтованому в картері з боку вентилятора, і підшипнику ковзання з боку вихідного хвостовика валу, змонтованому в кришці картера, обертається колінчастий вал.

У кришці картера, що закриває порожнину картера, і в картері встановлені гумові манжети і ущільнення вивідних частин колінчастого валу, вмонтовані розподільний вал, привід масляного насоса.

Масляна ванна, що закриває картер знизу, служить для розміщення масла, необхідного для змащення двигуна. В гніздо головки циліндра встановлена свічка запалювання. На кронштейни головки циліндра встановлений паливний бак.

Колінчастий вал - цільноштампований. На конічний хвостовик колінчастого валу разом з пусковим шківом встановлений маховик.

На кінці колінчастого валу з боку відбору потужності встановлена провідна шестерня, що знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом приводу розподільного валу, а також з зубчастим колесом приводу масляного насоса.

Поршень через поршневий палець і шатун передає тиск газів колінчастого валу. У двох верхніх канавках поршня поміщені компресійні кільця, а в нижній - маслоз'ємне кільце.

Механізм газорозподілу включає в себе: розподільний вал з двома кулачками, які через штовхачі за допомогою клапанних пружин керують відкриттям і закриттям впускного і випускного клапанів циліндра. На штовхачі встановлені ковпачки з контргайками для регулювання газорозподілу. Весь

механізм закривається кришкою клапанної коробки. Вентиляція картера здійснюється через отвори, що з'єднують його з клапанною коробкою.

Далі картерні гази з клапанної коробки через трубку кришки клапанної коробки, впускний патрубок і карбюратор потрапляють в циліндр двигуна, де відбувається їх спалювання.

Система живлення двигуна, складається з паливного бака, крана, карбюратора. Паливо самопливом надходить з паливного бака через кран до карбюратора через паливо-провід. У паливній системі використовується бензиновий кран з відстійником.

Кран угвинчується в хуторку бензинового бака. В нижній частині крана розташований відстійник з сіткою фільтра. Бензин надходить за однією з двох бензопровідних трубок різної висоти. У корпусі крана розташований золотник, що має отвори, один з них наскрізне, збігається з отвором високої бензопровідної трубки (основне паливо), а інше - з каналом низькою бензопровідної трубки (резервне паливо). З іншого боку корпусу є штуцер для приєднання паливо-провідних гумових шлангів, що йдуть до карбюратора.

На двигуні використовується карбюратор K45, що забезпечує нормальну роботу двигуна при поздовжніх і поперечних нахилах до 20° при мінімальному перепаді між нижнім рівнем палива і роз'ємом корпусу карбюратора з поплавковою камерою не менше 70 мм. Карбюратор, відповідно до малюнком 4, поплачковий з горизонтальним дифузоре кріпиться до впускного колектору двигуна через прокладку двома шпильками. Карбюратор складається з наступних основних вузлів, деталей і систем: корпусу карбюратора, корпусу повітряної заслінки, камери поплавця, поплавця, паливних жиклерів, дросельної заслінки з важелем і кронштейном, головної системи і системи холостого ходу.

У корпусі карбюратора встановлені: регулювальний гвинт якості суміші системи холостого ходу, паливний жиклер системи холостого ходу, паливна трубка системи холостого ходу, упорний гвинт важеля дросельної заслінки, важіль дросельної заслінки із заслінкою і важелем, розпилювач головної системи, паливний жиклер головної системи, утоплювач поплавця.

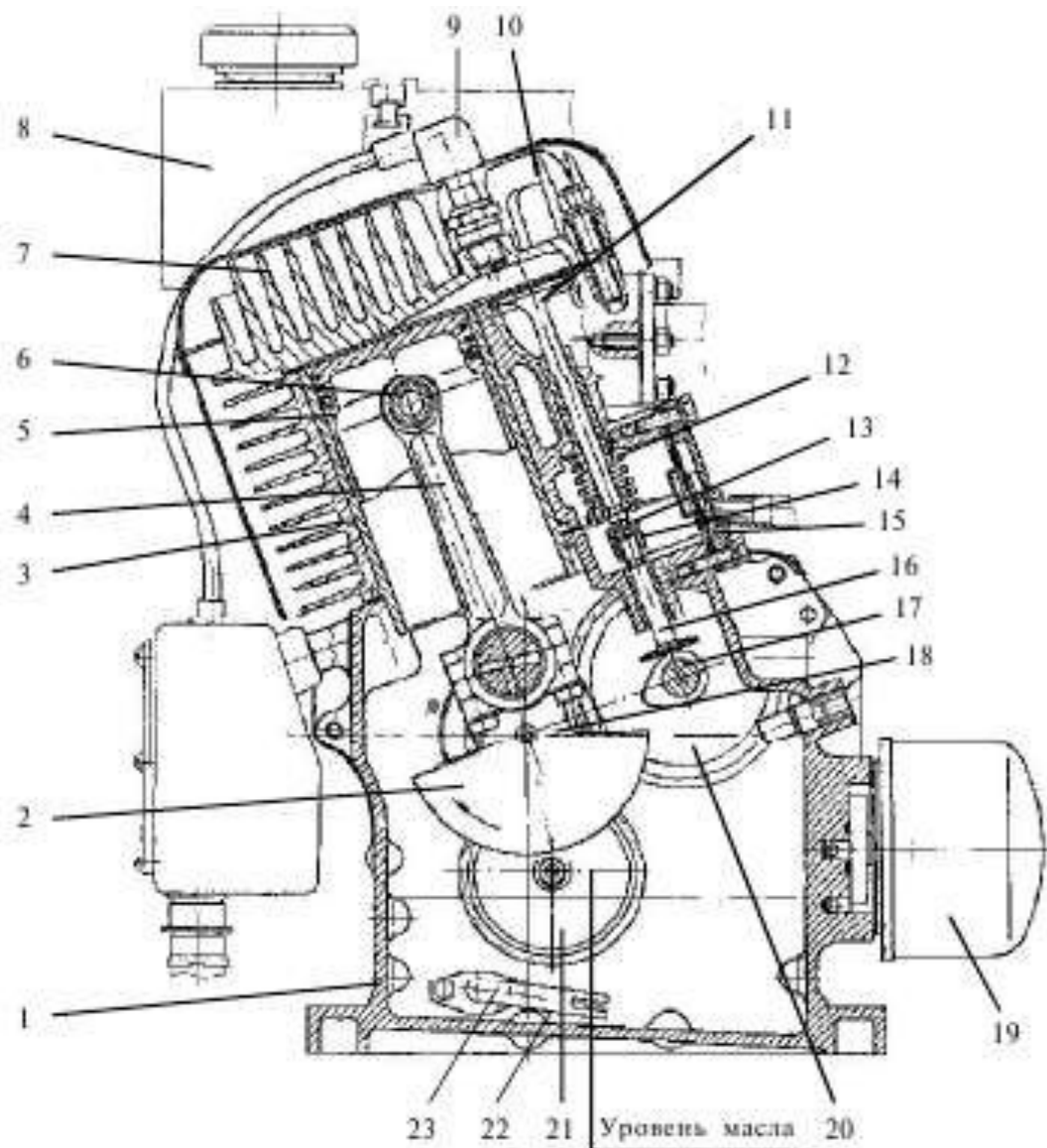


Рис. 1.2 – Поперечний розріз двигуна.

1 – картер, 2 - колінчастий вал, 3 - циліндр, 4 - шатун, 5 - поршень, 6 - поршневий палець, 7 - головка циліндра, 8 - паливний бак, 9 - свічка запалювання, 10 - кожух, 11 - клапан (впускний і випускний), 12 - пружина клапанна, 13 - ковпачок, 14 - контргайка, 15 - кришка клапанної коробки, 16 - штовхач, 17 - розподільний вал, 18 - провідна шестерня колінчастого вала, 19 - масляний фільтр, 20 - зубчасте колесо розподільного валу, 21 - зубчасте колесо приводу масляного насоса, 22 - масляна ванна картера, 23 - маслозабірна трубка

У корпусі карбюратора виконані і розміщені: дифузор, камера змішувача, повітряна камера, повітряний канал головною системи, повітряний канал системи холостого ходу, емульсійний канал системи холостого ходу, перехідний отвір системи холостого ходу, отвір системи холостого ходу, розбалансувальний канал камери поплавця, приєднувальні фланці для кріплення карбюратора до двигуна і корпусу повітряної заслінки.

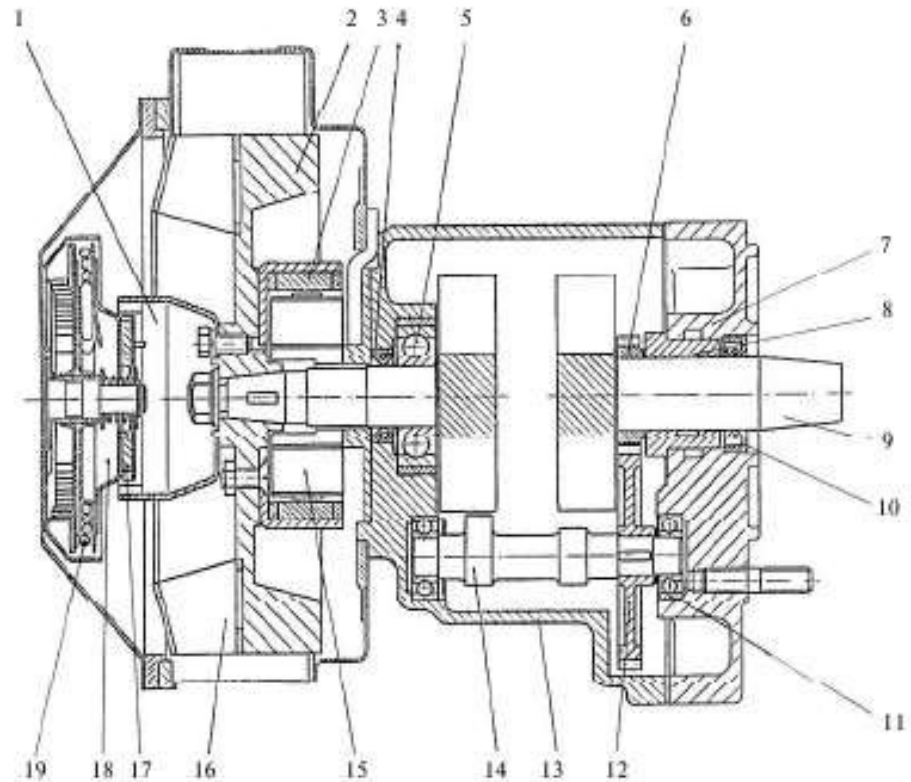


Рис. 1.3 – Механізм запуску та приводу газорозподілу

1 - храповик, 2 - маховик, 3 - ротор, 4 - манжета, 5 – шарикопідшипник колінчастого вала, 6 - шестерня ведуча колінчастого вала, 7 - кришка картера, 8 - підшипник ковзання коленвала, 9 - колінчастий вал, 10 - манжета, 11 – шарикопідшипник розподільного вала, 12 - зубчасте колесо приводу розподільного вала, 13 - картер, 14 - розподільний вал, 15 - статор, 16 - вентилятор, 17 - кулачок, 18 - барабан, 19 - шнур

До корпусу карбюратора кріпляться: через прокладку корпус камери поплавця, корпус повітряної заслінки, в якому встановлені керуючий важіль повітряної заслінки, а також штуцер підводу палива з паливним фільтром і важіль поплавця, який під впливом поплавця регулює положення паливного клапана і, тим самим, подачу палива.

Всмоктування повітря в карбюратор відбувається через повітряний фільтр, що включає в себе:

- а) сухий фільтр-елемент для тонкого очищення повітря;
- б) чохол з повсті для грубого очищення;
- в) захисний стакан;
- г) кільце ущільнювача;
- д) гайку, що притискає весь пакет до кільця.

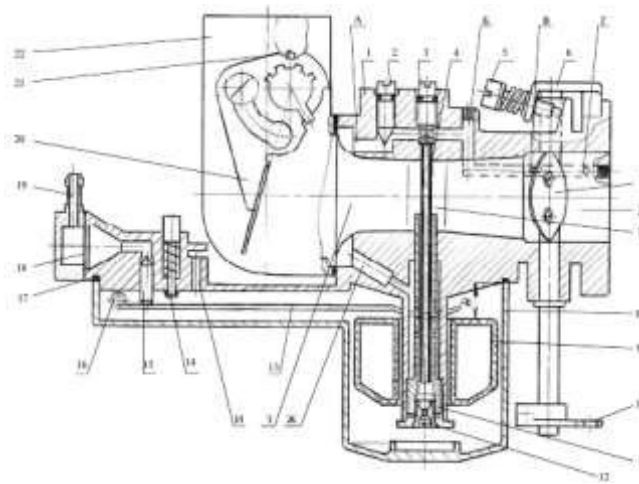


Рис. 1.4 - Карбюратор

1 - корпус, 2 - регулювальний гвинт системи холостого ходу, 3 - паливний жиклер системи холостого ходу, 4 – паливна трубка системи холостого ходу, 5 - наполегливий гвинт важеля дросельної заслінки, 6 - важіль дросельної заслінки, 7 - дросельна заслінка, 8 - корпус камери поплавця, 9 - поплавок, 10 - важіль дросельної заслінки, 11 – розпилювач головної системи, 12 - паливний жиклер головної системи, 13 - важіль, 14 - утопітель поплавця, 15 – паливний клапан, 16 - вісь важеля, 17 - прокладка, 18 - паливний фільтр, 19 - топлівопідводящий штуцер, 20 – керуючий важіль повітряної заслінки, 21 - повітряна заслінка, 22 - корпус повітряної заслінки, А - повітряний канал системи холостого ходу, Б - емульсійний канал системи холостого ходу, В - перехідний отвір системи холостого ходу, Г - отвір системи холостого ходу, Д - змішувальна камера, Е - дифузор, Ж - повітряний канал головної системи, З - повітряна камера, І - розбалансировочний канал камери поплавця.

Повітряний фільтр кріпиться до карбюратору через перехідною гумовий патрубком і стягується хомутами.

Система випуску, служить для відводу відпрацьованих газів з циліндра двигуна назовні та зменшення шуму випуску. Система випуску відпрацьованих газів включає в себе глушник, що кріпиться до випускного колектору двигуна через прокладку двома шпильками. Глушник являє собою нерозбірну зварену конструкцію коробчатої форми з внутрішніми перегородками. При експлуатації двигуна необхідно стежити за надійністю кріплення карбюратора і глушника, не допускаючи підсосу повітря і прориву відпрацьованих газів через ущільнення.

Охолодження двигуна - повітряне примусове, проводиться від вентилятора, виконаного як одне ціле з маховиком. Вентилятор засмоктує охолоджуючий повітря під кожух-равлика, який закриває маховик і циліндр з головкою, для їх охолодження.

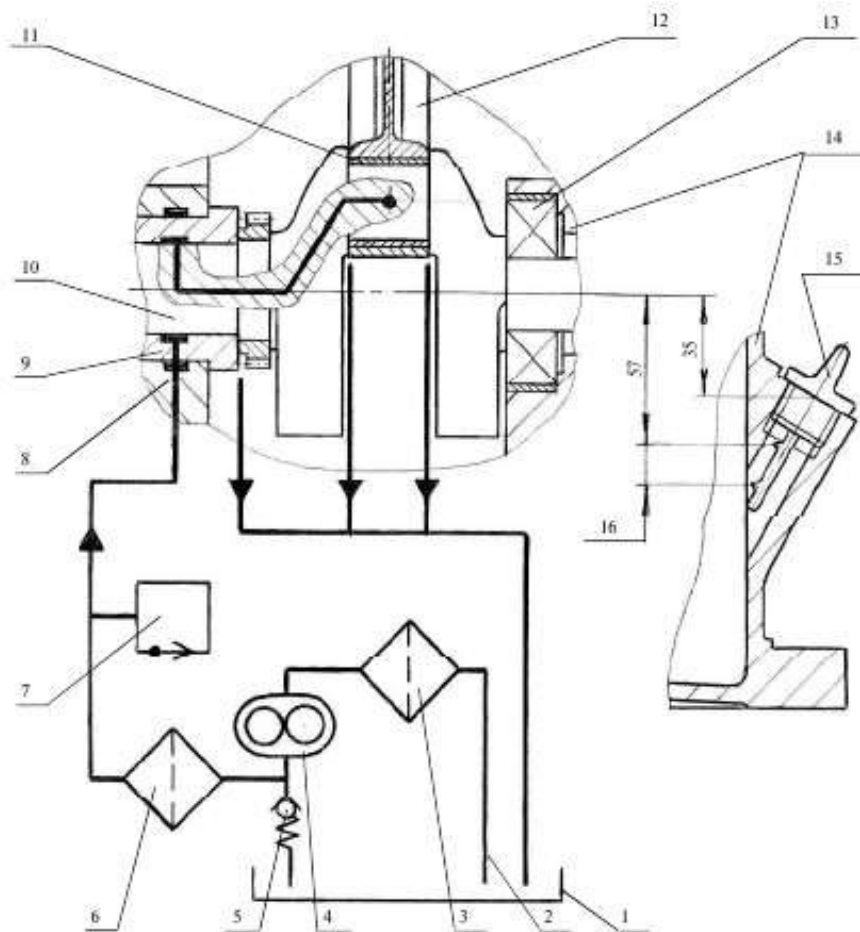


Рис. 1.5 - Схема системи змащення двигуна

1 - піддон картера, 2 - заборник масла, 3 - фільтр грубого очищення, 4 - шестерний маслонасос, 5 - запобіжний клапан, 6 - фільтр тонкого очищення, 7 - датчик сигналізатора аварійного тиску масла, 8 - кришка картера, 9 - підшипник ковзання, 10 - колінчастий вал, 11 - підшипник ковзання, 12 - шатун, 13 - шарикопідшипник, 14 - картер, 15 – шуп

Механізм запуску: стартер, що складається з кулачків, барабана, пускового шнура з ручкою стартера.

Система мащення двигуна комбінованого типу - під тиском і розбризуванням. З масляної ванни картера по маслозабірній трубці, масло через фільтр грубого очищення, всмоктується маслонасосом. Від шестеренного насоса через фільтр тонкого очищення масло під тиском по внутрішнім свердлінням підводиться до підшипника колінчастого валу і до шатуна. Решта пари тертя змащуються розбризуванням.

Запобіжний клапан налаштований на тиск системи від 1,8 до 6,5 кгс/см². Від електрообладнання двигуна включається датчик сигналізатора аварійного тиску масла. При пуску двигуна, поки тиск масла не досягне 0,08 МПа (0,8

кгс/см²), контакти датчика тиску замкнуті і горить сигнальна лампа аварійного тиску масла. Коли тиск масла досягне зазначеної величини, лампа гасне. Загоряння сигнальної лампи під час роботи свідчить про несправність в системі змащення двигуна і вимагає негайної зупинки двигуна.

Електрообладнання двигуна побудовано за однопровідною схемою, в якій з корпусом з'єднаний негативний полюс системи. Електрообладнання двигуна складається з датчика сигналізатора аварійного тиску масла, системи запалювання і системи електроживлення. Крім того, двигун «Мотор Січ Д-250-01» додатково укомплектований пультом управління. На пульті управління розташована сигнальна лампа аварійного тиску масла і вимикач запалювання.

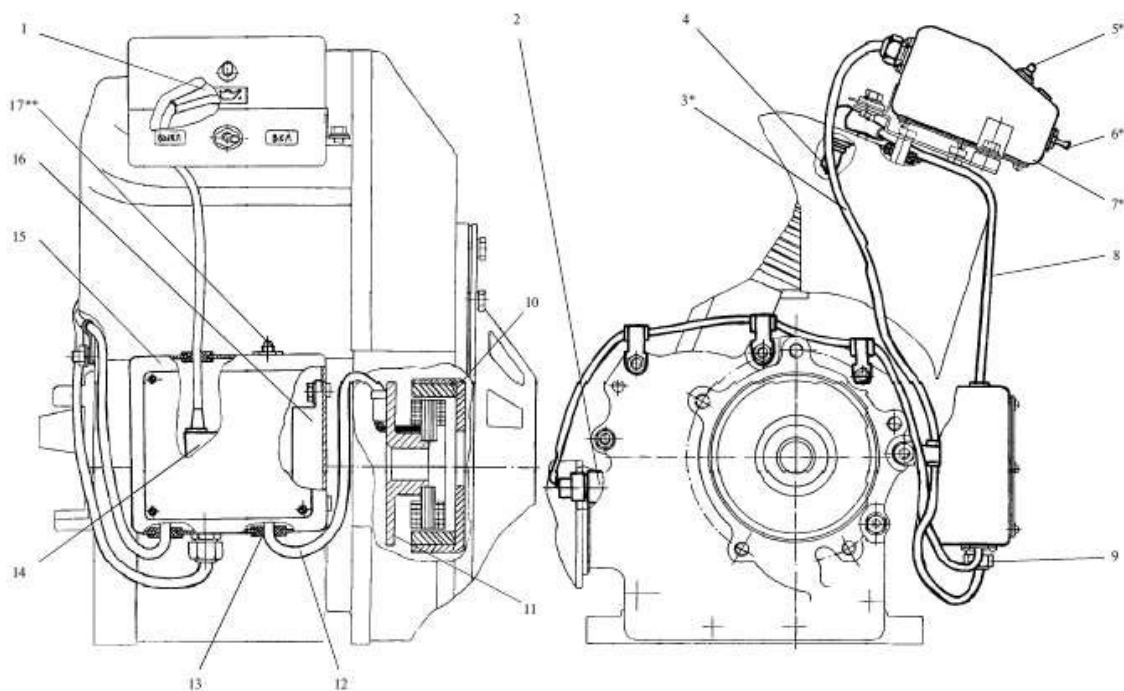


Рис. 1.6 – Електрообладнання двигуна.

1 – перешкодоподавний накінецьник, 2 – датчик аварійного тиску мастила, 3 – з'єднувальний жгут, 4 – свічка запалювання, 5 – сигнальна лампа, 6 – вимикач запалювання, 7 – пульт керування, 8 – дріт високої напруги, 9 – термовід, 10 – ротор, 11 – статор, 12 – жгут, 13 – втулка, 14 – модуль запалювання, 15 – комутаційна коробка, 16 – регулювач напруги, 17 – кнопка «Стоп».

Наявність регулятора напруги дає можливість підзарядки і запобігання перезарядки акумуляторної батареї споживача, яка може бути підключена до гнізда XS5. Максимальний струм заряду акумуляторної батареї 5А. У цьому випадку навантаження підключається безпосередньо до акумуляторної батареї

через відповідний запобіжник. Аварійна зупинка двигуна може бути виконана за допомогою кнопки «Стоп», що знаходиться на верхній частині комутаційної коробки.

Система запалювання складається з генератора, що включає в себе ротор і статор, модуля запалювання, регулятора напруги, високовольтного дроту, перешкодоподавального наконечника і свічки запалювання. З'єднання між статором, модулем запалювання, регулятором напруги і роз'ємом зовнішніх підключень виконується джгутом і системою проводів і з'єднувачів в комутаційної коробці. Комутаційна коробка захищає модуль запалювання та з'єднувачі від потрапляння сторонніх тіл і води. Ротор генератора має чашкоподібну форму і містить на внутрішній поверхні магнітну систему з шести магнітів, виконаних у вигляді сегментів. Два магніти мають спеціальну форму для формування керуючих імпульсів моменту запалювання. Конструктивно ротор пов'язаний з валом двигуна. Статор генератора кріпиться на картері співвісно з ротором. На алюмінієвому підставі статора розташований пакет, зібраний з листів шихтованої. На шести зубцях статора розташовані обмотки.

Між двома з цих обмоток розташований магнітоелектричний датчик керуючих імпульсів моменту запалювання. На зовнішній поверхні ротора і торці статора нанесені мітки, збіг яких визначає момент іскроутворення. Система запалювання забезпечує іскровий розряд в свічці запалювання, починаючи з частоти обертання 200 об/хв. Змінна напруга, що надходить з зарядної обмотки генератора в модуль запалювання, випрямляється і заряджає накопичувальний конденсатор.

Один раз за оберт ротора магнітоелектричний датчик видає керуючий імпульс моменту запалювання. Під дією цього імпульсу електронна схема модуля запалювання забезпечує розряд накопичувального конденсатора через первинну обмотку високовольтного трансформатора. На вторинній обмотці цього трансформатора з'являється високовольтний імпульс, який через високовольтний провід і перешкодо-подавлений наконечник пробиває зазор між електродами свічки запалювання. Перешкодоподавний наконечник містить опір

10 кОм і призначений для придушення радіоперешкод, що виникають від іскрового розряду.

Система електроживлення побудована на основі генератора, п'ять статорних обмоток якого включені послідовно. Один вивід з'єднаний з корпусом, а два інших виводи через джгут виходять на роз'єм зовнішніх підключень. Система електроживлення при максимальній частоті обертання двигуна видає в навантаженні 60 Вт змінного струму при напрузі 12 В.

У двигуні «Мотор Січ Д-250» підключення зовнішнього навантаження здійснюється через роз'єм зовнішніх з'єднань XS4 для отримання змінного струму і через роз'єм XS5 для під'єднання акумуляторної батареї і отримання постійного струму.

1.3 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектованої насосної установки, яким є суднова аварійна насосна установка на базі двигуна «Мотор Січ Д-250». Розглянуто особливості її експлуатації на судах морського та річкового флоту та завдання, які вона виконує під час аварійних режимів роботи, зокрема перекачування води та підтримку критично важливих судових систем.

Окремо розглянуто та описано будову поршневого насоса, агрегатованого з двигуном Д-250, принципи роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено експлуатаційні показники насосної установки та враховано можливості щодо їх покращення шляхом вдосконалення конструкції поршня та зменшення гідравлічних втрат, при дотриманні вимог надійності, безпеки та довговічності роботи установки на різних режимах експлуатації.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 5.5$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n = 3500$
Ступінь стиску, згідно [1, ст. 7]	$\epsilon = 7.5$
Число циліндрів	$i = 1$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 0.95$
Тиск навколишнього середовища, в кПа, згідно [1, ст. 8]	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, в К, згідно [1, ст. 8]	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, в К, згідно [1, ст. 8]	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, в кПа, згідно [1, ст. 9]	$p_r = 122$
Температура залишкових газів, в К, згідно [1, ст. 9]	$T_r = 1050$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст. 9]	$\xi_z = 0.78$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 9]	$\xi = 0.95$

Паливо:

а) Бензин: А-92 ДСТУ 4063-2001

б) Середній елементарний склад палива

$$C = 0.85 ; \quad H = 0.15 ; \quad O = 0 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0.05 ;$$

в) Молекулярна маса бензину

$$m_T = 115 ;$$

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

$$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 44135.4$$

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,8...0,9)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.9 \cdot 101.3 = 91.17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{1.05 \times 10^3} \cdot \frac{122}{7.5 \cdot 91.17 - 122} = 0.06$$

Для бензинових двигунів $\gamma_r = (0,05...0,08)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.06 \cdot 1.05 \times 10^3}{1 + 0.06} = 352.44$$

Для бензинових двигунів $T_d = (320...380)$ К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_a \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(\epsilon - 1) \cdot p_a \cdot (T_a + \Delta T)} = \frac{293 \cdot (7.5 \cdot 91.17 - 122)}{(7.5 - 1) \cdot 101.3 \cdot (293 + 15)} = 0.812$$

Для бензинових двигунів $\Phi_c = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.378$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 7.5^{1.378} = 1464.49$$

Для бензинових двигунів $p_c = (900 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.
Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 352.4 \cdot 7.5^{1.4 - 1} = 754.8$$

Для бензинових двигунів $T_c = (600 \dots 850)$ К, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 754.839 = 21.871$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.15}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0.516$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.516 = 14.935$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0.95 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.499$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0$$

де $K = 0.5$ - водне-вуглецеве відношення;

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.85}{12} - 2 \cdot \frac{1 - 0.95}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.064$$

Кількість CO

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1 - 0.95}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 7.222 \times 10^{-3}$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.15}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.95}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.071$$

Кількість H_2

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.95}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 3.611 \times 10^{-3}$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 0.95 \cdot 0.516 = 0.387$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.064 \\ 0.007 \\ 0.071 \\ 0.004 \\ 0.387 \end{pmatrix} = 0.533$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.533}{0.499} = 1.069$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.069 + 0.064}{1.000 + 0.064} = 1.065$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння, в кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0.95) \cdot 0.516 = 3093.948$$

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

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

$$\text{для } H_2: mCv''_{H_2} = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO: mCv''_{CO} = 22,1 + 0,001430 \cdot T_z;$$

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{H_2} \cdot 19.198 \\ M_{CO} \cdot 22.1 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 22.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.533} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.387 \cdot 21.554 \\ 0.004 \cdot 19.198 \\ 0.007 \cdot 22.1 \\ 0.064 \cdot 38.609 \\ 0.071 \cdot 22.459 \end{pmatrix} = 23.702$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{H_2} \cdot 0.001758 \\ M_{CO} \cdot 0.001430 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.533} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.3872 \cdot 0.0015 \\ 0.0036 \cdot 0.0018 \\ 0.0072 \cdot 0.0014 \\ 0.0636 \cdot 0.0033 \\ 0.0714 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'єму:

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

$$mCv''(T_Z) = a + b \cdot T_Z = 23.702 + 0.002 \cdot 0$$

Максимальну температуру робочого циклу в К визначимо методом послідовних наближень, з наступного рівняння

$$\frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mCv' \cdot T_c - \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 0$$

Приймаємо в першому наближенні, в К

$$T_Z = 2497.449$$

Тоді складові рівняння будуть дорівнювати:

$$A = \frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.78 \cdot (44135.4 - 3093.948)}{0.499 \cdot (1 + 0.064)} = 60338.193$$

$$B = mCv' \cdot T_c = 21.871 \cdot 754.839 = 16509.285$$

$$C = \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 76847.479$$

Перевіряємо баланс лівої та правої частини рівняння

$$A + B - C = 60338.193 + 16509.285 - 76847.479 = 0$$

Так як перевірка показала правильність прийнятого значення, то величину температури залишаємо рівною:

$$T_Z = 2497.432$$

Для бензинових двигунів $T_Z = (2300 \dots 2900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.065 \cdot 1464.49 \cdot \frac{2497.432}{754.839} = 5157.887$$

Для бензинових двигунів $p_{\max} = (3500 \dots 8000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{5157.887}{1464.49} = 3.522$$

Для бензинових двигунів $\lambda = (2,9...5,0)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 16]

$$n_2 = 1.236$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\epsilon^{n_2}} = \frac{5157.887}{7.5^{1.236}} = 427.461$$

Для бензинових двигунів $p_b = (350...600)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2497.432}{7.5^{1.236-1}} = 1552.313$$

Для бензинових двигунів $T_b = (1200...1700)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1552.313}{\sqrt[3]{\frac{427.461}{122}}} = 1022.038$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1050 - 1022.038|}{1050} \cdot 100 = 2.663 \quad \%$$

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

$$p_{mi'} = A \cdot (B - C)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{1.464 \times 10^3}{7.5 - 1} = 225.306$$

$$B = \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.522}{1.236 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7.5^{1.236 - 1}} \right) = 5.648$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.378 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7.5^{1.378 - 1}} \right) = 1.41$$

$$p_{mi'} = A \cdot (B - C) = 225.306 \cdot (5.648 - 1.41) = 954.695$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.95 \cdot 954.695 = 906.96$$

Для бензинових двигунів $p_{mi} = (400 \dots 1400)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{0.95 \cdot 14.935 \cdot 906.96}{0.812 \cdot 44135.4 \cdot 1.205} = 0.298$$

Для бензинових двигунів $\eta_i = (0.25 \dots 0.40)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.298 \cdot 44135.4} = 0.274$$

Для бензинових двигунів $b_i = (0.205 \dots 0.300) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.062 \cdot 3500}{30} = 7.233$$

де $s_{пр} = 0.062$ м - хід поршня по прототипу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.04 + 0.0135 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.04 + 0.014 \cdot 7.233) \cdot 10^3 = 137.65$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 906.96 - 137.65 = 769.31$$

Для бензинових двигунів $p_{me} = (600 \dots 1300)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{769.31}{906.96} = 0.848$$

Для бензинових двигунів $\eta_M = (0,70 \dots 0,90)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.298 \cdot 0.848 = 0.253$$

Для бензинових двигунів $\eta_e = (0,25 \dots 0,33)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в кг/(кВт год)

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.253 \cdot 44135.4} = 0.322$$

Для бензинових двигунів $b_e = (0,250 \dots 0,325)$ кг/(кВт год), згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в кг/год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.322 \cdot 5.5 = 1.774$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{5.5 \cdot 10^3}{769.31 \cdot 3500} = 0.245$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{0.245}{1} = 0.245$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.072$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.062}{0.072} = 0.861 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.245}{\pi \cdot 0.861}} = 71.298 \quad \text{або в м } d_p \cdot 10^{-3} = 0.071$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 0.861 \cdot 71.298 = 61.395 \quad \text{або в м } s_p \cdot 10^{-3} = 0.061$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 72 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad d' = d \cdot 10^{-3} = 72 \cdot 10^{-3} = 0.072$$

Хід поршня

$$s = 62 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad s' = s \cdot 10^{-3} = 62 \cdot 10^{-3} = 0.062$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 72^2 \cdot 62}{4 \cdot 10^6} = 0.252$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{769.31 \cdot 0.252 \cdot 3500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 5.664$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

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

$$\text{де} \quad P_{cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{5.664 + 5.5}{2} = 5.582$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|5.664 - 5.5|}{5.582} \cdot 100 = 2.941 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.072^2}{4} \cdot 0.062 = 2.524 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{2.524 \times 10^{-4}}{7.5 - 1} = 3.884 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 2.524 \times 10^{-4} + 3.884 \times 10^{-5} = 2.913 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c = 3.884 \times 10^{-5}$$

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

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

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

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:

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

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

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 мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00004$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00029$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00004$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00029$	$p(190) = 91.791$
$V(20) = 0.00005$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00029$	$p(200) = 93.697$
$V(30) = 0.00006$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00028$	$p(210) = 97.028$
$V(40) = 0.00008$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00027$	$p(220) = 102.036$
$V(50) = 0.00009$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00026$	$p(230) = 109.114$
$V(60) = 0.00011$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00024$	$p(240) = 118.858$
$V(70) = 0.00014$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00022$	$p(250) = 132.149$
$V(80) = 0.00016$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.0002$	$p(260) = 150.31$
$V(90) = 0.00018$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00018$	$p(270) = 175.34$
$V(100) = 0.0002$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00016$	$p(280) = 210.312$
$V(110) = 0.00022$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00014$	$p(290) = 260.001$
$V(120) = 0.00024$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00011$	$p(300) = 331.829$
$V(130) = 0.00026$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00009$	$p(310) = 437.014$
$V(140) = 0.00027$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00008$	$p(320) = 590.874$
$V(150) = 0.00028$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.00006$	$p(330) = 808.182$
$V(160) = 0.00029$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.00005$	$p(340) = 1083.192$
$V(170) = 0.00029$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00004$	$p(350) = 1348.133$

V(360) = 0.00004	p(360) = 1464.49	V(540) = 0.00029	p(540) = 427.461
V(370) = 0.00004	p(370) = 4788.759	V(550) = 0.00029	p(550) = 122
V(380) = 0.00005	p(380) = 3935.395	V(560) = 0.00029	p(560) = 122
V(390) = 0.00006	p(390) = 3026.212	V(570) = 0.00028	p(570) = 122
V(400) = 0.00008	p(400) = 2285.079	V(580) = 0.00027	p(580) = 122
V(410) = 0.00009	p(410) = 1743.413	V(590) = 0.00026	p(590) = 122
V(420) = 0.00011	p(420) = 1361.892	V(600) = 0.00024	p(600) = 122
V(430) = 0.00014	p(430) = 1094.257	V(610) = 0.00022	p(610) = 122
V(440) = 0.00016	p(440) = 904.69	V(620) = 0.0002	p(620) = 122
V(450) = 0.00018	p(450) = 768.522	V(630) = 0.00018	p(630) = 122
V(460) = 0.0002	p(460) = 669.354	V(640) = 0.00016	p(640) = 122
V(470) = 0.00022	p(470) = 596.342	V(650) = 0.00014	p(650) = 122
V(480) = 0.00024	p(480) = 542.254	V(660) = 0.00011	p(660) = 122
V(490) = 0.00026	p(490) = 502.21	V(670) = 0.00009	p(670) = 122
V(500) = 0.00027	p(500) = 472.888	V(680) = 0.00008	p(680) = 122
V(510) = 0.00028	p(510) = 452.019	V(690) = 0.00006	p(690) = 122
V(520) = 0.00029	p(520) = 438.073	V(700) = 0.00005	p(700) = 122
V(530) = 0.00029	p(530) = 430.069	V(710) = 0.00004	p(710) = 122

Індикаторна робота робочого циклу, в $\frac{\text{Дж}}{\text{цикл}}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 233.146$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{233.146}{2.524 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 923.595$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 923.595 \cdot 0.95 = 877.415$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{906.96 + 877.415}{2} = 892.188$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{906.96 - 877.415}{892.188} \right| \cdot 100 = 3.312$$

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;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 1.464 \times 10^3 = 1.757 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 0.85$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 5.158 \times 10^3 = 4.384 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 3.884 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 2.913 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 1464.49$	$V(\varphi_c) = 3.884 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5153.926$	$V(\varphi_z) = 3.886 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 427.461$	$V(\varphi_b) = 2.913 \times 10^{-4}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 940.705$	$V(\varphi_{c'}) = 5.355 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 1.225 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.422 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 1.464 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 3.884 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 524.765$	$V(\varphi_{b''}) = 2.467 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 122$	$V(\varphi_{r'}) = 4.495 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 4.656 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 106.002$	$V(\varphi_{d'}) = 2.611 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 1.757 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.884 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 366$	$p_{zд} = 4.384 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 3.97 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

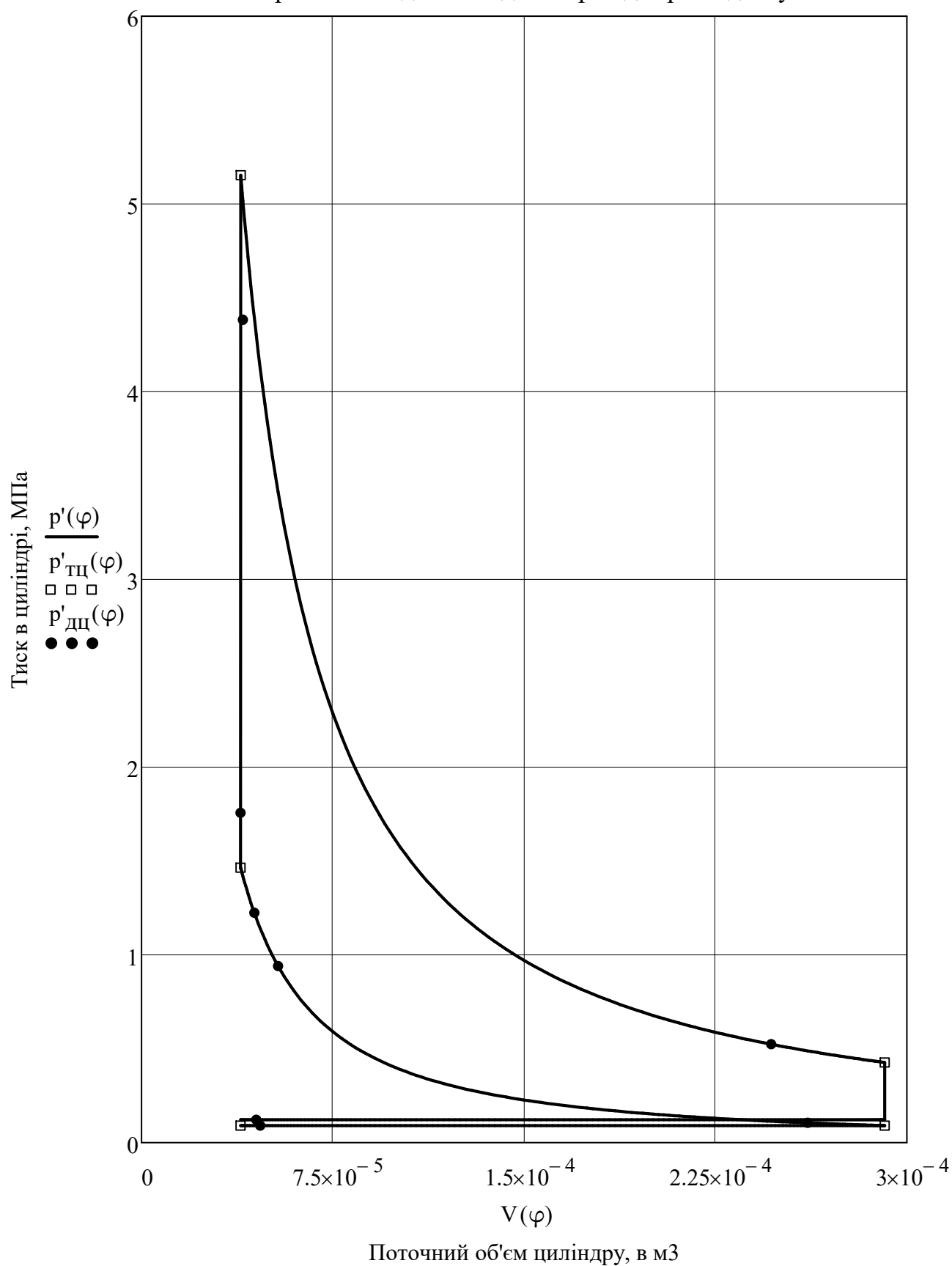


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

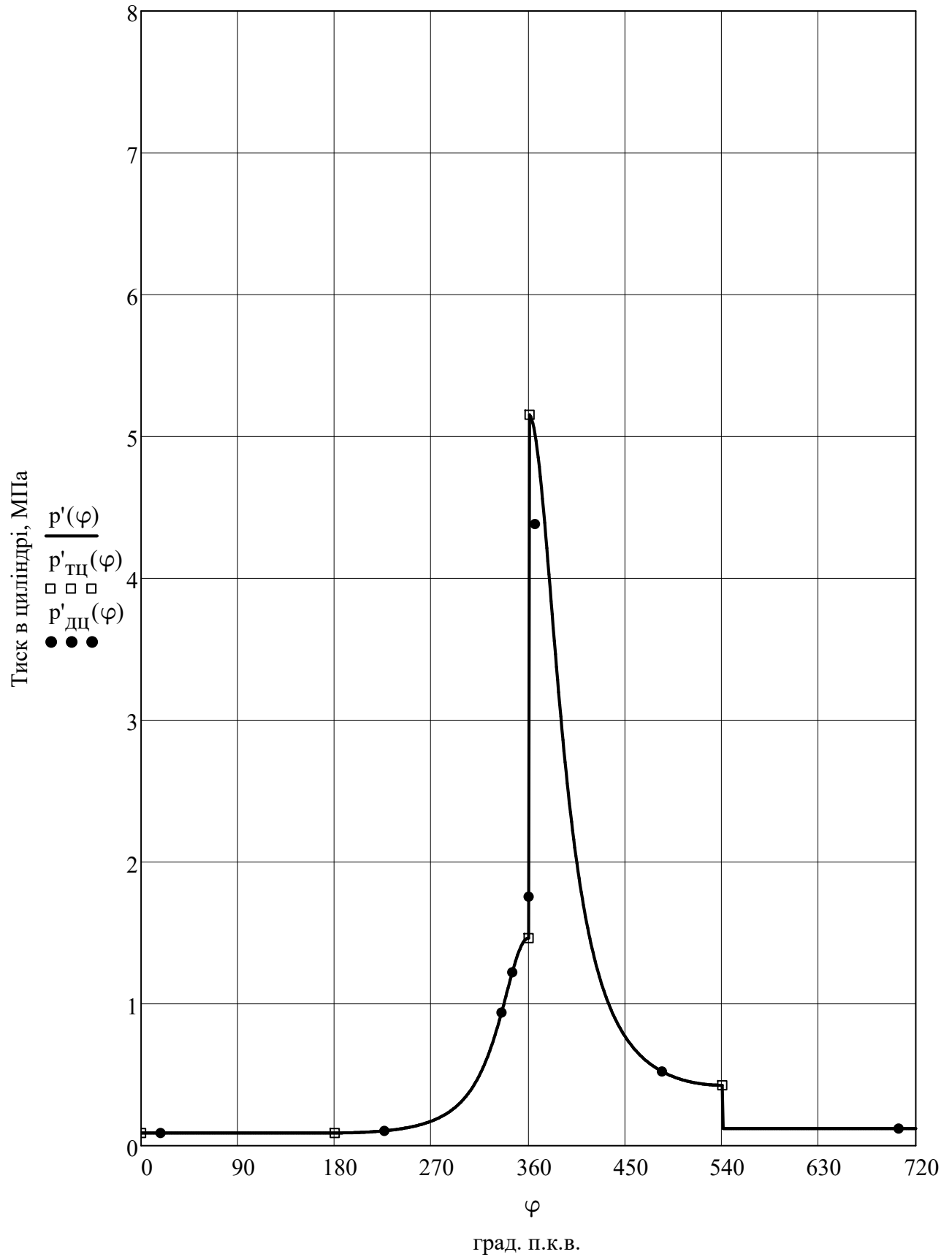


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.

Даний 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 результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу 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, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

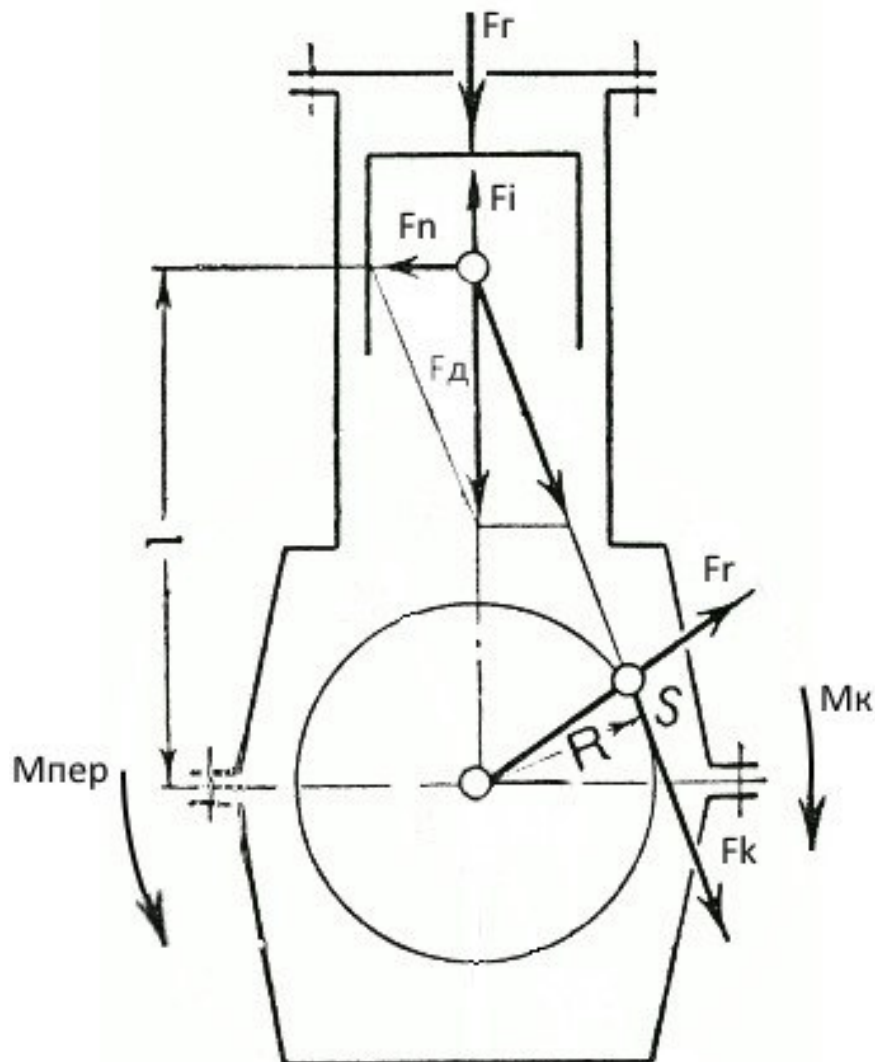


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 0.45 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 1.85 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.45 + \frac{1}{3} \cdot 1.85 = 1.067$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{62}{2 \cdot 10^3} = 0.031$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.031}{0.256} = 0.121$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 72^2}{4 \cdot 10^6} = 0.004$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 3500}{30} = 366.519$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

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

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

Крутний 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

$F_r(0) = -0.041$	$F_i(0) = -5.579$	$F_d(0) = -5.62$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.041$	$F_i(30) = -4.416$	$F_d(30) = -4.457$	$M_k(30) = -0.085$
$F_r(60) = -0.041$	$F_i(60) = -1.652$	$F_d(60) = -1.694$	$M_k(60) = -0.051$
$F_r(90) = -0.041$	$F_i(90) = 1.137$	$F_d(90) = 1.096$	$M_k(90) = 0.034$
$F_r(120) = -0.041$	$F_i(120) = 2.79$	$F_d(120) = 2.748$	$M_k(120) = 0.064$
$F_r(150) = -0.041$	$F_i(150) = 3.278$	$F_d(150) = 3.237$	$M_k(150) = 0.039$
$F_r(180) = -0.041$	$F_i(180) = 3.305$	$F_d(180) = 3.264$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.017$	$F_i(210) = 3.278$	$F_d(210) = 3.261$	$M_k(210) = -0.039$
$F_r(240) = 0.071$	$F_i(240) = 2.79$	$F_d(240) = 2.861$	$M_k(240) = -0.067$
$F_r(270) = 0.301$	$F_i(270) = 1.137$	$F_d(270) = 1.439$	$M_k(270) = -0.045$
$F_r(300) = 0.939$	$F_i(300) = -1.652$	$F_d(300) = -0.714$	$M_k(300) = 0.022$
$F_r(330) = 2.878$	$F_i(330) = -4.416$	$F_d(330) = -1.537$	$M_k(330) = 0.029$
$F_r(360) = 5.55$	$F_i(360) = -5.579$	$F_d(360) = -0.029$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 11.909$	$F_i(390) = -4.416$	$F_d(390) = 7.493$	$M_k(390) = 0.142$
$F_r(420) = 5.133$	$F_i(420) = -1.652$	$F_d(420) = 3.48$	$M_k(420) = 0.106$
$F_r(450) = 2.717$	$F_i(450) = 1.137$	$F_d(450) = 3.854$	$M_k(450) = 0.119$
$F_r(480) = 1.795$	$F_i(480) = 2.79$	$F_d(480) = 4.585$	$M_k(480) = 0.107$
$F_r(510) = 1.428$	$F_i(510) = 3.278$	$F_d(510) = 4.706$	$M_k(510) = 0.057$
$F_r(540) = 1.328$	$F_i(540) = 3.305$	$F_d(540) = 4.633$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.084$	$F_i(570) = 3.278$	$F_d(570) = 3.363$	$M_k(570) = -0.04$
$F_r(600) = 0.084$	$F_i(600) = 2.79$	$F_d(600) = 2.874$	$M_k(600) = -0.067$
$F_r(630) = 0.084$	$F_i(630) = 1.137$	$F_d(630) = 1.221$	$M_k(630) = -0.038$
$F_r(660) = 0.084$	$F_i(660) = -1.652$	$F_d(660) = -1.568$	$M_k(660) = 0.048$
$F_r(690) = 0.084$	$F_i(690) = -4.416$	$F_d(690) = -4.331$	$M_k(690) = 0.082$
$F_r(720) = 0.084$	$F_i(720) = -5.579$	$F_d(720) = -5.495$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -5.62$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.575$	$F_r(30) = -3.572$	$F_k(30) = -2.727$	$M_{пер}(30) = 0.085$
$F_n(60) = -0.385$	$F_r(60) = -0.513$	$F_k(60) = -1.659$	$M_{пер}(60) = 0.051$
$F_n(90) = 0.29$	$F_r(90) = -0.29$	$F_k(90) = 1.096$	$M_{пер}(90) = -0.034$
$F_n(120) = 0.625$	$F_r(120) = -1.915$	$F_k(120) = 2.068$	$M_{пер}(120) = -0.064$
$F_n(150) = 0.418$	$F_r(150) = -3.012$	$F_k(150) = 1.257$	$M_{пер}(150) = -0.039$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -3.264$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.421$	$F_r(210) = -3.035$	$F_k(210) = -1.266$	$M_{пер}(210) = 0.039$
$F_n(240) = -0.651$	$F_r(240) = -1.994$	$F_k(240) = -2.153$	$M_{пер}(240) = 0.067$
$F_n(270) = -0.381$	$F_r(270) = -0.381$	$F_k(270) = -1.439$	$M_{пер}(270) = 0.045$
$F_n(300) = 0.162$	$F_r(300) = -0.216$	$F_k(300) = 0.699$	$M_{пер}(300) = -0.022$
$F_n(330) = 0.198$	$F_r(330) = -1.232$	$F_k(330) = 0.941$	$M_{пер}(330) = -0.029$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -0.029$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 0.967$	$F_r(390) = 6.006$	$F_k(390) = 4.584$	$M_{пер}(390) = -0.142$
$F_n(420) = 0.791$	$F_r(420) = 1.055$	$F_k(420) = 3.409$	$M_{пер}(420) = -0.106$
$F_n(450) = 1.021$	$F_r(450) = -1.021$	$F_k(450) = 3.854$	$M_{пер}(450) = -0.119$
$F_n(480) = 1.042$	$F_r(480) = -3.195$	$F_k(480) = 3.449$	$M_{пер}(480) = -0.107$
$F_n(510) = 0.607$	$F_r(510) = -4.379$	$F_k(510) = 1.827$	$M_{пер}(510) = -0.057$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -4.633$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.434$	$F_r(570) = -3.129$	$F_k(570) = -1.305$	$M_{пер}(570) = 0.04$
$F_n(600) = -0.653$	$F_r(600) = -2.003$	$F_k(600) = -2.162$	$M_{пер}(600) = 0.067$
$F_n(630) = -0.323$	$F_r(630) = -0.323$	$F_k(630) = -1.221$	$M_{пер}(630) = 0.038$
$F_n(660) = 0.357$	$F_r(660) = -0.475$	$F_k(660) = 1.536$	$M_{пер}(660) = -0.048$
$F_n(690) = 0.559$	$F_r(690) = -3.471$	$F_k(690) = 2.65$	$M_{пер}(690) = -0.082$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -5.495$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

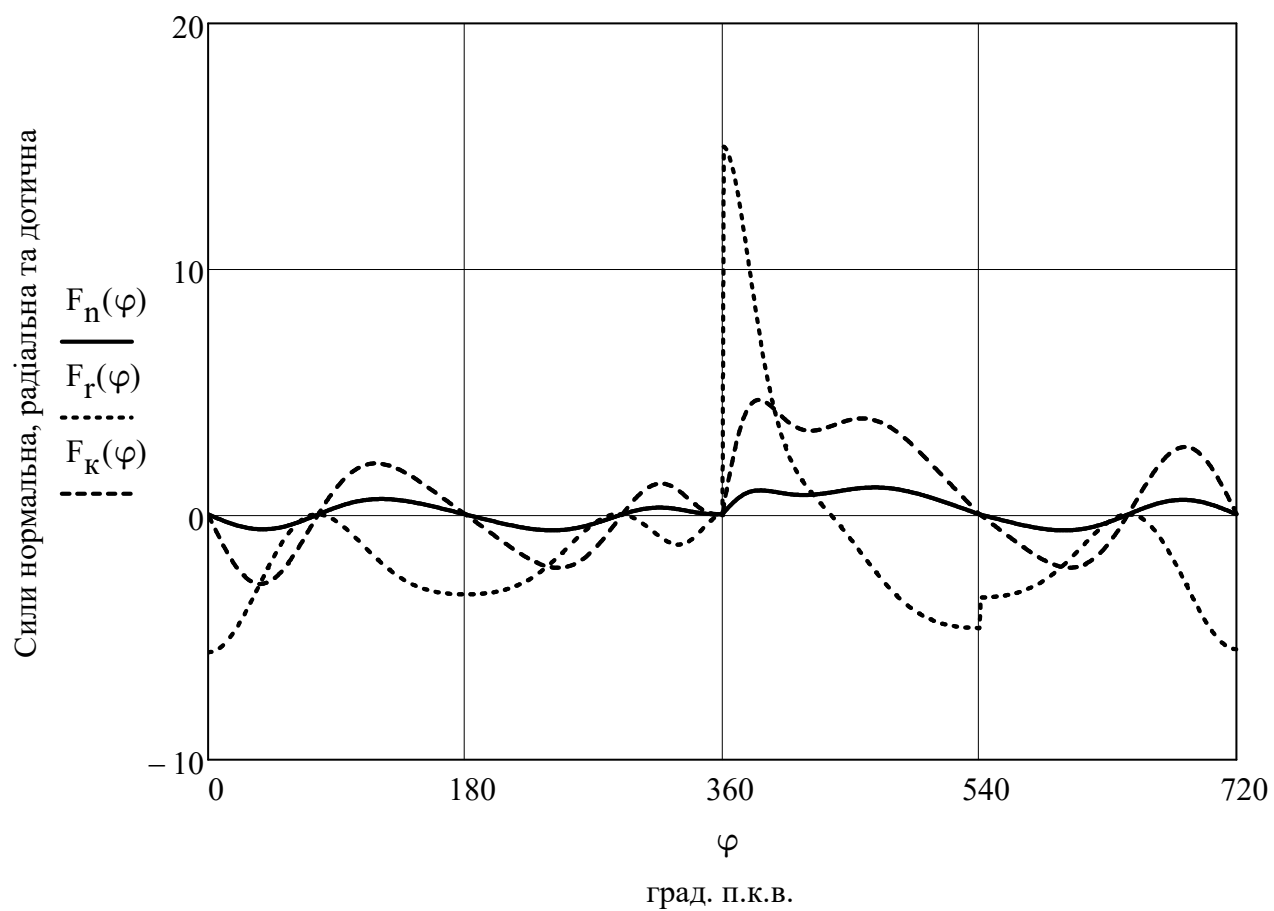
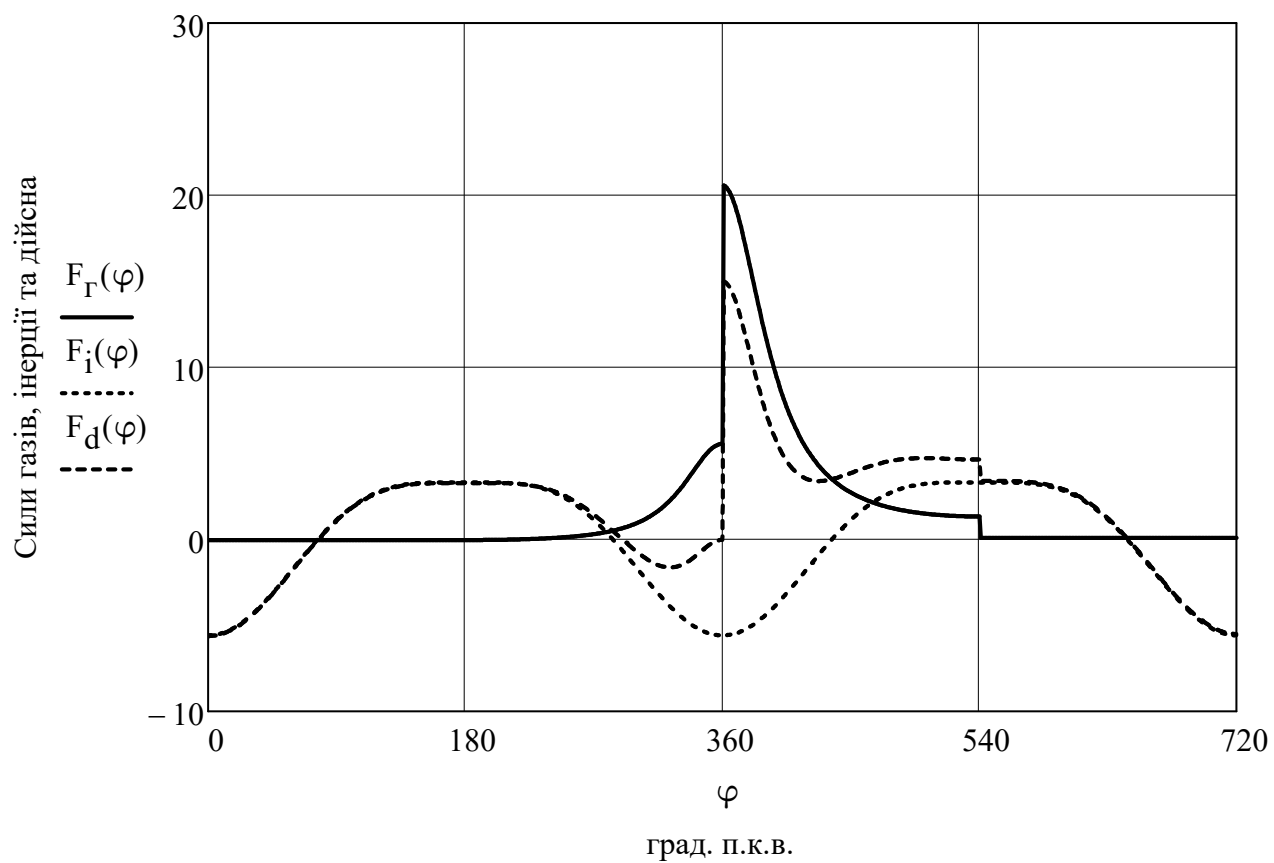


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

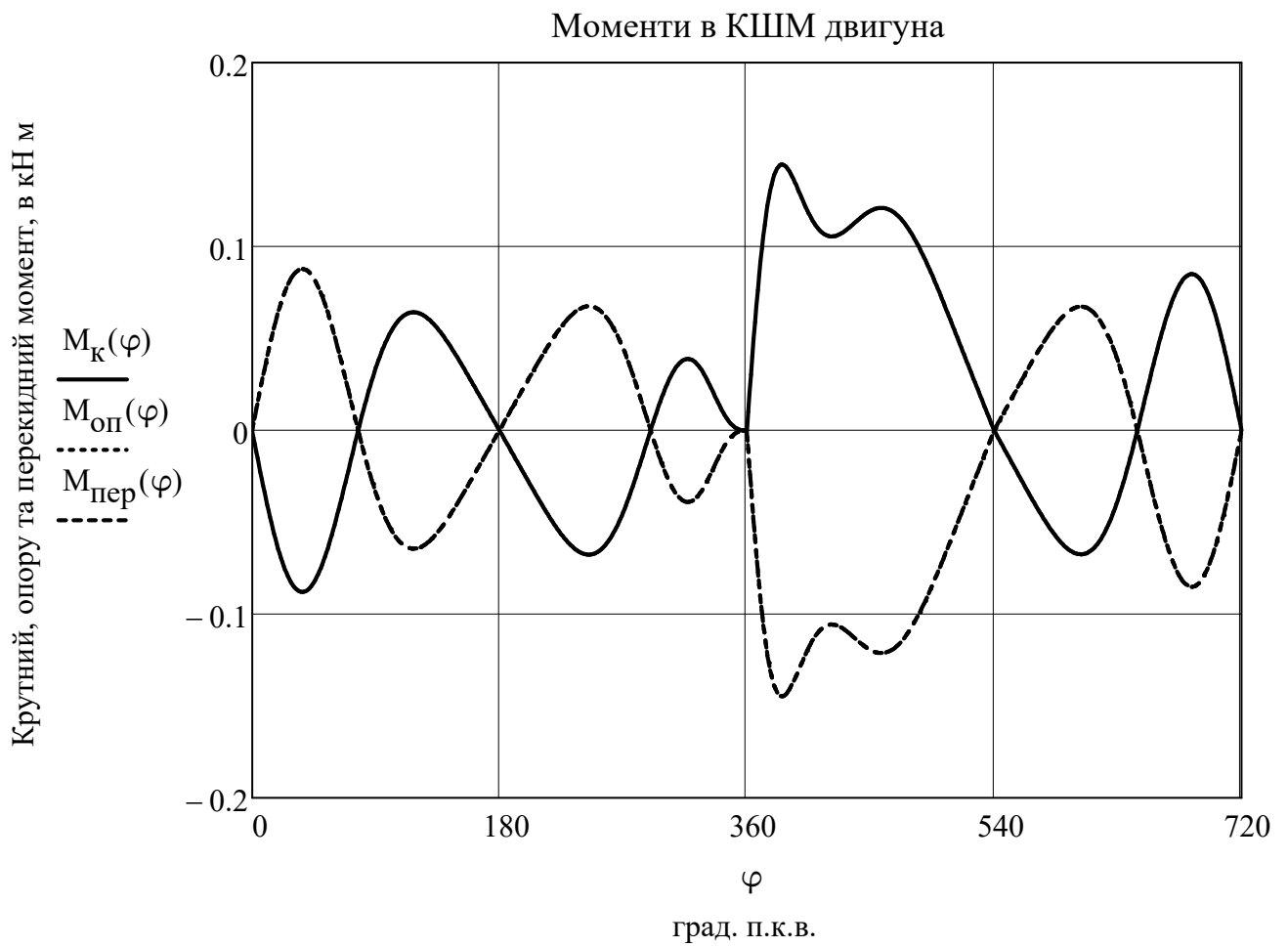


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{1} = 720$$

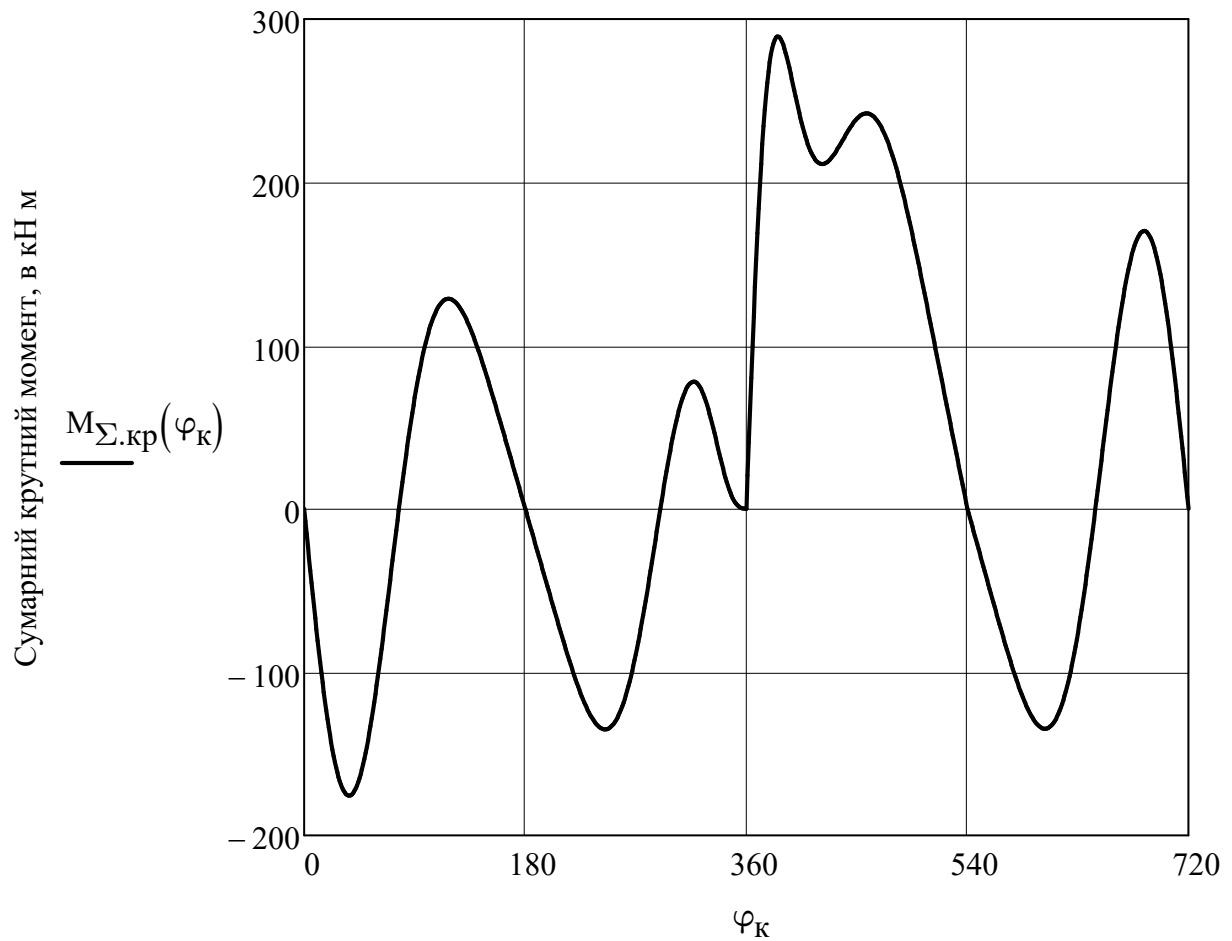
Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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



град. п.к.в.

Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -31.5$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 217.737$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 92.216$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 135.903$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -93.23$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -95.833$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -9.372$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 23.495$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.669 \times 10^{-13}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B} + Q_{H.3}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

$Q_{H.3}$ - теплота втрачена через неповноту згоряння палива;

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{1.774 \cdot 44135.4}{3.6} = 21744.518$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 5.5 = 5500$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5500}{21744.518} \cdot 100 = 25.294$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 21744.518 \cdot 0.253 = 5500$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|5500 - 5500|}{5500} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.18$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.13$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.18 + 0.13 = 0.31$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.31 \cdot 21744.518 = 6740.8$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 137.650 = 82.590$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 72^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 62 = 2.524 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{82.59 \cdot 2.524 \times 10^{-4} \cdot 3.5 \times 10^3}{30 \cdot 4} = 0.608$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{П} = 10^3 \cdot 0.608 = 608.08$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 6740.8 + 608.08 = 7348.881$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{мв} \cdot \Delta T_B} = \frac{7.349 \times 10^3 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 2.105 \times 10^{-4}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.Н} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.Н}} = \frac{0.98}{0.9} = 0.023$$

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

$$Q_{B.Н} = 10^3 \cdot P_{B.Н} = 10^3 \cdot 0.023 = 22.918$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.Н} = 6740.8 + 608.1 + 22.9 = 7371.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{7371.798}{21744.518} \cdot 100 = 33.902$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 1050 - 273 = 777$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 352.437 - 273.000 = 79.437$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 777 = 34.578$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 79.437 = 29.138$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.533 \cdot 34.578 \cdot 777 = 14319.866$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.499 \cdot 29.138 \cdot 79.437 = 1154.461$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14319.9 - 1154.5 = 13165.4$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{1.774}{3.6} \cdot 13165.405 = 6486.299$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{6486.299}{21744.518} \cdot 100 = 29.83$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{137.65}{906.96} \cdot 0.298 = 0.045$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.045 \cdot 21744.518 = 984.096$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{б}} = 6740.8 + 984.096 - 7371.798 = 353.098$$

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 353.098}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.684 \times 10^{-5}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{4.684 \times 10^{-5} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.023$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.023 = 23.42$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 353.098 + 23.42 = 376.518$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{376.518}{21744.518} \cdot 100 = 1.732$$

Теплота що втрачена внаслідок неповноти згоряння, в Дж / с

$$Q_{\text{н.з}} = \frac{B_{\text{е}} \cdot \Delta Q_{\text{н}}}{3.6} = \frac{1.774 \cdot 3093.948}{3.6} = 1524.319$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{н.з}} = \frac{Q_{\text{н.з}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{1524.319}{21744.518} \cdot 100 = 7.01$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \\ Q_{\text{н.з}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 5500 \\ 7371.798 \\ 6486.299 \\ 376.518 \\ 1524.319 \end{pmatrix} = 21258.934$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 21744.5 - 21258.9 = 485.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{485.584}{21744.518} \cdot 100 = 2.233$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для БД
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 21744.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 5500.0$	$q_e = 25.3$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 6486.3$	$q_{\Gamma} = 29.8$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 7371.8$	$q_B = 33.9$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 376.5$	$q_M = 1.7$	3...5%
Теплота, що втрачена через неповне згоряння	$Q_{\text{н.з}} = 1524.3$	$q_{\text{н.з}} = 7$	4...25%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 485.6$	$q_{\text{нв}} = 2.2$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{н.з}} + q_{\text{нв}} = 25.3 + 29.8 + 33.9 + 1.7 + 7 + 2.2 = 100$$

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	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	4,05	5,66	39,75
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	560	769	37,32
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,245	0,253	3,27
4	Механічний ККД	η_m	-	0,8	0,848	6,0
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	330	322	- 2,42
6	Діаметр циліндру	D	мм	72	72	0,0
7	Хід поршня	S	мм	62	62	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо забезпечення необхідної потужності проектного двигуна рівні 5,5 кВт, що на 39,7% більше ніж у двигуна-прототипу. Зростання потужності проектного двигуна обумовлене збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі двигуна. Отримане в результаті розрахунку значення середнього тиску у проектованій установці більше ніж у прототипу на 37,2%. Все це є наслідком доведення робочого циклу та застосування вдосконаленої конструкції поршня, що включає напівсферичну камеру в днищі та оптимізовані ребра для рівномірного руху рідини.

Результати щодо визначення ефективності протікання робочого процесу показують, що механічні втрати знизились, і як результат маємо зростання ефективного ККД. Так порівняння значень ефективного ККД проектного двигуна та двигуна-прототипу показує зростання першого на 3,3%. Питома ефективна витрата палива при цьому зменшилась на 2,4%. Через зміну тертя в парі «поршень-циліндр» рівень механічних втрат у проектованій установці зменшився. Розрахунок значення механічного ККД показав його зростання через реалізовані заходи щодо поршня на 6,0%.

Завдяки раціональному та обґрунтованому вибору геометричних параметрів поршня та робочої камери, а також застосуванню допоміжних коефіцієнтів при розрахунку робочого процесу, було отримано вихідні параметри насосної установки на достатньо високому рівні, при цьому габаритні розміри агрегату залишились практично без змін.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого процесу проектованої установки, а також розраховано та побудовано графіки тиску та подачі у робочій камері. Визначено сили та моменти, що діють на поршень та кривошипно-шатунний механізм насосного агрегату, та розраховано величини зовнішнього енергетичного балансу.

Отримані в результаті розрахунків вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення насосної установки. Вони стануть основою для подальшої роботи у спеціальній частині кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ.

3.1 Особливості будови, роботи та експлуатації поршнів.

Найбільш навантаженим елементом двигуна внутрішнього згоряння є поршень, який у процесі роботи сприймає значні гідравлічні, інерційні та механічні навантаження. В умовах суднової експлуатації, особливо під час використання двигуна в складі насосної установки як аварійної, до поршня додатково висуваються підвищені вимоги щодо надійності, стабільності роботи та стійкості до змінних режимів навантаження. Основними функціями поршня є створення робочого тиску в циліндрі, забезпечення герметичності робочої камери та передача зусиль на кривошипно-шатунний механізм з мінімальними втратами.



Рис. 3.1 – Поршень двигуна 1C7,2/6,2.

Поршні двигунів внутрішнього згоряння, виготовляються переважно з алюмінієвих сплавів або чавуну. Алюмінієві сплави характеризуються малою масою, достатньою міцністю та добрими антифрикційними властивостями, що є важливим для зменшення інерційних навантажень і зносу пари «поршень–циліндр». У класичних конструкціях застосовуються евтектичні сплави алюмінію з кремнієм із вмістом Si до 12–13%, однак у сучасних агрегатах все частіше використовуються заевтектичні сплави з підвищеним вмістом кремнію (до 18% і більше).

Підвищення експлуатаційних характеристик таких сплавів досягається шляхом легування нікелем, магнієм, міддю та іншими елементами, а також застосуванням прогресивних технологій лиття або термомеханічної обробки. Це

дозволяє суттєво підвищити зносостійкість та стабільність геометричних параметрів поршня при роботі в умовах змінного навантаження, що характерно для аварійних суднових насосних установок.

Чавунні поршні відрізняються підвищеною твердістю, зносостійкістю та меншою чутливістю до температурних деформацій, оскільки коефіцієнт лінійного розширення чавуну близький до коефіцієнта розширення матеріалу циліндра. Разом з тим їх значна маса обмежує застосування в установках із підвищеними частотами обертання та динамічними режимами роботи, тому в сучасних компактних насосних агрегатах перевага надається алюмінієвим поршням.

Подальший розвиток конструкцій поршнів пов'язаний із використанням композиційних матеріалів, у яких алюмінієва матриця армована металевими, полімерними або керамічними волокнами. Такі матеріали забезпечують поєднання малої маси з високою механічною та тепловою міцністю. Перспективним напрямком є армування локальних зон поршня керамічними волокнами на основі оксиду алюмінію Al_2O_3 та діоксиду кремнію SiO_2 , що дозволяє підвищити зносостійкість та стабільність форми робочих поверхонь.

Під час роботи двигуна температура поршня змінюється залежно від режиму роботи, навантаження. Найбільш нагрітою частиною є днище поршня, яке безпосередньо контактує з робочим середовищем під підвищеним тиском, тоді як найменшу температуру має спідниця поршня. Такий нерівномірний тепловий стан призводить до різного теплового розширення окремих зон поршня, що необхідно враховувати при виборі його геометричної форми.

З урахуванням температурних деформацій профіль поршня виконується ступінчастим, конічним або лекальним. При цьому значна частина теплової енергії відводиться через контакт поршня зі стінками циліндра, а також через зону ущільнення. Нерівномірність тепловідведення може спричиняти овальність поршня, що негативно впливає на герметичність і знос пари тертя. Тому оптимальна форма поршня для проектного двигуна визначається з урахуванням умов експлуатації, характеру навантажень та вимог до ресурсу агрегату.

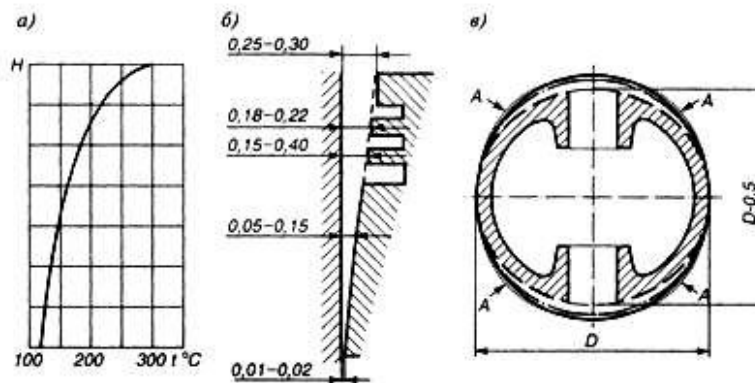


Рис. 3.2 – Зміна температури по висоті поршня і зазорів між поршнем і дзеркалом циліндра в різних перетинах:

а - зміна температури по висоті поршня; б - зміна зазорів між поршнем і дзеркалом циліндра;
 в - зміна площі поперечного перерізу поршня;

Для двигунів суднових насосних установок особливо важливою є стабільність роботи поршня при тривалих режимах, відсутність заклинювання та мінімізація втрат на тертя. Саме тому у даному проекті передбачається вдосконалення конструкції поршня шляхом формування напівсферичної камери в його днищі та оптимізації геометрії ребер. Таке рішення сприяє більш рівномірному розподілу тиску в робочій камері, зменшенню локальних навантажень та зниженню механічних втрат.

До основних конструктивних і технологічних напрямків удосконалення поршнів насосних установок належать:

- оптимізація форми днища поршня з метою покращення характеристик камери згоряння;
- зменшення маси поршня за рахунок раціонального розподілу матеріалу в зонах з різним рівнем навантаження;
- застосування зносостійких та антифрикційних покриттів на робочих поверхнях;
- зниження теплових і механічних деформацій шляхом оптимізації профілю поршня;
- удосконалення умов мащення пари «поршень–циліндр» з метою зменшення зносу та підвищення ресурсу установки.

3.2 Розробка конструкції поршня.

При розробці конструкції поршня проектного двигуна основна увага приділялась забезпеченню надійної роботи агрегату в умовах тривалих та змінних навантажень, характерних для аварійного режиму роботи на судні. Поршень є одним з найбільш відповідальних елементів, оскільки саме він безпосередньо формує робочий тиск в циліндрі двигуна, визначає рівень гідравлічних і механічних втрат, а також впливає на довговічність пари «поршень–циліндр».

Особливістю експлуатації аварійної насосної установки на судні є можливість її тривалої роботи в автономному режимі, обмежені умови охолодження та підвищені вимоги до безвідмовності. У зв'язку з цим при проектуванні поршня необхідно враховувати не лише механічні навантаження, але й тепловий стан поршня, що формується внаслідок тертя, гідравлічних втрат та можливість стабілізації температури робочих поверхонь.

3.2.1 Особливості температурного стану поршня.

Робота поршневої силової установки супроводжується виникненням температурних напружень у деталях поршнево-циліндрової групи. Ці напруження зумовлені нерівномірним розподілом температури в тілі поршня, що виникає внаслідок поєднання гідравлічних втрат, механічного тертя та теплообміну з перекачуваною рідиною.

Температурні напруження залежать від перепадів температур у стінках поршня та циліндра, а також від товщини стінок і питомого теплового потоку. Чим більший перепад температур між окремими зонами поршня, тим вищі температурні напруження, які можуть призводити до деформацій, прискореного зносу або зниження ресурсу деталей.

Температури в характерних точках поршня поряд із температурними напруженнями є безпосередніми показниками теплової напруженості проектного двигуна.

До таких характерних зон належать днище поршня, його бічна поверхня в зоні контакту з циліндром, а також ділянки, що зазнають найбільш інтенсивного тертя.

Температура бічної поверхні поршня в зоні контакту з циліндром має істотний вплив на стан мастильної плівки та умови тертя. Перевищення допустимих температур призводить до зниження в'язкості мастильного матеріалу, погіршення умов змащування та переходу до напівсухого або сухого тертя.

Це, у свою чергу, може спричиняти підвищений знос або задир робочих поверхонь. Тому температура поршня в зоні інтенсивного контакту з циліндром не повинна перевищувати граничних значень, допустимих для застосованого мастильного матеріалу.

Температура внутрішньої поверхні циліндра також повинна знаходитись у допустимих межах, оскільки її перевищення призводить до погіршення тепловідведення та збільшення температурних деформацій. Особливо це актуально для двигунів силових установок, які можуть працювати тривалий час без зупинки.

Максимальна температура днища поршня визначається умовами теплообміну з робочою рідиною та рівнем гідравлічних втрат. Надмірне зростання температури днища призводить до зниження міцності матеріалу поршня, виникнення локальних напружень та можливого утворення тріщин. При підвищених температурах на поверхнях, що контактують з мастилом, можуть утворюватися відкладення, які погіршують тепловідведення та додатково підвищують теплову напруженість поршня.

У зв'язку з цим при розробці конструкції поршня проектного двигуна було приділено особливу увагу формі його днища. Застосування напівсферичної камери дозволяє більш рівномірно розподілити тиск і температуру в робочій зоні, зменшити локальні теплові навантаження та покращити умови тепловідведення.

Оптимізація геометрії ребер днища сприяє зниженню концентрації напружень, підвищенню жорсткості конструкції та відповідно підвищенню довговічності поршня в умовах аварійної суднової експлуатації.

3.2.2 Розрахунок поршня

Початкові дані для розрахунку поршня

$D = 72$ мм - діаметр циліндра двигуна;

$S = 62$ мм - хід поршня;

$p_{zd} = 4.383$ МПа - максимальний тиск згорання, при $n_N = 3800$ об/хв

$F_{\Pi} = 40.715$ см² - площа поршня;

$N_{\max} = 0.00104$ МН - найбільша нормальна сила, при $\varphi = 480^\circ$

$m_{\Pi} = 0.45$ кг - маса поршневої групи;

$n_{x.x.\max} = 4000$ хв⁻¹ - частота обертання;

$\lambda = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$t = 5.2$ мм - радіальна товщина кільця;

$\Delta t = 0.8$ мм - радіальний зазор кільця в канавці поршня;

$s = 12$ мм - товщина стінки головки поршня;

$h_{\Pi} = 6$ мм - товщина верхньої кільцевої перемички;

$n'_M = 8$ мм - число масляних каналів в поршні;

$d_M = 1.5$ мм - діаметр масляних каналів в поршні;

$\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;

$\alpha_{\Pi} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення чугуна;

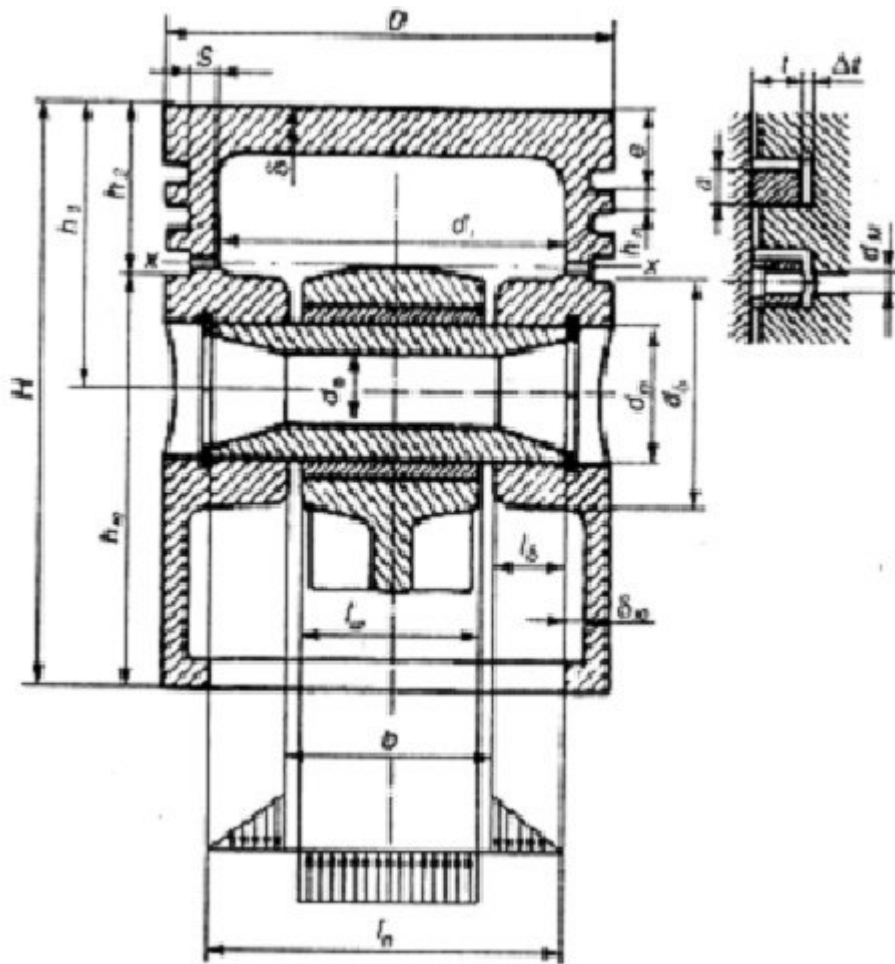


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема поршня

Геометричні розміри поршневої групи

товщина днища поршня, в мм

$$\delta = (0.12 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$\delta = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 72 = 11.52$$

висота поршня, в мм

$$H = (1.00 \dots 1.50) \cdot D;$$

$$H = 1.0 \cdot D = 1 \cdot 72 = 72$$

висота жарового пояса, в мм

$$e = (0.11 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$e = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 72 = 11.52$$

товщина першої кільцевої перетинки, в мм

$$h_{\Pi 1} = (0.04 \dots 0.06) \cdot D;$$

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 0.05 \cdot 72 = 3.6$$

висота верхньої частини поршня, в мм

$$h_1 = (0.60 \dots 1.00) \cdot D;$$

$$h_1 = 0.80 \cdot D = 0.8 \cdot 72 = 57.6$$

висота юбки поршня, в мм

$$h_{\text{ю}} = (0.60 \dots 0.70) \cdot D;$$

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 0.65 \cdot 72 = 46.8$$

внутрішній діаметр поршня, в мм

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 72 - 2 \cdot (12 + 5.2) + 0.8 = 38.4$$

товщина стінки головки поршня, мм

$$S_{\Pi} = (0.05 \dots 0.10) \cdot D;$$

$$S_{\Pi} = 0.08 \cdot D = 0.08 \cdot 72 = 5.76$$

товщина стінки юбки поршня, мм;

$$\delta_{\text{ю}} = (2.00 \dots 5.00) \cdot D;$$

$$\delta_{\text{ю}} = 3.50 \cdot D = 3.5 \cdot 72 = 252$$

радіальна товщина компресійного кільця, в мм

$$t_k = (0.040 \dots 0.045) \cdot D;$$

$$t_k = 0.043 \cdot D = 0.043 \cdot 72 = 3.096$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, в мм

$$t_m = (0.030 \dots 0.043);$$

$$t_m = 0.04 \cdot D = 0.04 \cdot 72 = 2.88$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, в мм

$$\Delta t_k = (0.70 \dots 0.95);$$

$$\Delta t_k = 0.83$$

радіальний зазор маслоз'ємного кільця в канавці поршня, в мм

$$\Delta t_m = (0.90 \dots 1.10);$$

$$\Delta t_m = 1.00$$

висота кільця, мм

$$\alpha = (3.00 \dots 5.00);$$

$$\alpha = 4.00$$

різниця між величинами зазорів замка кільця у вільному та робочому стані, в мм

$$A_0 = (3.20 \dots 4.00) \cdot t;$$

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 3.6 \cdot 5.2 = 18.72$$

число масляних отворів в поршні;

$$n_M = (6 \dots 12);$$

$$n_M = 12$$

діаметр масляного каналу, в мм

$$d_M = (0.3 \dots 0.5) \cdot \alpha;$$

$$d_M = 0.4 \cdot \alpha = 0.4 \cdot 4 = 1.6$$

діаметр бобишки, в мм

$$d_6 = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$d_6 = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 72 = 28.8$$

відстань між торцями бобишок, в мм

$$b = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$b = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 72 = 28.8$$

зовнішній діаметр поршневого пальця, в мм

$$d_3 = (0.30 \dots 0.38) \cdot D;$$

$$d_3 = 0.34 \cdot D = 0.34 \cdot 72 = 24.48$$

внутрішній діаметр поршневого пальця, в мм

$$d_B = (0.50 \dots 0.70) \cdot d_3;$$

$$d_B = 0.6 \cdot d_3 = 0.6 \cdot 24.48 = 14.688$$

довжина закріпленого пальця, в мм

$$l_{ПЗ} = (0.85 \dots 0.90) \cdot D;$$

$$l_{ПЗ} = 0.87 \cdot D = 0.87 \cdot 72 = 62.64$$

довжина плаваючого пальця, в мм

$$l_{ПВ} = (0.80 \dots 0.85) \cdot D;$$

$$l_{ПВ} = 0.83 \cdot D = 0.83 \cdot 72 = 59.76$$

довжина головки шатуна при закріпленому пальці, в мм

$$l_{ШЗ} = (0.28 \dots 0.32) \cdot D;$$

$$l_{ШЗ} = 0.30 \cdot D = 0.3 \cdot 72 = 21.6$$

довжина головки шатуна при плаваючому пальці, в мм

$$l_{ШВ} = (0.33 \dots 0.45) \cdot D;$$

$$l_{ШВ} = 0.39 \cdot D = 0.39 \cdot 72 = 28.08$$

радіус кривошипу, м

$$R = \frac{1}{2} \cdot S \cdot 10^{-3} = \frac{1}{2} \cdot 62 \cdot 10^{-3} = 0.031$$

Напруження згинання в днищі поршня, МПа

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

де $r_i = \left(\frac{D}{2}\right) - (s + t + \Delta t) = \frac{72}{2} - (12 + 5.2 + 0.8) = 18$ мм - радіус найбільш небезпечного перерізу;

$$\sigma_{3\Gamma} = p_{\text{ЗД}} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta}\right)^2 = 4.383 \cdot \left(\frac{18}{11.52}\right)^2 = 10.701$$

Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

$$F_{\text{х.х}} = \left[\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]$$

де $d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 72 - 2 \cdot (5.2 + 0.8) = 60$ мм

$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 72 - 2 \cdot (12 + 5.2 + 0.8) = 36$ мм

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = \frac{60 - 36}{2} \cdot 1.6 = 19.2$$

$$F_{\text{х.х}} = \frac{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]}{10^6} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (60^2 - 36^2) - 8 \cdot 19.2}{10^6} = 1.656 \times 10^{-3}$$

максимальна сила, що стискає, кН;

$$P_{\text{Zmax}} = p_{\text{ЗД}} \cdot F_{\Pi} = 4.383 \cdot 40.715 = 178.454$$

напруга стиску, МПа;

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{Zmax}}}{F_{\text{х.х}}} \cdot 10^{-3} = \frac{178.454}{1.656 \times 10^{-3}} \cdot 10^{-3} = 107.765$$

Для забезпечення міцності від напружень стискання, на внутрішній поверхні поршня, передбачено жорстке оребрення;

Напруження розриву в перерізі х-х

максимальна кутова швидкість холостого ходу, рад/с;

$$w_{x.x.max} = \pi \frac{n_{x.x.max}}{30} = \pi \cdot \frac{4 \times 10^3}{30} = 418.879$$

маса головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу х - х, кг;

$$m_{x.x} = 0.6m_{\Pi} = 0.6 \cdot 0.45 = 0.27$$

максимальна сила, що розриває, МН;

$$P_j = m_{x.x} \cdot R \cdot w_{x.x.max}^2 \cdot \frac{(1 + \lambda)}{10^6} = 0.27 \cdot 0.03 \cdot 418.88^2 \cdot \frac{1 + 0.26}{10^6} = 1.84 \times 10^{-3}$$

напруга розриву, МПа;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x.x}} = \frac{1.845 \times 10^{-3}}{1.656 \times 10^{-3}} = 1.114$$

Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, МПа;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{зд} \cdot \frac{D}{h_{\Pi}} = 0.031 \cdot 4.383 \cdot \frac{72}{6} = 1.652$$

вигину, МПа;

$$\sigma_{виг} = 0.0045 \cdot p_{зд} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 4.5 \times 10^{-3} \cdot 4.383 \cdot \left(\frac{72}{6} \right)^2 = 2.84$$

складне, МПа;

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_{виг}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{2.84^2 + 4 \cdot 1.652^2} = 4.356$$

Питомий тиск поршня на стінку циліндра, МПа;

$$q_1 = \frac{N_{max}}{(h_{ю} \cdot D)} = \frac{1.04 \times 10^{-3}}{46.8 \cdot 72} = 3.086 \times 10^{-7}$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{(H \cdot D)} = \frac{1.04 \times 10^{-3}}{72 \cdot 72} = 2.006 \times 10^{-7}$$

Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметри головки та юбки поршня, мм;

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}$$

де $\Delta_{\Gamma} = 0.006 \cdot D = 0.006 \cdot 72 = 0.432$ мм - діаметральні зазори

$\Delta_{\text{ю}} = 0.002 \cdot D = 0.002 \cdot 72 = 0.144$ головки та спідниці

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 72 - 0.432 = 71.568$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 72 - 0.144 = 71.856$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)]$$

де $T_{\text{ц}} = 388$ К - середня температура поршня;

$T_{\Gamma} = 493$ К - середня температура гільзи;

$T_{\text{ю}} = 428$ К - середня температура юбки поршня;

$T_0 = 293$ К - температура на зовнішній поверхні;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 0.192$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] = 0.006$$

3.3 Висновки по розділу

В даному розділі розглянуто та проаналізовано конструкцію поршня проектного двигуна, що працює в складі аварійної суднової насосної системи. Під час аналізу будови, роботи та умов експлуатації поршня було встановлено, що стандартна конструкція не повною мірою забезпечує необхідну ефективність робочого процесу та надійність агрегату при підвищених навантаженнях і тривалих режимах роботи.

На основі аналізу теплового та механічного стану поршня обґрунтовано доцільність вдосконалення його конструкції шляхом формування напівсферичної камери в днищі та оптимізації геометрії ребер. Запропоновані конструктивні рішення спрямовані на більш рівномірний розподіл тиску в робочій камері, зменшення локальних напружень, зниження механічних і гідравлічних втрат, а також покращення умов тепловідведення.

В розділі розглянуто вплив температурного стану поршня на умови тертя, знос пари «поршень–циліндр» та довговічність насосної установки. Встановлено, що застосування вдосконаленої форми днища поршня дозволяє знизити теплову напруженість його елементів і підвищити стабільність роботи агрегату в умовах аварійної суднової експлуатації.

Запропоновані конструктивні рішення не потребують суттєвих змін габаритних розмірів двигуна та можуть бути реалізовані без ускладнення технології виготовлення. Оцінка прийнятих рішень показала їх ефективність з точки зору підвищення надійності, економічності та ресурсу роботи проектного двигуна установки. Отримані результати є підґрунтям для виконання подальших розрахунків та розробки графічної частини кваліфікаційної роботи.

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації насосної установки з двигуном внутрішнього згоряння

Експлуатація насосних установок, що приводяться в дію двигунами внутрішнього згоряння, супроводжується утворенням відпрацьованих газів, які здійснюють певний вплив на навколишнє середовище та організм людини. Особливої уваги це набуває в умовах суднової експлуатації, де робота аварійних насосних установок може відбуватись у замкнених або обмежено вентильованих приміщеннях машинного відділення. За характером впливу компонентів, що містяться у відпрацьованих газах ДВЗ, їх поділяють на шість основних груп.

До I-ої групи належать речовини, які не мають суттєвого шкідливого впливу на організм людини та біосферу в цілому. До них відносяться азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 . Незважаючи на відносну нешкідливість, підвищена концентрація CO_2 у закритих приміщеннях може призводити до погіршення умов праці та зниження працездатності персоналу.

II-гу групу становить окис вуглецю CO (чадний газ), який є одним з найбільш небезпечних компонентів відпрацьованих газів. Окис вуглецю не має запаху та кольору, легко накопичується в приміщеннях і викликає гостре отруєння людини навіть при відносно малих концентраціях. В умовах суднової експлуатації це становить особливу небезпеку при роботі аварійної насосної установки у замкнених просторах.

До III-ої групи належать окисли азоту NO_x , які утворюються внаслідок високотемпературного згоряння палива. Окисли азоту негативно впливають на органи дихання людини, сприяють утворенню кислотних дощів та фотохімічного смогу, а також викликають корозійні процеси в металевих конструкціях.

IV-ту групу складають вуглеводні, головним чином сполуки типу C_nH_m , які є представниками різних гомологічних рядів, зокрема алкани, алкени, алкадієни, циклічні та ароматичні сполуки. Частина з них має канцерогенні властивості та негативно впливає на стан навколишнього середовища і здоров'я людини.

До V-ої групи належать альдегіди, які утворюються при неповному згорянні палива. Альдегіди мають різкий запах, подразнюють слизові оболонки та негативно впливають на органи дихання, особливо при тривалому впливі.

VI-ту групу складає сажа, яка є продуктом неповного згоряння палива. Частинки сажі сприяють забрудненню повітря, осідають на поверхнях обладнання та можуть викликати захворювання дихальних шляхів. У суднових умовах накопичення сажі погіршує санітарно-гігієнічні умови в машинному відділенні.

З урахуванням того, що проектувана насосна установка використовується як аварійна та працює обмежений час, рівень впливу на навколишнє середовище є значно меншим порівняно з основними енергетичними установками судна. Проте дотримання вимог щодо вентиляції, відведення відпрацьованих газів та регламентів експлуатації є обов'язковою умовою забезпечення екологічної безпеки та охорони праці обслуговуючого персоналу.

4.1.2 Заходи, направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином шляхом впливу на процеси сумішоутворення та згоряння палива, що відбуваються безпосередньо в циліндрах двигуна. Саме характер перебігу робочого циклу значною мірою визначає склад і концентрацію токсичних компонентів у відпрацьованих газах. Покращення екологічних показників дизеля можливе за рахунок комплексу конструктивних, регульовальних та експлуатаційних заходів, основними з яких є:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;

Оптимізація кута випередження подачі палива дозволяє забезпечити більш повне та рівномірне згоряння паливоповітряної суміші. Надмірно раннє або запізнє впорскування призводить до зростання викидів оксидів азоту або чадного газу та сажі відповідно. Точне регулювання цього параметра сприяє зменшенню токсичності відпрацьованих газів і підвищенню паливної економічності двигуна.

б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;

Поліпшення процесів сумішоутворення, згоряння та теплообміну в циліндрі дозволяє зменшити утворення шкідливих компонентів. Це досягається за рахунок оптимізації форми камери згоряння, підвищення якості розпилювання палива, забезпечення інтенсивного завихрення повітря та стабільних температурних режимів деталей циліндропоршневої групи.

в) забезпечення ефективної роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;

Система рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) дозволяє знизити максимальні температури згоряння за рахунок повернення частини відпрацьованих газів у впускний тракт. Це призводить до істотного зменшення утворення оксидів азоту, які є одними з найбільш токсичних компонентів вихлопу дизельних двигунів.

г) застосування високоякісних палив та присадок до них;

Використання палив з покращеними фізико-хімічними властивостями та мінімальним вмістом сірки сприяє зниженню викидів шкідливих речовин і зменшенню утворення нагару та сажі. Застосування спеціальних присадок покращує процес згоряння, знижує димність та сприяє стабільній роботі паливної апаратури.

д) забезпечення нейтралізації відпрацьованих газів дизеля;

Встановлення систем нейтралізації та очищення відпрацьованих газів, таких як окисні каталізатори або сажові фільтри, дозволяє значно зменшити концентрацію чадного газу, вуглеводнів та твердих частинок у вихлопі. Застосування таких систем є ефективним заходом зниження негативного впливу дизельних двигунів на навколишнє середовище.

4.2.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 5.5$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.322$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 0.95$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.322 \cdot 5.5 \cdot 0.95 \cdot 14.935 = 25.127$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{25.1274}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{0.95 \cdot 14.935} \right) = 0.0075$$

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;

$T_{\text{вг}} = 1050$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{1050}{273}} = 0.27$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{7.472 \times 10^{-3}}{0.27} = 0.028$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.бд} = 0.322 \cdot 369 = 118.818$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{118.818 \cdot 5.5}{3600} = 0.182$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.бд} = 0.322 \cdot 21 = 6.762$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{6.762 \cdot 5.5}{3600} = 0.01$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.бд} = 0.322 \cdot 30 = 9.66$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.66 \cdot 5.5}{3.6 \times 10^3} = 0.015$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.бд} = 0.322 \cdot 1.5 = 0.483$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.483 \cdot 5.5}{3.6 \times 10^3} = 7.379 \times 10^{-4}$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.бд} = 0.322 \cdot 1.5 = 0.483$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{0.483 \cdot 5.5}{3.6 \times 10^3} = 7.379 \times 10^{-4}$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{\text{TK}} = \sum \begin{pmatrix} m_{\text{CO.c}} \\ m_{\text{NOx.c}} \\ m_{\text{CH.c}} \\ m_{\text{SO2.c}} \\ m_{\text{C.c}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.182 \\ 0.01 \\ 0.015 \\ 7.379 \times 10^{-4} \\ 7.379 \times 10^{-4} \end{pmatrix} = 0.208$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{m_{\text{CO.c}}}{m_{\text{TK}}} = \frac{0.182}{0.208} = 0.872 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 87.234$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NOx}} = \frac{m_{\text{NOx.c}}}{m_{\text{TK}}} = \frac{0.01}{0.208} = 0.05 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NOx}} \cdot 100 = 4.965$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{m_{\text{CH.c}}}{m_{\text{TK}}} = \frac{0.015}{0.208} = 0.071 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 7.092$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{m_{\text{C.c}}}{m_{\text{TK}}} = \frac{0.001}{0.208} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 0.355$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO2}} = \frac{m_{\text{SO2.c}}}{m_{\text{TK}}} = \frac{0.001}{0.208} = 0.004 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO2}} \cdot 100 = 0.355$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна внутрішнього згоряння

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

При роботі аварійної насосної установки на судні, що приводиться в дію дизельним двигуном, виникає ряд виробничих факторів, небезпечних для життя та здоров'я обслуговуючого персоналу. Серед основних факторів можна виділити:

1) Пари палива та мастила.

Пари дизельного палива та мастильних матеріалів, що виділяються під час заправки, обслуговування або протікання трубопроводів, можуть потрапляти в дихальні шляхи людини, подразнювати слизові оболонки та спричиняти хронічні захворювання дихальної системи.

На судні важливо дотримуватися правил поводження з паливом та забезпечувати належну вентиляцію машинного відділення.

2) Пожежна безпека.

Основними причинами пожеж є:

- несправні електроприлади,
- витік палива,
- забруднені маслом ганчірки,
- зношена або кородована паливна апаратура,
- застосування відкритого вогню,
- порушення норм пожежної безпеки.

Висока температура корпусних елементів двигуна, таких як днище поршня та вихлопні колектори, може спричинити опіки. На судні необхідно мати вогнегасники та дотримуватися регламентів протипожежної безпеки.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку становить наявність електричного струму, що живить насосну установку та допоміжне обладнання. Недотримання правил безпеки при

ремонті або огляді електрообладнання може призвести до ураження електрострумом.

4) Якість освітлення.

В умовах машинного відділення судна важливе значення має правильне освітлення робочого місця. Недостатнє або нерівномірне освітлення може призводити до помилок при огляді та ремонті агрегатів, що підвищує ризик травмування та пошкодження обладнання.

5) Ефективність системи вентиляції.

При порушенні герметичності з'єднань двигуна або паливної системи в приміщенні машинного відділення можуть накопичуватися токсичні гази та пари. Недостатній повітрообмін збільшує концентрацію шкідливих компонентів та підвищує ризик інтоксикації персоналу.

6) Шум та вібрація.

Робота двигуна та насосного агрегату супроводжується високим рівнем шуму, який негативно впливає на слуховий апарат і знижує працездатність. Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас агрегату та може викликати спазми судин, погіршувати кровообіг і провокувати втому м'язів рук і спини.

7) Температурні фактори.

На судні обслуговуючий персонал може контактувати з гарячими поверхнями двигуна та трубопроводів, які нагріваються під час роботи установки. Несвоєчасне використання захисних засобів або недотримання інструкцій може призвести до опіків шкіри та уражень слизових оболонок.

8) Підвищена небезпека в умовах обмеженого простору.

Особливістю суднової експлуатації є обмежений простір машинного відділення.

Це підвищує ризик травмування при переміщенні персоналу, обслуговуванні агрегатів та ліквідації аварійних ситуацій. Необхідно дотримуватись правил безпечного доступу та маркування небезпечних зон.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $n_H = 3500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 5.5 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(3.5 \times 10^3 + 5.5^{0.55}) = 35.444$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{3.5 \times 10^3}{3.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 35.444 + 0 = 89.444$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.2.3. Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

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

де $m = 18.5$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{3.5 \times 10^3}{60} = 58.333 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 3.5 \times 10^3 \cdot 5.5^{0.55} \cdot \frac{1 + 5.5}{18.5} = 3.141 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{3.5 \times 10^3}{3.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{3.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{18.5}{5.5} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{3.141 \times 10^3}{1} + 0 \right) = 78.97$$

4.3 Висновки по розділу

В даному розділі було проаналізовано шкідливий вплив роботи аварійної насосної установки на навколишнє середовище та здоров'я персоналу. Розглянуто склад відпрацьованих газів та виділено основні групи шкідливих компонентів, що виникають під час роботи установки. Виявлено основні фактори виробничого середовища, які можуть негативно впливати на персонал: пари палива та мастила, підвищена температура корпусних елементів двигуна, шум, вібрація, електрична напруга, а також обмеженість робочого простору на судні.

Було визначено комплекс заходів, спрямованих на зниження шкідливого впливу установки на навколишнє середовище та забезпечення безпечної роботи обслуговуючого персоналу. До них належать: регулювання режимів роботи двигуна, застосування високоякісного палива, нейтралізація відпрацьованих газів, організація ефективної вентиляції та освітлення, а також дотримання правил пожежної та електробезпеки.

Виконані розрахунки показали, що при правильному дотриманні зазначених заходів рівні токсичних компонентів, шуму та вібрації залишаються в межах нормативних значень. Розглянуті рекомендації дозволяють забезпечити експлуатацію насосної установки на судні без негативного впливу на здоров'я персоналу та навколишнє середовище, а також підвищити надійність і довговічність агрегату.

Отримані висновки стануть підґрунтям для розробки практичних заходів з охорони праці та екологічної безпеки в експлуатації проектованої аварійної насосної установки на судні.

ВИСНОВКИ

В даній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності роботи насосної установки, потужністю 5,5 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 1Ч 7,2/6,2 за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування, яким є аварійна насосна установка для перекачки води на судні. Було вивчено будову двигуна-прототипу Д-250 та розглянуто принципи функціонування його механізмів і систем, що забезпечують подачу та тиск рідини.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

У третьому розділі розглянуто та проаналізовано конструкцію поршня проектного двигуна, його тепловий стан та навантаження під час роботи. Запропоновано вдосконалений поршень з напівсферичною камерою в днищі та оптимізованими ребрами для рівномірного руху рідини. Визначено температурні режими поршня, враховано механічні та теплові навантаження, а також можливості зменшення тертя в парі «поршень–циліндр». Отримані результати підтвердили ефективність запропонованих конструктивних рішень.

У четвертому розділі було проаналізовано фактори впливу роботи установки на навколишнє середовище та безпеку персоналу. Визначено склад відпрацьованих газів, рівні шуму та вібрації, оцінено виробничі небезпечні і шкідливі фактори при обслуговуванні установки. Запропоновано комплекс заходів щодо зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище та забезпечення безпечної експлуатації.

В графічній частині роботи представлені запропоновані технічні рішення щодо конструкції вдосконаленого поршня.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельский Ф.В., Гірікович В.С., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 36 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. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В. В. Нестеренко, І.А. Швець., Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2., ISSN 0419-8719,
4. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // Materials of the 28 th International Scientific Conference on Transport Means 2024 02-04.10.2024:–Palanga, Lithuania, 2024. – pp 1020 - 1025.
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