

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«Вей» 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Проект стаціонарного 4-тактного газодизельного двигуна
потужністю 750 кВт для електростанції контейнерного типу.

Виконав: студент групи 63-ТЕМ-23

Свідерський А.А.

(підпис)

Керівник роботи:

к. т. н., доцент кафедри «ЕМ»

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Доценко С.М.

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 Свідерському Андрію Андрійовичу

1. Тема роботи: «Проект стаціонарного 4-тактного газодизельного двигуна потужністю 750 кВт для електростанції контейнерного типу».

Керівник роботи Доценко С.М.

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 750 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. План електростанції контейнерного типу. 4. Графік залежності ефективних показників від виду палива.

6. Консультанти роботи

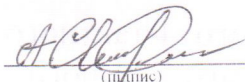
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «9» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

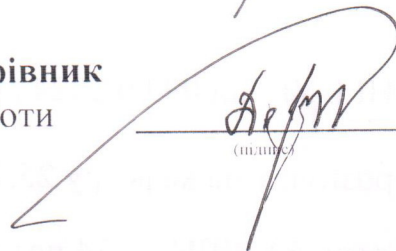
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прип
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ (вказати тему дослідження)	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній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

Студент


(підпис)

Свідерський А.А.

Керівник
роботи


(підпис)

Доценко С.М.

Анотація

Метою роботи є визначення ефективних та економічних показників при роботі газодизельного двигуна, який працює в дизельному та газодизельному режимі при запальній дозі 10% та використовує природний газ.

При переводі дизельного двигуна на роботу по газодизельному циклу ми можемо зробити такі висновки:

- потужність газодизельного двигуна зменшилася на 13% в порівнянні з дизельним двигуном за рахунок меншої теплоти згоряння природного газу в порівнянні з дизельним паливом;
- для виробки одного кіловата потужності дизельному двигуну потрібно затратити 8892 кДж тепла, а газодизельному двигуну - 11 156 кДж. Різниця складає приблизно 20%. Тобто дизельний двигун ефективніший і економічний на 20%.

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

Abstract

The aim of the work is to determine the effective and economic indicators in the operation of a gas-diesel engine, which operates in diesel and gas-diesel mode at an incendiary dose of 10% and uses natural gas.

When transferring a diesel engine to work on a gas-diesel cycle, we can draw the following conclusions:

- the power of the gas-diesel engine decreased by 13% compared to the diesel engine due to the lower calorific value of natural gas compared to diesel fuel;
- To produce one kilowatt of power, a diesel engine needs to spend 8,892 kJ of heat, and a gas-diesel engine - 11,156 kJ. The difference is about 20%. That is, a diesel engine is 20% more efficient and economical.

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

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Опис газодизель-електричної станції	8
1.2 Опис конструкції проектованого двигуна	11
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	20
2.1 Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна	20
2.2 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна	30
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	32
2.4 Динамічний розрахунок газодизельного двигуна	39
2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників	45
3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна	61
3.2 Дослідження економічних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна	64
3.3 Дослідження екологічних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна	64
Висновок	

					<i>ПННІ НУК 131.63.24.09. ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Свідерський А</i>						
<i>Перевірів</i>		<i>Доценко С.М</i>						
<i>Н. контр.</i>		<i>Доценко С.М</i>				<i>63-ЕМ-23</i>		
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко ВВ</i>						

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА 66

4.1 Заходи з охорони праці 66

4.2 Вплив двигунів на навколишнє середовище 67

4.3 Заходи щодо зниження шуму та вібрації 70

4.4 Заходи зі зменшення забруднення навколишнього середовища 72

ВИСНОВКИ 74

ЛІТЕРАТУРА 76

ДОДАТКИ:

1. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1
2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1
3. План електростанції контейнерного типу Ф-А1
4. Графіки залежності ефективних показників від виду палива Ф-А1
5. Специфікація двигуна Ф-А4

					ПННІ НУК 131.63.24.09 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Розвиток конструкції поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

Хочеться звернути увагу на розвиток таких двигунів, як дизельні двигуни. За останні десять років минулого століття дизелі здійснили ривок у своєму розвитку. Деколи малопотужний, шумний мотор тепер повністю конкурує з бензиновими двигунами, опереджаючи їх в економічності.

“Хорошим тоном” нині вважається використання новіших відкритих камер згоряння, регулювання фаз газо розподілення та довжини впускних каналів. Обов’язковий наддув з проміжним охолодженням, при чому регулюють його непростим перепуском газів, а поворотом направляючих лопаток компресора або турбіни, підкруткою турбокомпресора електродвигуном та ін. Особлива риса сучасних дизелів – паливні системи нового покоління [1].

Якісний стрибок дизелебудування простимульований екологічними нормами. Наприклад, у Європі викиди окислів азоту та твердих частин дизелями зменшились за 10 років у десять разів.

Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна, технологія виготовлення деталей та складання вузлів та агрегатів двигуна [2,3].

Основним подальшим розвитком двигунобудування є переобладнання двигунів працюючих на дорогому дизельному паливі на газодизельні двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – біопаливі(запальне паливо), природному газі, супутньому газі, звалищному газі та біогазі[4 - 6].

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

У боротьбі за чистоту вихлопу конструктори зіткнулись з великою проблемою: більшість змін робочого процесу дизеля зменшує викиди тільки одного з двох компонентів. Наприклад, збільшення випередження впорскування зменшує емісію частин, но збільшує викиди NO_x .

Розв'язати цю проблему дозволили високий тиск впорскування та електронне керування. Завдяки збільшенню тиску покращується розпилювання палива, що веде до більш швидкого та повного згоряння. Це пояснює, чому майже 60-років (1927-1985 рр.) максимальний тиск впорскування складав 20...50 МПа, а в останні 10 років збільшився до 200 МПа.

Проблема збільшення надійності та зменшення шумності роботи дизелів являється однією з важливих, які стоять перед вітчизняним дизелебудуванням. Рішення цієї проблеми в більшій ступені зв'язано з покращенням динамічних показників робочого процесу дизеля та вчасності з зменшенням максимальної швидкості наростання тиску при згорянні та максимальному тиску циклу.

Ряд дослідників у своїх роботах прямо вказують на експериментальне підтвердження безпосереднього зв'язку “жорсткості” робочого циклу дизеля з надійністю та шумністю його роботи.

Одним з напрямків покращення робочого процесу дизеля за рахунок зниження d_p/d_ϕ та P_z являється вибір оптимального закону палєвоподачі для кожного типу двигуна.

Також перспективною є утилізація тепла енергоресурсів. Найбільш ефективним є утилізація найбільш високотемпературної складової вторинних енергоресурсів – випускних газів, наддувочного повітря, охолоджувальної води та циркуляційного масла[7,8].

Метою та завданням роботи є визначення ефективних та економічних показників при роботі газодизельного двигуна, який працює в дизельному та газодизельному режимі при запальній дозі 10% та використовує природний газ (95 % метану).

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

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 – 6.12.2024р.) та викладені в матеріалах конференції «Аналіз систем регулювання подачі запального дизельного палива газодизеля» [9].

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. ОПИС ГАЗОДИЗЕЛЬ-ЕЛЕКТРИЧНОЇ СТАНЦІЇ

Стационарна автоматизована газодизель-електрична станція потужністю 750 кВт на базі газодизель-генератора ГДГА-750, розміщена в металевому укритті контейнерного типу, призначена для використання як основне, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 400В і частотою 50Гц для промислових і комунальних об'єктів [10].

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:

- укриття контейнерного типу;
- пилеосадна камера;
- газодизель-генератор ГДГА-750;
- радіаторний блок охолодження газодизель-генератора;

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- щит керування генератором з вбудованою системою автоматизованого управління,
- пусковий балон місткістю 200л;
- 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.

Газодизель-генератор і решта вище переліченого комплектуючого устаткування газодизель-електричної станції (окрім глушника-іскрогасника) розміщено усередині укриття в загальному машинному залі.

Укриття є металевою конструкцією, спроектованою по типу контейнера, і має розміри в плані 12500х3200 мм при висоті 3750мм, в поперечному розрізі укриття повторює контур габариту вантаження на залізничну платформу і може перевозитися як по залізниці, так і водним або автомобільним транспортом.

Укриття складається з нижньої призматичної частини і верхнього знімного даху у формі трапецієвидної призми, сполучених болтами М24, між зовнішніми і внутрішніми стінками укриття знаходиться утеплювач з ватних прошитих будівельних матів. В бічних і торцевих стінах є дверей, а також отвори для забору повітря. Для виконання поточних ремонтів газодизель-генератора, що вимагають демонтажу кришок циліндрів і деталей циліндро - поршневої групи, в даху передбачений люк розміром 700х3000мм для кріплення газодизель-генератора і радіаторного блоку охолодження передбачені сталеві смуги з різьбовими отворами[10].

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всередині укриття забарвлено маслостійким лакофарбовим покриттям, а зовні - покриттям, стійким на відкритому повітрі.

Підйом газодизель-електричної станції здійснюється за допомогою чотирьох петель, розташованих у верхній частині укриття. На місці експлуатації газодизель-електрична станція і пилеосадна камера встановлюються на жорсткому фундаменті.

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.

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[10].

Щит управління, система контролю і автоматизованого управління газодизель-генератором, повітряний компресор, електрощит 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.

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

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

живлення системи автоматизованого управління газодизель-генератором і аварійного освітлення газодизель-електричної станції[10].

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.

Газодизель повністю закапотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

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 регульовальні кільця, за допомогою яких забезпечується підбір висоти камери стиснення. Розташування форсунки в кришці циліндрів – центральне, ущільнення у вогняному днищі мідною

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 паливопідкачуючого насоса. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги[10].

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

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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[10].

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[10].

Корені підшипники

Корінний підшипник складається з двох сталєалюмінієвих вкладишів (верхнього і нижнього), що укладаються в раму, утворюване блок–картером і бугелем. Від осьового зсуву і провертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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[10].

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.

Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлено кільце ущільнювача, яке перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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) [10].

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 гідродомкратів. 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 і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту[10].

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Колінчастий вал

Колінчастий вал – сталевий цільнокованний, 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[10].

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. 09. 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 [10].

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. 09. 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[10].

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 Ш 12мм, які призначені, для створення імпульсів датчикам системи автоматики і регулятора швидкості, встановленим на кронштейні[10].

Технічні дані двигуна

Повна потужність в дизельному і газодизельному режимі на вихідних клемах генератора, кВт 750
- температурі навколишнього повітря в контейнері °С..... 25
- відносної вологості %.....88
- температурі охолоджуючої води на вході в охолоджувачі

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надувочного повітря °С.....	60
Номінальна 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. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок робочого процесу газодизеля [11].

2.1.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	750	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	$P_B =$	210	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"	$\xi_z =$	0,82
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94

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	$CH_4 =$ 95	$R_{CH_4} =$ 0,95
етан	$C_2H_6 =$ 2,5	$R_{C_2H_6} =$ 0,025
пропан	$C_3H_8 =$ 0,6	$R_{C_3H_8} =$ 0,006
бутан	$C_4H_{10} =$ 0,2	$R_{C_4H_{10}} =$ 0,002
пентан	$C_5H_{12} =$ 0,1	$R_{C_5H_{12}} =$ 0,001
вуглекислота	$CO_2 =$ 0,4	$R_{CO_2} =$ 0,004
оксид вуглецю	$CO =$ 0,6	$R_{CO} =$ 0,006
азот	$N_2 =$ 0,6	$R_{N_2} =$ 0,006
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:

$Q_H^r =$ 36605 кДж/м³

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу:

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

$$L_0 = 9,721 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

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

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу:

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

$$V_{\text{сж}} = 12 \text{ кг/год - масова витрата рідкого палива (приймаємо по прототипу);}$$

$$V_{\text{г}} = 250 \text{ м}^3/\text{год - масова витрата газу (приймаємо по прототипу).}$$

$$q = 1,0752 \text{ кг/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

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

$$M_1 = 16,554 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,712 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2,085 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 1,113 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 12,294 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad M_2 = 17,204 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0,650 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_0 = 1,039$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача:

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

$$T_s = 375 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача:

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

$$\text{число з інтервалу} = 20$$

$$T_{\text{int}} = 355 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші:

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

$$T_{cm} = 355 \text{ K}$$

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

Тиск повітря після охолоджувача:

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

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

$$P_{\text{int}} = 207 \text{ кПа}$$

Тиск газової суміші:

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

$$P_{cm} = 200 \text{ кПа}$$

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 $P_d = 0.95 \times P_g$ - тиск в кінці впуску.

$$P_d = 200 \text{ кПа}$$

$P_r = 1.0 \times P$, кПа_{int} - тиск залишкових газів

$$P_r = 200 \text{ кПа}$$

$$g_r = 0.045$$

$$\gamma_r = 0.04 - 0.06$$

Коефіцієнт наповнення:

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

$$\Phi_c = 0.95$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску:

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

$$T_d = 385 \text{ К}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску:

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

$$P_c = 6036 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску:

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

$$T_c = 932 \text{ К}$$

6. Параметри процесу згорання.
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1,038$$

Максимальний тиск в циліндрі:

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

$$P_{\max} = 13860 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску:

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

$$\lambda = 2,30$$

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:

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

$$\alpha = 1,517$$

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

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

$$C_v' = 174,60 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{С)}$$

середня питома теплоємність продуктів згорання:

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

$$C_v'' = 95,22 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{С)}$$

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:

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

$$R_{CO_2} = 0,100 \quad \text{або} \quad 9,95\%$$

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

$$R_{H_2O} = 0,121 \quad \text{або} \quad 12,12\%$$

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

$$R_{O_2} = 0,065 \quad \text{або} \quad 6,47\%$$

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

$$R_{N_2} = 0,715 \quad \text{або} \quad 71,5\%$$

Звідки:

$$T_Z = 2063 \text{ K}$$

7. Параметри процесу розширення.
Ступінь попереднього розширення:

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

$$\rho = 1$$

Ступінь подальшого розширення:

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

$$\delta = 12,5$$

Тиск в кінці розширення:

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

$$P_{\epsilon} = 590 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення:

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ K}$$

$$T_{\epsilon} = 1097 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів

$$T = \frac{T_{\epsilon} \left[1 + (n_2 - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right]}{n_2}$$

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 959$$

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

Температура залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_g}{\sqrt{\frac{P_g}{P_r}}}, K$$

$$T_r = 766 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 6,32 \%$$

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

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

$$P_{mi} = 1294 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД:

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

$$\eta_i = 0,382$$

Питома індикаторна витрата газу:

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

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

$$q = 0,053$$

$$V_i = 0,243 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

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

$$v_i = 0,0117 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

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

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{н.ср.} = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_M = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск:

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

$$P_{me} = 1106 \text{ кПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = 0,855$$

Ефективний ККД:

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

$$\eta_e = 0,326$$

Ефективна об'ємна витрата газу:

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

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

Ефективна витрата рідкого палива:

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_m}, \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$v_e = 0,014 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

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:

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

$$B_p = 10,26 \text{ кг} / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 108,5 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 18,09 \text{ л}$$

Діаметр циліндра:

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,308$$

$$d = 260,21 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340 \text{ мм}$$

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:

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

$$P_{ep} = 748 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 749 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,2 \%$$

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

2.2 Розрахунок теплового балансу газодизеля[11].

1. Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	748	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:	$Q_H^r =$	36605	кДж/м ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	214	м ³ /год
нижча теплота згорання дизпалива:	$Q_H^p =$	42500	кДж/кг
годинна витрата дизпалива:	$B_p =$	10,3	кг/год
запальна доля палива	$q =$	0,053	
індикаторний ККД:	$\eta_i =$	0,382	
ефективний ККД:	$\eta_e =$	0,326	
кількість свіжого заряду:	$M_i =$	16,554	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання:	$M_r =$	17,204	кмоль/кг
температура випускних газів:	$T_{ср.г.} =$	959	К
температура на початку стиску:	$T_d =$	385	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC^v =$ 26,270 кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC^v =$ 22,046 кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск:

$P_{mi} =$ 1294 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:

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

$$Q_H = 2293470 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_H приймаємо за 100%.

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e, \text{Дж/с}$$

$$Q_e = 748218 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні:

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

$$q = 32,6 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 747781 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку:

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

$$\Delta = 0,1 \%$$

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 насоса.

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 дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап} = 0$$

$$W_{Г.Р.} = 0,09-0,16$$

Приймаємо:

$$W_{Г.Р.} = 0,13$$

$$W_{СТ} = 0$$

$$W_{вип} = 0,01-0,05$$

Приймаємо:

$$W_{вип} = 0,05$$

$$Q_w = 412825 \text{ Дж/с}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна:

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

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

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

$$C_m = 8,500 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,30 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мод}}, \text{кПа}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0180 \text{ м}^3$$
$$P_n = 76,44 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 P_n, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 76441 \text{ Дж/с}$$

2.3.3. Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}, \text{Дж/с}$$

$$Q'_B = 489266 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

Приймаємо:

$K=1,2$

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

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

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

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_v = 0,0140 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу:

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,87$$

$$P_{в.н.} = 1,58 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді: } Q_{в.н.} = 1578 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

$$Q = 490844,236 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q / Q_{г.п} \cdot 100\%$$

$$q_v = 21,4 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{г} = Q_{г}^r + Q_{г}^p, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{г}^r = \frac{B_r}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{ср^2}} \cdot T_{ср^2} \cdot (1-q) - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \cdot (1-q) \right], \text{ Дж/с}$$

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

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

$$mC_p'' = 34,584 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 30,360 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{г}^r = 945535 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{г}^p = \frac{B_p}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_2} \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \cdot q \right], \text{ Дж/с}$$

$mC_p'' = 32,9$ - ізобарна теплоємність продуктів згорання;

$mC_p' = 29,14$ - ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 686 \text{ - температура залишкових газів;}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 112 \text{ - температура на початку стиску.}$$

$$Q_{г}^p = 50165 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{г} = 995700 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 43,4 \%$$

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

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

$$Q_{\Pi} = (Q_{\Gamma} + Q_{\text{Джк}}) - Q_{\text{Джк}}$$

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,056$$

Тоді:

$$Q_{\text{МД}} = 127328 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{МІ}} = 49308 \text{ Дж/с}$$

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

Витрата циркуляційного масла:

$$V_{\text{М}} = \frac{K \cdot Q_{\Pi}}{\rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_{\text{М}}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

Приймаємо:

$$K = 1,5$$

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

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

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

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

$$V_{\text{М}} = 0,00392 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_{\text{М}} = 0,8-0,9$ механічний ККД масляного насоса.

$$h_m = 0,8$$

$$P_{m.h.} = 1,72 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{D2} = 1000 P_{m.h.}, \text{Дж/сек}$

$$Q_{M2} = 1717 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}, \text{Дж/сек}$$

$$Q_M = 51025 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні:

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

$$q_M = 2,22 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати:

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{e2} + Q_{M1} + Q_{M2}), \text{Дж/сек}$$

$$Q_{H.B.} = 7682 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 0,3 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю №

Таблиця № Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	748218	32,6
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	490844	21,4
теплота, яка виноситься випускними газами	995700	43,4
теплота, яка відводиться маслом	51025	2,2
невраховані теплові втрати	7682	0,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2293470	100

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.3.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

P_{mi} =	1,335 МПа	Середній індикаторний тиск.
P_d =	0,200 МПа	Тиск в кінці впуску.
n_1 =	1,35	Показник політропи стиску.
ε_c =	12,5	Ступінь стиску.
P_{max} =	14,220 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
n_2 =	1,25	Показник політропи розширення.
ρ =	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	6,051	121,0	14,220	284,4	4,7073
1,25	4,477	89,5	10,759	215,2	
1,5	3,501	70,0	8,566	171,3	
1,75	2,843	56,9	7,065	141,3	
2	2,374	47,5	5,979	119,6	3,6048
3	1,373	27,5	3,602	72,0	2,2284
4	0,931	18,6	2,514	50,3	1,5825
5	0,689	13,8	1,902	38,0	1,2129
6	0,539	10,8	1,514	30,3	0,9756
7	0,437	8,7	1,249	25,0	0,8114
8	0,365	7,3	1,057	21,1	0,6916
9	0,312	6,2	0,912	18,2	0,6006
10	0,270	5,4	0,800	16,0	0,5293
11	0,238	4,8	0,710	14,2	0,4722
12	0,211	4,2	0,637	12,7	0,4254
12,5	0,200	4,0	0,605	12,1	0,405
$P_{mi}^D =$					1,465

Похибка середнього індикаторного тиску.

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

$$P_{mi\text{cp}} = 1,4$$

$$\Delta P_{mi} = 9,28571$$

Похибка не перевищує 5%

2.3.2. 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.
$P_r=$	0,200 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	340 мм	Хід поршня.
$P_c=$	6,036 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	14,220 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

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,000 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 7,545 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 150,900 \text{ мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 14,220 \text{ МПа} \\ P_{zd} &= 284,400 \text{ мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 21,25 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

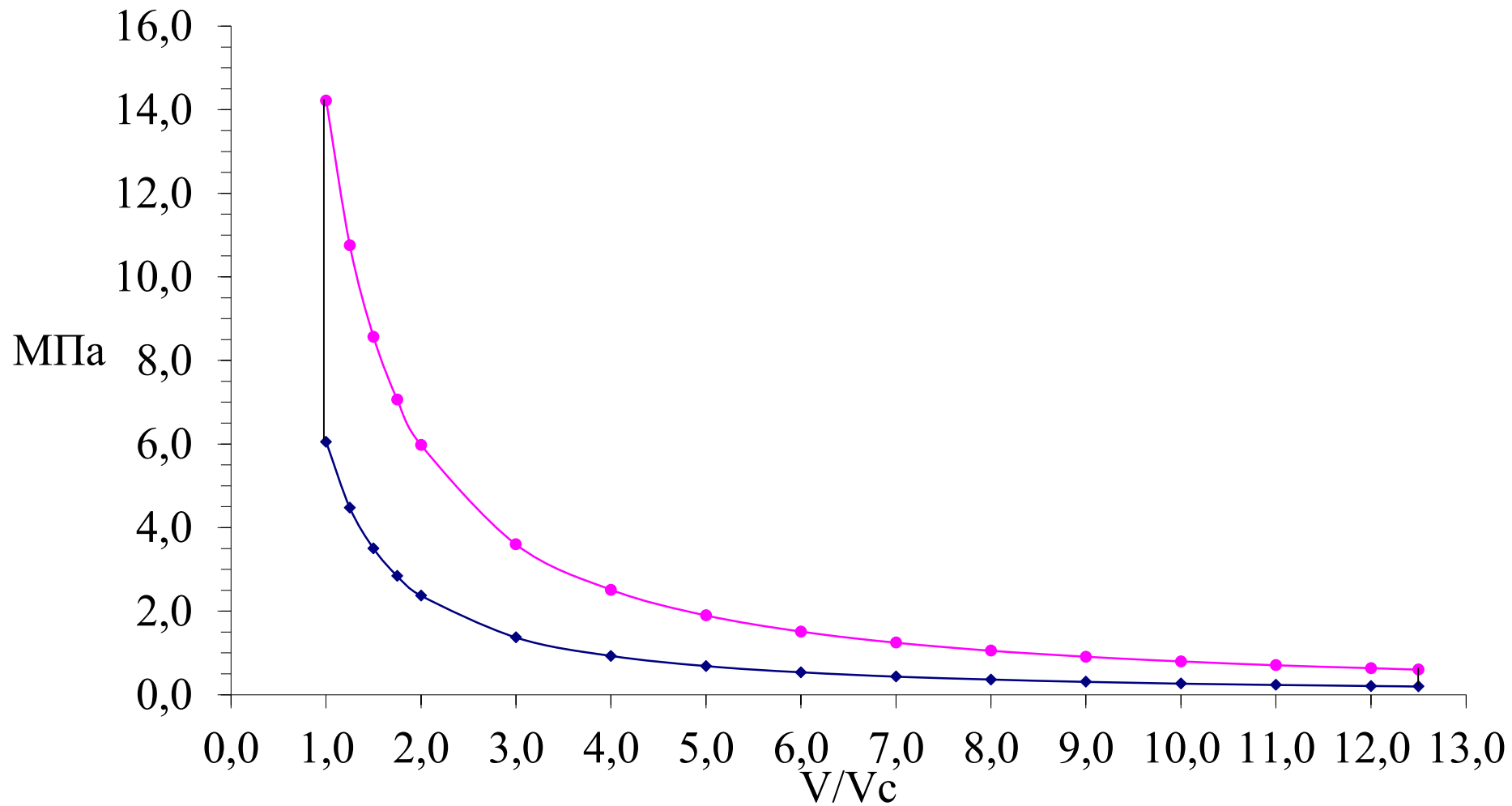
$$M_s = 1,063$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 20 \text{ мм}$$

Індикаторна діаграма



2.4. 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	=	101,3 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	=	200,0 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

$P_{\max} =$	14220 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	14220 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	6036 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_f =$	200 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	605 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

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

Таблиця 2.5

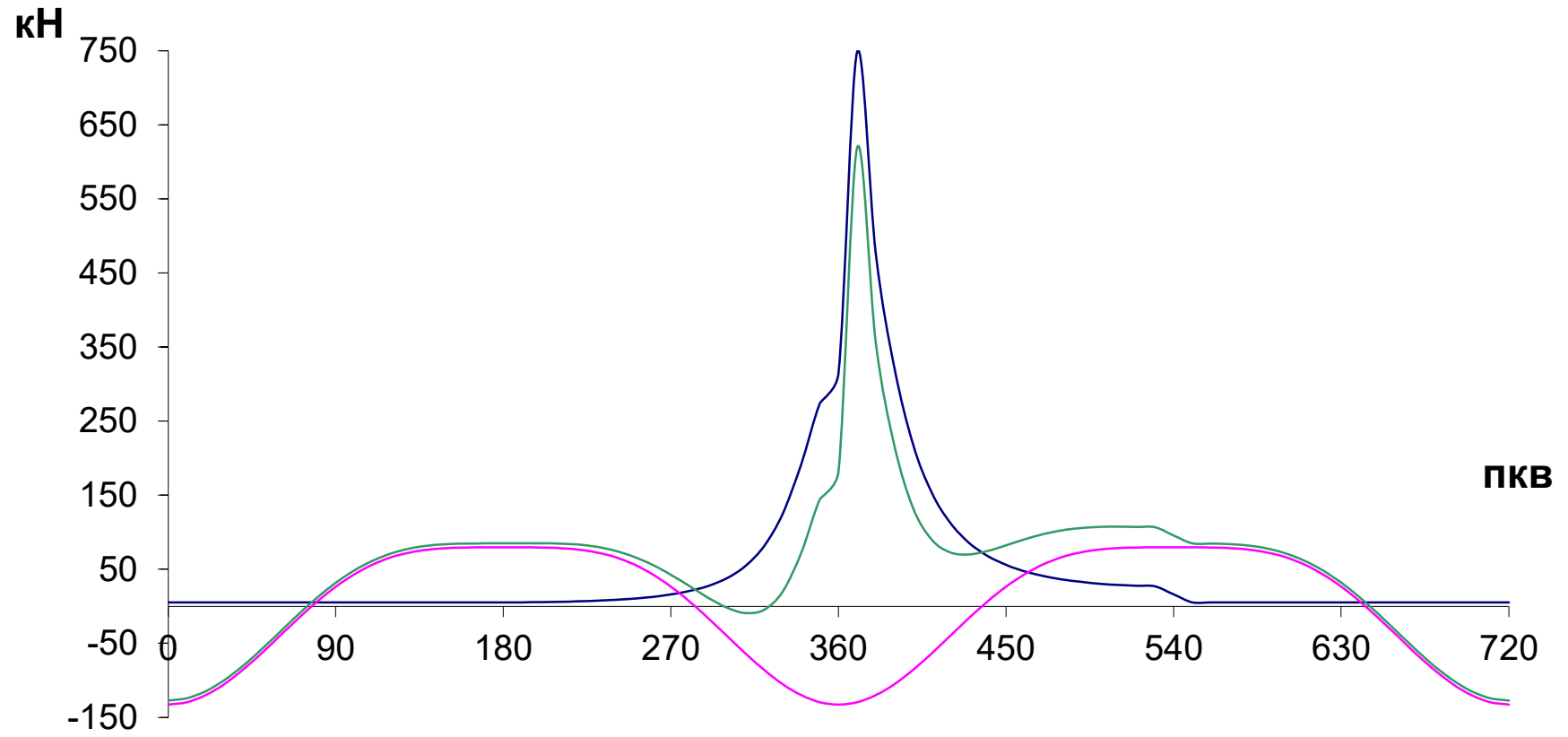
Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0016	5,3	-132,65	-127,35	0	-127,35	0	1,06	-26,53	-25,47	0	-25,47	0
10	0,0017	5,3	-129,438	-124,14	-5,3942	-121,32	-26,869	1,06	-25,888	-24,828	-1,0788	-24,263	-5,3737
20	0,0022	5,3	-120,043	-114,74	-9,8472	-104,46	-48,498	1,06	-24,009	-22,949	-1,9694	-20,891	-9,6996
30	0,0031	5,3	-105,168	-99,868	-12,582	-80,197	-60,83	1,06	-21,034	-19,974	-2,5164	-16,039	-12,166
40	0,0041	5,3	-85,8996	-80,6	-13,123	-53,308	-61,861	1,06	-17,18	-16,12	-2,6245	-10,662	-12,372
50	0,0054	5,3	-63,6058	-58,306	-11,377	-28,763	-51,978	1,06	-12,721	-11,661	-2,2754	-5,7526	-10,396
60	0,0069	5,3	-39,795	-34,495	-7,6498	-10,623	-33,699	1,06	-7,959	-6,899	-1,53	-2,1245	-6,7397
70	0,0085	5,3	-15,972	-10,672	-2,5793	-1,2263	-10,911	1,06	-3,1944	-2,1344	-0,5159	-0,2453	-2,1821
80	0,0101	5,3	6,50251	11,803	2,9981	-0,9031	12,144	1,06	1,3005	2,3605	0,5996	-0,1806	2,4288
90	0,0117	5,3	26,53	31,83	8,2185	-8,2185	31,83	1,06	5,306	6,366	1,6437	-1,6437	6,366
100	0,0132	5,3	43,3576	48,658	12,36	-20,622	45,772	1,06	8,6715	9,7315	2,472	-4,1243	9,1544
110	0,0147	5,3	56,6184	61,918	14,965	-35,24	53,066	1,06	11,324	12,384	2,993	-7,0479	10,613
120	0,0159	5,3	66,3251	71,625	15,884	-49,569	54,087	1,06	13,265	14,325	3,1768	-9,9137	10,817
130	0,017	5,3	72,8196	78,12	15,243	-61,891	50,045	1,06	14,564	15,624	3,0486	-12,378	10,009
140	0,0179	5,3	76,6858	81,986	13,348	-71,385	42,474	1,06	15,337	16,397	2,6697	-14,277	8,4948
150	0,0187	5,3	78,6377	83,938	10,575	-77,98	32,81	1,06	15,728	16,788	2,115	-15,596	6,5621
160	0,0192	5,3	79,3971	84,697	7,2686	-82,075	22,138	1,06	15,879	16,939	1,4537	-16,415	4,4276
170	0,0195	5,3	79,5778	84,878	3,6882	-84,229	11,107	1,06	15,916	16,976	0,7376	-16,846	2,2213
180	0,0196	5,3	79,5901	84,89	0,00	-84,89	0,00	1,06	15,918	16,978	0,00	-16,978	0,00
190	0,0195	5,3922	79,5778	84,97	-3,69	-84,32	-11,12	1,0784	15,916	16,994	-0,7384	-16,864	-2,2238
200	0,0192	5,6252	79,3971	85,022	-7,2966	-82,39	-22,223	1,125	15,879	17,004	-1,4593	-16,478	-4,4446
210	0,0187	6,0333	78,6377	84,671	-10,668	-78,661	-33,097	1,2067	15,728	16,934	-2,1335	-15,732	-6,6194
220	0,0179	6,6488	76,6858	83,335	-13,568	-72,559	-43,173	1,3298	15,337	16,667	-2,7136	-14,512	-8,6346
230	0,017	7,5235	72,8196	80,343	-15,677	-63,653	-51,47	1,5047	14,564	16,069	-3,1354	-12,731	-10,294

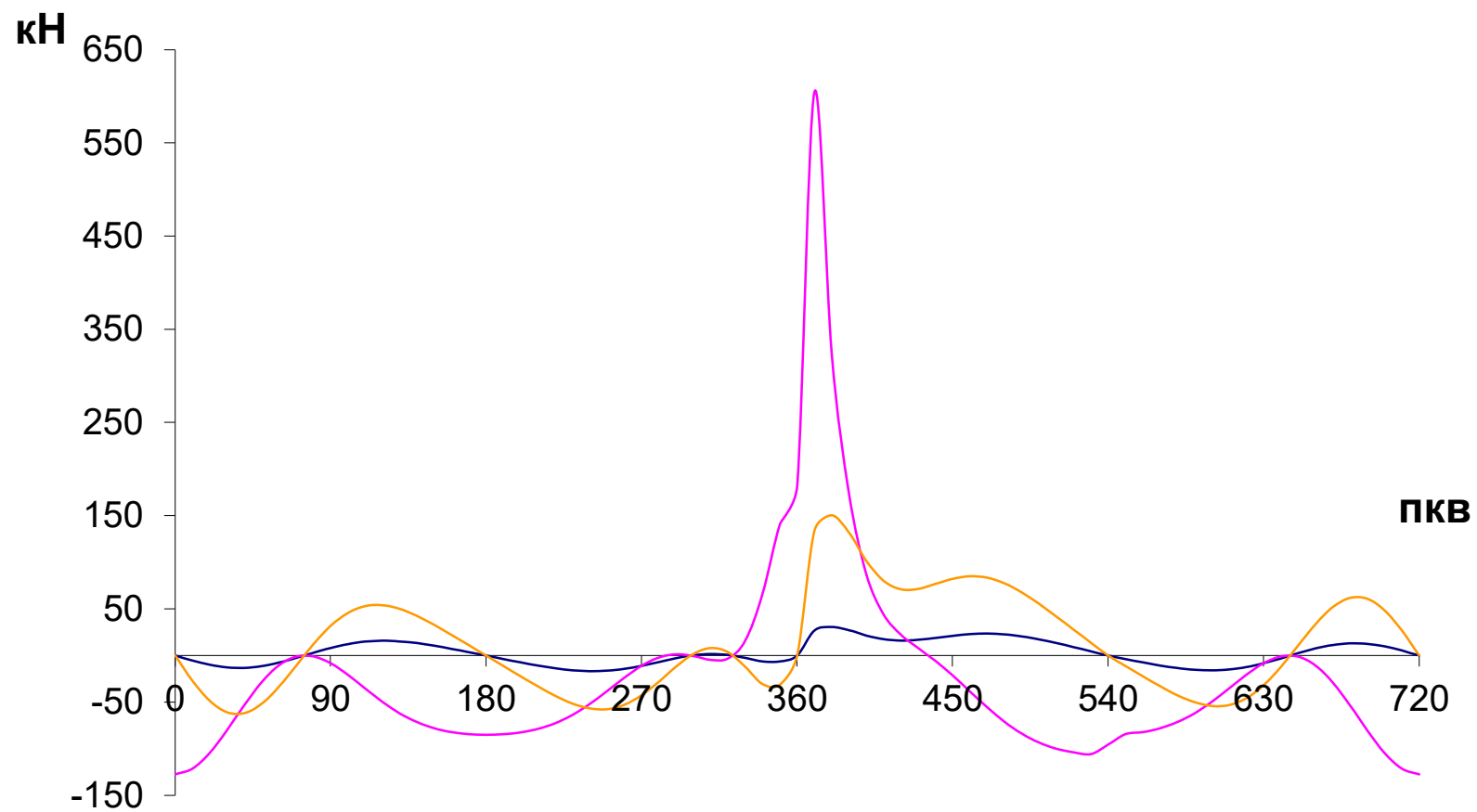
240	0,0159	8,7363	66,3251	75,061	-16,646	-51,947	-56,682	1,7473	13,265	15,012	-3,3292	-10,389	-11,336
250	0,0147	10,408	56,6184	67,026	-16,199	-38,147	-57,443	2,0815	11,324	13,405	-3,2399	-7,6293	-11,489
260	0,0132	12,723	43,3576	56,081	-14,246	-23,768	-52,755	2,5446	8,6715	11,216	-2,8491	-4,7535	-10,551
270	0,0117	15,976	26,53	42,506	-10,975	-10,975	-42,506	3,1951	5,306	8,5011	-2,195	-2,195	-8,5011
280	0,0101	20,64	6,50251	27,143	-6,8948	-2,0768	-27,928	4,128	1,3005	5,4285	-1,379	-0,4154	-5,5855
290	0,0085	27,513	-15,972	11,541	-2,7892	1,3261	-11,799	5,5025	-3,1944	2,3081	-0,5578	0,2652	-2,3597
300	0,0069	37,968	-39,795	-1,8271	0,4052	-0,5626	1,7849	7,5936	-7,959	-0,3654	0,081	-0,1125	0,357
310	0,0054	54,436	-63,6058	-9,1695	1,7892	-4,5235	8,1743	10,887	-12,721	-1,8339	0,3578	-0,9047	1,6349
320	0,0041	81,183	-85,8996	-4,7166	0,7679	-3,1195	3,62	16,237	-17,18	-0,9433	0,1536	-0,6239	0,724
330	0,0031	125	-105,168	19,828	-2,4981	15,923	-12,077	24,999	-21,034	3,9656	-0,4996	3,1845	-2,4155
340	0,0022	192,54	-120,043	72,492	-6,2212	65,992	-30,64	38,507	-24,009	14,498	-1,2442	13,198	-6,1279
350	0,0017	273,65	-129,438	144,22	-6,2666	140,94	-31,214	54,731	-25,888	28,843	-1,2533	28,187	-6,2429
360	0,0016	314,61	-132,65	181,96	0	181,96	0	62,922	-26,53	36,392	0	36,392	0
370	0,0017	748,36	-129,438	618,92	26,894	604,85	133,96	149,67	-25,888	123,78	5,3788	120,97	26,792
380	0,0022	476,52	-120,043	356,48	30,593	324,52	150,67	95,305	-24,009	71,296	6,1186	64,904	30,134
390	0,0031	322	-105,168	216,84	27,319	174,13	132,08	64,401	-21,034	43,367	5,4637	34,825	26,415
400	0,0041	218,64	-85,8996	132,74	21,612	87,794	101,88	43,728	-17,18	26,548	4,3224	17,559	20,376
410	0,0054	153,68	-63,6058	90,075	17,576	44,436	80,299	30,736	-12,721	18,015	3,5152	8,8871	16,06
420	0,0069	112,64	-39,795	72,842	16,154	22,431	71,16	22,527	-7,959	14,568	3,2308	4,4863	14,232
430	0,0085	85,99	-15,972	70,018	16,922	8,0456	71,583	17,198	-3,1944	14,004	3,3845	1,6091	14,317
440	0,0101	68,137	6,50251	74,639	18,96	-5,7109	76,798	13,627	1,3005	14,928	3,792	-1,1422	15,36
450	0,0117	55,822	26,53	82,352	21,263	-21,263	82,352	11,164	5,306	16,47	4,2527	-4,2527	16,47
460	0,0132	47,119	43,3576	90,476	22,983	-38,345	85,111	9,4237	8,6715	18,095	4,5966	-7,669	17,022
470	0,0147	40,852	56,6184	97,47	23,557	-55,473	83,535	8,1704	11,324	19,494	4,7115	-11,095	16,707
480	0,0159	36,286	66,3251	102,61	22,756	-71,013	77,486	7,2573	13,265	20,522	4,5512	-14,203	15,497
490	0,017	32,948	72,8196	105,77	20,638	-83,796	67,757	6,5896	14,564	21,154	4,1275	-16,759	13,551
500	0,0179	30,526	76,6858	107,21	17,456	-93,35	55,543	6,1053	15,337	21,442	3,4911	-18,67	11,109
510	0,0187	28,814	78,6377	107,45	13,538	-99,825	42,002	5,7628	15,728	21,49	2,7075	-19,965	8,4004

520	0,0192	27,675	79,3971	107,07	9,1889	-103,76	27,986	5,5351	15,879	21,414	1,8378	-20,752	5,5972
530	0,0195	27,024	79,5778	106,6	4,6322	-105,79	13,949	5,4047	15,916	21,32	0,9264	-21,157	2,7899
540	0,0196	16,033	79,5901	95,623	0	-95,623	0	3,2065	15,918	19,125	0	-19,125	0
550	0,0195	5,3	79,5778	84,878	-3,6882	-84,229	-11,107	1,06	15,916	16,976	-0,7376	-16,846	-2,2213
560	0,0192	5,3	79,3971	84,697	-7,2686	-82,075	-22,138	1,06	15,879	16,939	-1,4537	-16,415	-4,4276
570	0,0187	5,3	78,6377	83,938	-10,575	-77,98	-32,81	1,06	15,728	16,788	-2,115	-15,596	-6,5621
580	0,0179	5,3	76,6858	81,986	-13,348	-71,385	-42,474	1,06	15,337	16,397	-2,6697	-14,277	-8,4948
590	0,017	5,3	72,8196	78,12	-15,243	-61,891	-50,045	1,06	14,564	15,624	-3,0486	-12,378	-10,009
600	0,0159	5,3	66,3251	71,625	-15,884	-49,569	-54,087	1,06	13,265	14,325	-3,1768	-9,9137	-10,817
610	0,0147	5,3	56,6184	61,918	-14,965	-35,24	-53,066	1,06	11,324	12,384	-2,993	-7,0479	-10,613
620	0,0132	5,3	43,3576	48,658	-12,36	-20,622	-45,772	1,06	8,6715	9,7315	-2,472	-4,1243	-9,1544
630	0,0117	5,3	26,53	31,83	-8,2185	-8,2185	-31,83	1,06	5,306	6,366	-1,6437	-1,6437	-6,366
640	0,0101	5,3	6,50251	11,803	-2,9981	-0,9031	-12,144	1,06	1,3005	2,3605	-0,5996	-0,1806	-2,4288
650	0,0085	5,3	-15,972	-10,672	2,5793	-1,2263	10,911	1,06	-3,1944	-2,1344	0,5159	-0,2453	2,1821
660	0,0069	5,3	-39,795	-34,495	7,6498	-10,623	33,699	1,06	-7,959	-6,899	1,53	-2,1245	6,7397
670	0,0054	5,3	-63,6058	-58,306	11,377	-28,763	51,978	1,06	-12,721	-11,661	2,2754	-5,7526	10,396
680	0,0041	5,3	-85,8996	-80,6	13,123	-53,308	61,861	1,06	-17,18	-16,12	2,6245	-10,662	12,372
690	0,0031	5,3	-105,168	-99,868	12,582	-80,197	60,83	1,06	-21,034	-19,974	2,5164	-16,039	12,166
700	0,0022	5,3	-120,043	-114,74	9,8472	-104,46	48,498	1,06	-24,009	-22,949	1,9694	-20,891	9,6996
710	0,0017	5,3	-129,438	-124,14	5,3942	-121,32	26,869	1,06	-25,888	-24,828	1,0788	-24,263	5,3737
720	0,0016	5,3	-132,65	-127,35	0	-127,35	0	1,06	-26,53	-25,47	0	-25,47	0

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



2.5. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА ЯКИЙ ПРАЦЮЄ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО НА 10% ДИЗЕЛЬНОГО ЗАПАЛЬНОГО ПАЛИВА

Таблиця 2.5

Показники двигунів			
№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	10% дизельного палива та метан
1	Q_H	42500 кДж/кг	36605 кДж/м ³
2	Φ_c	0,95	0,95
3	T_{cm}, K	382	355
4	T_z, K	2180	2063
5	P_{max}, MPa	14,246	13,860
6	P_{mi}, MPa	1,546	1,294
7	η_i	0,414	0,382
8	$b_i, \text{кг/кВт*год}$	0,205	0,0117
9	$V_i, \text{м}^3/\text{кВт*год}$	-	0,243
10	η_m	0,86	
11	P_{me}, MPa	1,250	1,106
12	η_e	0,360	0,326
13	$b_e, \text{кг/кВт*год}$	0,236	0,014
14	$V_e, \text{м}^3/\text{кВт*год}$	-	0,288
15	$B_p, \text{кг/год}$	177	10,3
16	$V_g, \text{м}^3/\text{год}$	-	216
17	$P_{ep}, \text{кВт}$	846	748

В розділі 2.5 кваліфікаційної роботи представлений аналіз індикаторних та ефективних показників роботи дизельного двигуна та газодизельного, який працює на 10% запального палива(дизельне) та природного газу – основним компонентом якого є метан.

					<i>ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отриманні результати аналітичного проведеного розрахунку робочого процесу приведені в таблиці 2.5.

Основні відмінності параметрів палива:

- нижча теплоти згоряння 10% дизельного палива $Q_{\text{н}} = 42500 \text{ кДж/кг}$;
- нижча теплоти згоряння природного газу (який складається на 95% CH_4) $Q_{\text{н}} = 36605 \text{ кДж/м}^3$.

Як видно з таблиці коефіцієнт наповнення $\Phi_{\text{с}}$, однаковий як для дизеля так і для газодизеля. Температура суміші на впуску залежить від температури поступаючого газу. Якщо газ поступає в двигун після компресора то його температура буде меншою (в даному випадку на 27 градусів), що ми і спостерігаємо у випадку для газодизеля. Максимальна температура T_z в циклі дизельного двигуна вища, так як вища $T_{\text{см}}$ температура на впуску.

При переводі дизельного двигуна на роботу по газодизельному циклу ми спостерігаємо за тим, що індикаторні та ефективні показники роботи газодизельного двигуна знизилися на 14-15%.

Економічні показники дизельного та газодизельного двигунів годину витрату палива, питому індикаторну та питома ефективну витрату палива неможливо порівнювати так як вони вимірюються в різних одиницях виміру. Також вони мають різну теплоту згоряння палива $Q_{\text{н}}$ та елементарний склад.

					ПННІ НУК 131. 63. 24. 09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна

Завданням на кваліфікаційну роботу було визначення ефективних та економічних показників роботи дизельного та газодизельного двигуна при роботі на природному газі (10% дизельного палива та метан(95%)).

Параметри дизельного та газодизельного двигунів

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	10% дизельного палива та метан
1	Q_H	42500 кДж/кг	36605 кДж/м ³
2	Φ_c	0,95	0,95
3	T_{cm}, K	382	355
4	T_z, K	2180	2063
5	P_{max}, MPa	14,246	13,860
6	P_{mi}, MPa	1,546	1,294
7	η_i	0,414	0,382
8	$b_i, кг/кВт*год$	0,205	0,0117
9	$V_i, м^3/ кВт*год$	-	0,243
10	η_m	0,86	
11	P_{me}, MPa	1,250	1,106
12	η_e	0,360	0,326
13	$b_e, кг/кВт*год$	0,236	0,014
14	$V_e, м^3/ кВт*год$	-	0,288
15	$B_p, кг/год$	177	10,3
16	$V_r, м^3/год$	-	216
17	$P_{ep}, кВт$	846	748

До ефективних показників роботи як газодизельного так і дизельного двигуна відносять середній ефективний тиск P_{me} , ефективна потужність P_e , ефективний к.к.д. η_e і питома ефективна витрата палива b_e [11].

Середній ефективний тиск, враховує крім теплових всі механічні втрати, визначається із виразу:

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

де P_m – середній тиск механічних втрат, кПа [11].

Середній ефективний тиск P_{me} являється одним із важливих показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндра, рівень освоєння наддуву і досконалість виготовлення двигуна в цілому [11].

Ефективна потужність P_e так як і середній ефективний тиск P_{me} враховує теплові і механічні втрати в двигуні [11].

$$P_e = P_i - P_m, \text{ кВт}$$

При переводі дизельного двигуна на роботу по газодизельному циклу ми можемо зробити такі висновки:

- нижча теплоти згоряння 10% запального дизельного палива знаходиться в межах $Q_{H_2} = 42500$ кДж/кг, а нижча теплоти згоряння природного газу (який складається на 90% від загальної кількості палива) складає $Q_{H_2} = 36605$ кДж/м³. Так як витрата палива двигунів які ми порівнюємо вимірюється в різних одиницях – ми не можемо порівняти їх ефективність по цьому параметру;

- ефективна потужність P_e газодизельного двигуна при роботі на природному газі зменшилася на 98 кВт. (приблизно на 13%), в порівнянні з дизельним двигуном за рахунок меншої теплоти згоряння природного газу в порівнянні з дизельним паливом;

- також ми спостерігаємо збільшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 144кПа (11,5%), та ефективного к.к.д. η_e на ті же

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11%, що пов'язано з різницею величини нижчої теплоти згоряння дизельного палива та газоподібного палива;

- на механічний коефіцієнт корисної дії η_m , що уявляє собою універсальним параметром який враховує механічні втрати – зміна палива фактично не вплинула[11].

3.2 Дослідження економічних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна

До економічних показників робочого циклу як дизельного так і газодизельного двигуна можна віднести питому індикаторну так і питому ефективну витрату палива. Також до економічних показників відноситься година витрати як рідкого так і газоподібного палива. В результаті аналітичного дослідження маємо зробити наступні висновки.

В першу чергу на величину витрати палива впливає його елементарний склад та нижча теплота його згоряння.

Для дизельного двигуна використовується тільки дизельне паливо. Нижча теплоти згоряння якого знаходиться в межах $Q_n = 42500$ кДж/кг. Година витрати дизельного палива для дизельного двигуна вибираємо з таблиці 3.1 ($B_p = 177$ кг/год.).

Загальна кількість затраченого тепла за одну годину роботи дизельного двигуна дорівнює

$$Z_T = Q_n * B_p = 42500 * 177 = 7\,522\,500 \text{ кДж/год.}$$

Ефективна потужність P_e дизельного двигуна при роботі на дизельному паливі склала 846 кВт. Ми можемо визначити кількість тепла яке потрібно для виробки одного кіловата потужності при роботі в дизельному варіанті.

$$Q = Z_T / P_e = 7\,522\,500 / 846 = 8892 \text{ кДж/ кВт*год.}$$

Для газодизельного двигуна використовується як запальне дизельне паливо так і газоподібне.

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нижча теплоти згоряння якого знаходиться в межах $Q_n = 42500$ кДж/кг., а година витрата дизельного палива для газодизельного двигуна вибираємо з таблиці 3.1 ($B_p = 10,3$ кг/год.).

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

$$Z_{T1} = Q_n * B_p = 42500 * 10,3 = 437\,750 \text{ кДж/год.}$$

Також потрібно визначити кількість затраченого тепла за одну годину роботи на газоподібному паливі

$$Z_{T2} = Q_n * V_g = 36605 * 214 = 7\,833\,470 \text{ кДж/год.}$$

$$\text{Загальна кількість затраченого тепла } Z_T = Z_{T1} + Z_{T2}$$

$$Z_T = Z_{T1} + Z_{T2} = 437\,750 + 7\,833\,470 = 8\,271\,220 \text{ кДж/год.}$$

Ефективна потужність P_e газодизельного двигуна склала 748 кВт. Визначити кількість тепла яке потрібно для виробки одного кіловата потужності при роботі в дизельному варіанті.

$$Q = Z_T / P_e = 8\,271\,220 / 748 = 11\,057 \text{ кДж/кВт*год.}$$

Виходячи із результатів розрахунків робимо наступні висновки:

- на економічні показники роботи газодизельного двигуна в першу чергу впливає нижча теплоти згоряння газоподібного палива, яка залежить від величини середнього елементарного складу палива;
- для виробки одного кіловата потужності дизельному двигуну потрібно затратити 8892 кДж тепла, а газодизельному двигуну - 11 156 кДж. Різниця складає приблизно 20%. Тобто дизельний двигун ефективніший і економічний на 20%.

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Дослідження екологічних показників робочого процесу дизельного та газодизельного двигуна

До екологічних показників роботи газодизельного двигуна можна віднести величину окремих компонентів продуктів згорання, загальну кількість продуктів згорання та склад продуктів згорання в об'ємних долях[11].

В першу чергу потрібно звернути увагу на склад продуктів згорання в об'ємних долях, так як загальна кількість як свіжого заряду так і продуктів згорання в дизеля та і газодизеля істотно відрізняється.

При роботі по газодизельному циклі спостерігається зменшення кількості азоту N_2 у випускних газах. Також можна спостерігати збільшення кількості парів води H_2O фактично на 10% при роботі газодизельного двигуна на природному газі.

Висновок.

- Нижча теплоти згорання 10% запального дизельного палива знаходиться в межах $Q_{н,} = 42500$ кДж/кг, а нижча теплоти згорання природного газу (який складається на 90% від загальної кількості палива) складає $Q_{н,} = 36605$ кДж/м³. Так як витрата палива двигунів які ми порівнюємо вимірюється в різних одиницях – ми не можемо порівняти їх ефективність по цьому параметру;

- ефективна потужність P_e газодизельного двигуна при роботі на природному газі зменшилася на 98 кВт. (приблизно на 13%), в порівнянні з дизельним двигуном за рахунок меншої теплоти згорання природного газу в порівнянні з дизельним паливом;

- також ми спостерігаємо збільшення величини середнього ефективного тиску $P_{ме}$ на 144кПа (11,5%), та ефективного к.к.д. η_e на ті же 11%, що пов'язано з в різниці величини нижчої теплоти згорання дизельного палива та газоподібного палива;

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- на механічний коефіцієнт корисної дії η_m , що уявляє собою універсальним параметром який враховує механічні втрати – зміна палива фактично не вплинула

- на економічні показники роботи газодизельного двигуна в першу чергу впливає нижча теплоти згоряння газоподібного палива, яка залежить від величини середнього елементарного складу палива;

- для виробки одного кіловата потужності дизельному двигуну потрібно затратити 8892 кДж тепла, а газодизельному двигуну - 11 156 кДж. Різниця складає приблизно 20%. Тобто дизельний двигун ефективніший і економічний на 20%.

-

					ПННІ НУК 131.61.24.09. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці

Охорона праці водночас вирішує дві задачі. Одна з них – інженерно-технічна, що передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом:

- заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними;
- переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання;
- проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці;
- розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друга задача – соціальна, пов'язана з відшкодуванням матеріальної та соціальної шкоди, отриманої внаслідок нещасного випадку або роботи в несприятливих умовах, тобто захист працівника та його прав. Виходячи з поставлених перед нею задач, охорона праці складається з правових та організаційних основ, виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки на виробництві [12].

Правові та організаційні основи охорони праці являють собою комплекс взаємопов'язаних законів та інших нормативно-правових актів, соціально-економічних та організаційних заходів, спрямованих на правильну і безпечну організацію праці, забезпечення працюючих засобами захисту, компенсацію за важку роботу та роботу в шкідливих умовах, навченість працівників безпечному веденню робіт, регламентацію відповідальності та відшкодування шкоди в разі ушкодження здоров'я працівника або його смерті.

Виробнича санітарія – комплекс організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних заходів та засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих шкідливих виробничих факторів.

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Виробнича безпека – безпека від нещасних випадків та аварій на виробничих об'єктах і від їх наслідків, що забезпечується комплексом організаційних та технічних заходів та засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна безпека на виробництві – комплекс заходів та засобів, спрямованих на запобігання запалювань, пожеж та вибухів у виробничому середовищі, а також на зменшення негативної дії небезпечних та шкідливих факторів, які утворюються в разі їх виникнення[12].

4.2 Вплив двигунів на навколишнє середовище

Машинне відділення являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- 1) підвищена запиленість і загазованість;
- 2) освітленість.

Розглянемо по окремоті кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Підвищена запиленість і загазованість

Пил – це дрібні частинки речовини, що здатні тривалий час знаходитись в повітрі. Частинки пилу можуть бути органічного виникнення (рослинного, тваринного), неорганічного (мінеральна, металева) походження та змішаного.

Пил може проникати крізь органи дихання, очі, шкіру і викликати інфекційні захворювання.

Дисперсністю називається ступінь дроблення частинок пилу. Чим менші розміри частинок, тим більша величина дисперсності.

Значна кількість технологічних процесів трапляється з відділенням токсичних газів. Токсичні гази попадають крізь органи дихання в кров людини и викликають отруєння, крім того вони діють подразнюючи на очі.

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

Освітленість

Освітленість є одним із важливих фізичних чинників. Через око людина одержує 90% інформації з навколишнього середовища, що пов'язано зі сприйняттям сітківкою ока світлових (електромагнітних) коливань. В залежності від їх інтенсивності організм реагує по-різному - недостатнє освітлення, як і надлишкове, веде до передчасної втоми, що сприяє виникненню небезпечних травм.

В машинних відділеннях застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, створюють несприятливі умови для роботи органів зору.

Найбільш близькими до природного освітлення є люмінесцентні джерела або лампи денного світла, але для них характерна пульсація світла з частотою електричного струму - 50 Гц. Це викликає перенапруження м'язової системи ока, кришталика, нервової системи, що сприяє швидкій стомлюваності, захворюваності. Лампи розжарювання не мають цієї вади, хоча їх спектральний склад різко відрізняється від денного - випромінюють у жовтій ділянці спектра. Але ця вада менш небезпечна і тому їх широко вживають для освітлення виробничих, учбових, житлових приміщень. В останній час розроблені нові джерела світла, у яких ці вади відсутні, але вони ще не знайшли широкого вжитку з-за високої вартості.

В Україні, порядок забезпечення оптимальних умов освітлення юридично закріплений в діючому Законі "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення".

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.3 Заходи щодо зниження шуму та вібрації

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

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

Шум – це будь який небажаний звук, якій наносить шкоду здоров'ю людини, знижує його працездатність, а також може сприяти отриманню травми в наслідок зниження сприйняття попереджувальних сигналів. З фізичної точки зору – це хвильові коливання пружного середовища, що поширюються з певної швидкістю в газоподібній, рідкій або твердій фазі. Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища в наслідок впливу на них сили збудження и поширюючись у ньому утворюють звукове поле. Джерелами цих порушень бути механічні коливання конструкцій або їх частин, нестаціонарні явища в газоподібних або рідких середовищах.

Шум один з основних факторів, що негативно впливає на людей у сучасних містах і на виробництві. Збільшення потужності устаткування, насиченість виробництва високошвидкісними механізмами, різке збільшення транспортного потоку приводить до збільшення рівня шуму як у побуті так і на виробництві.

Шкідливий вплив шуму на організм людини досить різноманітний. Реакція і сприйняття шуму людиною залежить від багатьох факторів: рівня інтенсивності, частоти (спектрального складу), тривалості дії, тимчасових параметрів звукових сигналів, стану організму.

Тривалий вплив інтенсивного шуму (вище 80 дБА) на слух приводить до його часткової або повної втрати. Скрізь волокна слухових нервів

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

роздратування шумом передається в центральну і вегетативну нервові системи, а через них впливає на внутрішні органи, приводячи до значних змін у функціональному стані організму, впливає на психічний стан людини. Причому вплив шуму на нервову систему виявляється навіть при невеликих рівнях звуку (30..70 дБА).

Для зниження шуму механічного походження в вузлах, в яких здійснюються ударні процеси необхідно зменшити сили збурення, збільшити час контакту елементів, що взаємодіють між собою, збільшити внутрішні утрати в системах що коливаються.

Практично це досягається:

- заміною зворотні – поступального переміщення обертовим;
- підвищенням якості балансування обертових деталей;
- підвищенням класу точності виготовлення деталей;
- поліпшенням змащування;
- заміною підшипників кочення на підшипники ковзання;
- використанням негучних матеріалів (наприклад, пластмаси);
- використанням вібродемпфуючих матеріалів (мастики);
- здійснюванням віброізоляції машин від фундаменту;
- використовувати зубчаті передачі з спеціальним профілем або замінити їх на мало шумні передачі (клиноремінну, гідравлічну) [3,12].

Підвищений рівень вібрації

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів невірноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках невірноважені обертові маси.

Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи невірноважених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертового тіла, розбіжність

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

4.4 Заходи зі зменшення забруднення навколишнього середовища

В процесі експлуатації двигунів утворюються викиди, потрапляння яких у навколишнє середовище приносить значний збиток природі.

До складу відхідних газів дизелів при використанні сірчистих палив входять неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря, добре розчиняється у воді, утворює сірчасту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі. Склад відхідних газів двигунів на 98...99 % складається з продуктів по-

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вного згоряння (окис вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети.

Виходячи з проблем екологізації двигунів, можна сформулювати такі напрямки їх вирішення:

- постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів[12].

- розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реальних моделей експлуатації;

- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

- розробка принципово нових конструктивних рішень щодо підвищення ефективності згоряння в циліндрах ДВЗ для забезпечення екологічно чистого робочого процесу у них;

- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;

- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

- надання для потреб вітчизняного двигунобудування пріоритету створенню нових каталізаторів для систем нейтралізації екологічно чистих ДВЗ з використанням сплавів металів місцевого походження, що дозволить відмовитися від дорогоцінних, гостродефіцитних матеріалів (золото, платина);

- надання для потреб вітчизняного моторобудування пріоритету також у створенні двигунів на малотоксичних альтернативних паливах, перш за все на біологічних паливах рослинного походження (ріпак та ін.);

- удосконалення правових основ екологізації вітчизняних ДВЗ, перш за все щодо гарантій підтримки створення екологічно чистого ДВЗ; розширеного застосування біологічних палив, які сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів та ін.;

- забезпечення фінансової підтримки науково-виробничим роботам за означеними напрямками з боку держави, залучення інвестицій у нову екологічну підгалузь вітчизняного двигунобудування; таку перспективну підгалузь слід терміново створити й покласти на неї координацію і виконання виробничих та науково-дослідних робіт із забезпечення екологізації вітчизняних ДВЗ [13].

					ПННІ НУК. 131.63.24.09 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Метою та завданням роботи є визначення ефективних та економічних показників при роботі газодизельного двигуна, який працює в дизельному та газодизельному режимі при запальній дозі 10% та використовує природний газ (95 % метану).

Стаціонарна автоматизована газодизель-електрична станція потужністю 750 кВт на базі газодизель-генератора ГДГА-750, розміщена в металевому укритті контейнерного типу. Укриття є металевою конструкцією, спроектованою по типу контейнера, і має розміри в плані 12500x3200 мм при висоті 3750мм, в поперечному розрізі укриття повторює контур габариту вантаження на залізничну платформу і може перевозитися як по залізниці, так і водним або автомобільним транспортом[10].

При переводі дизельного двигуна на роботу по газодизельному циклу ми можемо зробити такі висновки:

- нижча теплоти згоряння 10% запального дизельного палива знаходиться в межах $Q_{\text{н}} = 42500$ кДж/кг, а нижча теплоти згоряння природного газу (який складається на 90% від загальної кількості палива) складає $Q_{\text{н}} = 36605$ кДж/м³. Так як витрата палива двигунів які ми порівнюємо вимірюється в різних одиницях – ми не можемо порівняти їх ефективність по цьому параметру;

- ефективна потужність P_e газодизельного двигуна при роботі на природному газі зменшилася на 98 кВт. (приблизно на 13%), в порівнянні з дизельним двигуном за рахунок меншої теплоти згоряння природного газу в порівнянні з дизельним паливом;

- також ми спостерігаємо збільшення величини середнього ефективного тиску $P_{\text{ме}}$ на 144кПа (11,5%), та ефективного к.к.д. η_e на ті же 11%, що пов'язано з в різниці величини нижчої теплоти згоряння дизельного палива та газоподібного палива;

					ПННІ НУК 131.63.24.09. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- на економічні показники роботи газодизельного двигуна в першу чергу впливає нижча теплоти згоряння газоподібного палива, яка залежить від величини середнього елементарного складу палива;

- для виробки одного кіловата потужності дизельному двигуну потрібно затратити 8892 кДж тепла, а газодизельному двигуну - 11 156 кДж. Різниця складає приблизно 20%. Тобто дизельний двигун ефективніший і економічний на 20%.

При роботі по газодизельному циклі спостерігається зменшення кількості азоту N_2 у випускних газах. Також можна спостерігати збільшення кількості парів води H_2O фактично на 10% при роботі газодизельного двигуна на природному газі.

					ПННІ НУК 131.63.24.09. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Білоусов Є. В. Теоретичні основи робочих процесів в суднових двигунах, що працюють на альтернативних паливах : монографія / Є.В. Білоусов; Національний технічний. університет "Харківський політехнічний інститут"—Херсон: 2020 – 444 с.
2. І. О. Григурко, М. Ф. Брендюля, С. М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.
3. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.
4. 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.
5. Доценко С.М. Дослідження впливу величини запальної дози дизельного палива на екологічні показники газодизельних суднових енергетичних установок. // Зб. наук. праць НУК. - Миколаїв: НУК, 2004. - № 2 (395).
6. С. Доценко Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії. Збірник наукових праць КНТУ.— Кіровоград : КНТУ, Випуск № 37. 2007.
7. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия. Авиационно-космическая техника и технология //Научно-технический журнал, 2014, № 9(116) – С. 39 – 45.
8. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С.57- 62.

					ПННІ НУК 131.63.24.09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

9. Доценко С. Свідерський А. Самарін М. Аналіз систем регулювання подачі запального дизельного палива газодизеля. VIII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25 листопада 2024 р. – 16-17с.

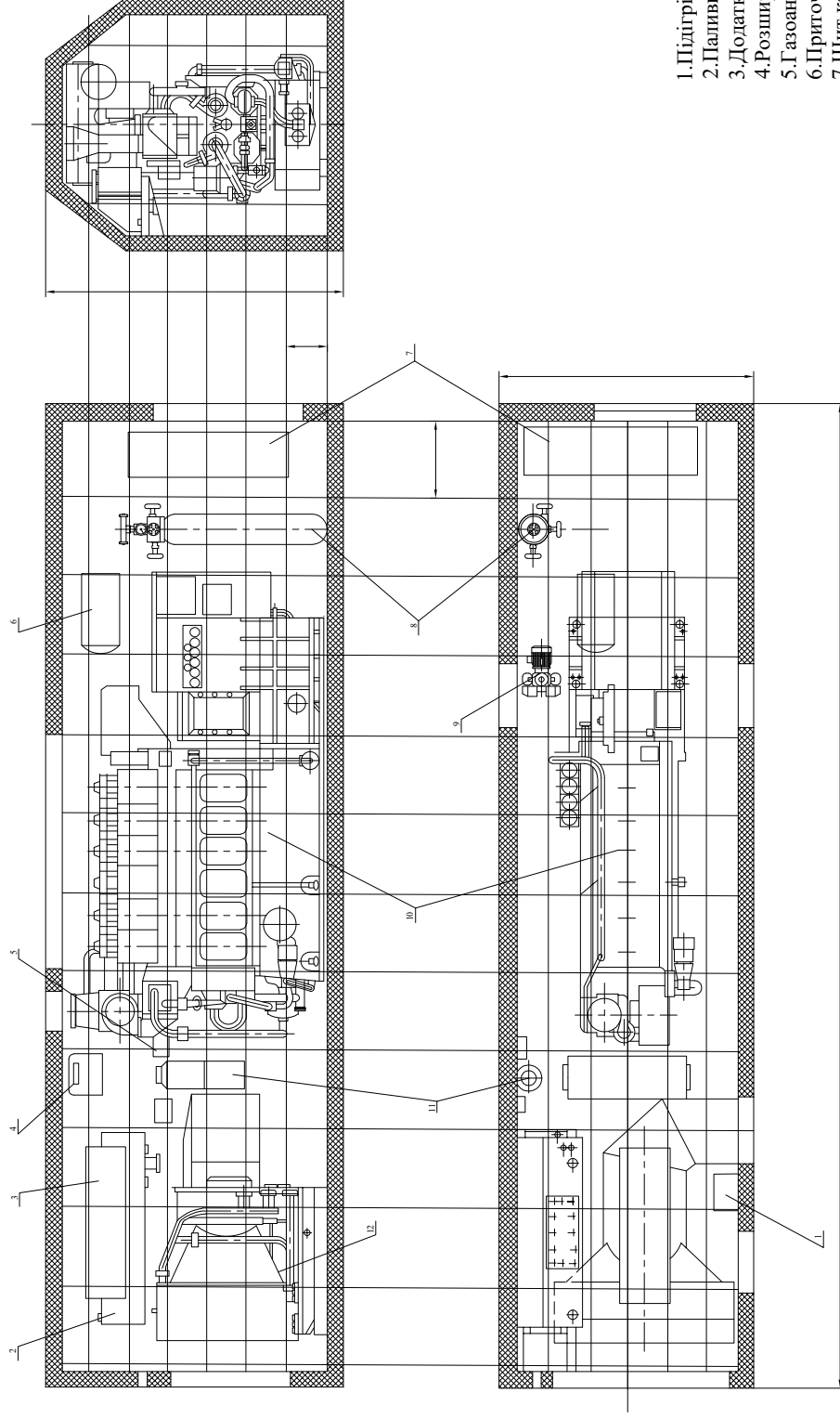
10. Газодизель - генератор ГДГА – 750 в укритті контейнерного типу (ГДЭС – 750). АООТ «Первомайскдизельмаш». Руководство по эксплуатации. 188 - 0000 РЭ. 2002. – 157с.

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

12. Основи охорони праці. Підручник. 2-ге видання. доповнене та перероблене. / За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. - К.: Основа, 2006 - 448 с.

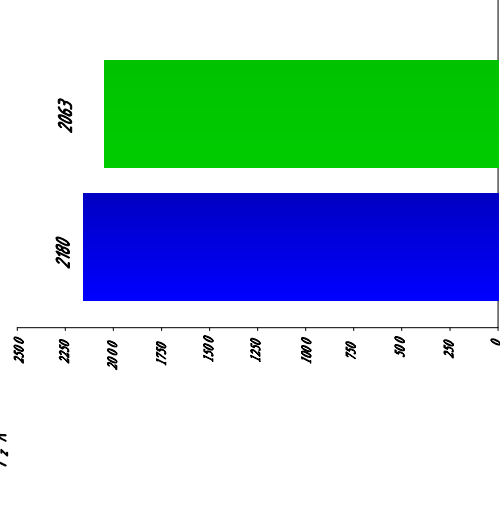
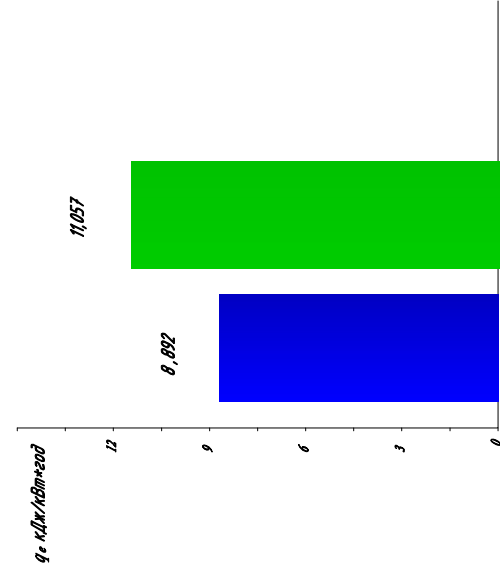
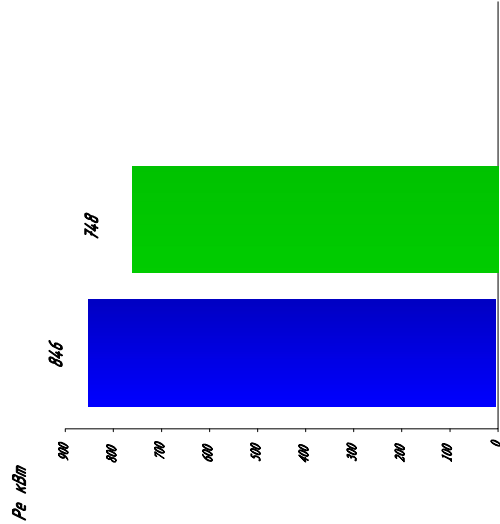
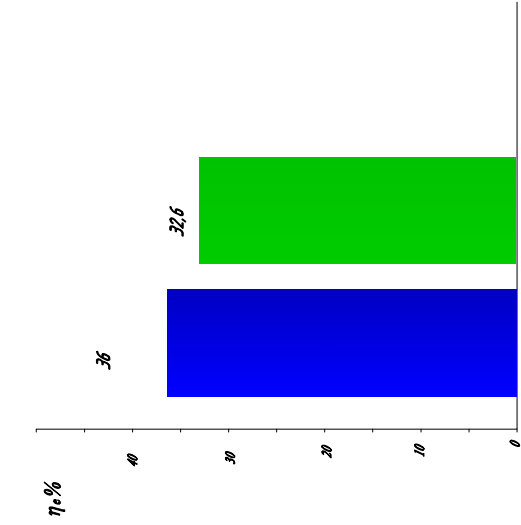
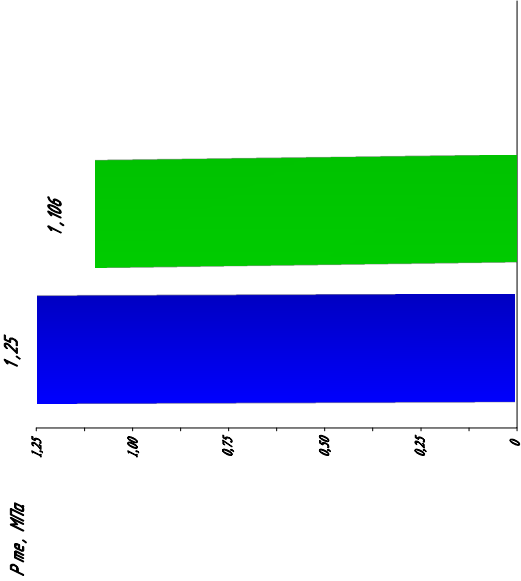
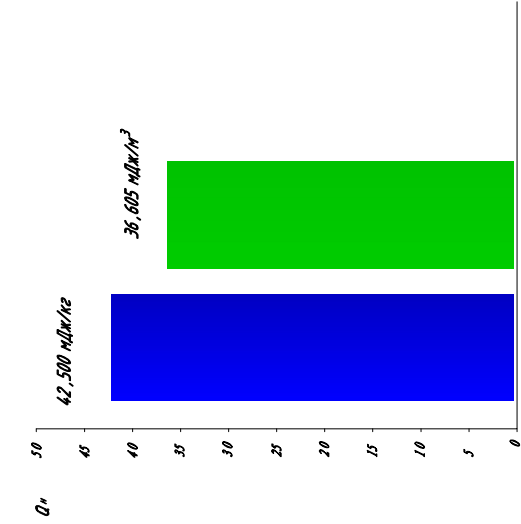
13. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 „Екологізація ДВЗ”. – Харків: „Прапор”, 2004.

					ПННІ НУК 131.63.24.09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



1. Підігрівач води
2. Паливний бак
3. Додатковий бак води
4. Розширювальний бачок для води
5. Газонапізатор
6. Приоточний вентилятор
7. Щит керування
8. Балон пусковий
9. Компресор
10. Газодизель-генератор
11. Балон системи пожежогасіння
12. Блок охолодження

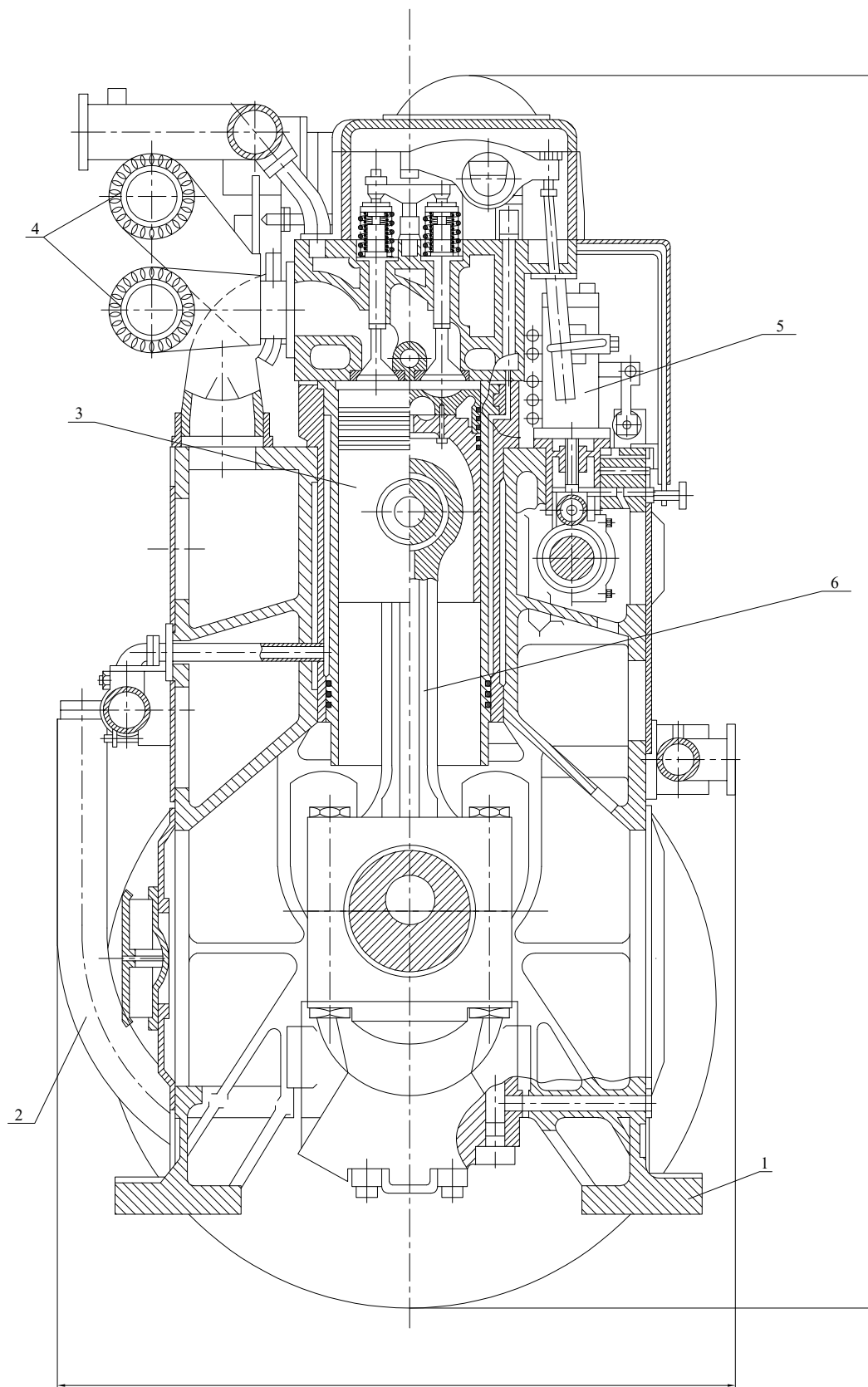
[illegible]



— Показники дизельного двигателя
— Показники газодизельного двигателя

Параметри двигунів:
 Q_n – найнижча теплота згорання палива, кДж/кг (кДж/м³);
 p_{me} – середньо ефективний тиск МПа;
 η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії %;
 P_e – ефективна потужність двигуна кВт;
 q_e – питома ефективна витрата теплоти, кДж/кВт·год;
 T_z – максимальна температура згорання палива, К;

ЛННН БУЖ 13.62.М.07.17									
								Роз.	Місця
Грудні місяці: ефективність потужності від виду палива							ж	-	-
							Другий / Третій /		
							63 - ТБМ - 23		
							Заст.		
							Листопада, в		



Технічні характеристики

1. Ефективна потужність $P_e = 750$ кВт
2. Частота обертання колінчастого валу $n = 750$ хв⁻¹
3. Ступінь стиску $\varepsilon = 12,5$
4. Ефективний К.К.Д. $\eta_e = 0,326$
5. Година витрата рідкого палива $B_e = 10,3$ кг/год
6. Година витрата газоподібного палива $V_e = 214$ м³/год
7. * - розміри для довідок

				ПННІ НУК 131.63.24.09.СК.		
Зм.	Дет.	Автом.	Підпис	Дата	Лист	Маса
Кресл.	Свідомий	Д.			21900	1:5
Перевір.	Деталь	С.М.			Деталь	Деталь
Г.Колір.						
Н.Голов.	Деталь	С.М.			63-ТЕМ-23	
Зам.	Насторож.	В.				

Поперечний переріз

двигуна 6ГЖЧН-26/34

1. При встановленні двигуна на підрамник перевірити прилягання площин фундаментної рами до верхніх площин підрамника при цьому на відстані 50мм від осей болтів не повинен проходити:

- а) шуп завтовшки 0,08 - до затягування болтів
 - б) шуп завтовшки 0,04 - після затягування болтів
2. Не співпадання осей колінвалу і валу генератора допускається не більш 0,1мм, злам осей не більш 0,1мм, на довжині 1м.
3. Всі оброблені місця, окрім кріплення, ґрунтувати і провести суцільне забарвлення захистивши місця забарвлення молотковою емаллю.

4. В якості мащення двигуна приймаємо мастило LEOL 20W-40

5.* - розміри для довідок

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				Документація		
A1			131.63.24.09.0.0.0 СК	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
		1	131.63.24.09.1.0.0 СК	Блок-картер	1	
		2	131.63.24.09.2.0.0 СК	Труба вентиляції картера	1	
		3	131.63.24.09. 3.0.0 СК	Поршень	6	
		4	131.63.24.09.4.0.0 СК	Випускний колектор	1	
		5	131.63.24.09.5.0.0 СК	Паливний насос	6	
		6	131.63.24.09.6.0.0 СК	Шатун	6	
		7	131.63.24.09.7.0.0 СК	Охолоджувач наддувочного повітря	1	
		8	131.63.24.09.8.0.0 СК	Актuator	1	
		9	131.63.24.09.9.0.0 СК	Дозатор газу	1	
		10	131.63.24.09.10.0.0 СК	Розподільний вал	1	
		11	131.63.24.09.11.0.0 СК	Щит приборів	1	
		12	131.63.24.09.12.0.0 СК	Бугель	7	
		13	131.63.24.09.13.0.0 СК	Паливопідкачуючий насос	1	
		14	131.63.24.09.14.0.0 СК	Втулка циліндра	6	
		15	131.63.24.09.15.0.0 СК	Форсунка	6	