

**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт. за рахунок вибору оптимальних параметрів компресійних кілець.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Тріщинський А. С.**
(підпис)

Керівник роботи:

К. Т. Н., доцент кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Доценко С.М.**

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Проектований двигун застосовується, як двигун для приводу електрогенератора змінного струму. Працює двигун на газоподібному паливі - природному газі, що утворився в надрах землі.

В третьому розділі був проведений аналіз факторів які впливають на величини тиску механічних втрат в двигуні. За рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець пропонується зменшити механічні втрати в циліндро - поршневої групі.

Так як 35-40% всіх механічних втрат в двигуні припадає на поршкову групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 2-3%.

Ключові слова: газовий двигун, компресійні кільця, механічні втрати, циліндро - поршнева група.

Abstract

The designed motor is used as a motor to drive an alternating current generator. The engine runs on gaseous fuel - natural gas formed in the bowels of the earth.

In the third section, an analysis of the factors influencing the values of pressure and mechanical losses in the engine was carried out. Due to the selection of optimal design parameters of compression rings, it is proposed to reduce mechanical losses in the cylinder-piston group.

Since 35-40% of all mechanical losses in the engine are in the piston group, reducing these losses in the piston group will lead to a decrease in all mechanical losses in the engine by about 2-3%.

Key words: gas engine, compression rings, mechanical losses, cylinder-piston group.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	12
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	17
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	27
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	41
РОЗДІЛ 3 НАУКОВИЙ	
3.1 Аналіз факторів які впливають на величини тиску механічних втрат	43
3.2 Пропозиції по вибору параметрів компресійного кільця	45
3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки	48
3.4 Розрахунок величини зменшення механічних втрат в двигуні	49
Висновок	50
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці	50
4.2 Охорона навколишнього середовища	53
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	55
4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації	57
4.5 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна	59
ВИСНОВКИ	74
ЛІТЕРАТУРА	76
ДОДАТКИ:	
1. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1	

2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1

3. Шатунно-поршнева група СК Ф - А1

4. Компресійне кільце РК Ф - А1

Схема системи подачі газоподібного палива Ф – А1

ВСТУП

В сучасних умовах постійного зростання цін, одним з перспективних напрямків стабільної роботи енергетичної галузі є використання альтернативних газів. Останнім часом все більш широке поширення набуває виготовлення біогазу та водню.

Водень є ідеальним паливом. Його теплотворність також дуже висока - 33 тисячі ккал/кг, що в 3 рази перевищує теплотворну здатність бензину. Він легко транспортується по газопроводах, оскільки має дуже низьку в'язкість. По трубопроводу діаметром 1,5 м передається 20 тисяч мегават потужності. Перекачування газу на відстань 500 км майже в десять разів дешевше, ніж передача такої ж кількості електроенергії по лініях електропередач.

Перенесення водню в рідкому вигляді - дуже дороге задоволення, адже для його зрідження потрібно витратити майже половину енергії, що міститься в ньому. Крім того, повинна бути забезпечена ідеальна теплоізоляція трубопроводу, так як температура рідкого водню дуже низька.

Як паливо водень спалюється в ракетних двигунах і паливних елементах для безпосереднього виробництва електроенергії шляхом поєднання водню та кисню. В даний час в світі виробляється близько 30 млн тон водню на рік, в основному з природного газу. За прогнозами, за 40 років виробництво водню має зрости у 20-30 разів. За допомогою атомної енергетики необхідно замінити нинішнє джерело водню - природний газ - на більш дешеву і доступну сировину - воду. Зробити це можна двома способами.

Перший спосіб - традиційний, за допомогою електрохімічного розкладання води. Якщо нагріти водяну пару до 3 000-3 500 С, то молекули води розпадуться самостійно.

Обидва способи отримання водню з води все ж дорожче, ніж з природного газу. Однак природний газ дорожчає, а методи розкладання води вдосконалюються.

У деяких випадках все ж вигідно виробляти водень методом електролізу в нічний час, коли є зайва і дешева електроенергія.

Також водень використовується при утилізації низькопотенціального тепла металогідридними установками. Принцип роботи таких установок базується на поглинанні водню при низькому тиску, підвищенні його тиску за рахунок підводу тепла та виділенні водню при високому тиску. Потенційна енергія водню перетворюється в механічну енергію в розширювальній машині[1-3].

Використання термохімічних циклів дозволяє здійснювати більш глибоку утилізацію низько потенційного тепла в когенераційних установках з двигунами внутрішнього згоряння [4,5].

Мета роботи - зменшення сил тертя, в циліндро - поршневої групі, за рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець, при цьому не змінюючи інші параметри компресійних кілець.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (24 - 25 листопада 2022 року) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 156-158 «Дослідження впливу параметрів компресійних кілець на характеристики роботи кільця» [6].

Об'єкт дослідження - 4-taktний газовий поршневий двигун з газотурбінним наддувом 6 ГЧН 25/34. Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 500F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережею або автономною роботою при відключенні промислової мережі.

ОПИС ДВИГУНА

1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна

Згідно завдання на здобуття ступеня вищої освіти «магістр», проєктований двигун повинен застосовуватися, як первинний двигун для приводу електрогенератора змінного струму. Пропонується робота двигуна на газоподібному паливі - природному газі, що утворився в надрах землі. Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти. Природний газ у природних умовах знаходиться в газовому стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді (у пластових умовах), а в стандартних умовах (0,101 Мпа і 20°C) – тільки в газовому стані. Також природний газ може знаходитися у вигляді газогідратів.

Стаціонарні двигун-генератори як джерело електричної застосовуються у всіх галузях промисловості, де потрібна електроенергія. Це: нафтові й газові комплекси, скляні, хімічні заводи, підприємства харчової промисловості й сільського господарства, ліспромгоспи й деревообробні підприємства, об'єкти ЖКХ, віддалені промислові й робітники селища, що не мають централізованого постачання електроенергією й ін.

Газові двигун-генератори можуть застосовуватися на об'єктах, що мають централізоване постачання природним газом, а також на нафтових родовищах з використанням попутного нафтового газу; на вугільних промислах з використанням шахтний газ-метану; на підприємствах, що розташовують органічними й деревними відходами для одержання й використання генераторного газу тощо.

Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 800F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної

роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні промислової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії.

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Потужність експлуатаційна, kВт :	500
Число обертів колінчатого валу, хв.^{-1} :	600
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), мм	250
Хід поршня, мм	340
Годинна витрата газу при номінальній потужності, $\text{м}^3/\text{год}$	160+16
Питома витрата мастила на угар $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	1,45
Габаритні розміри двигуна, мм :	
Довжина	5220
Ширина	1900
Висота	2770
Маса двигуна, кг	17200

Газовий двигун-генератор Двга-500-1 складається з газового двигуна 6 ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. З'єднання колінчатого валу двигуна з ротором генератора - тверде фланцеве.

Окремо від двигун-генератора в приміщенні електростанції встановлюється наступне допоміжне устаткування:

- Шафа керування З-500-0,4 з вбудованими приладами системи контролю й керування;
- Шафа УКН-500-0,4 з генераторним автоматом, роз'єднувачем і з 6 автоматами розподілу навантаження (за узгодженням із проектантом);

- Бачок води розширювальний;
- Бак масла з відцентровим фільтром;
- Пусковий балон;
- Автоматизований компресор з електроприводом для підкачування пускового балона;
- Блок газової апаратури;
- Водогрійний теплообмінник-утилізатор теплоти вихлопних газів;
- Глушник.

Двигун укомплектований турбокомпресором типу РТ 154, виробництва фірми "Велка Битеш" (Чехія) і електронним регулятором швидкості фірми "Heinzmann" (Німеччина).

Система подачі газу складається з: змішувача газу й повітря, блоку редукторів і газових клапанів.

Система запалювання виробництва фірми "Motortech" (Німеччина), складається з: свіч запалювання, встановлених у кришках циліндрів, високовольтних котушок, високовольтних проводів, електронного блоку.

Система мащення двигуна циркуляційна, під тиском, з вільним зливом масла в раму й відкачуванням в окремо розташований маслобак. На двигуні встановлений двосекційний масляний насос. Перша секція насоса - нагнітає масло через фільтр у двигун, друга секція – відкачує масло з картера в маслобак. Передпускове прокачування двигуна маслом виробляється маслопрокачуючим агрегатом з електроприводом, змонтованим на підмоторній рамі. Фільтрація масла виконується фільтром тонкого очищення зі змінними фільтруючими елементами (40мк) і відцентровим фільтром, розташованим на маслобаку.

Система охолодження двигуна водяна двоконтурна, складається з навішаних на двигун двох водяних насосів внутрішнього й зовнішнього контурів, охолоджувача газо - повітряної суміші, охолоджувача масла,

охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води й розширювального бачка.

Двигун і турбокомпресор проохолоджуються циркулюючою водою внутрішнього контуру, а газо - повітряна суміш, масло й вода проохолоджуються у відповідних охолоджувачах проточною водою зовнішнього контуру. Для охолодження другого контуру застосовуються градирні, вентиляторні міні-градирні або другий контур системи охолодження включається в схему опалення й гарячого водопостачання при утилізації тепла. Двигун-генератор може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів.

Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів.

Паливо. Для роботи газового двигуна застосовується природний газ відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 5542-87 або інший паливний газ із тиском перед двигуном на вході в редуктор від 0,1 до 4,0 кгс/см². Фракційний склад іншого паливного газу (нафтовий попутний газ, шахтний газ-метан, біогаз, генераторний газ і ін.) і його параметри узгоджуються із заводом-виробником двигуна для кожного випадку постачання.

Природний газ - суміш газів, що утворився в надрах землі при анаеробному розкладанні органічних речовин.

Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти. Природний газ у пластових умовах (умовах залягання в земних надрах) знаходиться в газовому стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді (у пластових умовах), а

в стандартних умовах (0,101325 Мпа і 20 °С) – тільки в газовому стані. Також природний газ може знаходитися у вигляді газогідратів.

Хімічний склад

Основну частину природного газу складає метан (CH_4) — до 98 %.

До складу природного газу можуть також входити більш важкі вуглеводні:

- етан (C_2H_6),
- пропан (C_3H_8),
- бутан (C_4H_{10})

– гомологи метану, а також інші не вуглеводні речовини:

- водень (H_2),
- сірководень (H_2S),
- диоксид вуглецю (CO_2),
- азот (N_2),
- гелій (He_2).

Фізичні властивості

- Орієнтовні фізичні характеристики:
- Густина: $\rho = 0,7 \text{ г/м}^3$ (сухий газоподібний) або 400 кг/м^3 рідкий

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга. Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу [7]:

- *Тиск та температура навколишнього середовища*

Тиск та температуру для розрахунку приймаємо $P_o=0,103$ МПа, $T_o=293$ К, при зменшенні температури та тиску навколишнього середовища впливає на потужність двигуна.

- *Тиск наддуву*

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом та при цьому збільшення потужності двигуна. Тиск наддуву для газових двигунів знаходиться в межах $P_n=0,13...0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n=0,165$ МПа, [7].

- *Підігрів свіжого заряду*

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна. Значення підігріву свіжого заряду для високооберткових двигунів складає $\Delta T=5...20$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $\Delta T=5$ К.

- *Температура залишкових газів*

Температура випускних газів T_r , яка визначає показники роботи та потужності турбіни. Із-за складностей які спостерігаються в випускному колекторі процесів важко точно визначити її значення. По дослідним даним температура T_r для СОД лежить в межах $T_r=600...900$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $T_r=800$ К.

- *Тиск залишкових газів*

В силу неприливної зміни швидкості поршня та зміни прохідного перетину клапана тиск газів в циліндрі при виштовхуючому ходу поршня неприривно змінюється. Коливання тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів, опору газовипускної системи, фаз газорозподілу. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r=(0,85...1,15)P_n$, МПа [7]. Приймаємо для розрахунку $P_r=0,16$ МПа.

- *Ступінь попереднього розширення*

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо обертових двигунів $\lambda=2,4...2,9$ [4]. Приймаємо: $\lambda=2,7$.

- *Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми*

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta=0,90...0,96$ – приймається в цілях наближення теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу до дійсної. Приймаємо для розрахунку $\zeta=0,92$ [7].

- *Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»*

Зростання коефіцієнта використання тепла залежить від таких факторів, як вдосконалення процесу сумішоутворення, однорідності робочої суміші, вищої швидкості поширення фронту полум'я. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. При збільшенні числа обертів відносна тепловіддача у стінки циліндрів зменшується, але в той момент значно зростає догорання при розширенні; в результаті такого двохстороннього впливу числа обертів ζ_z почне зменшуватися, так як догорання надає сильного впливу.

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,7-0,85, [7]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z=0,80$.

Вид палива – природний газ. Склад природного газу[47]:

<i>Метан</i>	$CH_4 = 93\%$;
<i>Етан</i>	$C_2H_6 = 1,3\%$
<i>Пропан</i>	$C_3H_8 = 1\%$
<i>Бутан</i>	$C_4H_{10} = 0\%$
<i>Пентан</i>	$C_5H_{12} = 0\%$
<i>Двоокис вуглецю</i>	$CO_2 = 2,6\%$
<i>Оксид вуглецю</i>	$CO = 0,5\%$
<i>Азот</i>	$N_2 = 1,5\%$
<i>Кисень</i>	$O_2 = 0 \%$
<i>Водень</i>	$H_2 = 0,1\%$

Нижча теплота згоряння палива [7]:

Нижча теплота згоряння газового палива приймаємо $Q_{\text{н}}=34000\text{кдж/м}^3$

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна [7]

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	11
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,6
Число циліндрів	$I =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_H =$	150 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	$\Delta T =$	5
Тиск залишкових газів	$P_r =$	140 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,7
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 =$	1,35
розширення	$n_2 =$	1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34000 кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 93$	$R_{CH_4} = 0,93$
етан	$C_2H_6 = 1,3$	$R_{C_2H_6} = 0,013$
пропан	$C_3H_8 = 1$	$R_{C_3H_8} = 0,01$
бутан	$C_4H_{10} = 0$	$R_{C_4H_{10}} = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 2,6$	$R_{CO_2} = 0,026$
оксид вуглецю	$CO = 0,5$	$R_{CO} = 0,005$
азот	$N_2 = 1,5$	$R_{N_2} = 0,015$
кисень	$O_2 = 0$	$R_{O_2} = 0$
водень	$H_2 = 0,1$	$R_{H_2} = 0,001$

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_n H_m - O_2]$$

$$L_0 = 9,32619 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0$$

$$M_1 = 15,9219 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n C_n H_m) + \text{CO}_2,$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1,017 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0.5m C_n H_m),$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,939 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0,$$

$$M_{\text{O}_2} = 1,1751 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2$$

$$M_{\text{N}_2} = 11,8033 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 15,9344 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,0125 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,00079$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_n = T_a \times \left(\frac{P_n}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_n = 341 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_{\text{н}} - (10 - 50^0)$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 311 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 312 \text{ K}$$

де $T_{\text{газ}} = 320 \text{ K}$ - 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 $P_d = 0.95 \times P_{\text{н}}$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 135 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,0412$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,88251$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 336 \text{ K}$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3437 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 777 \text{ K} \quad t_c = 504 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,00075$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi_z \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot m C_{v_m} \cdot t_z - (m C_{v_m_{cm}}) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0638$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1217$$

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

$$R_{O_2} = 0,0737$$

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

$$R_{N_2} = 0,7407$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$m C_{v_m} = R_{O_2} \cdot m C_{v_{O_2}} + R_{N_2} \cdot m C_{v_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot m C_{v_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot m C_{v_{CO_2}}$$

для O_2 : $mCv_{O_2}=23,664+159,1 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для N_2 : $mCv_{N_2}=22,374+134 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для CO_2 : $mCv_{CO_2}=41,3405+242,8 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для H_2O : $mCv_{H_2O}=26,67+443,8 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_m = a + b \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

де:

$$a = 24,2024$$

$$b = 180,494$$

Теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67,00 + 11920 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

$$mCv_{zn} = 40,1245 \text{ кДж/(кмоль×К)}$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{nov} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_m \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

де:

$$a = 23,8186$$

$$b = 7,14256$$

де $mCv_{nov} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} \times t_c$ - мольна теплоємність повітря.

Максимальна температура процесу згоряння.
Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} A &= 180,63 \\ B &= 24,2206 \\ C &= 48781,5 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$t_z = 1778,23 ^\circ C$$

$$T_z = 2051 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9078 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,64$$

$$\Delta \lambda = 2,18 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.
Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 11$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\epsilon} = 453 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1126 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 892 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 761 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_{\epsilon}|}{T_r^3} \times 100 \% = 4,82$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 972 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 0.37 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c}$$

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \times \text{год}$$

$$g_i = 0,240 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.05 + 0.0155 \times C_{\Pi}, \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$C_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} \times n}{30}, \text{ м} / \text{с}$$

$$S_{\Pi} = 0,34 \text{ м} \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$C_{\Pi} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 155 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 816 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,84$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \times \text{год}$$

$$g_e = 0,286 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 114 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.2.10 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.

$$V_{st} = 98,021 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,3368 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 248 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 338 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,088 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

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

$$V_s = 16,6813 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 408 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 404 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 2,09 \%$$

Так як значення $\Delta < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.3.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	0,972 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,135 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,35	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	11,0	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,078 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,0	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця 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	3,437	68,7	9,078	181,6	3,4311
1,25	2,543	50,9	6,868	137,4	
1,5	1,988	39,8	5,469	109,4	
1,75	1,615	32,3	4,510	90,2	
2	1,348	27,0	3,817	76,3	2,4684
3	0,780	15,6	2,299	46,0	1,5193
4	0,529	10,6	1,605	32,1	1,0758
5	0,391	7,8	1,214	24,3	0,8228
6	0,306	6,1	0,967	19,3	0,6607
7	0,249	5,0	0,797	15,9	0,5488
8	0,208	4,2	0,675	13,5	0,4672
9	0,177	3,5	0,582	11,6	0,4053
10	0,154	3,1	0,510	10,2	0,357
11	0,135	2,7	0,453	9,1	0,3182
$P_{mi}^A =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{міср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^A}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{ ср}} = 1,06$$

$$\Delta P_{mi} = 1,14$$

Похибка не перевищує 10 %

2.3.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі іскри.
Визначається кутом випередження запалювання

$f, \text{ДоВМТ}$ 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.

$\lambda_L = 0,240$ Кривошипно-шатунне відношення.

$[AB] = 200,000 \text{ мм}$ Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.

$\Delta\varphi_1 = 8,000 ^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.

$P_r = 0,140 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

$m_p = 0,050 \text{ МПа/мм}$ Масштаб тиску.

$S = 340,000 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 3,437 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 9,078 \text{ МПа}$ Максимальний тиск.

Таблиця 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	25	0,115	11,512
$f, \text{ДоВМТ}$	17	0,054	5,395
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,881

$b', \text{ПісляВМТ}$	146	1,867	186,656
$r', \text{ДоВМТ}$	21	0,082	8,183
$r'', \text{ПісляВМТ}$	21	0,082	8,183
$d', \text{ДоВМТ}$	146	1,867	186,656

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,8 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,296 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 86 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

$$P_{zd} = 0.85 \times P_{\max}$$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 7,716 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 154 \text{ мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 20 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,700$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 12 \text{ мм}$$

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	400 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34000 кДж/нм
годинна витрата газу:	$B_r =$	114 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	15,922 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	15,934 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{cp.g.} =$	892 К
температура на початку стиску	$T_d =$	336 К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC''_v = 27,8$ кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC'_v = 24,5$ кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск:

$P_{mi} = 972$ 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:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 1076666,7 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 400000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 37,2 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 398367 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,4 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,16$	0,09
$W_{ст.}=0$	$W_{вип.}=0,01-0,05$	0,01

$$Q_w = 107666,67 \text{ Дж/с}$$

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 101 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{CPT} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,02 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,52 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50516 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:
Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 158183 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

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

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

$$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність води.}$$

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

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0045 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,8 - 0,9 \text{ к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,52 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\epsilon.н.} = 522 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г.П}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 158705 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{П}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 14,7 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{спз}}} \cdot T_{\text{спз}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 36,114 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,814 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\text{Г}} = 477467 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}} / Q_{\text{П}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{Г}} = 44,3 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{М}} = (Q_{\text{в}} + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{в}}$$

$Q_{\text{МД}} = \Delta_{\text{МД}} \cdot Q_{\text{П}}$ 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.

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,08$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 81997 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{М1}} = 30958 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

$\Delta T_M = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00197 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 0,81 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 812 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 31770 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,95 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_T - (Q_e + Q_b + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 8725 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 0,81 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	400000	37,15
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	158705,1	14,74
теплота, яка виноситься випускними газами	477466,6	44,35
теплота, яка відводиться маслом	31770,01	2,95
невраховані теплові втрати	8724,857	0,81
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1076667	100

2.5. Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

Сили 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.

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

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

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

Вихідні дані:

A	=	0,060 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,240	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	96,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	62,80 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	6,4 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	135 кПа	Тиск в кінці впуску

$P_a =$	100 кПа	Атмосферний тиск
$n_1 =$	1,35	Показник політропи стиску
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	9078 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	7716 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	4296 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	140 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	453 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,25 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E} =$	11	Ступінь стиску
$n =$	600 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\mathcal{E} - 1}, \text{ м}^3$$

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,0016681 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{ м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,0183494 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	М ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0017	2,1	-79,8107	-77,711	0	-77,711	0	0,3281	-12,47	-12,142	0	-12,142	0
10	0,0019	2,1	-77,9013	-75,801	-3,1618	-74,101	-16,277	0,3281	-12,172	-11,844	-0,494	-11,578	-2,5432
20	0,0024	2,1	-72,3151	-70,215	-5,7831	-64,003	-29,449	0,3281	-11,299	-10,971	-0,9036	-10	-4,6015
30	0,0033	2,1	-63,464	-61,364	-7,4173	-49,434	-37,106	0,3281	-9,9163	-9,5881	-1,1589	-7,7241	-5,7977
40	0,0046	2,1	-51,9877	-49,888	-7,7894	-33,209	-38,034	0,3281	-8,1231	-7,7949	-1,2171	-5,1889	-5,9428
50	0,006	2,1	-38,6897	-36,59	-6,8437	-18,277	-32,428	0,3281	-6,0453	-5,7171	-1,0693	-2,8558	-5,0669
60	0,0077	2,1	-24,4581	-22,358	-4,7508	-7,0647	-21,738	0,3281	-3,8216	-3,4935	-0,7423	-1,1039	-3,3966
70	0,0095	2,1	-10,1803	-8,0803	-1,8705	-1,0059	-8,2328	0,3281	-1,5907	-1,2626	-0,2923	-0,1572	-1,2864
80	0,0113	2,1	3,33905	5,4391	1,323	-0,3584	5,5862	0,3281	0,5217	0,8499	0,2067	-0,056	0,8728
90	0,0131	2,1	15,4472	17,547	4,3381	-4,3381	17,547	0,3281	2,4136	2,7418	0,6778	-0,6778	2,7418
100	0,0148	2,1	25,6922	27,792	6,7603	-11,484	26,196	0,3281	4,0144	4,3425	1,0563	-1,7943	4,0931
110	0,0164	2,1	33,8469	35,947	8,3213	-20,114	30,933	0,3281	5,2886	5,6167	1,3002	-3,1428	4,8333
120	0,0179	2,1	39,9054	42,005	8,9256	-28,732	31,915	0,3281	6,2352	6,5633	1,3946	-4,4894	4,9867
130	0,0191	2,1	44,0544	46,154	8,6327	-36,281	29,807	0,3281	6,8835	7,2116	1,3489	-5,6688	4,6574
140	0,0202	2,1	46,6229	48,723	7,6075	-42,214	25,491	0,3281	7,2848	7,613	1,1887	-6,5959	3,9829
150	0,021	2,1	48,0168	50,117	6,0578	-46,431	19,812	0,3281	7,5026	7,8307	0,9465	-7,2549	3,0957
160	0,0216	2,1	48,6486	50,749	4,1798	-49,118	13,429	0,3281	7,6013	7,9295	0,6531	-7,6746	2,0983
170	0,022	2,1	48,87	50,97	2,1261	-50,565	6,7571	0,3281	7,6359	7,9641	0,3322	-7,9008	1,0558
180	0,0221	2,1	48,9162	51,016	0,00	-51,016	0,00	0,3281	7,6432	7,9713	0,00	-7,9713	0,00
190	0,022	0,3597	48,87	49,23	-2,05	-48,838	-6,53	0,0562	7,6359	7,6921	-0,3209	-7,631	-1,0197
200	0,0216	0,5008	48,6486	49,149	-4,0481	-47,57	-13,006	0,0782	7,6013	7,6796	-0,6325	-7,4328	-2,0322
210	0,021	0,7479	48,0168	48,765	-5,8944	-45,179	-19,278	0,1169	7,5026	7,6195	-0,921	-7,0592	-3,0121
220	0,0202	1,1205	46,6229	47,743	-7,4546	-41,365	-24,978	0,1751	7,2848	7,4599	-1,1648	-6,4633	-3,9029
230	0,0191	1,6501	44,0544	45,704	-8,5485	-35,927	-29,517	0,2578	6,8835	7,1413	-1,3357	-5,6136	-4,612
240	0,0179	2,3845	39,9054	42,29	-8,986	-28,927	-32,131	0,3726	6,2352	6,6078	-1,4041	-4,5199	-5,0205
250	0,0164	3,3971	33,8469	37,244	-8,6216	-20,84	-32,049	0,5308	5,2886	5,8194	-1,3471	-3,2562	-5,0077
260	0,0148	4,8013	25,6922	30,494	-7,4174	-12,6	-28,742	0,7502	4,0144	4,7646	-1,159	-1,9687	-4,491
270	0,0131	6,7764	15,4472	22,224	-5,4943	-5,4943	-22,224	1,0588	2,4136	3,4724	-0,8585	-0,8585	-3,4724
280	0,0113	9,6152	3,33905	12,954	-3,1511	-0,8537	-13,305	1,5024	0,5217	2,0241	-0,4924	-0,1334	-2,0789
290	0,0095	13,811	-10,1803	3,6304	-0,8404	0,4519	-3,6989	2,1579	-1,5907	0,5672	-0,1313	0,0706	-0,5779
300	0,0077	20,222	-24,4581	-4,2359	0,9001	-1,3385	4,1185	3,1597	-3,8216	-0,6619	0,1406	-0,2091	0,6435
310	0,006	30,387	-38,6897	-8,3024	1,5529	-4,1471	7,3582	4,748	-6,0453	-1,2973	0,2426	-0,648	1,1497
320	0,0046	47,057	-51,9877	-4,9303	0,7698	-3,282	3,7588	7,3527	-8,1231	-0,7704	0,1203	-0,5128	0,5873
330	0,0033	74,761	-63,464	11,297	-1,3654	9,1003	-6,8308	11,681	-9,9163	1,7651	-0,2134	1,4219	-1,0673
340	0,0024	118,36	-72,3151	46,04	-3,792	41,967	-19,31	18,493	-11,299	7,1938	-0,5925	6,5573	-3,0172
350	0,0019	172,05	-77,9013	94,145	-3,927	92,033	-20,215	26,882	-12,172	14,71	-0,6136	14,38	-3,1587
360	0,0017	251,76	-79,8107	171,95	0	171,95	0	39,338	-12,47	26,867	0	26,867	0
370	0,0019	456,96	-77,9013	379,06	15,811	370,55	81,394	71,4	-12,172	59,228	2,4705	57,899	12,718
380	0,0024	283,81	-72,3151	211,5	17,42	192,78	88,705	44,346	-11,299	33,046	2,7218	30,123	13,86
390	0,0033	188,33	-63,464	124,87	15,093	100,59	75,503	29,426	-9,9163	19,51	2,3583	15,717	11,797
400	0,0046	125,7	-51,9877	73,716	11,51	49,072	56,201	19,641	-8,1231	11,518	1,7984	7,6674	8,7814
410	0,006	86,883	-38,6897	48,193	9,014	24,073	42,712	13,575	-6,0453	7,5302	1,4084	3,7614	6,6738
420	0,0077	62,58	-24,4581	38,121	8,1003	12,046	37,064	9,7781	-3,8216	5,9565	1,2657	1,8821	5,7913
430	0,0095	46,899	-10,1803	36,718	8,5	4,5711	37,411	7,3279	-1,5907	5,7373	1,3281	0,7142	5,8455
440	0,0113	36,438	3,33905	39,777	9,6755	-2,6214	40,852	5,6934	0,5217	6,2151	1,5118	-0,4096	6,3832
450	0,0131	29,242	15,4472	44,69	11,048	-11,048	44,69	4,5691	2,4136	6,9828	1,7263	-1,7263	6,9828

460	0,0148	24,167	25,6922	49,859	12,128	-20,602	46,996	3,7761	4,0144	7,7905	1,895	-3,219	7,3431
470	0,0164	20,518	33,8469	54,364	12,585	-30,42	46,782	3,2059	5,2886	8,4944	1,9664	-4,7531	7,3096
480	0,0179	17,861	39,9054	57,766	12,275	-39,513	43,89	2,7907	6,2352	9,026	1,9179	-6,1739	6,8578
490	0,0191	15,919	44,0544	59,973	11,217	-47,143	38,732	2,4873	6,8835	9,3709	1,7527	-7,3661	6,0519
500	0,0202	14,51	46,6229	61,133	9,5453	-52,966	31,984	2,2673	7,2848	9,5521	1,4914	-8,276	4,9975
510	0,021	13,515	48,0168	61,531	7,4375	-57,006	24,325	2,1117	7,5026	9,6143	1,1621	-8,9073	3,8007
520	0,0216	12,852	48,6486	61,501	5,0654	-59,524	16,275	2,0081	7,6013	9,6095	0,7915	-9,3007	2,5429
530	0,022	12,473	48,87	61,343	2,5587	-60,855	8,1322	1,9489	7,6359	9,5848	0,3998	-9,5086	1,2707
540	0,0221	11,64	48,9162	60,556	0	-60,556	0	1,8188	7,6432	9,4619	0	-9,4619	0
550	0,022	2,4	48,87	51,27	-2,1386	-50,862	-6,7969	0,375	7,6359	8,0109	-0,3342	-7,9473	-1,062
560	0,0216	2,4	48,6486	51,049	-4,2045	-49,408	-13,509	0,375	7,6013	7,9763	-0,657	-7,72	-2,1107
570	0,021	2,4	48,0168	50,417	-6,0941	-46,709	-19,931	0,375	7,5026	7,8776	-0,9522	-7,2983	-3,1142
580	0,0202	2,4	46,6229	49,023	-7,6543	-42,474	-25,648	0,375	7,2848	7,6598	-1,196	-6,6365	-4,0075
590	0,0191	2,4	44,0544	46,454	-8,6888	-36,516	-30,001	0,375	6,8835	7,2585	-1,3576	-5,7057	-4,6877
600	0,0179	2,4	39,9054	42,305	-8,9893	-28,938	-32,143	0,375	6,2352	6,6102	-1,4046	-4,5215	-5,0223
610	0,0164	2,4	33,8469	36,247	-8,3908	-20,282	-31,191	0,375	5,2886	5,6636	-1,3111	-3,1691	-4,8736
620	0,0148	2,4	25,6922	28,092	-6,8333	-11,608	-26,479	0,375	4,0144	4,3894	-1,0677	-1,8137	-4,1373
630	0,0131	2,4	15,4472	17,847	-4,4123	-4,4123	-17,847	0,375	2,4136	2,7886	-0,6894	-0,6894	-2,7886
640	0,0113	2,4	3,33905	5,7391	-1,396	-0,3782	-5,8943	0,375	0,5217	0,8967	-0,2181	-0,0591	-0,921
650	0,0095	2,4	-10,1803	-7,7803	1,8011	-0,9686	7,9271	0,375	-1,5907	-1,2157	0,2814	-0,1513	1,2386
660	0,0077	2,4	-24,4581	-22,058	4,6871	-6,97	21,446	0,375	-3,8216	-3,4466	0,7324	-1,0891	3,351
670	0,006	2,4	-38,6897	-36,29	6,7876	-18,127	32,162	0,375	-6,0453	-5,6703	1,0606	-2,8323	5,0254
680	0,0046	2,4	-51,9877	-49,588	7,7425	-33,01	37,805	0,375	-8,1231	-7,7481	1,2098	-5,1577	5,9071
690	0,0033	2,4	-63,464	-61,064	7,381	-49,192	36,924	0,375	-9,9163	-9,5413	1,1533	-7,6863	5,7694
700	0,0024	2,4	-72,3151	-69,915	5,7584	-63,729	29,324	0,375	-11,299	-10,924	0,8998	-9,9577	4,5818
710	0,0019	2,4	-77,9013	-75,501	3,1493	-73,807	16,212	0,375	-12,172	-11,797	0,4921	-11,532	2,5331
720	0,0017	2,4	-79,8107	-77,411	0	-77,411	0	0,375	-12,47	-12,095	0	-12,095	0

3. Науковий розділ

3.1 Аналіз факторів які впливають на величини тиску механічних втрат

Поршневі компресійні кільця в двигунах внутрішнього згорання призначені для ущільнення робочої порожнини циліндра, передачі теплоти від головки поршня до втулок циліндра і далі в охолоджувальну рідину [8].

В двигуні прототипі використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу які мають не складний технологічний процес виготовлення та невисокі затрати на виготовлення [9].

Даний вид компресійних кілець найбільш широко використовується в поршневих двигунах внутрішнього згорання.

Недоліком такого типу поршневих кілець є значний період припрацювання та значні сили тертя які залежать від висоти кільця та якості обробки робочої поверхні кільця та циліндра. Також в компресійних кільцях прямокутного перерізу відбувається втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця та пропуск газу крізь замок.

Початкова шорсткість робочої поверхні впливає на силу тертя тільки в період припрацювання і визначається його тривалістю. Порівняльні випробування кілець з чавуну, хромованих і з молібденовим покриттям показали, що покриття кілець не впливає на силу тертя. Тільки при зменшенні числа і висоти поршневих кілець втрати на тертя зменшуються [8].

Так як компресійні кільця прямокутного перерізу мають не складний технологічний процес виготовлення – конструкцію компресійні кільця залишаємо з прямокутним перерізом.

Метою даної робота є зменшення сил тертя, в циліндро - поршневої групі, за рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець, при цьому не змінюючи інші параметри компресійних кілець.

Також робота оцінює ступінь впливу кожного із параметрів на роботу поршневих компресійних кілець.

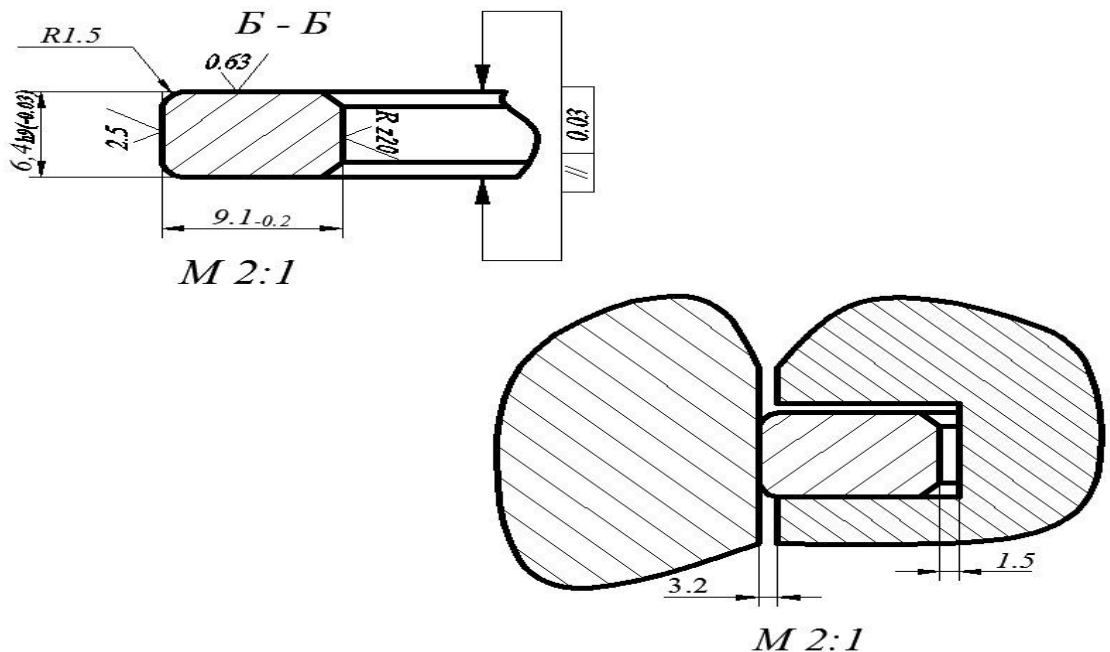


Рис. 3.1 Компресійне кільце газового двигуна прототипу

3.2 Пропозиції по вибору параметрів компресійного кільця

Для спроектованого двигуна пропонується підібрати оптимальну радіальну товщину та висоту робочої поверхні компресійного кільця.

Визначення радіальної товщини компресійного кільця.

Порівняльні розрахунки роботи поршневих кілець з різними значеннями цього параметру в різних літературних джерелах не виявили істотного впливу радіальної товщини на характеристику роботи кільця. Зміна радіальної товщини кільця приводить тільки до зміни сил пружності [8].

Визначаємо радіальну товщину кільця

$$b = (0,03-0,04)d = 0,03 \cdot 0,25 = 0,0075m$$

Приймаємо $b = 0,0075m$

Визначення висоти робочої поверхні компресійного кільця.

Збільшення висоти робочої поверхні веде за собою збільшення підйомної сили поршневого кільця та збільшення середньої і мінімальної товщини масляної плівки в зазорі[8]. Збільшення товщини масляної плівки приводить до зменшення середнього коефіцієнта тепловіддачі. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до зниження інтенсивності теплообміну на 30%. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до збільшення сили тертя фактично в 2 рази[8].

Враховуючи вище викладене вибираємо висоту кільця:

$$h = (0,6-1,0) \cdot b = 0,6 \cdot 0,0075 = 0,0045(\text{м}).$$

Приймаємо $h = 0,0045(\text{м})$.

Висота компресійного кільця зменшилася з 0,0064м до 0,0045м, а це складає приблизно 25%. Виходячи з вище викладеного робимо висновок, що сила тертя поршневих кілець також зменшилась також на 25%, а інтенсивність теплообміну збільшилась на 5-7%.

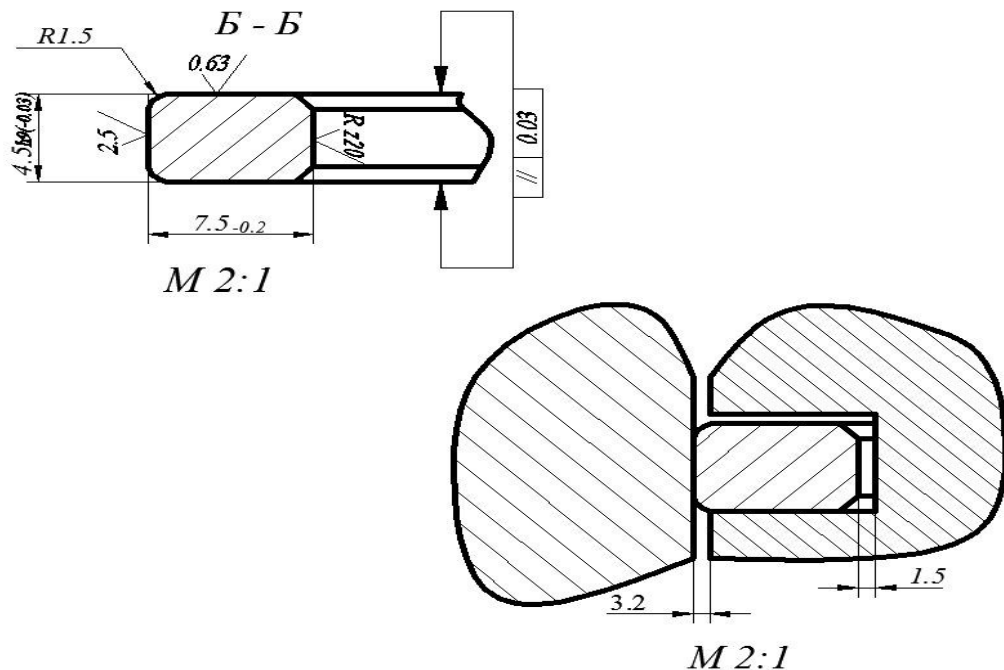


Рис. 3.2 Компресійне кільце проектованого двигуна

3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки

3.3.1 Вибір матеріалу та визначення основних розмірів компресійного кільця.

Основні вимоги, що пред'являють до матеріалу компресійного кільця це висока стійкість проти зносу та пружні якості в робочих умовах.

Так, як умови роботи компресійного кільця важкі, то пропонується матеріал для кільця високоміцний чавун ВЧ-35.

Модуль пружності	$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$
Коефіцієнт Пуассона	$\mu = 0,30$
Робоча температура кільця	$t_k = 350^\circ \text{C.}$
Середня температура циліндра	$t_{\text{ц}} = 180^\circ \text{C.}$
Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця	$\alpha_k = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C.}$
Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу циліндру	$\alpha_{\text{ц}} = 11,7 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C.}$
Зазор манжети в холодному циліндрі	$\Delta = 0.15 \text{ мм.}$
Діаметр кільця	$D = 250 \text{ мм.}$

3.3.2 Визначення основних розмірів деталей поршневої групи

Вихідні дані:

- діаметр циліндру $d = 0.25 \text{ м;}$
- товщина днища поршня $d_{\text{дн}} = (0,1-0,2)d = 0,12 \cdot 0,25 = 0,03 \text{ м;}$
- висота поршня $H = (1,4-2)d = 1,35 \cdot 0,25 = 0,35 \text{ м;}$
- відстань від днища поршня до осі поршневого пальця $h_1 = (0,6-1)d = 0,76 \cdot 0,25 = 0,20 \text{ м;}$
- висота юбки поршня $l_{\text{ю}} = (0,6-1,1)d = 1,1 \cdot 0,25 = 0,285 \text{ м;}$
- відстань до першої поршневої канавки $l_1 = (0,11-0,2)d = 0,2 \cdot 0,25 = 0,052 \text{ м;}$

- діаметр бобишки $d_6 = (0,3-0,5)d = 0,4 * 0,25 = 0,104\text{м};$
- відстань між торцями бобишок $b = (0,3-0,5)d = 0,45 * 0,25 = 0,117\text{м};$
- товщина кільцевих перемичок $h_{\Pi} = (0,04-0,07)d = 0,04 * 0,25 = 0,0104\text{м};$
- товщина стінки головки поршня $S_1 = (0,05-0,1)d = 0,08 * 0,25 = 0,0208\text{м};$
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $t = (0,7-1,2) = 1\text{мм};$
- внутрішній діаметр поршня $d_i = d - 2(s_1 + t + \Delta t) = 0,198\text{м};$
- монтажний зазор між головкою поршня і гільзою
 $\Delta \Gamma = (0,004-0,008)d = 0,0021\text{м};$
- діаметр головки поршня $d_r = d - \Delta \Gamma = 0,258\text{м};$
- монтажний зазор між юбкою поршня і гільзою
 $\Delta \text{Ю} = (0,0008-0,0013)d = 0,0003\text{м};$
- діаметр юбки поршня $d_{\text{ю}} = d - \Delta \text{Ю} = 0,2497\text{м};$

3.3.3 Розрахунок на міцність компресійного кільця

Кільця працюють в умовах високих температур, а також значних змінних навантажень, а також піддаються зношенню.

Механічні властивості матеріалу

$$[\sigma'_n] = 400 \text{ МПа}$$

Розрахунок на міцність.

Вихідні дані:

Діаметр циліндра	$d =$	0,25 м
Радіальна ширина кільця	$t =$	0,0075 м
Зазор в замку у вільному стані	$\sigma_0 =$	0,0275 м
Зазор в замку у робочому стані	$\sigma_1 =$	0,0019 м

Деформація кільця.

а) в робочому стані:

$$f' = \sigma_0 - \sigma_1 \quad \text{мм}$$

$$f' = 0,0256 \text{ мм}$$

б) при надіванні кільця на поршень:

$$f'' = 2\pi t - f'$$

$$f'' = 0,0293 \text{ мм}$$

Напруження згинання в робочому стані.

$$\sigma'_H = 0,425E \cdot \frac{1}{\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} \cdot \frac{f'}{t} \text{ МПа.}$$

$E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - для чавунів.

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - для сталі.

$$E = 200000 \text{ МПа}$$

$$\sigma'_H = 327,46 \text{ МПа}$$

$$[\sigma'_H] = 400 \text{ МПа}$$

Напруження згинання при надіванні кільця на поршень.

$$\sigma''_H = 0,425E \cdot \frac{1}{\left(\frac{d}{t} + 1\right)^2} \cdot \frac{f''}{t} \text{ МПа.}$$

$$\sigma''_H = 325,76 \text{ МПа}$$

$$[\sigma''_H] = 450 \text{ МПа}$$

Тиск кільця на стінку циліндра.

$$P_K = \frac{0,33\sigma'_H t^2}{d(d-t)} \text{ МПа.}$$

$$P_K = 0,1372 \text{ МПа}$$

$$[P_K] = 0,2 \text{ МПа}$$

3. 4. Розрахунок величини зменшення механічних втрат в двигуні

В якості компресійних кілець - для спроектованого двигуна пропонується компресійне кільце зі зменшеною висотою з 0,0064м до 0,0045м, а це складає приблизно 25-30%. Виходячи з вище викладеного робимо висновок, що сила тертя поршневих кілець також зменшилась також на 25-30%.

Так як 35-40% всіх механічних втрат в двигуні припадає на поршкову групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 2-3%.

Висновок. Метою даної роботи є удосконалення конструкції поршнєвої групи за рахунок зменшення сил тертя, методом підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець. Аналіз факторів показав, що на величину тертя впливає висота кільця та його радіальна товщина. В результаті розрахунку була визначена оптимальна висота кільця, яка дозволить зменшити величину механічних втрат в двигуні приблизно на 2-3%.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Право на охорону праці має кожна людина і гарантується Конституцією України та низкою законів. Це право регулюється нормами, правилами безпеки, діями державних та відомчих органів, фахівцями в галузі безпеки. Високого рівня безпеки неможливо досягти автоматично, без участі самих працюючих, їх свідомого ставлення до власної безпеки та безпеки оточуючих. Рівень безпеки на виробництві є таким же загальним надбанням, як і рівень демократії, освіченості, культури виробництва, що залежить він від багатьох чинників: історичного минулого народу, національного менталітету, рівня розвитку економіки, суспільних відносин [12].

Знаковим є високий рівень безпеки в розвинених індустріальних країнах світу – США, Японії та Західній Європі, в яких багато уваги приділяється питанням, пов'язаним з управлінням охороною праці, і успішно усуваються традиційні для промисловості чинники небезпеки. Такий стан безпеки перш за все зумовлений жорсткими вимогами працезахоронного законодавства в цих країнах, яке створює умови – коли власнику підприємства стає вигідно виділяти кошти і приділяти більше уваги охороні праці, ніж нести значні втрати, на соціальне страхування та компенсації, пов'язані з небезпечними і шкідливими умовами праці. Основою прийняття управлінських рішень у галузі охорони праці в цих країнах є економічний аналіз, що полягає в співставленні витрат на здійснення заходів з охорони праці та їх економічних і соціальних наслідків.

Зокрема, згідно зі ст. 29 Кодексу до початку роботи за укладеним трудовим договором роботодавець або уповноважений ним орган зобов'язаний:

- 1) роз'яснити працівникові його права і обов'язки та проінформувати під розписку про умови праці;

- 2) ознайомити працівника з правилами внутрішнього трудового розпорядку та колективним договором;
- 3) визначити працівнику робоче місце, забезпечити його необхідними для роботи засобами;
- 4) проінструктувати працівника з техніки безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і протипожежної охорони[12].

4.2. Охорона навколишнього середовища

Однією з необхідних умов здорової і продуктивної праці є забезпечення чистоти повітря та сприятливого мікроклімату в робочій зоні приміщень. До цієї зони відносять простір обмежений по висоті 2 м над рівнем підлоги приміщень або площадок, де знаходяться робочі місця.

Атмосферне повітря – це суміш газів, пари та аерозолів, що окутують земну поверхню. Постійними складовими атмосферного повітря є азот, кисень, вуглекислий газ, аргон, неон та інші гази. У повітрі завжди присутні такі змінні складові, як водяна пара, частинки пилу, дим, туман, шкідливі гази тощо. Об'ємна частка пари води може змінюватись від 0,1 до 4%. Чисте, сухе атмосферне повітря має такий склад (об'ємна частка без урахування змінних складових),%: азот – 78,08, кисень – 20,95, вуглекислий газ – 0,03, аргон – 0,93, неон, гелій, водень та інші гази – 0,01 [12].

Крім того, в повітрі завжди є негативні та позитивні іони, які залежно від їх рухливості поділяють на легкі та важкі. Останні виникають внаслідок осадження легких іонів на частинки пилу, туману тощо. У чистому повітрі знаходяться переважно легкі іони, а в забрудненому – важкі. На життєдіяльність організму людини благотійно впливають легкі негативні іони кисню.

Атмосферний тиск повітря на рівні моря складає 101,3 кПа. Зниження тиску атмосферного повітря, наприклад у гірських умовах, не приводить до суттєвого зниження об'ємної частки кисню у повітрі, але за цих умов

знижується густина повітря, що може спричинити слабкість, сонливість, галюцинації. За часом людина пристосовується до таких умов, проте при цьому спостерігається зниження працездатності. Значне зниження тиску небезпечно для людини.

Характер забруднення повітря робочої зони шкідливими речовинами залежить від технологічного процесу, використовуваної сировини, виду проміжних та кінцевих продуктів, а також ефективності заходів та технічних засобів, що використовуються на виробництві з метою запобігання забрудненню повітря. Так, пара виділяється внаслідок використання різноманітних рідких речовин, наприклад, кислот, розчинників, бензину, ртуті, металів у розплавленому стані тощо, а гази – у випадках проведення технологічних процесів, наприклад, зварювання, термічної обробки металів, нанесення гальванічного покриття, з гірських порід, а також утворюються при окисленні органічних речовин [12].

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Основні засоби зниження токсичності та димності:

- переведення роботи транспортних та двигунів сільськогосподарської техніки на біологічне паливо рослинного походження[13];
- розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ з урахуванням реальних моделей експлуатації [14];
- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;
- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

- системи глибокої комплексної утилізації низькопотенціального тепла сучасних поршневих двигунів внутрішнього згорання на основі термохімічних циклів[1,3,4].

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

До заходів боротьби з шумом *на шляху його розповсюдження* відносяться: звукопоглинання, звукоізоляція, використання глушників шуму, звукоізоляційні укриття тощо.

Зниження шуму звукопоглинанням. Об'єкт, який генерує шум, розташовують у кожусі, внутрішні стінки якого покриваються звукопоглинальним матеріалом. Різновидом цього методу є *кабіна*, в якій розташовується найбільш шумний об'єкт чи де працює робітник.

Для зменшення шуму аеродинамічних установок застосовують *глушники звуку*. Вони бувають активні, які поглинають звукову енергію, що на них поступила, і реактивні, які відбивають цю енергію.

Зниження шуму звукоізоляцією. Суть цього методу полягає у тому, що шумний об'єкт або декілька найбільш шумних об'єктів розташовують окремо ізолювано від основного, менш шумного приміщення за звукоізолюючою стіною або перегородкою. Для захисту від шуму обслуговуючого персоналу на виробничих дільницях із шумними технологічними процесами або особливо шумним устаткуванням використовують кабінні спостереження і дистанційного управління[12].

Вібрація буває *загальною та локальною*. Загальна вібрація діє на організм людини у цілому, а локальна – на окремі частини тіла. Наприклад, загальна вібрація діє при користуванні транспортними засобами, а локальна – на робітників, що працюють з електричним та пневматичним ручним інструментом.

Залежно від джерела виникнення загальну вібрацію поділяють на три категорії:

Категорія 1 — транспортна вібрація. Діє на людину на робочих місцях самохідних та причіпних машин під час руху по дорогах чи місцевості (автомобілі, рейковий транспорт, трактори та інші самохідні сільськогосподарські машини: тягачі, скрепери, грейдери, котки тощо).

Категорія 2 – транспортно-технологічна вібрація. Діє на людину на робочих місцях машин з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки по спеціально підготовлених поверхнях виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, крани силові та будівельні, гірничі комбайни, самохідні бурильні каретки, шляхові машини, бетоноукладачі, транспорт виробничих приміщень тощо).

Категорія 3 – технологічна вібрація. Діє на людину на робочих місцях стаціонарних машин або передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації (млини, бурові верстати, метало-деревообробне, пресувально-ковальське обладнання, насосні агрегати, вентилятори тощо).

Зниження вібрацій у джерелі їх виникнення проводиться як на етапі проектування, так і при експлуатації. При створенні машин слід віддавати перевагу кінематичним і технологічним схемам, які б усували або максимально знижували динамічні процеси [9,10].

Глушники є обов'язковою частиною машин та установок з двигунами внутрішнього згоряння, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок. Глушники бувають із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями [9,10].

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

4.5 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна-генератора і його допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

Двигун-генератор і всі допоміжні механізми і пристрої повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;

необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;

постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи в машинному відділенні. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;

пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від установки;

забороняється підкачувати вручну паливо в циліндри двигуна під час його роботи;

слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;

при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

Висновок

Було виконано випускну кваліфікаційну роботу для здобуття ступеня вищої освіти «магістр» на тему: «Підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт. за рахунок вибору оптимальних параметрів компресійних кілець».

В якості двигуна-прототипу прийнято газовий двигун місцевого підприємства «Первомайськдизельмаш» – 6 ГЧН 25/34.

Метою даної роботи є зменшення сил тертя, в циліндро - поршневої групі, за рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець, при цьому не змінюючи інші параметри компресійних кілець.

В загальному розділі були описані конструкція газового двигуна та електростанція для якої проектується двигун.

В конструкторському розділі було виконано вибір основних параметрів та розрахунок робочого процесу, за результатами якого отримано основні параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс газового двигуна, розраховано та побудовано теоретичну і дійсну індикаторну діаграму газового двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в кривошипно - шатуном механізмі.

В третьому розділі був проведений аналіз факторів які впливають на величини тиску механічних втрат в двигуні. В газовому двигуні прототипі в поршневій групі використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу які мають не складний технологічний процес виготовлення та невисокі затрати на виготовлення [9,10].

Недоліком такого типу поршневих кілець є значний період припрацювання та значні сили тертя які залежать від висоти кільця та якості обробки робочої поверхні кільця та циліндра.

Так як компресійні кільця прямокутного перерізу мають не складний технологічний процес виготовлення – конструкцію компресійні кільця

залишаємо з прямокутним перерізом та підбираємо оптимальну висоту кільця.

В якості компресійних кілець - для спроектованого двигуна пропонується компресійне кільце зі зменшеною висотою з 0,0064м до 0,0045м, а це складає приблизно 25-30%. Виходячи з вище викладеного робимо висновок, що сила тертя поршневих кілець також зменшилась також на 25-30%.

Так як 35-40% всіх механічних втрат в двигуні припадає на поршкову групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 2-3%.

В розділі охорона праці та навколишнього середовища були розроблені заходи з охорони праці та охорона навколишнього середовища. Також були виявлені основні причини димності та токсичності відпрацьованих газів.

ЛІТЕРАТУРА

1. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла малооборотных ДВС на базе гидридной технологии. Авиационно-космическая техника и технология // Научно - технический журнал, 2013, № 8(105) – С.61–66.
2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
3. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. № 1.– С. 35 - 41.
4. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.
5. С.М. Доценко, В.И. Иодловский, А.И. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6 ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2017, - С. 17-24.
6. Доценко С.М., Тріщинський А.С. Дослідження впливу параметрів компресійних кілець на характеристику роботи кільця. VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25.11. 2022р. – 156-158с.
7. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового

двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.

8. Доценко С.М., Миронюк Д.А. Вдосконалення конструкції компресійного кільця газового двигуна 6 ГЧН 25/34. Наукові праці між. наук-практичної конференції «Нові технології а автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Харків: ХНАДУ 2021. – С.182-185.

9. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2014. – 576с.

10. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

11. М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згоряння. Двигуни внутрішнього згоряння. №1 – 2013.

12. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Національний гірничий. університет. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

13. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

14. 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. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

15. 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.