

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 «магістр»

на тему: Проект стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт з дослідженням ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива.

Виконав: студент групи 63-ТЕМ-23

Фока Б.О. **Фока Б.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

к.т.н. доцент кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Доценко С.М. **Доценко С.М.**

Первомайськ - 2024 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Фока Богдану Олеговичу

1. Тема роботи: «Проект стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт з дослідженням ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива».

Керівник роботи к.т.н. доцент Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

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

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

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ.
4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6 ГЧН 25/34 (поперечний переріз). 2. Двигун 6 ГЧН 25/34 (повздовжній переріз). 3. Графіки екологічних показників. 4. Графіки ефективних показників.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «9» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент


(підпис)

Фока Б.О.

Керівник

роботи


(підпис)

Доценко С.М.

Анотація

Метою та завданням роботи є дослідження ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива.

Для проектованого газового двигуна пропоную використати в якості палива – модельну газову суміш яка складається з 50% метану (CH_4), та 43% вуглекислого газу CO_2 .

- при використанні в якості газоподібного палива модельній суміші – спостерігається зменшення ефективної потужності двигуна на 27 кВт

- при роботі двигуна на модельній суміші газу яка має вміст CO_2 на 40% більше ніж в природному газі - спостерігаємо збільшення кількості вуглекислого газу CO_2 на 60% при роботі двигуна на модельній суміші газу.

Ключові слова: газовий двигун, модельна газова суміш, теплота згоряння, ефективні показники, витрата теплоти.

Abstract

The purpose and task of the work is to study effective and environmental indicators when working on a model mixture of gas fuels.

For the designed gas engine, I propose to use as fuel a model gas mixture, which consists of 50% methane (CH_4) and 43% carbon dioxide CO_2 .

- when using a model mixture as a gaseous fuel, there is a decrease in the effective engine power by 27 kW

- when the engine is running on a model gas mixture, which has a CO_2 content 40% higher than in natural gas, - we observe an increase in the amount of carbon dioxide CO_2 by 60% when the engine is running on a model gas mixture.

Keywords: gas engine, model gas mixture, heat of combustion, effective indicators, heat consumption.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Обґрунтування вибору альтернативного палива	8
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	19
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна на природному газі	19
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна на модельній суміші	29
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	32
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	39
2.5 Динамічний розрахунок газового двигуна	51
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газового двигуна	61
3.2 Дослідження екологічних показників робочого процесу газового двигуна	64
3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу газового двигуна	66
Висновок	69

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Фока Б.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевірів		Доценко С.М						
						63-ТЕМ-23		
Н. контр.		Доценко С.М						
Затвердив		Нестеренко В В						

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці	66
4.2. Охорона навколишнього середовища	67
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	69
4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації	70
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	78

ВИСНОВКИ	74
-----------------	----

ЛІТЕРАТУРА	76
-------------------	----

ДОДАТКИ:

1. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1
2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1
3. Графіки залежності ефективних показників від виду палива Ф-А1
4. Графіки залежності економічних та екологічних показників від виду палива Ф-А1
5. Специфікація двигуна Ф-А4

					<i>ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Низькокалорійні газові палива (НГП), до яких відносять піролізний газ, шахтний газ, біогаз, коксовий газ, генераторний газ тощо є відносно дешевими і доступними джерелами енергії. Ці гази, які у великій кількості виробляються промисловістю та сільським господарством, отримали широке використання в розвинених країнах світу. Нажаль в Україні, яка є залежною від постачання енергоносіїв, НГП майже не використовуються, а у більшості випадків викидаються і забруднюють навколишнє середовище. Тому актуальними є питання їх утилізації та ефективного використання [1].

Одним із дієвих способів наближення паливної економічності та екологічних показників двигунів до рівня сучасних вимог в умовах експлуатації є забезпечення теплового стану двигуна у відповідних межах в період пуску і прийняття навантаження.

Існують сучасні екологічно чисті системи, які дозволяють покращити тепловий стан двигуна в процесах пуску. Проте дуже важливо знайти можливі способи та рішення, які б покращили тепловий стан двигуна та зменшили час прогріву після пуску двигуна і, як наслідок, забезпечили покращення паливної економічності і екологічних показників[2].

Перспективи поліпшення паливної економічності, енергетичних та екологічних показників двигунів в умовах експлуатації, за умови встановлення на них екологічно чистих систем теплової підготовки (СТП), роблять цей шлях привабливим для власників, а зменшення шкідливого впливу на оточуюче середовище є необхідним для усього суспільства, що є актуальним на сьогодні [2].

Біогаз - газ, який утворюється при мікробіологічному розкладанні метановим бродінням біомаси чи біологічних відходів, твердих і рідких органічних відходів: на звалищах, болотах, каналізації тощо. Фізико-хімічний склад біогазу залежить від базової органічної сировини і відповідно калорій-ність палива буде різною.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Прийнято вважати, що біогаз – це низькокалорійне паливо, до складу якого-го входять такі компоненти: 50-80 % метану, 25-50 % вуглекислого газу, 1-5 % водню і 0,3-3 % азо-ту [3].

Виробництво біогазу здійснюється у спеціаль-них хімічних реакторах або на обладнаних смітте-вих полігонах в процесі метанового бродіння органічних відходів під дією бактерій. Продуктивність і життя цих бактерій можливе лише у вузькому діа-пазоні плюсових температур. Для стабільної кіль-кості виходу якісного біогазу в спеціальних хіміч-них реакторах автоматизовані процеси підтримання температури життєдіяльності бактерій.

Далі біогаз проходить попереднє очищення, в першу чергу, від хімічних з'єднань сірки і може бути застосований в когенераційних або в транспо-ртних силових установках. Біогаз при певній кон-центрації горючої (метанової) складової можна використовувати як самостійне моторне паливо, або як добавку до природного газу. У останньому випадку буде збережено номінальну потужність енергетичних силових установок [3].

Враховуючи умови військового стану, в якій знаходиться наша держава, нагальним є питання енергозабезпечення промисловості та населення власною електроенергією та тепловою енергією власного виробництва із застосуванням когенераційних установок. Когенерація є високоефективним способом використання енергії газу з отриманням двох форм корисної енергії - теплової та електричної. Головна перевага когенераційної установки перед звичайними теплоелектростанціями полягає в тому, що перетворення енергії тут відбувається з більшою ефективністю[4].

Особливо ефективні когенераційні установки з газовими двигун - генераторами при установці їх на вже діючих котельних з використанням наявних комунікацій. В цьому випадку термін окупності може бути менше двох років за умови повного використання електроенергії і тепла, що виробляються [5].

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основна перевага когенераційних установок з газовими поршневими двигунами, які працюють на альтернативному газоподібному паливі, є утилізація низькопотенціального тепла. Найбільш ефективним є утилізація високотемпературної складової вторинних енергоресурсів – випускних газів, наддувочного повітря, охолоджувальної води та циркуляційного масла, але утилізація низькопотенціального тепла це майбутній потенціал[6,7].

Об’єктом дослідження є – стаціонарний газовий поршневий двигун 6 ГЧН 25/34 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш».

Метою та завданням роботи є дослідження ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження доповідалися та обговорювалися на студентській Міжнародній науково-технічній конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії" 11–12.03.2024р. – м. Харків, ХНАДУ, та викладені в збірнику тез доповідей на сторінках 297-299 «Утилізація тепла когенераційними установками з газовими поршневими двигунами» - (автори тез магістранти кафедри Енергетичне машинобудування ПННІ НУК Тягнирядно Д.О. та Фока Б.О.) [4].

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Обґрунтування вибору альтернативного палива

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу для здобуття ступеня вищої освіти магістр було запропоновано розробити «Проект стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт з дослідженням ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива».

В якості двигуна був вибраний газовий двигун-генератор ДвГА – 400 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш». Двигун прототип 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[8].

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.

Температура випускних газів на вході в теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) складає 530...550°C. При цьому в середнім на 100 кВт електричної потужності споживач має до 125 кВт теплової енергії для утилізації.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

В останні роки все більше проводяться експериментальні дослідження з моделювання нового газового палива, яке здійснювалося шляхом заміщення метану CH_4 частиною CO_2 при постійному коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,2-1,3$. Отримані результати показали можливість заміщення основного палива метану CH_4 - вуглекислим газом CO_2 на рівні до 30%. Також використання альтернативних газових палив вимагає спеціального налаштування автоматичної системи дозування газового палива, корекції кута випередження запалювання та газового двигуна в цілому.

Для проектного газового двигуна пропоную використати в якості палива – модельну газову суміш яка складається з 50% метану (CH_4), та 43% вуглекислого газу CO_2 .

1.2 Опис конструкції проектного двигуна[8].

Потужність експлуатаційна, $кВт$:	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, $нм^3/кВт \cdot год$	0,35
Питома витрата мастила на угар $г/кВт \cdot год$	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

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[8].

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

- Шафа керування З-500-0,4 з вбудованими приладами системи контролю й керування;
- Шафа УКН-500-0,4 з генераторним автоматом, роз'єднувачем і з 6 автоматами розподілу навантаження (за узгодженням із проектантом);
- Бачок води розширювальний;
- Бак масла з відцентровим фільтром;
- Пусковий балон;
- Автоматизований компресор з електроприводом для підкачування пускового балона;
- Блок газової апаратури;
- Водогрійний теплообмінник-утилізатор теплоти вихлопних газів;
- Глушник.

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

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[8].

Система охолодження двигуна водяна двоконтурна, складається з навішаних на двигун двох водяних насосів внутрішнього й зовнішнього контурів, 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[8].

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня по-

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

рожнина 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.

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[8].

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 протоčku 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.

					ПІННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 приводу 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[8].

Рамовий підшипник. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. 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[8].

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[8].

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт 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 кульковою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача[8].

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 виготовлені 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[8].

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 шосто-

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

го, другого та п'ятого та четвертого циліндрів мають попарно однакові напрями.

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.

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 голівці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовленні 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 стальним пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового

					ПІНІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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.

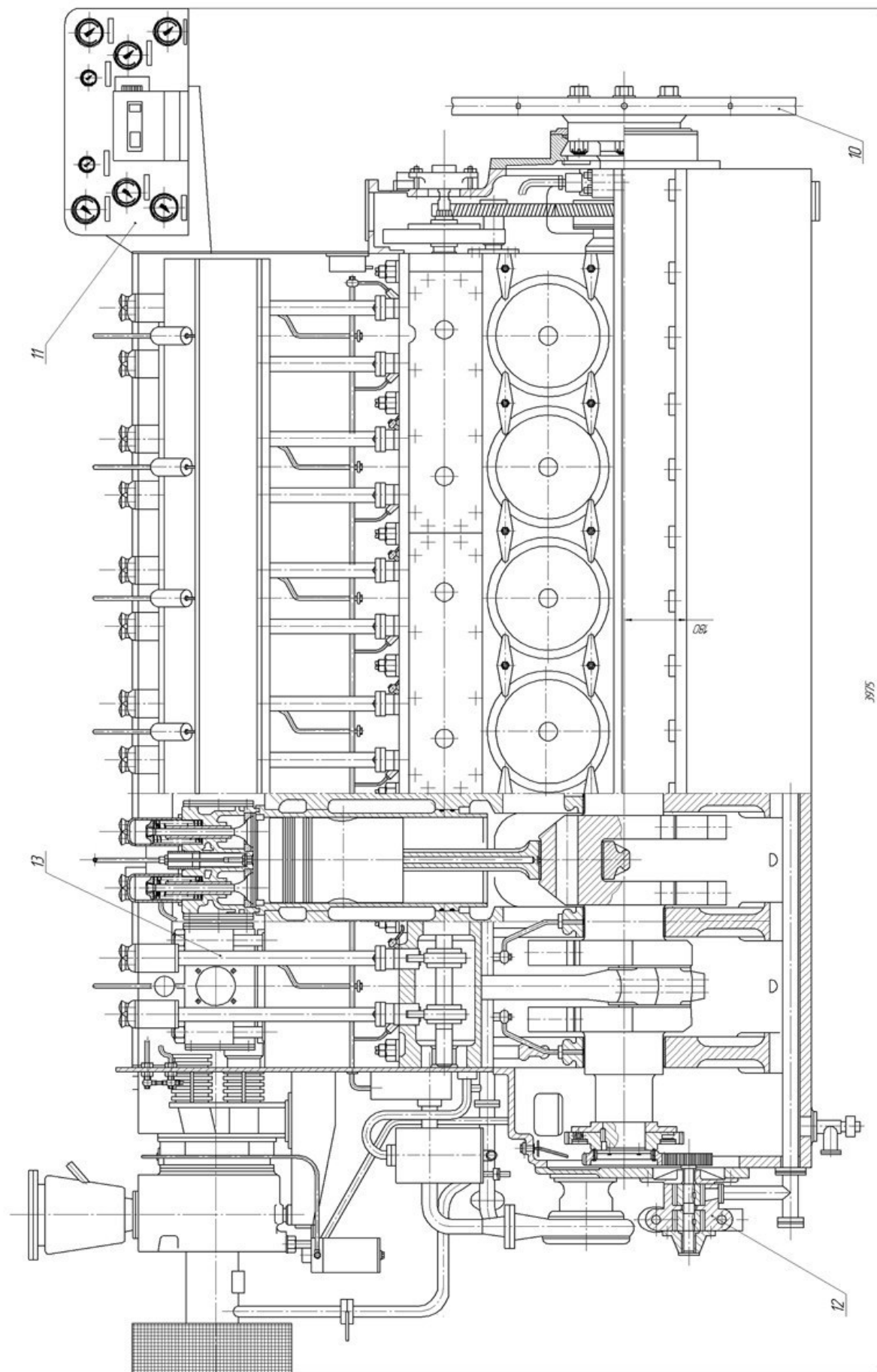
Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобишках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня. Залишки масла крізь отвір в голові поршня стікають в картер. На поршні виконано чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійних кільця, а в нижній маслоз'ємне кільце.

Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслоз'ємні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками[8].

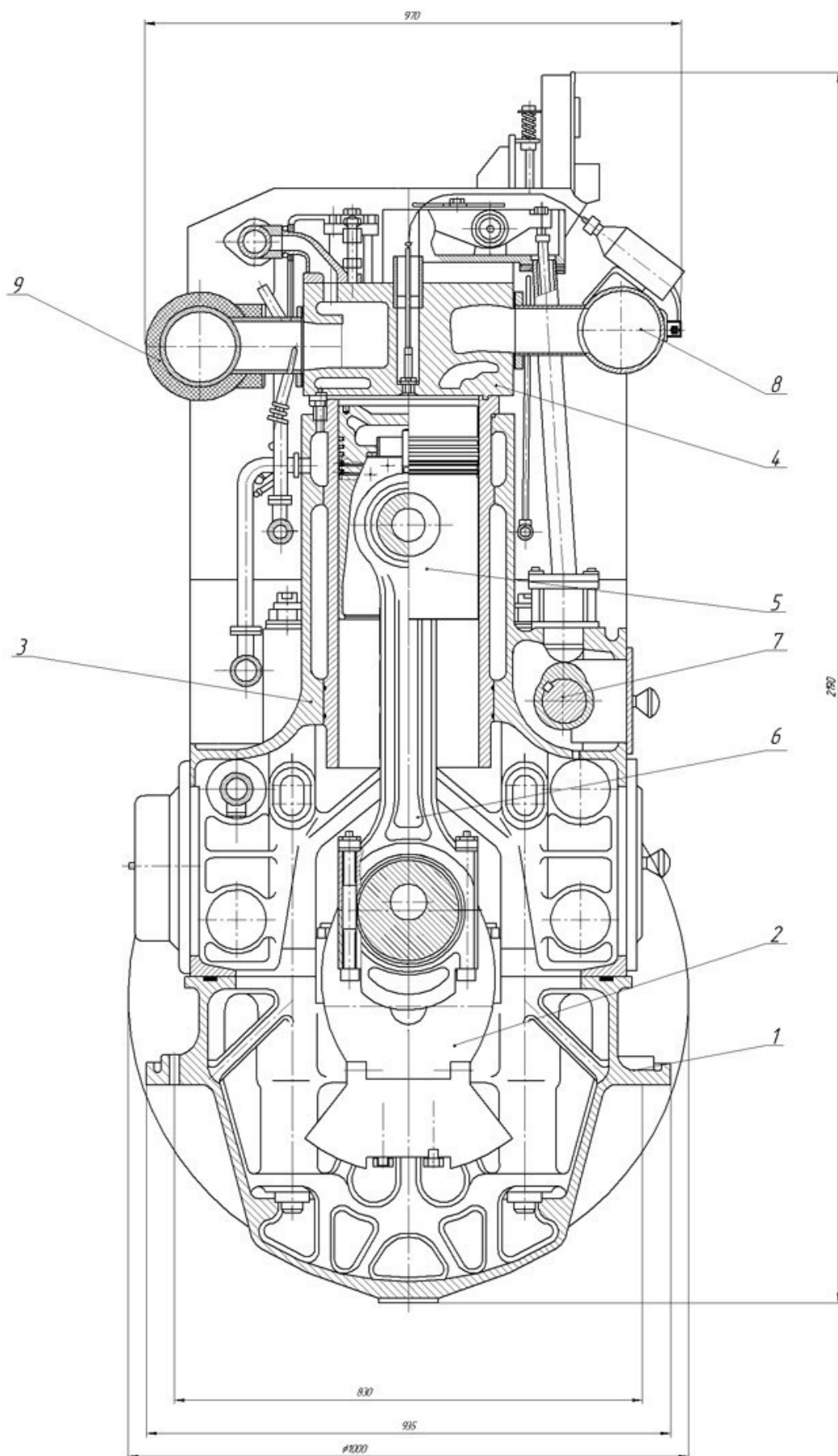
Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів[8].

Паливо. Для роботи газового двигуна в якості альтернативного газового палива вибираємо звалищний газ, з теплотою згоряння 17-20 МДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата			



					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			

2.1. Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.1.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400	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	

2.1.2. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Тиск наддуву	$P_H =$	170	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	$P_r =$	170	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	$CH_4 =$	90
етан	$C_2H_6 =$	2
пропан	$C_3H_8 =$	1
бутан	$C_4H_{10} =$	1
пентан	$C_5H_{12} =$	0
вуглекислота	$CO_2 =$	3
оксид вуглецю	$CO =$	2
азот	$N_2 =$	1
кисень	$O_2 =$	0
водень	$H_2 =$	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

$$Q_H = 35840 \text{ кДж/м}^3$$

2.1.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 9,500 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 15,250 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,060 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,950 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,998 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 11,268 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 15,275 \text{ кмоль/кмоль}$$

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.

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

$$\beta_0 = 1,002$$

2.1.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 350 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 25$$

$$\Delta T_{int} = 325 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 324 \text{ K}$$

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).

$$P_d = 153 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,049$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,862$$

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

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

$$T_d = 359 \text{ K}$$

2.1.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3670 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 860 \text{ К} \quad t_c = 587^\circ \text{C}$$

2.1.6. Параметри процесу згорання.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,002$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,069$$

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

$$R_{H_2O} = 0,128$$

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

$$R_{O_2} = 0,065$$

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

$$R_{N_2} = 0,738$$

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:

$$a = 24,32$$

$$b = 182,74$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 43,111 \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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:

$$\begin{aligned} a &= 24,06 \\ b &= 8,56 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} A &= 183,02 \\ B &= 24,36 \\ C &= 54296,07 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$t_z = 1945 ^\circ C$$

$$T_z = 2218 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9478 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,58$$

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

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.1.7. Параметри процесу розширення.
 Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 533 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1247 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 990 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 852 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,24$$

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

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

$$P'_{mi} = 1096 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,424$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,237 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

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

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

Середня швидкість поршня.

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

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

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

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 958 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$g_e = 0,271 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 108,322 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.1.10. 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.

$$V_{st} = 100,19 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,70 \text{ л}$$

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.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340 \text{ мм}$$

2.1.11. 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.

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

$$P_{ep} = 400 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 400 \text{ кВт}$$

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

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

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна [9].

2.2.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	400 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	$P_H =$	170 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	$P_r =$	170 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

Модельна суміш

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 50$	$R_{CH_4} = 0,5$
етан	$C_2H_6 = 2$	$R_{C_2H_6} = 0,02$
пропан	$C_3H_8 = 1$	$R_{C_3H_8} = 0,01$
бутан	$C_4H_{10} = 1$	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 43$	$R_{CO_2} = 0,43$
оксид вуглецю	$CO = 2$	$R_{CO} = 0,02$
азот	$N_2 = 1$	$R_{N_2} = 0,01$
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

$$Q_H = 21520 \text{ кДж/м}^3$$

2.2.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 5,690 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 9,536 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,060 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,150 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,598 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 6,753 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 9,561 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,025 \text{ кмоль}$$

Терпестичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,003$$

2.2.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 350 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

число з інтервалу = 25

$$\Delta T_{\text{int}} = 325 K$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 324 K$$

де $T_{\text{газ}} = 320 K$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_n$ тиск в кінці впуску (на початку стиску).

$$P_d = 153 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0.049$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0.862$$

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

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

$$T_d = 358 K$$

2.2.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3670 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 860 \text{ K} \quad t_c = 587 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,002$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,111$$

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

$$R_{H_2O} = 0,120$$

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

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

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

$$R_{N_2} = 0,706$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

для O_2 : $mCv_{O_2}=23,664+1591 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для N_2 : $mCv_{N_2}=22,374+134 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для CO_2 : $mCv_{CO_2}=41,3405+2428 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для H_2O : $mCv_{H_2O}=26,67+4438 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 25,07 \\ b &= 184,90 \end{aligned}$$

Теплоємність газового палива.

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

$mCv_{CH_4}=26,314+2600 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{C_2H_6}=41,246+7964 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{C_3H_8}=60,043+11382 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{C_4H_{10}}=67,00+11920 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{C_5H_{12}}=118,06+14096 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{CO_2}=27,545+1386 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)
$mCv_{N_2}=20,637+255 \times 10^{-5} \times t_c$	кДж/(кмоль×К)

$$mCv_{zn} = 40,742 \text{ кДж/(кмоль×К)}$$

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.

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

де:

$$\begin{aligned} a &= 24,62 \\ b &= 8,66 \end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned} A &= 185,36 \\ B &= 25,14 \\ C &= 53021,48 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$t_z = 1855 ^\circ C$$

$$T_z = 2128 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9110 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,48$$

$$\Delta\lambda = 0,7 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$P_\delta = 512 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1197 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 954 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 829 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 2,51$$

2.2.8. Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1032 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,416$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,402 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

2.2.9. Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

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

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 894 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$g_e = 0,465 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 185,83 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 107,41 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 17,90 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

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

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 256 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 348 \text{ мм}$$

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.

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

$$P_{ep} = 373 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ecp} = 386 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 7,1 \%$$

2.3. Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

2.3.1 Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	373 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:	$Q_H =$	21520 кДж/нм ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	185,83 м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,416
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,36
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	9,536 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	9,561 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{c.p.g.} =$	954 К
температура на початку стиску	$T_d =$	358 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,01 кДж/кмоль К
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	24,34 кДж/кмоль К
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1032 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:

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

$Q_{II} = 1110836$ Дж/с
у відсотковому відношенні q_H приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$Q_e = 373000$ Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$$q = 33,58 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 400000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -7,24 \%$$

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 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:

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

$$Q_w = 199950 \text{ Дж/с}$$

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:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 224480 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$

$$V_{\text{в}} = 0,00804 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,90$

$$P_{в.н.} = 0,875 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 875 \text{ Дж/с}$$

2.3.8. Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 225355 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 20,29 \%$$

2.3.9. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma}}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (m C_p'')^{T_{\text{срз}}} \cdot T_{\text{срз}} - M_1 \cdot (m C_p')^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$m C_p'' = 8,314 + m C_p'' \text{ Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$m C_p' = 8,314 + m C_p' \text{ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

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

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

$$Q_{\Gamma} = 443449 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,92 \%$$

2.3.10. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

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

тоді

$$Q_{MD} = 43873 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 18469 \text{ Дж/с}$$

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

$$\Delta T_m = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,001176 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,90$$

$$P_{M.H.} = 0,457 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 457 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 18926 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,70 \%$$

2.3.11. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 50105 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,51 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 3.1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	373000	33,58
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	225355	20,29
теплота, яка виноситься випускними газами	443449	39,92
теплота, яка відводиться маслом	18926	1,70
невраховані теплові втрати	50105	4,51
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1110836	100

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,080 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,162 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,38	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,0	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,617 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,0	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,886	77,7	9,617	192,3	3,39
1,25	2,856	57,1	7,276	145,5	
1,5	2,221	44,4	5,793	115,9	
1,75	1,795	35,9	4,778	95,6	
2	1,493	29,9	4,043	80,9	2,5503
3	0,853	17,1	2,436	48,7	1,5825
4	0,574	11,5	1,700	34,0	1,1264
5	0,422	8,4	1,286	25,7	0,8646
6	0,328	6,6	1,024	20,5	0,6963
7	0,265	5,3	0,845	16,9	0,5796
8	0,220	4,4	0,715	14,3	0,4944
9	0,187	3,7	0,617	12,3	0,4296
10	0,162	3,2	0,541	10,8	0,3788
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

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

$$P_{mi\text{ ср}} = 1,11$$

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

Похибка не перевищує 10 %

2.4.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми.

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

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

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану

c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

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

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

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

$P_r = 0,170 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

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

$S = 340 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 3,886 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 9,617 \text{ МПа}$ Максимальний тиск.

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	24	0,106	10,631
$f, \text{ДоВМТ}$	16	0,048	4,786
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	9	0,015	1,525

$b', \text{ПісляВМТ}$	142	1,833	183,350
$r', \text{ДоВМТ}$	22	0,090	8,966
$r'', \text{ПісляВМТ}$	23	0,098	9,782
$d', \text{ДоВМТ}$	142	1,833	183,350

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,4 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 4,858 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 97 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$P_{zd} = 8,174 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 163 \text{ мм}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 20 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

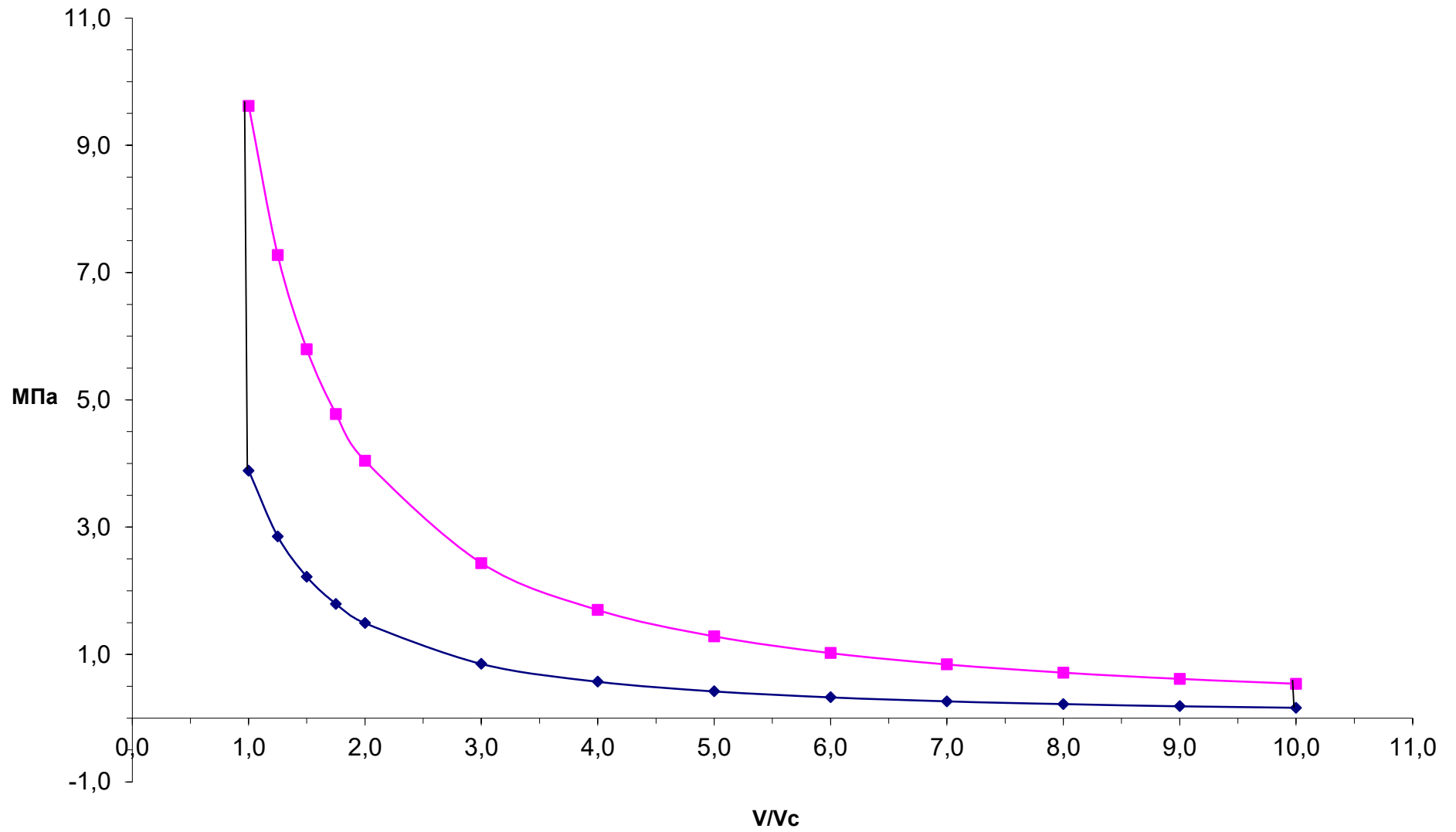
$$M_s = 1,700$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 12 \text{ мм}$$

Індикаторна діаграма



2.5. Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

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

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

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

Радіальна сила.

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

Дотична сила.

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

Вихідні дані:

A	=	0,060 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,240	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	90,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	52,30 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	153 кПа	Тиск в кінці впуску

$P_a =$	100 кПа	Атмосферний тиск
$n_1 =$	1,38	Показник політропи стиску
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	9110 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	9110 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	3670 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	170 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	512 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,25 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\varepsilon =$	10	Ступінь стиску
$n =$	500 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

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

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,0018535 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{ м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,0185347 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

Таблиця 2.5

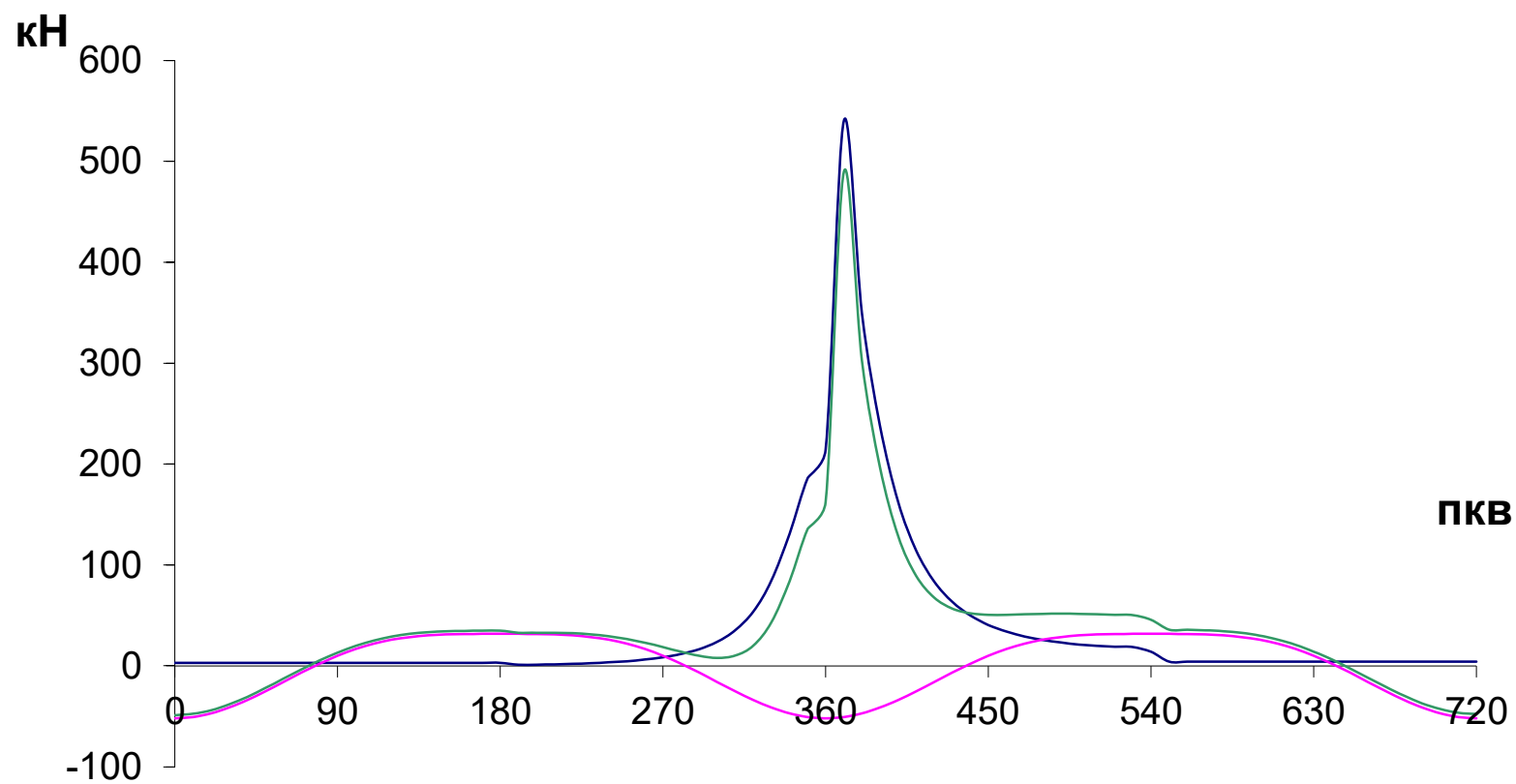
Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0019	3,18	-51,8939	-48,714	0	-48,714	0	0,636	-10,379	-9,7428	0	-9,7428	0
10	0,002	3,18	-50,6524	-47,472	-1,9802	-46,407	-10,194	0,636	-10,13	-9,4945	-0,396	-9,2815	-2,0387
20	0,0026	3,18	-47,0202	-43,84	-3,6108	-39,961	-18,387	0,636	-9,404	-8,768	-0,7222	-7,9923	-3,6775
30	0,0035	3,18	-41,2651	-38,085	-4,6035	-30,681	-23,029	0,636	-8,253	-7,617	-0,9207	-6,1362	-4,6059
40	0,0047	3,18	-33,803	-30,623	-4,7814	-20,385	-23,347	0,636	-6,7606	-6,1246	-0,9563	-4,077	-4,6694
50	0,0062	3,18	-25,1565	-21,977	-4,1105	-10,977	-19,477	0,636	-5,0313	-4,3953	-0,8221	-2,1955	-3,8954
60	0,0079	3,18	-15,903	-12,723	-2,7035	-4,0202	-12,37	0,636	-3,1806	-2,5446	-0,5407	-0,804	-2,474
70	0,0096	3,18	-6,61938	-3,4394	-0,7962	-0,4282	-3,5043	0,636	-1,3239	-0,6879	-0,1592	-0,0856	-0,7009
80	0,0115	3,18	2,17109	5,3511	1,3016	-0,3526	5,4958	0,636	0,4342	1,0702	0,2603	-0,0705	1,0992
90	0,0133	3,18	10,044	13,224	3,2693	-3,2693	13,224	0,636	2,0088	2,6448	0,6539	-0,6539	2,6448
100	0,015	3,18	16,7054	19,885	4,837	-8,2166	18,743	0,636	3,3411	3,9771	0,9674	-1,6433	3,7487
110	0,0166	3,18	22,0077	25,188	5,8307	-14,094	21,674	0,636	4,4015	5,0375	1,1661	-2,8187	4,3349
120	0,0181	3,18	25,947	29,127	6,1891	-19,923	22,13	0,636	5,1894	5,8254	1,2378	-3,9847	4,426
130	0,0193	3,18	28,6447	31,825	5,9525	-25,016	20,553	0,636	5,7289	6,3649	1,1905	-5,0033	4,1106
140	0,0204	3,18	30,3148	33,495	5,2298	-29,02	17,524	0,636	6,063	6,699	1,046	-5,804	3,5048
150	0,0212	3,18	31,2211	34,401	4,1582	-31,871	13,599	0,636	6,2442	6,8802	0,8316	-6,3743	2,7199
160	0,0218	3,18	31,6319	34,812	2,8672	-33,693	9,2121	0,636	6,3264	6,9624	0,5734	-6,7386	1,8424
170	0,0221	3,18	31,7759	34,956	1,4581	-34,678	4,6341	0,636	6,3552	6,9912	0,2916	-6,9356	0,9268
180	0,0223	3,18	31,806	34,986	0,00	-34,986	0,00	0,636	6,3612	6,9972	0,00	-6,9972	0,00
190	0,0221	1,1853	31,7759	32,961	-1,37	-32,699	-4,37	0,2371	6,3552	6,5922	-0,275	-6,5398	-0,8739
200	0,0218	1,3469	31,6319	32,979	-2,7162	-31,919	-8,727	0,2694	6,3264	6,5958	-0,5432	-6,3838	-1,7454
210	0,0212	1,6299	31,2211	32,851	-3,9708	-30,435	-12,987	0,326	6,2442	6,5702	-0,7942	-6,087	-2,5973
220	0,0204	2,057	30,3148	32,372	-5,0545	-28,047	-16,936	0,4114	6,063	6,4744	-1,0109	-5,6094	-3,3872
230	0,0193	2,664	28,6447	31,309	-5,856	-24,611	-20,22	0,5328	5,7289	6,2618	-1,1712	-4,9222	-4,044
240	0,0181	3,5063	25,947	29,453	-6,2584	-20,147	-22,378	0,7013	5,1894	5,8907	-1,2517	-4,0293	-4,4756

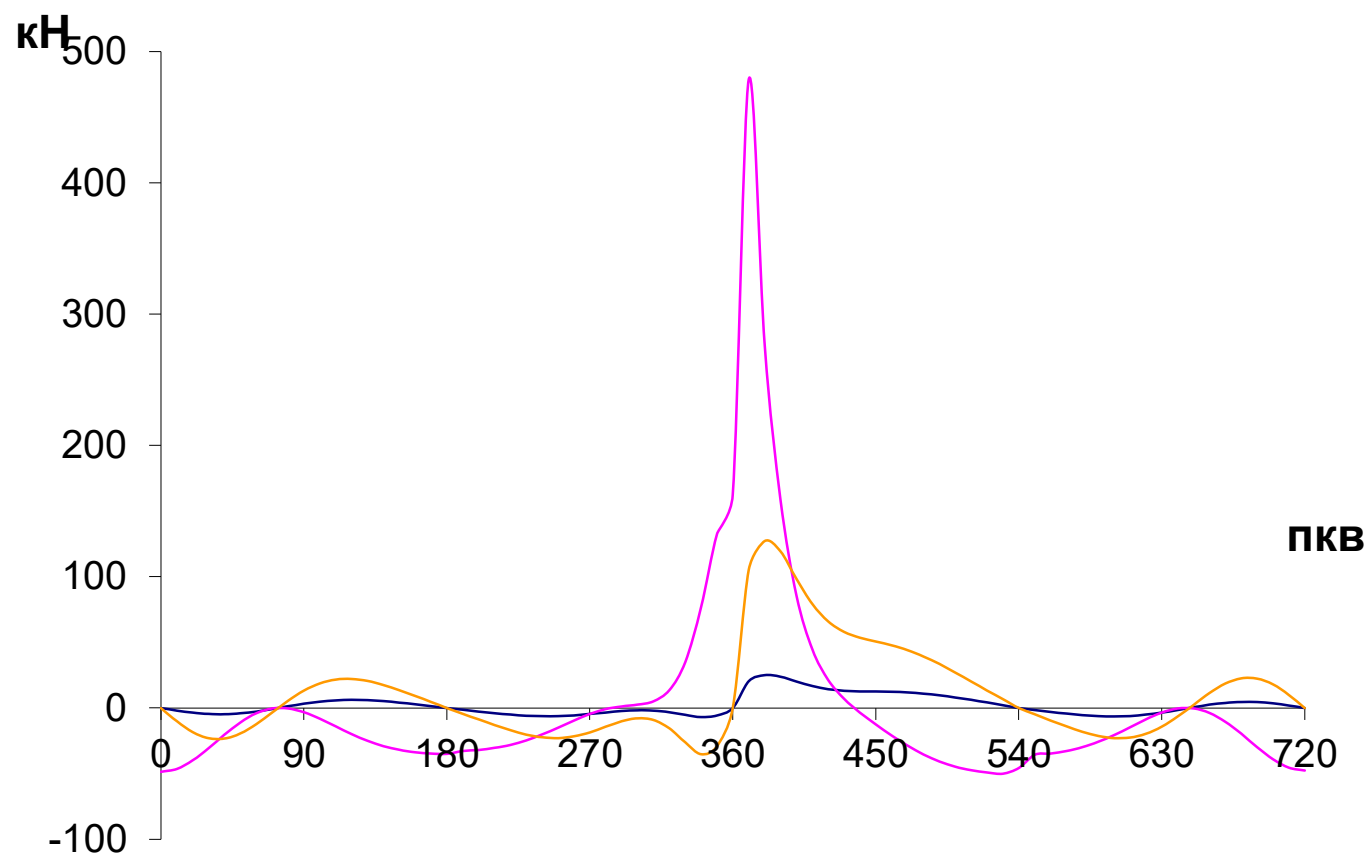
250	0,0166	4,6681	22,0077	26,676	-6,1752	-14,926	-22,955	0,9336	4,4015	5,3352	-1,235	-2,9853	-4,591
260	0,015	6,2797	16,7054	22,985	-5,591	-9,4974	-21,665	1,2559	3,3411	4,597	-1,1182	-1,8995	-4,333
270	0,0133	8,5467	10,044	18,591	-4,5961	-4,5961	-18,591	1,7093	2,0088	3,7181	-0,9192	-0,9192	-3,7181
280	0,0115	11,803	2,17109	13,974	-3,3992	-0,9209	-14,352	2,3607	0,4342	2,7949	-0,6798	-0,1842	-2,8705
290	0,0096	16,609	-6,61938	9,9897	-2,3125	1,2436	-10,178	3,3218	-1,3239	1,9979	-0,4625	0,2487	-2,0356
300	0,0079	23,93	-15,903	8,027	-1,7056	2,5364	-7,8044	4,786	-3,1806	1,6054	-0,3411	0,5073	-1,5609
310	0,0062	35,465	-25,1565	10,309	-1,9281	5,1493	-9,1364	7,0931	-5,0313	2,0618	-0,3856	1,0299	-1,8273
320	0,0047	54,171	-33,803	20,368	-3,1802	13,559	-15,529	10,834	-6,7606	4,0736	-0,636	2,7117	-3,1057
330	0,0035	84,659	-41,2651	43,394	-5,2452	34,958	-26,239	16,932	-8,253	8,6788	-1,049	6,9916	-5,2479
340	0,0026	131,18	-47,0202	84,159	-6,9316	76,713	-35,298	26,236	-9,404	16,832	-1,3863	15,343	-7,0595
350	0,002	186,22	-50,6524	135,57	-5,6549	132,53	-29,111	37,245	-10,13	27,114	-1,131	26,506	-5,8221
360	0,0019	214,2	-51,8939	162,31	0	162,31	0	42,84	-10,379	32,461	0	32,461	0
370	0,002	540,6	-50,6524	489,95	20,437	478,96	105,2	108,12	-10,13	97,99	4,0873	95,791	21,041
380	0,0026	350,02	-47,0202	303	24,956	276,2	127,08	70,005	-9,404	60,601	4,9913	55,239	25,417
390	0,0035	238,65	-41,2651	197,39	23,859	159,01	119,36	47,73	-8,253	39,477	4,7717	31,802	23,871
400	0,0047	162,77	-33,803	128,97	20,137	85,851	98,324	32,554	-6,7606	25,793	4,0273	17,17	19,665
410	0,0062	114,45	-25,1565	89,298	16,702	44,605	79,142	22,891	-5,0313	17,86	3,3404	8,921	15,828
420	0,0079	83,657	-15,903	67,754	14,397	21,409	65,875	16,731	-3,1806	13,551	2,8793	4,2818	13,175
430	0,0096	63,54	-6,61938	56,921	13,177	7,0861	57,995	12,708	-1,3239	11,384	2,6353	1,4172	11,599
440	0,0115	50,005	2,17109	52,176	12,692	-3,4385	53,588	10,001	0,4342	10,435	2,5383	-0,6877	10,718
450	0,0133	40,64	10,044	50,684	12,53	-12,53	50,684	8,128	2,0088	10,137	2,5061	-2,5061	10,137
460	0,015	34,005	16,7054	50,71	12,335	-20,953	47,798	6,801	3,3411	10,142	2,467	-4,1907	9,5596
470	0,0166	29,218	22,0077	51,226	11,858	-28,663	44,081	5,8437	4,4015	10,245	2,3717	-5,7327	8,8162
480	0,0181	25,726	25,947	51,673	10,98	-35,345	39,26	5,1451	5,1894	10,335	2,1959	-7,069	7,852
490	0,0193	23,168	28,6447	51,813	9,6911	-40,729	33,462	4,6337	5,7289	10,363	1,9382	-8,1457	6,6924
500	0,0204	21,311	30,3148	51,626	8,0608	-44,729	27,01	4,2622	6,063	10,325	1,6122	-8,9458	5,4019
510	0,0212	19,996	31,2211	51,218	6,1908	-47,451	20,247	3,9993	6,2442	10,244	1,2382	-9,4902	4,0495
520	0,0218	19,121	31,6319	50,753	4,1802	-49,122	13,431	3,8243	6,3264	10,151	0,836	-9,8244	2,6861
530	0,0221	18,62	31,7759	50,396	2,1021	-49,996	6,681	3,7241	6,3552	10,079	0,4204	-9,9991	1,3362

540	0,0223	13,95	31,806	45,756	0	-45,756	0	2,79	6,3612	9,1512	0	-9,1512	0
550	0,0221	4,2	31,7759	35,976	-1,5006	-35,69	-4,7693	0,84	6,3552	7,1952	-0,3001	-7,138	-0,9539
560	0,0218	4,2	31,6319	35,832	-2,9512	-34,68	-9,482	0,84	6,3264	7,1664	-0,5902	-6,9361	-1,8964
570	0,0212	4,2	31,2211	35,421	-4,2815	-32,816	-14,003	0,84	6,2442	7,0842	-0,8563	-6,5633	-2,8005
580	0,0204	4,2	30,3148	34,515	-5,3891	-29,904	-18,057	0,84	6,063	6,903	-1,0778	-5,9808	-3,6115
590	0,0193	4,2	28,6447	32,845	-6,1432	-25,818	-21,212	0,84	5,7289	6,5689	-1,2286	-5,1636	-4,2423
600	0,0181	4,2	25,947	30,147	-6,4058	-20,621	-22,905	0,84	5,1894	6,0294	-1,2812	-4,1242	-4,581
610	0,0166	4,2	22,0077	26,208	-6,0668	-14,664	-22,552	0,84	4,4015	5,2415	-1,2134	-2,9329	-4,5104
620	0,015	4,2	16,7054	20,905	-5,0852	-8,6381	-19,705	0,84	3,3411	4,1811	-1,017	-1,7276	-3,941
630	0,0133	4,2	10,044	14,244	-3,5215	-3,5215	-14,244	0,84	2,0088	2,8488	-0,7043	-0,7043	-2,8488
640	0,0115	4,2	2,17109	6,3711	-1,5497	-0,4199	-6,5434	0,84	0,4342	1,2742	-0,3099	-0,084	-1,3087
650	0,0096	4,2	-6,61938	-2,4194	0,5601	-0,3012	2,465	0,84	-1,3239	-0,4839	0,112	-0,0602	0,493
660	0,0079	4,2	-15,903	-11,703	2,4867	-3,6979	11,378	0,84	-3,1806	-2,3406	0,4973	-0,7396	2,2757
670	0,0062	4,2	-25,1565	-20,957	3,9197	-10,468	18,573	0,84	-5,0313	-4,1913	0,7839	-2,0936	3,7146
680	0,0047	4,2	-33,803	-29,603	4,6222	-19,706	22,569	0,84	-6,7606	-5,9206	0,9244	-3,9412	4,5138
690	0,0035	4,2	-41,2651	-37,065	4,4802	-29,859	22,413	0,84	-8,253	-7,413	0,896	-5,9718	4,4825
700	0,0026	4,2	-47,0202	-42,82	3,5268	-39,032	17,959	0,84	-9,404	-8,564	0,7054	-7,8063	3,5919
710	0,002	4,2	-50,6524	-46,452	1,9376	-45,41	9,9746	0,84	-10,13	-9,2905	0,3875	-9,082	1,9949
720	0,0019	4,2	-51,8939	-47,694	0	-47,694	0	0,84	-10,379	-9,5388	0	-9,5388	0

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газового двигуна

Метою та завданням роботи є дослідження ефективних та екологічних показників стаціонарного поршневого газового двигуна когенераційної установки при роботі на модельній суміші газового палива.

Було запропоновано в якості палива використати модельну суміш газового палива яка складається з 50% метану (CH_4) та 43% вуглекислого газу (CO_2), з нижчою теплотою згоряння 21520 кДж/м^3 .

В результаті теплового розрахунку стаціонарного газового двигуна були отримані дані для двигуна, що працює на модельній суміші газового палива та на природному газі визначеного фракційного складу. Отримані результати теплового розрахунку для двох варіантів роботи стаціонарних газових двигунів представлені в таблиці 3.1

Таблиця 3. 1

Отримані результати розрахунку газового двигуна 6 ГЧН 25/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Природний газ	Модельна суміш
1	Q_H , кДж/м ³	35840	21520
2	l_0 , кмоль / кмоль	9,500	5,690
3	M_1 , кмоль/ кмоль	15,250	9,536
4	M_{CO_2} , кмоль/ кмоль	1,060	1,060
5	$M_{\text{H}_2\text{O}}$, кмоль/ кмоль	1,950	1,150
6	M_{O_2} , кмоль/ кмоль	0,998	0,598
7	M_{N_2} , кмоль/ кмоль	11,268	6,753
8	M_2 , кмоль/ кмоль	15,275	9,561
9	R_{CO_2} %	6,9	11,1
10	$R_{\text{H}_2\text{O}}$ %	12,8	12
11	R_{O_2} %	6,5	6,2

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12	$R_{N_2} \%$	73,8	70,6
13	$P_{max}, \text{кПа}$	9478	9110
14	η_m	0,87	
15	$P_{me}, \text{кПа}$	958	894
16	η_e	0,37	0,36
18	$V_e, \text{м}^3/\text{кВт*год}$	0,271	0,465
20	$V_r, \text{м}^3/\text{год}$	108	186
21	$P_{ep}, \text{кВт}$	400	373

Для дослідження заданих ефективних та екологічних показників газового двигуна при його експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних як ефективних так і економічних показників на параметри його роботи [9].

До ефективних показників роботи поршневого двигуна відносяться - середній ефективний тиск $P_{me}(\text{кПа})$, ефективна потужність двигуна $P_e(\text{кВт})$, ефективний коефіцієнт корисної дії η_e , питома ефективна витрата газоподібного палива $V_e (\text{м}^3/\text{кВт*год})$ [9].

В результаті теплового розрахунку стаціонарного газового двигуна були отримані дані для двигуна, що працює на модельній суміші газового палива та на природному газі визначеного фракційного складу:

- нижча теплота згоряння модельній суміші газового палива відповідає величині $Q_H = 21520 \text{ кДж/м}^3$, при тому як нижча теплота згоряння природного газу відповідає величині $Q_H = 35840 \text{ кДж/м}^3$. Спостерігаємо різницю величин теплоти згоряння. Нижча теплота згоряння природного газу приблизно на 40% вища від теплоти згоряння модельній суміші газового палива.

- при використанні в якості газоподібного палива модельній суміші – спостерігається зменшення середнього ефективного тиску P_{me} на 64 кПа (на 7 %), в порівнянні з роботою на природному газі;

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- спостерігаємо також зменшення ефективної потужності двигуна при роботі на модельній суміші. Зменшення відбулося на 27 кВт. (також на 7 %), що є очевидним фактором, так як зменшення величини середнього ефективного тиску прямопропорційно веде до зменшення ефективної потужності;

- питома ефективна витрата палива при роботі на модельній суміші газу має величину $V_e = 0,465 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год.}$, а питома ефективна витрата палива при роботі на природному газі має величину на $0,194 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год.}$ меншу ($V_e = 0,271 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год.}$). Фактично різниця у витраті при різних варіантах роботи складає 42%.

3.2 Дослідження екологічних показників робочого процесу газового двигуна

До екологічних показників роботи стаціонарного газового двигуна можна віднести кількість окремих компонентів продуктів згоряння, загальна кількість продуктів свіжого заряду та продуктів згоряння та склад продуктів згорання в об'ємних долях[9].

В результаті проведених розрахунків було встановлено, що загальна кількість продуктів свіжого заряду при роботі двигуна на природному газі фактично на 38% більша ніж при роботі газового двигуна модельній суміші газу. Також ми можемо спостерігати на збільшення загальної кількості продуктів згоряння (на 38%), при роботі на природному газі.

При розгляді окремих компонентів продуктів згоряння, також спостерігається збільшення окремих компонентів продуктів згоряння.

Більш інформативна картина спостерігається при розгляді складу окремих продуктів згорання в об'ємних долях від загальної кількості продуктів згоряння. При роботі двигуна на модельній суміші газу яка має вміст CO_2 на 40% більше ніж в природному газі - спостерігаємо збільшення кількості вуглекислого газу CO_2 на 60% при роботі двигуна на модельній

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

суміші газу. Інші складові продуктів згоряння знаходяться в допустимих межах, і зміна фракційного складу газу на їх величину не вплинула.

3.3 Дослідження економічних показників робочого процесу газового двигуна

До економічних показників робочого процесу газового двигуна відносяться питомі індикаторна та ефективна витрата газоподібного палива. першу чергу потрібно вважати витрату палива. Також до економічних показників можна віднести годину витрату палива, але при цьому потрібно враховувати потужність двигуна[9].

Економічність роботи двигунів неможливо порівнювати по годинній втраті палива, так як при цьому не враховується величина ефективної потужності двигуна. Для порівняння економічність роботи двигунів вводиться такий параметр, як питома ефективна витрата теплоти[9].

Питома ефективна витрата теплоти - це витрата теплоти на вироблення одного кіловата ефективної потужності за одну годину роботи[9].

Питома ефективна витрата теплоти газових двигунів, $\text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$:

$$q_e = V_{\Gamma} Q_{\text{н}}.$$

1. Розрахуємо витрату теплоти при роботі двигуна на природному газі

Нижча теплоти згоряння даного фракційного складу природного газу $Q_{\text{н}} = 35\,840 \text{ кДж}/\text{м}^3$, а година витрата природного газу $V_{\Gamma} = 108 \text{ м}^3/\text{год}$. (таблиця 3.1)

Тоді кількість затраченого тепла за одну годину роботи на природному газі

$$Z_{\Gamma} = Q_{\text{н}} * V_{\Gamma} = 35\,840 * 108 = 3\,870\,720 \text{ кДж}/\text{год}.$$

Визначаємо питому ефективну витрату теплоти для першого варіанта.

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q^1 = Z_{\tau} / P_e = 3\,870\,720 / 400 = 9\,677 \text{ кДж/кВт*год.}$$

2. Розрахуємо витрату теплоти при роботі двигуна на модельній суміші газу. Нижча теплоти згоряння даного фракційного складу суміші газу $Q_n = 21520 \text{ кДж/м}^3$, а година витрата природного газу $V_r = 186 \text{ м}^3/\text{год.}$ (таблиця 3.1)

Тоді кількість затраченого тепла за одну годину роботи на модельній суміші газу

$$Z_{\tau} = Q_n * V_r = 21520 * 186 = 4\,002\,720 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо питому ефективну витрату теплоти для другого варіанта.

$$Q^2 = Z_{\tau} / P_e = 4\,002\,720 / 373 = 10\,731 \text{ кДж/кВт*год.}$$

Для виробки одного кіловата ефективної потужності для модельній суміші газу потрібно затратити на 11% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

Висновок.

- для виробки одного кіловата ефективної потужності для модельній суміші газу потрібно затратити на 11% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок.

- нижча теплота згоряння модельній суміші газового палива відповідає величині $Q_H = 21520 \text{ кДж/м}^3$, при тому як нижча теплота згоряння природного газу відповідає величині $Q_H = 35840 \text{ кДж/м}^3$. Спостерігаємо різницю величин теплоти згоряння. Нижча теплота згоряння природного газу приблизно на 40% вища від теплоти згоряння модельній суміші газового палива.

- при використанні в якості газоподібного палива модельній суміші – спостерігається зменшення середнього ефективного тиску P_{me} на 64 кПа (на 7 %), в порівнянні з роботою на природному газі;

- спостерігаємо також зменшення ефективної потужності двигуна при роботі на модельній суміші. Зменшення відбулося на 27 кВт. (також на 7 %), що є очевидним фактором, так як зменшення величини середнього ефективного тиску прямопропорційно веде до зменшення ефективної потужності;

- питома ефективна витрата палива при роботі на модельній суміші газу має величину $V_e = 0,465 \text{ м}^3/\text{кВт*год.}$, а питома ефективна витрата палива при роботі на природному газі має величину на 0,194 $\text{м}^3/\text{кВт*год.}$ меншу ($V_e = 0,271 \text{ м}^3/\text{кВт*год.}$). Фактично різниця у витраті при різних варіантах роботи складає 42%.

- при роботі двигуна на модельній суміші газу яка має вміст CO_2 на 40% більше ніж в природному газі - спостерігаємо збільшення кількості вуглекислого газу CO_2 на 60% при роботі двигуна на модельній суміші газу. Інші складові продуктів згоряння знаходяться в допустимих межах, і зміна фракційного складу газу на їх величину не вплинула;

- для виробки одного кіловата ефективної потужності для модельній суміші газу потрібно затратити на 11% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.61.24.18. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі трудової діяльності.

Управління охороною праці на підприємстві є однією з важливих складових частин управління діяльністю підприємства в цілому. Роботодавець забезпечує на підприємстві функціонування системи управління охороною праці і створює для цих цілей відповідні служби. На підприємстві виробничої сфери з числом працюючих 50 і більше створюється служба охорони праці, а в інших випадках функції цієї служби можуть виконувати за сумісництвом особи, які мають відповідну підготовку та пройшли перевірку знань з охорони праці. Служба охорони праці підпорядковується безпосередньо роботодавцю і прирівнюється до основних виробничо-технічних служб.

На підприємствах з кількістю працюючих 50 і більше рішенням трудового колективу на загальних зборах (конференції) можуть створюватися комісія з питань охорони праці та пожежно-технічна комісія. На підприємствах, що мають транспортні засоби, при чисельності зайнятих експлуатацією транспортних засобів понад 50 чоловік уводиться посада фахівця з безпеки дорожнього руху, а понад 500 чоловік створюється служба безпеки дорожнього руху.

З метою запобігання дорожньо-транспортним пригодам і забезпечення транспортної дисципліни на підприємствах, що мають транспортні засоби, утворюються комісії з безпеки руху. Крім того, для виконання окремих видів робіт з охорони праці можуть створюватися спеціальні комісії, наприклад, постійно діючі комісії з питань атестації робочих місць за умовами праці, а

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

також групи спеціалістів з питань експлуатації обладнання підвищеної небезпеки та добровільні об'єднання працівників підприємства, зокрема добровільна пожежна дружина тощо [11].

4.2. Охорона навколишнього середовища

При розробці генеральних планів підприємств повинні враховуватися санітарно-гігієнічні вимоги. Площадка під підприємство повинна мати відносно рівну поверхню і нахил до 0,002% для стоку поверхневих вод. За функціональним призначенням ця площадка повинна розділятися на зони: передзаводську, виробничу, підсобну і складську. При забудові площадки між спорудами, що освітлюються крізь віконні прорізи, слід передбачати санітарні розриви, які приймаються не менше найбільшої висоти до верху карнизу споруд, що розміщені напроти.

Центральний вхід на територію підприємства слід передбачати з боку основного підходу чи під'їзду працівників. Територія підприємства повинна мати впорядковані пішохідні доріжки (тротуари) від центрального та додаткових прохідних пунктів до всіх будівель і споруд. До будівель і споруд по всій їх довжині має передбачатися під'їзд пожежних автомобілів.

Територія підприємства має бути озеленена, площа цих ділянок повинна складати не менше 10% площі підприємства. Усі підприємства повинні мати системи водопостачання та каналізації.

Пристрої питного водопостачання (фонтанчики) необхідно розміщувати у проходах виробничих приміщень, вестибюлях, кімнатах відпочинку, на відкритих площадках території підприємства тощо. Мережі господарсько-питного водопостачання мають бути відділені від тих, що подають технічну воду. Норми витрат води на господарсько-питні потреби в зміну становлять 45 л на працівника у гарячих цехах та 25 л – у звичайних цехах.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Каналізація поділяється на виробничу, господарсько-фекальну та зливову. Забороняється спуск господарсько-фекальних та виробничих стічних вод у поглинаючі колодязі, щоб запобігти забрудненню водоносних шарів ґрунту. Спуск незабруднених виробничих стічних вод допускається у зливну каналізацію, що призначена для стікання атмосферних опадів. Якщо концентрація шкідливих речовин у суміші стічних вод підприємства та міських стічних вод не перевищує встановлених норм, то спуск стічних вод, що вміщують шкідливі речовини, після відповідної обробки допускається у міську каналізаційну мережу.

Виробничі приміщення повинні мати віконні прорізи, ліхтарі для освітлення та ефективну вентиляцію. Висота приміщень повинна бути не менше 3,2 м, а об'єм і площа – 15 м³ та 4,5 м² відповідно на кожного працівника. Приміщення чи ділянки виробництв зі значним виділенням тепла, шкідливих газів, пари або пилу необхідно розміщувати біля зовнішніх стін будівель, а у багатоповерхових будівлях – на верхніх поверхах[11].

Одним із необхідних умов праці являється забезпечення чистоти повітря та нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення. Мікроклімат виробничих приміщень визначається сукупністю показників які впливають на теплообмін організму людини. До них відносяться: температура повітря (°C); відносна вологість повітря (%); швидкість руху повітря (м/с); інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення (Вт/м²); температура поверхні (°C) [11].

Усі параметри по одному, а також у комплексі впливають на фізіологічну функцію організму – його терморегуляцію і визначають самопочуття. При зміні зовнішніх умов середовища терморегуляція в організмі людини відбувається за рахунок посилення або послаблення фізіологічних процесів, що зумовлюють теплоутворення в організмі, а також впливають на тепловіддачу тіла людини в довкілля. Організм людини

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

здатний підтримувати квазістійку температуру тіла при достатньо широких коливаннях параметрів навколишнього середовища. Санітарно-гігієнічне нормування мікроклімату здійснюється згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», які встановлюють оптимальні мікрокліматичні умови і допустимі параметри мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень [11].

Забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку із навколишнім середовищем. При роботі двигун споживає повітря та воду, також скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу – воду із двигуна, являється джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. В результаті недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушення правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і надає негативний вплив на флору та фауну.

Токсичність викидів двигунів внутрішнього згоряння вважається однією з найважливіших характеристик технічного рівня ДВЗ. У двигунах внутрішнього згоряння реалізуються як кінетичний режим горіння, так і дифузійний.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Першим кроком на шляху зниження токсичності та димності відпрацьованих газів є вдосконалення систем запалювання. Конструкція свічки запалювання, її розташування у КЗ, а також енергія та тривалість іскрового розряду – всі ці параметри суттєво впливають на спалахування суміші, тривалість її згоряння й тому – на викиди токсинів з ВГ. Впли-

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

вовість цих факторів зростає у прямій залежності від рівня збіднення суміші ($\alpha > 1$). Склад суміші у двигунах з іскровим запалюванням на відміну від дизелів змінюється у значно вужчих межах ($\alpha = 0,85...1,15$).

Концентрація CO й C_nH_m є мінімальною при роботі на збіднених сумішах (з $\alpha = 1,05...1,10$), але при цьому максимальною стає концентрація NO_x у ВГ [12].

Збіднення суміші понад $\alpha = 1,1$ може привести до зростання емісії C_nH_m . Пояснюється це тим, що знижується швидкість згоряння бідних сумішей, збільшується по циклова нерівномірність і навіть можливі пропускання спалахувань у окремих циліндрах.

Емісія CO для бідних сумішей практично є постійною, а у багатих сумішах викиди CO збільшуються по мірі зменшення а внаслідок збільшення кількості надлишкового палива.

Збіднення суміші у всьому об'ємі КЗ приводить до зниження тепловиділення від одиничного об'єму суміші, що при постійності тепловиділення може привести або до передчасного гасіння полум'я, або до пропусків запалювання[12].

Для забезпечення стабільного спалахування суміші необхідне збільшення енергії, що підводиться, за рахунок подачі іскри. Перспективним є розшарування заряду із збагаченням біля свічки запалювання і створенням початкових усталених осередків запалювання та подальшим подовженням допалювання збіднених сумішей.

Підвищення енергії іскрового розряду дозволяє збільшувати кількість енергії, що підводиться до осередків запалювання сумішей, підвищуючи тим самим температуру у зоні спалахування, тобто забезпечити усталене (організоване й ефективне) повне згоряння сумішей.

При цьому можливе варіювання як тривалості розряду, так і кількості розрядів у кожному робочому циклі двигуна (багато іскровий розряд).

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Тактність впливає на токсичність викидів. Так, двотактні двигуни у зв'язку з гіршими умовами очищення циліндрів від продуктів згоряння попереднього робочого циклу, а також більш раннім відкриттям випускних вікон відрізняються, в основному, значно більшими викидами неспалених залишків вуглеводнів [12].

Відпрацьовані гази представляють собою складну багатокомпонентну суміш газів, парів, краплин рідин і дисперсних твердих частинок. Всього відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння містять біля 280 компонентів, серед яких можна виділити які містяться у повітряному заряді, азот N_2 і кисень O_2 , продукти повного згоряння палива (діоксид вуглецю CO_2 і водяний пар H_2O), речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу із повітря при високих температурах (оксиди азоту NO_x), продукти неповного згоряння палива (оксид вуглецю CO , вуглеводні CH_x , дисперсні тверді частинки, основним компонентом яких являється сажа), а також оксиди сірки, альдегіди. Крім продуктів згоряння палива в відпрацьованих газах містяться продукти згоряння змащувального масла та рідин, які утворюються із присадок до палива і масла [12].

Деяке збільшення викидів NO_x можна компенсувати рядом заходів:

- зменшення дійсного кута випередження впорскування палива;
- рециркуляція відпрацьованих газів;
- подача води на впуску [12].

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум - це сукупність багато чисельних звукових коливань, які швидко змінюються за силою і частотою.

Вплив шуму на людину виявляється у широкому діапазоні: від появи роздратованості до втрати слуху. Шум зменшує продуктивність праці, викликає головний біль, підвищену втомлюваність, може стати причиною нервового виснаження.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Джерело звуку характеризує звукова потужність, частотний спектр випромінювання і характеристика направленості.

Звукова потужність (N , Вт), яку розвиває джерелом шуму, - це звукова енергія, яку воно випромінює за одиницю часу.

Інтенсивність звуку, звукова потужність джерела звуку пов'язані з величинами, які визначають фізичний вплив звуку на людину. Простір, у якому поширюються звукові хвилі, називають звуковим полем.

Зміна фізичного стану середовища у звуковому полі, яке спричинено наявністю звукових хвиль, характеризують інтенсивністю звуку, звуковим тиском, рівнем звукової потужності та частотним спектром.

До звукових коливань, які сприймає людське вухо, відносять коливання, частота яких знаходиться в межах від 16 до 20000 Гц.

Коливання з частотою нижче 16 Гц відносять до інфразвуку, понад 20000 Гц - ультразвуку. Коливання з такими частотами людина не відчуває, проте вплив їх негативний.

Величини інтенсивності звуку, звукового тиску і звукової потужності змінюються в дуже широких межах. Наприклад, звуковий тиск самого тихого звуку, який може сприйняти людина, становить $2 \cdot 10^{-5}$ Па, максимальна величина звукового тиску, що сприймається людиною, - $2 \cdot 10^4$ Па.

В умовах експлуатації обладнання, машин, механізмів, промислових установок нескладно виявити, яке власне джерело спричиняє зростання шуму. Якщо, наприклад, у житловий будинок проникає шум від одночасно працюючих компресорної та вентиляційної установок сусіднього підприємства, то послідовним вимиканням цих установок і вимірюванням шуму кожної з них можна виявити домінуюче джерело шуму.

Для таких поширених джерел шуму, як вентиляторні, компресорні, газотурбінні та інші аеродинамічні установки, шумові характеристики

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

можуть бути розраховані за методиками, наведеними в довідковій літературі.

Характеризуючи шумові потужності багатьох промислових підприємств, слід зауважити, що найбільш шумними є деревообробні підприємства, де застосовується деревообробне обладнання, рівень шуму якого знаходиться в межах 93—118 дБА.

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

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

У наш час на практиці застосовують два принципи нормування шуму:

- нормування шуму на основі граничних спектрів (гранично допустимих рівнів звукового тиску) в октавних смугах частот;
- нормування шуму, що базується на регламентуванні рівня звуку в дБА.

Суть першого принципу нормування шуму полягає в такому. Нормами передбачаються диференційовані вимоги до допустимих рівнів шуму в приміщеннях різного призначення залежно від кваліфікації, характеру та категорії напруженості праці.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей) [12].

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Для зменшення вібрації двигуна і агрегатів найбільш доцільним є конструктивне збільшення жорсткості валів, ретельне їх балансування, поліпшення якості зачеплення зубчастих коліс, уникнення резонансу коливальних систем, покращання якості виготовлення підшипників, застосування амортизаторів і еластичних підвісок[10].

Найефективнішим методом боротьби з вібрацією, є застосування різного роду динамічних поглиначів енергії коливань - гумових чи полімерних вставок, а також нанесенням на вібруючі деталі різних покриттів з високим коефіцієнтом внутрішніх втрат, здатних поглинати енергію механічних коливань і перетворювати її в теплову.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

Двигун і всі допоміжні механізми і пристрої повинні експлуатуватися у відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

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

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

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

отвори і трубопроводи для наповнення і огляду баку рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

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

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

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент на деталях механізму руху;

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

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

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

при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду[8].

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Метою та завданням роботи є дослідження ефективних та екологічних показників при роботі на модельній суміші газового палива. Об'єктом дослідження є – стаціонарний газовий поршневий двигун 6 ГЧН 25/34 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш».

Для проектного газового двигуна пропоную використати в якості палива – модельну газову суміш яка складається з 50% метану (CH_4), та 43% вуглекислого газу CO_2 .

ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ роботи містить обґрунтування вибору альтернативного палива та опис конструкції проектного газового двигуна та його основних вузлів та елементів [8].

КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ містить два варіанта розрахунку робочого процесу газового двигуна, розрахунок теоретичної та індикаторної діаграм, теплового балансу та динамічних сил.

В НАУКОВОМУ РОЗДІЛІ кваліфікаційної роботи були наведенні результати теоретичного дослідження впливу газоподібного палива різної калорійності (природного та модельній суміші газового палива) на ефективні, економічні та екологічні показники роботи двигуна.

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

В результаті проведеного дослідження робимо попередні висновки:

- нижча теплота згоряння модельній суміші газового палива відповідає величині $Q_{\text{н}} = 21520 \text{ кДж/м}^3$, при тому як нижча теплота згоряння природного газу відповідає величині $Q_{\text{н}} = 35840 \text{ кДж/м}^3$. Спостерігаємо різницю величин теплоти згоряння. Нижча теплота згоряння природного газу приблизно на 40% вища від теплоти згоряння модельній суміші газового палива.

- при використанні в якості газоподібного палива модельній суміші – спостерігається зменшення середнього ефективного тиску $P_{\text{те}}$ на 64 кПа (на 7 %), в порівнянні з роботою на природному газі;

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- спостерігаємо також зменшення ефективної потужності двигуна при роботі на модельній суміші. Зменшення відбулося на 27 кВт. (також на 7 %), що є очевидним фактором, так як зменшення величини середнього ефективного тиску прямопропорційно веде до зменшення ефективної потужності;

- питома ефективна витрата палива при роботі на модельній суміші газу має величину $V_e = 0,465 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$, а питома ефективна витрата палива при роботі на природному газі має величину на $0,194 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$ меншу ($V_e = 0,271 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$). Фактично різниця у витраті при різних варіантах роботи складає 42%.

- при роботі двигуна на модельній суміші газу яка має вміст CO_2 на 40% більше ніж в природному газі - спостерігаємо збільшення кількості вуглекислого газу CO_2 на 60% при роботі двигуна на модельній суміші газу. Інші складові продуктів згоряння знаходяться в допустимих межах, і зміна фракційного складу газу на їх величину не вплинула;

- для виробки одного кіловата ефективної потужності для модельній суміші газу потрібно затратити на 11% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

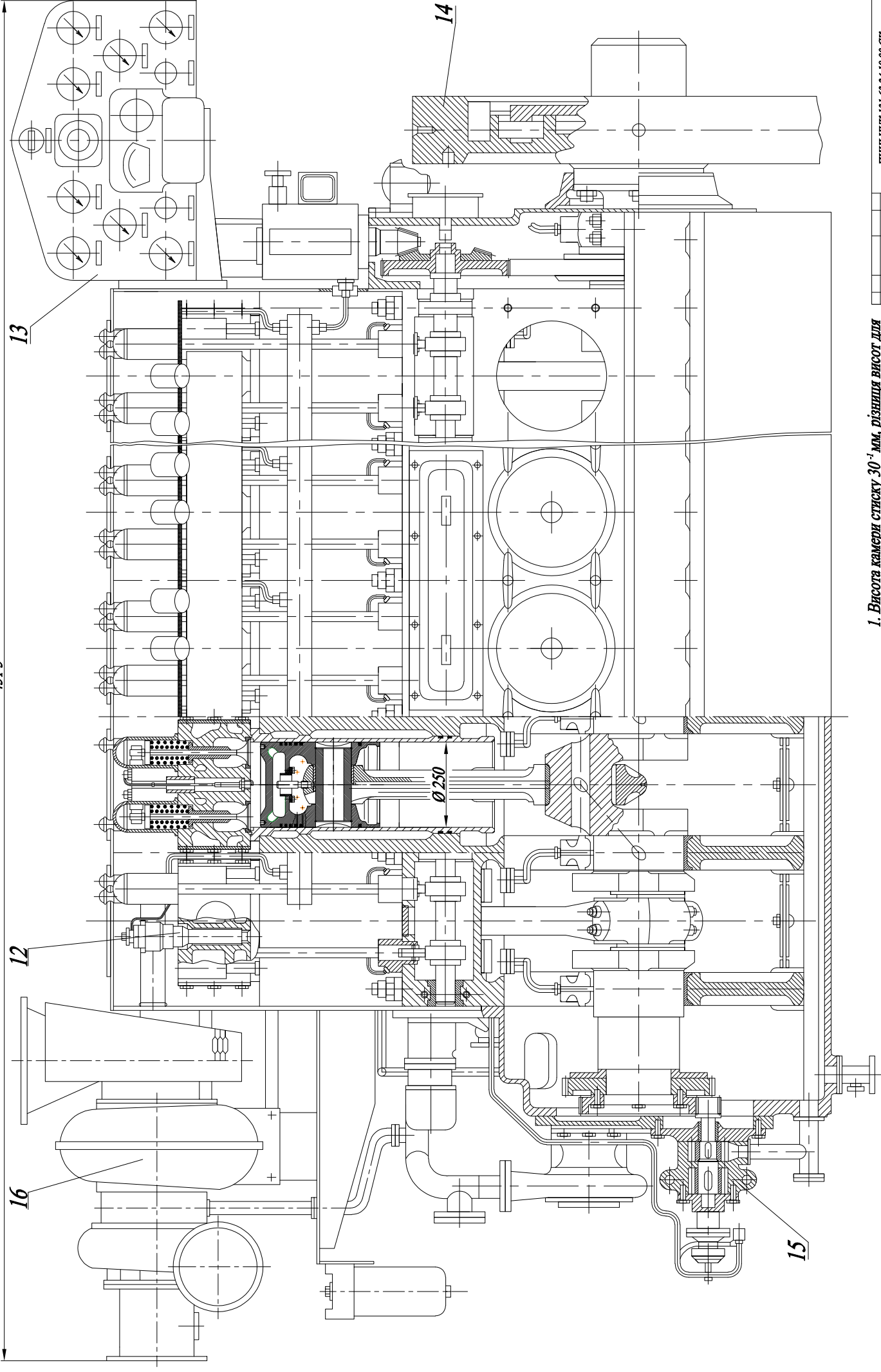
1. А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко *Забезпечення номінальної потужності стаціонарного газового двигуна при використанні низькокалорійних газових палив: Двигуни внутрішнього згоряння – 2015. № 1. – С.27- 33.*
2. І.В. Грицук, Д.С. Погорлецький, Д.С. Адров, А.В. Білай *Особливості визначення витрати палива та викидів шкідливих речовин двигунів транспортних засобів, що працюють на газовому паливі: Двигуни внутрішнього згоряння – 2021. № 1. – С.25- 35.*
3. А.А. Лісовал *Використання біогазу як сировини і моторного палива в енергетиці і на транспорті: Двигуни внутрішнього згоряння – 2022. № 2. – С.13- 19.*
4. Доценко С.М., Тягнирядно Д.О., Фока Б.О. *Утилізація тепла когенераційними установками з газовими поршневими двигунами. Збірник тез доповідей міжнародної конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії" 11–12.03. 2024 р. – Харків, ХНАДУ. с. 297-299.*
5. А.И. Грабовенко С.М. Доценко В.И. Иодловский, *Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал №1 2017, - С. 17-24.*
6. 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.*
7. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин *Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия. Авиационно-*

					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

космическая техника и технология //Научно-технический журнал, 2014, № 9(116) – С. 39 – 45.

8. Газовий двигун-генератор ДвГА - 400. АТДВ «Первомайськдизельмаш». Інструкція з експлуатації. 188 - 0000 ІЕ. 2003.
9. 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.
10. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.
11. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.
12. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. Т. 5 Екологізація ДВЗ. – Харків: Прапор, 2004 – 360с.

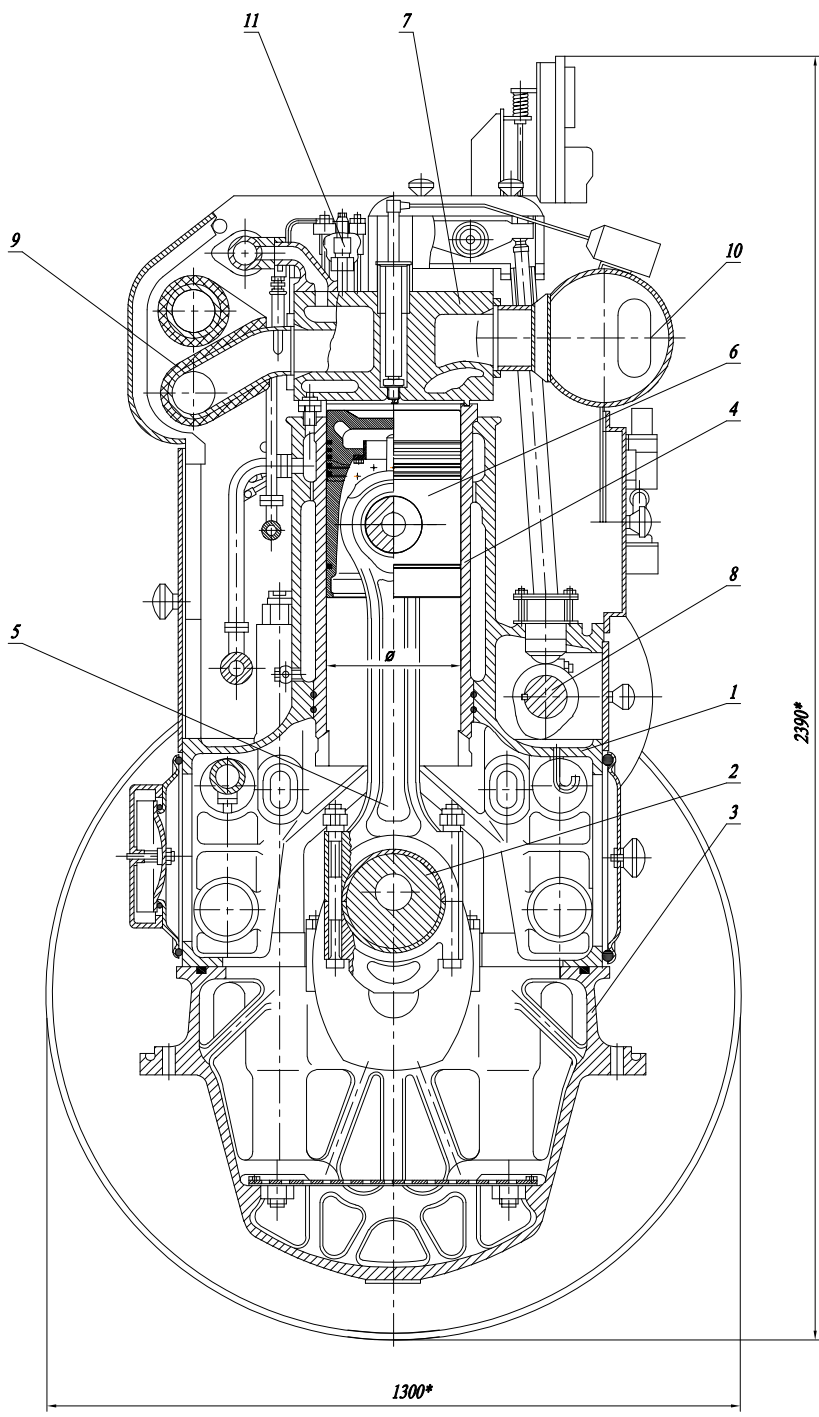
					ПННІ НУК 131.63.24.18. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



1. Висота камери стиску 30^{-1} мм, різниця висот для одного двигуна не повинна перевищувати 0,5 мм

2.* Розміри для довідок.

[illegible]



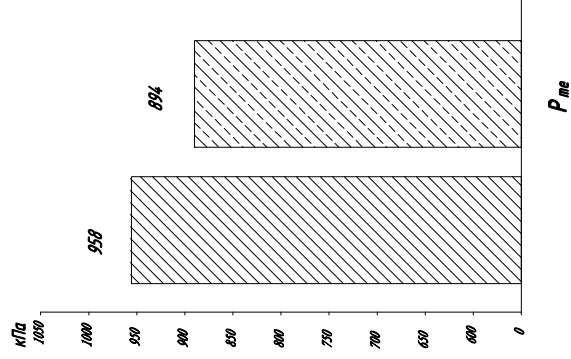
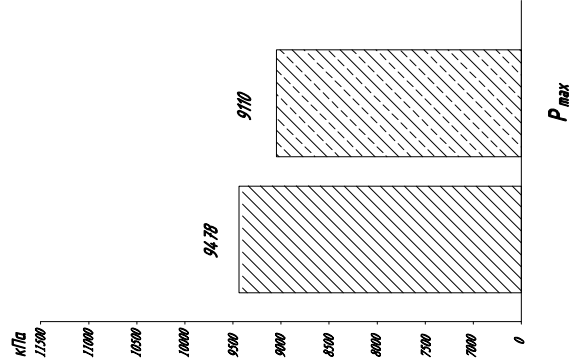
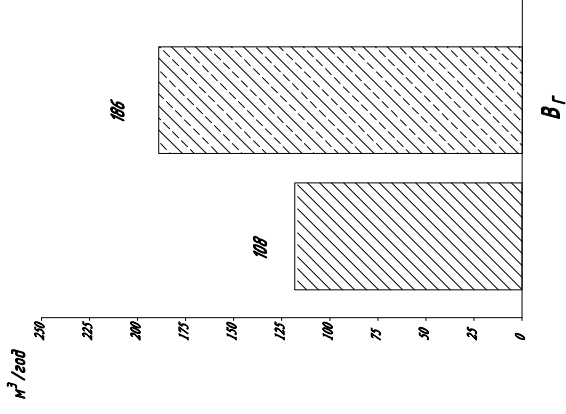
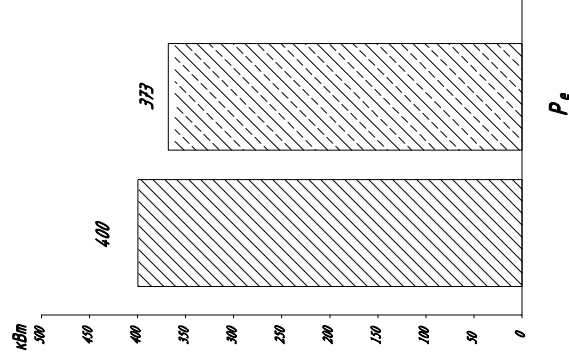
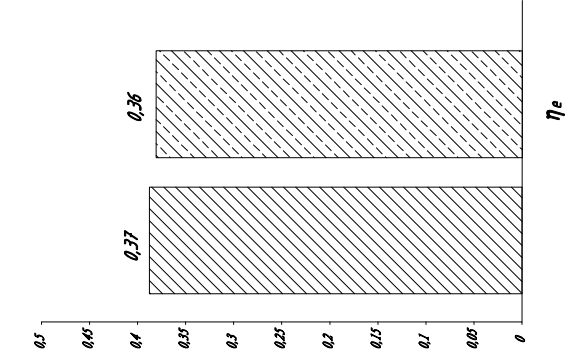
Технічна характеристика.

- | | |
|---------------------------------------|---|
| 1.Ефективна потужність | $P_e = 40,0 \text{ кВт}$ |
| 2.Частота обертання колінчастого вазу | $n = 500 \text{ хв}$ |
| 3.Ступінь стиску | $\varepsilon = 1,0$ |
| 4.Середній ефективний тиск | $P_{me} = 958 \text{ кПа}$ |
| 5.Питома ефективна витрата газу | $V_e = 0,27 \text{ л}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$ |

Технічні вимоги.

- Використовувати в системі мащення масло МВЦ/С2 ГОСТ 21743-76
- В якості охолоджувальної рідини використовувати профільтовану прісну воду.
- Висота камери стиску 30 мм.
- *Розмір для довідок.

ЛННН НУК 131.63.24.18.0.0.0 СК					ЛННН НУК		
6 ГЧН 25/34					Лит	Маса	Масшт.
					Н	10500	1:5
					Архив 1 Архив 1		
Зм.	Арх.	Модиф.	Підпис	Дата			
Проект.	Фонд Б.						
Лектор.	Виконав С.						
Текст.	Виконав С.						
Нормат.	Виконав С.						
Зам.	Виконав В.						



Onuc:

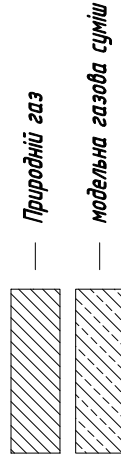
η_e - Эффективный ККД.

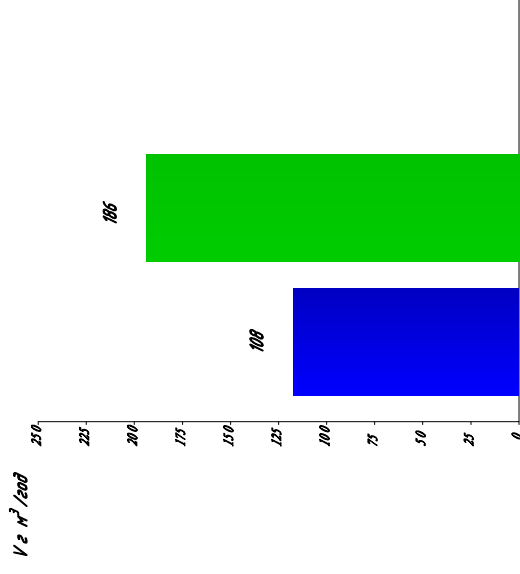
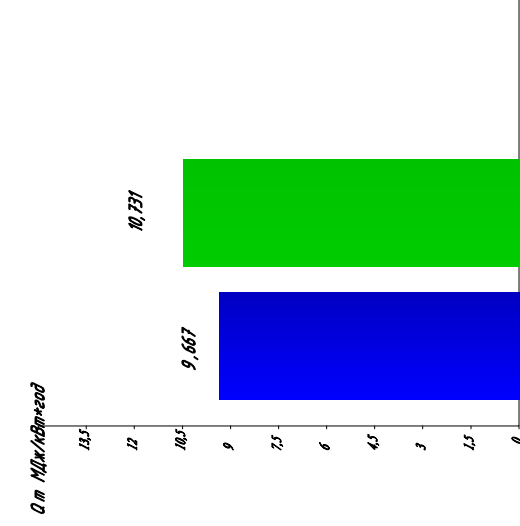
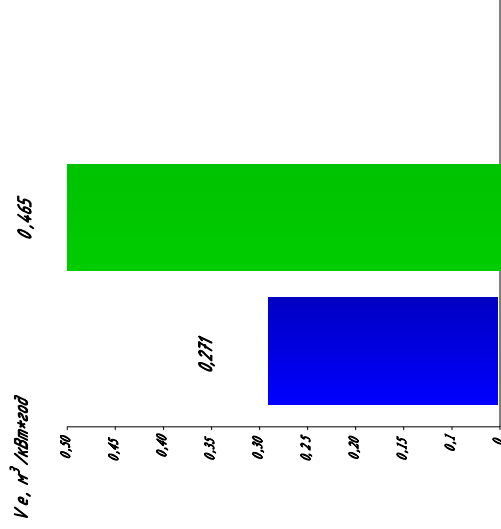
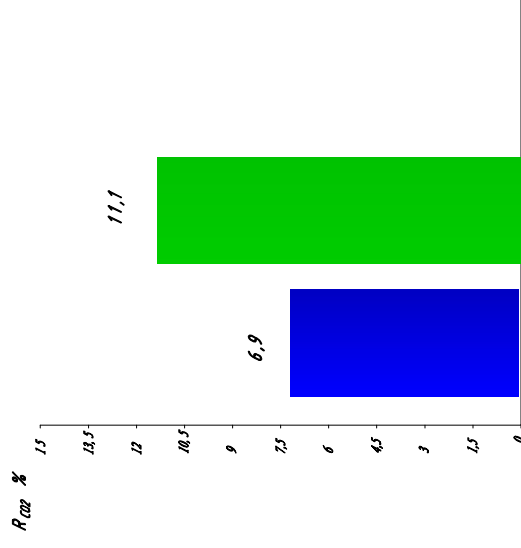
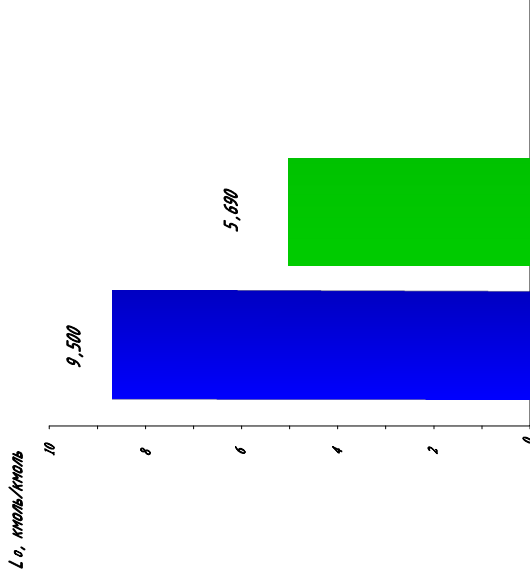
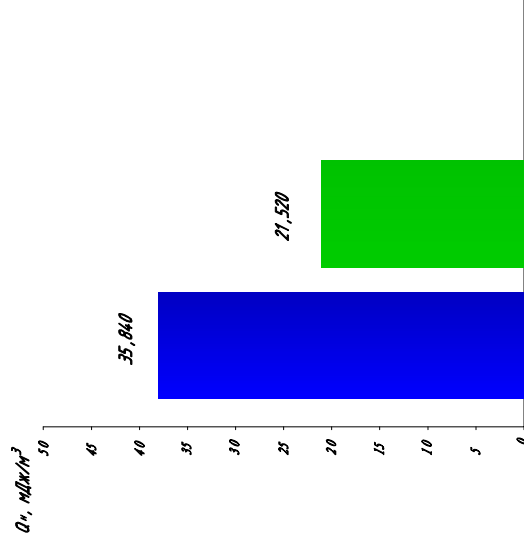
P_e - Эффективна потужність.

V_r - Годинна витрата газу.

P_{max} - Максимальний тиск в циліндрі.

$P_{\text{те}}$ - Середній ефективний тиск.

[illegible]



Природній газ 90% CH_4 + 3% CO_2

Модельна газова суміш 50% CH_4 + 43% CO_2

Параметри двигунів:

Q_n – найнижча теплота згоряння палива, МДж/м³;

L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоль газу, кмоль/кмоль;

V_e – питома ефективна витрата газоподібного палива, $\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$;

CO_2 – кількість вуглекислого газу в продуктах згоряння, кмоль/кмоль ,
 $Q_{\text{т}}$ – витрата теплоти для виробки кіловата потужності, МДж/кВт*год

V_g - годовина витрата газоподібного палива, $m^3 / год$;

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.		
				Документація				
A1			131.63.24.18. 0.0.0 СК	Складальне креслення				
				Складальні одиниці				
		1	131.63.24.18. 1.0.0 СК	Блок-картер	1			
		2	131.63.24.18. 2.0.0 СК	Колінчастий вал	1			
		3	131.63.24.18. 3.0.0 СК	Фундаментна рама	1			
		4	131.63.24.18. 4.0.0 СК	Втулка циліндра	6			
		5	131.63.24.18. 5.0.0 СК	Шатун	6			
		6	131.63.24.16. 6.0.0 СК	Поршень	6			
		7	131.63.24.18. 7.0.0 СК	Кришка циліндра	6			
		8	131.63.24.18. 8.0.0 СК	Розподільчий вал	1			
		9	131.63.24.18. 9.0.0 СК	Випускний колектор	1			
		10	131.63.24.18. 10.0.0 СК	Впускний колектор	1			
		11	131.63.24.18. 11.0.0 СК	Штанга	12			
		12	131.63.24.18. 12.0.0 СК	Пусковий клапан	6			
		13	131.63.24.18. 13.0.0 СК	Щит приборів	1			
		14	131.63.24.18. 14.0.0 СК	Маховик	1			
		15	131.63.24.18. 15.0.0 СК	Масляний насос	1			
		16	131.63.24.18. 16.0.0 СК	Турбокомпресор	1			
				ПІННІ НУК 131.63.24.18. СП				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Фока Б.				Двигун 6 ГЧН 25/34	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірів	Доценко С.М.					н	l	l
Н. контр.	Доценко С.М.							
Затвердив	Нестеренко В.В				63-ЕМ-23			