

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект 4- тактного газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі — звалищному газі». Прототип 6 ГЧН 25/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-22з

_____ ***Чібісов В.С.***
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ ***Галинкін Ю.***
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Чібісову Віктору Сергійовичу

1. Тема роботи: «Проект 4- тактного газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі – звалищному газі».

Керівник роботи Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 05.02.2024 року за № 11.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ГЧН 25/34 номінальною потужністю 400 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна. 2. Конструкторський розділ. 3. Визначення ефективності використання звалищного газу (біогазу). 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧН 25/34 (поперечний переріз). 2. Двигун 6ГЧН 25/34 (повздовжній переріз). 3. Графіки залежностей. 4. Екологічні показники двигуна.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «6» лютого 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	20.02.2024	
2	Загальний розділ.	05.03.2024	
3	Конструкторський розділ.	26.03.2024	
4	Технологічний розділ.	16.04.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	30.04.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.2024	

Студент _____ Чібісов В.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Галинкін Ю.М.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	6
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	6
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	18
2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу	18
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	21
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	31
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	42
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ	
ВИКОРИСТАННЯ ЗВАЛИЩНОГО ГАЗУ	46
3.1 Обґрунтування вибору газоподібного палива – звалищного газу	46
3.2 Визначення впливу виду палива на ефективні показники	47
3.3 Висновок	49
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	50
4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища	50
4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище	52
ВИСНОВКИ	57
ЛІТЕРАТУРА	59
ДОДАТКИ:	
1. Повздовжній переріз двигуна	СК Ф-А1
2. Поперечний переріз двигуна	СК Ф-А1
3. Графіки впливу виду палива на M_{H_2O} , M_{CO_2} , M_{N_2} , M_{O_2} ,	ГЗ Ф-А1
4. Графіки впливу виду палива на P_{me} , P_e , B_g , b_e ,	ГЗ Ф-А1
5. Специфікація двигуна Ф-А 4	

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Чідигов В				Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірів	Галинкін Ю						З
						44-ЕМ-22з	
Н. контр.	Галинкін Ю.						
Затвердив	Нестеренко ВВ						

Анотація

Метою кваліфікаційної роботи є вибір оптимального виду газоподібного палива для газового двигуна з метою економії енергоресурсів та покращення екологічної ситуації.

Завданням роботи було провести розрахунок робочого процесу газового двигуна, який працює на звалищному газі, перевірити його ефективність розрахувавши зовнішній тепловий баланс теплоти.

В третьому розділі був проведений порівняльний аналіз робочого процесу газового двигуна який працює на біогазі та природньому газі. В результаті аналізу було виявлено, що при переході з природнього газу на біогаз погіршуються економічні показники робочого процесу, але покращуються екологічні. Також потрібно врахувати меншу ціну на біогаз в порівнянні з природнім.

Ключові слова: газовий двигун, біогаз, тепловий баланс, економічні та екологічні показники.

Abstract

The purpose of the qualification work is to select the optimal type of gaseous fuel for a gas engine in order to save energy resources and improve the environmental situation.

The task of the work was to calculate the working process of a gas engine running on landfill gas, to check its efficiency by calculating the external heat balance of heat.

In the third section, a comparative analysis of the working process of a gas engine running on biogas and natural gas was carried out. As a result of the analysis, it was found that when switching from natural gas to biogas, the economic indicators of the workflow deteriorate, but the environmental ones improve. It is also necessary to take into account the lower price of biogas compared to natural gas.

Key words: gas engine, biogas, heat balance, economic and environmental indicators.

ВСТУП

Швидкість накопичення відходів, що продукуються в Україні збільшується з кожним роком. Забруднення навколишнього середовища породжує новий ряд проблем: вимирання цілих видів флори та фауни, виникнення нових модифікацій захворювань, що передаються генетично та інше. Серед найчастіше вживаних методів утилізації відходів у сучасних умовах застосовують спалювання і захоронення. Оскільки спалювання є достатньо дорогим і небезпечним для навколишнього середовища процесом, то близько 65 % від середнього обсягу ТПВ захоронюється на звалищах і полігонах [1-2]. Побутові та подібні відходи (ППВ) - відходи, які утворюються в процесі життєдіяльності людини в житлових та нежитлових будинках і не використовуються за місцем їх накопичення [3].

У більшості розвинутих країн світу використовують технологію сортування відходів, відповідно до якої відходи поділяються за видами. У Німеччині використовується роздільна система збирання відходів залежно від виду та місця утворення з подальшим розподілом на заводах сортування та перероблення вторинної сировини. У Швеції відходи сортуються на горючі та негорючі за принципом тепловіддачі з подальшою переробкою горючих на енергію [1-4]. З 1998 року в країнах Європейського союзу встановлена норма - 50 % для переробки всіх відходів. Найбільш ефективно використання відходів характерне для таких економічно розвинутих країн, як Нова Зеландія, Кувейт, Данія, Нідерланди, Німеччина, Швеція та Швейцарія. Частка захоронених побутових відходів у цих країнах складає не більше 5% від їх загальної кількості, а питома вага переробки та компостування перевищує 50%. В європейських країнах частка роздільного сміття становить приблизно 85%, а 15% - або спалюють екологічно чистим способом, або ж переробляють за допомогою інноваційних енергоощадних технологій.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

За період з 2014 по 2020 роки в Україні спостерігається стабільна тенденція до збільшення утворених ППВ. При цьому, у 2014 році було видалено на спеціальні звалища, спалено та утилізовано 3550,7 тис. т ППВ (33% від утворених ППВ), а у 2020 році - 5108 тис. т ППВ відповідно, що склало 43% утворених ППВ.

Питома вага спалених з метою отримання енергії і утилізованих ППВ взагалі мізерна по відношенню до обсягів утворених ППВ (1,4% у 2014 році та 1,87% у 2020 році). Все це вказує на величезні можливості використання відходів у якості сировини для генерації біогазу й енергії, і одночасно, суттєвому зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище[3].

Мета роботи - вибір оптимального виду газоподібного палива для газового двигуна з метою економії енергоресурсів та покращення екологічної ситуації в регіонах.

Завданням роботи є аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу газового двигуна, який працює на звалищному газі, перевірити його ефективність розрахувавши зовнішній тепловий баланс теплоти.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Завданням на бакалаврську кваліфікаційну роботу був запропонований проект стаціонарного двигун-генератора з газовим двигуном потужністю 420 кВт., який має працювати в парі з електрогенератором змінного струму.

Згідно Закону України «Про альтернативні види палива» біомаса – це «біологічно відновлювальна речовина органічного походження, що зазнає біологічного розкладу (відходи сільського господарства (рослинництва і тваринництва), лісового господарства та технологічно пов'язаних з ним галузей промисловості, а також органічна частина промислових та побутових відходів» [5].

Видом палива на якому працює двигун це звалищний газ(біогаз) який виробляється біоустановками. Біогаз – це суміш газів (метану та вуглекислого газу), отримана з біомаси внаслідок анаеробного бродіння в спеціальних реакторах (метантанках), що використовується як паливо. При застосуванні біогазової установки процес переробки сировини здійснюється на протязі 3–4 тижнів, а при регулярному поповненні біомасою фази проходять паралельно у поточному режимі.

Перша фаза переробки сировини це - гідроліз, коли бактерії переробляють високомолекулярні речовини (білок, жири, вуглеводи, целюлоза) за допомогою ферментів у низькомолекулярні (моносахариди, амінокислоти, жирні кислоти, воду).

Друга фаза - переробка сировини за допомогою бактерій (перетворення амінокислот в органічні, вуглекислий газ, сірководень і аміак).

Третя фаза - перетворення сполук кислотогенними бактеріями в ацетати, вуглекислий газ і водень.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Четверта фаза - вироблення метану з вуглекислого газу і води метаногенами у лужному середовищі. Спочатку спостерігається поступове нарощування кількості метану, але у подальшому підтримується постійний рівень газу. Біогаз з органічної біомаси (відходи побутові, сільськогосподарського походження чи харчової промисловості) є конкурентоспроможним по відношенню до природного газу за рахунок низької вартості сировини.

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

Когенераційні установки для виробництва електричної та теплової енергії створюються на базі стаціонарних газових двигунів 6 ГЧН 25/34 з утилізацією тепла випускних газів, охолоджувальної рідини, масла. Теплота яка утилізується від охолодження двигуна у вигляді нагрітої води може подаватися в систему опалення.

Пропонується робота двигуна на паливі - звалищному газі який виробляється біоустановками.

Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 500F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні промислової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії[6].

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції проектного двигуна[6].

Потужність експлуатаційна, kВт :	400
Число обертів колінчатого валу, хв.^{-1} :	500
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), мм	250
Хід поршня, мм	340
Питома витрата газу при номінальній потужності, $\text{нм}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$	0,35
Питома витрата мастила на угар $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	1,45
Ресурс до переборки, год	14000
Ресурс до капітального ремонту, год	70000
Габаритні розміри двигуна, мм :	
Довжина	5220
Ширина	1990
Висота	2650
Маса двигуна, кг	17450

Газовий двигун-генератор ДвГА - 400 складається з газового двигуна 6 ГЧН 25/34 і генератора СГС 500F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. З'єднання колінчатого валу двигуна з ротором генератора - тверде фланцеве[6].

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Система мащення базового двигуна – комбінована, циркуляційна, під тиском, з вільним зливом масла в раму й відкачуванням в окремо розташований маслобак. На двигуні встановлений двосекційний масляний насос. Перша секція насоса - нагнітає масло через фільтр у двигун, друга секція – відкачує масло з картера в маслобак. З порожнини фундаментної рами двигуна масло через сітчастий фільтр надходить у відкачуючу секцію шестерного масляного насоса і подається через фільтр грубого очищення у розхідний масляний бак. Відтіля нагнітаюча секція насоса подає масло через другий фільтр грубого очищення і холодильник у головну масляну магістраль. Рівномірно масло проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском до поверхонь тертя масло подається ручним поршневым насосом[6].

Система охолодження двигуна водяна двоконтурна, складається з навішаних на двигун двох водяних насосів внутрішнього й зовнішнього конту-

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		9

рів, охолоджувача газу - повітряної суміші, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води й розширювального бачка. Циркуляція води в сорочці двигуна створюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води й масла.

Двигун і турбокомпресор проохолоджуються циркулюючою водою внутрішнього контуру, а газу - повітряна суміш, масло й вода проохолоджуються у відповідних охолоджувачах проточною водою зовнішнього контуру. Для охолодження другого контуру застосовуються градирні, вентиляторні міні-градирні або другий контур системи охолодження включається в схему опалення й гарячого водопостачання при утилізації тепла. Двигун-генератор може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів[6].

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами призначена для збору масла, яке стікає з деталей тертя, і масло після охолодження поршня.

В постелях, розташованих в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

Двигун має сім рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика, упорний.

З обох сторін по всій довжині фундаментна рама має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до фундаменту.

Зі сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та масляних насоси, а зі сторони маховика – кожух фланця колінчастого валу з масловідбивним кільцем та сальниковим ущільнюванням.

В днищі, з двох кінців фундаментної рами є два зливних отвори, до яких кріпиться два зливних трубопроводи.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		10

На бокових стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на яких встановлюються масло-заспокійливі сітки.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладається ущільнювальний гумовий шнур[6].

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень привода розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами[6].

Рамовий підшипник. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу[6].

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній край втулки не закріплений. Верхній бурт втулки високий та товстостінний. В ньому розташовані свердлення під нахилом по всьому колу втулки, які призначені для протікання охолоджуючої рідини. На кінці бурта розташована кільцева виточка для ущільнювального гумового кільця. Під час роботи двигуна, втулки змащуються маслом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується[6].

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,30...0,33 мм. На днищі кришки є бурт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під бурт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна. На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача[6].

Впускні та випускні клапани відрізняються за конструкцією. У випускних клапанів перехід від тарілки до штоку виготовлений у вигляді приступу, а у впускного плавно. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та встановити в отвори, які їм відповідають. Впускні та випускні клапани ви-

					ПІННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		12

готовлені з жаростійкої сталі. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притиснуті до них зовнішньою та внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружини втираються в тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком[6].

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал сталевий, суцільний, має вісім рамових, шість шатунних шийок. Для двигуна 6ГЧН 25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°. Таким чином, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого та четвертого циліндрів мають попарно однакові напрямки.

Масло з канавок рамових підшипників надходить до шатунних підшипників по каналам, які з'єднують рамові шийки з шатунними, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Свердлення в останній рамовій шийці глухе, служить для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамового підшипника викочують. Для викочування вкладишів останніх підшипників використовуються свердлення для проходу масла[6].

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні привода масляного та водяного насосів, приводи первинного перетворювача тахометра К18031.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі, штампований. Стержень шатуна двотаврового перерізу має масляний канал, по якому з нижньої головки до верхньої надходить масло. Верхня голівка шатуна має скоси.

У розточку верхньої головки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шліцьова канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній головці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		13

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовлені зі сталєбабіту. Від провертання та осьового зміщення вкладиші утримуються шатунними шпильками.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'єму в кришці, дякуючи чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишу.

Поршень та шатун з'єднуються сталевим пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобиках поршня.

На кінцях поршневого пальця встановлено заглушки, які на зовнішньому діаметрі мають кільцеву канавку установки ущільнювальних кілець. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для зняття їх з поршневого пальця. Поршень охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь масляні канали подається до поршневого пальця.

Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобишках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня.

Залишки масла крізь отвір в голівці поршня стікають в картер. На поршні виконано чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійні кільця, а в нижній маслосборне кільце.

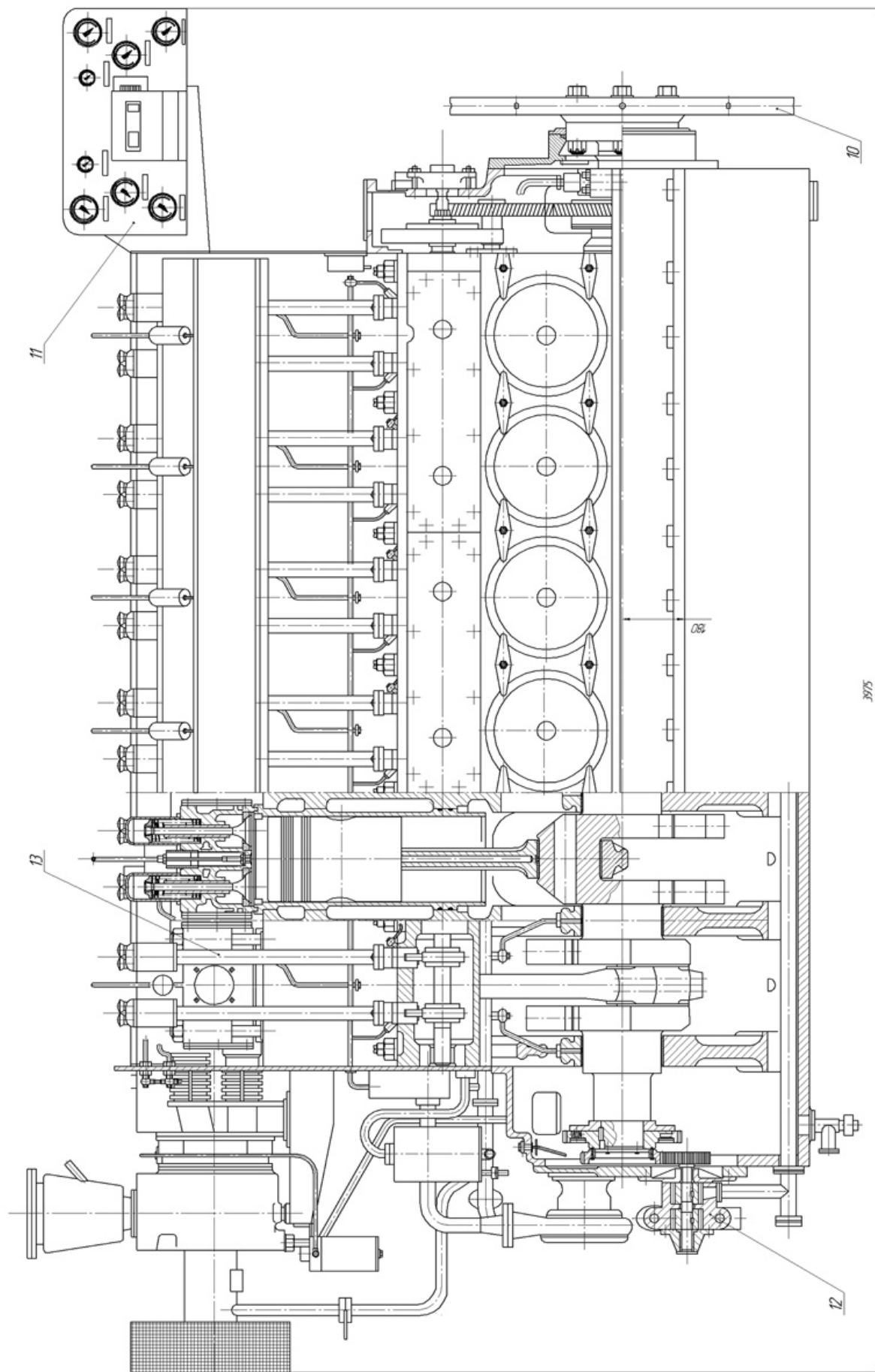
Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслосборні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками[6].

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів[6].

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

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

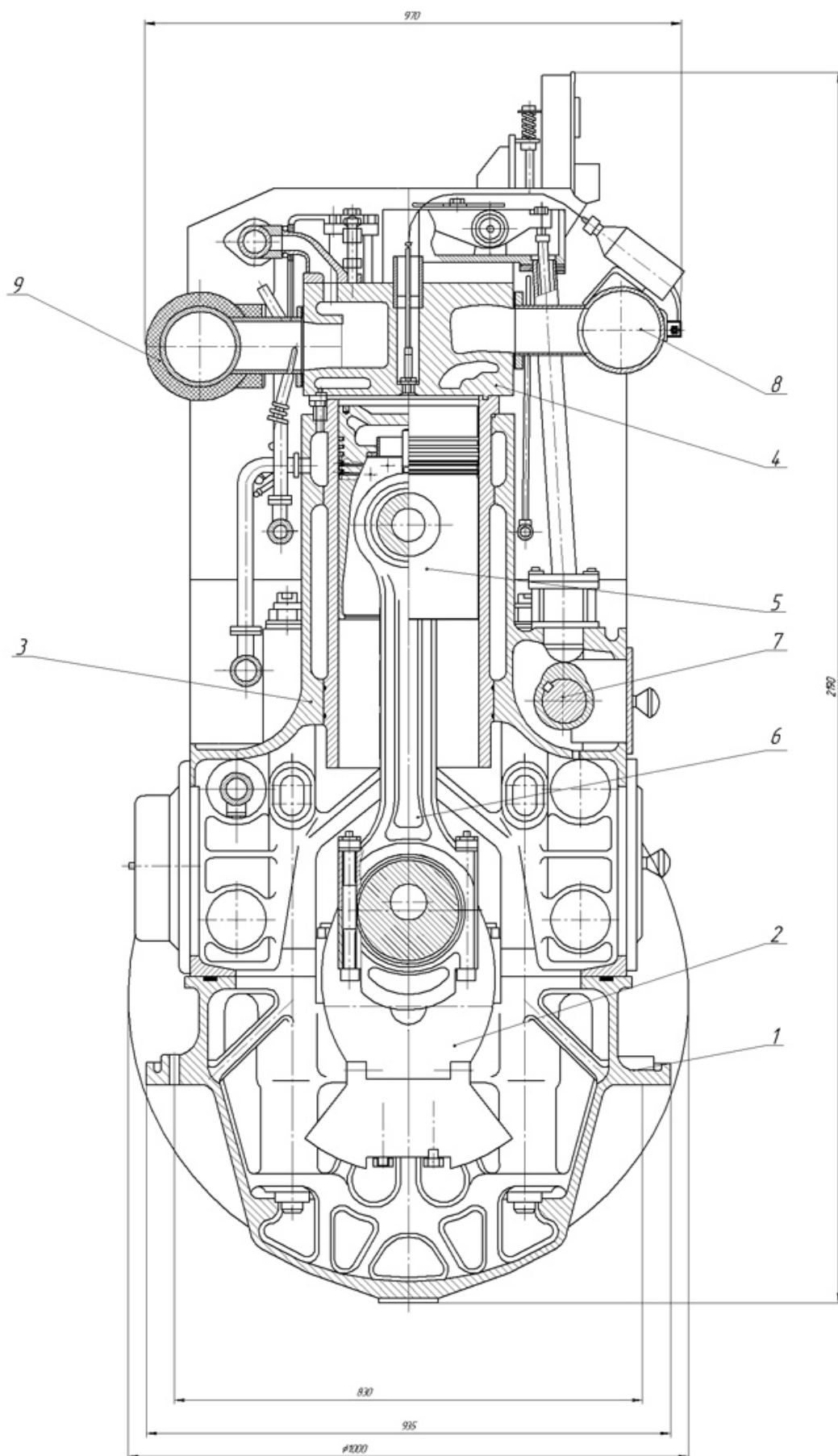


Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ

Арк.

16



Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ

Арк.

17

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу

При виконанні теплового розрахунку робочого процесу газового двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та інші конструктивні особливості проектного газового поршневого двигуна.

При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

Здійснимо вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу газового двигуна[7]:

- *Тиск та температура навколишнього середовища*

Тиск та температуру для розрахунку приймаємо $P_0 = 0,103$ МПа, $T_0 = 293$ К, при зменшенні температури та тиску навколишнього середовища впливає на потужність двигуна.

- *Тиск наддуву*

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом та при цьому збільшення потужності двигуна. Тиск наддуву для газових двигунів знаходиться в межах $P_n = 0,13...0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n = 0,200$ МПа, [7].

- *Підігрів свіжого заряду*

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна. Значення підігріву свіжого заряду для середньо обертових двигунів складає $\Delta T = 5...20$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $\Delta T = 10$ К.

- *Температура залишкових газів*

Температура випускних газів T_g , яка визначає показники роботи та потужності турбіни. Із-за складностей які спостерігаються в випускному

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

колекторі процесів важко точно визначити її значення. По дослідним даним температура T_r , для СОД лежить в межах $T_r = 600 \dots 900$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $T_r = 850$ К.

- Тиск залишкових газів

В силу неприливної зміни швидкості поршня та зміни прохідного перетину клапана тиск газів в циліндрі при виштовхуючому ходу поршня неприривно змінюється. Коливання тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів, опору газовипускної системи, фаз газорозподілу. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r = (0,85 \dots 1,15)P_n$ МПа [7]. Приймаємо для розрахунку $P_r = 0,180$ МПа.

- Ступінь попереднього розширення

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

Приймаємо: $\lambda = 2,5$.

- Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

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

- Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці «z» для газових двигунів лежить в таких межах $0,70-0,85$ [7]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,80$.

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Вид палива – звалищний газ.

Приймаємо склад звалищного газу:

Метан $CH_4 = 57 \%$;

Етан $C_2H_6 = 0 \%$

Пропан $C_3H_8 = 0 \%$

Бутан $C_4H_{10} = 0 \%$

Пентан $C_5H_{12} = 0\%$

Двоокис вуглецю $CO_2 = 40 \%$

Оксид вуглецю $CO = 0 \%$

Азот $N_2 = 3 \%$

Кисень $O_2 = 0 \%$

Водень $H_2 = 0 \%$

					ПІНІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.2.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	420 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5
Число циліндрів	$I =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.2.2. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Тиск наддуву	$P_H =$	200 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,5
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10
Тиск залишкових газів	$P_r =$	180 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 =$	1,38
розширення	$n_2 =$	1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 57$	$R_{CH_4} = 0,57$
етан	$C_2H_6 = 0$	$R_{C_2H_6} = 0$
пропан	$C_3H_8 = 0$	$R_{C_3H_8} = 0$
бутан	$C_4H_{10} = 0$	$R_{C_4H_{10}} = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 40$	$R_{CO_2} = 0,4$
оксид вуглецю	$CO = 0$	$R_{CO} = 0$
азот	$N_2 = 3$	$R_{N_2} = 0,03$
кисень	$O_2 = 0$	$R_{O_2} = 0$
водень	$H_2 = 0$	$R_{H_2} = 0$

Нижча теплота згоряння газу

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

Нижча теплота згорання газу

$$Q_H = 20406 \text{ кДж/м}^3$$

2.2.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 5,429 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 9,143 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = CO + \sum (n C_n H_m) + CO_2,$$

$$M_{\text{CO}_2} = 0,970 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,140 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,570 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 6,463 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad 9,143 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,000 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,000$$

2.2.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 369 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_n - (20 - 40), K$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{int} = 339 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 337 \text{ K}$$

де $T_{gaz} = 320 \text{ K}$ - температура 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 $P_d = 0.95 \times P_n$ тиск в кінці впуску(на початку стиску).

$$P_d = 180 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,874$$

Температура газоповітряної суміші в кінці впуску (на початку стиску).

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

$$T_d = 369 \text{ K}$$

2.2.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4318 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 885 \text{ К} \quad t_c = 612 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,000$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,106$$

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,125$$

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

$$R_{O_2} = 0,062$$

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

$$R_{N_2} = 0,707$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 1591 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 2428 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 4438 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 25,00$$

$$b = 185,74$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 39,144 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 24,53 \\ b &= 8,06 \end{aligned}$$

де $mCv_{нов} = 22,709 + 1298 \times 10^{-5} \times t_c$ - мольна теплоємність повітря.

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} A &= 185,74 \\ B &= 25,00 \\ C &= 53298,94 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$t_z = 1872 ^\circ C$$

$$T_z = 2145 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10464 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,42$$

$$\Delta \lambda = 3,1 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.2.7. Параметри процесу розширення.
 Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 588 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1206 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 954 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 813 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 4,40$$

2.2.8. Індикаторні показники робочого циклу.
 Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1169 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,415$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,425 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

2.2.9. Ефективні показники робочого циклу.
Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$\begin{aligned} C_{\Pi} &= 5,67 \text{ м/с} \\ P_M &= 138 \text{ кПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1031 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times 200$$

$$g_e = 0,482 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = g_e \times P_e, \text{ м}^3 / 200$$

$$B = 202,259 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.2.10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 97,72 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,29 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 248 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 337 \text{ мм}$$

2.2.11. Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,088 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

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

$$V_s = 16,681 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 430 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 425 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 2,4 \%$$

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

2.3. Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

2.3.1 Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	420 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	500 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	20406 кДж/нм ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	202,26 м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,415
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	9,143 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	9,143 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	954 К
температура на початку стиску	$T_d =$	369 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC^v =$	25,59 кДж/кмоль К
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC^v =$	24,4 кДж/кмоль К
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1169 кПа

Рівняння теплового балансу.

2.3.2. Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$Q_{II} = 1146472$ Дж/с
у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$Q_e = 420000$ Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,63 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 420000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,00 \%$$

похибка не перевищує 1%

2.3.4. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_{w'} + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,08-0,16$	0,14
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип} = 0,01-0,05$	0,03

$$Q_w = 194900 \text{ Дж/с}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a=0,034$ $v=0,0113$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30$$

середня швидкість поршня

$$C_m = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 98,033 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 58,820 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 24,530 \text{ кВт}$$

2.3.6. Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 24530 \text{ Дж/с}$$

2.3.7. Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 219430 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

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

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

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

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

$\Delta T_v = 8 \text{ К}$

$$V_B = 0,00786 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,90$

$$P_{в.н.} = 0,855 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 855 \text{ Дж/с}$$

2.3.8. Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\text{в}} = 220285 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 19,21 \%$$

2.3.9. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 33,902 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,714 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{г} = 464650 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{г} = Q_{г} / Q_{п.} \cdot 100\%$$

$$q_{г} = 40,53 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{м} = (Q_w + Q_{м.д.}) - Q_{\text{в}}$$

$Q_{м.д.} = \Delta_{м.д.} \cdot Q_{п.}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

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

$$\Delta_{м.д.} = 0,03$$

тоді

$$Q_{м.д.} = 39917 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{м1} = 14532 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

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

K=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу K= 1,2

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

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

ΔT_m=6-15 К Температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$$\Delta T_m = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,000925 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

η_m=0,8–0,9 механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,90$$

$$P_{M.H.} = 0,360 \text{ кВт}$$

тоді Q_{H2}=1000·P_{MH}

$$Q_{M2} = 360 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

Q_M = 14891 Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,30 \%$$

2.3.11. Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_s + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 26646 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,32 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 3.1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	420000	36,63
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	220285	19,21
теплота, яка виноситься випускними газами	464650	40,53
теплота, яка відводиться маслом	14891	1,30
невраховані теплові втрати	26646	2,32
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1146472	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6 ГЧН25/34 виконується в табличній формі [7].

Порядок визначення масштабу діаграми:

- по осі об'ємів:

1. Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_v = 200$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі об'ємів - $m_v = \frac{l_v}{\varepsilon} = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм};$

- по осі тисків:

1. Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_p = 0,9 \cdot l_v = 0,9 \cdot 200 = 180$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі тисків: $m_p = \frac{p_z}{l_p} = \frac{10,464}{180} = 0,05 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}};$

Таблиця 2.4.1. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,169
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,318
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
5	Ступінь стиску	ε	-	10
6	Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,464
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,0
8	Масштаб осі тиску	m_p	МПа/мм	0,050

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо за формулою:

$$P_{cm} = \frac{P_c}{(V / V_c)^{n_1}}, \text{МПа}$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

					ПІНІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Форму лінії розширення знаходимо по формулі:

$$P_{роз} = \frac{P_{\max} \cdot \rho^{n_2}}{(V / V_c)^{n_2}}, \text{МПа}$$

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.4.2.

Таблиця 2.4.2. Координати ліній стиску та розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} , МПа	P _{ст} , мм	P _{роз} , МПа	P _{роз} , мм
1	4,318	86	10,464	203
1,25	3,146	63	8,44	169
1,5	2,46	49	6,72	134
1,75	1,99	40	5,54	110
2	1,67	33	4,69	94
3	0,965	19	2,82	56
4	0,654	13	1,97	39
5	0,484	10	1,49	30
6	0,379	8	1,18	24
7	0,307	6	0,98	19
8	0,25	5,1	0,83	16
9	0,21	4,4	0,72	14
10	0,18	3,6	0,59	12

2.4.2. Побудова дійсної індикаторної діаграми газового двигуна

Дійсну індикаторну діаграму газового поршневого двигуна будуємо із врахуванням її характерних точок[7]:

c' - точка проскакування іскри запалювання;

f – точка (згоряння) початку згоряння визначається кутом затримки Δφ₁;

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці стиску;

Δφ₂ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

- b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;
 b'' – точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення (відкладається посередині відрізка bd);
 r' – точка до ВМТ, відкриття впускного клапана;
 r'' – точка закриття випускного клапана;
 d' – точка після НМТ, закриття впускного клапана;

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = R/L_{ш} = 0,17/0,70 = 0,24$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі: $AB = 180 \text{ мм};$
3. Кут затримки згоряння: $\Delta\varphi_1 = 8^\circ \text{ пкв};$
4. Тиск залишкових газів: $P_r = 0,180 \text{ МПа}$
5. Масштаб тиску: $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм};$
6. Хід поршня: $S = 0,34 \text{ м};$
7. Тиск в кінці стиску: $P_c = 4,318 \text{ МПа};$
8. Максимальний тиск: $P_{\max} = 10,464 \text{ МПа};$

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми наведені в таблиці 2.4.3.

Таблиця 2.4.3. Координати характерних точок індикаторної діаграми

Позначення точки φ° , п.к.в.	Положення точки відносно ВМТ, φ° , п.к.в.	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' , до ВМТ	25	0,115	11,5
f , до ВМТ	17	0,054	5,4
b' , після ВМТ	146	1,87	186
r' , до ВМТ	21	0,082	8
r'' , після ВМТ	21	0,082	8
d' , до ВМТ	146	1,87	186

Тиск газів в ВМТ: $P_{c''} = 1,225 \cdot P_c = 1,225 \cdot 4,318 = 5,298 \text{ МПа};$

Координата точки $P_{c''}$: $5,289/0,05=106 \text{ мм};$

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 10,464 \text{ МПа}$

Координата максимального тиску згоряння:

Поправка Брікса: $OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_L}{2} = \frac{170 \cdot 0,24}{2} = 20,4 \text{ мм}$

Масштаб переміщення: $m_s = \frac{S}{AB} = \frac{340}{180} = 1,9 \text{ мм/мм};$

Поправка Брікса в масштабі переміщення: $OO = \frac{OO_1}{m_s} = \frac{20,4}{1,9} = 11 \text{ мм}$

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.5 Розрахунок динаміки двигуна

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

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

де: p_{Γ} – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр циліндру, м;

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно – поступально:

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

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

r – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град;

λ_L – кривошипно – шатунне відношення;

Сумарна сила: $F_{\Delta} = F_{\Gamma} + F_i, H$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

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

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град;

Радіальна сила, що діє на шийку колінчастого валу:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Дотична сила, що діє на шийку колінчастого валу і створює крутний момент двигуна: $F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$

Динамічний розрахунок дизельного двигуна 6 ГЧН25/34 виконується в табличній формі за допомогою програми по таким вихідним даним:

1. Діаметр поршня $D = 0,25\text{м}$
2. Частота обертання колінчастого валу $n = 500 \text{ хв}^{-1}$
3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$ $h_{\max} = 200\text{мм}$
4. Максимальний тиск згоряння $P_{\max} = 10,646 \text{ МПа}$
5. Кривошипно-шатунне відношення:

$$\lambda_L = \frac{R}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,17}{0,70} = 0,24$$

6. Масштаб індикаторної діаграми $m_P = 0,05 \text{ МПа/мм}$
7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально $m_s = 95\text{кг}$
8. Радіус кривошипу $R = 0,17\text{м}$
9. Кут максимального тиску $\Delta \varphi = 8^\circ$
10. Кутова швидкість колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,3 \text{ рад/с}$$

Масу деталей, що рухаються зворотно - поступально знаходимо з формули:

$$m_s = m_{\text{п}} + 1/3(m_{\text{ш}}) = 75 + 60/3 = 95 \text{ кг};$$

де $m_{\text{п}} = 75\text{кг}$ – маса поршня

$m_{\text{ш}} = 60\text{кг}$ – маса шатуна.

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю 2.5.

					ПІНІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗВАЛИЩНОГО ГАЗУ

3.1 Обґрунтування вибору газоподібного палива – звалищного газу

Перспективним направлення роботи з покращенням екологічної ситуації в державі є використання нових альтернативних джерел енергії, які не завдають шкоди навколишньому середовищу та мають економічний ефект. Великі перспективи на сьогодні вбачається в використанні для газових поршневих двигунів в якості палива – звалищного газу (біогазу) для генерації електроенергії.

Основними перевагами використання технологій виробництва біогазу є:

- відновлюване джерело енергії (біомаса);
- високий потенціал виробництва біогазу з відходів агропромислового комплексу і полігонів твердих побутових відходів;
- стабільність виробництва електроенергії з біогазу протягом року;
- універсальність способів енергетичного використання біогазу (виробництво енергії, палива для автомобілів)
- конкурентоспроможне енергетичне використання орних земель у порівнянні з виробництвом рідких моторних палив (біоетанолу та біодизелю);
- зниження негативного впливу на навколишнє середовище за рахунок переробки та знешкодження відходів і скорочення викидів парникових газів в атмосферу[1-4].

Також використання технологій виробництва біогазу має і свої недоліки:

- велика питома вага у біогазі домішок (30–40% CO₂), що потребує наявності очисних заводів або блоків;

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- низький виробничий потенціал і рентабельність біогазових установок;
- попередня підготовка окремих органічних відходів (соломи, деревини) шляхом ензиматичного або кислотного гідролізу;
- підвищення вивільнення окису азоту;
- процес метаногенезу є непрогнозованим і важко піддається регуляції[1-4].

Для біогазових електростанцій найбільш ефективними є наступні види сировини: відходи з ферм, сільськогосподарських підприємств (силос, жом, гній, послід), стічних вод, побутові відходи зі сміттєзвалищ і полігонів. Тобто та сировина, для якої характерна ферментація (мікробне розкладання та бродіння за допомогою бактерій) і здатність виділяти біогаз, який на 60-70% складається з метану і на третину із CO₂.

Прискорення процесу перетворення і ферментації сировини відбувається за рахунок її підігріву в спеціальних реакторах, подальшого перемішування і акумулювання біогазу в резервуарах перед здійсненням процесу виробництва теплової та електричної енергії і, якщо треба, біометану після очищення біогазу від вуглекислого газу[1-5]. На виході процесу виробництва біогазу може залишатися ферментована сировина (дігестат), яку можна застосовувати як екологічно чисте добриво.

Електростанції на біомасі зазвичай працюють на відходах деревообробки (брикети, пелети, гілки) та зернових культур (стебла, солома, луска насіння). Але навіть цю сировину можна застосовувати в біогазових реакторах за допомогою спеціальних технологій. Отже, принципова різниця біогазової електростанції від електростанції на біомасі полягає у виробленні побічних продуктів (добрив і біометана) на відміну від останньої, де відбувається повне спалювання сировини для отримання електрики і тепла.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Задачею даного дослідження є визначення ефективності використання звалищного газу (біогазу) для генерації електроенергії. Також потрібно визначити наскільки вибір палива впливає на ефективні показники двигуна.

3.2 Визначення впливу виду палива на ефективні показники

Для визначення впливу виду палива на ефективні показники робочого процесу поршневого газового двигуна було здійснено розрахунок робочого процесу двигуна 6 ГЧН 25/34 для різних видів палива:

- а). Біогаз, з фракційним складом газу $57\% \text{CH}_4 + 40\% \text{CO}_2 + 3\% \text{N}_2$;
- б). Природний газ, з фракційним складом $92\% \text{CH}_4 + 2\% \text{C}_3\text{H}_8 + 2\% \text{C}_4\text{H}_{10} + 2\% \text{CO}_2 + 1\% \text{CO} + 1\% \text{N}_2$.

Основні отримані значення параметрів, зміна яких визначилася зміною виду палива були занесені в таблицю № 3.1

Таблиця № 3.1

Результати розрахунку поршневого газового двигуна 6 ГЧН 25/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Біогаз	Природний газ
1	$Q_H, \text{кДж/м}^3$	20406	37254
2	$L_0, \text{кмоль/ кмоль}$	5,429	9,881
3	$M_1, \text{кмоль/ кмоль}$	9,143	15,821
4	$M_{\text{CO}_2}, \text{кмоль/ кмоль}$	0,970	1,09
5	$M_{\text{H}_2\text{O}}, \text{кмоль/ кмоль}$	1,14	2,02
6	$M_{\text{O}_2}, \text{кмоль/ кмоль}$	0,570	1,038
7	$M_{\text{N}_2}, \text{кмоль/ кмоль}$	6,463	11,719
8	$M_2, \text{кмоль/ кмоль}$	9,143	15,866
9	$P_d, \text{МПа}$	0,180	0,180
10	$T_d, \text{К}$	369	369
11	γ_r	0,045	0,045

12	Φ_c	0,874	0,874
13	P_c , МПа	4,318	4,318
14	T_c , К	885	885
15	T_z , К	2145	2246
16	P_z , МПа	10,464	10,962
17	P_b , МПа	0,588	0,616
18	T_b , К	1206	1263
19	λ	2,42	2,54
20	P_{mi} , МПа	1,169	1,256
21	η_i	0,415	0,424
22	b_i , кг/кВт*год	0,425	0,228
23	η_m	0,88	0,88
23	P_{me} , МПа	1,031	1,119
24	η_e	0,37	0,38
25	b_e , кг/кВт*год	0,482	0,256
26	B , кг/год	202	108
27	P_{ep} , кВт	430	466

Основним фактором який впливає на індикаторні та ефективні показники двигуна є нижча теплота згоряння палива, що використовується. Нижча теплота згоряння біогазу складає всього 55% від нижчої теплоти згоряння природнього газу. Параметри процесу наповнення та процесу стиску не залежать від теплоти згоряння, тому для двох варіантів розрахунку вони незмінні.

По-перше зменшилася максимальна температури згоряння T_z в двигуні, що працює на біогазі. Дана зміна пов'язана з більшою величиною теплоємності природнього газу в порівнянні з біогазом.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна $P_{\max}$ залежить від величини максимальної температури згоряння T_z , тому відповідно і підвищився максимальний тиску згоряння

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

При збільшенні максимального тиску згоряння в циліндрі двигуна $P_{\max}$, при однаковому P_c збільшилась λ (ступінь підвищення тиску). Дане збільшення λ автоматично приводить до збільшення величини середньо індикаторного тиску та індикаторного коефіцієнту корисної дії.

Питома ефективна витрата палива фактично прямопропорційно залежить від нижчої теплоти згоряння палива. Так як нижча теплота згоряння біогазу складає всього 55% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата біогазу на 55% більша ніж при роботі на природньому газі.

Потужність двигуна прямопропорційно залежить від середньо ефективного тиску P_{me} . Тому збільшення потужності двигуна при роботі на природньому газі прогнозована і відповідає величині на яку збільшився середньо ефективний тиск.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Висновок

Згідно завдання на випускню кваліфікаційну роботу були проведенні розрахунки робочого процесу газового двигуна який працює на біогазі та природньому газі. Провівши розрахунки робочого процесу газового поршневого двигуна робимо наступні висновки:

1. Зменшилася максимальна температури згоряння T_Z в двигуні, що працює на біогазі. Дана зміна пов'язана з меншою величиною теплоємності біогазу в порівнянні з природнім газом.

2. Так як максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна $P_{\max}$ залежить від величини максимальної температури згоряння T_Z , тому відповідно і підвищився максимальний тиску згоряння при роботі двигуна на природньому газі.

3. При збільшенні максимального тиску згоряння в циліндрі двигуна $P_{\max}$, при однаковому P_c збільшилась λ (ступінь підвищення тиску). Дане збільшення λ автоматично приводить до збільшення величини середньо індикаторного тиску та індикаторного коефіцієнту корисної дії.

4. Величина питомої ефективної витрати газового палива прямопропорційно залежить від її нижчої теплоти згоряння. Так як величина нижчої теплоти згоряння біогазу складає всього 55% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата біогазу на 55% більша ніж при роботі на природньому газі.

5. Потужність двигуна прямопропорційно залежить від середньо ефективного тиску P_{me} . Тому збільшення потужності двигуна при роботі на природньому газі прогнозована і відповідає величині на яку збільшився середньо ефективний тиск.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

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.

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 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	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.

В ході виробничого процесу відбувається взаємодія людей з оточуючим їх виробничим середовищем. У широкому розумінні виробниче середовище включає в себе комплекс виробничих споруд з усіма їх елементами (напр., стіни, підлога, стеля, східці, вікна тощо), знаряддя праці (машини, механізми, інструмент, прилади та ін.), сировину, напівфабрикати, матеріали, енергоносії, повітряне середовище, а також інших людей і являє собою певне джерело небезпеки. Для того, щоб гарантувати виконання усіх робіт найбільш безпечним способом, та позбавити працюючих від небажаного ризику травм, пошкодження здоров’я чи майна, охорона праці використовує системний підхід та системний аналіз. Системою, яка вивчається в охороні праці, є система «людина –виробниче середовище».

Процес системного аналізу здійснюється відносно виробничого середовища, де люди, технологічні процеси, обладнання/механізми та виробничі приміщення є складовими частинами, які можуть впливати на безпеку та успішне виконання роботи або поставленої задачі. Кожен з цих елементів може додавати деяку міру ризику на людей або обладнання у процесі виконання роботи. Люди, наприклад, можуть бути небезпечні для себе та оточуючих у промисловому або технологічному середовищі. Неуважність, недостатня професійна підготовка, недоречні жарти, стомленість, стреси, образи та особисті проблеми (одруження, фінансові проблеми тощо) – все це так звані людські або соціальні чинники, які являються перешкодою оптимальному або бажаному рівню виконання робіт

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

людьми. Так само, деякі види машин та устаткування можуть являти небезпеку, навіть якщо вони працюють так, як треба, без збоїв (наприклад, транспорт, преси, ручний інструмент тощо). Не точно складена або неправильно виконана технологічна інструкція також може спричинити небезпеку під час технологічного процесу[8].

4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище

Експлуатація й обслуговування газових двигунів-генераторів повинні проводитися відповідно до технічного опису й інструкції для експлуатації стаціонарних газових двигунів-генераторів виробництва АТВТ «Первомайськдизельмаш».

Викиди вихлопних газів - основна причина перевищення допустимих концентрацій токсичних речовин і канцерогенів в атмосфері великих міст. Кількість що виділяються в атмосферу двигунами внутрішнього згорання забруднюючих речовин визначається масовим викидом газів і складом газів, що відходять.

Основні засоби зниження токсичності та димності:

- поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;
- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;
- системи глибокої комплексної утилізації низькопотенціального тепла сучасних поршневих двигунів внутрішнього згорання на основі термохімічних циклів[9-12].

З метою виявлення підвищеного змісту газу (метану) і забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу, у машинному приміщенні повинен встановлюватися аналізатор метану АТ1-1 (або аналогічний йому прилад). Настроювання спрацьовування аналізатора метану – 1% по обсязі або 20% НКПП (нижня концентраційна межа поширення полум'я).

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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 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) [8].

Основною задачею при конструюванні та експлуатації газових поршневих двигунів є зменшення шкідливого впливу шуму. Задачу вирішують за рахунок організації робочого місця та конструктивному виготовленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення і обробки деталей двигуна[13].

Для зниження шуму необхідно насамперед використовувати конструктивні та технологічні методи, які в свою чергу залежать від

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

походження звуку, конструктивних особливостей обладнання. Надзвичайно ефективним методом зниження шуму в джерелі його виникнення в деяких випадках може стати зміна технології [14].

При конструюванні механічного обладнання в першу чергу слід намагатися зменшити рівень коливань конструкції або її елементів, що створюють шум.

З метою зменшення загального шуму, який створює двигун, використовують шумопоглинальні покриття поверхонь корпусних деталей двигуна, встановлюють двигун у шумопоглинальні камери.

Знизити шум кривошипно-шатунного і газорозподільчого механізмів можна застосуванням кришки газорозподільчого механізму та піддона картеру з метало пластикових матеріалів із високим внутрішнім тертям. Зменшення шуму відбувається в результаті перетворення звукової енергії в теплову.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Використання звукопоглинальних конструкцій може дати ефект зниження шуму на 12–15 дБА поблизу від цих конструкцій. Поблизу джерела шуму ефект зниження шуму не перевищує 2–5 дБА. Однак, при цьому, за рахунок змін структури звукового поля знижуються дискомфортні акустичні умови і поліпшується слухова адаптація людини в приміщенні.

Метод зниження шуму звукопоглинанням застосовують, якщо неможливо забезпечити нормальних акустичних умов методами зниження шуму в джерелі випромінювання та звукоізоляції. Цей метод доцільно застосовувати, якщо у приміщенні доля прямого та відбитого звуку майже дорівнюють один одному (дифузне акустичне поле), та є можливість облицювання звукопоглинаючим матеріалом майже 60% поверхонь у приміщенні.

До заходів зниження вібрації відносять:

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

- зниження вібрації в джерелі її виникнення (вибір на стадії проектування кінематичних і технологічних схем, які знижують динамічні навантаження в устаткуванні);

- зниження діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення (вібропоглинання, віброгасіння, віброізоляція);

- організаційно-технічні (своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням);

- організаційне – режимні (режим праці та відпочинку, заборону залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років, тощо).

Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна

У машинному приміщенні для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна, повинні вивішуватися:

Інструкція, що визначає обов'язки і дії персоналу як в умовах нормальної роботи, так і в аварійних ситуаціях.

Список операторів з вказівкою номерів і термінів дії їх посвідчень на право роботи і графік виходу на роботу.

У службовому приміщенні повинні знаходитися журнали: вахтовий, профілактичних ремонтів і оглядів, записів результатів контролю. Забороняється експлуатувати дизелі у разі яких-небудь неполадок, а також залишати без нагляду агрегати, включені в роботу.

Під час підготовки ремонтів керівник, відповідальний за їх проведення, намічає план з урахуванням здійснення усіх заходів, що гарантують безпеку людей.

План повинен містити: схему ремонтного об'єкту з нанесенням місць проведення ремонтних робіт і вказівкою їх об'єму; перелік механізмів, пристосувань і інструментів, дозволених до використання для ремонтних робіт; список і розставляння робочих, таких, що допускаються до ремонтних

робіт; повний перелік заходів щодо забезпечення безпечного проведення робіт, узгоджений з газорегулювальною станцією, і відмітку про їх виконання.

План проведення ремонтів у кожному окремому випадку має бути підписаний начальником цеху. Керівник ремонту, крім того, інструктує персонал і контролює виконання Правил в ході підготовки і проведення ремонтних робіт.

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

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

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

При ремонтах можна використовувати тільки переносне електроосвітлення з напругою не вище 12 - 24 В і у вибухобезпечному виконанні. Роботи, пов'язані з перебуванням людей на висоті, повинні вестися за допомогою надійних сходів, майданчиків а також з використанням, при необхідності, запобіжних поясів (місця захоплення поясами вказуються керівником ремонту).

Після закінчення ремонту потрібно негайно прибрати обтиральні і горючі матеріали, їх сліди.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Висновок

Було виконано випускню кваліфікаційну роботу для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр на тему: «Проект 4- тактного газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі – зва-лищному газі».

Об'єктом дослідження був вибраний 4-тактний газовий поршневий двигун з газотурбінним наддувом 6 ГЧН 25/34. Двигун працює в парі з генератором змінного струму для виготовлення змінного трифазного струму.

Метою роботи був вибір оптимального виду газоподібного палива для газового двигуна з метою економії енергоресурсів та покращення екологічної ситуації в регіонах.

В РОЗДІЛІ 1 були описані основні конструктивні вузли та деталі проєктованого газового двигуна та надана інформація про об'єкт використання двигуна - електростанції для якої проєктується двигун[6].

В РОЗДІЛІ 2 було виконано вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу. Був проведений розрахунок для двох видів газоподібного палива (природного газу та біогазу). За результатами отримано параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс газового двигуна, розраховано та побудовано теоретичну і дійсну індикаторну діаграму газового двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в кри-вошипно - шатуном механізмі[7].

В РОЗДІЛІ 3 було проведено обґрунтування вибору газоподібного палива – біогазу. Було наведено основні перевагами та недоліки використання технологій виробництва біогазу [1-5]. Провівши розрахунки робочого процесу газового поршневого двигуна робимо наступні висновки:

- зменшилася максимальна температури згоряння T_z в двигуні, що працює на біогазі і відповідно максимальний тиск згоряння P_{max} . Дана зміна пов'язана з меншою величиною теплоємності біогазу в порівнянні з природ-нім газом.

					ПННІ НУК 142.44.24.08. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- при збільшенні максимального тиску згоряння $P_{\max}$, збільшилась λ (ступінь підвищення тиску). Дане збільшення λ автоматично приводить до збільшення величини середньо індикаторного тиску та індикаторного коефіцієнту корисної дії.

- величина питомої ефективної витрати газового палива прямопропорційно залежить від її нижчої теплоти згоряння. Так як величина нижчої теплоти згоряння біогазу складає всього 55% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата біогазу на 55% більша ніж при роботі на природньому газі.

- потужність двигуна прямопропорційно залежить від середньо ефективного тиску $P_{\text{ме}}$. Тому збільшення потужності двигуна при роботі на природньому газі прогнозована і відповідає величині на яку збільшився середньо ефективний тиск.

В розділі охорона праці та навколишнього середовища були розглянуті загальні питання охорони праці і навколишнього середовища[8]. Також були запропоновані основні засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів[9-12].

Запропоновані заходи зі зменшення шкідливого впливу шуму при конструюванні та експлуатації газових поршневих двигунів. Задачу вирішують за рахунок організації робочого місця та конструктивному виготовленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення і обробки деталей двигуна[13-14].

ЛІТЕРАТУРА

1. Тверді побутові відходи в Україні: потенціал розвитку сценарії розвитку галузі поводження з твердими побутовими відходами. Підсумковий звіт. URL: <http://www.ifc.org/wps/wcm/connect/0a7bb98c-9501-48f9-82c3>
2. Переробка відходів в розвинених країнах світу. URL: <http://www.biowatt.com.ua/analitika/pererobka-vidhodiv-v-rozvinenih-krayinah-svitu/>.
3. Сайт державної служби статистики в Україні URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>
4. Веденіна Ю. Ю., Петрухненко Л. Є., Велькін Б. О. Утилізація твердих побутових відходів як основа сталого економічного розвитку. Вісник Хмельницького національного університету: Економічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2019. № 4. С. 7–11.
5. Закон України «Про альтернативні види палива» від 14 січня 2000 р. Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2000. № 1391-XIV (ст. 1).
6. Газовий двигун-генератор ДвГА - 400. АТДВ «Первомайськдизельмаш». Інструкція з експлуатації. 188 - 0000 ІЕ. 2003.
7. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.-Первомайськ ППІ, 2010.
8. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. — К.: Основа, 2006 — 448 с.
9. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла малооборотных ДВС на базе гидридной технологии. Авиационно-космическая техника и технология // Научно - технический журнал, 2013, № 8(105) – С.61–66.
10. О. Cherednichenko, М. Tkach, В. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

					ПННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

11. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. № 1.– С. 35 - 41.

12. 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.

13. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.08 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		