

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри

«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення технічних показників двигуна транспортного засобу потужністю 260 кВт за рахунок зміни виду палива та змінення конструкції поршня.

Прототип - ЯМЗ-238.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

Бабійчук А.О.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Нестеренко В.В.
(підпис)

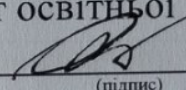
Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету 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 Бабійчуку Анатолію Олеговичу

1. Тема роботи: «Підвищення технічних показників двигуна транспортного засобу потужністю 260 кВт за рахунок зміни виду палива та змінення конструкції поршня. Прототип - ЯМЗ-238».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип ЯМЗ-238 потужністю 243 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 8ГЧН13/14 – поперечний переріз (СК). 2. Поршнева група (СК). 3. Поршень (РК). 4. Схема системи живлення (СХ). 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

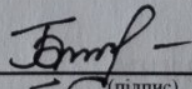
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

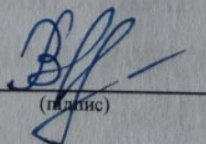
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Бабійчук А.О.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 260 кВт на базі прототипу 8ЧН13/14, та розроблено конструкцію поршня.

Проектований двигун 8ГН13/14 планується встановити на автомобілі КрАЗ-250. В першому розділі пояснювальної записки було виконано детальний опис двигуна-прототипу 8ЧН13/14.

В другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі схеми конструкцій поршнів ДВЗ. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип палива. Виконано розрахунок основних параметрів складових поршневої групи газодизеля з метою забезпечення оптимальних умов протікання робочого процесу в циліндрах двигуна.

В проекті розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проектованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний переріз двигуна 8ГЧН13/14, складальне креслення поршневої групи та робоче креслення поршня; схема системи живлення; індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, шатунно-поршнева група, поршень, поршнева група.

ABSTRACT

In accordance with the assignment, this thesis presents the design of a 260 kW supercharged gas engine based on the 8CHN13/14 prototype, as well as the development of a piston design.

The designed 8GN13/14 engine is planned to be installed on a KrAZ-250 vehicle. The first chapter of the explanatory note provides a detailed description of the 8CHN13/14 prototype engine.

In the second section, the parameters of the engine's operating cycle were calculated; based on the results obtained, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the engine's external heat balance were determined, as well as the forces and moments acting in the engine's crankshaft-connecting rod mechanism.

Existing piston designs for internal combustion engines were analyzed. To ensure high service life and operational reliability of the designed engine, the fuel type was changed. The main parameters of the gas diesel engine's piston group components were calculated to ensure optimal conditions for the working process in the engine cylinders.

The project addresses key issues related to environmental protection and occupational safety during engine operation. Potential hazards during the operation and maintenance of the gas engine were analyzed, and measures for occupational safety and environmental protection were developed. The noise and vibration levels of the designed engine have been determined.

The graphical section includes the following drawings: a cross-section of the 8GCHN13/14 engine, an assembly drawing of the piston group, and a working drawing of the piston; a fuel system diagram; a flow chart and a diagram of forces acting in the crankshaft assembly.

Keywords: gas engine, connecting rod-piston assembly, piston, piston assembly.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	8
1.2 Опис конструкції базового двигуна	10
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	18
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	19
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	30
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	38
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	43
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	45
3.2 Розрахунки поршневої групи	52
РОЗДІЛ 4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, створених проектованим двигуном.	61
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	63
ВИСНОВКИ	69
ЛІТЕРАТУРА	70
ДОДАТКИ:	
Додаток 1 Специфікації складальних креслень	
Додаток 2 Двигун 8ГЧН13/14 – поперечний переріз	
Додаток 3 Поршнева група	

Додаток 4 Поршень

Додаток 5 Схема системи живлення

Додаток 6 Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ

ВСТУП

На сьогоднішній день сучасне двигунобудування зустрічається із двома проблемами - виснаження нафтових запасів і необхідність підвищення екологічної безпеки енергетичних установок. ДВЗ можуть бути одним з основних джерел забруднення атмосфери в межах міста. Емісія токсичних з'єднань і твердих часток з газами, що відробили, регламентується українськими й міжнародними стандартами (Euro, IMO, TA-Luft, Tier). У найближчі роки слід очікувати збільшення жорсткості екологічних вимог до поршневих ДВЗ, насамперед по вмісту в газах, що відробили, оксидів азоту, зниження викидів яких є однієї з актуальних завдань сучасного суднового двигунобудування [1].

Поряд з жорсткістю існуючих норм вводяться обмеження на викиди парникових газів, основним з яких є діоксид вуглецю (CO_2). Рамкова конвенція ООН, що набула чинності в 1994 році, про зміну клімату (UNFCCC) і Кіотський протокол 1997 року встановили зобов'язання для країн-учасниць відносно зниження викидів CO_2 . У період з 2008 по 2012 рік розвинені країни повинні були скоротити викиди парникових газів, як мінімум, на 5%. Встановлені вимоги означають необхідність вживання наступних заходів: зниження витрат палива, яке неминуче приведе до еквівалентного зниження викидів з газів, що відпрацювали, продуктів неповного згоряння палива: сажі, вуглеводнів, оксидів вуглеводнів, формальдегіду; використання нових джерел енергії; застосування альтернативних палив.

З альтернативних палив найбільш перспективним є природний газ. Характерною рисою газових палив є підвищене в порівнянні із традиційними вуглеводними паливами співвідношення «водень – вуглець», що забезпечує більш високу якість робочого процесу й екологічну чистоту продуктів згоряння.

Застосування природного газу як палива для ДВЗ забезпечує істотне скорочення кількості шкідливих викидів у порівнянні з використанням палив на основі нафти - повністю виключаються викиди сірі, кардинально (на 90%);

знижуються викиди оксидів азоту (NO_x), зниження викидів парникових газів на еквівалентну потужність становить 25...30%, що є додатковим аргументом на користь перевodu суднових двигунів на газове паливо у світлі сучасних екологічних вимог ІМО. Моторні властивості природного газу дозволяють використовувати його для двигунів практично не змінюючи базову конструкцію. Так само потужність установки буде збережена, економічність збільшиться, а зміст токсичних викидів зменшується.

У багатьох містах і країнах сьогодні прийняті програми для перетворення старих, що забруднюють навколишнє середовище двигунів на дизельному паливі на двигуни, що працюють на чистому, економічному природному газі.
[2]

Дизельні двигуни, що конвертовані на газ, являють приклад успішного застосування на дизелях альтернативного(менш дорогого) палива. Вуглеводні гази (такі як метан і пропан-бутан) є сьогодні паливом більш легко доступним (у цій категорії), виробляються заводами в промислових масштабах, і є реальним конкурентом для традиційних видів палива двигунів внутрішнього згорання, таких як бензин і дизельне паливо.

Газові двигуни знайшли своє застосування в таких галузях як автомобільний, залізничний, морський, річковий, авіаційний транспорт, а також в техніці спеціального призначення.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 260 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН13/14. Проектований газовий двигун призначений для експлуатації на автомобілі КрАЗ-250. Для забезпечення надійної роботи газового двигуна з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності в конструкції поршня передбачено ряд змін, які дозволять підвищити механічний коефіцієнт корисної дії двигуна, що позитивно вплине на витрати газового палива, збільшить ресурсні показники деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

КрАЗ-250 – це потужний і багатофункціональний агрегат, який можна використовувати в різних сферах професійної діяльності, а також для здійснення робіт з перевезення необхідних матеріалів.

КрАЗ-250 – універсальний варіант вантажівки, за допомогою якого можна здійснювати абсолютно різні модифікації, що дозволяють задіювати машину в кількох поширених видах діяльності. Ця модель випускалася на Кременчуцькому автомобільному заводі в період з 1978 по 1992 рр для уніфікації переваг автомобілів своєї серії. Основні механізми, що застосовуються при створенні системи управління КрАЗа-250, до сих пір використовуються при створенні більш сучасних вантажівок. Шасі автомобіля адаптовані для підключення додаткових агрегатів з спектра спеціального обладнання. При установці звичайної рами застосовується платформа бортового типу. Укорочена рама застосовується набагато частіше, так як на неї можна кріпити автокрани, бетонозмішувачі, бетононасоси і інші пристрої.

КрАЗ-250 раніше застосовувався в різних видах промисловості, особливо актуальними машини стали в гірничодобувній сфері діяльності і видобутку нафти. Також даний агрегат допомагає при здійсненні будівельних заходів. КрАЗ-250 використовувався і для здійснення військових дій. Для використання в збройних силах використовуються автокрани на базі КрАЗ-250 Тайфун.

КрАЗ-250 виділяється серед аналогів відмінними показниками продуктивності, найкращими параметрами розвитку швидкості. У цій машині дуже зручно перебувати водієві, тому знижується його стомлюваність і підвищується працездатність на робочому місці. Це легкість в експлуатації, причому як при водінні, так і при здійсненні дрібного ремонту. Машина відрізняється витривалістю, високою працездатністю і надійною конструкцією. Автомобіль можна експлуатувати не тільки для їзди на твердій вимощеній

дорозі по трасі, але і на дорогах, вимощених ґрунтом. Дозволена експлуатація при широкому діапазоні температур від - 40°C до + 40°C. Завдяки такому розбіжності в температурних показниках з'явилася можливість експлуатувати КрАЗ-250 в різних кліматичних зонах. Автомобілі КрАЗ впевнено працюють на всіх типах доріг і бездоріжжя за будь-яких природно-кліматичних умов.

КрАЗ-250 відноситься до тих видів спецтехніки, які застосовуються і розробляються на сьогоднішній день. Тепер це вже застаріла модель, проте нові агрегати повторюють її функції, хоч і в більш вдосконаленому варіанті. Найбільш поширені і затребувані вантажівки часто створюють за зразком конструкції КрАЗа-250.

На теперішній час виготовляють декілька модифікацій шасі, придатних для комплектації різним навісним обладнанням. Це КрАЗ-4501Н2, КрАЗ-5401Н2, КрАЗ-5233Н2, КрАЗ-5233НЕ, КрАЗ-6511Н2, КрАЗ-6511Н4, КрАЗ-65053, КрАЗ-6322, КрАЗ-7133Н4, КрАЗ-7133Н4, КрАЗ-7140Н6, КрАЗ-7634НЕ.

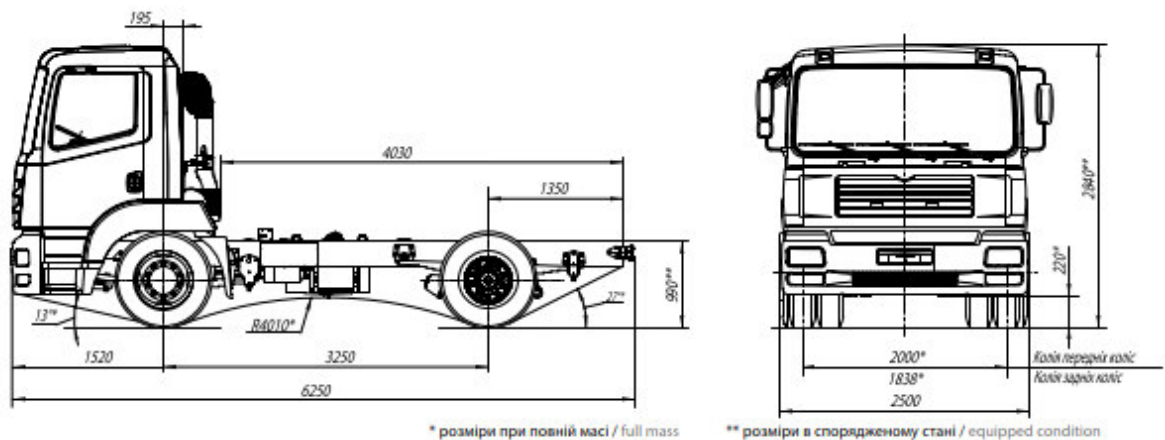


Рисунок 1.1 Схема шасі КрАЗ-4501Н2

Дана кваліфікаційна робота присвячена удосконаленню двигуна внутрішнього згоряння, яким комплектується шасі КрАЗ-4501Н2. КрАЗ-4501Н2 – шасі середньої вантажопідйомності. Його маневреність є результатом компактних габаритів та відмінної керованості, що дозволяє з легкістю працювати в обмежених умовах вулиць міста.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

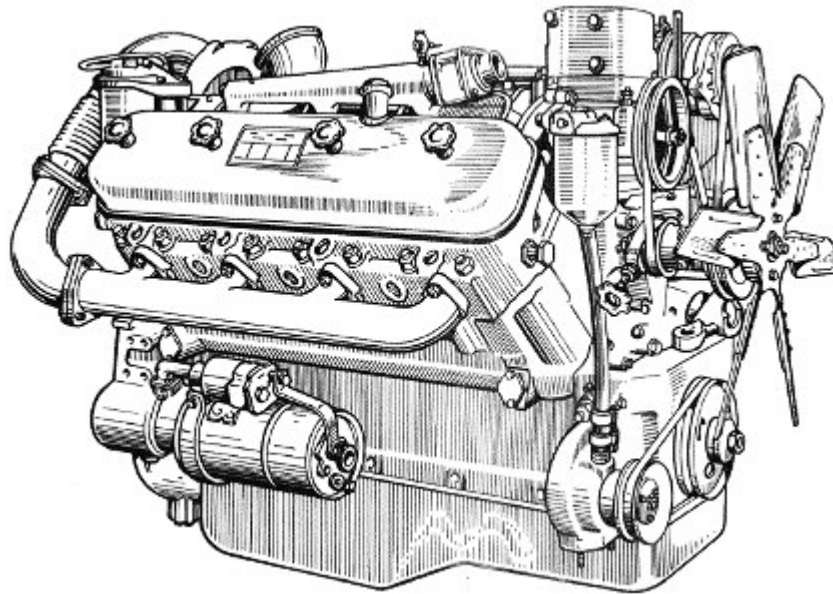


Рисунок 1.2 Двигун ЯМЗ-238

Блок циліндрів відлитий з легованого чавуну як одне ціле з верхньою частиною картера, у перегородках якого передбачені гнізда для верхніх половин корінних підшипників. Картерна частина пов'язана із кришками корінних опор поперечними болтами-стяжками, утворюючи міцну конструкцію. Бобишки болтів кріплення головки циліндрів виконані у вигляді приливів до поперечних стінок, що утворюють сорочку охолодження, рівномірно розподілені навколо кожного циліндра.

Гільзи циліндрів «мокрого» типу, легко знімні. У з'єднанні гільза-блок циліндрів порожнина охолодження ущільнена гумовими кільцями круглого перетину. У верхній частині встановлено кільце під бурт у проточку гільзи, у нижній частині два кільця встановлені в розточення блоку.

Гільзи циліндрів відлиті зі спеціального чавуну з перлітною структурою. Робоча поверхня гільзи гартується струмами високої частоти, ретельно шліфується й полірується. Хонінгуванням на дзеркало гільзи наноситися рідка сітка западин під кутом до осі гільзи. При роботі двигуна масло утримується в западинах, що поліпшує припрацьовуваність циліндро-поршневої групи.



Рисунок 1.3 Гільза двигуна ЯМЗ-238

Картер маховика - виготовлений зі спеціального сірого чавуну підвищеної міцності й кріпиться болтами до заднього торця блоку циліндрів через ущільнювальну прокладку з пароніту. Картер являє собою жорстку конструкцію, у середині нижньої частини якої є отвір під сальник колінчастого валу з масло відбивачем. Верхня половина картера маховика частково закриває деталі привода механізму газорозподілу й рідинного насоса системи охолодження.

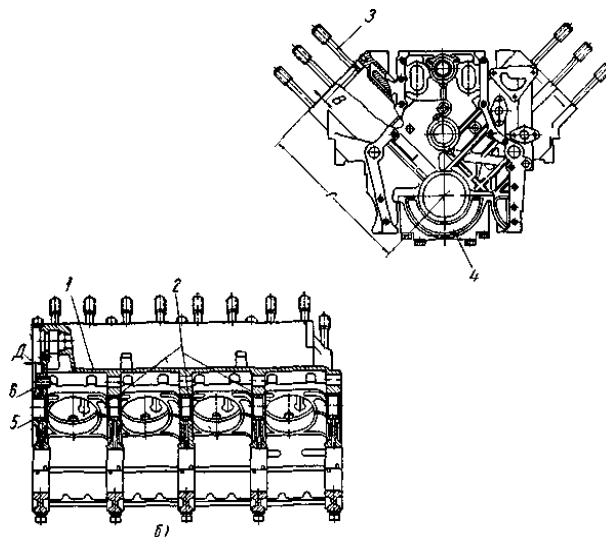


Рисунок 1.4 Блок-картер двигуна ЯМЗ-238

Б -ЯМЗ-238; 1 - блок циліндрів; 2 - середні і задня втулки розподільного валу; 3 - шпилька кріплення головки циліндрів; 4 - кришка переднього корінного підшипника; 5 - передня втулка розподільного валу; 6 - передня втулка осі штовхачів.

У верхній частині виконане розточення для установки опори привода механізму керування коробкою передач.



Рисунок 1.5 Головки циліндрів двигуна ЯМЗ-238

Кривошипно-шатунний механізм. КШМ містить у собі поршневі комплекти, шатуни, колінчастий вал і маховик. Поршень сприймає силу тиску газів, кривошипно-шатунний механізм перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертовий рух колінчастого валу за допомогою шатуна, шарнірно з'єднаного з поршнем і кривошипом колінчастого валу.

Колінчастий вал виготовлений методом гарячого штампування (заодно із противагами) з високо вуглецевої сталі й зміцнений азотуванням. Вал призначений для сприйняття зусилля, що передається від поршнів шатунами, і перетворення його в крутний момент, який потім через маховик передається агрегатам трансмісії. Колінчастий вал має п'ять корінних опор і чотири шатунні шийки, які зв'язані між собою щоками й сполучаються з ними перехідними жолобниками. На задньому кінці колінчастого валу пресовою посадкою закріплена шестірня привода механізму газорозподілу й масляного насоса.

Від осьових переміщень колінчастий вал зафіксовано чотирма півкільцями, установленими в проточках кришки задньої корінної опори й блоку. Півкільця виготовлені із бронзи, мають по торцях фрезеровані мастильні канавки й від провертання охороняються двома вусиками, наявними в нижніх півкільцях.

Вусики входять у пази, які розташовані на кришці заднього корінного підшипника.

Маховик виготовлений зі спеціального чавуну й кріпиться на задньому торці колінчастого валу вісьма болтами з легованої сталі. На оброблену циліндричну поверхню маховика напресований зубчастий вінець, що нагрівається перед напресуванням до температури 230°C. Зубчастий вінець маховика служити для пуску двигуна стартером і виготовлений з низьковуглецевої сталі, цементований і загартований. При виготовленні маховик балансується. На задньому торці маховика встановлюється зчеплення.

Шатун – сталевий двотаврового перетину; нижня головка виконана із прямим і плоским розніманням. Шатун остаточно обробляють у зборі із кришкою, тому кришки шатунів невзаємозамінні. Підшипниками ковзання служать бронзова втулка верхньої головки шатуна й знімні вкладиші, установлені в нижню головку шатуна. Кришка шатуна закріплена двома шатунними болтами з гайками.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовляються зі сталеві стрічки, покритої шаром свинцюватої бронзи й тонким шаром свинцюватого сплаву. Верхній і нижній вкладиші корінного підшипника невзаємозамінні. У верхньому вкладиші є отвір для підведення масла й канавка для його розподілу. Обидва вкладиша нижньої головки шатуна взаємозамінні. Для запобігання вкладишів від провертання й осьових переміщень у гніздах, на краях вкладишів видавлені вуса, які входять у відповідні пази, виконані в постелях блоку й кришках корінних і шатунних підшипників.

Кришки корінних і шатунних підшипників. Виготовляються з ковкого чавуну й закріплюються за допомогою болтів. Кришки корінних підшипників, крім вертикально розташованих болтів кріплення, мають і горизонтально розташовані стяжні болти.

Поршні відлиті з алюмінієвого сплаву АК-18 із вставкою зі зносостійкого чавуну під верхнє компресійне кільце. На поршні встановлено два компресійні кільця й одне маслоснімне кільце. Компресійні кільця у своєму перетині

представляють однобічну трапецію. Робоча поверхня верхнього компресійного кільця покрита хромом, нижнього - моібденом. Маслознімне кільце - коробчастого перетину із крученим пружинним розширником і хромованою робочою поверхнею. У головці поршня виконана циліндрична камера згорання.

Поршень із шатуном з'єднані пальцем плаваючого типу, осьове переміщення пальця в поршні обмежене стопорними кільцями. Поршневий палець виготовлений із хромонікелевої сталі 12ХН3А у вигляді порожнистого циліндричного стрижня.

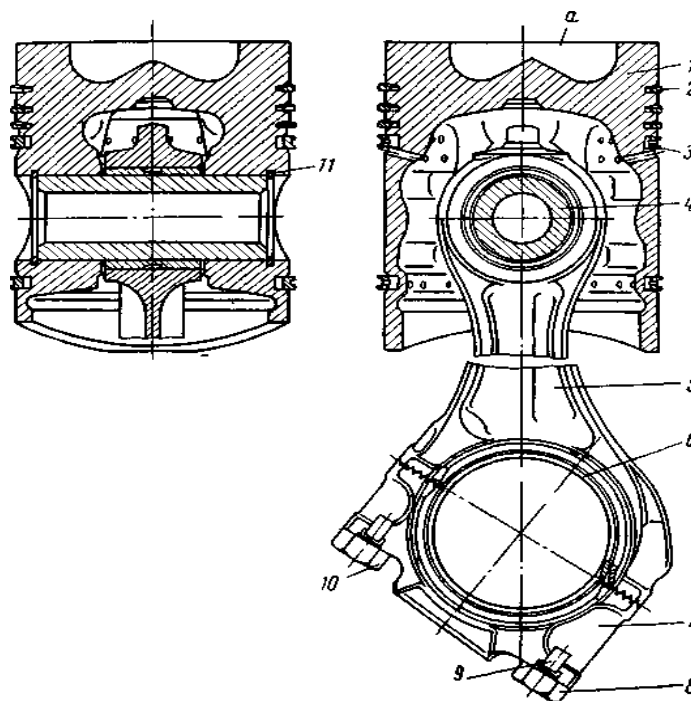


Рисунок 1.6 Шатунно-поршнева група двигуна ЯМЗ-238

а - камера згорання; 1 - поршень; 2 - компресійні кільця; 3 - маслознімне кільце; 4 - поршневий палець; 5 - шатун; 6- вкладиш нижньої головки шатуна; 7 - кришка шатуна; 8 - довгий болт кришки; 9 - замкова шайба; 10 - короткий болт кришки; 11 - стопорне кільце

Механізм газорозподілу призначений для керування процесами впуску в циліндри свіжого повітряного заряду й випуску з них газів, що відробили. Відкриття впускних і випускних клапанів відбувається в певних положеннях поршня, що забезпечується сполученням міток на шестірнях привода при його складанні.

Механізм газорозподілу проєктованого двигуна - верхньоклапанний, складається з розподільного валу, циліндричних штовхачів, штанг, коромисел,

зворотних пружин і клапанів. Кулачки розподільного валу відповідно до фаз газорозподілу пускають у хід штовхачі й штанги, а останні, через коромисла, долаючи опір пружин, відкривають клапани. Закриття клапанів відбувається під дією сили стислих пружин. Регулювання теплового зазору здійснюється регулювальними гвинтами, установленими в коромислах.

Розподільчий вал - відкований зі сталі 18ХГТ і встановлений у розвалі блоку циліндрів на п'ятьох підшипниках ковзання. Привод валу здійснюється від шестірні, установленої на задньому кінці валу на сегментній шпонці.

Штовхачі – плоскі, пустотілі, зі знімними циліндричними напрямними, які кріпляться до блоку циліндрів.

Клапани – впускні й випускні - виконані з жароміцних сталей. Впускний клапан виготовлено з високолегованої сталі 4Х10С2М з наступним загартуванням до твердості HRC 35-40. Стрижні клапанів на довжині 125 мм від торця при складанні покривають графітом для поліпшення приробляння. Клапани переміщаються в металокерамічних напрямних втулках. Для запобігання влучення масла в циліндр по зазору стрижень клапана - напрямна втулка на втулках клапанів установлені гумові манжети.

Пружини клапанів - циліндричні, з рівномірним кроком витків і різним напрямком навивки, виготовлено із пружинної сталі 50ХФА. На кожному клапані встановлено дві пружини. Нижніми торцями пружини опираються на головку через сталеву шайбу, верхніми - у тарілку. Тарілка впирається у втулку, з'єднану зі стрижнем клапана двома конусними сухарями. Клапанні сухарі затискаються не безпосередньо верхньою тарілкою пружин, а через додаткову ціановану конічну втулку. Рознімне з'єднання втулка – тарілка дає можливість клапанам повертатися щодо сидла.

Привод механізму газорозподілу – двоступінчастий, здійснюється від хвостовика колінчастого валу блоком шестірень. Від валу проміжної шестірні привода механізму газорозподілу додатково приводяться компресор пневматичної гальмової системи автомобіля, насос гідро підсилювача рульового керування й ТНВД. Від приводної шестірні привода механізму

газорозподілу додатково приводиться масляний насос системи змащення. Привод механізму газорозподілу закритий картером маховика, закріпленим на задньому торці блоку циліндрів.

Головки циліндрів - індивідуальні для підвищення ремонтпридатності двигуна, мають порожнини для охолодної рідини охолодження, що повідомляються із сорочкою, блоку. Стик головки циліндра й гільзи ущільнений прокладкою. У розточену канавку на нижній площині головки встановлене опорне кільце, яке, деформуючи сталеву прокладку, утворює надійний газовий стик між головкою й блоком. Пропускні отвори для охолодної рідини й масла, а також головка по контуру ущільнені формованою гумовою прокладкою.

Основні системи проектного двигуна:

Система мащення - комбінована з «мокрим» картером. Масло під тиском подається до корінних і шатунних підшипників колінчастого валу, до підшипників розподільного валу, компресору пневматичної гальмової системи автомобіля, турбокомпресорам системи газотурбінного наддування.

Система охолодження – рідинна, із примусовою циркуляцією. Система закритого типу, тобто сполучення з атмосферою відбувається через спеціальні клапани, які відкриваються при певному тиску або розрідженні в ній. Для компенсації зміни обсягу охолодної рідини служить розширювальний бачок.

Фільтр грубого очищення палива призначений для попереднього очищення палива від механічних домішок щодо великого розміру. У такий спосіб запобігає можливе ушкодження цими частками елементів фільтру тонкого очищення й негативні наслідки влучення в прецизійні деталі форсунок і ТНВД неочищеного палива.

Фільтр тонкого очищення палива розташований на верхній правій стороні проектного двигуна й призначений для очищення палива від дрібних часток. У якості фільтра тонкого очищення застосований фільтр типу ЕТФ-3.

Система пуску включає агрегати й окремі деталі, що створюють необхідну для початку роботи двигуна частоту обертання колінчастого валу, передбачену в експлуатаційних умовах.

Система вентиляції картера забезпечує відвід із картера газів у впускний трубопровід.

По конструкції системи живлення газобалонні машини підрозділяються на три групи:

двопаливні – з універсальною системою живлення, що включає дві незалежні системи живлення на газі й рідкому паливі;

однопаливні – з повноцінною газовою системою живлення;

газорідинні або газодизельні – створені на базі дизельного двигуна із системою живлення, у якій частина рідкого моторного палива використовується як запальної дози для запалення газоповітряної суміші, стислої в камері згоряння.

У цих системах використовуються як уніфіковані, так і оригінальні вузли й деталі.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на випробуваннях і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог. Двигун проєктується на базі дизеля

8ЧН13/14 (заводська марка ЯМЗ-238), його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведені в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигуна 8ЧН13/14 Таблиця 2.1

Основні параметри й характеристики	ЯМЗ-238ДЕ
Номінальна потужність, кВт (л.с.)	243 (330)
Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	2100 ⁺⁵⁰
Максимальний крутний момент, Нм (кгсм)	1225 (125)
Частота обертання при максимальному крутному моменті, хв ⁻¹	1200 - 1400
Частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹ : - максимальна, не більш - мінімальна	2275 600+50
Питома витрата палива по швидкісній характеристиці, г/кВтч (г/л.с.ч): - мінімальний - при номінальній потужності	206,7 (152) 227 (167)
Діаметр циліндра, мм	130
Хід поршня, мм	140
Робочий обсяг, л	14,86
Ступінь стиску	15,2

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають місце теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	260	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	2100	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	130	мм
Хід поршня	$S =$	140	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	160	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	135	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	105300	кДж/м ³

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	0
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	0
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	50
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	50
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0
азот	$\text{N}_2 =$	0

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 27,38 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 46,18 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 3,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 4,5 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 3,7375 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 35,691 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 47,429 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 1,25 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0271$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_\epsilon = T_a \times \left(\frac{P_\epsilon}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_B = 349,5 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

число з інтервалу = 60

$$\Delta T_{\text{int}} = 289,5 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$
$$T_{\text{см}} = 319,3 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$

$$P_d = 152,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,041$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 346 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 3809,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K}$$

$$T_c = 825,3 \text{ K} \quad t_c = 552,3^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0260$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp_{m_Z} \cdot t_Z - (mCv_{m_{cm}} + 8,314\lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0738$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0949$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0788$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7525$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

де:

$$a = 21,45$$

$$b = 562,46$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \times \\ \times mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{V_{CO_2}} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 54,05$$

$$b = 14710,5$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mC_{V_{см}} = \frac{mC_{V_{гп}} + mC_{V_{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mC_{V_{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mC_{V_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 21,12$$

$$b = 525,04$$

де $mC_{V_{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mC_{V_{см}} = a_{см} + \frac{b_{см}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 21,12$$

$$b = 262,52$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mC_{p_z} = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{p_{т_z}} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 276,569$$

$$B = 29,952$$

$$C = 62965,32 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1802,3 \text{ C} \quad T_z = 2075,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 9829,1 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,58$$

$$\Delta\lambda = 5,63 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_{\epsilon} = 520,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_B = 1152,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right]$$

$$T_{cp.r.} = 898,3 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 735,4 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 1,94 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 1161,36 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,08 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{л.ср}, \text{кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{л.ср.} = \frac{S_{лр.} \times n}{30}, \text{М/с}$$

$$S_{лр} = 0,14 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 9,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 142,5 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1018,82 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,374$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{квт. год}).$$

$$b_e = 0,092 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 23,3 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{Л}$$

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 14,30 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 1,79 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{ПП}}{d_{ПП}}$$

$$d_{ПП} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,076923$$

$$d = 128,4 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 138,2 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 14,86 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 1,86 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 264,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{exp}} \times 100\%$$

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{exp} = 263,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 3,81 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	264,9 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	2100 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	130 мм
хід поршня:	$S =$	140 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	105300 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	23,3 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$h\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_I =$	46,179 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	47,429 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	898,3 К
температура на початку стиску	$T_d =$	345,7 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	24,84 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,63 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1161,36 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

- де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 682,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 264,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 38,8 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 255 \text{ кВт}$$

Виравовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 3,89 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{T.P.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,14$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 129,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,088$ $v = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 9,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 203,64 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 122,18 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0019 \text{ м}^3$$

$$P_n = 31,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 31,8 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 161,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{me} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0058 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 0,87 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 0,87 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 162,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 23,78 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 33,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 29,94 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_r = 270,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 39,62 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} - \text{теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0747$$

тоді

$$Q_{MD} = 51,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 18,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 - \text{щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність масла.}$$

$T_M = 6 - 15 \text{ K}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 0,83 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,8 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 19,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,81 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 34,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 5,03 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	264,9	38,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	162,3	23,8
теплота, яка виноситься випускними газами	270,4	39,6
теплота, яка відводиться маслом	19,2	2,8
невраховані теплові втрати	34,3	5,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	751,1	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,161 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1520 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,829 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,250	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,960	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,810	95,2	9,829	245,7	6,020
1,25	2,806	70,2	7,437	185,9	4,631
1,5	2,186	54,6	5,921	148,0	3,735
1,75	1,770	44,2	4,883	122,1	3,114
2	1,474	36,8	4,133	103,3	2,659
3	0,846	21,1	2,490	62,2	1,644
4	0,570	14,3	1,738	43,4	1,167
5	0,420	10,5	1,315	32,9	0,895
6	0,327	8,2	1,047	26,2	0,720
7	0,265	6,6	0,863	21,6	0,598
8	0,221	5,5	0,731	18,3	0,510
9	0,188	4,7	0,631	15,8	0,443
9,5	0,174	4,4	0,589	14,7	0,415
$P_{mi}^D =$					1,210

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

$$V_c = 18,947 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{micp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,186 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі іскри.
$f, \text{ДоВМТ}$	Визначається кутом випередження запалювання точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =,^{\circ} \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^{\circ} \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_f =$	0,135	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	140	мм Хід поршня.
$P_c =$	3,810	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	9,829	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	3,9
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,7
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	154,9
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,7
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,167	15,1
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,900	171,0

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,4 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,57 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 114,3 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 8,35 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 209 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

$d=$	0,13	м - діаметр циліндра
$s=$	0,14	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,07	м - радіус кривошипа
$n=$	2100	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	7,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$
$$\omega = 219,8 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$
$$A = 0,013 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi l^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_{\kappa} = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -33,4 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -33,4 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 9,87 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00186 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00023 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,002089 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = A r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Результати динамічного розрахунку.

Таблиця 4

φ^o	Vf	F _Г	F _и	F _d	FN	F _Г	F _к	F _Г	F _и	F _d	FN	F _Г	F _к
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
0	0,0002	0,690	-30,017	-29,327	0,000	-29,327	0,000	0,69	-30,02	-29,33	0,00	-29,33	0,00
10	0,0003	0,690	-29,275	-28,585	-1,325	-27,920	-6,275	0,69	-29,27	-28,59	-1,33	-27,92	-6,28
20	0,0003	0,690	-27,105	-26,415	-2,384	-23,991	-11,319	0,69	-27,11	-26,42	-2,38	-23,99	-11,32
30	0,0004	0,690	-23,674	-22,984	-2,978	-18,351	-14,183	0,69	-23,67	-22,98	-2,98	-18,35	-14,18
40	0,0005	0,690	-19,236	-18,546	-3,019	-12,122	-14,406	0,69	-19,24	-18,55	-3,02	-12,12	-14,41
50	0,0006	0,690	-14,115	-13,425	-2,539	-6,472	-12,094	0,69	-14,11	-13,43	-2,54	-6,47	-12,09
60	0,0008	0,690	-8,664	-7,974	-1,663	-2,339	-7,857	0,69	-8,66	-7,97	-1,66	-2,34	-7,86
70	0,001	0,690	-3,237	-2,547	-0,564	-0,248	-2,620	0,69	-3,24	-2,55	-0,56	-0,25	-2,62
80	0,0011	0,690	1,851	2,541	0,582	-0,243	2,623	0,69	1,85	2,54	0,58	-0,24	2,62
90	0,0013	0,690	6,344	7,034	1,628	-1,957	7,034	0,69	6,34	7,03	1,63	-1,96	7,03
100	0,0014	0,690	10,072	10,762	2,465	-4,769	10,087	0,69	10,07	10,76	2,47	-4,77	10,09
110	0,0016	0,690	12,957	13,647	3,024	-8,004	11,609	0,69	12,96	13,65	3,02	-8,00	11,61
120	0,0017	0,690	15,009	15,698	3,274	-11,093	11,722	0,69	15,01	15,70	3,27	-11,09	11,72
130	0,0018	0,690	16,318	17,008	3,216	-13,666	10,736	0,69	16,32	17,01	3,22	-13,67	10,74
140	0,0019	0,690	17,033	17,723	2,885	-15,569	9,018	0,69	17,03	17,72	2,88	-15,57	9,02
150	0,002	0,690	17,329	18,019	2,335	-16,823	6,899	0,69	17,33	18,02	2,33	-16,82	6,90
160	0,002	0,690	17,385	18,075	1,631	-17,554	4,619	0,69	17,39	18,08	1,63	-17,55	4,62
170	0,0021	0,690	17,352	18,041	0,836	-17,913	2,305	0,69	17,35	18,04	0,84	-17,91	2,31
180	0,0021	0,690	17,329	18,018	0,000	-18,018	0,000	0,69	17,33	18,02	0,00	-18,02	0,00
190	0,0021	0,704	17,352	18,055	-0,837	-17,927	-2,307	0,70	17,35	18,06	-0,84	-17,93	-2,31
200	0,002	0,746	17,385	18,131	-1,636	-17,609	-4,633	0,75	17,39	18,13	-1,64	-17,61	-4,63
210	0,002	0,820	17,329	18,149	-2,351	-16,945	-6,949	0,82	17,33	18,15	-2,35	-16,94	-6,95
220	0,0019	0,932	17,033	17,965	-2,924	-15,781	-9,141	0,93	17,03	17,96	-2,92	-15,78	-9,14
230	0,0018	1,090	16,318	17,408	-3,292	-13,987	-10,988	1,09	16,32	17,41	-3,29	-13,99	-10,99
240	0,0017	1,309	15,009	16,318	-3,403	-11,531	-12,185	1,31	15,01	16,32	-3,40	-11,53	-12,18

Продовження таблиці 4

250	0,0016	1,609	12,957	14,566	-3,228	-8,544	-12,391	1,61	12,96	14,57	-3,23	-8,54	-12,39
260	0,0014	2,023	10,072	12,095	-2,771	-5,360	-11,337	2,02	10,07	12,10	-2,77	-5,36	-11,34
270	0,0013	2,597	6,344	8,942	-2,070	-2,487	-8,942	2,60	6,34	8,94	-2,07	-2,49	-8,94
280	0,0011	3,410	1,851	5,261	-1,205	-0,504	-5,431	3,41	1,85	5,26	-1,21	-0,50	-5,43
290	0,001	4,584	-3,237	1,348	-0,299	0,131	-1,386	4,58	-3,24	1,35	-0,30	0,13	-1,39
300	0,0008	6,319	-8,664	-2,345	0,489	-0,688	2,310	6,32	-8,66	-2,34	0,49	-0,69	2,31
310	0,0006	8,941	-14,115	-5,174	0,978	-2,494	4,661	8,94	-14,11	-5,17	0,98	-2,49	4,66
320	0,0005	12,945	-19,236	-6,292	1,024	-4,112	4,887	12,94	-19,24	-6,29	1,02	-4,11	4,89
330	0,0004	18,942	-23,674	-4,731	0,613	-3,778	2,920	18,94	-23,67	-4,73	0,61	-3,78	2,92
340	0,0003	27,119	-27,105	0,014	-0,001	0,012	-0,006	27,12	-27,11	0,01	0,00	0,01	-0,01
350	0,0003	35,640	-29,275	6,365	-0,295	6,217	-1,397	35,64	-29,27	6,37	-0,30	6,22	-1,40
360	0,0002	90,469	-30,017	60,451	0,000	60,451	0,000	90,47	-30,02	60,45	0,00	60,45	0,00
370	0,0003	130,398	-29,275	101,123	4,687	98,768	22,199	130,40	-29,27	101,12	4,69	98,77	22,20
380	0,0003	89,324	-27,105	62,219	5,615	56,508	26,662	89,32	-27,11	62,22	5,62	56,51	26,66
390	0,0004	63,266	-23,674	39,593	5,130	31,611	24,433	63,27	-23,67	39,59	5,13	31,61	24,43
400	0,0005	44,153	-19,236	24,917	4,055	16,286	19,354	44,15	-19,24	24,92	4,06	16,29	19,35
410	0,0006	31,394	-14,115	17,279	3,267	8,330	15,566	31,39	-14,11	17,28	3,27	8,33	15,57
420	0,0008	23,040	-8,664	14,376	2,998	4,217	14,165	23,04	-8,66	14,38	3,00	4,22	14,16
430	0,001	17,510	-3,237	14,273	3,163	1,391	14,683	17,51	-3,24	14,27	3,16	1,39	14,68
440	0,0011	13,769	1,851	15,620	3,578	-1,497	16,125	13,77	1,85	15,62	3,58	-1,50	16,12
450	0,0013	11,179	6,344	17,523	4,056	-4,874	17,523	11,18	6,34	17,52	4,06	-4,87	17,52
460	0,0014	9,347	10,072	19,419	4,448	-8,605	18,202	9,35	10,07	19,42	4,45	-8,61	18,20
470	0,0016	8,030	12,957	20,987	4,651	-12,310	17,853	8,03	12,96	20,99	4,65	-12,31	17,85
480	0,0017	7,073	15,009	22,082	4,605	-15,604	16,489	7,07	15,01	22,08	4,60	-15,60	16,49
490	0,0018	6,375	16,318	22,694	4,291	-18,234	14,324	6,38	16,32	22,69	4,29	-18,23	14,32
500	0,0019	5,871	17,033	22,903	3,728	-20,120	11,654	5,87	17,03	22,90	3,73	-20,12	11,65
510	0,002	5,515	17,329	22,844	2,960	-21,328	8,747	5,51	17,33	22,84	2,96	-21,33	8,75
520	0,002	5,278	17,385	22,664	2,045	-22,010	5,791	5,28	17,39	22,66	2,05	-22,01	5,79
530	0,0021	5,144	17,352	22,495	1,043	-22,335	2,874	5,14	17,35	22,50	1,04	-22,34	2,87

Продовження таблиці 4

540	0,0021	3,131	17,329	20,460	0,000	-20,460	0,000	3,13	17,33	20,46	0,00	-20,46	0,00
550	0,0021	0,464	17,352	17,816	-0,826	-17,689	-2,276	0,46	17,35	17,82	-0,83	-17,69	-2,28
560	0,002	0,464	17,385	17,850	-1,611	-17,335	-4,561	0,46	17,39	17,85	-1,61	-17,34	-4,56
570	0,002	0,464	17,329	17,793	-2,305	-16,613	-6,813	0,46	17,33	17,79	-2,31	-16,61	-6,81
580	0,0019	0,464	17,033	17,497	-2,848	-15,370	-8,903	0,46	17,03	17,50	-2,85	-15,37	-8,90
590	0,0018	0,464	16,318	16,783	-3,174	-13,485	-10,593	0,46	16,32	16,78	-3,17	-13,48	-10,59
600	0,0017	0,464	15,009	15,473	-3,227	-10,934	-11,554	0,46	15,01	15,47	-3,23	-10,93	-11,55
610	0,0016	0,464	12,957	13,421	-2,974	-7,872	-11,417	0,46	12,96	13,42	-2,97	-7,87	-11,42
620	0,0014	0,464	10,072	10,537	-2,414	-4,669	-9,876	0,46	10,07	10,54	-2,41	-4,67	-9,88
630	0,0013	0,464	6,344	6,809	-1,576	-1,894	-6,809	0,46	6,34	6,81	-1,58	-1,89	-6,81
640	0,0011	0,464	1,851	2,315	-0,530	-0,222	-2,390	0,46	1,85	2,32	-0,53	-0,22	-2,39
650	0,001	0,464	-3,237	-2,772	0,614	-0,270	2,852	0,46	-3,24	-2,77	0,61	-0,27	2,85
660	0,0008	0,464	-8,664	-8,200	1,710	-2,406	8,080	0,46	-8,66	-8,20	1,71	-2,41	8,08
670	0,0006	0,464	-14,115	-13,651	2,581	-6,581	12,298	0,46	-14,11	-13,65	2,58	-6,58	12,30
680	0,0005	0,464	-19,236	-18,772	3,055	-12,270	14,581	0,46	-19,24	-18,77	3,06	-12,27	14,58
690	0,0004	0,464	-23,674	-23,209	3,007	-18,531	14,322	0,46	-23,67	-23,21	3,01	-18,53	14,32
700	0,0003	0,464	-27,105	-26,641	2,404	-24,196	11,416	0,46	-27,11	-26,64	2,40	-24,20	11,42
710	0,0003	0,464	-29,275	-28,811	1,335	-28,140	6,325	0,46	-29,27	-28,81	1,34	-28,14	6,32
720	0,0002	0,464	-30,017	-29,553	0,000	-29,553	0,000	0,46	-30,02	-29,55	0,00	-29,55	0,00

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця

2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	243	263,0	6,99
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	847	1018	16,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,374	-6,73
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,88	1,73
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	8,755	9,67	10,2
6	Діаметр циліндру	D	мм	130	130	0,0
7	Хід поршня	S	мм	140	140	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,206 \cdot 42,500 = 8,755 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,092 \cdot 105,300 = 9,67 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 12 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 17 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 6,99%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Згідно табл. 2.1 середній ефективний тиск

збільшився на 16,7%. Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 6,73% у порівнянні з прототипом.

Зменшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити збільшення механічного ККД проектного двигуна на 1,73%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на оптимізацію процесів згоряння, що відбуваються в циліндрах двигуна при протіканні робочого процесу. Одним з таких рішень є вдосконалення конструкції поршневої групи. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Горіння газоповітряної суміші після запалювання факелом рідкого палива відбувається як у двигуна з іскровим запалюванням. У двигунів з надмірно високим ступенем стиску, якими є конвертовані на газ автотракторні дизелі, це створює умови для виникнення детонації.

На відміну від двигуна із зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням, у якого форма камери згоряння пристосована до поширення полум'я по всьому обсягу, конвертований газовий двигун має камеру згоряння, пристосовану до внутрішнього сумішоутворення. В автотракторних дизелях реалізовані різноманітні способи сумішоутворення [11] з відповідними формами камер згоряння (рис. 3.1). Ця обставина викликає необхідність дослідження припустимих границь збагачення газоповітряної суміші й установлення раціонального співвідношення між рідким і газоподібним паливом залежно від способу сумішоутворення базового дизеля.

За рахунок меншого результуючого коефіцієнта надлишку повітря потужність конвертованого газового двигуна на межі димлення може бути більшої, ніж у базового дизеля. Якщо в дизеля через недосконалість процесу сумішоутворення не вдається повністю використовувати повітряний заряд, то в газодизеля за рахунок більш якісного зовнішнього сумішоутворення можна досягти істотного збагачення паливно-повітряної суміші. Проте, як підказує досвід, не слід перевищувати встановлені заводом-виробником межі максимальної потужності, насамперед, через зростання теплової напруженості. Так, при потужності газодизеля, рівної номінальному значенню по базовому дизелю, спостерігається підвищення максимальної температури циклу й температури газів, що відробили, на 80...100. Конкретне значення максимальної потужності в режимі газодизеля має ряд обмежень, одне з яких визначається способом сумішоутворення базового дизеля.

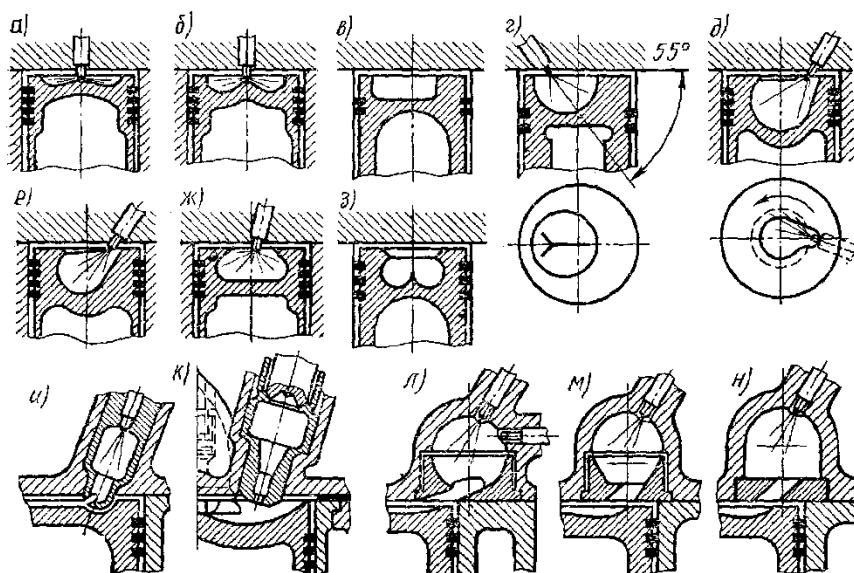


Рисунок 3.1 Форми камер згоряння автотракторних дизелів

Керуючись теоретичними передумовами, потрібно очікувати істотного збільшення твердості роботи при конвертуванні дизелів з відкритими камерами згоряння (рис. 2а – 2д). У цих двигунів є істотний запас повітря ($\alpha = 1,5 \dots 1,6$), за рахунок чого можна досягатися підвищення потужності. Тому що камера згоряння не має ізолюваних обсягів, а температура заряду в зонах між головкою й поршнем досить низька через інтенсивний відвід тепла в стінки, конвертований газодизель повинен мати стійкість до детонації. У двигунів із плівковим сумішоутворенням (рис. 2г – 2д) при малих запальних дозах можливі порушення своєчасності запалення, тому що основна подача рідкого палива здійснюється в область біля стінки камери згоряння.

Двигуни з камерами згоряння в поршні й об'ємно-плівковим сумішоутворенням (рис. 2е – 2з) мають достатній запас повітря для досягнення максимальної потужності в режимі газодизеля ($\alpha = 1,5 \dots 1,6$), однак наявність організованого потоку заряду в камері згоряння при збагаченні газоповітряної суміші може підвищувати ймовірність виникнення детонації. Особливо це стосується до двигунів з наддуванням.

Дизелі з розділеними камерами (рис. 2і – 2н) повинні мати найбільшу схильність до детонації, а низькі значення надлишку повітря в дизельному

режимі ($\alpha = 1,25 \dots 1,3$) не дозволяють досягти скільки-небудь помітного збільшення потужності в режимі газодизеля. Підвищення температури в газовому циклі погіршує роботу окремих тепло напружені частин камери згоряння, що може вивести двигун з ладу.

Жорсткість роботи газового двигуна вдається зменшити зменшенням кута випередження подачі палива. При цьому поліпшується паливна економічність при деякому збільшенні максимального й середнього індикаторного тиску. Якщо конвертований двигун доводиться експлуатувати і як дизель, і як газодизель, то виникає завдання оптимізації кута випередження подачі палива. У цій завданні перевага слід віддавати установці кута випередження подачі палива для режиму «газ» на шкоду економічності двигуна в режимі «дизель».

3.2. Розрахунки поршневої групи

До поршневої групи двигуна належать поршень, поршневі кільця й поршневий палець. Ці деталі працюють при високих навантаженнях від сил інерції й тиску газів, часто в умовах недостатнього змащення.

3.2.1. Поршень.

Найбільш напруженим елементом поршневої групи є поршень (рис. 3.2), що сприймає високі газові, інерційні й теплові навантаження. Його основними функціями є: ущільнення внутрішньо циліндрового простору й передача газових сил тиску з найменшими втратами кривошипно-шатунному механізму.

Основними тенденціями вдосконалювання поршнів сучасних двигунів є зниження їх масо габаритних параметрів, підвищення міцності й зносостійкості, а також зниження коефіцієнта лінійного розширення, що дуже важливо для одержання мінімального теплового зазору між поршнем і циліндром без заклинювання. Поршні автотракторних двигунів виготовляються в основному з алюмінієвих сплавів і рідше із чавуну. У якості алюмінієвих

сплавів використовувалися евтектичні сплави алюмінію із кремнієм, зміст якого в сплаві не перевищувало 12-13%. Однак постійно зростаючий рівень форсування двигунів вимагав переходу на більш термоміцні матеріали для виготовлення поршнів. У цей час нові двигуни мають поршні, виготовлені із заевтектичних сплавів алюмінію із кремнієм, зміст якого досягає 18% і більш. Для поліпшення фізико-механічних властивостей заевтектичних сплавів застосовується їхнє легування нікелем, магнієм, міддю, хромом і спеціальні технології лиття або гарячого штампування.

Чавунні поршні в порівнянні з алюмінієвими мають більш високі показники твердості, зносостійкості й жароміцності, а також однаковим коефіцієнтом лінійного розширення з матеріалом гільзи циліндра. Однак більша щільність чавунного поршня не дозволяє його використовувати для високооборотних двигунів. У цей час усі, що серійно випускаються двигуни легкових автомобілів мають поршні з алюмінієвих сплавів.

При роботі двигуна температура потоку палаючої паливо-повітряної суміші, що омиває днище поршня, сильно міняється від мінімальної при пуску й прогріві двигуна до максимальної на режимах найбільших навантажень. При цьому максимальну температуру має днище поршня, а мінімальну спідниця. З урахуванням такого розподілу температури профіль поршня по висоті виконується в конічній формі.

Значна частина теплового потоку від днища й вогневого пояса поршня швидко йде в стінку циліндра через поршневі кільця й тільки частина теплоти передається в бобишки, а потім і в спідницю поршня. При цьому відвід теплоти від бобишок значно менше, чим від стінок спідниці, які контактують зі стінками циліндра. У результаті по осі бобишок поршень розширюється значно більше й стає овальним. Оптимальна форма поршня для знову проєктованого двигуна підбирається в результаті кропітких і тривалих експериментів.

Найбільш загальними конструктивними й технологічними напрямками при розробці поршнів сучасних двигунів є:

- зменшення відстані від днища поршня до осі бобишок з метою зниження висоти й маси двигуна;
- зменшення висоти спідниці поршня й зниження ваги за рахунок вирізів у найменш навантажених місцях (Х-подібні поршні);
- нанесення на днище й верхню канавку поршня зносо- і термостійкого покриття, що перетворює поверхневий шар алюмінію в кераміку Al_2O_3 ;
- зниження теплового розширення поршня за рахунок заливання в його тіло сталевих терморегулюючих вставок;
- покриття спідниці поршня тонким (0,003-0,005 мм) шаром олова, свинцю або олов'яно-свинцевого сплаву з метою швидкого приробляння, а також зменшення тертя й зниження зношування;
- зменшення зовнішнього й внутрішнього діаметрів пальців;
- перехід на плаваючі пальці малої довжини з фіксацією шатуна від осьових переміщень у бобишках поршня;
- зниження висоти кілець;
- застосування конструктивних спеціальних і технологічних елементів, що поліпшують змащення пари, що й зменшують зношування: поршень-циліндр.

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без обліку змінних навантажень, величина яких ураховується при встановленні відповідних напруг, що допускаються. Розраховують днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню й спідницю поршня.

Для швидкохідних дизелів розрахунковим режимом є режим номінальної потужності, коли тиск згоряння досягає максимального значення.

Основні конструктивні співвідношення розмірів елементів поршня вибираються з [1] (табл. 12.1.). На підставі емпіричних співвідношень будується розрахункова схема поршня (рис. 3.2).

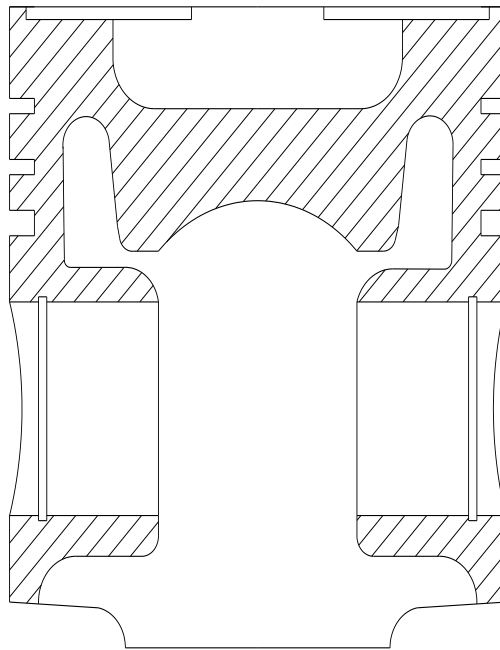


Рисунок 3.2 Схема поршня.

Діаметр поршня: $D = 130$ мм;

Висота поршня: $H = 123$ мм;

Відстань від днища до осі поршневого пальця: $h_1 = 76$ мм;

Висота кільцевих канавок: $a_1 = 3$ мм, $a_2 = 3$ мм, $a_3 = 5$ мм;

Товщина днища поршня: $\delta = 15$ мм;

Зовнішній діаметр пальця: $d_n = 45$ мм; внутрішній діаметр пальця: $d_g = 23$ мм;

Відстань між торцями бобишок: $b = 50$ мм;

Товщина стінки головки поршня: $S = 12$ мм;

Висота перемичок: $\delta_1 = 14$ мм, $\delta_2 = 9$ мм, $\delta_3 = 6$ мм;

Глибина поршня: $l_1 = 86$ мм; глибина спідниці: $l_2 = 75$ мм; висота бобишки: $l_3 = 71$ мм;

Довжина спідниці: $h_0 = 85,5$ мм; ширина бобишки: $B_0 = 72$ мм;

На підставі даних розрахунків (теплового, швидкісної характеристики, динамічного) одержали : діаметр циліндра $D = 130$ мм, хід поршня $S = 140$ мм, максимальний тиск згоряння $P_{zmax} = 11,2$ МПа при $n = 2100$ про/хв, площа поршня $F_n = 0,01131$ м², найбільшу нормальну силу $N_{max} = 0,007946$ МН при $\varphi =$

388°, масу поршневої групи $m_{\text{п}} = 2,94$ кг, частоту обертання $n_{\text{х.х.мах}} = 2400$ хв⁻¹ і $\lambda = 0,274$.

Матеріал поршня – евтектичний алюмінієвий сплав зі змістом кремнію близько 12%, $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/ ДО; матеріал гільзи циліндра – сірий чавун, $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/ ДО.

Днище поршня перевіряється на вигин, що як вільно опирається на циліндр рівномірно навантажена кругла пластина.

Напруження вигину (МПа) у днище поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = P_{\text{зд}} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2,$$

де $M_{\text{из}} = (1/3) p_{\text{змах}} \cdot r_i^3$ – згинальний момент, МНм;

$W_{\text{из}} = [1/3] \cdot r_i \cdot \delta^2$ – момент опору вигину плоского днища, м³;

$p_{\text{змах}} = p_{\text{з}} = 11,2$ МПа - максимальний тиск згоряння на режимі максимального крутного моменту;

$r_i = D/2 - (s + t + \Delta t) = 0,048$ м - внутрішній радіус днища;

тоді: $\sigma_{\text{из}} = 114,68$ МПа,

$[\sigma_{\text{из}}] = 50 - 150$ МПа – для алюмінієвих поршнів з ребрами жорсткості.

Отже, днище поршня повинне бути посилене ребрами жорсткості. Крім того, з метою підвищення зносо- і термостійкості поршня доцільно здійснити тверде анодування днища й вогневого пояса, що зменшить можливості перегріву й прогоряння днища.

Товщина стінки ущільнюючої частини поршня перевіряється на стиск і розрив:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{змах}}}{f_{\text{х-х}}} ; \quad \sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{ж}}}{f_{\text{х-х}}} ;$$

де $\sigma_{\text{сж}}$, $\sigma_{\text{р}}$ - напруга стиску й розриву, МПа.

$P_{\text{змах}}$ - максимальна сила тиску газів на днище поршня, МН

$f_{\text{х-х}}$ - площа небезпечного перерізу х-х без обліку ослаблення його отворами для відводу масла.

P_j - сила інерції головки поршня з кільцями, розташування вище перетину х-х, Н.

$$P_{z\max} = P_{z_d} \cdot F_n = 0,127 \text{ МН};$$

$$f_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n_m \cdot F' = 0,002789 \text{ м}^2$$

- діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 114 \text{ мм};$$

- площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу

$$F' = [(d_k - d_i)/2] \cdot d_m = 18 \text{ мм}^2.$$

Тоді напруга стиску в перетині х-х:

$$\sigma_{сж} = 40,42 \text{ МПа} \quad [\sigma_c] = 30...40 \text{ МПа}.$$

P_j - сила інерції мас, що поступально рухаються, визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході $n_{xx.\max}$ двигуна, хв^{-1} і дорівнює 2400 :

$$P_j = m_{x-x} \cdot r \cdot \omega_{x.x\max}^2 \cdot (1 + \lambda), \text{ Н}$$

де m_{x-x} - маса головки поршня з кільцями розташована вище перетину х-х,

$$m_{x-x} = 0,5 \cdot m_n = 1,47 \text{ кг},$$

де r - радіус кривошипа, $r = 0,065 \text{ м}$; $\omega_{\max}$ - кутова швидкість обертання колінчатого вала при $n = n_{\max} = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $\omega_{\max} = 251,3 \text{ рад/с}$.

$$P_j = 7687 \text{ Н}.$$

Тоді напруга розриву в перетині х-х:

$$\sigma_p = 2,76 \text{ МПа}, [\sigma_p] = 5...10 \text{ МПа}.$$

Напруги у верхній кільцевій перемичці:

зрізу $\tau = 0,0134 \cdot p_{zd} \cdot D / h_c = 3,01 \text{ МПа};$

вигину $\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{zd} \cdot \left(\frac{D}{h_{II}}\right)^2 = 3,7 \text{ МПа};$

сумарне $\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = 7,07 \text{ МПа}.$

Напруження, що допускається, у верхніх кільцевих перемичках з урахуванням значних температурних навантажень перебуває у межах, для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$ МПа ([1], с.261).

Питомий тиск поршня на стінку циліндра:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D} = 0,752 \text{ МПа}, [q_1] = (0,3 \dots 1,0) \text{ МПа}$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = 0,538 \text{ МПа}, [q_2] = (0,2 \dots 0,7) \text{ МПа}.$$

де $N_{\max}$ - найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності й обумовлена за даними динамічного розрахунків ($N_{\max} \approx 7946$ Н при $\varphi = 388^\circ$).

Прискорення припрацьовування спідниці поршня, а також зменшення тертя й зниження зношування пари – спідниця поршня – стінка циліндра – досягається покриттям спідниці поршня тонким (0,003...0,005 мм) шаром олова, свинцю або олов'яно-свинцевого сплаву.

Гарантована рухливість поршня в циліндрі досягається за рахунок установлення діаметральних зазорів між циліндром і поршнем при їхнім неоднаковому розширенні у верхньому перетині головки поршня Δ'_r й нижньому перетині спідниці $\Delta'_{ю}$.

Діаметри головки й спідниці поршня з урахуванням монтажних зазорів:

$$D_r = D - \Delta_r = 129,04 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 129,76 \text{ мм},$$

де $\Delta_r = 0,008 \cdot D = 0,96$ мм; $\Delta_{ю} = 0,002 \cdot D = 0,24$ мм.

Діаметральні зазори Δ'_r й $\Delta'_{ю}$ між стінками циліндра й поршня в гарячому стані:

$$\Delta'_r = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)] = 0,124 \text{ мм};$$

$$\Delta'_{ю} = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ю} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)] = 0,036 \text{ мм};$$

де $T_{ц} = 388$ К - температура стінок циліндра; $T_r = 590$ К - температура головки поршня;

$T_{\text{ю}} = 473 \text{ К}$ - температура спідниці поршня; $T_{\text{е}} = 293 \text{ К}$ - температура навколишнього середовища;

$\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$, $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ - відповідно коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра (чавун) і поршня (алюмінієвий сплав).

Температури $T_{\text{ц}} = 388 \text{ К}$, $T_{\text{г}} = 590 \text{ К}$, $T_{\text{ю}} = 473 \text{ К}$ прийняті з урахуванням рідинного охолодження двигуна ([1], с.262). Діаметральні зазори $\Delta_{\text{г}}$ і $\Delta_{\text{ю}}$ між стінками циліндра й поршня в гарячому стані >0 , значить поршень придатний до роботи, тобто при досягненні максимальних температур поршня й циліндра не відбудеться їхні заклинювання. У цьому випадок немає необхідності збільшувати $\Delta_{\text{ю}}$ і $\Delta_{\text{г}}$ й відповідно зменшувати $D_{\text{г}}$ і $D_{\text{ю}}$ або передбачити розріз спідниці поршня, що забезпечує компенсацію недостатньої величини зазору.

3.2.2. Розрахунки поршневих кілець

Поршневі кільця працюють в умовах високих температур і значних змінних навантажень, виконуючи три основні функції:

- герметизація надпоршневого простору з метою максимально можливого використання теплової енергії палива;
- відводу надлишкової частки теплоти від поршня в стінки циліндра;
- «керування маслом», тобто раціонального розподілу масляного шару по дзеркалу циліндра й обмеження влучення масла в камеру згоряння.

Виконання цих функцій на сучасних двигунах забезпечує комплект кілець, як правило, що полягає із трьох кілець: двох компресійні й одного маслосборного.

Найбільш навантаженим, особливо в тепловому відношенні, є перше (верхнє) компресійне кільце. У якості матеріалу верхнього компресійного кільця був прийнятий сірий легований чавун. З метою підвищення зносостійкості на компресійне кільце в обов'язковому порядку наноситься спеціальне зносостійке покриття. У якості такого покриття використовуємо електролітичне хромування шаром $0,1 \dots 0,15 \text{ мм}$ твердого хрому. У якості

профілю верхнього компресійного кільця була обрана схема із симетричною бочкоподібною зовнішньою поверхнею (мал.6.1.2), яка дозволяє працювати в найбільш важких умовах.

Друге кільце є компресійно - маслоснімним. Воно працює в більш “м'яких” умовах по тискові, температурі й змащенню, чому перше компресійне кільце. Крім ущільнення надпоршневого простору друге кільце забезпечує “керування маслом”, знімаючи його зі стінок циліндра при ході поршня вниз і здійснюючи пропуск деякої кількості масла при ході поршня нагору. У якості матеріалу для другого компресійного кільця застосуємо також сірий перлітний чавун. У якості покриття поверхні кільця - нанесення шару тугоплавкого й зносостійкого молібдену, що дозволяє знизити протиадірні властивості. У якості профілю компресійно-маслоснімного кільця взятий профіль “скребкового” типу (мал.6.1.2).

Третє кільце – маслоснімне – забезпечує знімання масла із дзеркала циліндра й скидання його в картер через отвори в канавці кільця. Найбільш важливими якостями маслоснімних кілець є гарна пристосовність до форми циліндра й високий тиск на стінки циліндра, необхідні для ефективного знімання масла. У якості схеми маслоснімного кільця обрана схема коробчастого типу у вигляді спіральної пружини. Коробчасті кільця виготовляються із сірого легованого чавуну, здатного тривалий час працювати в парі із чавунною гільзою циліндра без спеціальних покриттів, хоча деякі двигуни мають маслоснімні кільця із хромованою зовнішньою поверхнею. Профіль маслоснімного кільця на (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 Профілі компресійних і маслоснімних кілець.

Розрахунки кільця полягають:

- а) у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, яке повинне забезпечувати достатню герметичність камери згоряння й не повинне різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кільця про стінки циліндра;
- б) у побудові епюри тиску кільця по окружності;
- в) у визначенні напруг вигину, що виникають у перетині, протилежному замку, при надяганні кільця на поршень і в робочому стані;
- г) у встановленні монтажних зазорів у прямому замку кільця.

Сили, що діють на кільце, зображено на рис. 3.4.

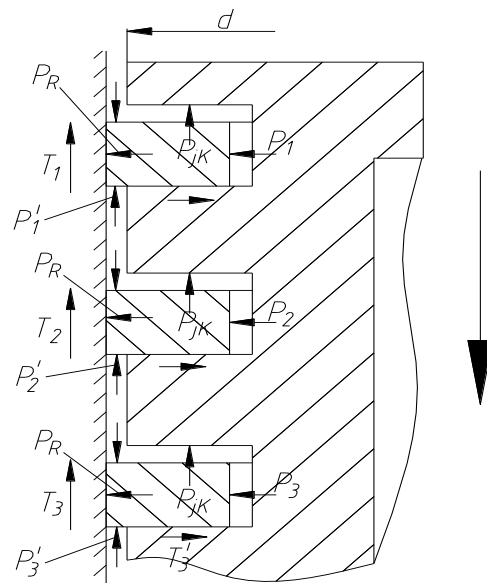


Рисунок 3.4 Сили, що діють на кільце.

Матеріал кільця - сірий легований чавун, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;

Середній тиск кільця на стінку циліндра:

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{A_0 / t}{(D/t - 1)^3 \cdot (D/t)} = 0,2316 \text{ МПа};$$

де $A_0 = 3 \cdot t = 16,5$ мм;

Тиск кільця на стінку циліндра в різних крапках окружності визначається по формулі:

$$p = p_{cp} \cdot \mu_K,$$

де μ_K - змінний коефіцієнт, обумовлений виготовлювачем відповідно до прийнятої форми епюри тиску кільця на дзеркало циліндра. Результати розрахунків P , а також μ_K для різних кутів ψ наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Кут ψ , гради	0	30	60	90	120	150	180
Коефіцієнт μ_K	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Тиск p , МПа	0,2432	0,2432	0,2641	0,2085	0,1042	0,1552	0,6602

Напруження вигину кільця в робочому стані:

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{CP} \cdot (D/t - 1)^2 = 287,8 \text{ МПа.}$$

Напруга вигину при надяганні кільця на поршень:

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0 / t)}{m \cdot (D/t - 1,4) \cdot (D/t)} = 376,3 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження при вигині кільця $[\sigma_{из2}] = 220 \dots 450 \text{ МПа.}$

Монтажний зазор у замку поршневого кільця, мм:

$$\Delta_K = \Delta'_K + \pi \cdot D \cdot [\alpha_K \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{Ц} \cdot (T_{Ц} - T_0)] = 0,515$$

де $\Delta'_K = 0,08 \text{ мм}$, $T_{Ц} = 388 \text{ ДО}$, $T_K = 493 \text{ ДО}$, $T_0 = 293 \text{ ДО}$.

3.2.3. Розрахунки поршневого пальця

Поршневий палець призначений для шарнірного з'єднання поршня із шатуном і є віссю коливального руху шатуна.

Під час роботи двигуна поршневий палець зазнає впливу змінних навантажень, що приводять до виникнення напруги вигину, зрушення, зминання й овалізації. Внаслідок високих температур у бобишках поршня й завдяки змінному обертанню поршневий палець працює в умовах напіврідинного тертя, що у свою чергу викликає підвищення температури, погіршення змащення й підвищене зношування тертьових пар (палець - бобишки поршня й палець - верхня головка шатуна). Відповідно до зазначених умов роботи до матеріалів, застосовуваних для виготовлення пальців, пред'являються вимоги високої міцності й в'язкості. З іншого боку, палець працює в умовах високих циклічних навантажень, що вимагає застосування

грузлих матеріалів, що володіють високою утомною міцністю. Цим вимогам задовольняють цементовані маловуглецеві й леговані нікелем і хромом сталі із твердою поверхнею й грузлою основою.([1],с.273).

У цей час найбільше поширення одержали плаваючі поршневі пальці, які під час роботи двигуна можуть провертатися як у бобишках поршня, так і в поршневій головці шатуна. Це забезпечує зменшення зношування плаваючого пальця і його опорних поверхонь, оскільки відносна швидкість тертьових поверхонь приблизно вдвічі менше, чим при інших кріпленнях поршневого пальця.

Від осьових переміщень плаваючі пальці втримуються сталевими стопорними кільцями.

Розрахунки поршневого пальця включає визначення питомих тисків пальця на втулку верхньої головки шатуна й на бобишки, а так само напруг від вигину, зрізу й овалізації.

Розміри поршневого пальця намічають із умови збереження на ньому масляної плівки, а основні конструктивні співвідношення розмірів поршневого пальця наведено в ([1] табл. 12.1., с.258).

Максимальні напруги в пальцях бензинових двигунів виникають при роботі на режимі максимального крутного моменту.

Дійсний максимальний тиск згоряння $P_{zmax} = 11,2$ МПа при $n = 2200$ $мин^{-1}$, зовнішній діаметр пальця $d_{II} = 45$ мм, внутрішній діаметр пальця $d_b = 23$ мм, довжина пальця $l_{II} = 102$ мм, довжина втулки шатуна $l_{III} = 46$ мм, відстань між торцями бобишок $b = 50$ мм (рис. 3.5).

Матеріал – сталь 12ХНЗА, $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Розрахункова сила, що діє на поршковий палець:

газова:

$$P_{Zmax} = p_{Zmax} \cdot F_{II} = 0,1267 \text{ МН};$$

інерційна:

$$P_J = -m_{II} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = -0,01292 \text{ МН},$$

де $\omega_M = \pi \cdot n_M / 30 = 230,38$ радий/з;

розрахункова:

$$P = P_{Z_{\max}} + kP_J = 0,1174 \text{ МН.}$$

Питомий тиск пальця на втулку поршневої головки шатуна:

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{\Pi} \cdot l_{ш}} = 56,71 \text{ МПа.}$$

Питомий тиск пальця на бобишки:

$$q_B = \frac{P}{d_{\Pi} \cdot (l_{\Pi} - b)} = 50 \text{ МПа.}$$

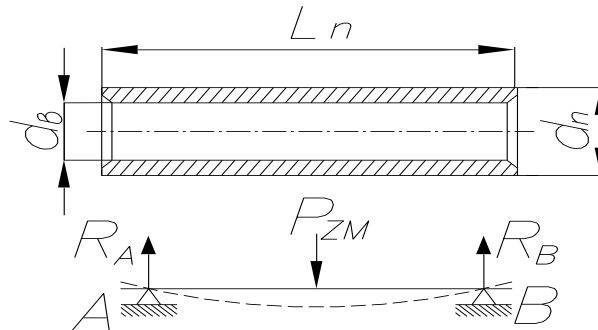


Рисунок 3.5 Розрахункова схема поршневого пальця.

Напруження вигину в середньому перетині пальця:

$$\sigma_{из} = \frac{P \cdot (l_{\Pi} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{\Pi}^3} = 153,25 \text{ МПа,}$$

де $\alpha = d_B / d_{\Pi} = 0,51$.

Дотичні напруження зрізу в перетинах між бобишками й головкою шатуна:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{\Pi}^2} = 93,73 \text{ МПа.}$$

Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:

$$\Delta d_{\Pi_{\max}} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{\Pi}} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 0,021 \text{ мм.}$$

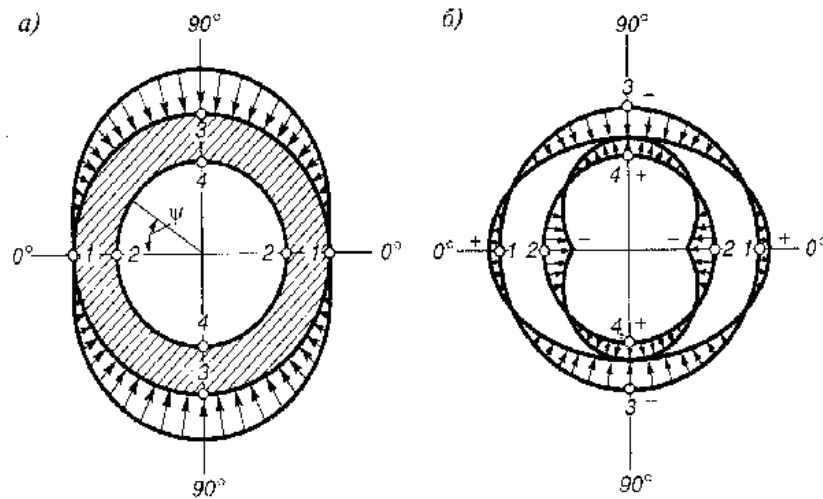


Рисунок 3.6 Розподіл навантаження по зовнішній поверхні поршневого пальця.

Напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця:

у горизонтальній площині (точки 1, $\psi = 0^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 36,7 \text{ МПа};$$

у вертикальній площині (точки 3, $\psi = 90^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \left[0,174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = -153,7 \text{ МПа}.$$

Напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця:

у горизонтальній площині (точки 2, $\psi = 0^\circ$):

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \left[0,19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = -257,2 \text{ МПа};$$

у вертикальній площині (точки 4, $\psi = 90^\circ$):

$$\sigma_{i 90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1 + 2 \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 115,5 \text{ МПа}.$$

Найбільше напруження овалізації виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині. Ця напруга не повинна перевищувати $\sigma_{i 0^\circ} = 300 \dots 350$ МПа, що відповідає обчисленому значенню.

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

В процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою господарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації, що супроводжують роботу двигуна.

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

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

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

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

Pe – номінальна потужність двигуна, $Pe = 260 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(2100 + 260^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2100}{2100}\right) \right] = 72,96 \text{Дб}$$

Рівень шуму не перевищує припустимі значення.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 1150 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2100 \cdot 260^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 260}{1150} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1150}{260}} + 30 \lg\left(\frac{2100}{2100}\right) \right) = 74,3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Правовою основою охорони праці на автомобільному транспорті є:

- Конституція України;
- ЗУ «Про охорону праці»;
- ЗУ «Про дорожній рух»;
- Правила дорожнього руху України;
- Правила охорони праці на автомобільному транспорті ДНАОП 0.00-1.28-97, які затверджені Наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці (тепер – Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничому нагляду) від 13.01.97 №5, та які погодженні листом Міністерства транспорту і зв'язку України від 11.06.96 №6/22–17-2907 і які введені в дію 1.10.1997;
- Санітарні правила з гігієни праці водіїв автомобілів;
- Правила перевезень вантажів автомобільним транспортом України;
- Правила технічної експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту;
- Норми технологічного проектування підприємств автомобільного транспорту ОНТП 01-91;
- ГОСТ 12.4.026-76 «Цвета сигнальные и знаки безопасности»;
- Положення про профілактичне обслуговування і ремонт рухомого складу автомобільного транспорту.

До виробничого травматизму відносяться: каліцтва, поранення, опіки, поразки електричним струмом, професійні отруєння і захворювання, пов'язані з виконанням своїх обов'язків на виробництві.

Найбільш характерними причинами виникнення нещасних випадків є відсутність або недостатній інструктаж персоналу про правила безпеки, несправність устаткування, пристосування і інструменту або його невідповідність до умов виконання робіт, відсутність огорож, написів, невідповідний спецодяг, недостатнє освітлення, низький рівень технічної

культури виробництва. Під час роботи двигуна автомобіля, особливо при неправильному регулюванні системи живлення, разом з відпрацьованими газами в атмосферу виділяються токсичні речовини, що може привести до отруєнь. Отруєння організму людини може бути хронічним, таким, що розвивається поступово під дією токсичних речовин, що поступають в організм в малих концентраціях, і гострим — що виникає при раптовому попаданні в організм великих порцій токсичної речовини. Небезпечними є і простудні захворювання, що виникають із-за невідповідного одягу і поганих умов роботи.

Найбільш поширеними токсичними речовинами, що зустрічаються в практиці роботи автомобільне транспортне підприємство (АТП), є: тетраетил свинець, окисел вуглецю, акролеїн, оксиди азоту, кислоти, луги, бензин, ацетон, антифриз і ін. Щоб не допустити отруєння вказаними речовинами, необхідно постійно вентилювати приміщення, де можлива їх поява. Не можна допускати використання шкідливих речовин, зокрема бензину, дизельного палива і інших для миття рук, одягу, деталей; зберігати отруйні речовини слід в спеціально виділеному для цієї мети посуді окремо від інших рідин. Робота автомобільного двигуна в закритих приміщеннях допускається тільки для заїзду і виїзду автомобіля за умови, що приміщення вентилюється. Кабіна водія повинна бути захищена від проникнення відпрацьованих газів. Необхідно стежити також, щоб система випуску відпрацьованих газів була герметична. За відсутності вентиляції може наступити хронічне отруєння, в цьому випадку з'являється головний біль, запаморочення, поганий сон. Отруєння може привести до втрати свідомості, якщо концентрація окислу вуглецю складе 0,65 міліграм і більш на 1 л повітря. Смертельним вважається зміст 2,5 міліграм окислу вуглецю на 1 л повітря. Якщо зміст акролеїну набуває 0,07 міліграм на 1 л повітря, то людина може перенести таку концентрацію не більше 1 хв.

Великий вплив на здоров'я працівників і продуктивність праці надає температурний режим під час роботи. Високі температури викликають тепловий удар, низькі температури можуть привести до обмороження. Не

можна для обігріву під час відпочинку в кабіні використовувати працюючий двигун, оскільки може наступити отруєння газом.

Правильне і достатнє освітлення робочих місць і виробничих приміщень сприяє попередженню травматизму і підвищенню продуктивності праці, інакше робітник вимушений близько нахилитися до хімічно шкідливих продуктів, що збільшує небезпеку травматизму, отруєння і пошкодження очей. Позитивний вплив на попередження виробничого травматизму і підвищення продуктивності праці має культура виробництва і технічна естетика. Наявність справних інструментів, необхідних пристосувань, зручність їх розміщення, на робочому місці, чистота, тон забарвлення устаткування і приміщень, правильний підбір освітлення, озеленення приміщень і території — всі ці елементи технічної естетики повинні бути властиві сучасному автомобільно-транспортному підприємству при високій науковій організації праці водія.

Приміщення гаража і територію відкритої стоянки автомобілів потрібно ретельно прибирати, на території стоянки не можна зберігати предмети, не що відносяться до устаткування їх, а використані обтиральні матеріали необхідно зберігати поза приміщенням в спеціально призначених для цієї мети металевих ящиках.

Зберігання палива і змащувальних матеріалів допускається тільки в спеціальній тарі і у вогнестійкому приміщенні або в цистернах, уритих в землю.

Приміщення, де виконують технічне обслуговування і ремонт автомобілів, повинні бути добре освітлені і міститися в чистоті. Забороняється технічне обслуговування не очищених від бруду автомобілів. Робочі місця потрібно також ретельно прибирати, а верстати і інше устаткування необхідно забезпечити надійними запобіжними пристроями. Прибирають робочі місця і приміщення при непрацюючих верстатах, механізмах і іншому устаткуванні.

Виходячи з вимог техніки безпеки і охорони праці на території автотранспортного підприємства повинен бути встановлений чіткий порядок

руху автомобілів, а також заборонено управління автомобілем особам, що не мають посвідчення водія.

Всі роботи, передбачені технічним обслуговуванням або пов'язані з ремонтом автомобіля, дозволяється виконувати тільки на спеціально обладнаних постах. При цьому автомобіль повинен бути надійно загальмований, а двигун обов'язково вимкнений і повішений попереджувальний плакат «Двигун не пускати — працюють!». Якщо при виконанні вказаних робіт автомобіль необхідно підняти на домкрат або гідравлічний підйомник, то працювати під ним можна тільки поставивши під нього козелки або надійний упор.

Важкі агрегати дозволяється піднімати механізмами, перевіряти двигуни слід тільки в приміщеннях, обладнаних пристосуваннями для відсмоктування відпрацьованих газів, а гальма — на майданчиках, обладнаних для цієї мети.

При роботі на автомобілі, що знаходиться на підйомнику, слід перевірити блокування підйомника на само опускання, і встановити упори. На механізм управління підйомником потрібно повісити попереджувальний плакат «Не включати — працюють люди!».

Додаткові вимоги при обслуговуванні та ремонті автомобілів, що працюють на газовому паливі

Профілактичне обслуговування та ремонт автомобілів, що працюють на газовому паливі, повинно здійснюватися згідно з вимогами Керівництва (інструкції) заводу-виготовлювача з експлуатації і обслуговування газобалонних автомобілів. Профілактичне обслуговування, діагностика та ремонт газобалонних автомобілів може проводитися спільно (в одному приміщенні) з автомобілями, що працюють на бензині та дизельному паливі, за умови виконання вимог розділу 5 цих Правил та цього підрозділу. При невиконанні цих вимог газ із балонів повинен бути злитий (випущений), а балони продегазовані.

Перед в'їздом газобалонних автомобілів у зону профілактичного обслуговування та ремонту необхідно обов'язково перевірити на герметичність

газову систему живлення. В'їзд у приміщення з негерметичною системою забороняється. Газові автомобілі можуть в'їжджати на пости профілактичного обслуговування та ремонту тільки після переведення роботи двигунів на бензин (дизельне паливо).

Витратні вентиля не можна залишати у проміжному стані; вони повинні бути або повністю відкриті або повністю закриті.

При проведенні робіт на постах обслуговування та ремонту необхідно обов'язково виключити запалювання.

Всі види робіт, пов'язані з обслуговуванням (крім щоденного), регулюванням та ремонтом газової системи живлення безпосередньо на автомобілі, повинні виконуватись в окремому приміщенні, обладнаному у відповідності з вимогами.

Після закінчення обслуговування та ремонту газової апаратури автомобіль із окремого приміщення направляють на загальні пости або лінії профілактичного обслуговування та ремонту.

При працюючому на газовому паливі двигуні дозволяється провадити тільки регулювання холостого ходу. Усі інші роботи з регулювання та ремонту газового обладнання необхідно проводити при непрацюючому двигуні.

Перед проведенням робіт, що пов'язані з усуненням несправностей арматури балонів або її зняттям, газ із балонів автомобіля повинен бути попередньо злитий (випущений) на посту зливу (випуску) газу, а балони продуті стиснутим повітрям або азотом.

Під час зливу (випуску) газу забороняється:

- знаходитися на посту стороннім людям;
- зливати (випускати) газ при працюючому двигуні та включеному запалюванні;
- палити та користуватися відкритим вогнем;
- проводити роботи, що не мають відношення до зливу (випуску) газу.

Ремонт та регулювання приладів електрообладнання дозволяється проводити тільки після провітрювання не менше 3 хв підкапотного простору,

відсіку для балонів (у автобусів), багажного відділення (у легкових автомобілів).

При проведенні профілактичного обслуговування та ремонту газобалонних автомобілів:

- роботи по зняттю, ремонту та установленню газової апаратури виконуються тільки за допомогою спеціальних пристосувань та інструменту;

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 8ГЧН13/14 з розробкою конструкції поршня, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 260$ кВт, $n = 2100$ хв⁻¹) визначений двигун-прототип 8ЧН13/14 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені при динамічному розрахунку двигуна.

Також було виконано розрахунки деталей поршневої групи двигуна

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Також розроблено вимоги техніки безпеки при обслуговуванні автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, зокрема газових двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко, В. В. Оптимізація конструкторсько-технологічних рішень у двигунобудуванні за критеріями мінімізації виробничих витрат / Н. В. Гавриленко, В. В. Нестеренко // Креативні підходи у сучасних наукових дослідженнях : кол. монографія. – Харків : СГ НТМ "Новий курс", 2026. – Розд. 3, п3.1. – С. 54–73. <https://doi.org/10.61718/mon202605.02>
2. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2021), - С. 79-86 DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.11
3. V. Nesterenko, V. Oshovskyi, O. Hrabovenko, I. Shvets, I. Ursulenko Problems of Using Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines. // Proceedings of 29th International Scientific Conference TRANSPORT MEANS 2025 01-03.10.2025: – Klaipėda, Lithuania, 2025. – Pages 738-744 <https://drive.google.com/file/d/1CICNyTi1MubrNsKsRNxzFvZcRXCbvVxa/view>
4. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
5. М.Р. Ткач, Ю.М. Галинкін , Ю.Г. Золотий, А.А. Монахов, В.В. Нестеренко, А.С. Познанський Визначення параметрів динамічної міцності глушника двигуна.: - Двигуни внутрішнього згоряння, №1 (2025), - с. 59-65 <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2025.1.07>
6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023:–Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929. <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2023.-part-ii.-proceedings-27th-international-scientific-conference>

7. I. Gritsuk, D. Pohorletskyi, N. Pohorletska, V. Volkov, M. Volodarets, I. Khudiakov, S. Dotsenko, V. Nesterenko, O. Volska «Features of Assessing Fuel Efficiency and Environmental Performance of Vehicles in Thermal Preparation Processes», SAE Technical Paper 2024-01-5088, Published 02.09.2024, doi:10.4271/2024-01-5088. .

8. [N. Fidrovska](#), [S. Dotsenko](#), [S. Nikipchuk](#), [M. Ostashuk](#), [V. Nesterenko](#), [P. Yefimenko](#) Hydrogen wear of metal friction elements of vehicle brakes for urban infrastructure facilities. International Journal of Human Capital in Urban Management. Volume 9, Issue 4, № 36.- October 2024, Pages 553-564. DOI:10.22034/IJHCUM.2024.04.01

9. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Experimental study of cogeneration unit operation on alternative gas fuels. // 28 rd International Scientific Conference on Transport Means 2024 04-06.10.2024:– Palanqa, Lithuania, 2024. – Pages 1020 - 1025. <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P1020-1025>