

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

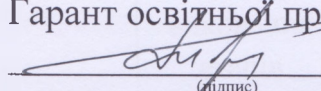
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

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

Студенту Петренко Сергію Володимировичу

Тема роботи: «Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 820 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршневої групи. Прототип - 8ГЧН25/34»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2025 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 8ГЧН25/34 потужністю 650 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ.

3. Науковий розділ. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення ДвГА-780 (СК). 2. Поперечний переріз двигуна (СК). 3. Поршень (СК). 4. Поршень (РК). 5. Компресійне кільце (РК). 6.

Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2025	
2	Загальний розділ.	23.09.2025	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025	
4	Науковий розділ.	28.10.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025	

Студент

Петренко С.В.
(підпис)

Керівник роботи Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

сторінок 68, рисунків 4, таблиць 5, бібліографія 19

В кваліфікаційній роботі «Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 820 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршневої групи. Прототип - 8ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 8ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій деталей поршневої групи ДВЗ. Обґрунтована удосконалена конструкція поршня та поршневих компресійних кілець, що забезпечує покращення техніко-економічних показників двигуна. Розроблені також заходи по забезпеченню охорони праці при експлуатації та технічному обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигун-генератора ДвГА-780, газового двигуна 8ГЧН25/34, поршня, робочі креслення поршня та компресійного кільця, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: Дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, поршнева група, компресійне кільце.

Abstract

pages 68, figures 4, tables 5, bibliography 19

In the qualification work "Improvement of technical and economic indicators of a 4-stroke gas engine with a capacity of 820 kW by improving the design of the piston group. Prototype - 8GCHN25/34" describes the design of the engine - the prototype 8GCHN25/34, calculations of the working process, heat balance and dynamics of the engine are performed, and an analysis of the structures of the parts of the piston group of the internal combustion engine is carried out. The improved design of the piston and piston compression rings is substantiated, which ensures the improvement of technical and economic indicators of the engine. Measures to ensure labor protection during operation and maintenance of the engine are also developed. The graphic part of the work includes assembly drawings of the DvGA-780 engine-generator, the 8GCHN25/34 gas engine, the piston, working drawings of the piston and compression ring, an indicator diagram and diagrams of forces acting in the KSHM.

Keywords: Diesel engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, piston group, compression ring.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції газового двигуна 8ГЧН25/34.....	9
2.КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	16
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна.....	19
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	20
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	29
2.5 Розрахунок теплового балансу.....	32
2.6 Динамічний розрахунок двигуна	37
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Основні напрямки покращення конструкції деталей поршневої групи ДВЗ для зменшення механічних втрат на тертя.....	41
3.2 Розробка конструкції верхнього компресійного поршневого кільця.....	46
3.3 Розрахунок на міцність поршня	50
3.4 Розрахунок на міцність шатунного болта.....	55
4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи безпеки при складанні поршневої групи двигуна внутрішнього згоряння.....	58
4.2 Заходи із захисту навколишнього середовища при випробуванні газового двигуна.....	61
ВИСНОВКИ.....	64
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	66
ДОДАТКИ	
ДОДАТОК 1 Газовий двигун-генератор ДвГА-780, СК, А1.....	68
ДОДАТОК 2 Газовий двигун 8ГЧН25/34 (Поперечний переріз), СК, А1...69	

ДОДАТОК 3	Поршень, СК, А1	70
ДОДАТОК 4	Поршень, РК, А1	71
ДОДАТОК 5	Кільце компресійне, РК, А1	72
ДОДАТОК 6	Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,СП, А1	73

ВСТУП

Сучасний розвиток енергетики та промисловості неможливий без ефективних і надійних джерел механічної енергії. Значну частку у структурі таких джерел займають поршневі двигуни внутрішнього згоряння, серед яких дедалі більшого поширення набувають газові двигуни завдяки їхній екологічності, економічності та можливості використання різноманітних видів газоподібного палива. З огляду на сучасні тенденції декарбонізації та зниження експлуатаційних витрат, підвищення ефективності газових двигунів є актуальним науково-технічним завданням.

Одним із ключових факторів, що визначає техніко-економічні показники двигуна, є конструкція поршневої групи. Саме поршень, поршневі кільця та циліндрова гільза забезпечують герметизацію робочого простору, передачу тиску газів на кривошипно-шатунний механізм, а також впливають на тепловий стан і втрати на тертя. Вдосконалення конструкції цих елементів дозволяє зменшити механічні втрати, покращити охолодження, підвищити надійність та довговічність двигуна, а отже – знизити витрату палива і викиди шкідливих речовин.

Для 4-тактних газових двигунів середньої потужності, зокрема потужністю близько 820 кВт, питання підвищення ефективності набуває особливої ваги, оскільки саме вони широко застосовуються в автономних енергетичних установках, когенераційних системах та на транспорті. Удосконалення поршневої групи може забезпечити помітне зростання ККД двигуна без суттєвого ускладнення конструкції або підвищення собівартості виробництва.

Мета даної магістерської роботи полягає у підвищенні техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 820 кВт шляхом вдосконалення конструкції його поршневої групи.

Для досягнення поставленої мети передбачено розв'язання таких основних завдань:

- аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку поршневих груп газових двигунів;

- визначення основних факторів, що впливають на ефективність та довговічність поршневої групи;
- розроблення та обґрунтування конструктивних змін елементів поршневої групи;
- розрахунок очікуваних змін техніко-економічних показників двигуна;
- оцінка ефективності запропонованих удосконалень.

Наукова новизна роботи полягає у розробленні вдосконаленої конструкції поршневої групи для газового двигуна потужністю 820 кВт, що забезпечує зменшення втрат на тертя, покращення теплового стану деталей та підвищення загального ККД двигуна.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості впровадження запропонованих рішень у виробництво та експлуатацію газових двигунів аналогічного класу потужності з метою підвищення їх економічності та надійності.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції газового двигуна 8ГЧН25/34 [17]

Основа двигуна складеться з фундаментної рами (рис.1.1), блок-картера (рис.1.2) та кришок циліндрів. Фундаментна рама лита, чавунна. На поперечних перегородках рами розташовуються постілі восьми рамових підшипників. Попередня частина рами закривається кришкою, на якій розміщуються водяні та мастильний насос.

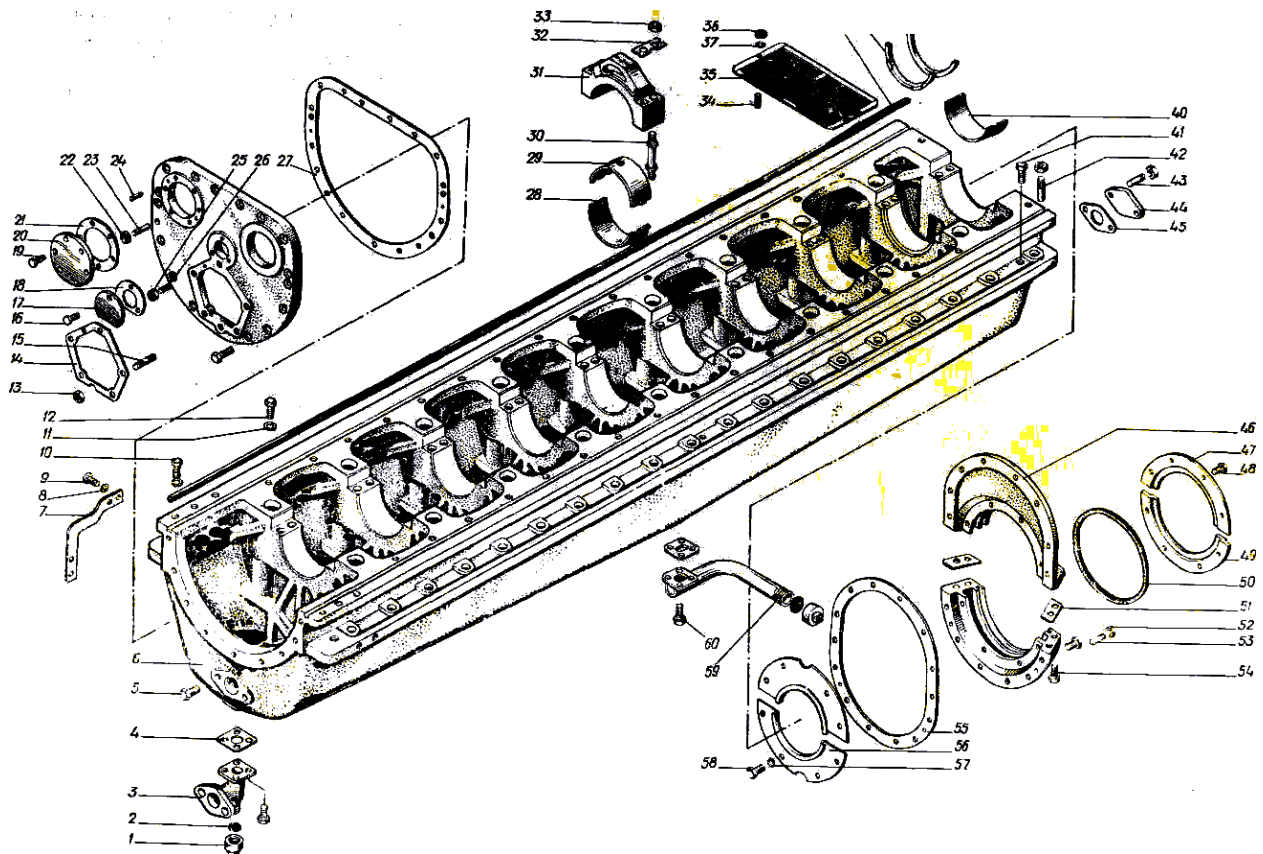


Рисунок 1.1 Фундаментна рама:

1 – пробка; 2,4,14,18,21,,27,45,51,55 – прокладка; 3 – труба зливна; 5,9,10,12,16,19,41,48,54,58,60 – болт; 6 – рама фундаментна; 7 – кронштейн; 8,11,32,37,57 – шайба; 13,22,25,36,52, - гайка; 33 – шайба стопорна; 15,30,34,43 – шпилька; 17 – заглушка; 20,44, - фланець глухий; 23,24,26,42,53 – штифт; 28,40 – вкладки нижній; 29 – вкладки верхній; 31 – кришка рамового упорного та опорного підшипників; 35 – сітка маслзаспокоювача; 38 – шнур гумовий; 39 – напівкільце; 46 – кожух верхній; 47,49 – кільце нажимне; 50 - кільце сальника; 56 – відбивач; 59 – коробка зливна;

Блок-картер виконано методом лиття з чавуну. В бокових частинах блоку є люки для доступу до корінних та шатунних підшипників. В верхній частині

блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Порожнина охолодження ущільнюється мідними прокладками в верхній частині втулок циліндрів, а в нижній частині двома гумовими кільцями.

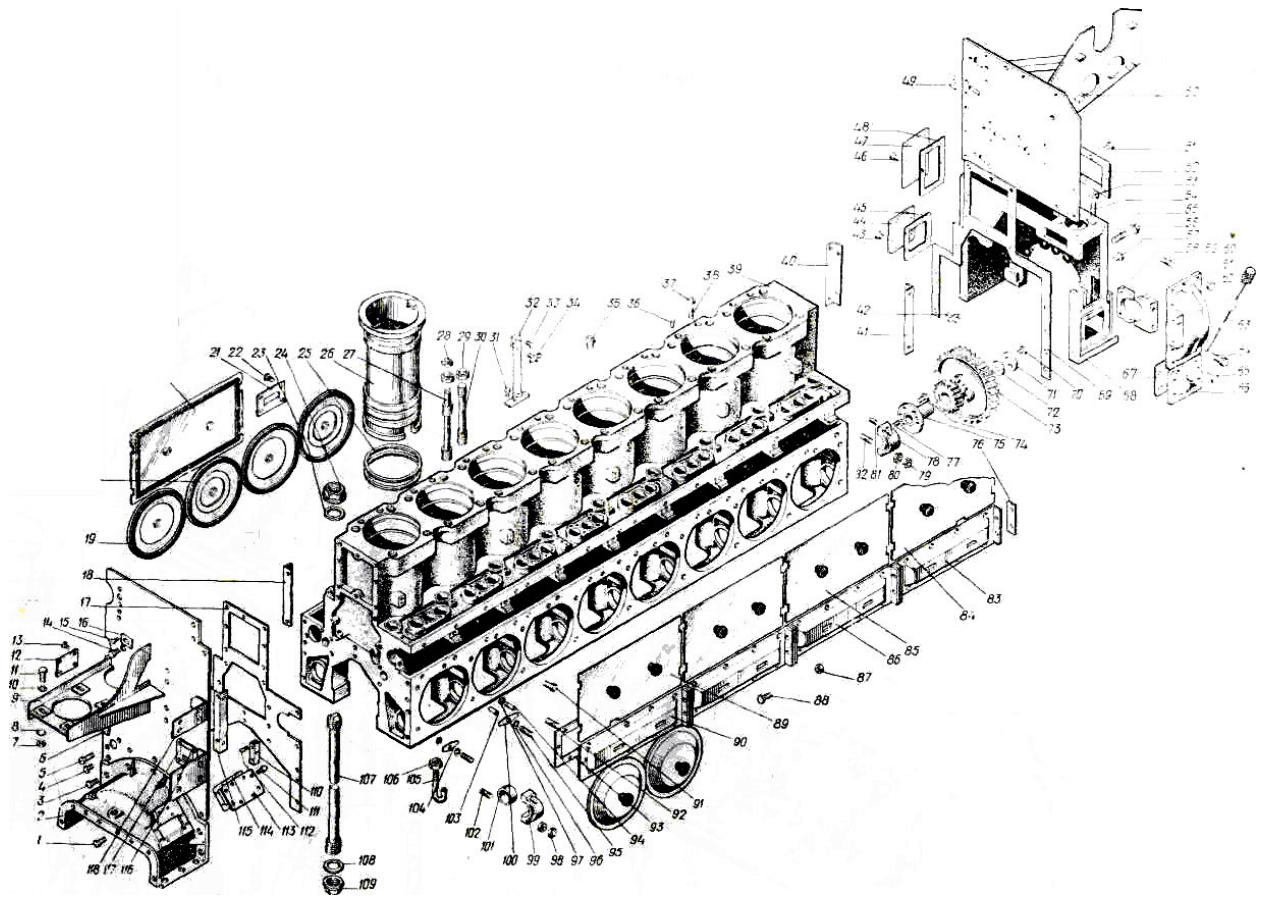


Рисунок 1.2 Блок-картер:

1 3 4, 5, 11 14, 15, 22, 31, 43, 46, 51 57, 64, 65, 70, 71. 88, 91, 111 — болт- 2 — кожух передній; 6, 9. 50, 118 — кронштейн; 7, 28, 29, 37, 53, 56, 62, 79, 80, 87, 98, 106 — гайка; 8, 10, 23, 96, 108 — шайба; 12 — табличка; 13, 33 — гвинт; 16, 49, 100, 104 — планка; 17, 21, 45, 48, 52, 67, 69, 76, 93, 114, 116 — прокладка; 18, 115 - уголок передній; 19, 20 — кришка картера; 24 — гайка верхня; 25 — кільце ущільнююче; 26 — втулка робочого циліндру; 27, 30 — шпилька кришки циліндра; 32 — полка закриття; 34, 42 — заглушка; 35 — патрубок переливний; 36, 77, 81, 94 — штифт; 38, 54, 55, 59, 82, 92, 95, 102 — шпилька; 39 — блок-картер; 40, 41 - уголок задній; 44, 47 — кришка; 58, 60, 112 — ущільнення; 61, 68 — кожух; 63 — корпус шупа; 66 — гніздо шупа; 71 — шайба упорна; 72 — прокладка регулююча; 73 — комплект проміжних шестерен; 75 — вісь проміжної шестерні; 78 — кришка упорного підшипника; 83, 90 — щит крайній; 84, 85, 89 — щит закриття; 86 — щит середній; 97 — кільце ущільнююче; 99 — кришка підшипника; 101 — вкладиш; 103 — втулка дистанційна; 105 — труба зливна; 107 — зв'язок анкерний; 109 — гайка нижня; 110 — стійка; 113 — кришка; 117 — заглушка.

На задньому торці блоку кріпиться кронштейн, на який встановлюється турбокомпресор. Турбокомпресор складається з осової турбіни та відцентрового компресора.

Радіальне колесо компресора виготовлено з алюмінієвого сплаву з лопатками параболічного профілю.

Турбіна осьова, одноступінчаста з литим турбінним диском та привареним до нього литими лопатками. Ротор турбокомпресора встановлюється на двох підшипниках ковзання.

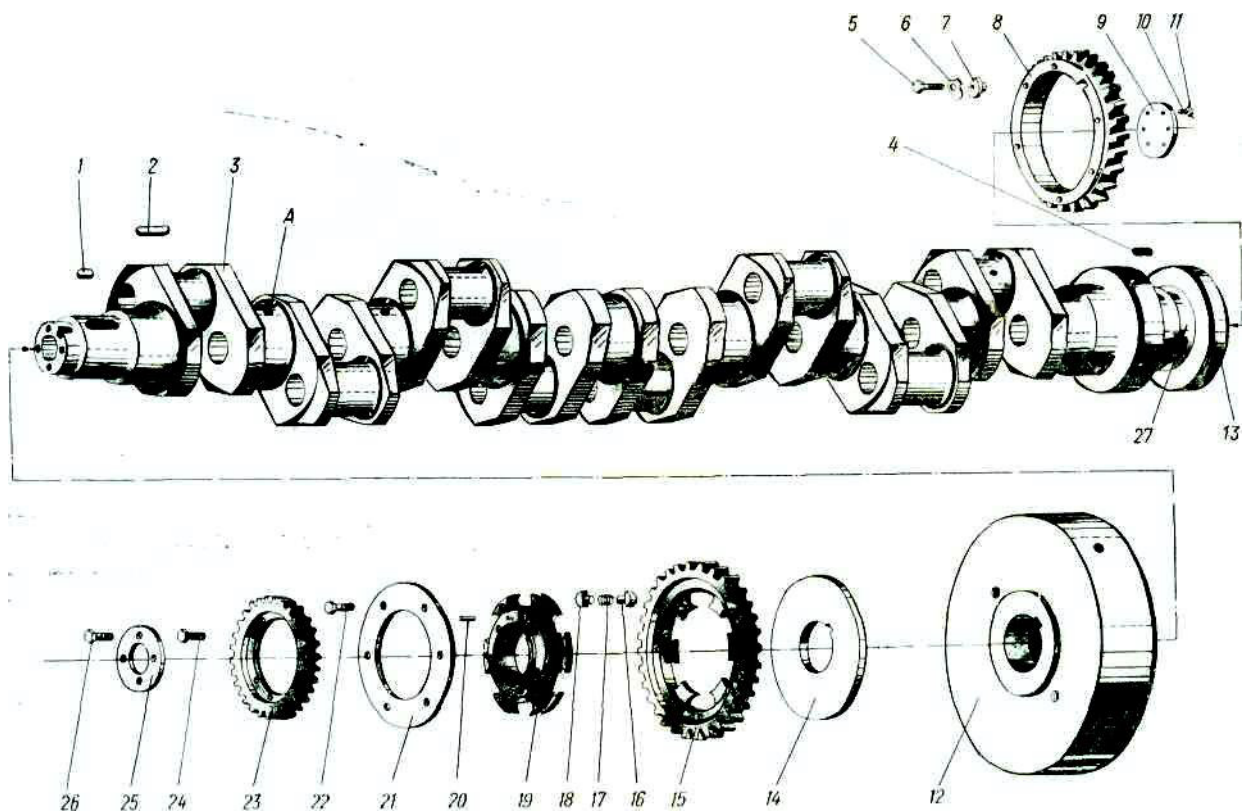


Рисунок 1.3 Вал колінчастий

1, 2, 4 — шпонка; 3 — вал колінчастий; 5, 10, 22, 24, 26 — болт; 6 — шайба; 7 — прижим; 8 — шестерня; 9 — заглушка; 11 — проволка; 12 — маховик переднього торця; 13 — фланець; 14 — кільце упорне; 15 — демпфіруюча шестерня приводу насоса водяного; 16, 18 — грибок; 17 — пружина; 19 — ступиця; 20 — штифт; 21 — диск; 23 — шестерня приводу насоса масляного; 25 — кільце опорне; 27 — масловідбивач

Втулка циліндра лита, чавунна. В нижній частині водяна порожнина ущільнюється двома гумовими кільцями. Камера згорання ущільнюється мідною

прокладкою, яка встановлюється в канавку на верхньому торці втулки, в яку входить бурт кришки циліндра.

Колінчастий вал (рис.1.3) суцільно кований з вуглецевої сталі, має вісім шатунних та десять корінних шийок. Всі шийки порожнисті.

Для підводу мащення до корінних та шатунних шийок в них виконано спеціальні отвори.

На передньому кінці валу закріплені шестерні приводу водяних мастильних насосів. На задньому кінці, між сьомою та восьмою корінними шийками встановлена шестерня приводу розподільного валу.

Шатун (рис.1.4) штампований з вуглецевої сталі. Стержень шатуна

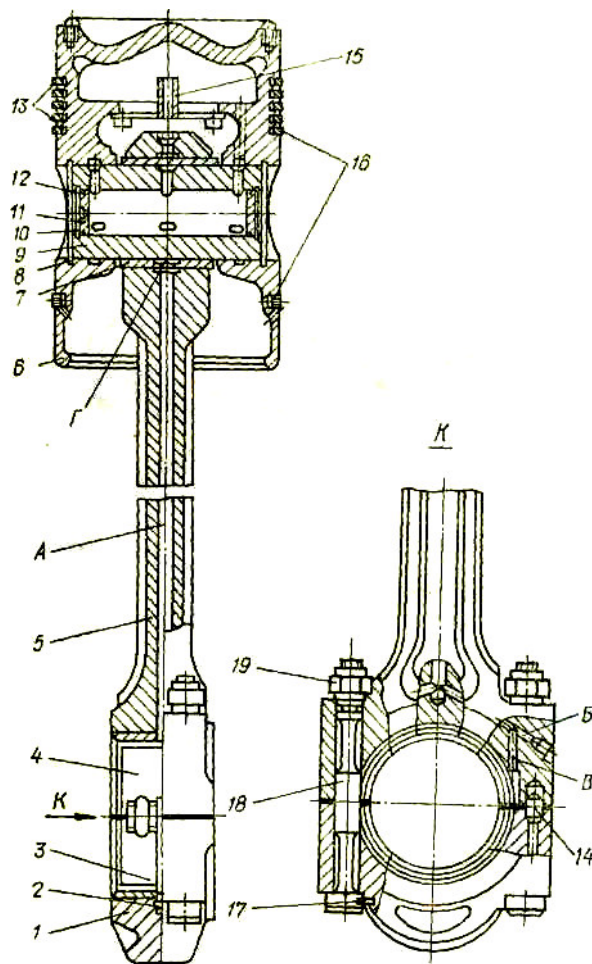


Рисунок 1.4 Шатун, поршень:

1 — кришка шатунного підшипника; 2, 14, 17 — штифт; 3 — вкладиш нижній; 4 — вкладиш верхній; 5 — стержень шатуна; 6 — поршень; 7 — втулка; 8, 10 — кільце стопорне; 9 — палець поршневий; 11 — заглушка; 12 — кільце ущільнювальне; 13 — кільце компресійне; 15 — кришка поршня; 16 — кільце маслоз'ємне; 18 — болт шатунний; 19 — гайка шатунного болта

двотаврового перерізу. У верхній головці шатуна запресовано бронзову втулку. Мащення до поршневого пальця підводиться крізь отвір всередині стержня шатуна. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться чотирма болтами. Сталеві вкладиші нижньої головки шатуна зажаті бабітом.

Поршень (рис.1.4) литий, чавунний з ввігнутим днищем, шістьма поршневими кільцями: чотири компресійних та два масло знімних.

Поршневий палець сталевий, порожнистий, циліндричної форми, плаваючого типу.

Опис систем газового двигуна.

1. Система газообміну.

Система газообміну призначена для підводу газу до циліндрів та відводу від них відпрацьованих газів. Основним вузлом системи є: фільтр – глушник, турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, впускний та випускний колектори та глушник – іскрогасник (або котел утилізаційний).

2. Система вентиляції картера.

Система вентиляції картера слугує для видалення з картера газів, які проходять крізь компресний поршневий кільця та підтримання в ньому розрідження, яке перешкоджає проходженню мастила з картеру назовні. Система складається з забірної труби, масловідділювача, відвідної труби.

3. Система пуску та подачі газу

Система пуску призначена для запуску двигуна та для подачі газу до кожного циліндра.

4. Система мащення

Система мащення (рис.1.5) комбінована: під тиском і розбризкуванням. До системи входять: двосекційний мастильний насос шестерного типу, два

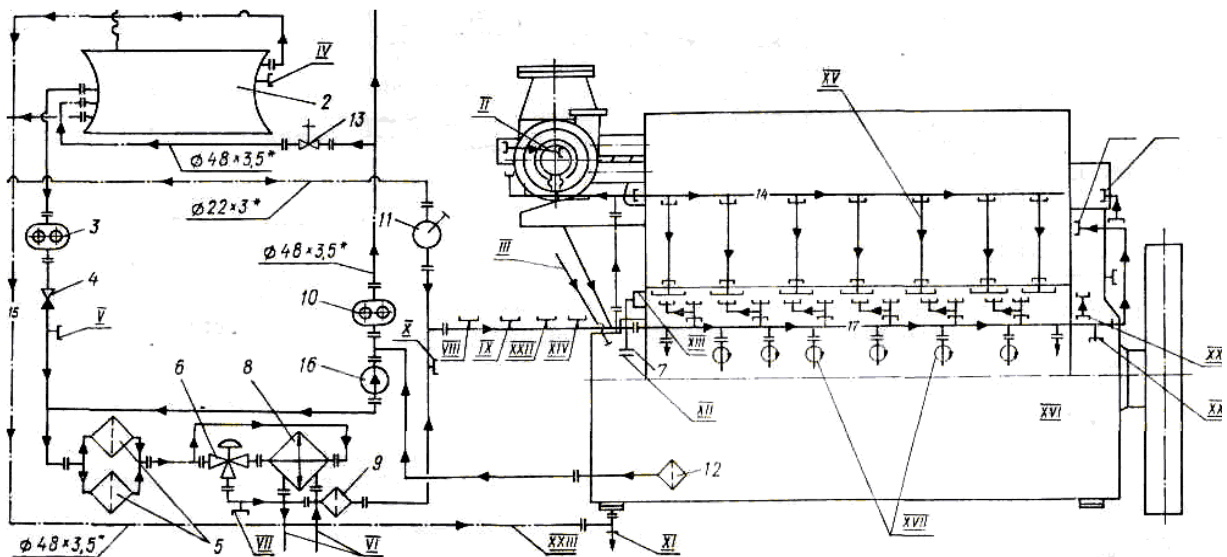


Рисунок 1.5 Схема системи мащення:

1 — центрифуга; 2 — бак масла; 3, 10 — насос двосекційний масляний; 4 — клапан зворотній; 5 — фільтр грубого очищення масла; 6 — регулятор температури масла; 7, 14 — труба; 8 — охолоджувач масла; 9 — фільтр масла повнопоточний; 11 — насос масла РН-20; 12 — фільтр приймальний сітчатий; 13 — вентиль; 15 — труба переливна; 16 — агрегат передпускової прокачки масла; 17 — головна магістраль; / — тиск масла перед центрифугою; // — мащення підшипників ТК-23; /// — злив масла з підшипників ТК-23 до рами двигуна; IV — температура масла в баці; V — тиск масла до фільтра (щит приладів); VI — підвід та відвід води зовнішнього контура; VII — тиск масла після фільтра (щит приладів); VIII — тиск масла в двигун (аварійна сигналізація); IX — тиск масла в двигун при прокачуванні; X — температура масла в газогенераторі (щит приладів); XI — злив масла з рами; XII — мащення шестерен підшипників насосів води; XIII — мащення приводу реле частоти обертання; XIV — температура масла в двигуні (попереджувальна сигналізація); XV — мащення підшипників розподільного валу, приводів клапанів; XVI — допоміжне мащення втулок циліндрів; XVI — мащення корінних, шатунних підшипників та охолодження поршнів; XVIII — мащення шестерні розподільного валу; XIX — мащення приводу регулятора швидкості; XX — мащення проміжної шестерні; XXI — тиск масла в двигун (щит приладів); XXII — тиск масла в двигун (запобіжна сигналізація); XXIII — злив масла з баку до рами;

фільтри грубого очищення, фільтр тонкого очищення з фільтруючими елементами ДАС ФО – 1, охолоджувач мастила трубчатого типу.

Мастильний насос засмоктує мастило з фундаментної рами та через фільтр грубого очищення подає його до витратного баку. З баку мастило нагнітається через другий фільтр грубого очищення та охолоджувач до головної

магістралі . Частина мастила з нагнітальної магістралі потрапляє через фільтр тонкої очистки до баку.

5. Система пуску та керування

Пуск двигуна виконується частим повітрям під тиском 1,8 ... 3,0 МПа. Система пуску (рис.1.6) складається з балону та головного пускового клапану, який відкриває доступ повітря з балону до розподільвача повітря а потім до пускових клапанів, розташованих на кришках циліндрів.

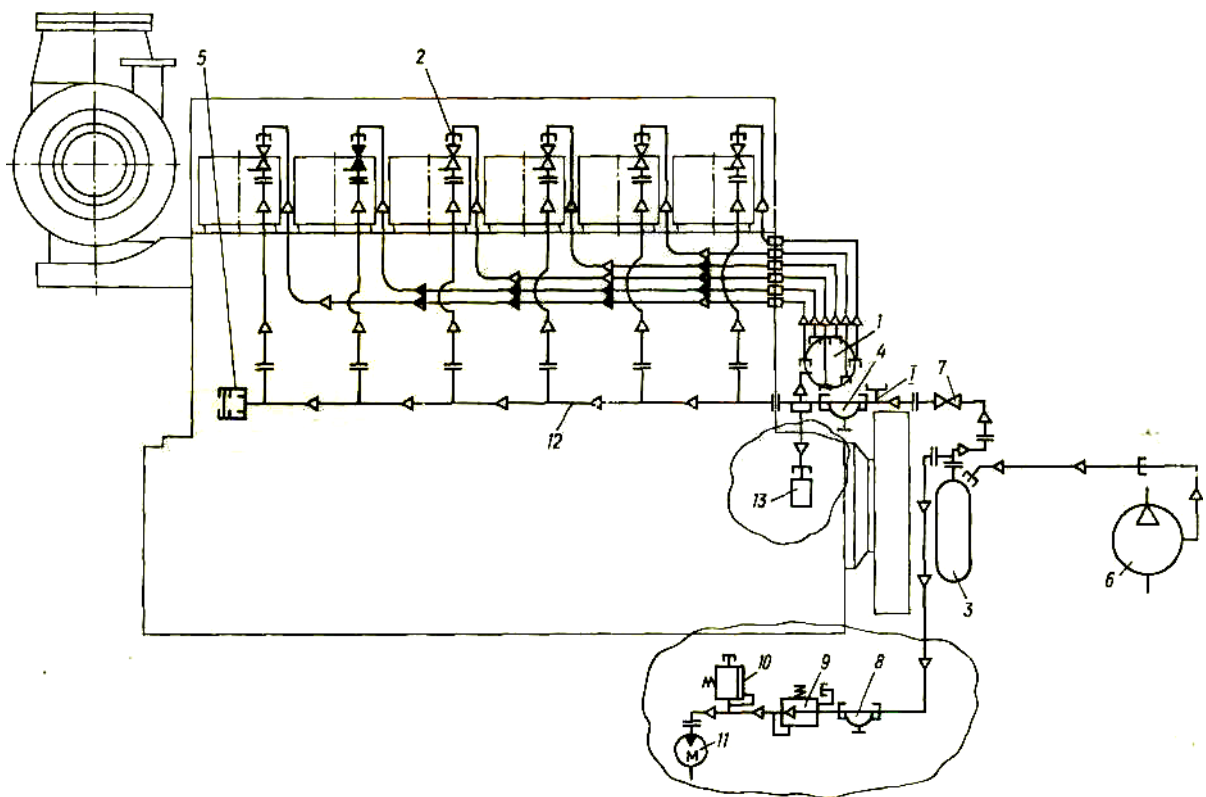


Рисунок 1.6 Схема системи пуску:

1 — розподільвач повітря; 2 — клапан пусковий; 3 — балон; 4, 8 — клапан головний пусковий; 5 — пристрій запобіжний; 6 — компресор; 7 — клапан зворотній; 9 — клапан редуційний; 10 — клапан запобіжний; 11 — агрегат передпускової прокачки масла; 12 — трубопровід повітря; 13 --поршень; I — до манометру щита приладів.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2 .1 Основні вимоги при проектуванні поршневого двигуна внутрішнього згоряння [1]

Проектування поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) передбачає комплексне врахування експлуатаційних, конструктивних, теплотехнічних, газодинамічних, екологічних, економічних та технологічних вимог. Від правильного формування цих вимог залежить ефективність, надійність та довговічність двигуна, а також відповідність його конструкції нормативним обмеженням.

До основних функціональних вимог належить забезпечення двигуном заданих експлуатаційних показників, а саме:

- номінальної потужності та крутного моменту в заданому діапазоні частот обертання;
- стійкої роботи двигуна на холостому ходу та під час раптових змін навантаження;
- високої паливної економічності у номінальному та часткових режимах роботи;
- забезпечення необхідних пускових властивостей у різних кліматичних умовах.

Ці вимоги визначають профіль робочого циклу, систему газорозподілу, характеристики впуску та випуску, а також конструкцію камери згоряння.

Теплотехнічні вимоги визначають допустимі температурні навантаження деталей і ефективність процесів згоряння. Зокрема, при проектуванні необхідно забезпечити:

- раціональний тепловий баланс двигуна;
- допустимі температури стінок головки блока, поршня, клапанів і циліндра;
- ефективні умови тепловідведення за допомогою рідинної або комбінованої системи охолодження;
- повноту згоряння палива з мінімальними тепловими втратами;
- оптимальні вихрові та турбулентні структури у камері згоряння для підвищення швидкості хімічних реакцій.

Недотримання цих вимог призводить до детонації, прогару клапанів, перегріву поршня або зниження ефективності двигуна.

Механічні вузли ДВЗ працюють у складних умовах, що включають високі тиски, температури, ударні навантаження та вібрації. Тому при проектуванні необхідно забезпечити:

- достатній запас міцності шатунно-кривошипного механізму (ШКМ);
- урахування втомного руйнування під дією багаторазових циклів навантаження;
- мінімальний знос тертьових пар;
- статичне та динамічне балансування обертальних і зворотно-поступальних мас;
- мінімізацію вібрацій і шуму в робочому діапазоні частот.

Ці вимоги визначають вибір матеріалів, термічної обробки, геометрії деталей і параметрів мастильної системи.

Важливою умовою є забезпечення ресурсу двигуна до капітального ремонту та загального моторесурсу. До таких вимог належать:

- зносостійкість циліндро-поршневої групи;
- стабільна робота підшипників колінчастого валу;
- стійкість до теплових деформацій;
- працездатність при короткочасних перевантаженнях.

При проектуванні ДВЗ повинні бути виконані вимоги безпечної експлуатації:

- відсутність ризику детонації та неконтрольованого згоряння;
- пожежна безпека паливної та мастильної систем;
- захист від протікання палива й мастила;
- зручність доступу до агрегатів під час обслуговування.

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

Процес проектування та вдосконалення поршневих двигунів внутрішнього згоряння ґрунтується на коректному виборі їхніх робочих і конструктивних параметрів. Робочий цикл двигуна визначає характер зміни тиску, температури та об'єму газів у циліндрі протягом одного оберту колінчастого вале (для двотактних) або двох обертів (для чотиритактних двигунів). Саме ці параметри визначають показники потужності, економічності, екологічності й надійності. Метою даного розділу є комплексне обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу ДВЗ з урахуванням сучасних вимог до підвищення ефективності, зниження викидів, покращення паливної економічності та забезпечення ресурсу деталей кривошипно-шатунного й циліндро-поршневого механізмів.

1. Ступінь стиску .

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . При цьому необхідно щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [7]

2. Коефіцієнт надлишку повітря .

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива становить $\alpha = 1,1 \dots 1,75$ [6] і уточняється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

3. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її самозапалювання.

4. Підігрів заряду свіжого повітря, або газо- повітряної суміші від стінок втулки циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

5. Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

6. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше.

7. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 100^\circ\text{C}$ [4]

8. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [5]

9. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$ [3]

10. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску γ відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 8ГЧН25/34

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	820	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$D =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,68	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	190	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	$p_r =$	180	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
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	$Q_H =$	33500	кДж/м ³
Природний газ			

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 95$	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 2$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,02$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 1$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,01$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 0$	$R_{\text{CO}_2} = 0$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = 0$
азот	$\text{N}_2 = 0$	$R_{\text{N}_2} = 0$

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.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 18,08 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,4518 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,493 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,125 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 372,7 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 100) \text{ K}$$

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 312,7 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 319,6 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{p_r}{\varepsilon \times p_d - p_r}$$

$$\text{де } p_d = 0,95 \times p_\varepsilon$$

$$p_d = 180,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,046$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{p_d}{p_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$p_c = 4523,8 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 831,0 \text{ K}$$

$$t_c = 558,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot m C_p m_Z \cdot t_Z - (m C_v m_{\text{см}} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,0601$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1153$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,0801$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,7445$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$m C_{v_{\text{ме}}} = R_{\text{O}_2} \cdot m C_{v_{\text{O}_2}} + R_{\text{N}_2} \cdot m C_{v_{\text{N}_2}} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot m C_{v_{\text{H}_2\text{O}}} + R_{\text{CO}_2} \cdot m C_{v_{\text{CO}_2}}$$

$$\text{для } \text{O}_2: m C_{v_{\text{O}_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{N}_2: m C_{v_{\text{N}_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{CO}_2: m C_{v_{\text{CO}_2}} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: m C_{v_{\text{H}_2\text{O}}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$m C_{v_{\text{ме}}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

де:

$$a = 22,39$$

$$b = 605,80$$

теплоємність газового палива.

$$m C_{v_{\text{гп}}} = R_{\text{CH}_4} \cdot m C_{v_{\text{CH}_4}} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot m C_{v_{\text{C}_2\text{H}_6}} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot m C_{v_{\text{C}_3\text{H}_8}} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot m C_{v_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot m C_{v_{\text{C}_5\text{H}_{12}}} + R_{\text{CO}_2} \cdot m C_{v_{\text{CO}_2}} + R_{\text{N}_2} \cdot m C_{v_{\text{N}_2}}$$

$$m C_{v_{\text{CH}_4}} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m C_{v_{\text{C}_2\text{H}_6}} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m C_{v_{\text{C}_3\text{H}_8}} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{c_4}}h_{10} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{c_5}}h_{12} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

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 одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 506,78$$

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.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 253,39$$

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:

$$a = 29,174$$

$$b = 537,118$$

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

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

$$a = 29,174$$

$$b = 268,559$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 269,198$$

$$B = 29,243$$

$$C = 53489,33 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1594,9 \text{ C} \quad T_z = 1867,9 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 10193,4 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,25$$

$$\Delta\lambda = 4,80 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$p_{\epsilon} = 539,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1037,7 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 827,8 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 719,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{\text{г}} - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}} \times 100 \% \quad 4,03 \quad \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1113,45 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 0,25 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$$S_{пп} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$p_m = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ кПа}$$

$$p_{me} = 981,64 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,378$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,285 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

І одинна витрата газу.

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

$$B = 233,3 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 133,65 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,71 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$\frac{m}{D_{пп}} = \frac{S_{пп}}{пп}$$

$$0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$D = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D, \text{ мм}$$

$$S = 340,2 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 133,45 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 818,8 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 819,4 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,15 \%$$

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

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [4]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 8ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,11
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,52
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,2
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа}$$

де p_c —тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{roz} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ct}, \text{ МПа}$	$p_{ct}, \text{ мм}$	$p_{roz}, \text{ МПа}$	$p_{roz}, \text{ мм}$
1	4,52	90,4	10,2	204,0
1,25	3,52	70,4	8,19	163,8
1,5	2,75	55,1	6,51	130,2
2,0	1,87	37,3	4,53	90,6

2,5	1,38	27,6	3,42	68,4
3,0	1,08	21,6	2,72	54,4
4	0,73	14,7	1,89	37,8
5	0,54	10,8	1,43	28,6
7	0,34	6,9	0,93	18,7
9	0,25	4,9	0,68	13,6
10,5	0,21	4,3	0,60	11,9

Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 5ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;

б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм;

в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$;

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,17 \text{ МПа}$;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$;

- є) хід поршня $S = 0,34 \text{ м};$
 ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,52 \text{ МПа};$
 з) максимальний тиск $p_{\max} = 10,2 \text{ МПа};$

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2, \text{мм}$
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,170/0,05 = 3,4 \text{ мм}$

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,52 = 5,42 \text{ МПа};$

$p_c'/m_p = 5,42/0,05 = 108,4 \text{ мм}.$

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,2 = 8,67 \text{ МПа}$

$p_{zd}/m_p = 8,67/0,05 = 173,4 \text{ мм}.$

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,91 \text{ мм}$

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

4 Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм}.$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 6 кваліфікаційної роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	818,8 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	233,3 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_l =$	18,080 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,125 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	827,8 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,1 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''v =$	25,54 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1113,45 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:

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

$$Q_{II} = 2171,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 818,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 37,7 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 820 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,15 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.P.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.P.}$ - 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 дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,11$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 282,3 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 70,7 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 353,0 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0126 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,91 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,91 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 354,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 16,34 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 32,01 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 840,5 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 38,71 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{с}}$$

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

де $\Delta_{\text{МД}} = (P_{\text{МД}} / P_{\text{мі}}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0724$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 157,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 84,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_{\text{М}} = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_{\text{М}}}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,5$

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

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

$T_{\text{М}} = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_{\text{М}} = 8 \text{ К}$$

$$V_{\text{М}} = 0,0084 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_{\text{М}} = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_{\text{М}} = 0,7$$

$$P_{\text{М.Н.}} = 4,21 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 4,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 88,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,10 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 68,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 3,15 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Тепловий баланс газового двигуна

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	818,8	37,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	354,9	16,3
теплота, яка виноситься випускними газами	840,5	38,7
теплота, яка відводиться маслом	88,9	4,1
невраховані теплові втрати	68,4	3,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2171,4	100

2.6 Динамічний розрахунок двигуна 8ГЧН25/34. [1]

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 8ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для p_{max}	$h_{\text{max}} = 204 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 10,2 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$	$3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 6 графічної частини кваліфікаційної роботи.

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,0	9,8	#####	-94,6	0,0	-94,6	0,0	40,0	-425,7	-385,7	0,0	-385,7	0,0
15	4,0	9,8	-98,8	-89,0	-5,7	-84,5	-28,5	40,0	-402,8	-362,8	-23,1	-344,4	-116,2
30	4,0	9,8	-82,9	-73,1	-9,1	-58,8	-44,4	40,0	-337,9	-297,9	-36,9	-239,5	-180,9
45	4,0	9,8	-59,3	-49,4	-8,7	-28,8	-41,1	40,0	-241,6	-201,6	-35,6	-117,4	-167,7
60	4,0	9,8	-31,6	-21,8	-4,7	-6,8	-21,2	40,0	-128,8	-88,8	-19,4	-27,6	-86,6
75	4,0	9,8	-3,8	6,0	1,5	0,1	6,2	40,0	-15,6	24,4	6,0	0,5	25,1
90	4,0	9,8	20,6	30,4	7,7	-7,7	30,4	40,0	84,0	124,0	31,5	-31,5	124,0
105	4,0	9,8	39,5	49,4	12,1	-24,4	44,6	40,0	161,2	201,2	49,2	-99,6	181,6
120	4,0	9,8	52,2	62,0	13,5	-42,7	47,0	40,0	212,8	252,8	55,1	-174,2	191,4
135	4,0	9,8	59,3	69,1	12,2	-57,5	40,2	40,0	241,6	281,6	49,7	-234,3	163,9
150	4,0	9,8	62,3	72,1	8,9	-66,9	28,3	40,0	253,8	293,8	36,4	-272,7	115,4
165	4,0	9,8	63,1	72,9	4,7	-71,6	14,4	40,0	257,2	297,2	19,0	-292,0	58,6
180	4,0	9,8	63,2	73,0	0,0	-73,0	0,0	40,0	257,6	297,6	0,0	-297,6	0,0
195	4,0	9,8	63,1	72,9	-4,7	-71,6	-14,4	40,0	257,2	297,2	-19,0	-292,0	-58,6
210	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
225	4,2	10,3	59,3	69,6	-12,3	-57,9	-40,5	42,0	241,6	283,6	-50,1	-235,9	-165,1
240	4,6	11,3	52,2	63,5	-13,8	-43,7	-48,1	46,0	212,8	258,8	-56,4	-178,3	-195,9
255	5,4	13,2	39,5	52,8	-12,9	-26,1	-47,7	54,0	161,2	215,2	-52,6	-106,5	-194,2
270	6,8	16,7	20,6	37,3	-9,5	-9,5	-37,3	68,0	84,0	152,0	-38,6	-38,6	-152,0
285	9,3	22,8	-3,8	19,0	-4,6	0,4	-19,5	93,0	-15,6	77,4	-18,9	1,7	-79,6
300	13,6	33,4	-31,6	1,8	-0,4	0,5	-1,7	136,0	-128,8	7,2	-1,6	2,2	-7,0
315	22,1	54,2	-59,3	-5,0	0,9	-2,9	4,2	221,0	-241,6	-20,6	3,6	-12,0	17,1
330	38,7	94,9	-82,9	12,0	-1,5	9,7	-7,3	387,0	-337,9	49,1	-6,1	39,5	-29,8
345	66,7	163,6	-98,8	64,8	-4,1	61,5	-20,8	667,0	-402,8	264,2	-16,9	250,9	-84,7
360	####	252,7	#####	148,2	0,0	148,2	0,0	#####	-425,7	604,3	0,0	604,3	0,0
375	####	378,3	-98,8	279,5	17,8	265,3	89,6	#####	-402,8	1139,2	72,7	#####	365,1
390	93,3	228,9	-82,9	146,0	18,1	117,4	88,7	933,0	-337,9	595,1	73,8	478,5	361,4
405	55,9	137,1	-59,3	77,9	13,8	45,3	64,8	559,0	-241,6	317,4	56,1	184,8	264,1
420	36,1	88,6	-31,6	57,0	12,4	17,7	55,5	361,0	-128,8	232,2	50,6	72,3	226,4

435	25,4	62,3	-3,8	58,5	14,3	1,3	60,2	254,0	-15,6	238,4	58,3	5,4	245,3
450	19,2	47,1	20,6	67,7	17,2	-17,2	67,7	192,0	84,0	276,0	70,1	-70,1	276,0
Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,0	39,5	77,6	19,0	-38,4	70,0	155,0	161,2	316,2	77,4	-156,6	285,4
480	13,2	32,4	52,2	84,6	18,4	-58,3	64,0	132,0	212,8	344,8	75,2	-237,5	261,0
495	12,0	29,4	59,3	88,7	15,7	-73,8	51,6	120,0	241,6	361,6	63,9	-300,8	210,5
510	11,1	27,2	62,3	89,5	11,1	-83,1	35,1	111,0	253,8	364,8	45,2	-338,6	143,3
525	9,8	24,0	63,1	87,1	5,6	-85,6	17,2	98,0	257,2	355,2	22,7	-349,0	70,0
540	7,7	18,9	63,2	82,1	0,0	-82,1	0,0	77,0	257,6	334,6	0,0	-334,6	0,0
555	6,0	14,7	63,1	77,8	-5,0	-76,4	-15,3	60,0	257,2	317,2	-20,2	-311,6	-62,6
570	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
585	3,7	9,1	59,3	68,3	-12,1	-56,9	-39,8	37,0	241,6	278,6	-49,2	-231,8	-162,2
600	3,7	9,1	52,2	61,3	-13,4	-42,2	-46,4	37,0	212,8	249,8	-54,5	-172,1	-189,1
615	3,7	9,1	39,5	48,6	-11,9	-24,1	-43,9	37,0	161,2	198,2	-48,5	-98,1	-178,9
630	3,7	9,1	20,6	29,7	-7,5	-7,5	-29,7	37,0	84,0	121,0	-30,7	-30,7	-121,0
645	3,7	9,1	-3,8	5,2	-1,3	0,1	-5,4	37,0	-15,6	21,4	-5,2	0,5	-22,0
660	3,7	8,6	-31,6	-23,0	5,0	-7,2	22,4	35,0	-128,8	-93,8	20,4	-29,2	91,4
675	3,7	9,1	-59,3	-50,2	8,9	-29,2	41,8	37,0	-241,6	-204,6	36,1	-119,1	170,2
690	3,7	9,1	-82,9	-73,8	9,1	-59,3	44,8	37,0	-337,9	-300,9	37,3	-241,9	182,7
705	3,7	9,1	-98,8	-89,7	5,7	-85,2	28,8	37,0	-402,8	-365,8	23,3	-347,3	117,2
720	3,7	9,1	#####	-95,3	0,0	-95,3	0,0	37,0	-425,7	-388,7	0,0	-388,7	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Основні напрямки покращення конструкції деталей поршневої групи ДВЗ для зменшення механічних втрат на тертя

Поршнева група двигуна внутрішнього згоряння є одним із найбільш навантажених і відповідальних вузлів, що визначають його ККД, економічність та ресурс. За даними досліджень, до **40–55 % усіх механічних втрат ДВЗ припадає саме на поршкову групу**, з яких **60–70 % — на поршкові кільця**, а решта — на спідницю поршня та поршковий палець. Тому вдосконалення конструкції елементів цієї групи є одним із ключових напрямів підвищення ефективності сучасних дизельних і бензинових двигунів.

Механічні втрати виникають через сухе, граничне та рідинне тертя, а також втрати на перемішування та в'язкісні опори в шарі мастила. На характер тертя впливають: геометрія деталей, матеріал, точність обробки, навантаження, температура, деформації та умови мащення. Сучасні вимоги до двигунів — зниження витрат палива, виконання екологічних норм, підвищення ресурсу — потребують системного підходу до зменшення тертя в поршковій групі.

У цьому розділі наведено узагальнений і критичний аналіз сучасних та перспективних конструктивних рішень, спрямованих на мінімізацію механічних втрат у поршковій групі ДВЗ.

3

· Види тертя 1

У вузлі «поршень — поршкові кільця — втулка циліндру» присутні такі режими тертя:

· Сухе тертя — під час пуску та при недостатній мастильній плівці;

- граничне тертя — мінімальна товщина мастила, контакт вершин мікронерівностей;
- гідродинамічне тертя — при наявності стійкого мастильного клину;
- в'язкісні втрати — пропорційні швидкості поршня та в'язкості мастила.

Графічно залежність режимів тертя від товщини плівки описується кривою Стрібека, яка демонструє зменшення коефіцієнта тертя при переході від сухого до гідродинамічного режиму.

Тому основні інженерні завдання при розробці конструкції поршня—забезпечити:

1. сталість мастильної плівки;
2. мінімізацію сил притискання кілець;
3. оптимізацію геометрії поверхні контакту.

3.1.2. Оптимізація конструкції поршня для зменшення втрат на тертя [2]

а) Зменшення маси поршня

Зниження маси поршня зменшує інерційні сили, що у свою чергу зменшує бічний тиск на стінку циліндра;

Легкі поршні створюють менший бічний тиск, зменшують площу фактичного контакту з гільзою, що призводить до зниження тертя.

Методи зменшення маси:

- оптимізація внутрішніх порожнин поршня;
- тонкостінні конструкції головки та спідниці;
- застосування алюмінієвих і магнієвих сплавів;
- сталеві тонкостінні поршні (для дизелів середнього і високого навантаження).

б) Оптимізація геометрії спідниці поршня

Форма спідниці визначає характер розподілу тиску по висоті та площі контакту.

Основні рішення по оптимізації спідниці поршня:

- бочкоподібна форма — зменшує площу контакту при середньому ході;
- конусність — враховує теплове розширення;
- еліптична спідниця — зменшення навантаження в ненапрямній площині;
- розділена спідниця — мінімальна площа тертя.

Результат: зниження втрат на тертя в циліндро-поршневій групі на 10–20 %.

в) Покращення напрямлення поршня

Мінімізація поршневого перекосу зменшує пікові тиски на втулку циліндру.

Методи:

- збільшення довжини спідниці для важко навантажених дизелів;
- оптимізація співвідношення L/S (довжина шатуна/хід поршня);
- зміщення пальця для стабілізації моменту перекидання.

3.1.3 Антифрикційні покриття та матеріали поршня [14]

а) Антифрикційні покриття робочої поверхні спідниці

Сучасні двигуни використовують покриття:

- діамантоподібний вуглець — найнижчий коефіцієнт тертя (0.05–0.1);
- MoS_2 , графітові композиції — підвищують роботу в умовах граничного тертя;
- полімерно-керамічні покриття.

Коефіцієнт тертя знижується до 30–40 % щодо чистого алюмінію.

б) Матеріали поршня

Алюмінієві сплави

Переваги: мала маса, добра теплопровідність.

Недоліки: значне теплове розширення.

Сталеві поршні

Переваги:

- менші деформації при високих температурах;
- можливість зменшити зазор «поршень–циліндр», що зменшує втрати на тертя;
- більша міцність.

Сталеві поршні показують зниження втрат на тертя до 15 % у дизельних двигунах.

3.1.4 Оптимізація конструкції поршневих кілець [15]

Поршневі кільця — основне джерело втрат у поршневій групі.

а) Зменшення кількості кілець

Перехід з 3 до 2 кілець у сучасних бензинових двигунах дозволяє знизити тертя на 10–15 % без втрати компресії.

б) Компресійні кільця зі зменшеною пружністю

Це кільця зі зменшеною пружністю, у яких сила притискання до гільзи менша на 30–50 %.

$$F=k \cdot \Delta x$$

Зменшення $k \rightarrow$ менший тиск $\rightarrow$ менше втрат.

в) Оптимізація профілю робочої поверхні кілець

Основні типи профілів:

- бочкоподібна;
- конічна;
- трапецієвидна;
- напівеліптична.

Профіль визначає товщину мастильної плівки та характер переходу між режимами тертя.

г) Високотехнологічні покриття

Покриття покращують стійкість до зношування та знижують тертя:

- хром-нікель, титан-нікель— тверді, зносостійкі;
- молібден із сіркою MoS_2 .

Згідно з даних випробувань ці покриття дозволяють знизити втрати тертя до 25–30 %.

3.1.5. Вдосконалення мастила та обробки поверхонь [8]

а) Прецизійна обробка гільзи

Сучасний стандарт — хонінгування, що формує:

- верхню «плато»-поверхню з мінімальною шорсткістю;
- мікроканавки, які утримують мастило.

Це дозволяє:

- зменшити граничне тертя;
- стабілізувати мастильний клин;
- покращити припрацювання кілець.

б) Оптимізація подачі оливи

Методи здійснення:

- масляні форсунки для охолодження і змащення спідниці;

- галерейні канали в поршні;
- оптимізація в'язкості мастила.

Чим стабільніша температура поршня, тим більш рівномірні зазори і менше тертя.

3.1.6 Вдосконалення конструкції поршневого пальця [6]

Поршневий палець створює до 5–10 % втрат у поршневій групі.

Основні заходи по вдосконаленню конструкції пальця:

- використання порожнистих пальців;
- застосування високотвердих сталей;
- полімерні або бронзові втулки з низьким коефіцієнтом тертя.

Зниження втрат у цьому вузлі становить 5–7 %.

3.1.7 Зменшення теплових деформацій

Теплові деформації призводять до зростання контактного тиску в окремих зонах спідниці поршня.

Методи зменшення теплових деформацій:

- галерейне охолодження поршнів дизелів;
- застосування сталевих або комбінованих поршнів;
- оптимізація розподілу маси і товщини стінок.

Масляне охолодження знижує температуру поршня на 60–120 °С, що дозволяє зменшити зазор і втрати тертя на 5–8 %.

3.1.8 Інноваційні технології зменшення тертя [8]

а) Асинхронний (зміщений) поршневий палець

Зсув осі пальця на 1–2 мм зменшує момент перекидання поршня та навантаження на спідницю, що знижує рівень шуму, вібрацій і втрат на 3–5 %.

б) Гібридні поршні сталь–алюміній)

Поєднання в конструкції:

- сталева верхня частина (міцність, теплостійкість);
- алюмінієва нижня частина (мала маса).

Дають суттєве зменшення втрат на тертя за рахунок мінімальних деформацій.

в) Безмасляні покриття

Перспективні для двигунів майбутнього (гібриди, малооб'ємні ДВЗ):

- покриття на основі CrN/CrC/MoS₂;
- самозмащувальні композити.

Мета застосування покриттів— робота деталей поршневої групи в умовах мінімальної подачі мастила.

Висновки

Проведений аналіз показує, що зменшення механічних втрат на тертя в поршневій групі ДВЗ вимагає комплексного підходу, що включає геометричну оптимізацію деталей, застосування нових матеріалів, покриттів, вдосконалення умов мастила та охолодження. Сумарний потенціал зниження втрат у сучасних двигунах становить:

Напрямок	Потенціал зменшення втрат
Оптимізація геометрії поршня	10–20 %
Покриття спідниці	20–40 %
Low-tension поршневі кільця	15–25 %
Покриття кілець	15–30 %
Plateau honing	5–10 %
Охолодження поршня	5–8 %
Інші рішення (зміщення пальця, гібридні поршні)	5–7 %
Сумарний ефект може досягати 30–50 %, залежно від конкретного типу двигуна та впроваджених рішень.	

3.2 Розробка конструкції верхнього компресійного поршневого кільця

В кваліфікаційній роботі розроблена конструкція поршня та верхнього компресійного поршневого кільця, які максимально зменшують прорив газів до поршневих компресійних кілець.

Втрата потужності двигуна, що характеризується механічним ККД, складається із великої кількості складових і самою значною по величині є складова на тертя поршневих кілець (від 30% до 50% $N_{\text{мех.}}$).

В умовах недостатнього змащування та високих температур коефіцієнт тертя для звичайних пар тертя: сірий чавун (кільце) – сірий чавун (втулка циліндру) або чавун з високою міцністю (кільце) - сірий чавун (втулка циліндру) складає 0,11...0,15. Особливо негативний вплив на умови роботи поршневих кілець представляють гази, що прориваються із камери згоряння, і які визивають окислення масляної плівки та зменшення її товщини. Особливо важкі умови роботи верхнього поршневого кільця в районі верхньої мертвої точки (ВМТ). Завданням розробки конструкції компресійного кільця є вирішення питання поурачення умов його змащування без значного збільшення витрати масла на угар.

3.2.1 Обґрунтування вибраного напрямку покращання конструкції кільця

Умови змащування та тертя поршневого кільця є дуже складними. Форма поверхнею ковзання допускають утворення гідродинамічної плівки, але не завжди і на обмеженій частині ходу поршня.

Змащування верхніх компресійних кілець зовсім недостатня і затрудняється наявними тут високими температурами. Умови роботи верхніх поршневих кілець в значній мірі визначають втрати потужності на тертя в двигуні і величину зношування втулок циліндрів та поршневих кілець.

В районі ВМТ завжди настає руйнування змащувальної плівки та виникає напівсухе тертя.

Для покращання працездатності верхнього поршневого кільця в практиці двигунобудування застосовують такі конструктивні прийоми:

1. Застосування антифрикційних вставок на робочій поверхні кільця.
2. Нанесення на робочу поверхню плазмовим напилюванням або ж іншим способом шару з низьким коефіцієнтом тертя. В якості матеріалів в цьому випадку застосовують фосфористу бронзу, свинцеву бронзу, молібден, окис заліза та інші матеріали.
3. Нанесення на робочій поверхні кільця масло розподільних канавок або ж кільця з прорізами для акумулювання масла та розподілу його по стінці

циліндру на всьому ході поршня. При розробці конструкції газощільного верхнього кільця була поставлена задача по покращенню умов його змащування.

Кільця з канавками не забезпечують цих вимог по причині витікання масла із канавки при ході поршня ввєрх, а поршневі кільця з прорізами переносять в зону ВМТ дуже велику кількість масла, що приводить до підвищеної витрати масла на згоряння.

Для забезпечення газощільності та покращення умов змащування мною було розроблено двійне поршневе кільце з акумулюючою порожниною по внутрішнім торцевим поверхням кільця.

Газощільність забезпечується за рахунок зміщення замків верхньої та нижньої половинок, а робота акумулятора масла пояснюється по приведеним схемам положення кілець в канавці поршня і діючих на кільце сил інерції, сил тертя та сил тиску газів (рис.).

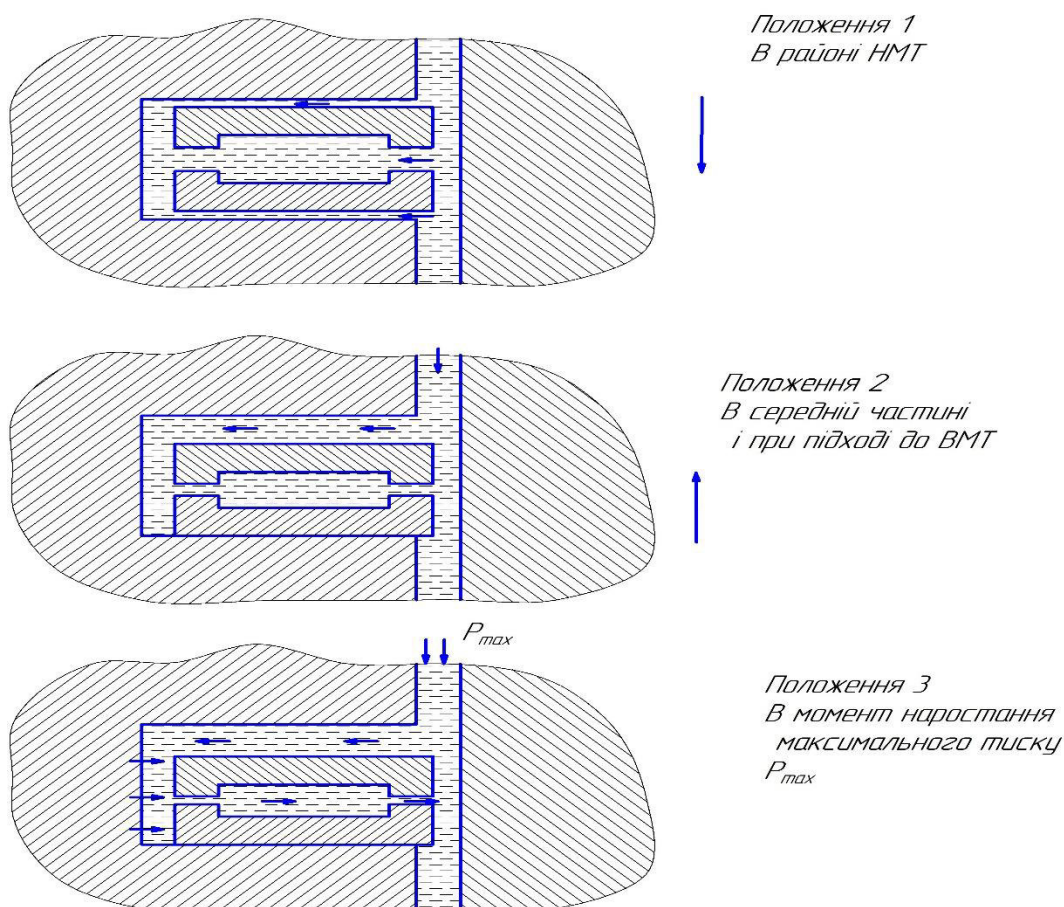


Рис. Схема роботи компресійного кільця з акумулюючою порожниною для масла.

Положення 1. При русі поршня вниз і при проходженні в районі нижньої мертвої точки (НМТ), де поверхня втулки в достатній мірі покрита маслом, масло попадає в акумулюючу порожнину поміж кільцями.

Положення 2. При русі поршня до ВМТ масло, що потрапило в порожнину поміж кільцями переноситься в район з недостатніми умовами змащування.

Положення 3. При русі поршня до ВМТ, коли в циліндрі проходить запалювання робочої суміші (газоповітряної) і швидко наростає тиск до величини $P_{\max}$, різко виростає тиск і в просторі за кільцем, а тому масло із акумулюючої порожнини витісняється на поверхню циліндру.

3.2.3 Опис конструкції газощільного кільця

Поршневе газощільне кільце з акумулюючою для масла порожниною складається із двох однакових кілець, які відрізняються від серійних поршневих кілець тим, що вони в два рази тонші та мають на своїх торцевих поверхнях кільцеві канавки. При складанні кільцеві канавки обох кілець об'єднуються і утворюють порожнину для масла об'ємом 1250мм^3 . Газощільні кільця виготовлені із чавуну високої міцності, що використовується для виготовлення поршневих кілець двигуна – прототипу.

3.3 Розрахунок на міцність поршня [2]

3.3.1 Мета розрахунку

Завданням розрахунку на міцність поршня двигуна 8ГЧН25/34 є знаходження його працездатності при максимальному тиску згоряння $P_{\max} = 10,2$ МПа та частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

3.3.2 Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах. Поршень розраховуємо на стискання від тиску газів. Небезпечними є перерізи над поршневим пальцем, що проходять через канавки маслоз'ємного та компресійного кілець. Напряга стиску в небезпечних перерізах

$$\sigma_{cn} = \frac{P_z}{F_{\min}}, \text{ МПа,} \quad \text{де} \quad \text{де}$$

$$P_z = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_z}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 10,2 \cdot 10^6}{4} = 456772 \text{ Н -}$$

максимальна сила тиску газів.

$D = 0,25$ м – діаметр поршня;

$$\begin{aligned} F_{\min 1} &= \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - 10 \cdot \frac{D_k - d_d}{2} \cdot d_v = \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} - 10 \cdot \frac{0,23 - 0,178}{2} \cdot 0,005 = 0,0168 \text{ м}^2 - \text{ площа перерізу} \end{aligned}$$

поршня по канавці маслоз'ємного кільця.

$$F_{\min 2} = \frac{\pi \cdot (D_k^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,23^2 - 0,20^2)}{4} = 0,0104 \text{ м}^2 -$$

- площа перерізу поршня по канавці компресійного кільця;

де $D_k = 0,23$ м - внутрішній діаметр маслоз'ємної канавки.

Напряга стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{cn2} = \frac{P_z}{F_{\min 2}} = \frac{456772}{0,0104} = 43,9 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для чавунних поршнів

$$[\sigma_{cn}] \leq 60 \text{ МПа}$$

3.3.3 Знаходження питомого тиску поршня на втулку робочого циліндру .

Довжину юбки поршня перевіряємо по найбільшому питомому тиску її на стінку втулки циліндру

$$\kappa = \frac{N_{\max}}{D \cdot L_p} = \frac{21,82 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 0,24} = 0,36 \text{ МПа}$$

де $N_{\max} = 21,82 \text{ кН}$ - найбільший нормальний тиск поршня на втулку циліндра, знайдений в динамічному розрахунку .

$L_p = 0,24 \text{ м}$ – робоча висота юбки поршня;

Для поршнів, виготовлених із чавуну

$$[k] = 1 \text{ МПа}$$

3.3.4 Питомий тиск в бобищі поршня.

Поверхню опорних гнізд пальця поршня перевіряємо на найбільший питомий тиск

$$k = \frac{P_z}{d \cdot l_p} = \frac{456772}{0,105 \cdot 0,096} = 45,3 \text{ МПа}$$

де $d = 0,105 \text{ м}$ – діаметр поршневого пальця;

$l_p = 0,096 \text{ м}$ – робоча довжина гнізд пальця;

Для поршнів із чавуну допускається

$$[k] = 80 \text{ МПа}$$

3.3.5 Перевірка бобишків поршня на зріз.

Перевірка бобишків поршня на зріз проводиться по формулі

$$\tau_{зр} = \frac{P_{зр}}{F_{зр}} = \frac{456772}{0,0189} = 24,2 \text{ МПа}$$

$$\text{де } F_{зр} = \frac{2\pi \cdot (D_o^2 - d_n^2)}{4} = \frac{2 \cdot 3,14 (0,152^2 - 0,105^2)}{4} = 0,0189 \text{ м}^2 -$$

площа зрізу бобишків.

тут $D_6 = 0,152\text{м}$ – зовнішній діаметр бобишки;

$d_n = 0,105\text{м}$ – внутрішній діаметр бобишки;

Допустимі напруження зрізу для чавуну

$$[\tau_{зр}] = 35 \text{ МПа}$$

3.3.6 Розрахунок днища поршня .

Розрахунок днища поршня у зв'язку зі складністю конфігурації останнього, важливістю встановлення характеру навантаження і величини пружності защемлення контуру днища, носить умовний характер .

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленим тиском газів.

Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_z}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,08^2 \cdot 10,2 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 101,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_z}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,08^2 \cdot 9,3 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,021^2} = 30,4 \text{ МПа},$$

де $\xi = 1$ - коефіцієнт, що враховує пружність защемлення;

- $\delta = 0,021\text{м}$ – товщина днища;

- $r = 0,08\text{м}$ – радіус защемлення;

- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона для чавуну

Напруження в центрі днища менше, ніж по контуру

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_z = \frac{3}{8} \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,08^2}{0,021^2} \cdot 10,2 \cdot 10^6 = 65,9 \text{ МПа}$$

Термічні напруження в днищі охолоджуваного поршня виникають від перепаду температур по товщині днища.

Теплове навантаження днища визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю поверхні F_n в одиницю часу.

Питоме теплове навантаження днища можна знайти по кількості теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину .

$$q = \frac{a \cdot N_{eq} \cdot q_e \cdot Q_n}{F_n \cdot 3600} = \frac{0,06 \cdot 102,5 \cdot 0,276 \cdot 34500}{0,054 \cdot 3600} = 330,6 \text{ кВт/м}^2$$

де $a = 0,06$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня

$$N_{eq} = N_e / i = 820 / 8 = 102,5 \text{ кВт} \quad - \text{циліндрова потужність двигуна};$$

$$q_e = b_e = 0,276 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}) \quad - \text{питома ефективна витрата палива};$$

$$Q_n = 34500 \text{ кДж/м}^3 \quad - \text{нижча теплота згоряння палива};$$

$$F_n = 0,054 \text{ м}^2 \quad - \text{площа поверхні днища поршня};$$

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом може бути знайдена із рівняння для передачі тепла через плоску стінку.

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{330,6 \cdot 10^3 \cdot 0,021}{52,3} = 132,7^\circ \text{C}$$

де $\lambda = 52,3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$ – коефіцієнт теплопровідності для чавуну .

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруження від осьового перепаду температур Δt на периферії і в центрі днища знаходиться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 - 0,3)} \cdot 132,7 = 110,9 \text{ МПа} \quad [8] \quad \text{стор.239}$$

де $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для чавуну;

$\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5} 1/^\circ \text{C}$ – коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;

Сумарні механічні і термічні напруження на периферії днища поршня

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_T = 101,3 + 110,9 = 212,2 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для днищ поршнів із чавуну

$$[\sigma] = 150 \dots 220 \text{ МПа}$$

Висновки

1. Із результатів приведеного розрахунку можна зробити висновок, що поршень газового двигуна 8ГЧН25/34 є працездатним при максимальному тиску $P_{\max} = 10,2 \text{ МПа}$ та частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

При цьому в розрізах поршня діють такі напруження:

1.1 Напруження стиску стиску в перерізі по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{\text{ст}} = 43,9 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\sigma_{\text{ст}}] = 60 \text{ МПа}.$$

1.3 Сумарне напруження в днищі поршня

$$\sigma = 212,2 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\sigma_{\text{ст}}] = 150 \dots 220 \text{ МПа}$$

1.4 Напруження зрізу в бобишках поршня

$$\tau_{\text{зр}} = 24,2 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\tau_{\text{зр}}] = 35 \text{ МПа}$$

1.5 Питомий тиск поршня на стінку циліндру

$$k = 0,40 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [k] = 1,0 \text{ МПа}$$

1.6 Питомий тиск на поверхні опорних гнізд бобишків поршня

$$k_{\text{max}} = 45,3 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [k_{\text{max}}] = 80 \text{ МПа}$$

3.4 Розрахунок на міцність шатунного болта [2]

Мета розрахунку

Завданням розрахунку є знаходження напружень і запасів міцності в шатунних болтах при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

Вихідні дані

1. Число оборотів колінчастого валу двигуна	$n =$	750	хв^{-1}
2. Маса поршня	$m_{\text{п}} =$	53	кГ
3. Маса стрижня шатуна	$m_{\text{ш}} =$	54	кГ
4. Кількість шатунних болтів	$i =$	4	
5. Радіус кривошипу	$R =$	0,17	м
6. Довжина шатуна	$L =$	0,69	м
7. Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,2	
8. Внутрішній діаметр різьби М24х2	$d_{\text{вн}} =$	0,02	м
9. Середній діаметр різьби	$d_{\text{ср}} =$	0,021	м
10. Коефіцієнт тертя в різьбі $\beta = 0,07 \dots 0,12$	$\beta =$	0,07	
11. Ефективний коефіцієнт концентрації напруги в різьбі шатунного болта $K_{\sigma} = 2,0 \dots 3,2$	$K_{\sigma} =$	2,5	
12. Границя текучесті матеріалу болта - Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543-84	$\sigma_{\text{м}} =$	850	МПа
13. Границя втоми матеріала болта при розтягуванні	$\sigma_{-1\text{р}} =$	400	МПа

Розрахунок

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

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

$$\omega = 78,53 \text{ рад/с}$$

2. Кривошипне відношення

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

$$\lambda = 0,246$$

3. Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_{\text{ш}}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$P_{jp} = 139797 \text{ Н}$$

4. Сила затяжки одного болта

$$P_3 = 3 \cdot P_{jp} / i \quad P_3 = 104848 \quad \text{Н}$$

5. Сила, що діє на шатунний болт

$$P_6 = P_3 + a \cdot P_{jp} / i \quad P_6 = 111838 \quad \text{Н}$$

6. Сумарне напруження в болті шатуна

$$\sigma = \frac{P_6 \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad \sigma = 356,1 \quad \text{МПа}$$

7. Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці за рахунок тертя поверхней витків різьби болта та гайки

$$M_{\text{кр}} = \frac{\beta \cdot P_3 \cdot d_{\text{сер}}}{2} \quad M_{\text{кр}} = 77,1 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

8. Дотичне напруження в стержні болта

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^3} \quad \tau = 48,2 \quad \text{МПа}$$

9. Складне напруження в розрахунковому перерізі стержня болта

$$\sigma_{\text{кл}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_{\text{кл.}} = 365,7 \quad \text{МПа}$$

10. Запас статичної міцності по пластичній деформації

$$n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{ск}} \quad n_{\sigma} = 2,3$$

У виконаних двигунах $n_{\sigma} \approx 1.5 \dots 3.0$

11. Шатунні болти розраховуються на втому в слідуючому порядку.

В процесі роботи різьбового з'єднання сила затяжки залишається постійною і до напружень затяжки додаються змінні напруження від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad \sigma_{\text{а.}} = 22,3 \quad \text{МПа}$$

12. Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напруженням

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a} \quad \sigma_{\text{а.}} = 7,2$$

У виконаних двигунах

$$n_a \approx 2.5 \dots 5.0$$

Висновок

Запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації та запас міцності різьбового з'єднання по змінним напруженням $n_a = 4,2$ більше за допустимі $n_a = 2,5 \dots 5,0$. Отже, працездатність шатунного болта при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ забезпечується.

4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи безпеки при складанні поршневої групи двигуна внутрішнього згоряння [9]

4.1.1 Загальні вимоги безпеки

Складання поршневої групи ДВЗ належить до робіт підвищеної небезпеки, оскільки включає операції з дрібними та прецизійними деталями, використанням пресового обладнання, нагрівальних пристроїв, мастильних матеріалів і хімічних очищувачів. До виконання робіт допускаються лише особи, що пройшли первинний та повторний інструктаж з охорони праці, ознайомлені з технологічною документацією та мають досвід складальних операцій.

Робоче місце повинно бути організоване відповідно до вимог ДСТУ EN ISO 6385 та ДСТУ EN 614-1: забезпечене достатнім освітленням, вентиляцією, мати рівну робочу поверхню, оснащену тисками з м'якими накладками. Усі зайві предмети та інструменти мають бути прибрані, оскільки їхня присутність може створити ризик травмування або пошкодження деталей.

Під час виконання всіх операцій заборонено працювати у стані втоми, після прийому алкоголю, наркотичних або токсичних речовин чи медикаментів, що впливають на увагу та координацію.

4.1.2 Вимоги до спецодягу та засобів індивідуального захисту

Працівник повинен бути одягнений у спецодяг без звисаючих елементів: халат або комбінезон, щільні робочі рукавиці, які зменшують ризик порізів і захищають від мастил. При роботі з поршковими кільцями та стопорними кільцями пальця обов'язкове використання захисних окулярів, оскільки ці елементи пружні та здатні «відстрілювати».

Забороняється працювати у прикрасах (кільцях, браслетах, ланцюжках), які можуть зачепитися за виступаючі частини або інструмент, створюючи ризик травми.

4.1.3 Безпечні методи роботи з поршневими кільцями

Поршневі кільця виготовлені з крихкого чавуну або сталі та мають високу пружність, тому основні небезпеки — це їх ламання або відскок при надмірному розгинанні.

Основні вимоги безпеки при встановленні поршневих кілець:

- встановлювати поршневі кільця **виключно за допомогою спеціального пристосування**, не допускаючи використання викруток, шила чи інших непризначених інструментів;
- не допускати надмірного розтягування кільця, оскільки це призводить до появи мікротріщин і може викликати травмування робітника;
- перед монтажем перевірити кільця на відсутність задирок, нерівностей і тріщин;
- надягати кільця у рукавицях, а очі захищати окулярами.

3.1.4 Заходи безпеки при встановленні поршневого пальця

У більшості сучасних двигунів застосовується запресовування пальця в бобишки поршня або нагрів поршня до температури 70–120 °С для забезпечення посадки з натягом.

Небезпечні фактори:

- ризик опіків при неправильному нагріві поршня;
- ризик травми рук під час запресовування пальця;
- ймовірність «вистрілювання» стопорних кілець.

Вимоги техніки безпеки:

1. Нагрівання поршня виконувати у термостійкій масляній ванні або електричній печі з контролем температури. Заборонено застосовувати відкритий вогонь.
2. При запресовуванні пальця використовувати лише механічний або гідравлічний прес, а не удари молотком.
3. Стопорні кільця встановлювати спеціальним інструментом, працюючи у захисних окулярах.

4. Під час пресування не допускати розташування рук у зоні переміщення штока.

4.1.5 Безпечне складання шатунно-поршневого вузла

Перед установкою поршня на шатун необхідно провести огляд деталей: вони повинні бути очищені від забруднень, задирок і металевих частинок, які можуть спричинити порізи.

Вимоги до операцій по складанню шатунно-поршневої групи:

- деталі шатуна фіксують у лещатах з гумовими або пластиковими накладками;
- різьбові з'єднання затягують динамометричним ключем, щоб уникнути різкого зриву ключа та травмування;
- заборонено утримувати деталі пальцями між поверхнями, що стикаються;
- при складанні шатунної кришки використовувати тільки справні болти та гайки, виключаючи надмірне зусилля.

4.1.6 Правила використання інструменту та обладнання

Усі інструменти повинні відповідати вимогам ДСТУ EN ISO 6789 (динамометричні ключі), ДСТУ ГОСТ 7219 (ключі гайкові), ДСТУ EN 1494 (домкрати та підйомники).

Правила безпечної роботи з інструментами:

- використовувати інструмент лише за призначенням;
- не застосовувати пошкоджені або саморобні пристосування;
- забезпечити надійну фіксацію деталей при робочих навантаженнях;
- уникати надмірних зусиль, що можуть викликати зісковзування інструменту.

4.1.7 Пожежна безпека та безпека при роботі з мастильними матеріалами

Під час складання поршневої групи використовуються мінеральні та синтетичні мастила, бензин, розчинники та очистники, що є горючими.

Вимоги:

- зберігати матеріали у щільно закритих металевих ємкостях;
- не допускати нагрівальних приладів і відкритого вогню у робочій зоні;

- місце роботи повинно мати порошковий або вуглекислотний вогнегасник відповідно до ДСТУ EN 3;
- розлиті мастила негайно прибирати абсорбентами, щоб уникнути ковзання.

4.1.8 Завершальні вимоги

Після завершення складання шатунно-поршневої групи необхідно:

- переконатися у правильності встановлення всіх елементів поршня, шатунної кришки та стопорних кілець;
- перевірити відсутність сторонніх предметів у двигуні;
- очистити інструмент і робоче місце;
- змити мастила спеціальними безпечними засобами, не використовуючи бензин.

4.2 Заходи із захисту навколишнього середовища при випробуванні газового двигуна [10], [11]

Випробування газових двигунів супроводжуються виділенням відпрацьованих газів, шуму, вібрацій, споживанням енергоресурсів та можливими викидами незгорілого палива чи мастил. Тому під час проведення випробувальних робіт необхідно впроваджувати комплекс організаційних, технічних та екологічних заходів, спрямованих на мінімізацію негативного впливу на довкілля.

4.2.1 Організаційні заходи

Вибір місця проведення випробувань:

- розміщення стенду в ізольованому приміщенні з ефективною вентиляційною системою;
- забезпечення санітарно-захисної зони відповідно до діючих норм;
- Відсутність поблизу житлових або чутливих до шуму об'єктів.

Дотримання нормативно-правових вимог:

- виконання ДСТУ, екологічних регламентів, правил поводження з природним газом та вимог охорони атмосферного повітря;
- оформлення дозволів на викиди у разі проведення тривалих стендових випробувань.

4.2.2 Заходи щодо зменшення викидів у атмосферу

Система очищення відпрацьованих газів:

- використання каталізатора окиснення для зменшення CO, CH₄ та інших вуглеводнів;
- установа селективної каталітичної нейтралізації (SCR) для контролю NO_x при роботі двигунів високого навантаження;
- застосування теплоізоляції випускних трубопроводів для стабілізації температурного режиму та підвищення ефективності каталізаторів.

Контроль складу палива і повітря:

- використання очищеного природного газу з мінімальним вмістом домішок (H₂S, вологи, масел);
- регулювання паливоподачі для запобігання неповному згорянню й перевищенню викидів CH та CO.

4.2.3 Підтримання оптимальних параметрів згорання

- регулювання куту випередження запалювання, стехіометричності суміші;
- Використання системи лямбда-регулювання.

4.2.4 Заходи для захисту водних ресурсів

Контроль та очищення охолоджуючих рідин

- виключення витоків охолоджувальних рідин у стічні системи;
- використання замкнених циркуляційних контурів;
- своєчасна утилізація відпрацьованих ОЖ відповідно до інструкцій.

Запобігання потраплянню мастил або палив у ґрунт

- використання піддону-збірника під двигуном;
- регулярний контроль ущільнень, фільтрів, з'єднань трубок постачання мастила.

4.2.5 Зменшення шумового навантаження

Конструктивні рішення:

- монтаж шумоглушника на випускній системі;
- використання віброізолюючих опор стенду.

Акустична ізоляція приміщення:

- шумоізолюючі панелі на стінах, стелі та дверях;
- матеріали з високим коефіцієнтом звукопоглинання в зоні двигуна.

4.2.6 Зменшення вібраційного впливу:

- установка двигуна на демпферні опори;
- балансування обертових деталей;
- використання бетонної основи з масивними фундаментними плитами.

4.2.7 Енергоефективність та ресурсозбереження:

- відбір тепла із випускних газів для потреб опалення або нагріву води;
- використання енергоощадних систем вентиляції (рекуперація тепла);
- автоматичне регулювання режимів роботи двигуна для мінімізації витрати палива на холостому ході.

4.2.8 Заходи з утилізації та поводження з відходами

Утилізація відпрацьованих матеріалів:

- відпрацьовані мастила: збір у герметичні ємності, передача на спеціалізовані підприємства;
- фільтри, ганчір'я: утилізація як небезпечних відходів класу В.

Запобігання забрудненню твердими відходами:

- використання одноразових сорбентів лише за потреби;
- регулярне прибирання зони випробувань.

4.2.9 Моніторинг і контроль під час випробувань

Контроль параметрів викидів:

- використання газоаналізаторів для вимірювання NO_x, CO, CO₂, CH₄;
- перевірка герметичності газопроводу.

Контроль якості повітря в приміщенні:

- CO-датчики з аварійною сигналізацією;
- автоматичний запуск припливно-витяжної вентиляції.

4.2.10 Організація безпечної роботи персоналу:

- забезпечення ЗІЗ (респіратори, навушники, рукавиці);
- інструктаж щодо пожежної безпеки при роботі з газовим обладнанням;
- наявність засобів гасіння пожежі (газові або порошкові вогнегасники).

ВИСНОВКИ

Магістерська робота на тему "Покращення техніко-економічних показників 4-тактного газового двигуна потужністю 820 кВт за рахунок вдосконалення конструкції поршневої групи. Прототип - 8ГЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 8ГЧН25/34 і детальну розробку конструкції поршневої групи. Магістерська робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1.

Газовий двигун 8ГЧН 25/34 потужністю 820 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на виробництвах, котельних де постійно споживаються електрична та теплова енергія. Габаритне креслення двигуна-генератора ДвГА - 780 та загальна конструкція газового двигуна 8ГЧН 25/34 показані на листах 1,2 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 820$ кВт, $n = 750$ хв⁻¹) визначений двигун – прототип 8ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку 6 графічної частини кваліфікаційної роботи.

Головну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці конструкції поршневої групи, яка забезпечує високий механічний коефіцієнт корисної дії двигуна завдяки зменшенню тиску газів на комплект поршневих кілець та покращеному мащенню пари: верхнє поршневе компресійне кільце - втулка циліндру. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої поршневої групи та виконане обґрунтування запропонованої конструкції верхнього компресійного кільця із акумулюючою порожниною. Складальне та

робоче креслення поршня показані на листах 3,4. Також в графічній частині роботи розроблене робоче креслення поршневого компресійного кільця . (Додаток 5).

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено також розробці заходів по безпечному виконанню робіт по складанню поршневої групи та шатунно-поршневої групи і захисту навколишнього середовища при випробуванні газового двигуна на стенді заводу-виробника.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
- 2.Дяченко С.С. Конструкция и расчет ДВС. – Харьков: ХНАДУ, 2019. – 360 с.
- 3.Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згорання: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
- 4.Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
- 5.Гуськов А.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория и расчет. – Киев: Либідь, 2018. – 512 с.
- 6.Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згорання: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
- 7.Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згорання. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
- 8.Левченко О. В., Мельник І. М. Сучасні матеріали поршневої групи двигунів внутрішнього згорання. — Київ: Наукова думка, 2016. — 224 с.
- 9.Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
- 10.Малярєнко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
- 11.Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
12. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
- 13.Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.
- 14.SAE International. Piston and Ring Thermal Management in High-Output Diesel Engines. — SAE Paper 2013-01-1284, 2013. — 14 p.

15. Caterpillar Inc. Piston and Connecting Rod Assemblies: Service Manual. — Peoria, IL: CAT Publications, 2014. — 220 p.
16. Cummins Engine Company. High-Performance Diesel Pistons: Cooling Concepts and Material Solutions. — Technical Bulletin No. 4928746, 2019. — 36 p.
17. Двигатель-генераторы ДвГ1А500-1, ДвГА-630 и когенерационные установки на их базе. Руководство по эксплуатации. 375-0000РЭ

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. — Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса — 296с.:ил.