

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних параметрів 4-тактного газового двигуна потужністю 540 кВт для стаціонарної електростанції з розробкою форкамери

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Роман О. А.***
(підпис)

Керівник роботи:
_____ ***Ст. викладач кафедри ЕМ***
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Грабовенко О.І.***
(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Роман Олександр Андрійовичу

Тема: «Покращення техніко-економічних параметрів 4-тактного газового двигуна потужністю 540 кВт для стаціонарної електростанції з розробкою форкамери»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 15.12.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34 потужністю 515 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. Поперечний перетин двигуна (СК). 2. Кришка циліндру (СК). 3. Кришка циліндру (РК). 4. Деталі форкамери (РК) 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2023	
4	Науковий розділ.	15.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2023	

Студент _____ Роман О.А.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

Завданням магістерської роботи є розробка конструкції форкамери, що забезпечить надійну та тривалу роботу газового двигуна 6ГЧН25/34 в експлуатаційних умовах. За базовий двигун був обраний газовий двигун з наддувом 6ГЧН25/34, конструкція якого добре відпрацьована і він тривалий час працює в когенераційних установках, але досвід його експлуатації свідчить про те, що ресурсні показники двигуна по причині необхідності підняття кришок циліндрів і притирання клапанів після 4000 годин двигуна є недостатнім. Основною причиною необхідності притирання клапанів та їх сідел є порушення форми тарілки клапана (залишкова деформація) спричинена високою температурою випускних газів, що омивають випускний клапан при його відкриванні. Зменшити температуру випускних газів в газовому двигуні практично неможливо при застосуванні штатної системи запалювання.

Тому в магістерській роботі пропонується технічне рішення по застосуванню форкамерно-факельної системи запалювання, яка передбачає наявність в кришці робочого циліндру форкамери. При такій системі запалювання спочатку запалюється збагачена метаном газоповітряна суміш у форкамері, продукти згоряння якої з високою температурою і великою швидкістю викидаються в основну камеру згоряння циліндру і підпалюють збіднену газоповітряну суміш. При цьому забезпечується короткий період згоряння газового палива, а, отже, покращуються параметри робочого процесу двигуна. В результаті зменшується температура випускних газів та покращуються екологічні показники двигуна – зменшуються шкідливі викиди в атмосферу.

Для вибору параметрів форкамери проведені розрахунки робочого процесу форкамери та газового клапана форкамери. Все це дало можливість оптимізувати витрату форкамерного та паливного газу і зменшити питому витрату газу при роботі газового двигуна-генератора на експлуатаційній потужності. В магістерській роботі розроблена конструкція кришки робочого циліндру з форкамерою з оформленням відповідних креслень.

Ключові слова: форкамера, клапан газовий, кришка циліндру, газоповітряна суміш, випускні гази.

Abstract

The task of the master's work is the development of the design of the fore-chamber, which will ensure reliable and long-term operation of the 6ГЧН25/34 gas engine in operational conditions. A supercharged gas engine 6ГЧН25/34 was chosen as the base engine, the design of which is well developed and it works for a long time in cogeneration plants, but the experience of its operation shows that the resource indicators of the engine due to the need to lift the cylinder covers and rub the valves after 4000 hours engine is insufficient. The main reason for the need to grind the valves and their seats is the deformation of the valve plate (residual deformation) caused by the high temperature of the exhaust gases that wash the exhaust valve when it is opened. It is almost impossible to reduce the temperature of exhaust gases in a gas engine when using a standard ignition system.

Therefore, the master's thesis offers a technical solution for the use of a forechamber-torch ignition system, which provides for the presence of a forechamber in the cover of the working cylinder. With such an ignition system, a gas-air mixture rich in methane is first ignited in the pre-chamber, the combustion products of which are ejected at high temperature and speed into the main combustion chamber of the cylinder and ignite the depleted gas-air mixture. At the same time, a short combustion period of gaseous fuel is ensured, and, therefore, the parameters of the engine's work process are improved. As a result, the temperature of the exhaust gases decreases and the environmental indicators of the engine improve - harmful emissions into the atmosphere decrease.

To select the parameters of the forechamber, the calculations of the working process of the forechamber and the gas valve of the forechamber were carried out. All this made it possible to optimize the consumption of pre-chamber and fuel gas and reduce the specific consumption of gas when the gas engine-generator is operating at operational capacity. In the master's work, the design of the working cylinder cover with the pre-chamber was developed with the design of the corresponding drawings.

Key words: prechamber, gas valve, cylinder cover, gas-air mixture, exhaust gases.

3MICT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна... ..	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	11
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	13
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	24
2.4 Розрахунок теплового балансу	28
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	33
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкції кришок циліндрів ДВЗ.....	37
3.2 Опис конструкції кришки циліндру двигуна-прототипу.....	39
3.3 Розробка конструкції форкамери газового двигуна 6ГЧН25/34.....	43
3.4 Розрахунок параметрів форкамери.....	48
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці при обслуговуванні двигуна.....	57
4.2 Захист навколишнього середовища	59
ВИСНОВКИ.....	62
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	64

					ПІНІ НУК 131.61.23.15 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив		Роман			Пояснювальна записка			Літера		Лист	Листів	
Перевірів		Грабовенко						н		3		69
Н. контр		Грабовенко						61-ТЕМмаг-22				
Затвердив		Нестеренко										

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1... ..	65
ДОДАТОК 2	Кришка циліндру, СК, А1	66
ДОДАТОК 3	Кришка циліндру, РК, А1.....	67
ДОДАТОК 4	Деталі форкамери, РК.....	68
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	69

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції з мінімальною кількістю вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних агрегатів.
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск при різних умовах експлуатації.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
- 10.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

11. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

12. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

13. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

14. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Запроектований газовий двигун призначений для привода електричного генератора змінного струму і встановлюється в машинній залі стаціонарної електростанції. Для забезпечення надійної та тривалої роботи газового двигуна 6ГЧН25/34 розроблена конструкція форкамери, яка розташована в кришці робочого циліндру. Застосування форкамерного запалювання замість штатного запалювання за допомогою свічки забезпечує зниження температури випускних газів, зменшує кількість шкідливих викидів у атмосферу та покращує паливну економічність двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна.

Для розміщення когенераційної установки із газовим двигуном 6ГЧН25/34 використовуються переважно площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В данному проекті когенераційна установка розміщується на вільній площі котельні. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 6м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0 Т. Будівля знаходиться в доброму стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна установка, вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб - -20°C.

1.1.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі газового двигун-генератора ДвГА-515 із газовим двигуном 6ГЧН25/34 призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби котельні, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 2,2....2,5 разів, а також додаткове отримання тепла.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідує теплотехнічне устаткування:

-газовий двигун-генератор ДвГА-515, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-515

Повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	515
Мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	125
Витрата газу на повній потужності, $\text{нм}^3/\text{год}$	147,9
Питома витрата циркуляційного масла на угар, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,9
Тиск газу на вході в редуктор, МПа не більше	0,3
Вид струму -	змінний, 3-х фазний
Напруга, В	400
Частота, Гц	50
Назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
Суха маса двигун -генератора, кг	17500
Габаритні розміри, мм	
- довжина	5450
- ширина	1900
- висота	2775

Двигун-генератор автоматизований по 1-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-10Н1, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС - 400 із системою збудження генератора, системою контролю і управління двигун-генератором, пристроєм точної синхронізації.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В шкафу УВГС встановлені прилади контролю електричних параметрів:

- ваттметр, вольтметр, варметр, амперметр, частотомір, лічильник мотогодин, прилади контролю температур обмоток статора і підшипника;
- пристрій комплектний низьковольтний УКН-400 із генераторним автоматом, який здійснює прийом від генератора і розподіляє електроенергію через автоматичні вимикачі. В шкафу УКН встановлений лічильник електроенергії, що виробляється двигун-генератором.

1.1.3 Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний конструктивно виконаний одноступеневим, водотрубним, двохходовим по воді, теплообмінні трубки оребрені, сталевалюмінієві. Теплообмінник складається із чотирьох секцій, з'єднаних поміж собою послідовно.

Номинальна теплопродуктивність, кВт	380
Площа нагріву, м ²	30,8
Аеродинамічний опір, Па не більше	1000
Номинальна витрата, кг/год	
- газів випускних	3200
- води	25000
Температура води на виході із ТУВ, °С не більше	95
Температура випускних газів, °С	
- на вході в ТУВ, максимальна	550
- на виході із ТУВ, мінімальна	150
Габаритні розміри (з підставкою), мм	
- ширина	680
- довжина	740
- висота	2620
Маса, кг	450

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1.1.4 Основні технічні характеристики градирні ГМП-20

Гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	30
Напір води перед соплом, м. вод. ст.	2,5...5,5
Перепад температур води, °С	5...20
Вентилятор вісьовий ВО6-300	№8
Потужність електродвигуна, кВт	1,1
Габаритні розміри, мм	1900·1230·1700
Об'єм прийомного бака, м ³	0,45
Маса градирні без води, кг	385

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м.вод.ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Для обліку витрати газу двигун-генератором використовується лічильник GMS-G160.

1.1.5 Енергетичні показники когенераційної установки на базі ДвГА-515

Теплова потужність палива, кВт	1376
Потужність електрична, кВт	515
Теплова потужність корисна, кВт	700
Теплові витрати із випускними газами, кВт	105
Теплові втрати в електрогенераторі, кВт	30
Теплові втрати в навколишнє середовище, кВт	30
Коефіцієнт використання палива, %	88

1.1.6 Основні технічні дані електрообладнання

1.Потужність генератора СГС-900Г	640КВА/515кВт
----------------------------------	---------------

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.Напруга	400 В
3. Сила струму	1050 А
4. Встановлена потужність споживачів:	
- власних потреб (робоча/резервна)	30кВт/6кВт
- силове електрообладнання	25кВт/7кВт
- електроосвітлення робоче	1,5 кВт

1.2 Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, що входить в склад двигуна-генератора ДвГ1А-500

Двигун-генератор ДвГ1А-500 складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна враховується призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та його конструктивні особливості. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна і знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$.

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

г) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$, то для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$,

д) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру складає по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор.56. Для розрахунків прийнято $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

є) Коефіцієнти використання теплоти.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ввеличини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103.

ж) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2] стор.41.

з) Механічний ККД

Величина механічного ККД двигуна знаходиться по емпіричній формулі.

к) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

л) Температура залишкових газів

Температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [3] стор.125.

м) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми для газових двигунів рекомендується приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$, [3] стор.107

н) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі з неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу прийнято $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Вихідні дані:

Ефективна потужність	$P_e =$	540	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндру	$D =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	200	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	185	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³
Природний газ			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} =$ 0,95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,02
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	2	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,02
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,01
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0	$R_{\text{CO}_2} =$ 0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	0	$R_{\text{N}_2} =$ 0
кисень	$\text{O}_2 =$	0	$R_{\text{O}_2} =$ 0
водень	$\text{H}_2 =$	0	$R_{\text{H}_2} =$ 0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 18,28 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,4945 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 13,654 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,328 \text{ кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_b = 380,0 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\begin{aligned} \text{число з інтервалу} &= 60 \\ \Delta T_{\text{int}} &= 320,0 \text{ K} \end{aligned}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 320,0 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 190,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_c = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 830,8 \text{ K}$$

$$t_c = 557,8^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{cm} + 8,314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{\widehat{MCO}_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0595$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1140$$

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

$$R_{O_2} = 0,0815$$

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

$$R_{N_2} = 0,7450$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x t_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} x t_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} x t_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} x t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \times 10^{-5} x t_Z$$

де:

$$a = 22,36$$

$$b = 603,73$$

теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \times 10^{-5} x t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \times 10^{-5} x t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \times 10^{-5} x t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \times 10^{-5} x t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} x t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{ме} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 503,47$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \times 10^{-5} x_{t_c}$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \times 10^{-5} t_c$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 251,73$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$m_{CpT_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,545$$

$$B = 29,231$$

$$C = 54907,32 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1633,3 \text{ C} \quad T_z = 1906,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10951,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,30$$

$$Dl = 6,97$$

Dl повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\delta} = 579,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1059,0 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 841,0 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 723,8 \text{ K}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \%$$

Перевірка: 3,49

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1199,32 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) G_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ M}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,24 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{\text{п.ср}} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/c$$

$$S_{ПР} = 0,34 \quad - \quad \text{хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1081,55 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,388$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{квт. год}).$$

$$g_e = 0,27 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 145,4 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,86 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,64 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$$D_{ПР} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$D = 249,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D, \text{ мм}$$

$$S = 339,7 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 541,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 540,6 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,23 \%$$

Так як значення ΔP_e 5% , то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 199
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,95
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ст} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = P_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст}, МПа$	$P_{ст}, мм$	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}, мм$
1	4,76	95,2	10,96	219,0
1,25	3,508	70,1	8,284	165,7
1,75	2,212	44,2	5,43	108,8
2,0	1,841	36,8	4,605	92,1
2,5	1,358	27,1	3,482	69,7
3,0	1,056	21,1	2,771	55,5
4,0	0,711	14,2	1,935	38,7
5,5	0,460	10,2	1,31	26,2
7,0	0,332	6,6	0,963	19,2
9,2	0,255	5,1	0,755	15,1
9,5	0,219	4,4	0,655	13,1
10,5	0,2	4,0	0,58	11,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри, яка визначається випередженням запалювання.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де діє максимальний тиск газів.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка моменту початку відкриття впускного клапана.

r'' - точка моменту закриття випускного клапана.

d - точка моменту закриття впускного клапана.

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

Z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,185$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,95$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,70$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,71$ МПа;
 $p_c'/m_p = 5,71/0,05 = 114,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,95 = 9,31$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,31/0,05 = 186,2$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,9$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована листі
Додатку Д. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка
використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	541,2 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600 хв-1
Діаметр циліндру	$D =$	250 мм
Хід поршня:	$S =$	340 мм
Число циліндрів:	$i =$	6
Коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
Нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
Годинна витрата газу:	$B_r =$	145,4 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
Ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,39
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	18,283 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,328 кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	841,0 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	348,1 К
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,61 кДж/(кмоль*К)
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1199,32 кПа

Рівняння теплового балансу.

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.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1393,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 541,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 38,9 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 540 \text{ кВт}$$

Виравуємо похибку

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

$$\Delta = 0,23 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.II} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.II}$ - 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.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{Г.Р.} = 0,09-0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 167,2 \text{ кВт}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 217,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

$$C_{me} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)} - \text{середня теплоємність води.}$$

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0078 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,17 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,17 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 218,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_e = 15,71 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 557,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 40,01 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0603$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 1,61 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 33,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,43 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 41,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,99 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	541,2	38,9
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	218,9	15,7
Теплота, яка виноситься випускними газами	557,3	40,0
Теплота, яка відводиться маслом	33,9	2,4
Невраховані теплові втрати	41,7	3,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1393,0	100

2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) Діаметр поршня $D = 0,25\text{м}$
- б) Частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ $h_{\max} = 219,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 10,95 \text{ МПа}$
- д) Кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- е) Масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) Маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 80,6 \text{ кг}$
- з) Радіус кривошипу $R = 0,17\text{м}$
- л) Кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д графічної частини магістерської роботи.

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	ГГ	Гн	Гд	Г _N	Г _r	Г _k	Г _r	Г _н	Г _d	Г _N	Г _r	Г _k
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,0	9,81	-67,29	-57,48	0,00	-57,48	0,00	4,0	-27,4	-23,4	0,0	-23,4	0,0
15	4,0	9,81	-63,67	-53,86	-3,44	-51,13	-17,26	4,0	-26,0	-22,0	-1,4	-20,8	-7,0
30	4,0	9,81	-53,41	-43,60	-5,40	-35,06	-26,48	4,0	-21,8	-17,8	-2,2	-14,3	-10,8
45	4,0	9,81	-38,19	-28,37	-5,01	-16,52	-23,61	4,0	-15,6	-11,6	-2,0	-6,7	-9,6
60	4,0	9,81	-20,36	-10,55	-2,30	-3,28	-10,28	4,0	-8,3	-4,3	-0,9	-1,3	-4,2
75	4,0	9,81	-2,47	7,34	1,80	0,17	7,55	4,0	-1,0	3,0	0,7	0,1	3,1
90	4,0	9,81	13,29	23,10	5,86	-5,86	23,10	4,0	5,4	9,4	2,4	-2,4	9,4
105	4,0	9,81	25,48	35,30	8,63	-17,48	31,86	4,0	10,4	14,4	3,5	-7,1	13,0
120	4,0	9,81	33,65	43,46	9,48	-29,94	32,90	4,0	13,7	17,7	3,9	-12,2	13,4
135	4,0	9,81	38,19	48,00	8,48	-39,94	27,95	4,0	15,6	19,6	3,5	-16,3	11,4
150	4,0	9,81	40,13	49,94	6,19	-46,34	19,61	4,0	16,4	20,4	2,5	-18,9	8,0
165	4,0	9,81	40,66	50,47	3,22	-49,59	9,95	4,0	16,6	20,6	1,3	-20,2	4,1
180	4,0	9,81	40,72	50,53	0,00	-50,53	0,00	4,0	16,6	20,6	0,0	-20,6	0,0
195	4,0	9,81	40,66	50,47	-3,22	-49,59	-9,95	4,0	16,6	20,6	-1,3	-20,2	-4,1
210	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
225	4,5	11,04	38,19	49,23	-8,70	-40,96	-28,66	4,5	15,6	20,1	-3,5	-16,7	-11,7
240	5,1	12,51	33,65	46,16	-10,06	-31,79	-34,94	5,1	13,7	18,8	-4,1	-13,0	-14,2
255	5,9	14,47	25,48	39,96	-9,77	-19,78	-36,07	5,9	10,4	16,3	-4,0	-8,1	-14,7
270	7,5	18,40	13,29	31,68	-8,04	-8,04	-31,68	7,5	5,4	12,9	-3,3	-3,3	-12,9
285	10,3	25,27	-2,47	22,80	-5,58	0,51	-23,46	10,3	-1,0	9,3	-2,3	0,2	-9,6
300	15,0	36,80	-20,36	16,44	-3,58	5,11	-16,03	15,0	-8,3	6,7	-1,5	2,1	-6,5
315	23,9	58,63	-38,19	20,44	-3,61	11,90	-17,01	23,9	-15,6	8,3	-1,5	4,9	-6,9
330	42,4	104,01	-53,41	50,60	-6,27	40,69	-30,73	42,4	-21,8	20,6	-2,6	16,6	-12,5
345	73,7	180,80	-63,67	117,13	-7,47	111,20	-37,53	73,7	-26,0	47,7	-3,0	45,3	-15,3
360	114,2	280,15	-67,29	212,86	0,00	212,86	0,00	114,2	-27,4	86,8	0,0	86,8	0,0

Таблица 2.5 продовження													
375	180,0	441,56	-63,67	377,89	24,11	358,78	121,09	180,0	-26,0	154,0	9,8	146,3	49,4
390	105,8	259,54	-53,41	206,13	25,55	165,74	125,19	105,8	-21,8	84,0	10,4	67,6	51,0
405	63,5	155,77	-38,19	117,59	20,77	68,46	97,83	63,5	-15,6	47,9	8,5	27,9	39,9
420	41,0	100,58	-20,36	80,22	17,49	24,96	78,22	41,0	-8,3	32,7	7,1	10,2	31,9
435	28,8	70,65	-2,47	68,18	16,68	1,54	70,17	28,8	-1,0	27,8	6,8	0,6	28,6
450	21,8	53,48	13,29	66,76	16,94	-16,94	66,76	21,8	5,4	27,2	6,9	-6,9	27,2
465	17,3	42,44	25,48	67,92	16,62	-33,63	61,31	17,3	10,4	27,7	6,8	-13,7	25,0
480	14,0	34,34	33,65	67,99	14,82	-46,83	51,47	14,0	13,7	27,7	6,0	-19,1	21,0
495	12,4	30,42	38,19	68,61	12,12	-57,08	39,94	12,4	15,6	28,0	4,9	-23,3	16,3
510	10,6	26,00	40,13	66,13	8,20	-61,37	25,97	10,6	16,4	27,0	3,3	-25,0	10,6
525	9,2	22,57	40,66	63,23	4,03	-62,12	12,47	9,2	16,6	25,8	1,6	-25,3	5,1
540	7,4	18,15	40,72	58,87	0,00	-58,87	0,00	7,4	16,6	24,0	0,0	-24,0	0,0
555	4,7	11,53	40,66	52,19	-3,33	-51,27	-10,29	4,7	16,6	21,3	-1,4	-20,9	-4,2
570	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
585	3,7	9,08	38,19	47,26	-8,35	-39,32	-27,52	3,7	15,6	19,3	-3,4	-16,0	-11,2
600	3,5	8,59	33,65	42,23	-9,21	-29,09	-31,97	3,5	13,7	17,2	-3,8	-11,9	-13,0
615	3,5	8,59	25,48	34,07	-8,33	-16,87	-30,75	3,5	10,4	13,9	-3,4	-6,9	-12,5
630	3,5	8,59	13,29	21,87	-5,55	-5,55	-21,87	3,5	5,4	8,9	-2,3	-2,3	-8,9
645	3,5	8,59	-2,47	6,11	-1,50	0,14	-6,29	3,5	-1,0	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	3,5	8,59	-20,36	-11,77	2,57	-3,66	11,48	3,5	-8,3	-4,8	1,0	-1,5	4,7
675	3,5	8,59	-38,19	-29,60	5,23	-17,23	24,63	3,5	-15,6	-12,1	2,1	-7,0	10,0
690	3,5	8,59	-53,41	-44,83	5,56	-36,04	27,22	3,5	-21,8	-18,3	2,3	-14,7	11,1
705	3,5	8,59	-63,67	-55,08	3,51	-52,30	17,65	3,5	-26,0	-22,5	1,4	-21,3	7,2
720	3,5	8,59	-67,29	-58,70	0,00	-58,70	0,00	3,5	-27,4	-23,9	0,0	-23,9	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій кришок циліндрів ДВЗ

На кришку циліндру діють значні газові сили та високі термічні навантаження, тому при проектуванні кришки необхідно забезпечити рівномірний розподіл температур по її вогневому днищі, зниженню їх загального рівня, а також по можливості уникати різких переходів в елементах кришки для зменшення концентрації напруги в цих місцях.

Конструкція кришки циліндру (головки блоку циліндрів) в основному визначається типом двигуна, способом виконання робочого процесу, формою камери згоряння, прийнятою схемою газорозподілу, розташуванням та конфігурацією впускних та випускних каналів. В багатооборотних двигунах звичайно виконують спільні на декілька циліндрів або на весь блок кришки, які в цьому випадку називаються головками блоків циліндрів. Потужні мало - та середньо оборотні двигуни мають індивідуальні кришки.

Найбільш просту конструкцію мають кришки циліндрів двотактних двигунів з петлевою продувкою, так як в цьому випадку відсутні канали та клапани випуску. Днище кришки часто має вгнуту форму, яка забезпечує кращу продувку камери згоряння та добру якість сумішоутворення при помірних термічних напругах в матеріалі кришки. У крупних мало оборотних двигунах кришки можуть складатися із двох частин; зовнішню несучу частину виконують із литої сталі, а внутрішня центральна частина уявляє собою вставку із спеціального чавуну, на якій розміщують форсунку, пусковий та запобіжний клапани, індикаторний кран. Можливе інше конструктивне рішення кришки складеної конструкції: нижня частина кришки, що обернена до камери згоряння, - із жаростійкої сталі, а верхня (несуча) частина – із чавуну.

Більш складну конструкцію та більше термічне навантаження мають кришки циліндрів двотактних двигунів з прямоточно – клапанною продувкою та чотиритактних двигунів. Випускні канали в цьому випадку вносять суттєве погіршення розподілу температур по елементам кришки, що може бути причиною

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

підвищених термічних напруг. До цього приводить і установка в кришці елементів розділених камер згоряння. Зрозуміло, що симетрична форма кришки, особливо її вогневого днища, забезпечує більш рівномірний розподіл температур і відповідних термічних напруг. Така форма може бути порівняно легко отримана при одно клапанній для двотактних та чотири клапанної для чотиритактних двигунів схемі газорозподілу. Якщо використовується механізм газорозподілу з двома клапанами, то часто кришки циліндрів виконують асиметричними по причині необхідності зміщувати форсунку від осі циліндру для розміщення в днищі клапанів необхідного прохідного перерізу.

При проектуванні кришок двигунів слід прагнути отримувати по можливості рівномірний розподіл температур, особливо у вогневому днищі, так як найбільш часто в ньому утворюються тріщини, що виводять кришку із ладу. Важливо також забезпечувати при роботі двигуна мінімальні деформації кришок в зоні, що прилягає до сідел клапанів; в іншому випадку можливі порушення щільності посадки клапана на сідло, що дуже швидко приводить до прогоряння клапану. У деяких середньо оборотних чотиритактних двигунах для підвищення надійності цього вузла сідла випускних клапанів виконують охолоджуваними. Випускні клапани крупних мало оборотних двигунів встановлюють, як правило, в спеціальні охолоджувані корпуси, що не тільки полегшує організацію раціонального охолодження сідла клапану та отримання більш рівномірного поля температур в кришці, але і дає деякі зручності в експлуатації.

З метою захисту опорного бурта втулки циліндру від дії високих температур кришки виконують інколи утопленими у втулку або передбачають перекриття цього бурта поршнем при знаходженні його у ВМТ; останнє можливе, якщо днище кришки має напівковпачкову форму.

Розташування клапанів в кришці циліндрів.

В залежності від розташування клапанів механізми газорозподілу діляться на три види:

1) механізми газорозподілу з нижніми (боковими) клапанами, що

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовуються в карбюраторних та газових двигунах;

2) механізми газорозподілу з верхніми (підвісними) клапанами, що застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах;

3) механізми газорозподілу із змішаним розташуванням клапанів, які застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах.

Для покращення наповнювання циліндру двигуна діаметр впускного клапану виконується звичайно більшим, ніж випускного. Впускний та випускний клапани однакових розмірів, а також виготовлені із однієї сталі, зустрічають порівняно рідко. Верхні клапани розташовуються в кришці циліндру(головці), бокові - в блоці циліндрів.

3.2 Опис конструкції кришки двигуна - прототипу

Кришка робочого циліндру 1 (рис.3.1) чавуна, дво - клапана, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру 4-мя шпильками. На днищі кришки є ущільнюючий бурт, який входить в проточку на втулці циліндру.

Під бурт для ущільнення камери згоряння ставляться прокладки із відпаленої червоної міді. Підбором прокладок встановлюється висота камери стиску. Товщина прокладок – 1,0 мм и 1,5 мм.

Коромисла приводів клапанів встановлені в окремому корпусі, який забезпечує герметичне ущільнення порожнин. Корпус з коромислами кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок М16 та додатковими шпильками М12.

Коромисла встановлені на бронзових втулках або на голчастих підшипниках. На одному кінці коромисла є натискний болт з кульовою головкою (опора коромисла), що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Натискний болт стопориться контргайкою. На другому кінці коромисла на осі 14 встановлено ролик 13, який контактує з загартованим ковпачком, надітим на шток клапану.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

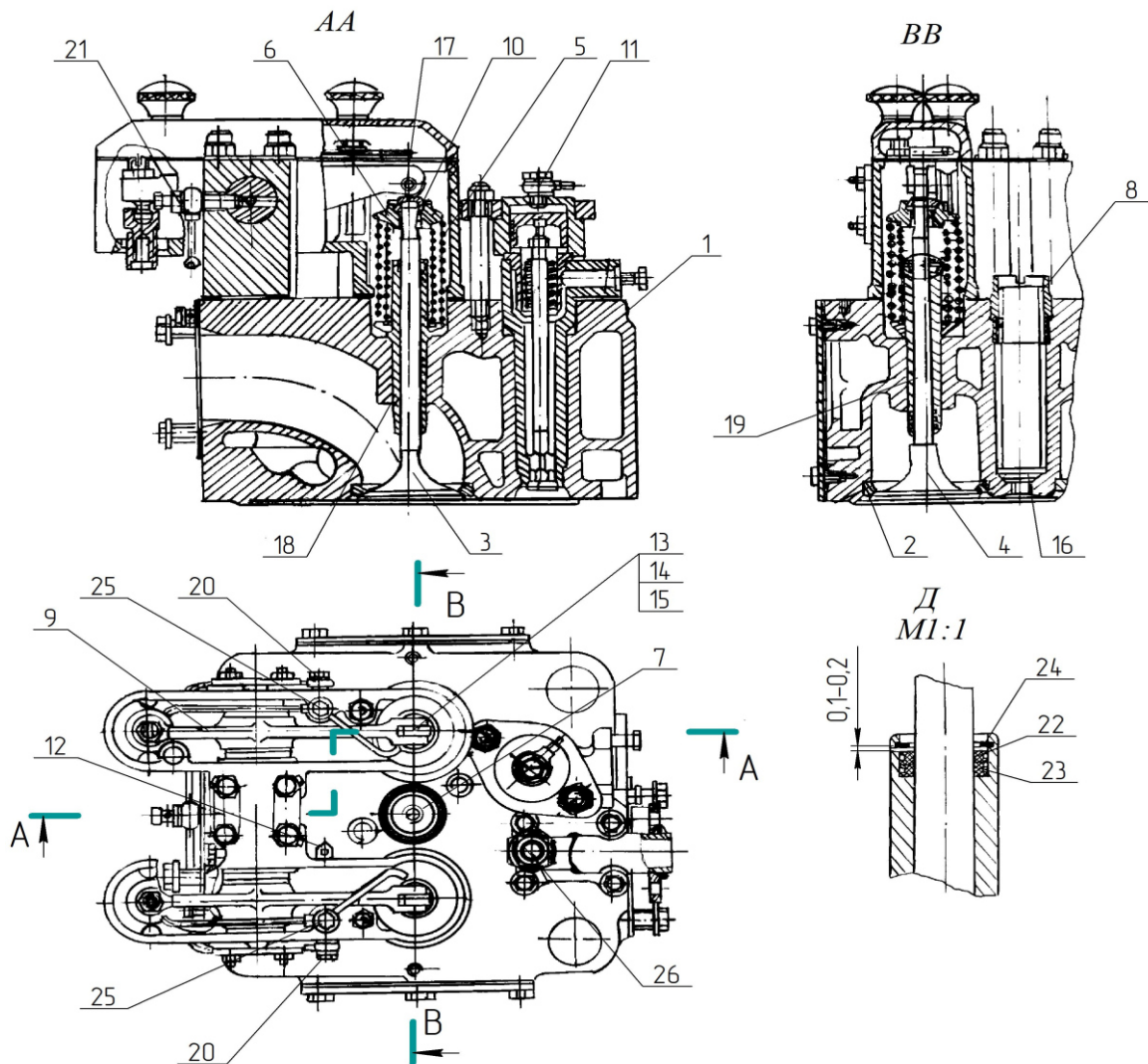


Рисунок 3.6 Кришка робочого циліндру

1-кришка; 2-сідло клапана; 3-впускний клапан; 4-випускний клапан;
5-зовнішня пружина; 6-внутрішня пружина; 7-свічка; 8-втулка різьбова; 9-коромисло,
10-тарілка верхня; 11-пусковий клапан; 12-шпindel; 13-ролик коромисла; 14-ось коромисла; 15-пружина; 16-мідна прокладка;
17-сухарик замка клапана; 18- втулка впускного клапана; 19-втулка випускного клапана
20-ніпель; 21-штуцер; 22-прокладки; 23-фторопластове кільце;
24-стопорне кільце; 25-дросель; 26-стійка.

Установочний зазор поміж роликом та ковпачком повинен бути рівним 0,35 мм (на холодному двигуні). Ковпачок запобігає розклепуванню штока.

Змазка до втулок коромисел, роликам та опорам коромисел підводиться від масляної системи двигуна. Від головної магістралі масло поступає до штуцера 21 и через дросельні отвори в ньому по свердленням в осях на змащування втулок коромисел, а через ніпеля 20 та дроселя 25 по трубкам до роликів та опорів коромисел. Змазка елементів кришки з коромислами на голчастих підшипниках

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

аналогічна, за виключенням ручного змащування голчастих підшипників через масльонку, яка встановлюється замість штуцера 21. Поступивше до опорів масло стікає безпосередньо в кожух штанги штовхача, а масло, що надійшло на змащування втулок та роликів коромисел, стікає в стаканоподібну виїмку кришки циліндра і по відповідним канавам, також стікає в кожух штанги.

В центрі кришки різьбовим кріпленням встановлені свічки запалювання 7. Для ущільнення торцевих поверхнів поміж свічкою та кришкою вставляються мідні відпалені прокладки 16.

Впускний 3 та випускний 4 клапани притерті до сідел 2 і притискаються до них пружинами 5 і 6. Верхнім кінцем пружини впираються в тарілку 10, яка з'єднується із штоком клапану за допомогою сухариків замка 17. Штоки обох клапанів хромовані, а фаска випускного клапану наплавлена твердим сплавом, і, крім того, перехід від тарілки до штоку виконаний ступінчастим. Впускні та випускні клапани відрізняються по конструкції. У впускного клапану перехід від тарілки до штоку виконаний плавним, а випускного – ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та ставити клапани у відповідні гнізда. Впускні та випускні клапана виготовлені із жаростійкої сталі.

Сідла клапанів, що виготовлені із спеціального сплаву на нікелевій основі, запресовані в гнізда на днищі кришки циліндру. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

Клапана переміщуються в направляючих втулках 18, 19, які запресовані в кришку. В направляючих втулках встановлені фторопластові ущільнення 23, які одночасно забезпечують змазку штоків клапанів (ефект насосного ходу ущільнення).

Набором прокладок 22, забезпечується зазор вказаний на рис. 3.1 поміж стопорним кільцем 24 та фторопластовим ущільненням 23.

Сідла клапанів виготовлені із високої міцності спеціального чавуну та запресовані в днище кришки. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На кришці із сторони випуску розміщений пусковий клапан 15, із сторони впуску – запобіжний клапан 23. На кришці розміщений також декомпресійний клапан 27, на вільному кінці якого є різьба для встановлення клапанного пристрою, що заміряє максимальний тиск в циліндрі.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолоджуюча вода надходить із блок – картера по переливним патрубкам в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище та через два отвори в перегородці, розташованих в зоні канави для форсунки, поступає у верхню порожнину, відкіля по переливним раковинам – у відповідну трубу. Раковина до відповідної труби кріпиться фланцем та ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, що закриті кришками 24. На верхній площині кришки є канавки, по яким масло та паливо, що попадає на кришку відводиться в дренажний трубопровід.

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

Закриття кришки циліндра складається з корпусу закриття і легко з'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в перехідник, з іншого – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту на кришку, відводяться в дренажну систему.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розробка конструкції форкамери для газового двигуна 6ГЧН25/34

Газовий двигун 6ГЧН25/34 застосовується в якості приводного двигуна в газовому двигун-генераторі ДвГА-500, який експлуатується в когенераційних установках. Здебільшого когенераційні установки установлені на котельних, які розташовані в межах великих міст і в безпосередній близькості від житлових масивів. Тому питанням економічних та екологічних показників роботи газових двигунів приділяється все більше уваги. На сьогодні ці показники не відповідають наявним європейським нормам. Аналіз останніх публікацій показує, що одним із оптимальних шляхів покращення техніко-економічних та екологічних показників газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива (природному, біогазу, генераторному, попутному та інших) являється реалізація циклу з форкамерно-факельним запалюванням.

При цьому передбачається наявність форкамери, яка виконується окремим вузлом, який обладнаний власним, примусово керованим, газовим впускним клапаном і іскровою свічкою запалювання. Форкамера встановлюється в кришці робочого циліндру в місці, яке визначається її конструкцією (рис.3.6).

У двигуна внутрішнього згоряння з факельним процесом камера згоряння складається із основної камери і форкамери з об'ємом, приблизно рівним 2% об'єму основної камери згоряння. У форкамеру через впускний автоматичний клапан із окремого редуктора надходить газове паливо, яке збагачує газоповітряну суміш, яка попадає через канали у форкамеру при процесу стиску. Через впускний клапан основної камери надходить «бідна» газоповітряна суміш із змішувальної камери двигуна. Впускні клапани основної камери і форкамери відкриваються неодноразово. Впускний клапан форкамери відкривається в той момент, коли тиск форкамерного газу перевищує тиск в циліндрі двигуна, що відповідає процесу випуску продуктів згоряння і наповнення циліндру свіжою робочою сумішшю. Для цього тиск форкамерного газу повинен бути більшим на 0,05...0,010 бара за тиск газоповітряної суміші. Для зменшення непродуктивних втрат форкамерного газу на такті випуску

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

продуктів згоряння потрібно правильно підібрати розміри впускного клапана і пружини. Факельний процес забезпечує згоряння робочої суміші в основній камері з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 1,7-1,8$. Запалювання «бідних» робочих сумішей в основній камері згоряння здійснюється факелом горящих газів (звідси і назва процесу), що викидаються із невеликої форкамери, наповненої «багатою» робочою сумішшю, яка підпалюється електричною свічкою запалювання. Факел горящих газів в основній камері служить не тільки для підпалювання, але і для інтенсивної турбулізації «бідної» суміші, що збільшує швидкість і повноту згоряння. Тому форкамерно-факельні двигуни в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням більш економічні, характеризуються меншою токсичністю відпрацьованих газів і меншою схильністю до детонації, але більш складні по конструкції.

3.4 Розрахунок параметрів форкамери

Аналіз конструкції кришки робочого циліндру газового двигуна-прототипу показав, що найбільш доцільно розташувати форкамеру у центральному каналі кришки, в якому встановлена свічка запалювання (рис.3.2). Діаметр і висота каналу є достатніми для забезпечення необхідного об'єму форкамери. Крім того, при такому розташуванні форкамери конструкція кришки циліндру практично не потребує доробки. При цьому в різбовий отвір днища кришки циліндру замість свічки запалювання загвинчується сопло форкамери поз.23, а в верхню частину каналу загвинчується пробка поз.26 замість стакана свічки запалювання. В такій конструкції форкамери свічка запалювання поз.28 і газовий клапан форкамери поз.1 розташовані в пробці форкамери. Необхідний об'єм форкамери отримується за допомогою вставки поз 19. яка вільно вставляється в канал кришки і її оптимальна висота може бути визначена експериментальним шляхом при проведенні доводочних випробувань газового двигуна із форкамерно-факельним запалюванням.

При проведенні розрахунків форкамери повинні бути визначені такі параметри:

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

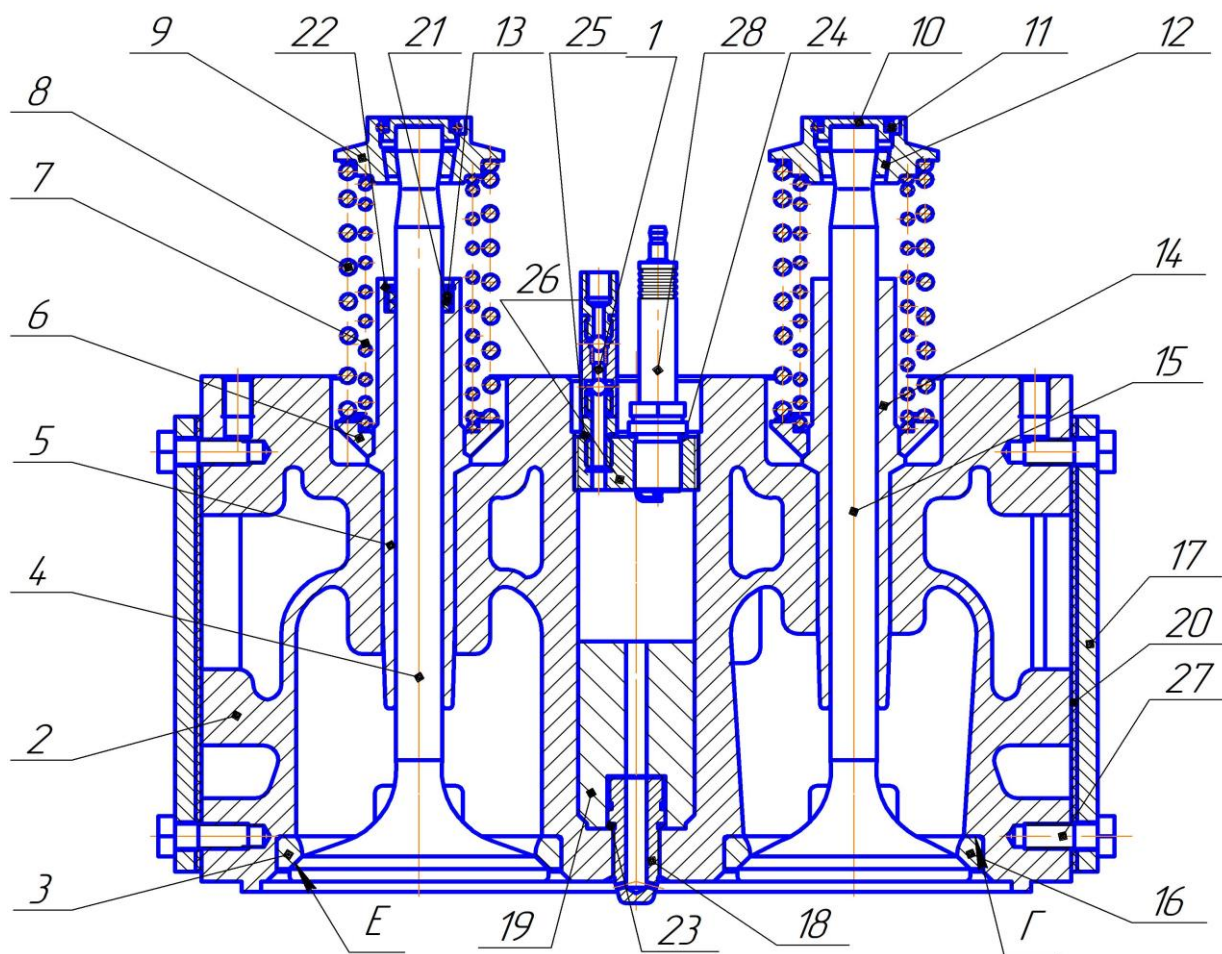


Рисунок 3.2 Кришка робочого циліндру з форкамерою

1 – клапан форкамери; 2 – кришка циліндру; 3 – сидло клапана впускного; 4 – клапан впускний; 5 – втулка впускного клапана; 6 – тарілка ниня; 7 – пружина внутрішня; 8 – пружина зовнішня; 9 – тарілка верхня; 10 – ковпачок; 11 – кільце стопорне; 12 – сухарик; 13 – кільце фторопластове; 14 – втулка клапана впускного; 15 – клапан впускний; 16 – сидло випускного клапана; 17 – кришка; 18 – сопло; 19 – вставка; 20, 21, 23, 24, 25 – прокладка; 22 – кільце стопорне; 26 – пробка; 27 – болт; 28 – свічка запалювання.

- концентрація метану CH_4 в газоповітряній суміші, що наповнює форкамеру перед запалюванням свічки;
- максимальна температура продуктів згоряння;
- максимальний тиск згоряння;
- середня швидкість витікання продуктів згоряння із форкамери в основну камеру згоряння.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ

Лист

45

Розрахунки форкамери виконані в підрозділі 3.4.1, а розрахунки параметрів газового клапана (рис.3.2), що подає паливний газ у форкамеру, виконі в підрозділі 3.4.2. Для спрощення конструкції газового клапана для подачі форкамерного газу в якості запірних органів використані кульки поз.3 однакового діаметра.

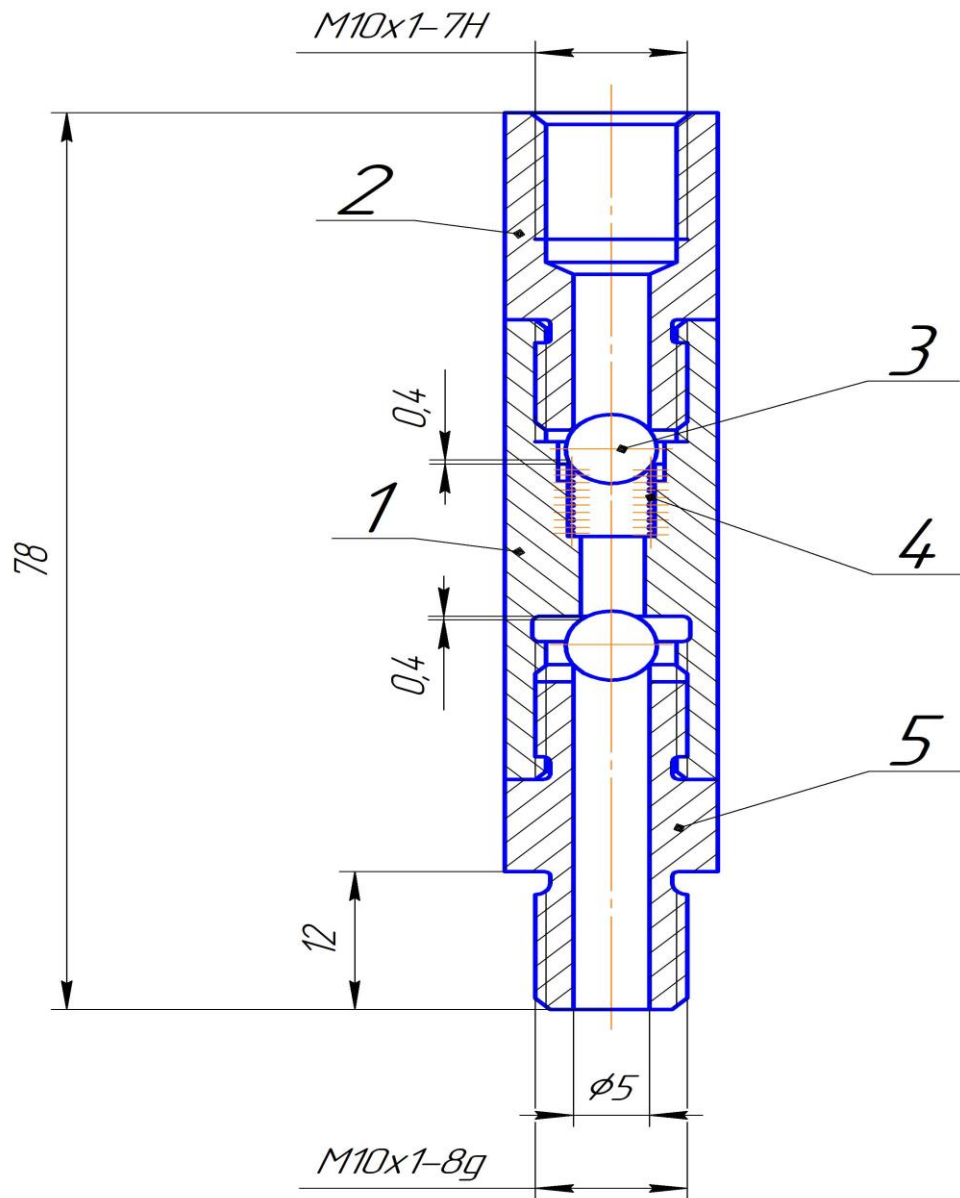


Рисунок 3.3 Клапан форкамери
1 – корпус; 2 – перехідник; 3 – куляка; 4 – пружина;
5 – штуцер.

При цьому нижня куляка клапана не дає робочим газам із основної камери згоряння і форкамери попасти в трубопровід подачі форкамерного газу, а верхня

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

кулька регулює кількість газу, що потрапляє у форкамеру. Нижня кулька притискується до сідла штуцера тиском газу із форкамери, а верхня, силою пружини поз. 4 притискається до сідла перехідника 2. Для надійної роботи та тривалої роботи клапана хід кульок прийнятий незначним – всього 0,4мм.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунки параметрів форкамери

3.4.1 Розрахунок робочого процесу форкамери

Задачею розрахунку робочого процесу форкамери являється визначення її основних параметрів - максимальної температури процесу, максимального тиску згоряння, складу газоповітряної суміші в форкамері і продуктів згоряння на виході із неї. Також знаходиться очікувана теплова потужність форкамери, об'ємні та масові витрати газоповітряної суміші і випускного газу, діаметр трубопровода для подачі паливного газу у форкамеру і діаметри каналів для подачі продуктів згоряння із форкамери в основну камеру стгорання циліндру двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку

1. Потужність двигуна	$P =$	540	кВт
2. Питома витрата паливного газу	$b_e =$	0,28	м ³ /кВтгод
3. Діаметр циліндру	$D =$	0,25	м
4. Хід поршня	$S =$	0,34	м
5. Число циліндрів	$i =$	6	
6. Число оборотів двигуна	$n =$	600	об/хв
7. Ступінь стиску	$\epsilon =$	10,5	
8. Показник політропи стиску	$n_1 =$	1,35	
9. Температура газо-повітряної суміші (ГПС) в циліндрі двигуна на початку процесу стиску	$T_{ГПС} =$	325	К
10. Тиск атмосферний	$p_0 =$	100000	Па
11. Тиск ГПС в циліндрі двигуна	$p_{ГПС} =$	160000	Па
12. Тиск форкамерного газу	$p_\phi =$	170000	Па
13. Коефіцієнт наповнення циліндру ГПС	$\eta_H =$	0,95	
14. Вміст кисню в повітрі	$a_{O_2} =$	0,21	
15. Вміст азоту в повітрі	$a_{N_2} =$	0,79	
16. Кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння:			
- метану CH_4	$L_{CH_4} =$	9,52	м ³ /м ³
- водню H_2	$L_{H_2} =$	2,38	м ³ /м ³
- оксиду вуглецю CO	$L_{CO} =$	2,38	м ³ /м ³
17. Температура самозаймання:			
- метану CH_4	$t_{CH_4} =$	590-690	°C
- водню H_2	$t_{H_2} =$	550-600	°C
- оксиду вуглецю CO	$t_{CO} =$	625-675	°C
18. Нижча теплота згоряння			
- метану CH_4	$Q_{CH_4} =$	33852	кДж/м ³
- водню H_2	$Q_{H_2} =$	10226	кДж/м ³

- оксиду вуглецю CO	$Q_{CO} =$	12035	кДж/м ³
19. Універсальна газова постійна			
- метану CH ₄	$R_{CH_4} =$	520	Дж/кг·град
- водню H ₂	$R_{H_2} =$	4157	Дж/кг·град
- оксиду вуглецю CO	$R_{CO} =$	297	Дж/кг·град
- повітря	$R_{BO_3} =$	287	Дж/кг·град
- азоту N ₂	$R_{N_2} =$	297	Дж/кг·град
- вуглекислого газу CO ₂	$R_{CO_2} =$	189	Дж/кг·град
20. Максимальна величина нормальної швидкості поширення полум'я:			
- метану CH ₄	$v_{CH_4} =$	0,35	м/с
- водню H ₂	$v_{H_2} =$	3,2	м/с
- оксиду вуглецю CO	$v_{CO} =$	0,42	м/с
21. Коефіцієнт надлишку повітря, що відповідає нижній концентраційній межі			
- метану CH ₄	$\alpha_{CH_4} =$	2	
- водню H ₂	$\alpha_{H_2} =$	10	
- оксиду вуглецю CO	$\alpha_{CO} =$	2,95	
22. Коефіцієнт надлишку повітря, що відповідає верхній концентраційній межі			
- метану CH ₄	$\alpha_{CH_4} =$	0,65	
- оксиду вуглецю CO	$\alpha_{CO} =$	0,15	
23. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння паливного газу-метану CH ₄			
	$\alpha_{CH_4} =$	1,70	
24. Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння ГПС до стінок форкамери			
	$\alpha_{\Gamma} =$	1500	Вт/м ² ·град
25. Температура поверхні стінок форкамери	$t_{CT} =$	350	°C
26. Максимальний тиск згоряння у камері згоряння	$p_{max} =$	8500000	Па
27. Показник адіабати для природного газу	$k =$	1,30	

2. Розрахунок параметрів форкамери

1. Об'єм ходу поршня

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad V_h = 0,01668 \quad \text{м}^3$$

2. Об'єм камери стиску

$$V_C = V_h / (\epsilon - 1) \quad V_C = 0,00176 \quad \text{м}^3$$

3. Об'єм форкамери

$$V_{\Phi} = (0,02 \dots 0,05) V_C \quad V_{\Phi} = 0,000088 \quad \text{м}^3$$

	$V_{\phi} =$	87,8	см ³
4. Діаметр форкамери, що має форму циліндру	$d_{\phi} =$	0,045	м
5. Висота форкамери, що має форму циліндру	$h_{\phi} =$	0,055	м
$h_{\phi} = \frac{4 \cdot V_{\phi}}{\pi \cdot d_{\phi}^2}$			
6. Площа охолоджуваної поверхні форкамери	$S_{\phi} =$	0,011	м ²
$S_{\phi} = \pi \cdot d_{\phi} \cdot h_{\phi} + \pi \cdot d_{\phi}^2 / 2$			
	$S_{\phi} =$	109,8	см ²
7. Циклова подача форкамерного газу при нормальних умовах	$V_{ЦФ} =$	0,00015	нм ³
$V_{ЦФ} = V_{\phi} \cdot p_{\phi} / p_0$			
	$V_{ЦФ} =$	149,3	нсм ³
8. Витрата форкамерного газу при нормальних умовах за годину	$V_{ФГ} =$	16,1	нм ³ /ГОД
$V_{ФГ} = V_{ЦФ} \cdot 0,5 \cdot n \cdot i \cdot 60$			
9. Тиск ГПС і форкамерного газу в кінці процесу стиску	$p_C =$	3825829	Па
$p_C = p_{ГПС} \cdot \epsilon^{n_1}$			
10. Об'єм форкамерного газу в кінці стиску	$V_{ФС} =$	0,0000039	м ³
$V_{ФС} = p_0 \cdot V_{ЦФ} / p_C$			
	$V_{ФС} =$	3,9	см ³
11. Об'єм ГПС, що потрапляє у форкамеру в кінці стиску	$V_{ГПС1} =$	0,000084	м ³
$V_{ГПС1} = V_{\phi} - V_{ФС}$			
	$V_{ГПС1} =$	83,9	см ³
12. Об'єм ГПС, що потрапляє у форкамеру, при нормальних умовах	$V_{ГПС0} =$	0,0032	м ³
$V_{ГПС0} = V_{ГПС1} \cdot p_C / p_0$			
13. Витрата паливного газу (метану CH ₄) за годину	$V_{CH_4} =$	151,2	м ³ /ГОД
$V_{CH_4} = b_e \cdot P$			
14. Витрата повітря для згоряння метану в циліндрі двигуна	$V_{\Pi} =$	2447,0	м ³ /ГОД
$V_{\Pi} = L_{CH_4} \cdot \alpha_{CH_4} \cdot V_{CH_4}$			
15. Витрата ГПС на двигун за годину	$V_{ГПС} =$	2598,2	м ³ /ГОД
$V_{ГПС} = V_{CH_4} + V_{\Pi}$			

16. Процентний вміст метану в ГПС в циліндрі
двигуна

$$\delta_{CH_4} = \frac{V_{CH_4}}{V_{ГПС}} \cdot 100\%$$

$$\delta_{CH_4} = 5,8 \quad \%$$

17. Об'єм метану у форкамері при нормальних
умовах перед запалюванням свічки

$$V_{ФCH_4} = V_{ЦФ} + V_{ГПС0} \cdot \delta_{CH_4}$$

$$V_{ФCH_4} = 0,00034 \quad \text{нм}^3$$

$$V_{ФCH_4} = 336,0 \quad \text{нсм}^3$$

18. Тривалість горіння ГПС у форкамері

$$t_{\Phi} = 0,5d_{\Phi}/v_{CH_4}$$

$$t_{\Phi} = 0,06 \quad \text{сек}$$

18. Кількість тепла, що виділяється при згорянні
форкамерного газу за цикл $Q_{Ц} = V_{ФCH_4} \cdot Q_{CH_4}$

$$Q_{Ц} = 11,4 \quad \text{кДж/цикл}$$

18. Кількість тепла, що передається від газу до
стінок форкамери за цикл

$$Q_{ЦФ} = \alpha_{\Phi} \cdot S_{\Phi} \cdot (t_{\max} - t_{CT}) \cdot t_{\Phi} / 1000$$

$$Q_{ЦФ} = 2,1 \quad \text{кДж/цикл}$$

19. Загальний об'єм ГПС при нормальних умовах у
форкамері за цикл $V_{ГПС} = V_{ГПС0} + V_{ЦФ}$

$$V_{ГПС} = 0,00336 \quad \text{нм}^3$$

19. Процентний вміст метану в ГПС форкамери

$$\delta_{\Phi CH_4} = \frac{V_{\Phi CH_4}}{V_{ГПС}} \cdot 100\%$$

$$\delta_{\Phi CH_4} = 10,00 \quad \%$$

20. Загальна витрата паливного та форкамерного
газу через форкамери двигуна $V_{ГЗ} =$

$$V_{ФCH_4} \cdot 0,5 \cdot n \cdot i \cdot 60$$

$$V_{ГЗ} = 36,29 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

21. Теплова потужність форкамерного газу

$$P_{ГЗ} = V_{ГЗ} \cdot Q_{CH_4} / 3600$$

$$P_{ГЗ} = 341 \quad \text{кВт}$$

22. Густина повітря у форкамері при нормальних
умовах $\rho_{П} = P_0 / (R_{П} \cdot T_{ГПС})$

$$\rho_{П} = 1,07 \quad \text{кг/м}^3$$

23. Густина метану CH_4 у форкамері при
нормальних умовах $\rho_{CH_4} =$

$$\rho_{CH_4} = 0,59 \quad \text{кг/м}^3$$

24. Маса повітря у форкамері

$$m_{П} = \rho_{П} \cdot (V_{ГПС} - V_{ФCH_4})$$

$$m_{П} = 0,00324 \quad \text{кг}$$

25. Маса метану CH_4 у форкамері

$$m_{CH_4} = \rho_{CH_4} \cdot V_{ФCH_4}$$

$$m_{CH_4} = 0,00020 \quad \text{кг}$$

26. Маса ГПС у форкамері двигуна

$$m_{ГПС} = m_{П} + m_{CH_4}$$

$$m_{ГПС} = 0,00344 \quad \text{кг}$$

27. Масова витрата ГПС через форкамери двигуна за годину

$$M_{\text{ГПС}} = m_{\text{ГПС}} \cdot 30 \cdot n \cdot i$$

$$M_{\text{ГПС}} = 372 \text{ кг/год}$$

28. Максимальна температура робочого циклу форкамери, приймається

$$t_{\text{max}} = 2350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

29. Масові теплоємності газів при постійному тиску і температурі t_{max} :

$$\text{повітря } c_{\text{П.}} = 0,9201 + 0,000106 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{П.}} = 1,169 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{азоту } c_{\text{N}_2} = 1,0239 + 0,000089 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{N}_2} = 1,233 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{оксиду вуглецю } c_{\text{CO}} = 1,0302 + 0,00009 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CO}} = 1,242 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{вуглекислого газу } c_{\text{CO}_2} = 0,8724 + 0,00024 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CO}_2} = 1,436 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{метану } \text{CH}_4 \quad c_{\text{CH}_4} = 1,3136 + 0,000169 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CH}_4} = 1,711 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$$

30. Максимальна температура газів у форкамері двигуна

$$t_{\text{max}} = (T_{\text{ГПС}} - 273) + (Q_{\text{Ц}} - Q_{\text{ЦФ}}) / (c_{\text{П}} \cdot m_{\text{П}} + c_{\text{CH}_4} \cdot m_{\text{CH}_4})$$

$$t_{\text{max}} = 2292 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{max}} = 2565 \text{ K}$$

31. Тиск ГПС в кінці такту стиску

$$p_{\text{C}} = p_{\text{ГПС}} \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$p_{\text{C}} = 3825829 \text{ Па}$$

$$p_{\text{C}} = 39 \text{ кг/см}^2$$

32. Температура ГПС в кінці такта стиску

$$T_{\text{C}} = T_{\text{ГПС}} \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_{\text{C}} = 740 \text{ K}$$

$$t_{\text{C}} = 467 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

33 Теоретичний максимальний тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{maxт}} = p_{\text{C}} \cdot T_{\text{max}} / T_{\text{C}}$$

$$p_{\text{maxт}} = 13256994 \text{ Па}$$

34. Дійсний максимальний тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{maxд}} = 0,85 \cdot p_{\text{maxт}}$$

$$p_{\text{maxд}} = 11268445 \text{ Па}$$

34. Середній тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{фср}} = 0,5 \cdot (p_{\text{maxд}} + p_{\text{C}})$$

$$p_{\text{фср}} = 7547137 \text{ Па}$$

34. Середній тиск згоряння у камері згоряння

$$p_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (p_{\text{max}} + p_{\text{C}})$$

$$p_{\text{ср}} = 6162914 \text{ Па}$$

35. Середня швидкість витікання продуктів згоряння паливної суміші із форкамери в основну камеру згоряння

$$c_{\text{ср}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_{\text{CH}_4} \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{\text{ср}}}{p_{\text{фср}}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right)}$$

$$c_{\text{ср}} = 726 \text{ м/с}$$

4. Роракунор розмїру трубопроводу для подачі форкамерного газу від редуктора до двигуна

4.1 Швидкість форкамерного газу в трубопроводі до двигуна

$$v_{\phi} = 50 \text{ м/с}$$

4.2 Необхідна площа проходного перерізу трубопроводу для подачі форкамерного газу
 $F_{\phi} = V_{\phi\Gamma} \cdot p_0 / 3600 \cdot v_{\phi} \cdot p_{\phi}$

$$F_{\phi} = 0,000053 \text{ м}^2$$

4.3 Внутрішній діаметр трубопроводу для подачі форкамерного газу до двигуна

$$d_{\phi m} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\phi}}{\pi}}$$

$$d_{\phi\Gamma} = 0,008 \text{ м}$$

4.3 Внутрішній діаметр трубопроводу для подачі форкамерного газу до форкамери одного циліндру

$$d_{\phi\psi} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\phi}}{\pi \cdot i}}$$

$$d_{\phi\psi} = 0,003 \text{ м}$$

3.4.2 Розрахунок клапана для подачі газу у форкамеру газового двигуна 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Позначення, формула	Розмірність	Величина
Вихідні дані			
1. Нормальний атмосферний тиск	p_0	Н/м ²	100000
2. Тиск газу до клапана	p_1	Н/м ²	170000
3. Тиск наддуву	p_2	Н/м ²	160000
4. Показник адіабати для природного газу	k	—	1,3
5. Температура газу	T_1	К	293
6. Газова постійна для метану	R	Дж/кг·град	519
7. Критичне відношення тиску газу до і після клапану	$(P_2/P_1)_{кр}$	—	0,523
8. Коефіцієнт витрати для клапана	a	—	0,7
9. Діаметр отвору в корпусі клапана	d_0	м	0,0005
10. Кількість отворів в корпусі клапана	i	шт.	1
11. Діаметр сідла клапану	d_k	м	0,006
12. Кут сідла клапана	β	град.	45
13. Хід клапана	h_k	м	0,0004
14. Число оборотів двигуна	n	об/хв	600
15. Число циліндрів двигуна	z	—	6
16. Кут подачі форкамерного газу за один робочий цикл	α	град	360
Розрахунок			
1. Площа прохідних перерізів отворів в корпусі клапана	$f_0 = i \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$	м ²	0,0000002
2. Площа проходного перерізу відкритого клапана	$f_k = \pi d_k h_k \cos \beta$	м ²	0,0000040

3. Тривалість подачі газу у форкамеру за один робочий цикл	$t_u = \frac{60 \cdot \alpha}{360 \cdot n}$	с	0,1
4. Відношення тиску газу за клапаном і перед клапаном	p_2/p_1	—	0,941
5. Швидкість докритичного витікання газу через клапан	$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$	м/с	153
6. Густина газу на вході в клапан	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	1,12
7. Секундна масова витрата газу через клапан	$G = a \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot \rho_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right)}$	кг/сек	0,00009
8. Масова витрата газу через клапан за один робочий цикл	$G_u = G \cdot t_u$	кг/цикл	0,000009
9. Густина газу у форкамері	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	1,052
10. Об'ємна витрата газу у форкамеру за цикл	$V_u = G_u / \rho_2$	см ³ /цикл	8
11. Масова витрата газу у форкамери двигуна за годину	$G_q = G_u \cdot z \cdot 60 \cdot n / 2$	кг/год	0,9
12. Густина газу при нормальних атмосферних умовах	$\rho_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	0,7
13. Об'ємна витрата газу у форкамери двигуна	$V_q = G_q / \rho_0$	м ³ /год	1,4
Розрахунок параметрів пружини клапана			
1. Діаметр сідла клапана	d_k	см	0,6000
2. Середній діаметр	D_{cp}	см	0,50
3. Діаметр дроту пружини	δ	см	0,03
4. Модуль Юнга для сталі	G	кг/см ²	800000
5. Робоче число витків пружини	n_p	шт.	12,0
6. Повне число витків пружини	n_{Π}	шт.	14,0
7. Жорсткість пружини	$c = \frac{G \cdot \delta^4}{8 \cdot n_p \cdot D_{np}^3}$	кг/см	0,054

8. Висота пружини у вільному стані	$H_{\text{св}}$	см	1,00
9. Встановочна висота пружини	$H_{\text{уст}}$	см	0,65
10. Встановочна деформація пружини	$f_{\text{уст}} = H_{\text{св}} - H_{\text{уст.}}$	см	0,35
11. Встановочна сила пружини	$F_{\text{уст}} = F_1 = c \cdot f_{\text{уст.}}$	кГ	0,019
	$F_{\text{уст}} =$	Н	0,185
12. Коефіцієнт	$m = D_{\text{сп}} / \delta$		17
13. Коефіцієнт	$\mu = \frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m}$		1,085
15. Напруга в матеріалі дроту пружини	$\tau = \frac{8\mu F_{\text{уст.}} D_{\text{сп}}}{\pi \delta^3}$	кГ/см ²	967
16. Площа сідла клапану	$A_c = \frac{\pi \cdot d_{\kappa}^2}{4}$	см ²	0,2826
17. Перепад тиску на клапані при якому він відкривається	$\Delta p = F_{\text{уст}} / A_c$	кГ/см ²	0,067
	мм.вод.ст		690
18. Сила пружини при відкритому клапані	$F_2 = c \cdot (f_{\text{уст.}} + h_{\kappa})$	кГ	0,021
	$F_2 =$	Н	0,207
19. Сила стиснутої до контакту витків пружини	$F_3 = c \cdot (H_{\text{св.}} - n_{\text{п}} \cdot \delta)$	кГ	0,031
		Н	0,307

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці при обслуговуванні двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

1. Машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

2. За допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

3. При ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані.

4. Паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку».

5. Перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем.

6. Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани.

7. Кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора.

9. Машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна перекривати.

10. При виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки.

11. Перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні робіт по шафам.

12. При роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою.

13. В машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем.

14. В машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна - генератора.

15. Двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу.

16. В темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі.

17. При експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі (кіптяви).

Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний – бенз(а)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO₂ призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO₂ має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO₂ у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO₂ – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H₂SO₃

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін В1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлекторного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архітектури.

Заходи по зниженню токсичності та димності відпрацьованих газів.

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

- оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

- нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблений кваліфікаційна магістерська робота на тему "Покращення техніко-економічних параметрів 4-тактного газового двигуна потужністю 540 кВт для стаціонарної електростанції з розробкою форкамери" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН25/34 і детальну розробку конструкції кришки циліндру з форкамерою, що розміщена в порожнині, де встановлювалася форсунка у дизельному двигуні і свічка запалювання в газовому двигуні. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 540 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична та теплова енергія, Загальний вигляд газового двигуна 6ГЧН25/34 показана на листі Додатку А графічної частини роботи.

У конструкторському розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 540 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ об/хв}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Д графічної частини роботи.

Важливе місце в магістерській роботі займають розрахунок і розробка конструкції форкамери, яка є складовою частиною кришки робочого циліндру газового двигуна. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої форкамери в кришці циліндру, розрахунок робочого процесу форкамери та газового клапана. В графічній частині роботи розроблене складальне креслення кришки робочого циліндру з форкамерою, розроблені робочі креслення її деталей.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в магістерській роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла малооборотных ДВС на базе гидридной технологии. Авиационно-космическая техника и технология // Научно - технический журнал, 2013, № 8(105) – С.61–66.
2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.
4. 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.
5. С.М. Доценко, В.И. Иодловский, А.И. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6 ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2017, - С. 17-24.
6. 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 ПП, 2010.
7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.
8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.
9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.
10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

					ПННІ НУК 131.61.23.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64