

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«31» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Дослідження ефективних та екологічних показників
газодизельного двигуна потужністю $P_e = 700$ кВт., при роботі на суміші газів.

Виконав: студент групи 63-ТЕМ-23

Рідом. Я.В.
(підпис)

Керівник роботи:

д.т.н. професор кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Ткач М.Р.

Первомайськ - 2024 р.

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)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Рідош Ярославу Вікторовичу

1. Тема роботи: «Дослідження ефективних та екологічних показників газодизельного двигуна потужністю $P_e = 700$ кВт., при роботі на суміші газів».

Керівник роботи д.т.н. професор Ткач М.Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ГЖЧН 26/34 потужністю 700 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ.

4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6 ГЖЧН 26/34 (поперечний переріз). 2. Двигун 6 ГЖЧН 26/34 (повздовжній переріз). 3. Графіки економічних показників. 4. Графіки ефективних показників.

6. Консультанти роботи

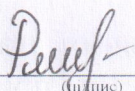
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «9» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

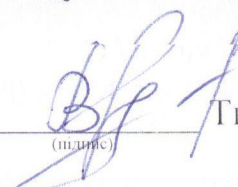
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примі
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ (вказати тему дослідження)	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

Студент


(підпис)

Рідош Я. В.

Керівник
роботи


(підпис)

Ткач М.Р.

Анотація

Метою роботи є дослідження зміни величини ефективних та економічних показників роботи поршневого двигуна, який працює в газодизельному варіанті при роботі на суміші газів.

Провівши дослідження можна зробити деякі висновки:

- економічні показники робочого процесу двигуна залежать від величини середнього елементарного складу палива та нижчої теплоти згоряння палива;
- різниці в 65% по нижчій теплоті згоряння на суміші газів з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 та природного газу приводить до тієї ж різниці по годинній та ефективній витраті палива. Витрата природного газу на 65 % менша від витрати на суміш газів при фактично однакової потужності двигуна.

Ключові слова: газодизельний двигун, газоподібне паливо, середній елементарний склад палива.

Abstract

The aim of the work is to study the change in the value of effective and economic indicators of the operation of a reciprocating engine, which operates in the gas-diesel version when operating on a mixture of gases.

After conducting research, we can draw some conclusions:

- The economic indicators of the engine working process depend on the value of the average elemental composition of the fuel and the lower calorific value of the fuel;
- A difference of 65% in lower calorific value on a mixture of gases containing methane 55% CH_4 and carbon dioxide 40% CO_2 and natural gas results in the same difference in hourly and effective fuel consumption. The consumption of natural gas is 65% less than the consumption of a mixture of gases with virtually the same engine power.

Key words: gas-diesel engine, gaseous fuel, average elemental fuel composition.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Опис газодизель-електричної станції	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	20
2.1 Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна на ПР	20
2.2 Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна на біогазі	30
2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна	32
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	39
2.5 Динамічний розрахунок газодизельного двигуна	51
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газодизельного двигуна	61
3.2 Дослідження економічних показників робочого процесу газодизельного двигуна	64
Висновок	69

					ПННІ НУК 131.63.24.05. ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Рідош Я.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірів		Ткач М.Р.						
						63-ТЕМ-23		
Н. контр.		Ткач М.Р.						
Затвердив		Нестеренко ВВ						

ВСТУП

У багатьох розвинених країнах стратегічним питанням національної енергетичної безпеки є зменшення залежності від імпорту енергоносіїв. Україна вважається енергодефіцитною країною, яка щороку споживає близько 200 млн тонн умовних одиниць паливно-енергетичних ресурсів, забезпечуючи потреби щодо енергоспоживання приблизно на 53%.

Україна, у якій проблеми енергозабезпечення не вирішені і яка прагне в майбутньому стати членом європейської спільноти, повинна будувати свою енергетичну політику з урахуванням цього перспективного напрямку [1].

Найбільше загострилися проблеми, пов'язані з негативним впливом енергетичної галузі на стан навколишнього середовища. Викиди під час проведення таких робіт становлять 30 % усіх твердих часток, що надходять у атмосферу внаслідок господарської діяльності людини. Внаслідок діяльності енергетичної галузі промисловості утворюється до 63 % сірчаного ангідриду і понад 53 % оксидів озону, які надходять у повітря зі стаціонарних джерел забруднення. Вони є основним джерелом кислотних дощів в Україні. Рослини та океан уже не в змозі поглинути таку кількість оксиду вуглецю, що утворюється внаслідок спалювання органічних речовин. Це призводить до поступового збільшення її концентрації в атмосфері, посилюється «парниковий ефект», що спричиняє потепління клімату [2].

Якщо тенденція до зростання споживання енергетики та викидів двоокису вуглецю збережеться, то вже до 2025 року на Землі потеплішає на 2°C, що призведе до глобальних катастрофічних наслідків: переміщення кліматичних зон, зникнення багатьох різновидів рослин, зменшення лісових площ, збільшення пустель, танення льодовиків тощо.

За умови недостатнього забезпечення України власними ресурсами (нафта, газ) саме рослинні відходи стають одним із найбільш доступних і перспективних альтернативних джерел енергоресурсів. Найефективнішим може виявитися комбіноване використання біомаси рослин[3-5].

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

В даний час визнано, що всі технології енергетичного використання біомаси не збільшують емісію CO₂, а запобігають їй в обсязі вироблюваної електричної і теплової енергії.

При повітряній газифікації виходить генераторний газ з теплотою згоряння близько 4-6 МДж/м³, газифікація з використанням кисню дає газ вищої якості з теплотою згоряння 10-18 МДж/м³. Газ, який отримують в результаті газифікації деревини при повітряному окислюванні, містить: азоту – 50-54%, оксиду вуглецю – 20-22%, водню – 12-15%, діоксиду вуглецю – 9-12%, метану – 2-3%. При метановому бродінні отриманий біогаз містить 60-70% метану, 30-40% вуглекислого газу, невелика кількість сірководню, а також суміш водню, аміаку та оксиду азоту, теплота згоряння становить 22-26 МДж/кг [3].

Залишок, що утворюється в процесі метанового бродіння, містить значну кількість поживних речовин (особливо азоту) і може бути використаний як чудове добриво. Виробництво і використання палива з біомаси не тільки сприяє підвищенню енергетичної безпеки держави, але й поліпшенню екологічної ситуації.

До одних з основних споживачів палива та забруднювачів навколишнього середовища відносять дизельні двигуни, які встановлюються на автомобільний, залізничний, морський транспорт, сільгоспмашини, дорожньо-будівельну та іншу техніку.

Тому практично всіма країнами світу планується зниження споживання нафтових моторних палив, включаючи їх заміщення альтернативними енергоносіями, а також зниження викиду токсичних речовин з відпрацьованими газами (ВГ) двигунів.

При цьому необхідно відмітити, що оцінка негативного впливу двигунів на людей і навколишнє середовище у порівнянні із іншими енергетичними установками традиційно проводиться головним чином на стадії експлуатації не включаючи інші стадії повного життєвого циклу, таких як видобуток сировини, виробництва конструктивних та експлуатаційних матеріалів,

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

виготовлення деталей та агрегатів, складання та утилізація двигунів після експлуатації [8].

Одним із дієвих методів вирішення проблеми, пов’язані з негативним впливом енергетичної галузі на стан навколишнього середовища є утилізація теплоти випускних газів, охолодження наддувочного повітря, охолоджувальної води та масла[9].

Метою та завданням роботи є дослідження зміни величини ефективних та економічних показників роботи газодизельного двигуна, при використанні в якості палива природного газу так і біогазу.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (5 – 6. 12. 2024 р.) та викладені в матеріалах конференції «Аналіз систем регулювання подачі запального дизельного палива газодизеля» [10].

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. ОПИС ГАЗОДИЗЕЛЬ - ЕЛЕКТРИЧНОЇ СТАНЦІЇ

Стационарна автоматизована газодизель-електрична станція потужністю 750 кВт на базі газодизель-генератора ГДГА-750, призначена для використання як основне, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 400В і частотою 50Гц для промислових і комунальних об'єктів [11].

Режим роботи - автономний або паралельний з електричною сіттю необмеженої потужності.

Газодизель-електрична станція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує газодизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більше 88%;
- температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач наддувочного повітря не більш 60°C;
- заповнення бурі до 62-х днів в році;
- протитиск на вихлопі не більше 400мм вод ст.;
- висота над рівнем моря до 1000м;
- сейсмічність по шкалі Ріхтера до 8 балів.

Газодизель-електрична станція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Загальний склад

До складу газодизель-електричної станції входить:

- газодизель-генератор ГДГА-750;
- радіаторний блок охолодження газодизель-генератора;
- щит керування генератором;
- пусковий балон місткістю 200л;

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- повітряний компресор з електроприводом
- системи автоматичної пожежегасінні, вентиляції, опалювання і електропостачання станції;
- глушник-іскрогасник;
- витратний паливний бак місткістю 1м³;
- водяний розширювальний бачок;
- додатковий бак води;
- ящик акумуляторних батарей;
- газоаналізатор метану.

Основним агрегатом на станції є газодизель-генератор ГДГА-750. Газодизель-генератор ГДГА-750 складається з 4-тактного шестициліндрового газодизеля з газотурбінним наддувом типу 6ГЖЧН 26/34 і синхронного генератора трифазного змінного струму, змонтованих на загальній сталевій зварній рамі. З'єднання газодизеля з генератором жорстке фланцеве[11].

Газодизель-генератор має водно-повітряну систему охолодження, де вода і масло, циркулююче у водяній і масляній системах газодизеля, охолоджуються потоком повітря, засмоктуваного через радіаторні секції електровентилятором, і повертаються назад в газодизель.

Пусковий балон, глушник-іскрогасник пилеосадна камера, радіаторний блок охолодження, водяний розширювальний бак, витратний паливний бак є складовими елементами відповідно системи пуску, газовихлопу, охолодження, паливної системи газодизель-генератора і представлені в розділах, що містять опис вказаних систем.

Щит управління, система контролю і автоматизованого управління газодизель-генератором, повітряний компресор, електроцит власних потреб, система автоматичної пожежегасінні мають власні описи і інструкції з експлуатації, що входять в загальний комплект технічної документації, що поставляється з газодизель-електричною станцією.

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ящик акумуляторних батарей є коробчатою металевою конструкцією з трубою вентиляції і призначений для розміщення двох акумуляторних батарей типу 6СТ-190А місткістю 190 амперів-година кожна. Послідовне з'єднання батарей забезпечує напругу струму 24 В, що необхідне для резервного живлення системи автоматизованого управління газодизель-генератором і аварійного освітлення газодизель-електричної станції[11].

1.2. Опис конструкції проектного двигуна

З боку вільного кінця валу розташований турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, механізм регулювання подачі газу, насоси: водяні, масляний, паливопідкачуючий. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований електронний цифровий регулятор частоти обертання, щит приладів.

Тракти впускання і випускного розташовані на правій стороні газодизеля, що спрощує обслуговування газодизеля, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правої сторони газодизеля використана як наддувочний ресивер.

Паливні насоси високого тиску встановлені на верхній площині блоку. Виймка розподільного валу передбачена убік, без розбирання інших вузлів.

В нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому газодизелі.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлила з чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику. Під втулки циліндрів при установці їх в блок-картер встановлюються регулювальні кільця, за допомогою яких

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечується підбір висоти камери стиснення. Розташування форсунки в кришці циліндрів – центральне, ущільнення у вогняному днищі мідною прокладкою. На кришці змонтовані пусковий, запобіжний клапани і індикаторний кран.

Для газодизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень – складовий, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня – чавунний.

Шатун виконаний з прямим роз'ємом нижньої головки.

Головний підшипник – бронзовий.

Колінчастий вал – цільнокований з високоякісної сталі. На провідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного насоса і паливopідкачуючого насоса. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги[11].

Блок–Картер

Блок–картер – коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок–картера кріпиться кришка приводу. Блок–картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується.

Усередині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінчастого валу до розподільного валу. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок–картера кріпиться кожух передній, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навісили на газодизель.

У верхній частині блок–картера розміщені втулки циліндрів. В просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча вода. У верхню полицю блок–картера укрупнені шпильки кріплення кришок циліндрів. Порожнина

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розподільного валу закрита закриттям розподільного валу. Конструкція блок–картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу.

Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок–картера за допомогою бугелей семи опорних підшипників і одного бугеля наполегливого підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок - картера. Для доступу до шатунних та корінних підшипників в нижній частині блок - картера з обох боків передбачені люки закриті щитами картера.

На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для запобігання газодизеля від руйнування при вибуху масляних парів у картері.

Нагнітальна повітряна порожнина (наддувочний ресивер) утворена стінками блок–картера[11].

Рама газодизель-генератора

Рама газодизель-генератора – зварної конструкції, призначена для монтажу на ній газодизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів.

В нижній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці. Для забору масла з ванни (при роботі газодизеля) є труба з фланцем з огорожним фільтром і фланець для забору масла електронасосним агрегатом. Для визначення рівня масла в масляній ванні служить щуп. Для очищення масляної ванни від відкладень служать люки, що закриваються кришкою. Є на рамі отвори (8 отворів М12–7Н) з боку основного відбору потужності призначені для установки кронштейна (жорсткої опори) для знімання статора генератора.

Зазор між рамою і сталевую смугою кріплення усувається настановними гвинтами і вирівнюючими шайбами[11].

Корені підшипники

Корінний підшипник складається з двох сталєалюмінієвих вкладишів (верхнього і нижнього), що укладаються в раму, утворюване блок–картером і

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бугелем. Від осьового зсуву і повертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

Підведення масла здійснюється від розподільної труби по каналах в блок–картері. Масло по сегментній виточці в блок–картері потрапляє через отвори безпосередньо до корінної шийки колінчастого валу, потім по каналах колінчастого валу до шатунного підшипника і далі по шатуну до головного підшипника і на охолодження головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до постілі в обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля[11].

Втулка циліндра

Втулка циліндра складової конструкції складається з гільзи і сорочки. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок–картера чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід на сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза у верхній частині має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана такої, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою і сорочкою поставлені кільця ущільнювачів, службовці для запобігання підтікання води з охолоджуючої порожнини.

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлено кільце ущільнювача, яке перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі порожнини» блоку.

В нижній частині втулки є дві прорізки (вибірки), в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування (огляд поршнів, кілець; заміна кілець) [11].

Кришка циліндра

Кришка циліндра – чотирьох клапанна з висновком газових каналів на одну сторону, з центральним розташуванням форсунки. Однойменні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою (прокладками). Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи високого тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтований пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гидродомкратів. Поверхня кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра. Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі. Кран складається з корпусу, шпинделя з двома конусами, штуцера. На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту [11].

Колінчастий вал

Колінчастий вал – сталевий цільнокований, має восьми корінних і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного так, що перший і шостий, другий і п'ятий, третій і четвертий попарно мають однаковий напрям.

Всі шийки валу – порожнисті. Масло з канавок корінних підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, що сполучають корені шийки з шатунними, минувши внутрішні порожнини шийок.

На передньому кінці колінчастого валу встановлений маховик переднього торця і шестерня приводу насосів, що навісили, а також вал ротора і ротор для забезпечення роботи тахометра.

Шестерня – демпферуюча, пружним елементом якої є шість пружин.

На задньому кінці валу на фланець насаджена шестерня колінчастого валу, призначена для приводу розподільного валу. Шестерня кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою шпонки і притиску[11].

Шатун

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стрижень шатуна має в центрі канал і в нижній головці канали, по яких масло з шатунного підшипника поступає в головний.

В розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло з каналу стрижня поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки до отворів в пальці і далі в поршень.

В нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвори, через які масло поступає з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, в отвори головки шатуна і потім в канал нижньої головки шатуна.

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-ма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами.

Затягування гайок шатунних болтів проводити рівномірно в два прийоми в перехресному порядку на 100° (5 рисок) кожний після попереднього обжимання моментом 240 ± 10 Нм і стопорити дротом. Перед затягуванням змазати різьблення і площину зіткнення гайки з шатуном мастилом на основі дисульфіда молібдену.

На обох торцях шатунного болта є пази. Відстань між ними, заміряне з точністю до 0,1мм і нанесене на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації дизеля. Залишкове подовження болта не повинне перевищувати 0,60мм

При більшому подовженні шатунний болт слід замінити[11].

Поршень

Поршень – складовий, охолоджуваний маслом, із сталевую головкою і чавунною тронком

Масло для охолодження поршня подається примусово з верхньої головки шатуна через отвори в пальці поршня і свердлення в тронкі і головці в порожнині охолодження поршневих кілець, потім в центральну частину порожнини охолодження головки і звідти вільно зливається в раму газодизель-генератора.

На поршні є п'ять канавок, в яких поміщаються поршневі кільця: в трьох верхніх – компресійні і двох нижніх – маслоз'ємні.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Верхнє хромоване прямокутного перетину, нижні два компресійні – слабokonусні «хвилинні» і мають маркіровку «Низ».

Нижні два кільця маслоз'ємне з еспандером – мають два робочі поясочки. Цими поясочками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надмірне масло, яке проходить через прорізи в маслоз'ємному кільці і стікає в раму газодизель-генератора через дренажні отвори в тронкі.

При установці нових кілець слід звертати увагу на правильність монтажу, керуючись вищевикладеним.

Поршень і шатун з'єднуються поршневим пальцем плаваючого типу.

Палець – сталевий, від осевого переміщення утримується двома кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На днищі головки поршня є поглиблення для запобігання торкання поршня про клапана при їх зависанні[11].

Маховик

Маховик виготовлений із сталі, жорстко кріпиться до фланця колінчастого валу і фланця генератора за допомогою призонних болтів.

З боку генератора до маховика кріпляться лопатки вентилятора, які служать для охолодження генератора. На торці маховика з боку газодизеля кріпляться два ударники граничного вимикача.

Для установки і перевірки фаз газорозподілу на ободі нанесені відмітки мертвих крапок для кожного циліндра і відмітки кутів повороту колінчастого валу з інтервалом 5° , а також є пази для провертання колінчастого валу за допомогою пристосування

На торцевій поверхні обода маховика з боку кріплення його до фланця колінвалу є 180 отворів $\varnothing 12\text{мм}$, які призначені, для створення імпульсів датчикам системи автоматики і регулятора швидкості, встановленим на кронштейні[11].

Технічні дані двигуна

Повна потужність в дизельному і газодизельному режимі на вихідних клемах генератора, кВт 750
- температурі навколишнього повітря в контейнері $^{\circ}\text{C}$ 25
- відносної вологості %.....88
- температурі охолоджуючої води на вході в охолоджувачі

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надувочного повітря °С.....	60
Номинальна частота обертання хв. ⁻¹	750
Напруга, В.....	400
Рід струму.....	Змінний, Трифазний
Коефіцієнт потужності.....	0,85
Частота, Гц.....	50
Питома витрата дизельного палива на номінальній потужності при роботі в газодизельному режимі, кг/кВт год.....	0,021
Годинна витрата газу м ³ /год.	217,5
Витрата дизельного палива при роботі на газоподібному паливі, кг/год ...	15,95
Питома витрата масла на номінальній потужності, г/кВт год.....	1,45
Призначений ресурс, год;	
- до переборки.....	10000
- до капітального ремонту.....	70000
Напрацювання газодизель-генератора до заміни масла марки LEOL 20W-40 при кількості масла в системі 900кг, не менше, год.....	1500
Хід поршня, мм.....	340
Напрямок обертання (якщо дивитися з боку маховика у напрямі його осі).....	Праве(за годинниковою стрілкою)
Робочий об'єм всіх циліндрів, л.....	108,3
Ступінь автоматизації.....	2-а
Габаритні розміри, мм	
- довжина.....	5980
- ширина.....	1800
- висота.....	3160
Маса газодизель-генератора зі всіма навісними агрегатами, кг.....	21900

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 . КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Розрахунок робочого процесу газодизеля на природньому газі [12].

2.1.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	700	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	260	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\epsilon =$	12,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$a =$	1,6	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2.2.2. Вихідні дані 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 насосу	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	15	К
Температура залишкових газів	$T_r =$	720	К

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	$\xi =$	0,95

Паливо:

Дизельне паливо ДСТУ 7688 : 2015

Середній елементарний склад палива:

$C=0.86$ $H=0.13$ $O=0.01$

Найнижча теплота згорання палива:

$Q_H^{\text{ж}}=42500$ кДж/кг

Природний газ.

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	1
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	1
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	1
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0,5
азот	$\text{N}_2 =$	0,5
кисень	$\text{O}_2 =$	0
водень	$\text{H}_2 =$	0

Нижча теплота згорання газу

$Q_H = 126\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358\text{CH}_4 + 636\text{C}_2\text{H}_6 + 910\text{C}_3\text{H}_8 + 1186\text{C}_4\text{H}_{10} + 1460\text{C}_5\text{H}_{12}$

Нижча теплота згорання газу:

$Q_H^{\text{г}} = 36805$ кДж/м³

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу:

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

$$L_0 = 9,774 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$L_0^{\text{жс}} = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль/кг}$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу:

$$q = \frac{22.4 \times V_{\text{сж}}}{V_z}, \text{ кг/кмоль}$$

$$V_{\text{сж}} = 15 \text{ кг/год - масова витрата рідкого палива (приймаємо по прототипу);}$$

$$V_r = 240 \text{ м}^3/\text{год - масова витрата газу (приймаємо по прототипу).}$$

$$q = 1,400 \text{ кг/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0^r, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 16,638 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + CO + \sum (n \cdot C_n H_m) + CO_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,650 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5 \cdot m \cdot C_n H_m) + 0.5 \cdot q \cdot H, \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,111 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0.21 \cdot [(\alpha - 1) \cdot L_0^r - q \cdot L_0^{\text{жс}}], \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,086 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0^r + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 12,359 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad M_2 = 17,206 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0,568 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_0 = 1,034$$

4. Параметри процесу наповнення.
Температура повітря після нагнітача:

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

$$T_{\epsilon} = 363 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача:

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 50^{\circ}), K$$

$$\text{число з інтервалу} = 20$$

$$T_{\text{int}} = 343 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші:

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

$$T_{\text{см}} = 312 \text{ K}$$

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

Тиск повітря після охолоджувача:

$$P_{\text{int}} = P_B - \Delta P_{\text{охл}}, \text{ кПа}$$

$$\Delta P_{\text{охл}} = 3 \text{ кПа} - \text{втрата тиску в охолоджувачі.}$$

$$P_{\text{int}} = 187 \text{ кПа}$$

Тиск газової суміші:

$$P_{\text{см}} = \frac{P_{\text{int}} + \alpha \times L_0^{\Gamma} \times P_r}{1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}}, \text{ кПа}$$

$$P_{\text{см}} = 199 \text{ кПа}$$

де $P_r = 200 \text{ кПа}$ - тиск поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів:

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

де $P_d = 0.95 \times P_\varepsilon$ - тиск в кінці впуску.

$$P_d = 180,5 \text{ кПа}$$

$$P_r = 1.0 \times P, \text{ кПа}_{\text{int}} \quad - \text{ тиск залишкових газів}$$

$$P_r = 199 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,044$$

$$\gamma_r = 0,04 - 0,06$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \times (\varepsilon \times P_d - P_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{cm}}$$

$$\Phi_c = 0,86$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску:

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

$$T_d = 344 \text{ К}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску:

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

$$P_c = 5461 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску:

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

$$T_c = 832 \text{ К}$$

6. Параметри процесу згоряння.
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1,033$$

Максимальний тиск в циліндрі:

$$P_{\max} = \beta \cdot P_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ кПа}$$

$$P_{\max} = 12836 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску:

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

$$\lambda = 2,35$$

Максимальна температура циклу:

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^k)}{\beta \times (1 + \gamma_r) \times (1 + \alpha \times L_H^r)} + \frac{C_v \times T_c}{\beta} \right]}{C_v''}, \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення:

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^{жс} / L_0^r}$$

$$\alpha = 1,494$$

середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const,
в проміжку температур від 0...t⁰C:

$$C_v' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v' = 174,67 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{C)}$$

середня питома теплоємність продуктів згорання:

$$C_v'' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v'' = 95,14 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{C)}$$

де C_{vk} - питома середня мольна теплоємність компонента
свіжого заряду та продуктів згорання при даній температурі:
29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів;
20,93 - для 2-х атомних компонентів;
12,56 - для одноатомних компонентів.

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,096 \quad \text{або} \quad 9,59\%$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,123 \quad \text{або} \quad 12,27\%$$

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

$$R_{O_2} = 0,063 \quad \text{або} \quad 6,31\%$$

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

$$R_{N_2} = 0,718 \quad \text{або} \quad 71,8\%$$

Звідки:

$$T_z = 1893 \text{ K}$$

7. Параметри процесу розширення.
Ступінь попереднього розширення:

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

$$\rho = 1,00$$

Ступінь подальшого розширення:

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

$$\delta = 12,5$$

Тиск в кінці розширення:

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

$$P_{\varepsilon} = 546 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення:

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ K}$$

$$T_{\varepsilon} = 1007 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср}} = \left[\frac{T_{\text{в}} + T_{\text{з}}}{2} \right]$$

$$T_{cp.r.} = \frac{B}{K''} \left[1 + (K'' - 1) \frac{r}{P_B} \right]$$

$$T_{cp.r.} = 887$$

де $K'=1,3$; $K''=1,4$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_{\theta}}{\sqrt{\frac{P_{\theta}}{P_r}}}, K$$

$$T_r = 719 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,12 \%$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.
Середній теоретичний індикаторний тиск:

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

$$P_{mi} = 1229 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{P_{cm} \times \Phi_c \times (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^{жс})} = 4.186$$

$$\eta_i = 0,351$$

Питома індикаторна витрата газу:

$$q = \frac{V_{жс} \times Q_H^{жс}}{(V_r \times Q_H^r + V_{жс} \times Q_H^{жс})} \text{ - доля теплоти введеної рідким паливом.}$$

$$V_i = \left[\frac{632 \times (1 - q)}{\eta_i \times Q_H^r} \right] \times \frac{4,18}{0,736} \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$q = 0,067$$

$$V_i = 0,259 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

$$v_i = \left[\frac{632 \times q}{\eta_i \times Q_H^{жс}} \right] \times \frac{4,18}{0,736} \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год.}$$

$$v_i = 0,016 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.
Середній тиск механічних втрат:

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$S_{ПР} = 0,34$ м - хід поршня по прототипу.

$$V_{н.ср.} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 188 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск:

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

$$P_{me} = 1041 \text{ кПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = 0,847$$

Ефективний ККД:

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

$$\eta_e = 0,298$$

Ефективна об'ємна витрата газу:

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$V_e = 0,306 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Ефективна витрата рідкого палива:

$$G_e = \frac{G_i}{\eta_m}, \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$G_e = 0,019 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу:

$$B_G = V_e \cdot P_e, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B_G = 214 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Годинна витрата рідкого палива:

$$B_p = \rho_e \times P_e, \text{ кг} / \text{год}$$

$$B_p = 13,371 \text{ кг} / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 107,6 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 17,93 \text{ л}$$

Діаметр циліндра:

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,308$$

$$d = 259,47 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339 \text{ мм}$$

11. Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра:

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = 108,3 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 18,0 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна:

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

$$P_{ep} = 704 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 702 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,614 \%$$

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

2.2 Розрахунок робочого процесу газодизеля на біогазі.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	700	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	260	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\epsilon =$	12,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$a =$	1,6	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані 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 насоса	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	15	К
Температура залишкових газів	$T_r =$	720	К

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	$\xi =$	0,95

Паливо:

Дизельне паливо ДСТУ 7688 : 2015

Середній елементарний склад палива:

$C=0.86$ $H=0.13$ $O=0.01$

Найнижча теплота згорання палива:

$Q_H^{\text{ж}}=42500$ кДж/кг

Природний газ.

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 =$ 55	$R_{CH_4} =$ 0,55
етан	$C_2H_6 =$ 1	$R_{C_2H_6} =$ 0,01
пропан	$C_3H_8 =$ 1	$R_{C_3H_8} =$ 0,01
бутан	$C_4H_{10} =$ 1	$R_{C_4H_{10}} =$ 0,01
пентан	$C_5H_{12} =$ 1	$R_{C_5H_{12}} =$ 0,01
вуглекислота	$CO_2 =$ 40	$R_{CO_2} =$ 0,4
оксид вуглецю	$CO =$ 0,5	$R_{CO} =$ 0,005
азот	$N_2 =$ 0,5	$R_{N_2} =$ 0,005
кисень	$O_2 =$ 0	$R_{O_2} =$ 0
водень	$H_2 =$ 0	$R_{H_2} =$ 0

Нижча теплота згорання газу

$Q_H = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 636C_2H_6 + 910C_3H_8 + 1186C_4H_{10} + 1460C_5H_{12}$

Нижча теплота згорання газу:

$Q_H^{\Gamma} =$ 23945 кДж/м³

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу:

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

$$L_0 = 6,345 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$L_0^{\text{жс}} = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль/кг}$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу:

$$q = \frac{22.4 \times V_{\text{жс}}}{V_z}, \text{ кг/кмоль}$$

$$V_{\text{сж}} = 15 \text{ кг/год - масова витрата рідкого палива (приймаємо по прототипу);}$$

$$V_r = 240 \text{ м}^3/\text{год - масова витрата газу (приймаємо по прототипу).}$$

$$q = 1,400 \text{ кг/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0^r, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 11,152 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + CO + \sum (n \cdot C_n H_m) + CO_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,690 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5 \cdot m \cdot C_n H_m) + 0.5 \cdot q \cdot H, \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 1,371 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0.21 \cdot [(\alpha - 1) \cdot L_0^r - q \cdot L_0^{\text{жс}}], \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,654 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0^r + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 8,025 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad M_2 = 11,741 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0,588 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_0 = 1,053$$

4. Параметри процесу наповнення.
Температура повітря після нагнітача:

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

$$T_e = 363 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача:

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 50^\circ), K$$

$$\text{число з інтервалу} = 20$$

$$T_{\text{int}} = 343 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші:

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

$$T_{cm} = 313 \text{ K}$$

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

Тиск повітря після охолоджувача:

$$P_{\text{int}} = P_B - \Delta P_{\text{охл}}, \text{ кПа}$$

$$\Delta P_{\text{охл}} = 3 \text{ кПа} - \text{втрата тиску в охолоджувачі.}$$

$$P_{\text{int}} = 187 \text{ кПа}$$

Тиск газової суміші:

$$P_{cm} = \frac{P_{\text{int}} + \alpha \times L_0^r \times P_r}{1 + \alpha \times L_0^r}, \text{ кПа}$$

$$P_{cm} = 199 \text{ кПа}$$

де $P_r = 200 \text{ кПа}$ - тиск поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів:

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

де $P_d = 0.95 \times P_\varepsilon$ - тиск в кінці впуску.

$$P_d = 180,5 \text{ кПа}$$

$$P_r = 1.0 \times P, \text{ кПа}_{\text{int}} \quad - \text{ тиск залишкових газів}$$

$$P_r = 199 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,044$$

$$\gamma_r = 0,04 - 0,06$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \times (\varepsilon \times P_d - P_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{cm}}$$

$$\Phi_c = 0,86$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску:

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

$$T_d = 344 \text{ К}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску:

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

$$P_c = 5461 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску:

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

$$T_c = 834 \text{ К}$$

6. Параметри процесу згоряння.
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1,051$$

Максимальний тиск в циліндрі:

$$P_{\max} = \beta \cdot P_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ кПа}$$

$$P_{\max} = 12648 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску:

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

$$\lambda = 2,32$$

Максимальна температура циклу:

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^k)}{\beta \times (1 + \gamma_r) \times (1 + \alpha \times L_H^r)} + \frac{C_v \times T_c}{\beta} \right]}{C_v''}, \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення:

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^{жс} / L_0^r}$$

$$\alpha = 1,442$$

середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const,
в проміжку температур від 0...t⁰С:

$$C_v' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v' = 174,67 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{С)}$$

середня питома теплоємність продуктів згорання:

$$C_v'' = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18$$

$$C_v'' = 96,62 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{С)}$$

де C_{vk} - питома середня мольна теплоємність компонента
свіжого заряду та продуктів згорання при даній температурі:
29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів;
20,93 - для 2-х атомних компонентів;
12,56 - для одноатомних компонентів.

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,144 \quad \text{або} \quad 14,40\%$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,117 \quad \text{або} \quad 11,68\%$$

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

$$R_{O_2} = 0,056 \quad \text{або} \quad 5,57\%$$

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

$$R_{N_2} = 0,684 \quad \text{або} \quad 68,4\%$$

Звідки:

$$T_z = 1838 \text{ K}$$

7. Параметри процесу розширення.
Ступінь попереднього розширення:

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

$$\rho = 1,00$$

Ступінь подальшого розширення:

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

$$\delta = 12,5$$

Тиск в кінці розширення:

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

$$P_{\varepsilon} = 538 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення:

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ K}$$

$$T_{\varepsilon} = 978 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср}} = \left[\frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{ср}}} \right]$$

$$T_{cp.r.} = \frac{B}{K''} \left[1 + (K'' - 1) \frac{r}{P_B} \right]$$

$$T_{cp.r.} = 863$$

де K'=1,3; K''=1,4 - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_{\theta}}{\sqrt{\frac{P_{\theta}}{P_r}}}, K$$

$$T_r = 702 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 2,57 \%$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск:

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

$$P_{mi} = 1200 \text{ kPa}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{P_{cm} \times \Phi_c \times (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^{жс})} = 4.186$$

$$\eta_i = 0,342$$

Питома індикаторна витрата газу:

$$q = \frac{V_{жс} \times Q_H^{жс}}{(V_r \times Q_H^r + V_{жс} \times Q_H^{жс})} \text{ - доля теплоти введеної рідким паливом.}$$

$$V_i = \left[\frac{632 \times (1 - q)}{\eta_i \times Q_H^r} \right] \times \frac{4,18}{0,736} \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$q = 0,100$$

$$V_i = 0,394 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

$$v_i = \left[\frac{632 \times q}{\eta_i \times Q_H^{жс}} \right] \times \frac{4,18}{0,736} \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год.}$$

$$v_i = 0,025 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.
Середній тиск механічних втрат:

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$S_{ПР} = 0,34$ м - хід поршня по прототипу.

$$V_{н.ср.} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 188 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск:

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

$$P_{me} = 1012 \text{ кПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = 0,843$$

Ефективний ККД:

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

$$\eta_e = 0,288$$

Ефективна об'ємна витрата газу:

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$V_e = 0,468 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Ефективна витрата рідкого палива:

$$G_e = \frac{G_i}{\eta_m}, \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$G_e = 0,029 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу:

$$B_G = V_e \cdot P_e, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B_G = 327 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Годинна витрата рідкого палива:

$$B_p = \rho_e \times P_e, \text{ кг} / \text{год}$$

$$B_p = 20,465 \text{ кг} / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 110,7 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 18,45 \text{ л}$$

Діаметр циліндра:

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,308$$

$$d = 261,93 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 343 \text{ мм}$$

11. Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра:

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = 108,3 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 18,0 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна:

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

$$P_{ep} = 685 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 692 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 2,221 \%$$

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

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизеля [4].

1. Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	685	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	750	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	260	мм
хід поршня:	$S =$	340	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H^r =$	23945	кДж/м ³
годинна витрата газу:	$V_r =$	327,4	м ³ /год
нижча теплота згорання дизпалива:	$Q_H^p =$	42500	кДж/кг
годинна витрата дизпалива:	$V_p =$	20,5	кг/год
запальна доля палива	$q =$	0,100	
індикаторний ККД:	$\eta_i =$	0,342	
ефективний ККД:	$\eta_e =$	0,288	
кількість свіжого заряду:	$M_1 =$	11,152	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання:	$M_r =$	11,741	кмоль/кг
температура випускних газів:	$T_{ср.г.} =$	863	К
температура на початку стиску:	$T_d =$	344	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC^v =$ 25,737 кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC^v =$ 21,822 кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск: $P_{mi} =$ 1200 кПа

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом:

$$Q_H = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}, \text{Дж/с}$$

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.

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_H = \frac{V^r Q_H^r + V^p Q_H^p}{3,6}, \text{Дж/с}$$

$$Q_H = 2419486 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_H приймаємо за 100%.

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e, \text{Дж/с}$$

$$Q_e = 684627 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні:

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

$$q = 28,3\%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 697929 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку:

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

$$D = -1,94 \%$$

похибка не перевищує 1%.

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}, \text{ Дж/с}$$

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.

2.3.1. Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ.} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n, \text{ Дж/с}$$

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:

$W_{нап.} = 0$	$W_{Г.Р.} = 0,09-0,16$	Приймаємо:	$W_{Г.Р.} = 0,16$
$W_{СТ.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01-0,05$	Приймаємо:	$W_{вип.} = 0,05$

$$Q_w = 508092 \text{ Дж/с}$$

2.3.2. Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна:

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^5, \text{ кПа}$$

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

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня.}$$

$$C_m = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}, \text{ кПа}$$

$$P_{ср.т.} = 113 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z), \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$\begin{aligned} V_s &= 0,018 \text{ м}^3 \\ P_n &= 76,44 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{г.п.} = 1000P_n, Дж/с$$

$$Q_{г.п.} = 76441 \text{ Дж/с}$$

2.3.3. Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{г.п.}, Дж/с$$

$$Q'_B = 584533 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}, м^3 / с$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

Приймаємо:

$$K = 1,2$$

$\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води;

$C_{mv} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води;

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,017 \text{ м}^3 / с$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу:

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}, кВт$$

де $\Delta P_v = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{в.н.} = 0,8 - 0,9$ - ККД водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,87$$

$$P_{в.н.} = 1,89 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді: } Q_{в.н.} = 1886 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_W + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}, Дж/с$$

$$Q_v = 586419 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q_v / Q_{г.п.} \cdot 100\%$$

$$q_v = 24,24 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r=Q_r^F+Q_r^P,Дж\text{ }с$$

$$Q_r = \frac{B_r}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp}} \cdot T_{cp} \cdot (1-q) - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \cdot (1-q) \right], \text{Дж/с}$$

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

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

$$mC_p'' = 34,051 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 30,136 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_r = 838094 \text{ Дж/с}$$

$$Q_p = \frac{B_p}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_r} \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \cdot q \right], \text{Дж/с}$$

$mC_p'' = 34,0$ - ізобарна теплоємність продуктів згорання;

$mC_p' = 29,13$ - ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 590 \text{ - температура залишкових газів;}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 71 \text{ - температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 120394 \text{ Дж/с}$$

$$Q_r = 958489 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_p} \cdot 100 \%$$

$$q_r = 39,62 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу.

2.5.1. Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна:

$$Q_M = (Q_v + Q_{MD}) - Q_e, \text{Дж/с}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{IT}, \text{Дж/с}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна;

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

$$\Delta_{MD} = 0,054$$

Тоді:

$$Q_{MD} = 129878 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{MI} = 51550 \text{ Дж/с}$$

2.5.2. Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла:

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{\text{мл}}}{\rho_M \cdot C_{\text{тл}} \cdot \Delta T_M}, \text{м}^3 / \text{с}$$

K=1,2-1,5 - коефіцієнт запасу.

Приймаємо:

K= 1,2

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

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

DT_M=6-15 К - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна.

$$DT_M = 15 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00219 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta_M \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

де P₀=(0,3 - 0,4)10⁶ - робочий тиск масла в системі;

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

η_M=0,8-0,9 механічний ККД масляного насоса.

$$\eta_M = 0,87$$

$$P_{M.H.} = 0,88 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 P_{M.H.}, \text{ Дж/с}$

$$Q_{M2} = 880 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_A + Q_{M2}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_M = 52431 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні:

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

$$q_M = 2,17 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати:

$$Q_{IB} = Q_I - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M), \text{ Дж/с}$$

$$Q_{IB} = 137521 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,68 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю №

Таблиця № Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	684626,79	28,3
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	586419	24,2
теплота, яка виноситься випускними газами	958489	39,6
теплота, яка відводиться маслом	52431	2,2
невраховані теплові втрати	137521	5,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2419486	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,229 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,185 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,35	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,5	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	12,836 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	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	5,598	112,0	12,836	256,7	4,1141
1,25	4,142	82,8	9,712	194,2	
1,5	3,238	64,8	7,732	154,6	
1,75	2,630	52,6	6,377	127,5	
2	2,196	43,9	5,397	107,9	3,201
3	1,270	25,4	3,251	65,0	1,9808
4	0,861	17,2	2,269	45,4	1,4077
5	0,637	12,7	1,717	34,3	1,0794
6	0,498	10,0	1,367	27,3	0,8686
7	0,405	8,1	1,127	22,5	0,7227
8	0,338	6,8	0,954	19,1	0,6161
9	0,288	5,8	0,823	16,5	0,5352
10	0,250	5,0	0,722	14,4	0,4718
11	0,220	4,4	0,641	12,8	0,4209
12	0,195	3,9	0,575	11,5	0,3792
12,5	0,185	3,7	0,546	10,9	0,3611
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,465

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{mi\text{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{cp}} = 1,347$$

$$\Delta P_{mi} = 17,5204$$

Похибка не перевищує 5%

2.4.2. Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$ Точка подачі палива форсункою.
Визначається кутом випередження впорску палива
(випередження запалювання).

$f, \text{ДоВМТ}$ Точка початку згорання, визначається кутом затримки
згорання: $\Delta\varphi_1 =,^0 \text{ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ 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.

$\lambda_L =$	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	320 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	8,000 0 ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,199 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	340 мм	Хід поршня.
$P_c=$	5,461 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{max}=$	12,836 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	30	0,165	26,436
$f, \text{ДоВМТ}$	22	0,090	14,457
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	3,034
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,716	274,582
$r', \text{ДоВМТ}$	20	0,075	11,989
$r'', \text{ПісляВМТ}$	20	0,075	11,989
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,897	303,564

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,980 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 6,82625 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 136,525 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd}=P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$P_{zd} = 12,836 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 256,720 \text{ мм}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 21,25 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,063$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO' = 20 \text{ мм}$$

2.5. Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

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	=	0,053 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	101,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	78,50 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	185,0 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

$P_{\max} =$	12836 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	12836 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	5461 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_f =$	199 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	546 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,26 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E} =$	12,5	Ступінь стиску
$n =$	750 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,0180424 \text{ м}^3$$

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

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,0015689 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,0196113 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газодизельного двигуна

Метою та завданням кваліфікаційної роботи є дослідження зміни величини ефективних та економічних показників робочого процесу газодизельного двигуна, при використанні в якості палива природного газу з вмістом метану 95% CH_4 та суміші газу з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 .

Був здійснений аналітичний розрахунок робочого процесу поршневого газодизельного двигуна за однакових умов завдання але з різними складовими газоподібного палива. Отримані результати аналітичного розрахунку робочого процесу газодизельних двигунів в двох варіантах зводимо в таблицю 3.1

Таблиця 3. 1

Отримані результати розрахунку газодизеля 6 ГЖЧН 26/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Природний газ 95% CH_4	Суміші газу 55% CH_4 +40% CO_2
1	Q_H , кДж/м ³	36805	23945
2	I_0 , кмоль / кмоль	9,774	6,345
3	M_1 , кмоль/ кмоль	16,638	11,152
4	M_{CO_2} , кмоль/ кмоль	1,650	1,690
5	$M_{\text{H}_2\text{O}}$, кмоль/ кмоль	2,111	1,371
6	M_{O_2} , кмоль/ кмоль	1,086	0,654
7	M_{N_2} , кмоль/ кмоль	12,359	8,025
8	M_2 , кмоль/ кмоль	17,206	11,741
9	R_{CO_2} %	9,59	14,4
10	$R_{\text{H}_2\text{O}}$ %	12,27	11,68
11	R_{O_2} %	6,31	5,57

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12	$R_{N_2} \%$	71,8	68,4
13	$P_{\max}, \text{кПа}$	12836	12648
14	η_m	0,845	
15	$P_{me}, \text{кПа}$	1041	1012
16	η_e	0,298	0,288
17	$b_e, \text{кг/кВт*год}$	0,019	0,029
18	$V_e, \text{м}^3/\text{кВт*год}$	0,305	0,468
19	$B_p, \text{кг/год}$	13,4	20,5
20	$B_r, \text{кг/год}$	214	327
21	$P_{ep}, \text{кВт}$	704	685

Досконалість двигуна в цілому оцінюється ефективними показниками. Вони реєструються на виході з двигуна, на його колінчастому валі і враховують механічні втрати в двигуні. По аналогії з індикаторними показниками розрізняють: середній ефективний тиск P_{me} , ефективна потужність двигуна P_e , ефективний к.к.д η_e , та питома ефективна витрата палива b_e [12].

Середній ефективний тиск - це умовний, сталий за значенням тиск, який, діючи на поршень, здійснює за один робочий цикл роботу, що дорівнює корисній ефективній роботі, що передається через колінчастий вал споживачу.

Середній ефективний тиск враховує крім *теплових і механічні втрати* в поршневому двигуні.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ або } P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m.$$

де - η_m механічний коефіцієнт корисної дії величина якого відоме для основних режимів роботи двигуна[12].

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна - це потужність, яка розвивається на колінчастому валу двигуна і використовується для корисної роботи та передається споживачу, кВт [12].

Провівши дослідження можна зробити деякі висновки:

- при переході роботи газодизельного двигуна на суміш газу - ми спостерігаємо незначне зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 29 кПа (2,8 %), так як суміш газу менш калорійний ніж природний газ;
- ефективна потужність P_e зменшилася на 19 кВт. (ті же 2,8 %), а ефективний к.к.д. η_e на 3,5 %. Величина похибки незначна для аналітичного розрахунку робочого процесу.

3.2 Дослідження економічних показників робочого процесу газодизельного двигуна

Економічними показниками роботи поршневого газодизельного двигуна в першу чергу потрібно вважати витрату палива. Так як газодизельний двигун – це двопаливний двигун, тому ми будемо розглядати витрату як рідкого запального так і газоподібного палива. Порівняємо як питому ефективну, так і годину витрату палива. За підсумками розрахункових досліджень маємо такі результати.

Газодизельний двигун, який ми досліджуємо використовує в якості запальної дози – дизельне паливо для двох варіантів роботи. Нижча теплоти згоряння рідкого (запального) дизельного палива відома $Q_H = 42500$ кДж/кг. Доля теплоти введеної рідким паливом для роботи на природному газі складає 6,7%, а при роботі на суміші газу 10%. Так як доля теплоти введеної рідким паливом на суміші газу має більшу величину, то і година витрата рідкого палива відповідно 20,5 кг/год. проти 13,4 кг/год. при роботі на природному газі.

В результаті розрахунку ми вияснили, що нижча теплоти згоряння даного елементарного складу природного газу $Q_H = 36805$ кДж/м³, а для

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

суміші $55\%CH_4 + 40\%CO_2$ (біогазу) $Q_n = 23945 \text{ кДж/м}^3$ (величина нижчої теплоти згоряння біогазу складає всього 65% від величини теплоти згоряння природного газу).

Порівняємо величини витрат газоподібного палива, яке використовувалося при роботі двигуна. Величина питомої ефективної витрати природного газу, яку ми отримали має $V_{e,} = 0,305 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год.}$, витрата суміші газу, при всіх інших рівних параметрах, має значно більшу величину - $V_{e,} = 0,468 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год.}$ витрата природного газу склала 65 %, від витрати суміші газу. Ми маємо ту же саму різницю в 65 %, що відповідає різниці в 65% по нижчій теплоті згоряння суміші газу та природного газу.

Провівши дослідження можна зробити деякі висновки:

- доля теплоти введеної рідким паливом для роботи на природному газі складає 6,7%, а при роботі на суміші газу 10%. Так як доля теплоти введеної рідким паливом на суміші газу має більшу величину, то і година витрата рідкого палива відповідно 20,5 кг/год. проти 13,4 кг/год. при роботі на природному газі;
- економічні показники робочого процесу двигуна залежать від величини середнього елементарного складу палива та нижчої теплоти згоряння палива;
- різниці в 65% по нижчій теплоті згоряння суміші газу та природного газу приводить до тієї ж різниці по годинній та ефективній витраті палива. Витрата природного газу на 65 % менша від витрати суміші газу, при фактично однакової потужності двигуна.

Також потрібно визначити кількість затраченого тепла за одну годину роботи для двох різних варіантів. Для газодизельного двигуна використовується як запальне дизельне паливо так і газоподібне.

Варіант №1. Робота на природному газі

Нижча теплоти згоряння дизельного палива $Q_n = 42500 \text{ кДж/кг.}$, а година витрата дизельного палива $B_p, = 13,4 \text{ кг/год.}$). (таблиця 3.1)

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді кількість затраченого тепла за одну годину роботи на дизельному паливі дорівнює

$$Z_{\tau}^1 = Q_n * B_p = 42500 * 13,4 = 569\,500 \text{ кДж/год.}$$

а для газоподібного палива

$$Z_{\tau}^2 = Q_n * V_{\Gamma} = 36805 * 305 = 11\,225\,525 \text{ кДж/год.}$$

Загальна кількість затраченого тепла $Z_{\tau} = Z_{\tau}^1 + Z_{\tau}^2$

$$Z_{\tau} = Z_{\tau}^1 + Z_{\tau}^2 = 569\,500 + 11\,225\,525 = 11\,795\,025 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо питому ефективну витрату теплоти для першого варіанта.

$$Q = Z_{\tau} / P_e = 11\,795\,025 / 704 = 16\,754 \text{ кДж/ кВт*год.}$$

Варіант № 2. Робота на суміші газів

$$Z_{\tau}^1 = Q_n * B_p = 42500 * 20,5 = 871\,250 \text{ кДж/год.}$$

$$Z_{\tau}^2 = Q_n * V_{\Gamma} = 23945 * 468 = 11\,206\,260 \text{ кДж/год.}$$

$$Z_{\tau} = Z_{\tau}^1 + Z_{\tau}^2 = 871\,250 + 11\,206\,260 = 12\,077\,510 \text{ кДж/год.}$$

$$Q = Z_{\tau} / P_e = 12\,077\,510 / 685 = 17\,631 \text{ кДж/ кВт*год.}$$

Питома ефективна витрата теплоти для варіанта № 1 = 16754 кДж/кВт*год., а для варіанта № 2 = 17 631 кДж/ кВт*год. Різниця складає приблизно 5%.

Висновок.

- при переході роботи газодизельного двигуна на суміші газу - ми спостерігаємо незначне зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 29 кПа (2,8 %), так як суміші газу менш калорійна ніж природній газ;
- ефективна потужність P_e зменшилася на 19 кВт. (ті же 2,8 %), а ефективний к.к.д. η_e на 3,5 %. Величина похибки незначна для аналітичного розрахунку робочого процесу.

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- доля теплоти введеної рідким паливом для роботи на природному газі складає 6,7%, а при роботі на суміші газу 10%. Так як доля теплоти введеної рідким паливом на суміші газу має більшу величину, то і година витрата рідкого палива відповідно 20,5 кг/год. проти 13,4 кг/год. при роботі на природному газі;
- економічні показники робочого процесу двигуна залежать від величини середнього елементарного складу палива та нижчої теплоти згоряння палива;
- різниці в 65% по нижчій теплоті згоряння суміші газу та природного газу приводить до тієї ж різниці по годинній та ефективній витраті палива. Витрата природного газу на 65 % менша від витрати суміші газу, при фактично однакової потужності двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.05. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні положення з охорони праці

Задача охорони праці – звести до мінімуму ймовірність враження або захворювання робітника з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, забезпечуючи безпеку здоров'я, працездатність людини в процесі праці. Повністю безпечних та шкідливих підприємств немає.

Безпека людини на виробництві залежить від багатьох факторів. В невеликій мірі вона визначається відповідальністю та кваліфікацією робітників управління. Ось чому молоді фахівці, приходячи на виробництво, повинні бути ознайомлені з основами безпеки праці, виробничої санітарної та пожежної безпеки.

В даному розділі відображено питання техніки безпеки й охорони праці в частині забезпечення вентиляцією, опаленням, освітленням, електробезпеки.

Безпечні умови праці працюючих забезпечуються прийнятими в проекті об'ємно-планувальними й конструктивними рішеннями, організацією технологічного процесу.

При розробці проекту враховані вимоги Закону України «Про охорону праці», вимоги техніки безпеки, санітарні вимоги.

З метою забезпечення безпеки умов праці для обслуговуючого персоналу, дійсним робочим проектом передбачено ряд заходів:

- герметичність устаткування;
- забезпечення автоматичної зупинки устаткування при виникненні аварійних ситуацій;

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечення безперервного автоматичного контролю змісту газу в приміщенні із сигналізацією обслуговуючому персоналу при досягненні 20% нижньої межі вибухання й автоматичного відключення подачі газу;
- трубопроводи й устаткування з температурою стінки більше 45 °С ізолюють;
- арматура розміщується в місцях, доступних для обслуговування;
- передбачено заземлення й занулення устаткування;
- забезпечення вибухо - небезпечних приміщень відповідно до їх категорій і вимогами СНіП;
- створення температурного й вологого режиму відповідно до норм технологічного процесу[11].

4.2. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні газодизеля.

Експлуатація й обслуговування двигунів-генераторів повинні проводитися відповідно до технічного опису й інструкції для експлуатації стаціонарних газодизель-генераторів АТВТ «Первомайськдизельмаш» [11].

Під час експлуатації двигунів-генераторів повинні вестися всі експлуатаційні документи, передбачені «Інструкцією для експлуатації», затвердженій керівником підприємства.

«Інструкція з експлуатації» повинна бути розроблена відповідно до вимог діючих «Правил будови електроустановок» (ПБЕ), «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів і правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» (ПТЕ і ПТБ) і з урахуванням безпечної експлуатації двигунів-генераторів.

Інструкція з експлуатації повинна бути вивішена в машинному залі й операторській [11].

До роботи допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд, інструктаж з техніки безпеки і мають посвідчення на право

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роботи з газифікованим устаткуванням й електроустановками з напругою до 1000 В.

При вступі на чергування персонал зобов'язаний ознайомитися із записами в змінному журналі й перевірити справність систем двигуна, генератора й допоміжного устаткування.

З метою виявлення підвищеного змісту газу і забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу, у машинному приміщенні повинен встановлюватися аналізатор метану АТ1-1 (або аналогічний йому прилад) [11].

4.2.1 Освітлення приміщення

Добре освітлення робочих місць сприяє підтриманню на високому рівні працездатності людини, тому, що виключає втому органів зору від частоті преадаптації. Існуюче освітлення ЕДС - природне через фрамуги у денний час, а в нічний час - штучне освітлення, є також аварійне освітлення. При основному освітленні застосовується напруга 220 В.

Аварійне освітлення створює освітлення не менш ніж 50% основного освітлення.

Освітлення приміщення діючої ЕДС відповідає вимогам СНіП 11-4-79 «Природне й штучне освітлення» [11].

4.2.2 Вентиляція

Безпечність роботи обслуговуючого персоналу багато в чому залежить від своєчасного виведення з приміщення легко відділяючого тепла, пилу, відпрацьованих газів. З метою ліквідації проникнення в повітря шкідливих речовин, виконується герметизація обладнання, компресора, насосів, газовипускних магістралей.

Відповідно до СНіПу 2498-81, температура повітря у машинному залі повинна знаходитися в межах 19-25°C. Відносна вологість повітря 40÷60 % .

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З метою забезпечення даних умов в приміщенні визначимо продуктивності вентилятора, яка розраховується по формулі:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3 / \text{год}$$

де k – кратність повітрообміну;

V – об'єм приміщення;

$$V = 12,5 \cdot 3,2 \cdot 3,75 = 150 \text{ м}^3$$

$$k = \frac{P_{co}}{P_1}$$

де P_{co} - концентрація угарного газу, $\text{мг} / \text{м}^3$;

P_1 - допустима концентрація угарного газу, $P_1 = 20 \text{ мг} / \text{м}^3$.

$$P_{co} = \frac{1000 \cdot G}{V}, \text{ мг} / \text{м}^3$$

де G – кількість угарного газу, що виділяється при роботі 3 ГДГА-750, г

$$P_{co} = \frac{1000 \cdot 88}{150} = 586 \text{ мг} / \text{м}^3$$

$$k = \frac{586}{20} = 29,3$$

$$L = 29,3 \cdot 150 = 4395 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Існуюча в приміщенні ЕДС притокові-витяжна система вентиляції з механічним і природним спонуканням повністю забезпечить асиміляцію газових і теплових надлишків від ГДГА-750, тому що розраховано на роботу восьми двигунів (теплові надлишки від кожного двигуна становлять

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не менше 45 кВт), а фактично в роботі перебувають три двигуна при максимальному можливому тепловому навантаженні[11].

4.2.3 Протипожежні заходи

Протипожежні заходи діючої ЕДС прийняті відповідно до вимог ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва».

В проекті діючої ЕДС забезпечена безпечна евакуація людей у випадку пожежі - передбачені два розподілені евакуаційні виходи.

Приміщення забезпечене первинними засобами пожежогасіння, відповідно до правил Державної пожежної інспекції й аптечкою для надання першої медичної допомоги. Обслуговуючий персонал повинен стежити за справним станом вогнегасників. Забороняється гасити електроустановки водою й пінними вогнегасниками.

Можливі причини пожежі:

- несправність проходів випускних колекторів;
- невірне зберігання паливно-змащувальних матеріалів;
- витік палива та мастила;
- несправність електропроводки.

Заходи профілактики та активного пожежного захисту:

- легкозаймисті матеріали, конструкцій покривають вогнестійкими фарбами;
- надійно ізолюють електропроводку;
- заборонено користування відкритим вогнем;
- періодична перевірка електропроводки;
- оснащення приміщень системами ліквідації пожеж;
- установка протипожежної сигналізації, що складається з системи знайдення пожежі, сигнального освітлення та попереджувальної сигналізації[11].

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Техніка безпеки при експлуатації газодизельного двигуна

Для безпеки обслуговуючого персоналу передбачається заземлення, блискавкозахист, забезпечення обслуговуючого персоналу індивідуальними засобами захисту відповідно до правил ПТЕ й ПТБ, СНіП і ДБН.

Для захисту обслуговуючого персоналу від поразки електричним струмом при ушкодженні ізоляції, захисту від статичної електрики й вирівнювання потенціалів в проекті передбачається захисне занулення й заземлення всіх неструмоведучих металевих частин електроустаткування, корпусів електродвигунів, каркасів щитів і шаф, металевих труб електропроводки, лотків, монорейки, металевих корпусів технологічного устаткування нульовими жилами живильних кабелів, сталевими смугами 40х4 й 25х4 і кутниками обрамлення кабельного каналу [11].

Проектований контур заземлення приєднати до існуючого контуру заземлення ЕДС й ТП-16.

Заземлення виконується шляхом приєднання устаткування заземлюючим провідником (сталь кругла Ø 6мм) до магістралі заземлення, прокладеної по периметру всередині приміщення. Заземлюючий контур прокладається вздовж осі будівлі ЕС і складається з 11 електродів (труба Ø 60мм, довжиною 2,5м), з'єднаних сталевую смугою 40х4.

Внутрішня магістраль заземлення з'єднана із зовнішнім заземлюючим пристроєм.

Зовнішній газопровід для захисту від статичної електрики забезпечується заземленням останньої опори на введенні в будівлю смуговим заземленням довжиною 5м і в будівлі приєднанням до внутрішнього контуру заземлення.

Заземлення нейтралі генератора виконано приєднанням його до контуру заземлення гнучким голим проведенням МГ.

Опір захисного контуру заземлення не більше 4 Ом. у будь-який час року.

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Захисту від блискавок підлягають згідно РД 34.21.122-87 свічі газодвигунів і простір навколо них Н-2,5м, R-5м; глушники-іскрогасники й простір навколо них Н-2,5м, R-5м.

В якості блискавковідводу використовується існуючий димар висотою 25 м із встановленим на ньому блискавко-прийомником[11].

Для захисту від вторинних проявів блискавки всі металеві трубопроводи, на введенні в будівлю і на найближчій до введення опорі, приєднані до заземлення електроустановок, з'єднаному із блискавковідводом.

Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, що коливається, виведене з рівноваги зовнішньою силою. В машинному залі основним джерелом шуму є механізми та агрегати, що мають частини, що рухаються, які викликають вібрацію й аеродинамічні збурювання. До них відноситься: головний двигун, генератор, система вентиляції та інші допоміжні механізми. По ДСТУ 12.1.003 – 96 встановлено допустимі величини рівня широко полюсного шуму на робочих місцях.

Шум і вібрація негативно впливають на організм людини, псує його нервову систему, підвищуючи дратівливість. У обслуговуючого персоналу, тривало підлягаючим дії вібрації, можуть виникнути різні патології: зменшується продуктивність праці, притупляється увага, підвищується втома, з'являється вібраційна хвороба. Основним нормативним документом, що встановлює граничнодопустимі величини вібрації на місцях є СНіП 1103 – 73[11].

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, і у більшості випадків є основними джерелами шуму та вібрації.

Основною проблемою при експлуатації ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу шуму. Найбільш ефективним і у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення і обробки деталей двигуна (підвищена стійкість нарізання зубів шестерні,

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

загальне доведення і припрацювання). Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцією повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції МЗ.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном. Засоби індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 12-28 ДБ.

Для захисту від шуму робоче місце машиніста передбачено в окремій кімнаті. При обслуговуванні устаткування в машинному залі машиніст повинен користуватися індивідуальними засобами захисту від шуму: навушниками типу ВЦНІОП-1[11].

4.4. Захист навколишнього середовища

Проблема захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, внесених промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком здобуває все більшого значення. Рішення цієї проблеми носить комплексний характер і жоден із джерел забруднення не повинен бути залишений без уваги.

Енергетичні установки є значними джерелами забруднення навколишнього середовища. У зв'язку зі збільшенням чисельності їх вплив на навколишнє середовище з кожним роком зростає.

Джерелами забруднення є гази двигунів внутрішнього згорання, що відробили, парогенератори, скидання палива й масла, технічної води і багато чого іншого.

					ПННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задача збереження навколишнього середовища полягає в тому щоб, не перевищувати допустимий рівень забруднення. Ця проблема може вирішитися лише двома шляхами:

- створення систем працюючих під замкнутим циклом, які дозволяють утилізацію;
- очищення і зниження токсичних відходів, що постійно надходять у біосферу.

При роботі поршневих двигунів внутрішнього згоряння в атмосфері викидаються випускні гази, токсичність яких визначається сортом палива і умовами його згоряння. Так, застосування важких сірчистих палив сприяє зменшенню експлуатаційних витрат на паливо, але при цьому підвищується забруднення навколишнього середовища сірчистим і сірчанам ангідридом, збільшуються знос і число відмов.

В результаті досліджень в випускних газах було знайдено близько 200 різних складових, які гігієністами діляться на сім груп .

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери, чорний колір їм додають сажа і зола. Коптіння, окрім забруднення біосфери, а так само погіршує видимість. При експлуатації двигунів внутрішнього згоряння вуглеводні потрапляють в атмосферу у складі випускних газів або в результаті випаровування палива. Оскільки велика частина вуглеводнів разом з опадами потрапляє в навколишнє середовище, то це джерело забруднень слід вважати найпоширенішим і небезпечним.

					ПІННІ НУК 131.63.24.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Метою та завданням представленої, для захисту та обговорення, роботи є дослідження зміни величини ефективних та економічних показників роботи поршневого двигуна, який працює в газодизельному варіанті при роботі на суміші газів.

В якості прототипа для дослідження було взято чотиритактний шестициліндровий поршневий двигун вітчизняного виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш» (6 ГЖЧН 26/34) [11].

Загальний розділ роботи містить опис газодизель-електричної станції потужністю 750 кВт., (основним елементом якої виступає поршневий газодизельний двигуна 6 ГЖЧН 26/34) [11].

Газодизель-електрична станція служить для виробки та забезпечення підприємств комунальної сфери, а також промислового виробництва трифазним змінним струмом [11].

Конструкторський розділ містить тепловий розрахунок поршневого двигуна, розрахунок теоретичної та індикаторної діаграм, теплового балансу та сил діючих в кривошипно-шатунному механізмі.

В науковому розділі кваліфікаційної роботи були наведені результати аналітичного дослідження впливу виду палива на ефективні та економічні показники двигуна при роботі як на природному газі, так і на суміші різноманітних газів.

Показники аналітичного дослідження впливу виду палива на ефективні та економічні показники двигуна приведені в таблиці 3.1.

Провівши дослідження можна зробити деякі висновки:

- при переході роботи газодизельного двигуна на суміш газів з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 . ми спостерігаємо незначне зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 29 кПа (2,8 %), так як досліджувана суміш менш калорійний ніж природний газ;

					ПННІ НУК 131.63.24.05. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- ефективна потужність P_e зменшилася на 19 кВт. (ті ж 2,8 %), а ефективний к.к.д. η_e на 3,5 %. Величина похибки незначна для аналітичного розрахунку робочого процесу.

- доля теплоти введеної рідким паливом для роботи на природному газі складає 6,7%, а при роботі на суміші газів з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 10%.

- враховуючи, що доля теплоти введеної рідким паливом на суміші газів з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 має більшу величину, то і година витрата рідкого палива відповідно 20,5 кг/год. проти 13,4 кг/год. при роботі на природному газі;

- економічні показники робочого процесу двигуна залежать від величини середнього елементарного складу палива та нижчої теплоти згоряння палива;

- різниці в 65% по нижчій теплоті згоряння на суміші газів з вмістом метану 55% CH_4 та вуглекислого газу 40% CO_2 та природного газу приводить до тієї ж різниці по годинній та ефективній витраті палива. Витрата природного газу на 65 % менша від витрати на суміш газів при фактично однаковій потужності двигуна.

					ПННІ НУК 131.63.24.05. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Напрями розвитку альтернативних джерел енергії: монографія / за заг. ред. В. І. Д'яконова; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – 136 с.
2. Дьяконов О. В. Використання деревних відходів для газифікованих двигунів / О. В. Дьяконов, В. І. Д'яконов // матеріали міжнар. форуму молоді – Харків : ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – С.571.
3. Доценко С. М. Грабовенко О. І. Швець І. А. Лисих А. Ю. 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.
4. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929.
5. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. А.И. Грабовенко С.М. Доценко В.И. Иодловский, Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал №1 2017, - С. 17-24.
7. С. Доценко, А. Грабовенко, И. Швець Когенерационная установка на базе дизель-генератора ДГА - 900 работающая на соевом масле. «Транспорт, экология, устойчивое развитие»//Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2019 - С. 5-11.
8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

					ПННІ НУК 131.63.24.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

9. М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин
Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80 ME металогибридной
установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ –
2014. № 1. – С.35- 41.

10. Доценко С. Свідерський А. Самарін М. Рідош Я. Аналіз систем
регулювання подачі запального дизельного палива газодизеля. VIII Міжнародна
науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми
двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 21-22.11.2024р.

11. Газодизель - генератор ГДГА – 750 в укритті контейнерного типу
(ГДЭС – 750). АООТ «Первомайскдизельмаш». Руководство по эксплуатации.
188 - 0000 РЭ. 2002. – 157с.

12. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу,
теплого балансу, індикаторних діаграм газодизельного двигуна // Доценко
С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ, 2013.

13. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац.
гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

					ПННІ НУК 131.63.24.05 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		