

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 $P_e = 410$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі – шахтному метані». Прототип 6 ГЧН 25/34

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-22з
_____ ***Яковенко О.А.***
(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 $P_e = 410$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі – шахтному метані».

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 шахтного метану. 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 _____ Яковенко О.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Галинкін Ю.М.
(підпис)

Анотація

Мета роботи - вибір раціонального виду палива з метою утилізації вторинних промислових газів на гірничодобувних підприємствах та зменшення парникових викидів в атмосферу.

Завданням роботи є аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу газового двигуна, який працює на шахтному метані, перевірити його енергоефективність та автономність.

В третьому розділі був проведений порівняльний аналіз робочого процесу газового двигуна який працює на шахтному метані та природньому газі. В результаті аналізу було виявлено, що при переході з природнього газу на шахтний метан погіршуються економічні показники роботи двигуна. Перевагами використання шахтного метан є екологічність, автономність, мобільність та енергобезпека.

Ключові слова: газовий двигун, шахтний метан, екологічність, автономність, мобільність.

Abstract

The aim of the work is to choose a rational type of fuel in order to utilize secondary industrial gases at mining enterprises and reduce greenhouse gas emissions into the atmosphere.

The objective of the work is an analytical method to calculate the working process of a gas engine running on coal mine methane, to check its energy efficiency and autonomy.

In the third section, a comparative analysis of the working process of a gas engine running on coal mine methane and natural gas was carried out. As a result of the analysis, it was found that when switching from natural gas to coal mine methane, the economic performance of the engine deteriorates. The advantages of using coal mine methane are environmental friendliness, autonomy, mobility and energy security.

Key words: gas engine, coal mine methane, environmental friendliness, autonomy, mobility.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	6
1.1 Обґрунтування вибору альтернативного палива	6
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	19
2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу	19
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	22
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	32
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	38
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	43
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ	
ВИКОРИСТАННЯ ШАХТНОГО МЕТАНУ	50
3.1 Обґрунтування вибору газоподібного палива – шахтного метану	50
3.2 Визначення впливу виду палива на ефективні показники	52
3.3 Висновок	55
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	56
4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища	56
4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище	59
ВИСНОВКИ	65
ЛІТЕРАТУРА	67
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 142.44.24.03. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Яковенко О.А			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевірів		Галинкін Ю.М.								З	
								44-ЕМ-22з			
Н. контр.		Галинкін Ю.М.									
Затвердив		Нестеренко ВВ									

ВСТУП

Шахтний метан як побічна корисна копалина використовується понад 50 років. На метан вугільних родовищ як самостійну корисну копалину за кордоном звернули увагу після нафтової кризи 1973 року. У США ці роботи заохочувалися шляхом зниження податків і надання кредитів. Запаси метану в США, за даними нафтової ради й інституту газової промисловості, складають до глибини 900 м від 8,5 до 14 трлн м³ при запасах вугілля 2 520 млрд т. У 1998 за даними Агенції з охорони довкілля США з вугільних пластів великої потужності з метаноносністю від 8,5 до 19,2 м³/т добуто й утилізовано близько 10 млрд м³ метану, що майже в 12 разів більше, ніж у 1997. У США експлуатується понад 5 000 свердловин, які видобувають газ з вугільних пластів. У 2000 видобуток метану з вугільних родовищ оціночно склав 40 млрд м³[1-2].

Уже в 1992 технологія видобування шахтного метану досягла такого високого рівня, що його собівартість стала в 2–3 рази нижчою за собівартість видобування природного газу. Основна частина вугільного газу в США видобувається на вугільних родовищах, де видобуток вугілля не проводиться або й зовсім не передбачається. Для запобігання шкідливому впливу на навколишнє середовище викидів метану із закритих шахт організовано його видобуток і подачу в газопроводи або використання як палива для котельних чи енергоустановок.

В Україні метаноносність кам'яного вугілля Донецького та Львівсько-Волинського басейнів коливається в межах 0,5–25 м³/т. Ресурси метану в розвіданих кондиційних вугільних пластах до глибини 1800 м становлять 0,45–0,55 трлн м³. У породах акумульовано в 1,5–2 рази більше вуглеводневих газів, ніж у вугільних пластах, тобто в них не менше 1,5–2,0 трлн м³ метану. Таким чином, вугільні родовища України містять близько 2,5–3,0 трлн м³ CH₄.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

За іншими оцінками ресурси метану тільки у вугільних пластах діючих шахт Донбасу становлять 0,491 трлн м³. Ресурси метану у вугільних пластах за межами полів діючих шахт - 0,592 трлн м³; ресурси вільного метану у вмісних породах - 3,77 трлн м³. Загалом - понад 4,0 трлн м³.

Газова зональність Донбасу сформувалася в два етапи. Перший етап - доінверсійний період розвитку басейну - характеризується потужним осадонакопиченням з інтенсивним процесом газогенізації і формуванням первинної вертикальної газової зональності, що відображає газопродукуючі здатності вугленосної товщі і ступінь насичення вугілля і самих газів в залежності від існуючих термодинамічних умов. Другий етап - період геологічного розвитку прогину - характеризується інтенсивним перерозподілом газів в осадовій товщі басейну і руйнуванням первинної газової зональності з трансформуванням її в сучасну вертикальну і площинну зональність. Вона обумовлена закономірними змінами колекторських властивостей вмісних порід[1-3].

Мета роботи - вибір раціонального виду палива з метою утилізації вторинних промислових газів на гірничодобувних підприємствах та зменшення парникових викидів в атмосферу.

Завданням роботи є аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу газового двигуна, який працює на шахтному метані, перевірити його енергоефективність та автономність.

Об'єктом дослідження є – рядний 4 - тактний середньо обертовий газовий поршневий двигун з наддувом 6 ГЧН 25/34 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш» [4].

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Обґрунтування вибору альтернативного палива

Завданням на випускню бакалаврську кваліфікаційну роботу був запропонований проект стаціонарного поршневого газового двигуна номінальною потужністю 410 кВт., який працює на альтернативному газоподібному паливі – шахтному метані.

У світі використання метану вугільних родовищ наприкінці ХХ ст. ще не набуло поширення. В 1998 в США з вугільних пластів великої потужності з метаноносністю 8,5–19,2 м³/т видобуто і утилізовано близько 10 млрд м³ метану, що майже в 12 разів більше, ніж у 1997. В США експлуатується понад 5000 свердловин, які видобувають газ з вугільних пластів. Видобуток метану вугільних родовищ у США в 2000 склав 30 млрд м³[1].

В Україні використання метану вугільних родовищ знаходиться на початковій стадії. Аналіз діяльності об'єднання «Донецьквугілля» за останні 10 років ХХ ст. показав, що з 4,5 млрд м³ метану, який виділився при видобуванні вугілля, 80% було викинуто в атмосферу, 18% каптовано системами підземної дегазації, 2 % вилучено через свердловини, пробурені з поверхні. У каптованій метаноповітряній суміші концентрація метану частіше за все складає < 25% (тільки іноді до 60%), що обумовлює обмежене його використання в енергетиці (близько 9%)[1-2].

Шахтні методи дегазації метану широко застосовуються в Німеччині (ресурси 3–4 трлн м³), Великій Британії (1,9–2,8 трлн м³), Австралії (6,0 трлн м³) та інших країнах. У Польщі (ресурси 1,6–2,0 трлн м³), Чехії (1,1–1,5), КНР (25–30 трлн м³) широко ведуться роботи з використання метану як у процесі видобутку вугілля в шахтах, так і на розвіданих вугільних родовищах. Метан вугільних родовищ на 35–40 % дорожчий за природний газ, однак з урахуванням знижок та організаційно-виробничих заходів, передбачених спеціаль-

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ним законодавством у США видобуток метану з вугільних пластів є цілком рентабельним[2].

Найперспективнішим вважається видобування метану вугільних родовищ із застосуванням свердловин, пробурених з поверхні. У залежності від стану перебування метану в газовому колекторі застосовуються три технології добування метану вугільних родовищ:

- для дегазації масиву, який містить вугільні пласти, породи з розсіяною вугільною речовиною і газonosні пісковики, використовують технологію з частковим розвантаженням масиву в результаті його підробки і відводом газу через спрямовані дегазаційні свердловини. Суть способу полягає в просторовому розташуванні активного стовбура свердловини згідно з особливостями формування зони повного зрушення вуглепородного масиву при його підробці. Нижню частину свердловини бурять паралельно одній з границь зони повного зрушення.

- попередня дегазація шахтних полів до будівництва шахти застосовується при наявності геологічних структур, які включають антиклінальні, купольні та флексурні системи, що мають газonosні пісковики, що вкриті шаром герметизуючих порід (так званні «газові пастки»). Дегазаційну свердловину бурять в найпродуктивнішій точці «пастки» з перебором продуктивних за газом горизонтів. Свердловину кріплять обсадною колоною, розрахованою на тривалий термін експлуатації, перфорованої по потужності продуктивних горизонтів.

- технологія попередньої дегазації вуглепородного масиву із застосуванням гідродинамічного способу обробки вугільних пластів та газonosних порід. Суть її полягає у закачуванні робочої рідини в пласт при витратах, які перевищують природну приймальну здатність пласта. Це приводить до багатократного підвищення проникності пласта за рахунок розкриття і розширення природних тріщин, які об'єднані в єдину гідравлічну систему, орієнто-

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

вану до свердловини, по якій після видалення робочої рідини відбувається транспортування газу з пласта до свердловини [3].

Здатність метану вугільних пластів скласти економічну конкуренцію природному газу залежить від чотирьох основних взаємозалежних критеріїв: дебіту і продуктивного життя свердловини; низьких капітальних і експлуатаційних витрат; наявності надійного і конкурентоздатного ринку для збуту видобутого газу; обсягів видобутку (експлуатації). Для успішної розробки метанових покладів, перш ніж говорити про економічну привабливість того чи іншого проекту видобутку метану, необхідно враховувати й оцінювати всі чотири критерії.

Задача концентрування метану у вихідній структурі може бути вирішена шляхом переведення його у твердий стан у вигляді кристалогідратів, оскільки гідратна технологія дешевша в порівнянні з іншими технологіями. Існують апаратні розробки на рівні лабораторних і напівпромислових установок, для Донбасу підготовлений проект «Метан» по утилізації шахтного метану.

Метан вугільних родовищ є джерелом для одержання моторного палива (замінник нафтопродуктів) і може використовуватися для одержання електроенергії.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції проектного двигуна[4].

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[4].

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 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						9
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[4].

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

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		10

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[4].

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 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		11

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[4].

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 бурт 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[4].

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

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Вкладиші сталеві-бабітові. Від обертання і осевого зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу[4].

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[4].

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[4].

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 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		13

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[4].

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[4].

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 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		14

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.

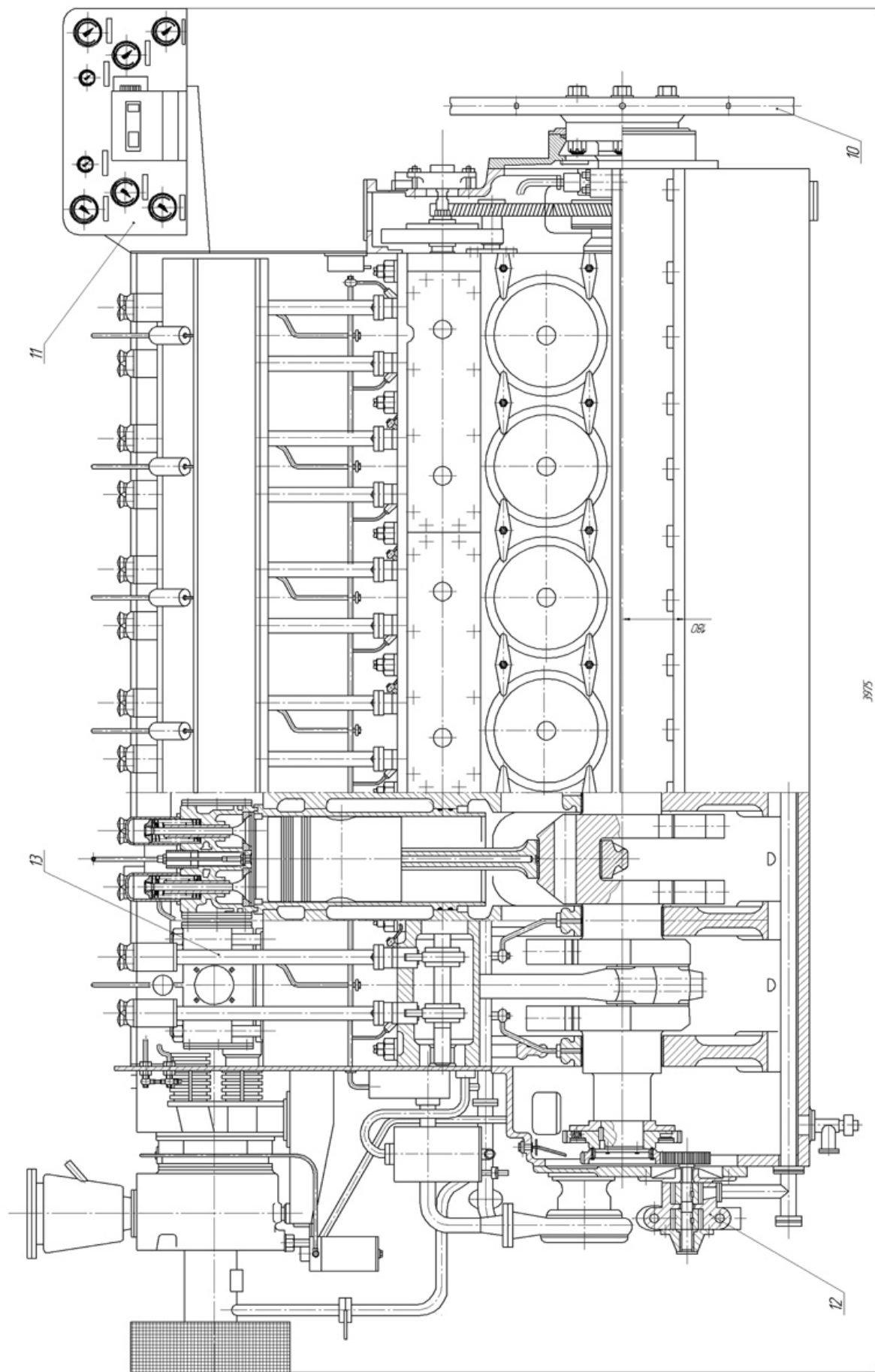
Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслосборні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками[4].

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

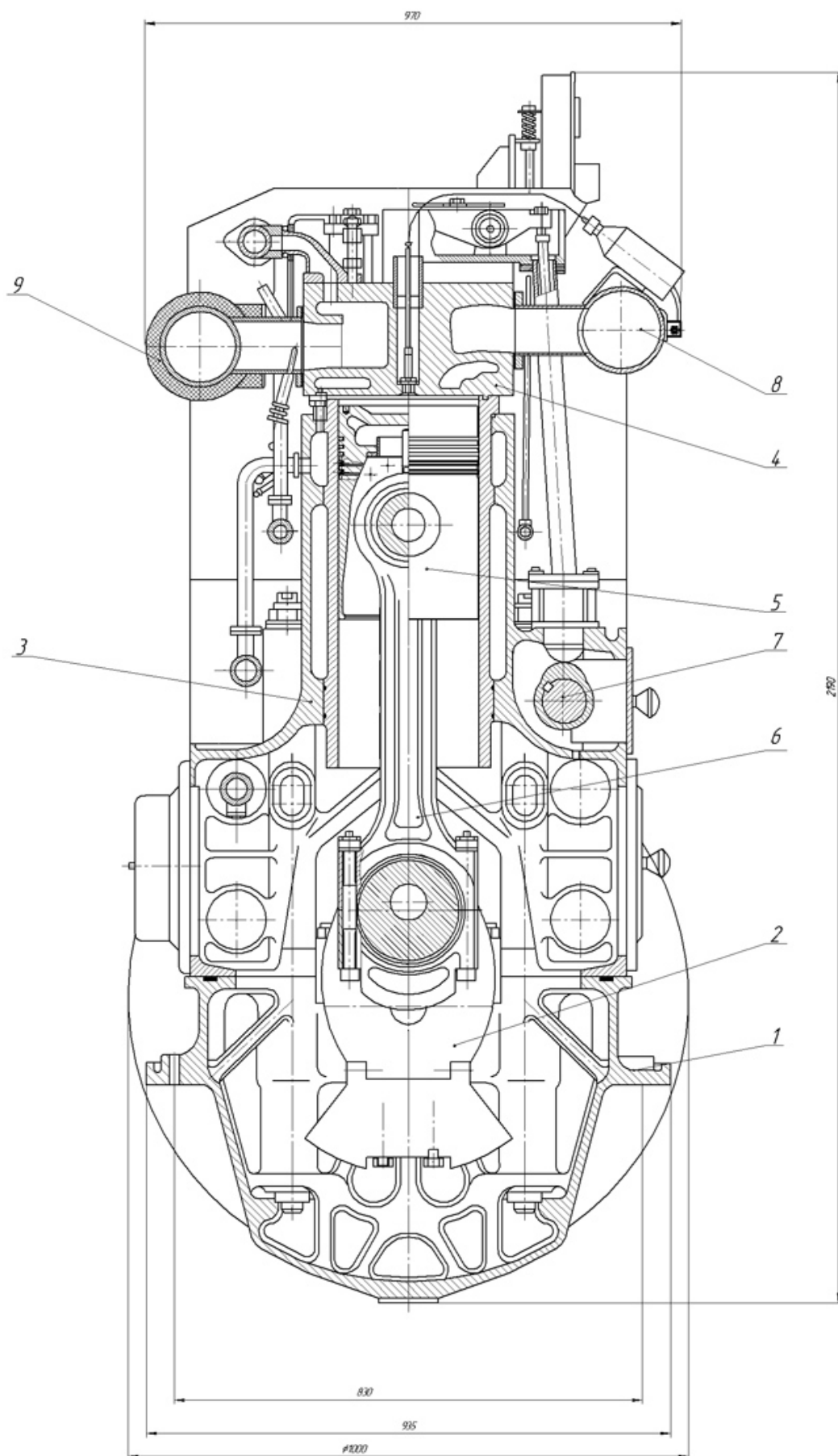
Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів[4].

Паливо. Для роботи газового двигуна застосовується шахтний газ-метан із тиском перед двигуном на вході в редуктор від 0,1 до 4,0 кгс/см². Фракційний склад шахтного газ-метану і його параметри узгоджуються із заводом-виробником двигуна для кожного випадку постачання.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		17



Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ

Арк.

18

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[5]:

- *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 $P_n = 0,190$ МПа, [5].

- *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, [5]. 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 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						19
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, [5]. 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 [5]. 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 $\lambda = 2,4 \dots 2,9$ [5].

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 $\zeta = 0,90$ [5].

- *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 $0,70-0,85$ [5]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z = 0,82$.

					ПННІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Вид палива – шахтний метан.

Приймаємо фракційний склад шахтного метану:

Метан $CH_4 = 50 \%$;

Етан $C_2H_6 = 0 \%$

Пропан $C_3H_8 = 0 \%$

Бутан $C_4H_{10} = 0 \%$

Пентан $C_5H_{12} = 0\%$

Двоокис вуглецю $CO_2 = 35 \%$

Оксид вуглецю $CO = 5 \%$

Азот $N_2 = 10 \%$

Кисень $O_2 = 0 \%$

Водень $H_2 = 0 \%$

					ПІНІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.2.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	410	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	$P_H =$	190	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,5	
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"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	

Природний газ

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

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

$$Q_H = 18530 \text{ кДж/м}^3$$

2.2.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 4,881 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 8,321 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 0,900 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,000 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,513 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 5,884 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 8,296 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = -0,025 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 0,997$$

2.2.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

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

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 25$$

$$\Delta T_{int} = 338 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 336 \text{ K}$$

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).

$$P_d = 171 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,048$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,869$$

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.

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

$$P_c = 4102 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

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

2.2.6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 0,997$$

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:

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

$$R_{CO_2} = 0,108$$

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

$$R_{H_2O} = 0,121$$

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

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

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

$$R_{N_2} = 0,709$$

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:

$$a = 25,03$$

$$b = 184,69$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 35,936 \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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:

$$a = 24,33$$

$$b = 8,43$$

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:

$$A = 184,17$$

$$B = 24,96$$

$$C = 53947,30$$

Звідки:

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

$$t_z = 1896 ^\circ C$$

$$T_z = 2169 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10030 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,45$$

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

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$P_{\varepsilon} = 564 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1220 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 969 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 834 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 1,93$$

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

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

$$P_{mi} = 1126 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,423$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,459 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

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

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$C_{II} = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_M = 138 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 989 \text{ кПа}$$

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.

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

$$g_e = 0,523 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 214,59 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 99,54 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,59 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339 \text{ мм}$$

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.

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

$$P_{ep} = 412 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 411 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,5 \%$$

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

2.3. Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

2.3.1 Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	410	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:	$Q_H =$	18530	кДж/нм ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	214,59	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,423	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	8,321	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	8,296	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	969	К
температура на початку стиску	$T_d =$	369	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі:

$$mC''_v = 25,01 \text{ кДж/кмоль К}$$

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі:

$$mC'_v = 24,34 \text{ кДж/кмоль К}$$

середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = 1126 \text{ кПа}$$

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:

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

$$Q_{II} = 1104559 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 410000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 37,12 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 410000 \text{ Дж/с}$$

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:

$$Q_e = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

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

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:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,08-0,16$	0,15
$W_{ст.}=0$	$W_{вип}=0,01-0,05$	0,03

$$Q_w = 198821 \text{ Дж/с}$$

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:

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

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:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 223350 \text{ Дж/с}$$

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.

$$\Delta T_v = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00800 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,90$$

$$P_{в.н.} = 0,871 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 871 \text{ Дж/с}$$

2.3.8. Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 224221 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 20,30 \%$$

2.3.9. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 33,324 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,654 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\Gamma} = 445997 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 40,38 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\text{в}}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Gamma}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

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

$$\Delta_{MD} = 0,04$$

тоді

$$Q_{MD} = 40659 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 15258 \text{ Дж/с}$$

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

$$\Delta T_m = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,000972 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,90$$

$$P_{M.H.} = 0,378 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 378 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 15636 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,42 \%$$

2.3.11. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 8704 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 0,79 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 3.1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	410000	37,12
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	224221	20,30
теплота, яка виноситься випускними газами	445997	40,38
теплота, яка відводиться маслом	15636	1,42
невраховані теплові втрати	8704	0,79
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1104559	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 [5].

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 - $m_V = \frac{l_V}{\varepsilon} = \frac{200}{10} = 20$ мм;

- по осі тисків:

1. Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_P = 0,95 \cdot l_V = 0,95 \cdot 190 = 180$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі тисків: $m_P = \frac{P_z}{l_P} = \frac{10,030}{180} = 0,05 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$;

Таблиця 2.4.1. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,126
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,102
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	10,030
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

					ПННІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						38
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	4,102	82	10,030	200
1,25	3,015	61	7,589	151
1,5	2,34	47	6,042	120
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	0,233	4,7	0,83	16
9	0,198	4,0	0,64	13
10	0,17	3,4	0,56	11

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;

- 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: $P_c = 4,102 \text{ МПа};$
8. Максимальний тиск: $P_{\max} = 10,030 \text{ МПа};$

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: $P_{c''} = 1,25 \cdot P_c = 1,25 \cdot 4,102 = 5,128 \text{ МПа};$

Координата точки $P_{c''}$: $5,128/0,05=103 \text{ мм};$

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 10,030 \text{ МПа}$

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 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						41
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 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						43
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 газового двигуна 6 ГЧН 25/34 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 $P_{\max} = 10,030 \text{ МПа}$
5. Кривошипно-шатунне відношення:

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

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:

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

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

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

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю 2.5.

					ПІНІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ШАХТНОГО МЕТАНУ

3.1 Обґрунтування вибору газоподібного палива – шахтного метану

Комплексний підхід до шахтного метану (вугільні пласти і вуглевмісні породи) як до потужного додаткового джерела вуглеводнів реалізує його переваги над іншими газоподібними горючими копалинами, бо за сучасних складних геополітичних передумов така стратегічна сировина, як викопне вугілля, у частині інтенсифікації видобутку, зниження собівартості та підвищення якості збагачення ще певний час переважатиме в Україні над іншими копалинами.

Комплексне освоєння власних газовугільних родовищ є тим напрямом, який дає потужний поштовх розвитку національної економіки і оперативно вирішує низку екологічних і соціальних проблем на державному рівні, а також сприяє різкому зменшенню імпортованих енергетичних ресурсів. За таких передумов видобуток шахтного метану планується здійснювати синхронно з інтенсивним відпрацюванням очисних вибоїв.

Це забезпечить одночасний рентабельний видобуток метану і вугілля завдяки впровадженню потокових технологій буріння свердловин із земної поверхні без збільшення екологічних ризиків порівняно з уже наявними при вуглевидобутку і створить підґрунтя для енергетичної і, відповідно, економічної незалежності України, а відтак, сприятиме незалежності держави від закордонних енергоносіїв і стабілізації її паливно-енергетичної галузі[6].

Оцінюючи перспективність видобування газу з вугільних пластів, перш за все було враховано такі показники, як метаносність та газовіддача вугілля. Вони передусім залежать від таких факторів, як: складність геолого-тектонічної будови площі; ступінь метаморфізму; газоємність; склад та фізико-хімічні властивості вугілля; пористість;

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сорбційні властивості, щільність а також газоносних порід; глибини залягання вугільних пластів; наявність та потужність покривних відкладів; гідрогеологічні умови; глибина залягання верхньої та нижньої границь метанової зони.

Газ метан є основною складовою частиною природних газів вугільних родовищ та шахтного газу. З повітрям метан утворює суміші: горючі (за наявності джерела) - при вмісті в них метану до 5 - 6 % і понад 14 - 16 % (за наявності кисню та джерела, а також температури); вибухові - при вмісті метану від 5 до 16 %. Максимальна сила вибуху має місце при вмісті метану в суміші 9,5 %.

У надрах метан вугільних родовищ (ділянок) перебуває в сорбованому, водорозчиненому і вільному станах.

У сорбованому стані перебуває переважно метан вугільних пластів, пропластків високо вуглистих порід, розсіяної і концентрованої органіки вмісних порід. Частка сорбованого метану у вугіллі і вуглистих породах може досягати 90 - 95 %. Газоносність вугілля змінюється в широких межах - від 5 - 10 до 35 - 45 м³/т.с.б.м.

Водорозчинений метан пластових і порових вод міститься в проникних породах з малим умістом (менше 5 - 10 %) розсіяної вуглистої речовини у зв'язку з її високою гідрофобністю. Гранична газонасиченість неуглистих порід, що містять природні гази у водорозчиненому стані, переважно не перевищує 0,1 - 0,4 м³/т.

У вільному стані метан містять головним чином проникні породи. Вільні вуглеводневі гази присутні і у вугіллі, і кількість їх у вугільних пластах сягає від декількох відсотків до 50 %. Вільний метан заповнює поровий простір як у вугіллі, так і у вмісних породах. Метаноносність вуглевмісних порід (пісковиків), що містять природні гази у вільному стані, досягає 3 - 8 м³/т і більше.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними типами колекторів вільного метану у вугільних басейнах і родовищах України є теригенні порові та тріщинувато-порові колектори пластового типу, що представлені різнофаціальними пісковиками. Відкрита пористість цих колекторів змінюється від 4 - 5 до 25 - 28 % (переважно - 7 - 15 %), проникність - від тисячних часток мілідарсі до десятків, рідко сотень мілідарсі. Гази надходять у проникні породні масиви переважно шляхом вивільнення із сорбованого і водорозчиненого станів за певних термодинамічних умов, а також у процесі метаморфізму вугілля, коли метан є одним із продуктів цього процесу. За наявності сприятливих геологічних факторів вони утворюють природні скупчення або поклади метану.

Розробка вугільних родовищ (ділянок), що супроводжується розвантаженням гірського масиву та утворенням техногенної тріщинуватості, сприяє активному переходу у вільний стан газів вугленосних товщ з подальшою міграцією їх до техногенного резервуара або поверхні. У разі обмеженого зв'язку з денною поверхнею цей процес призводить до утворення техногенних скупчень (покладів) вільного метану. Найбільше значення мають техногенні поклади, розташовані у вугленосній товщі над виробленим простором діючих шахт, і поклади, де гази скупчуються в штучних резервуарах погашених гірничих виробок.

3.2 Визначення впливу виду палива на енергоефективні показники

Визначаємо, за допомогою теплового розрахунку робочого процесу, як змінилися енергоефективні показники робочого процесу поршневого газового двигуна при використанні альтернативного газового палива – шахтного метану:

- а). Шахтний метан, з фракційним складом газу $50\% \text{CH}_4 + 35\% \text{CO}_2 + 5\% \text{CO} + 10\% \text{N}_2$;
- б). Природний газ, з фракційним складом $90\% \text{CH}_4 + 2\% \text{C}_3\text{H}_8 + 2\% \text{C}_4\text{H}_{10} + 2\% \text{CO}_2 + 2\% \text{CO} + 2\% \text{N}_2$.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Числові значення параметрів робочого процесу, зміна яких визначалася зміною палива занесемо в таблицю № 3.1

Таблиця № 3.1

Числові значення параметрів робочого процесу двигуна 6 ГЧН 25/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Шахтний метан	Природний газ
1	Q_H , кДж/м ³	18530	36664
2	L_0 , кмоль/ кмоль	4,881	9,715
3	M_1 , кмоль/ кмоль	8,321	15,571
4	M_{CO_2} , кмоль/ кмоль	0,900	1,080
5	M_{H_2O} , кмоль/ кмоль	1,00	1,980
6	M_{O_2} , кмоль/ кмоль	0,513	1,020
7	M_{N_2} , кмоль/ кмоль	5,884	11,533
8	M_2 , кмоль/ кмоль	8,296	15,611
9	T_z , К	2169	2275
10	P_z , МПа	10,030	10,544
11	P_b , МПа	0,564	0,593
12	T_b , К	1220	1279
13	λ	2,45	2,57
14	P_{mi} , МПа	1,126	1,216
15	η_i	0,423	0,433
16	b_i , м ³ /кВт*год	0,459	0,227
17	P_{me} , МПа	0,989	1,078
18	η_e	0,37	0,38
19	b_e , м ³ /кВт*год	0,523	0,256
20	B , м ³ /год	215	105
21	P_{ep} , кВт	412	450

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основним фактором який впливає на показники робочого процесу двигуна є нижча теплота згоряння газового палива, яка повністю залежить від фракційного складу газу. Величина горючих компонентів природнього газу в 2 рази більша чим шахтного метану, тому і нижча теплота згоряння шахтного метану складає всього 50% від нижчої теплоти згоряння природнього газу.

Змінилася в бік зменшення максимальна температура згоряння шахтного метану (T_z) в циліндрі двигуна. Максимальна температури згоряння шахтного метану залишається досить високою, що дозволяє запроваджувати методи утилізації як високопотенційного так і низькопотенціального тепла металогідридними установками [7-9].

Так як максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна ($P_{\max}$) залежить прямопропорційно від максимальної температури згоряння T_z , (інші параметри фактично не змінилися) відбулося підвищення максимального тиску згоряння в точці Z

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

Збільшення $P_{\max}$, при незмінних інших параметрів, привело до збільшення λ (ступіня підвищення тиску). Збільшення λ вплинуло на збільшення індикаторних та ефективних показників двигуна.

Питома ефективна витрата палива прямопропорційно залежить від нижчої теплоти згоряння палива. Так як нижча теплота згоряння шахтного метану складає всього 50% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата шахтного метану на 50% більша ніж при роботі на природньому газі.

При використанні шахтного метану значно зменшилися викиди CO_2 , CO та N_2 . В першу чергу це пов'язано з меншою кількістю метану в шахтному газі. Можна зробити висновок, що при використанні шахтного метану на 50% попрощалась екологічність роботи двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Висновок

Завданням на бакалаврську роботу було аналітичним методом провести розрахунок робочого процесу газового двигуна, який працює на шахтному метані, перевірити його енергоефективність та автономність. Отримавши розрахунки робочого процесу газових двигунів на альтернативних видах палива можна зробимо такі висновки:

1. Зменшення максимальної температури згоряння T_Z в двигуні, що працює на шахтному метані пов'язана з меншою величиною теплоємності шахтного метану 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 шахтного метану складає всього 50% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата шахтного метану на 50% більша ніж при роботі на природньому газі.

5. Зменшилися викиди CO_2 , CO та N_2 , що пов'язано з меншою кількістю метану в шахтному газі. Також запропонованні методи утилізації як високопотенційного так і низькопотенціального тепла металогідридними установками.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

Однією зі специфічних форм людської діяльності є трудова діяльність, під якою розуміється не лише праця в класичному її розумінні (процес, що відбувається між людиною і природою з використанням певних знарядь, протягом якого людина впливає на природу і використовує її з метою виробництва матеріальних благ, необхідних для задоволення своїх потреб), а будь-яка діяльність (наукова, творча, художня, надання послуг тощо), якщо вона здійснюється в рамках трудового законодавства. Трудова діяльність - це джерело розвитку суспільства, створення матеріальних, культурних і духовних цінностей, передумова існування як кожної окремої людини, так і людства в цілому. Роботодавець - власник підприємства, установи, організації або уповноважений ним орган, незалежно від форм власності, виду діяльності, господарювання, і фізична особа, яка використовує найману працю. Працівник - особа, яка працює на підприємстві, в організації, установі та виконує обов'язки або функції згідно з трудовим договором (контрактом). Праця - цілеспрямована діяльність людини, в результаті якої створюються матеріальні блага, необхідні для задоволення її власних потреб, а також духовні цінності, що слугують суспільству. Для людини праця є не лише необхідністю, а й потребою. Вона є умовою існування людини та суспільства загалом. Однак за певних умов, коли в процесі праці мають місце шкідливі та небезпечні чинники, які безпосередньо впливають на працюючу людину, можуть проявлятися негативні наслідки праці.

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності (праці) [10].

Основною метою охорони праці є :

- 1) запобігання травматизму та професійних захворювань;

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

- 2) створення безпечних і нешкідливих умов праці;
- 3) збереження здоров'я та працездатності;
- 4) підвищення продуктивності праці;
- 5) попередження аварійних ситуацій.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити дві групи завдань:

а) наукові — аналіз конкретних моделей системи «людина-техніка-виробниче середовище», виявлення небезпечних і шкідливих виробничих чинників, їх взаємозв'язку, ступеня впливу на людину;

б) практичні — розроблення заходів та засобів щодо створення безпечних умов праці при здійсненні трудового процесу.

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[10].

Власники підприємств, установ, організацій або уповноважені ними органи розробляють на основі НПАОП і затверджують власні положення, інструкції або інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємства, установи, організації. Відповідно до Рекомендацій Держпраці

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

щодо застосування "Порядку опрацювання і затвердження власником нормативних актів про охорону праці, що діють на підприємстві", до основних нормативних актів підприємства належать: 1) Положення про систему управління охороною праці на підприємстві; 2) Положення про службу охорони праці підприємства; 3) Положення про комісію з питань охорони праці на підприємстві; 4) Положення про роботу уповноважених найманими працівниками осіб з питань охорони праці; 5) Положення про навчання, інструктажі і перевірку знань працівників з питань охорони праці; 6) Положення про організацію і проведення первинного та повторного інструктажів, а також пожежно -технічного мінімуму; 7) Наказ про атестацію робочих місць щодо їх відповідності нормативним актам про охорону праці; 8) Положення про організацію попереднього та періодичного медичних оглядів працівників; 9) Положення про санітарну лабораторію підприємства; 10) Інструкції з охорони праці для працюючих за професіями і видами робіт; 11) Інструкції про заходи пожежної безпеки; 12) Перелік робіт з підвищеною небезпекою; 13) Перелік посад посадових осіб підприємства, які зобов'язані проходити попередню і періодичну перевірку знань з охорони праці; 14) Наказ про організацію видачі працівникам певних категорій лікувально-профілактичного харчування; 15) Наказ про порядок забезпечення працівників спецодягом та засобами індивідуального захисту.

Для опрацювання, узгодження, затвердження нормативних актів підприємства наказом власника створюється комісія чи робоча група, назначаються строки, виконавці та керівники. Розробляється план опрацювання нормативного акту, який затверджується власником. Проект нормативного акту підприємства про охорону праці узгоджується із службою охорони праці цього підприємства та юрисконсультom, в необхідності, з іншими зацікавленими службами. Реєстрація та облік нормативних актів про охорону праці, що діють в межах підприємства, здійснюється у порядку, який встановлюється власником, якщо інше не передбачено законодавством[10].

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище

Шкідливі речовини — це такі речовини, які при потраплянні в організм людини можуть призвести до погіршення самопочуття, зниження або втрати працездатності, професійних захворювань і навіть летальних наслідків. Їх поділяють на небезпечні хімічні речовини та промисловий (виробничий) пил.

Шляхи надходження шкідливих речовин в організм:

- 1) органи дихання (пари, газо- та пилоподібні речовини);
- 2) шкіра та слизові оболонки (рідкі речовини);
- 3) кишково-шлунковий тракт (рідкі та тверді речовини);
- 4) безпосередньо у кров через відкриті рани.

Шкідливі речовини, що потрапили тим, чи іншим шляхом в організм можуть викликати отруєння (гострі чи хронічні). Гострі отруєння виникають в результаті одноразової дії великих доз шкідливих речовин (чадний газ, метан, сірководень). Хронічні отруєння розвиваються внаслідок тривалої дії на людину невеликих доз шкідливих речовин (свинець, ртуть, марганець, фтор). При хронічному отруєнні шкідливі речовини можуть не лише накопичуватись в організмі (матеріальна кумуляція), але й викликати накопичення функціональних ефектів (функціональна кумуляція).

Ступінь отруєння людини шкідливими речовинами залежить від:

- 1) токсичності шкідливої речовини;
- 2) фізико-хімічних властивостей шкідливої речовини;
- 3) вибіркової дії шкідливої речовини;
- 4) кількості шкідливої речовини;
- 5) часу дії шкідливої речовини;
- 6) шляху проникнення шкідливої речовини;
- 7) температура, вологість і швидкість руху повітря;
- 8) індивідуальних особливостей організму людини;
- 9) інтенсивності м'язового напруження.

У виробничих умовах працівники, як правило, зазнають одночасного впливу кількох шкідливих речовин у тому числі й пилу. При цьому їхня спільна дія може бути взаємо підсиленою, взаємо послабленою чи незалежною. На дію шкідливих речовин впливають також інші шкідливі і небезпечні чинники. Наприклад, підвищена температура і вологість як і значне м'язове напруження, в більшості випадків підсилюють дію шкідливих речовин. Суттєве значення мають індивідуальні особливості людини.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум — це сукупність непостійних в часі хвиль звукового діапазону різної частоти, амплітуди та інтенсивності, що не несуть корисної інформації та заважають нормальній життєдіяльності людини. Шум є однією з форм фізичного (хвильового) забруднення природного середовища, адаптація організмів до якого практично неможлива. Тому він належить до серйозних забруднювачів, які мають контролюватися й обмежуватися. У сучасному світі в умовах науково-технічного прогресу шум став одним із суттєвих несприятливих чинників, що впливають на людину.

Ріст потужностей сучасного устаткування, машин, побутової техніки, швидкий розвиток всіх видів транспорту призвели до того, що людина на виробництві та в побуті постійно знаходиться під впливом шумів досить високої інтенсивності[10].

Шум у виробничих умовах негативно впливає на працівника: послаблює увагу, посилює розвиток втоми, сповільнює реакцію на небезпеку. Внаслідок цього знижується працездатність та підвищується імовірність нещасних випадків. Тому питання боротьби з шумом на сьогоднішній день є актуальним майже для всіх галузей виробництва.

Основні джерела шкідливого шуму:

- 1) усі види транспорту, трубопроводи, вентиляційні системи;
- 2) промислові об'єкти, обладнання, устаткування;

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

- 3) будівельні машини та обладнання;
- 4) музичні інструменти, гучномовні пристрої, телевізори, радіоприймачі;
- 5) групи людей та окремі люди.

Основною задачею при конструюванні та експлуатації газових поршневих двигунів є зменшення шкідливого впливу шуму. Задачу вирішують за рахунок поліпшення технології виготовлення і обробки деталей двигуна[11].

Для зниження шуму необхідно насамперед використовувати конструктивні та технологічні методи. Надзвичайно ефективним методом зниження шуму в джерелі його виникнення в деяких випадках може стати зміна технології [12].

Вібрація — це механічні коливання з частотою від 0,01 до 500 Гц твердих тіл, частин апаратів, машин, устаткування, споруд, що сприймаються організмом людини як струс та призводять до розладу життєвих функцій людини, шкідливо впливають на роботу обладнання та руйнують будівельні конструкції.

Найпростішим видом таких коливань є гармонійні коливання, при яких відбувається почергове наростання та спадання в часі значень рухомої точки чи механічної системи.

Джерелами вібрації є виробниче обладнання, транспорт, будівельні машини. Вібрації виникають, зазвичай, при роботі машин та механізмів, які мають неврівноважені і незбалансовані частини, що обертаються чи здійснюють зворотно-поступальний рух.

У той же час, вібрацію застосовують і для інтенсифікації виробничих процесів, наприклад, при ущільненні бетонних сумішей, роздрібнюванні та сортуванні інертних матеріалів, розвантажуванні та сортуванні сипучих матеріалів[10].

Зменшення вібрації в джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил.

Так, вібрація ослаблюється при заміні кулачкових та кривошипних механізмів на механізми, що обертаються з рівномірною швидкістю, механічних приводів — на гідравлічні і т. п. Зменшення вібрації досягається також статичним та динамічним зрівноважуванням механізмів та об'єктів, що обертаються.

Дія динамічних сил може посилитись внаслідок спрацювання окремих механізмів, появи зазорів та люфтів, поганого зчеплення деталей, що призводить до посилення вібрації.

При проектуванні устаткування важливо передбачити недопущення резонансних режимів його роботи[12].

Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна

При підготовці двигуна до пуску необхідно уважно оглянути кріплення і шплинтовку деталей і стан запобіжних пристроїв двигуна.

Далі, необхідно відкрити індикаторні крани, увімкнути валоповоротний пристрій і провернути колінчастий вал на два оберти. Якщо в якомусь циліндрі виявилася вода - виявити причину несправності й усунути.

Перед пуском двигуна перевірити наявність на місцях кожухів, огорожень, ґрат, відкрити всі крани і вентиля на всіх трубопроводах, що забезпечують подачу і відведення охолоджуючої води і мастила;

Особливо уважно необхідно оглянути крани і вентиля нагнітальних трубопроводів, а також трубопроводів підведення і відведення води (масла), що охолоджує поршні.

Безпосередньо перед пуском включити компресор для подачі повітря в повітряні ковпаки системи охолодження поршнів; невиконання цих вимог

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

може призвести до руйнування системи охолодження поршнів і до травм обслуговуючого персоналу.

Забороняється під час пуску знаходження обслуговуючого персоналу в районі циліндрових кришок.

Будь-який дефект, що виникли під час пуску двигуна, дозволяється усувати тільки після його зупинки.

Під час роботи двигуна всі операції по його обслуговуванню необхідно виконувати обережно, не торкаючись рухомих і обертових частин.

Для запобігання вибухів в картерах і продувних ресиверах необхідно стежити за справним станом запобіжних клапанів.

Категорично забороняється відкривати картерні люки відразу після зупинки двигуна, так як повітря, що потрапляє в картер, утворює разом з гагами вибухонебезпечну суміш.

Відкриття картерних люків допускається через 20-30 хв. після зупинки.

Система стисненого повітря

Пуск компресора необхідно здійснювати при відкритих продувних кранах на сепараторах, попередньо перевіривши наявність масла в картері.

Під час роботи компресора необхідно періодично продувати сепаратори, так як попадання парів масла в систему стисненого повітря може утворити вибухонебезпечну суміш.

Після вимкнення компресора необхідно продути балони і видалити з них конденсат.

Стежити за нормальним технічним станом запобіжних клапанів на компресорі, повітряних балонах, трубопроводах.

Забороняється проводити ремонтні роботи, пов'язані із застосуванням вогню, поблизу балонів стисненого повітря.

Стукати по балонах або проводити розбирання арматури, що знаходиться під тиском.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Насоси

Включення поршневих насосів необхідно здійснювати тільки при відкритих вентилях і кришках на нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах.

Стежити за тим, щоб в повітряних ковпаках перебував повітря, так як його відсутність може викликати гідравлічний удар і руйнування насоса.

Забороняється на ходу підтягувати сальники поршневого насоса і на валу відцентрового насоса.

Постійно стежити за показанням манометра на нагнітальному трубопроводі і вакуумметра - на всмоктуючому.

Не допускати роботи насоса при забрудненої приймальні сітці.

Всі роботи по ремонту насоса необхідно здійснювати тільки після його зупинки.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Висновок

Згідно завдання виконано бакалаврську роботу на тему: «Проект 4- тактного газового двигуна потужністю $P_e = 410$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі – шахтному метані».

Об'єктом дослідження є – рядний 4 - тактний середньо обертовий газовий поршневий двигун з наддувом 6 ГЧН 25/34 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш».

Мета роботи - вибір раціонального виду палива з метою утилізації вторинних промислових газів на гірничодобувних підприємствах та зменшення парникових викидів в атмосферу.

В РОЗДІЛІ 1 було надано обґрунтування вибору альтернативного палива, описані основні системи та агрегати газового двигуна та приведена конкретна інформація про об'єкт використання двигуна – стаціонарні електростанції.

В РОЗДІЛІ 2 проведений на підставі експериментальних даних вибір параметрів для розрахунку робочого процесу. За допомогою програми в «Excel» розроблених на кафедрі енергетичного машинобудування ПННІ НУК проведений розрахунок для двох видів газоподібного палива (природного газу та шахтного метану). За результатами отримано параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в кривошипно - шатуном механізмі.

В РОЗДІЛІ 3 було проведено обґрунтування вибору газоподібного палива – шахтного метану. Було наведено основні перевагами та недоліки використання технологій використання шахтного метану.

Розрахунки робочого процесу дають нам наступні висновки:

- зменшення максимальної температури згоряння T_z в двигуні, що працює на шахтному метані пов'язана з меншою величиною теплоємності шахтного метану в порівнянні з природнім газом;
- так як максимальний тиск згоряння в циліндрі двигуна P_{max} залежить від величини максимальної температури згоряння T_z , тому відповідно

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

і підвищився максимальний тиску згоряння при роботі двигуна на природньому газі.

- величина питомої ефективної витрати газового палива прямопорційно залежить від її нижчої теплоти згоряння. Так як величина нижчої теплоти згоряння шахтного метану складає всього 50% від нижчої теплоти згоряння природнього газу, то і питома ефективна витрата шахтного метану на 50% більша ніж при роботі на природньому газі.

- зменшилися викиди CO_2 , CO та N_2 , що пов'язано з меншою кількістю метану в шахтному газі. Також запропоновані методи утилізації як високопотенційного так і низькопотенціального тепла металогідридними установками.

В РОЗДІЛІ 4 охорона праці та навколишнього середовища були розглянуті загальні питання охорони праці і навколишнього середовища. 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.

					ПННІ НУК 142.44.24.03. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. В.І. Саранчук, М.О. Ілляшов, В.В. Ошовський, В.С. Білецький. Основи хімії і фізики горючих копалин. - Донецьк: Східний видавничий дім, 2008.- с. 600
2. Концепція економічної стабілізації розвитку паливно - енергетичного комплексу Донбасу до 2010 р.//Енергозбереження. - № 11.- 2000. - С. 8 - 9.
3. Мала гірнича енциклопедія: у 3 томах / за ред. В.С. Білецького. - Д.: Донбас, 2007.- Т.2: Л-Р.- 670 с.
4. Газовий двигун-генератор ДвГА - 400. АТДВ «Первомайськдизельмаш». Інструкція з експлуатації. 188 - 0000 ІЕ. 2003.
5. 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.
6. Наумко І., Павлюк М., Сворень Й., Зубик М. Метан газовугільних родовищ - потужне додаткове джерело вуглеводнів в Україні // Вісник НАН України. – 2015. – № 6. – С. (43–44, 51–52).
7. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
8. 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.
9. O. Cherednichenko, M. Tkach and S. Dotsenko, "The Usage of a Waste Heat Recovery Metal-Hydride Unit of Continuous Operation in the Maritime Energy", Kremenchuk, Ukraine, 2019, pp. 510-513.doi: 10.1109/MEES. 2019.
10. Основи охорони праці. Навчальний посібник для студентів вищих педагогічних навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо кваліфікаційним рівнем "бакалавр" / А.І. Ткачук, С.М. Богомаз-Назарова. – Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард". – 2017. – 156 с.

					ПННІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

11. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей та складання машин (практикум). «Новий світ– 2000», Львів, 2010. – 472с.
12. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія машинобудування (дипломне проектування). Навчальний посібник «Новий світ – 2000», Львів - 2, 2015. – 743с.

					ПІННІ НУК 142.44.24.03 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		