

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯ ДВИГУНА ROLLS-ROYCE C26:33L6PG

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

А. С. Мілінг

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Мілінгу Антону Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка системи форкамерно-факельного запалювання двигуна
Rolls-Royce C26:33L6PG

2. Керівник роботи _____ *к.т.н., доцент Проскурін А. Ю.*
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1700 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; паливо – зріджений природний газ

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості використання двигуна Rolls-Royce C26:33L6PG на буксири «Borgou»; Перспективи використання альтернативних палив у суднових двигунах; Дослідження ефективності використання форкамерно-факельного запалювання; Розробка системи подачі газового палива; Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вигляд буксиру «Borgoy»; Поперечний переріз двигуна Rolls-Royce C26:33L6PG; С; Схема системи форкамерно-факельного запалювання; Визначення оптимальних параметрів роботи двигуна; Схема системи подачі газового палива; Схема системи запалювання форкамерного газу

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/А. С. Мілінг/

(прізвище та ініціали)

/А. Ю. Проскурін/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню ефективності роботи двигуна з форкамерно-факельним запалюванням, який встановлений на буксирі.

В роботі проведений аналіз використання газоподібного палива, специфіки робочого процесу сучасних ДВЗ при роботі на газоподібному паливі, а також визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів.

Запропонована модернізована система паливоподачі та регулювання двигуна.

Були визначені оптимальні значення кута випередження запалювання, коефіцієнта надлишку повітря та об'єм форкамери в залежності від обмежувальних характеристик.

У розділах охорони праці та охорони навколишнього середовища проведено розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна і безпечна робота двигуна і буксиру в цілому.

Робота виконана українською мовою на 77 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 6 кресленнях формату А1.

					<i>ВМР.142.6221м.01.ПЗ</i>	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....		5
1.	ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА ROLLS-ROYCE C26:33L6PG НА БУКСИРІ «BORGOY».....	6
1.1	Загальна характеристика буксиру «Borgoy».....	7
1.2	Опис та характеристики двигуна Rolls-Royce C26:33L6PG.....	9
2.	ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДВИГУНАХ	15
3.	ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯ У ДВИГУНІ ROLLS-ROYCE C26:33L6PG	26
3.1	Особливості використання форкамерно-факельного запалювання у двигуні Rolls-Royce C26:33L6PG	27
3.2	Використання програмного комплексу «Дизель-РК» для розрахунку робочого циклу двигуна.....	29
3.3	Визначення оптимального значення коефіцієнт надлишку повітря та кута випередження запалення.....	38
3.4	Визначення оптимального об'єму форкамери.....	42
3.5	Розробка системи подачі газового палива.....	56
4.	ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.....	61
5.	АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	67
ВИСНОВОК		76
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....		77

ВСТУП

Згідно з завданням була виконана магістерська робота на тему: «Розробка системи форкамерно-факельного запалювання двигуна Rolls-Royce C26:33L6PG».

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря продуктами його згоряння викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим таким альтернативним паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива. За своїми властивостями моторне паливо з природного газу перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як природний газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям.

Мета роботи – дослідження ефективності роботи газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням, який встановлений на буксирі.

У відповідності з поставленою метою в роботі вирішувалися наступні **завдання**:

- 1) аналіз використання газоподібного палива;
- 2) аналіз специфіки робочого процесу сучасних ДВЗ при роботі на газоподібному паливі;
- 3) визначення основних властивостей застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів;
- 4) розробка системи паливоподачі двигуна з форкамерно-факельним запалюванням;

					ВМР.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5) визначення ефективності двигуна у залежності від, кута випередження запалення та характеристик подачі газового палива у циліндри двигуна.

Робота складається з таких розділів:

- ВСТУП;
- ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА ROLLS-ROYCE C26:33L6PG НА БУКСИРІ «BORGOY»;
- ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДВИГУНАХ;
- ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯ У ДВИГУНІ ROLLS-ROYCE C26:33L6PG;
- ЕКОНОМІЧНЕ ОБІРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА;
- АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА;
- ВИСНОВОК;
- СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.

Графічна частина складається з шести креслень формату А1.

					ВМР.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Мілінг А.С.			ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА Rolls-Royce МАРКИ C26:33L6PG БУКСИРУ ТИПУ «Borgoy»	Літ.	Арк.
						6	77
Керівник		Проскурін А.Ю.				НУК	

РОЗДІЛ 1
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА ROLLS-ROYCE
C26:33L6PG НА БУКСИРІ “BORGOY”

1.1 Загальна характеристика буксира “Borgoy”



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд буксира «Borgoy»

Побудований турецькою суднобудівною компанією “Sanmar” на замовлення норвезьких компаній “Bukser of Berging” та “Statoil”, 35-метровий буксир “Borgoy” потужністю 3410 кВт в 2014 році приступив до роботи на норвезькому терміналі “Karsten”. Виконуючи роботи з транспортування та супроводження, буксир показав гарні результати та вважається одним з найвдалиших сумісних проектів компаній “Sanmar” та «Rolls-Royce».

У сукупності, ця СЕУ забезпечує судну до семи днів автономності ходу та роботи. На середній швидкості в 10 вузлів, мінімальне тягове зусилля становить 65 тонн, а зусилля рульового управління - 100 тонн.

					<i>KPM.142.6221m.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Технічні данні	
Довжина, м	35
Максимальна ширина, м	15.4
Висота, м	7.5
Валовий тоннаж, т	757
Крейсерна швидкість , в	13.5
Рушії	
Виробник	Rolls-Royce
Модель	US35
Кількість	2
Діаметр робочого тіла, мм	3000
Палубні механізми	1х Karmou лебідка
Екіпаж	
Персонал, чел	6
Пасажири, чел	0
Кают для екіпажу	4

Буксир оснащений бортовим дизель-генератором і лебідкою, потужністю в 130 тонн, виготовленою компанією «Karmou» , яка базується на носі судна. Також встановлена пара пожежних насосів «Jason», що приводяться в дію допоміжним двигуном і забезпечують постачання води 2400 м³ на годину. Буксир розрахований на 6 членів екіпажу, та включає в себе офіцерську каюту, кілька кают з двома спальними місцями, їдальню та камбуз. Також підкреслюється гарна шумоізоляція, яка забезпечує безпечне та

комфортне перебування екіпажу з правильним розділенням робочих та побутових зон.

1.2 Опис та характеристики двигуна Rolls-Royce C26:33L6

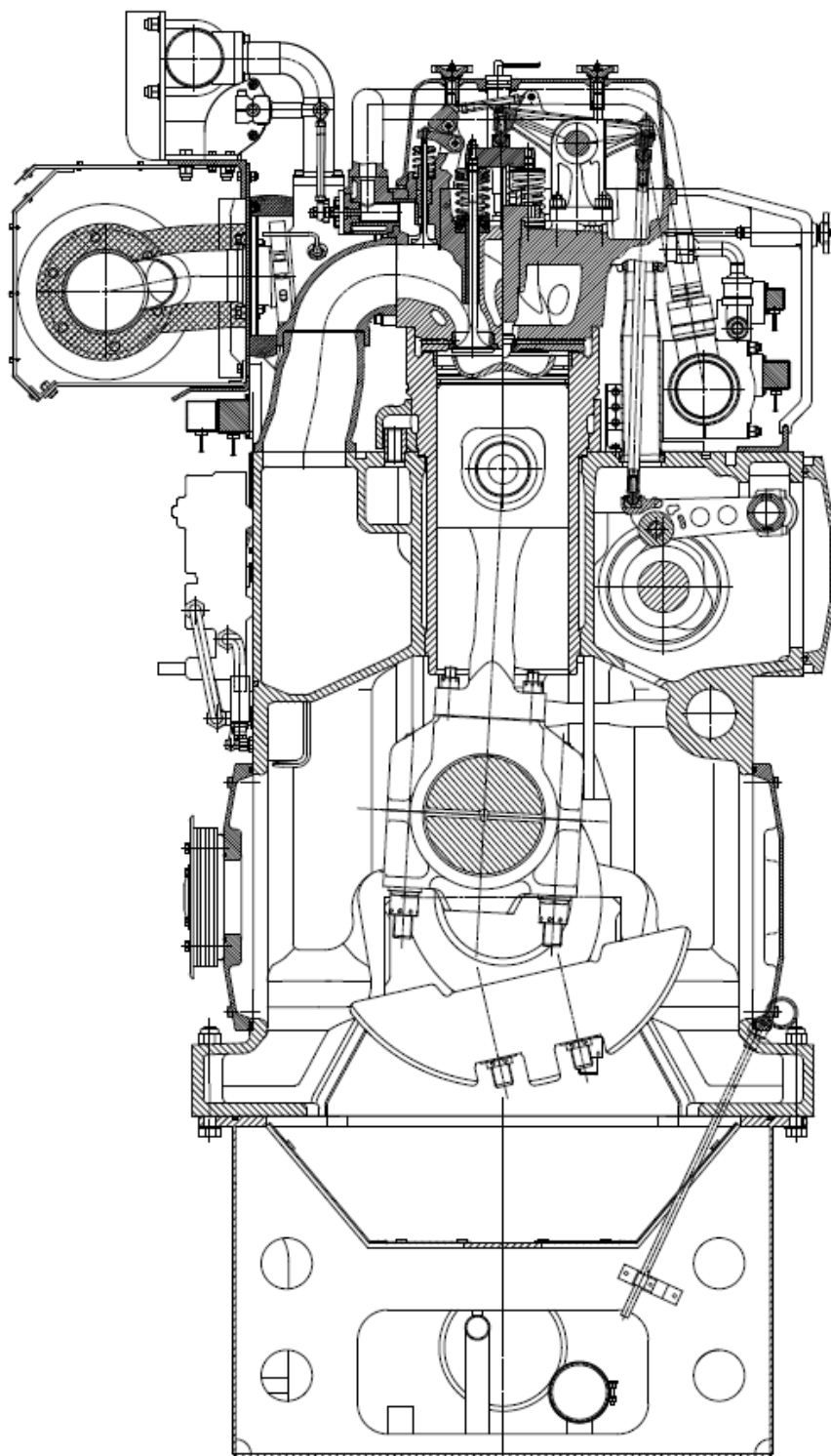


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна Rolls-Royce C26:33L6

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

Rolls-Royce C26:33L6 – дизельний, 4-тактний, середньошвидкісний, рядний двигун, має 260 мм діаметр циліндру і хід поршня 330 мм. Двигуни турбовані та укомплектовані з двоступеневими інтеркулерами. Розглянемо елементи двигуна окремо.

Блок-картер

Блок-картер являє собою моноблочну конструкцію з чавуну з кулястим графітом. Кришки корінних підшипників утримуються шпильками з гідравлічно затягнутими гайками. Великі оглядові вікна з обох сторін картера легко дають доступ для технічного обслуговування. Двигуни встановлені з необхідними запобіжними клапанами в оглядових вікнах картера.

Колінчастий вал

Колінчастий вал – виготовлений з кованої хромомолібденової сталі з противагами на болтах. Встановлено демпфер крутильних коливань на вільному кінці колінчастого валу та на розподільних валах.

Розподільний вал

Приводиться в рух розрізним зубчастим колесом на кінці маховика. Розподільчий вал складається з двох секцій. Секції скріплені болтами і легко розбираються.

Підшипники

Опорні та великі кінцеві підшипники – тонкостінні сталеві оболонки, облицьовані спеціальним олово-алюмінієвим матеріалом. Підшипники виконані з точністю і не потребують спеціального регулювання.

Основні несучі підшипники можуть бути зняті без опускання колінчастого валу. Корпуси підшипників можуть бути зняті без вилучення поршня.

Шатун

Шатун кований зі спеціальної сталі. Складається з 3-х частин, та має компактні розміри. Всі болти виготовлені зі спеціальної сталі і гідравлічно затягнуті.

					KPM.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2. - Технічні характеристики двигуна

Тип двигуна		C26:33L6PG
Кількість циліндрів, шт		6
Частота обертання, об/хв		900/1000
Середня швидкість поршня, м/с		10/11
Максимальна безперервна потужність, кВт		1705
Середній ефективний тиск, МПа		18,5

Поршень

Поршні мають компонований тип, з вузовими чавунними спідницями і кованими сталевими головками. Їх охолоджують маслом з основної мастильної системи, яке підводиться до поршнів через з'єднальні стержні. Шатунний підшипник має ступінчасту конструкцію, що дає велику опорну поверхню.

Кожен поршень має два компресійних кільця та одне маслоз'ємне, яке спеціально адаптоване для контролю потрапляння масла.

Поршневі кільця хромовані, перше кільце зі спеціальним хромо-керамічним покриттям для додаткового захисту від зносу.

Втулки циліндрів

Втулки циліндрів з охолодженням по центру, відлиті центробіжно зі спеціального зносостійкого залізного сплаву. Поверхні відточені.

Головки циліндрів

Головки циліндрів з легованого чавуну кріпляться до блоку циліндрів 4 шпильками з гідравлічно затягнутими гайки. Нижня частина головки циліндра міцно складена, щоб витримувати високі тиски від вибухів, і має отвори для охолодження, та має датчики для контролю температури. Кожна головка має два впускних і два випускних клапана, та індикаторний клапан. Сідла і направляючі клапана для впускних і випускних клапанів відлиті із спеціального сплаву чавуну і є термостійкі.

					KPM.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Газорозподільний механізм

Працюють впускні і випускні клапани за допомогою поворотних важелів, уздовж розподільчого валу. Ролики переводять обертання кулачка в штовхачі, які в свою чергу активують коромисла, які контролюють впускні і випускні клапани. У ГРМ шарнірний кінець поворотних важелів для впускних клапанів встановлений на центральній частині поздовжнього валу уздовж двигуна. Це розташування дозволяє мати два зумовлених значення для вибору клапану повітряної камери. Один для високого навантаження і один для роботи при низькому навантаженні. Конструкцію полегшує зміна фаз газорозподілу при звичайній роботі двигуна.

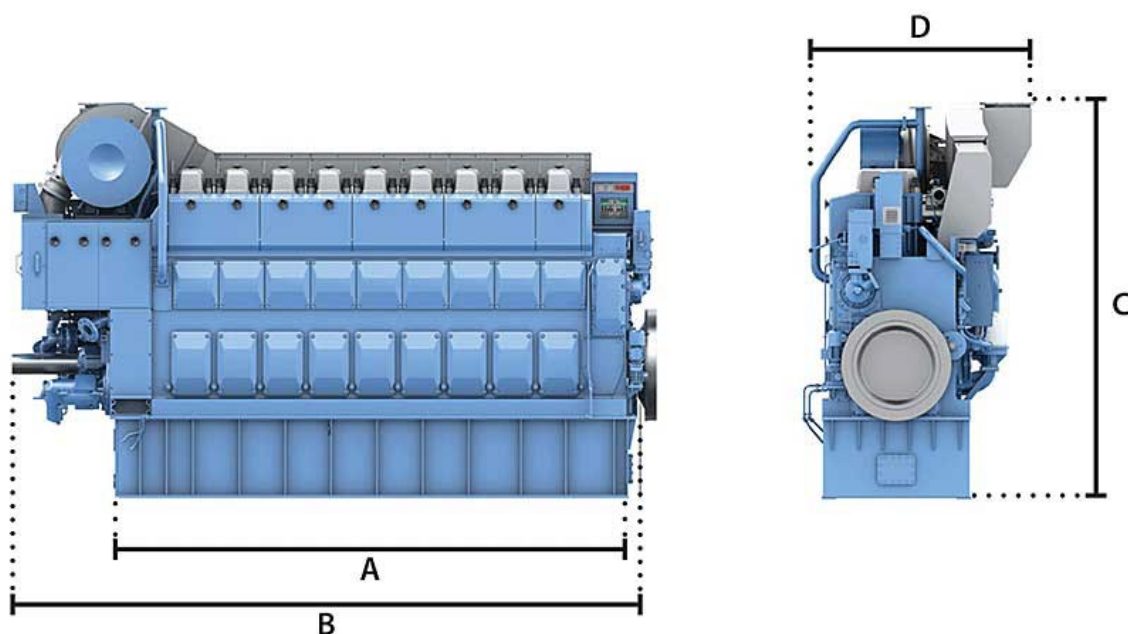


Рисунок 1.3 – Габаритні розміри двигуна Rolls-Royce C26:33L6

Таблиця 1.3. - Габаритні розміри двигуна Rolls-Royce C26:33L6

Тип двигуна	A	B	C	D	Вага сухого
C26:33L6PG	3170	4176	3161	1729	17500 кг

Система пуску

Стиснуте повітря використовується для запуску і контролю двигуна. Пусковий пристрій на основі пневматичного стартера, що працює від змінного положення зубчастого вінцю на маховику. В системі контролю використовують сухе і чисте повітря для безперебійної роботи розприскувача масляного туману. Шестерня, як стартер, передбачена на протилежній стороні двигуна.

Система повітропостачання

Основними компонентами системи наддувочного повітря є турбонагнітач, двоступеневий охолоджувач наддувочного повітря і ресивер наддувочного повітря. Турбокомпресор встановлений на передній частині двигуна і підключений до охолоджувача наддувочного повітря через розширювальний сильфон і повітропровід. Ресивер наддувочного повітря вбудований в двигун. Стандартна вихлопна система складається з турбіни турбокомпресора і випускного колектора.

Система охолодження

Система охолодження розділена на два контури:

- високотемпературний (НТ)
- низькотемпературний (LT)

Високотемпературний контур прісною водою охолоджує повітроохолоджувач і блок циліндрів. Охолоджуюча вода також охолоджує сорочку циліндра. Надлишок тепла, може бути використаний в системі рекуперації. Низькотемпературний контур охолоджує прісною водою низькотемпературну ступінь заряду повітроохолоджувача, охолоджувача мастила, охолоджувача води.

Система змащення

Масляний насос приводить у рух передачею від колінчастого валу в передньому кінці двигуна. Клапан ручного регулювання тиску розміщений зразу за насосом, зі зворотним зв'язком тиску від кормового кінця двигун.

					KPM.142.6221m.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шестерня клапана змащується з основної мастильної системи. На всіх двигунах стандартно встановлюється відцентровий фільтр. Електричний і ручний насоси встановлюються на всіх двигунах.

Система управління двигуном

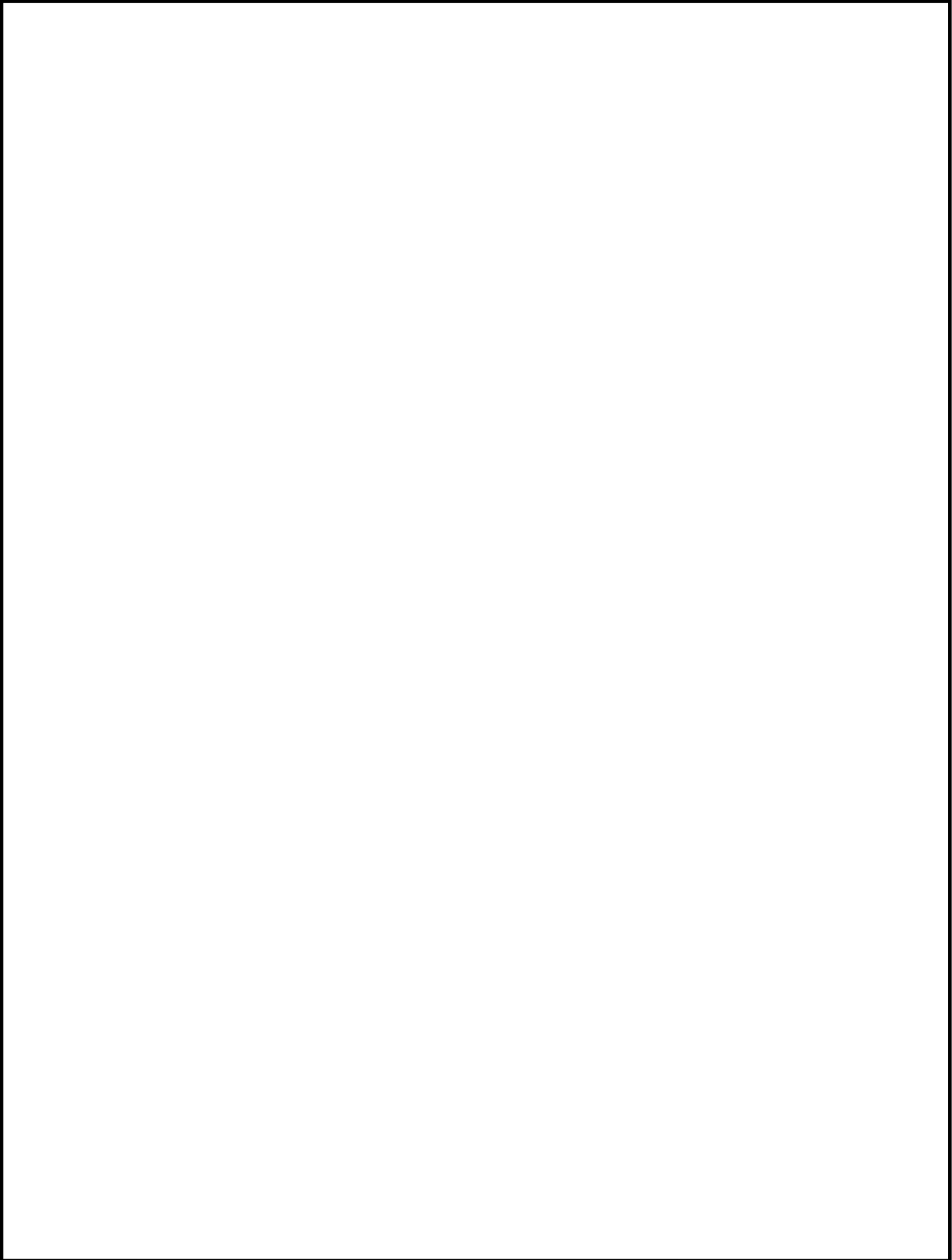
Система управління двигуном складається з наступних апаратних модулів, які зібрані в один корпус:

- електронний регулятор газового двигуна (GEC);
- модулі ("модулі посилення-мережа");
- промисловий блок ПЛК;
- система запалювання;
- модуль виявлення детонації;
- регулятор швидкості / навантаження;

Система має такі основні функціональні можливості:

- виконує необхідну послідовність для запуску, ввімкнення та вивантаження, регулювання швидкості та зупинки двигуна;
- встановлює час запалювання відповідно до умов експлуатації;
- керує коефіцієнтом надлишку повітря ("AFR");
- виконує необхідні функції сигналізації та зупинки, для захисту двигуна

					КРМ.142.6221м.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6221м.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Мілінг А.С.			ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДВИГУНАХ	Літ.	Арк.
							Аркушів
Керівник		Проскурін А.Ю.				15	77
						НУК	

РОЗДІЛ 2

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДВИГУНАХ

Як і багато галузей промисловості, морська галузь потребує переходу до відновлювальних джерел енергії – цього вимагає екологія планети. Тому Міжнародна морська організація (ММО) запровадила правила, які вимагають скорочення викидів парникових газів (ПГ) щонайменше на 50% до 2050 року порівняно з 2008 р. При цьому, збільшення об'ємів судноплавства прогнозується, у зв'язку зі зростання обсягів міжнародної торгівлі. ММО прогнозують, що викиди від транспортування можуть збільшитись до 250% до 2050 року, на основі сценаріїв розвитку галузі без зміни політики використання палив. Отже, галузь міжнародних морських перевезень потребує рішення цього питання через зменшення її вуглецевого сліду під час інтенсивного розширення галузі.

На відміну від автомобільного транспорту, де електричні акумулятори дозволяють політику вибору, декарбонізація у судноплавстві може відбутися лише за рахунок декарбонізації палива, що використовується у двигунах внутрішнього згоряння. Зокрема, великі океанські судна не можуть бути електрифіковані за допомогою батарей або паливних елементів.

В даний час і в середньостроковій перспективі, MAN Energy Solutions бачить СПГ (скраплений природний газ) як перспективне паливо яке буде відповідати і екологічним стандартам (NO_x, SO_x), і зменшить викиди двоокису до 20%.

Майбутнє належить кліматично нейтральним видам палива, вироблених з зеленого водню і відновлюваних джерел енергії. До таких палив відноситься і синтетичний природний газ (метан), зелений аміак і метанол, а також водень для коротких відстаней.

					КРМ.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Енергетичний перехід став більш очікуваним на землі, де відсоток електроенергії, виробленої в результаті спалювання вугілля та нафти, поступово зменшується на користь відновлюваних джерел, таких як сонячні панелі та вітрові турбіни. Громадськість більше сприймає поширення автомобілів з електричним приводом, які рухаються з такою швидкістю, яку мало хто міг уявити ще десять років тому.

Менш помітним, але не менш актуальним є сектор судноплавства з його значним джерелом викидів ПГ, отже, очікується, скорочення цих викидів. Відповідно, судновласники, оператори суден, суднобудівники та виробники морського обладнання розпочали власну, дуже складну програму протидії, яку очолює Міжнародна морська організація (ММО). ММО є глобальним форумом і регулюючим органом безпеки для екологічних показників міжнародного судноплавства та охоплює всі зацікавлені сторони судноплавної галузі. На початку 2018 р. ММО сформулювали свою «Початкову стратегію» декарбонізації, закликаючи до зменшення річних викидів парникових газів від міжнародних судноплавних компаній, до 2050 року до 50% від рівня 2008 року.

Конкретні заходи, необхідні для досягнення цілей ММО, вже впроваджуються і вони являють собою перші кроки в «морському енергетичному переході».

Згідно зі статистичними даними, підготовленими Міжнародною палатою судноплавства, щороку кораблями перевозиться близько 11 мільярдів тон вантажів, що дорівнює вражаючим 1,5 тонам транспортування на одного члена населення світу. Це ілюструє, якою мірою транспортування промислових товарів і сировини морем лежить в основі сучасного життя. Наприклад, що стосується торгівлі в Європейському Союзі, 80% експорту та імпорту за обсягом і близько 50% від вартості, на певному етапі транспортуються судном.

					КРМ.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, прогнозується, що до 2050 року обсяг світових перевезень зросте до 250%. З цієї причини галузь стикається з дилемою: як зменшити викиди парникових газів у той час, як обсяг вантажних перевезень продовжує стабільно зростати?

Незважаючи на масштаби перевезених вантажів, сектору морських перевезень належить щонайбільше 2,5% загального викиди двоокису вуглецю (CO₂). Це робить судноплавство, безумовно, найменшим чинником CO₂ у порівнянні з транспортним сектором. Але цей відсоток явно зросте, якщо декарбонізація судноплавства не встигне за декарбонізацією інших транспортних засобів.

Таблиця 2.1 - Світові викиди CO₂ з 2018 року

Країна/Сектор	Викиди CO ₂ [Мт] 2	CO ₂ на людину- [CO ₂ / pers.]
Світ	36.420(100%)	4.8
Китай	9.957(27%)	7
США	5.425(15%)	17
Європа	5.602(15%)	7.5
Германія	0.755(2.1%)	9.1
Судноплавство	0.919(2.5%)	-

Безпосередні переваги переходу на СПГ ґрунтуються на властивостях і характеристиках метану, основного горючого компонента (близько 85%) - природного газу. За хімічною формулою CH₄, метан є найпростішим поєднанням водню та вуглецю в ряді вуглеводнів (алканів), тому при згорянні виділяється найменша кількість CO₂: порівняно з важким і рідким дистилатом палива перевага становить до 20%. На щастя, за останні 20 років у розвитку двигунів спостерігалася сильна тенденція до заправки СПГ і відмови від

залишкового (важкого) та рідкого палив, які використовувалося на суднах з 1950-х років.

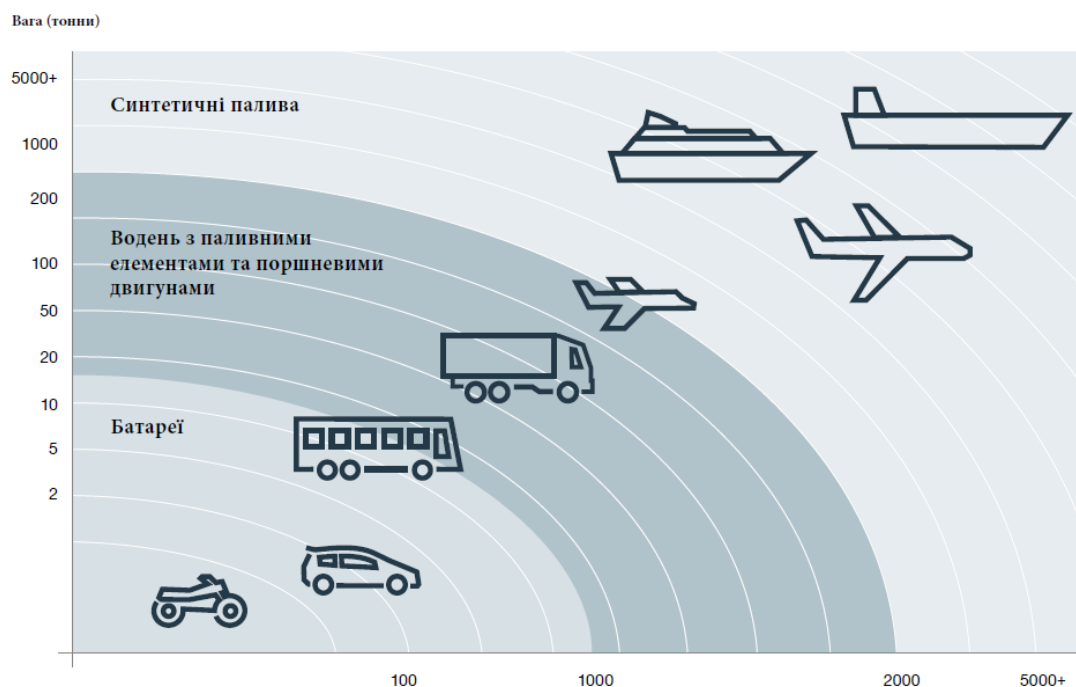


Рисунок 2.1 - Варіанти руху для транспорту з нейтральним викидом вуглецю

Метан

Окрім можливого скорочення викидів CO₂, природний газ має ще багато переваг:

- Він широко доступний зараз і залишиться в майбутньому.
- Його можна легко транспортувати у зрідженому вигляді.
- Великі двотактні та чотиритактні поршневі двигуни, придатні для спалювання СПГ.
- Добре зарекомендував себе і стає все більш популярним у широкому діапазоні суден.
- Будучи паливом для великих двигунів, СПГ також забезпечує відповідність чинним нормам щодо шкідливих викидів, тобто NO_x, SO_x, твердих часток, – відповідно до вимог IMO Tier III.

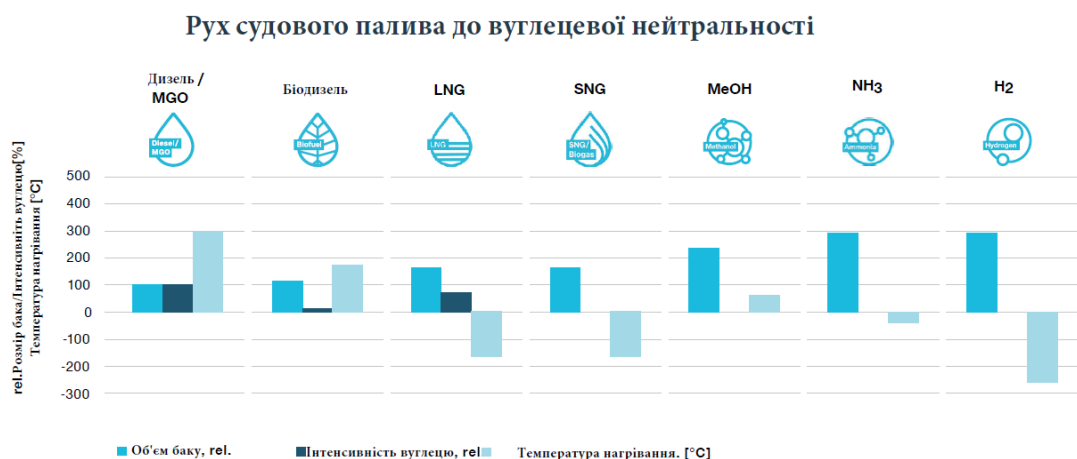


Рисунок 2.2 - Рух судового палива до вуглецевої нейтральності.

Водень

Ця оцінка починається з водню (H_2), який є високозаймистим, і його спалювання забезпечує велику перевагу утворення лише водяної пари (H_2O), тобто нульові викиди CO_2 чи інших парникових газів. І навпаки, водень має низку властивостей, які ускладнюють його використання як паливо. Перш за все це низька об'ємна щільність енергії водню, а також його дуже висока горючість. Навіть перероблений до рідини водень має щільність енергії в 4,5 рази нижчу, ніж HFO або MGO. Крім того, щоб зрідити водень, його потрібно охолодити до $-253^\circ C$, і навіть тоді він займає в кілька разів більше об'єму СПГ. Крім того, обладнання, необхідне для утримання водню в рідкому стані, є дорогим і складним. В результаті, на практиці, загальна площа установки у 6-7 разів більша, чим для систем рідкого палива.

Таким чином, хоча є пропозиції щодо використання водню як палива для двигунів на певних судах, таких як прибережні та поромні переправи та, звичайно, на судах для перевезення водню, він не вважається придатним як стандартне паливо для прямого спалювання в поршневих двигунах великих торговельних суден.

Синтетичний природний газ

Пропозиції щодо виробництва вуглецево-нейтральних синтетичних вуглеводневих газів, таких як метан, з використанням зеленого водню та

вуглецю, добутого з атмосфери чи інших джерел вуглецю. У виробничому плані технологічні процеси вже добре відпрацьовані. Наприклад, у 2013 році MAN Energy Solutions поставила метановий реактор для найбільшого в Європі Power-to-Gas на заводі Audi у Верльте, Німеччина.

Важливо відзначити, що синтетичний природний газ (SNG) — це метан (CH_4), а отже, хімічно такий же, як і основна горюча складова LNG. Але завдяки виробленню із зеленого водню він є вуглецево-нейтральним. Його хімічний склад робить SNG ідеальним, по-перше, для згоряння як у дво, так і чотиритактних двопаливних двигунах у існуючому асортименті, а по-друге, для прогресивного змішування зі СПГ у міру пропонованих кроків у переході до морської енергії. Крім того, можна буде навіть продовжувати використовувати існуючу інфраструктуру газопостачання для транспортування та зберігання SNG.

Забезпечити запаси палива на борту судна буде просто, як у випадку з СПГ. Перед бункеруванням нове газоподібне паливо потрібно буде витримувати при криогенних температурах (-162°C як для LNG так і SNG). Однак уже встановлену бортову інфраструктуру СПГ також можна використовувати для заправки СНГ. У вересні 2021 року судно «Elb Blue» місткістю 1036 TEU, яке було модернізоване на чотиритактний двопаливний двигун MAN 51/60 у 2017 році, став першим контейнеровозом у світі, який використовує кліматично нейтральний SNG під час комерційних рейсів. У своєму пілотному проєкті MAN Energy Solutions та її партнери продемонстрували, що будь-яке модернізоване судно, оснащене СПГ, може працювати на паливі, виробленому за технологією Power-to-X, і навіть на суміші палива залежно від наявності.

Аміак

Основна перевага аміаку як палива полягає в тому, що його хімічний склад, NH_3 , не містить вуглецю, а отже, під час його спалювання не утворюється CO_2 . Ще одна перевага: як метанол, аміак вже виробляється у

					KPM.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

значних кількостях у промислових масштабах і продається у великих масштабах у всьому світі, наприклад, як сировина для добрив. Зважаючи на це, безпечне поводження з аміаком уже добре встановлено. Однак, як і у випадку з метанолом, виробництво аміаку ще не є екологічним, але виробництво з використанням екологічно чистого водню з відновлюваних джерел енергії є в перспективі. Для виробництва зеленого аміаку використовуватиметься азот, отриманий з повітря, а також відновлювана енергія. З точки зору його придатності в якості моторного палива, NH_3 досить повільно горить і, як наслідок, наразі підходить лише для двотактних двигунів.

Метанол

Популярність метанолу зростає, оскільки сьогодні вже використовується паливо з низьким вмістом вуглецю та двигуни, що працюють на метанолі.

Однак паливо все ще виробляється традиційним способом.

Але перші кроки вже зроблені: нещодавно судноплавний гігант Maersk оголосив про плани використати зелений метанол із спеціального заводу в Данії для свого першого вуглецево-нейтрального судна – фідера місткістю 2100 TEU. Крім того, компанія замовила вісім двигуни MAN ME-LGIM, що спалюють метанол, у зв'язку з будівництвом восьми контейнеровозів місткістю 16 200 TEU. Нові кораблі здатні працювати на екологічно чистому метанолі та мають потенціал заощадити компанії приблизно 1 мільйон тонн викидів вуглецю на рік.

Основні переваги метанолу як альтернативного палива полягають у тому, що він може зберігатися у вигляді рідини при температурі та тиску навколишнього середовища та має сприятливу щільність енергії. У якості вантажу метанол вже присутній у багатьох морських портах світу, і вже існують безпечні процедури для його обробки як вантажу, так і палива. Крім того, технологія двигуна вже перевірена: з 2016 року було продано до 40 двотактних двигунів ME-LGIM, що працюють на метанолі, від MAN Energy

					KPM.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Solutions. Двигуни вже в експлуатації накопичили понад 110 000 годин роботи лише на метанолі.

Зріджений нафтовий газ(LPG)

Як і LNG, скраплений нафтовий газ (LPG) є викопним паливом з відносно високою щільністю енергії та безпосередніми перевагами щодо викидів парникових газів порівняно з HFO та MGO. З потенціалом до 18% зниження викидів CO₂, LPG набуває все більшої популярності на перших етапах декарбонізації суднових двигунів. Його також відносно легко зберігати та використовувати. MAN вже пропонує двопаливні двотактні двигуни, обладнані для роботи на зрідженому газі, і послугу модернізації існуючих дизельних двигунів. Сьогодні MAN B&W ME-LGIP є галузевим стандартом для живлення транспортних засобів LPG по всьому світу. Однак, оскільки зріджений газ все ще є викопним паливом, його сприймають – як СПГ – не як довгострокову перспективу, а скоріше як засіб для початку переходу до нової морської енергетики, поки безвуглецеві альтернативи не займуть центральне місце.

Біопаливо

Галузь зараз відчуває підвищений інтерес з боку своїх клієнтів до природних вуглецево-нейтральних біопалив, які можна спалити двох і чотиритактними двигунами з мінімальними модифікаціями. Таким чином, якщо біопаливо буде доступне в достатніх кількостях, воно може зробити значний внесок у декарбонізацію в усіх двигунах, як основне паливо, так і пілотне паливо для забезпечення повної вуглецевої нейтральності двопаливних двигунів. Однак існують значні сумніви щодо наявності цього палива для задоволення зростаючого попиту. З огляду на неухильне зростання світового населення, сільськогосподарські землі, швидше за все, потрібно буде відвести під продовольчі культури. Крім того, вже посилюється контроль над тим, яке біопаливо може справді вважатися виробленим екологічно, наприклад, без знищення тропічних лісів і природних середовищ існування

					KPM.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дикої природи, що знаходиться під загрозою зникнення. З іншого боку, існує очевидний потенціал для біопалива, отриманого з органічних відходів, який може відігравати невелику, але значну роль у постачанні вуглецево-нейтрального палива для суднових двигунів.

Морський енергетичний перехід уже розпочався, але він потребує часу та політичної підтримки: викопне паливо з низьким вмістом вуглецю поклало початок декарбонізації судноплавства. Ця трансформація й надалі відбуватиметься під впливом ринку протягом наступних 10–15 років шляхом постійного збільшення частки газових двигунів у будівництві нових суден і шляхом модернізації вже існуючих флотів. Необхідний паралельний і послідовний розвиток виробничих потужностей для кліматично нейтрального синтетичного палива, з іншого боку, може бути успішним лише за політичної та регуляторної підтримки.

Якщо така підтримка буде надана, «зелений» водень, безсумнівно, стане майбутньою основою морського енергетичного переходу — не головним чином як паливо для двигунів внутрішнього згоряння, а насамперед як сировина для виробництва SNG, «зеленого» аміаку та метанолу.

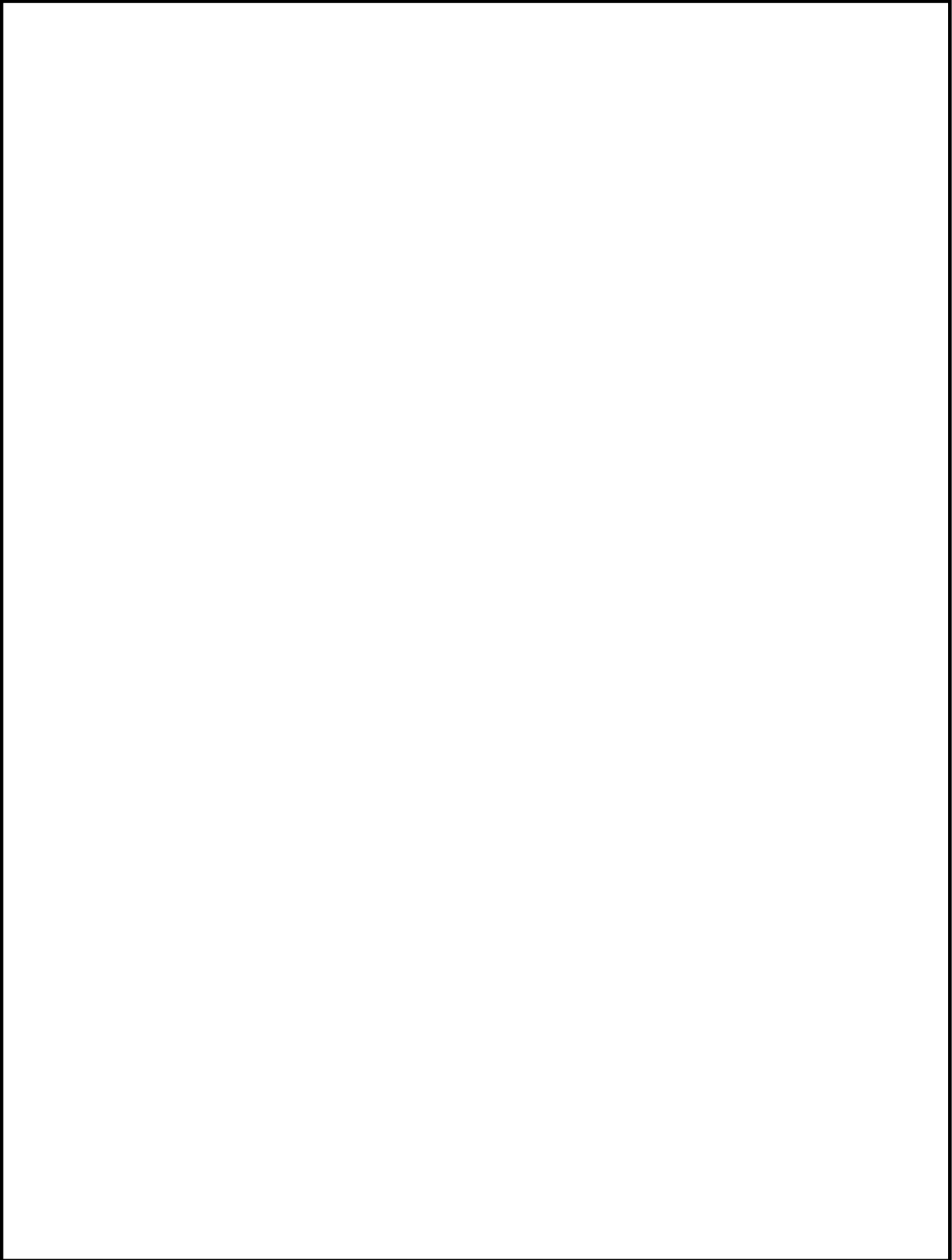
Щодо двотактних двигунів, зелений аміак і метанол будуть відігравати все більшу роль. Зі свого боку, водень для прямого спалювання, ймовірно, не відіграватиме великої ролі у двотактних двигунах через його щільність енергії та великі відстані, які долають судна, такі як контейнеровози, балкери та танкери.

Наразі невідомо, наскільки метанол і аміак відіграватимуть важливу роль у чотиритактних суднах, але MAN працює над тим, щоб використовувати ці види палива у своїх середньошвидкісних двигунах. Пряме спалювання воднем може стати варіантом для судноплавства в прибережних регіонах. Оскільки поки що неможливо передбачити, яке паливо переможе в перегонах, потрібна сучасна технологія двигунів із гнучкістю для спалювання кількох палив, що дає користувачам суднових двигунів безпеку інвестування в активи

					KPM.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

з ефективним терміном служби від 25 до 30 років. Крім того, під терміном «гнучкість використання палива» розуміється не тільки наявність нових двигунів, розроблених для одного або кількох нових видів палива, але також двигунів, які можна легко адаптувати для спалювання нових видів палива, щойно вони стануть доступними шляхом модернізації нових паливних систем для двигунів.

					КРМ.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6221м.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Мілінг А.С.			ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ФОРКАМЕРНО- ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯ У ДВИГУНІ ROLLS-ROYCE	Літ.	Арк.
							Аркушів
Керівник		Проскурін А.Ю.					
						26	77
					НУК		

РОЗДІЛ 3
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯ У ДВИГУНІ ROLLS-
ROYCE C26:33L6PG

3.1 Особливості використання форкамерно-факельного запалювання у
двигуні Rolls-Royce C26:33L6PG

Іскрове запалювання працює за принципом циклу Отто, бідна суміш газу та повітря і запалюється від іскри. Двигун працює з надлишком повітря в суміші (приблизно на 1.8 вище), графік показує (рис.3.1.), що це підвищує потужність, ефективність та знижує кількість викидів NOx. Для цього була розроблена спеціальна система спалювання, яка здатна спалювати такі бідні суміші. Для ефективного збільшення потужності за рахунок розширення межі детонації суміші, використовується турбонаддув.

Принцип дії.

Повітря всмоктується турбокомпресором через охолоджувач наддувального повітря в циліндр. Механічний газовий клапан впорскує газ під тиском у потік вхідного повітря, щоб забезпечити однорідність збіднілої суміші повітря і газу. Потік повітря контролюється змінною геометрією турбіни, витрата газу регулюється механічними клапани, перед кожним циліндром. Тиск газу задається електронним контроллером, який контролює клапан на модулі подачі паливного газу попереду двигуна. Повітряна заслінка обмежує подачу повітря до циліндру під час запуску та роботи з низьким навантаженням двигуна. Оскільки тиск в циліндрі низький, газ пускається в невеличкі предкамери (по одній в кожній головці блоку циліндру) з форкамерами з електронними контролерами. Під час стискання збіднений заряд з циліндру частково вштовхується в предкамеру, де він змішується з чистим газом для утворення насиченої суміші. яка легко загоряється від

					<i>KPM.142.6221м.03.ПЗ</i>	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

свічки запалювання. Утвореного потужного енергетичного заряду від спалювання у форкамері вистачає для швидкого і повного згоряння основного заряду в циліндрі.

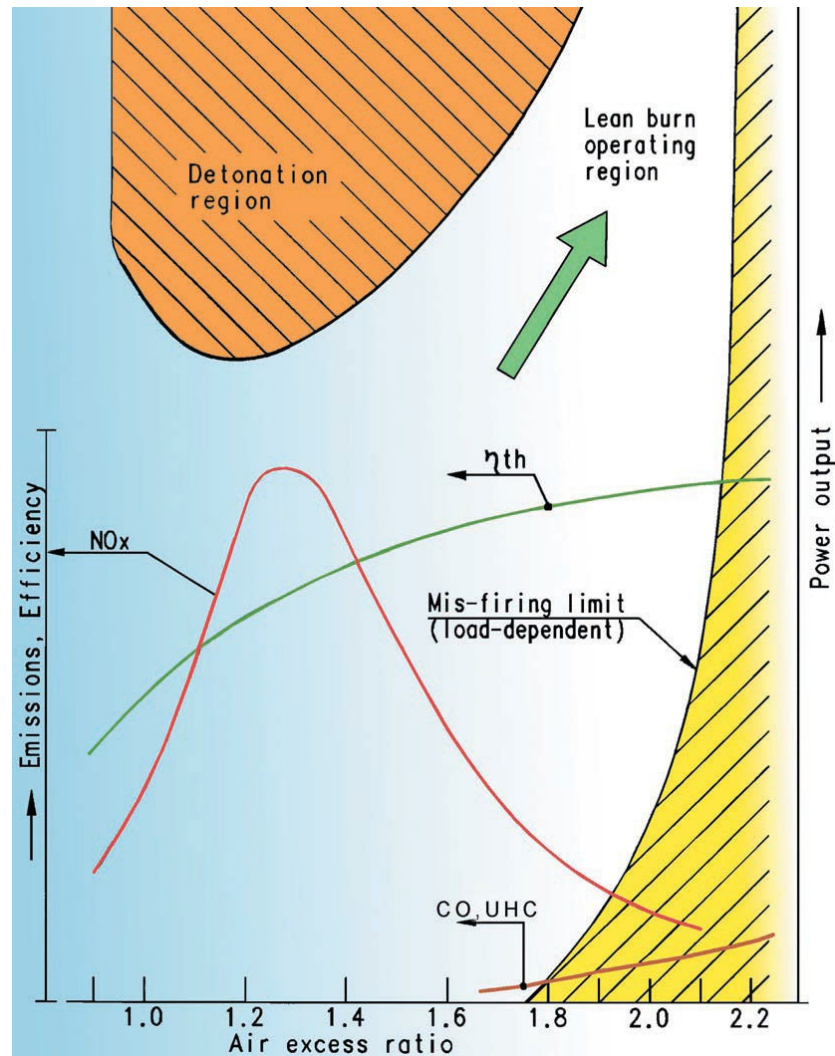


Рисунок 3.1 - Процес згоряння суміші

Прогресивне електронне керування двигуна забезпечує високі робочі параметри та високий рівень оптимізації показників по відношенню один до одного. Система встановлює оптимальний тиск в форкамері (відношення палива/повітря), положення паливної рейки, момент запалювання та положення дросельної заслінки.

3.2 Використання програмного комплексу «Дизель-РК» для розрахунку робочого циклу двигуна.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК призначений для математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації робочих процесів двох - і чотиритактних ДВЗ.

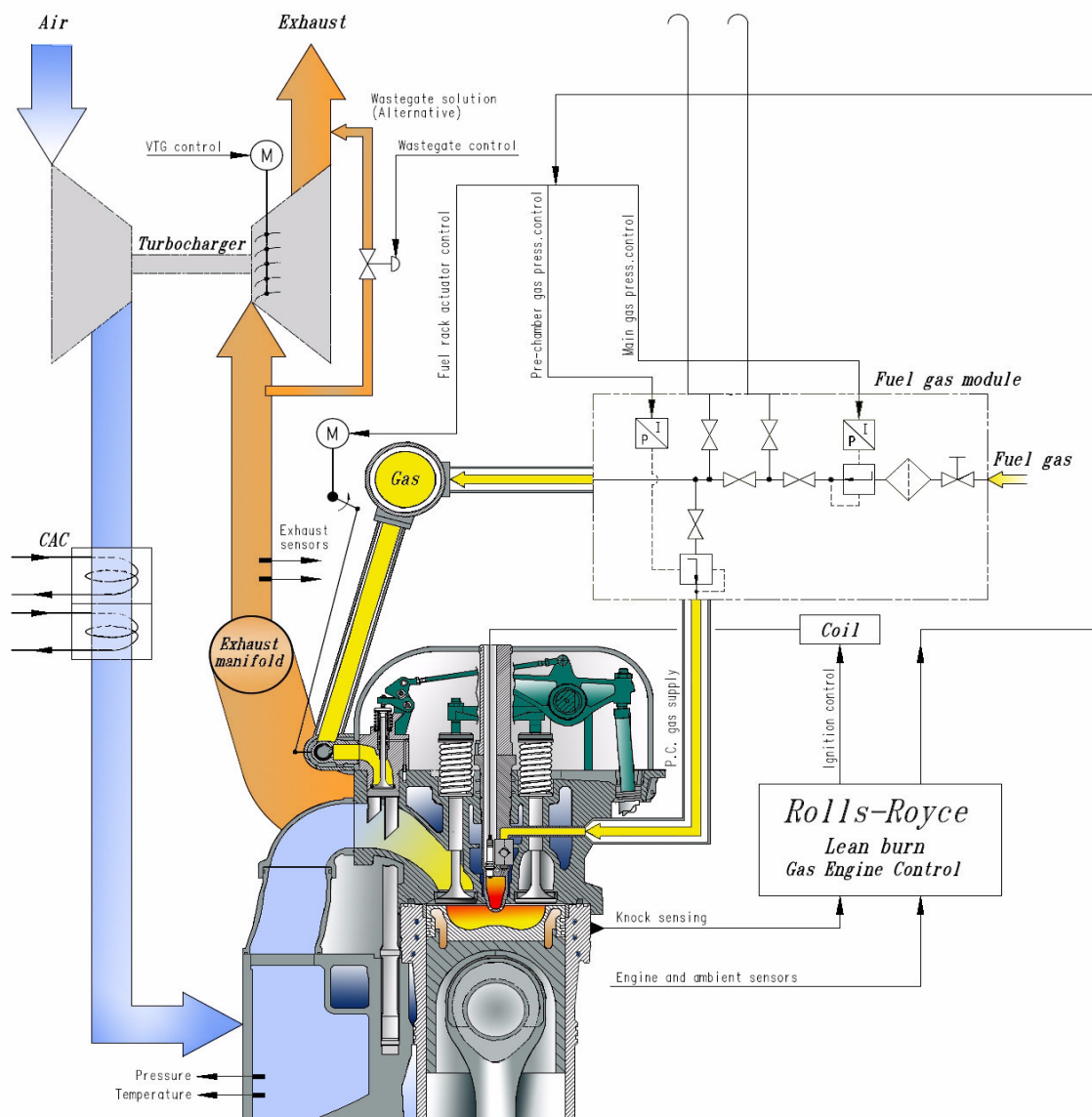


Рис.3.2 - Схема системи подачі газового палива

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.03.ПЗ

Аркуш

29

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє:

– проводити математичне моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, як дизельних, так і бензинових і газових з іскровим запалюванням і форкамерою, використовуючи при цьому різні моделі згоряння - від найпростішої моделі І. І. Вібе, до сучасних, побудованих на розрахунку тривимірного руху паливних струменів в завихреному заряді камери згоряння дизеля;

– здійснювати розрахунок різних режимів роботи, включаючи швидкісну, навантажувальну, висотну та інші характеристики двох - і чотиритактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів і охолоджувачів надувочного повітря; облік агрегатів наддуву здійснюється різними способами, включаючи узгодження їх характеристик (можливий оптимальний підбір проточних частин турбін та компресорів до поршневого ДВЗ);

– розраховувати поля універсальних характеристик турбін та компресорів за розмірами їх проточних частин (під час довиборів системи спеціальними програмами газодинамічного розрахунку турбін та компресорів, що не входять у комплект базової поставки);

– прогнозувати потужності, економічні та екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з модернізацією паливної апаратури, форми камери згоряння, організацією закрутки заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

– вирішувати багатфакторні завдання оптимізації робочого процесу, використовуючи для цього як метод сканування (для двовимірних задач), так і методи нелінійного програмування (для n-мірних завдань), бібліотека програми містить 14 методів оптимального пошуку;

– дослідити робочий процес КДВЗ з не кривошипно-шатунним механізмом (закон руху поршня може бути довільним).

					<i>KPM.142.6221m.03.ПЗ</i>	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдяки оригінальному алгоритму визначення параметрів газу в циліндрі та колекторі, з системи різницевих рівнянь збереження маси і енергії, а також рівняння стану, математична модель ДВС, закладена в програмний комплекс, перевершує за швидкістю дії кращі аналоги в 5 разів. Використання сучасних моделей тепловиділення, газообміну і теплообміну в поєднанні з високою швидкістю дії дозволяє ставити і вирішувати різноманітні дослідні та оптимізаційні завдання, пов'язані з доведенням або форсуванням двох - і чотиритактних ДВЗ різності розмірності і швидкохідності.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє розраховувати тепловиділення, емісію диму і NO_x з урахуванням особливостей конструкції паливної апаратури, властивостей палива, дрібності розпилювання, форми характеристики впорскування, спрямованості і динаміки паливних струменів, взаємодії струменів з повітряним вихором і зі стінками КЗ. Причому враховуються умови розвитку пристінкових паливних потоків від кожного струменя в умовах конкретної камери згоряння.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК має спеціальну програму візуалізації процесу сумішоутворення, яка дає можливість крок за кроком по ходу часу простежити отримане розрахунком рух паливних струменів і пристінкових потоків в камері згоряння з реєстрацією кількості палива, що потрапило на кришку циліндра, на дзеркало, на поршень, а також залишився в ущільненому ядрі струменя і в розрідженій оболонці. Використання цієї програми дозволяє оптимізувати орієнтацію паливних струменів в камері згоряння.

При розрахунку газообміну протікання газу в каналах розглядається як нестационарне, моделюється взаємний вплив циліндрів один на одного з урахуванням конструкції перетворювача імпульсів. Враховується залежність властивостей газів від складу і температури.

Програмний комплекс має зручний користувальницький інтерфейс, виконаний відповідно до вимог загальноприйнятого міжнародного стандарту на користувальницький інтерфейс. Розвинені сервісні можливості оболонки

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

програмного комплексу полегшують завдання вхідних даних в режимі діалогу, здійснюють їх автоматичний контроль, дозволяють відображати результати розрахунків не тільки в табличній формі, але і у вигляді плоских та об'ємних графіків, а також ізоліній.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК доступний широкому колу користувачів. Він дозволяє автономно працювати віддаленим користувачам, використовуючи комунікаційні можливості ІНТЕРНЕТУ. Для передачі даних використовується електронна пошта.

Програмний комплекс пройшов перевірку при дослідженні десятків типів двигунів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва: ПО Коломенський завод, ЗІЛ, ГАЗ, КаМАЗ, Володимирський тракторний завод, ХЗТМ ім. Малишева, ВО «БМЗ», Заволзький моторні завод, ЯМЗ, Алтайський моторний завод, ВО Південдизельмаш, Свердловський турбомоторний завод, Уфимське НВО Мотор, Завод "Зірка", "Двигун Революції", ВАЗ, Mercedes, MTU, MAN, ЛОМ (Прага). У тій чи іншій конфігурації комплекс використовується більше ніж на половині з перерахованих підприємств.

Обмеження, що накладаються на область застосування програми, обумовлені використанням алгоритмів для розрахунку процесів газообміну.

При розрахунку процесу газообміну використовується підхід з розглядом одного «середньостатистичного» циліндра, тому програма не дозволяє моделювати і досліджувати нерівномірність наповнення й очищення циліндрів в залежності від їх розташування по довжині колекторів. Нестационарна течія газу моделюється тільки в каналах, з'єднуючих циліндри з колекторами, в самих же колекторах протягом розглядається як квазістационарне, тому програма не дозволяє моделювати динамічні ефекти, підбирати довжини трубопроводів для налаштування впуску і випуску.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу "термодинамічних" програм: циліндри і колектори двигуна розглядаються як відкриті термодинамічні системи (ЗТД), що обмінюються між собою масою та

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

енергією. Перебіг газу в каналах, що з'єднують ЗТД розглядається як нестационарне. Параметри газу в циліндрах і колекторах двигуна визначаються шляхом покрокового рішення системи різницевих рівнянь збереження енергії, маси, а також рівняння стану, записаних для відкритих термодинамічних систем. Враховується залежність властивостей робочого тіла від складу і температури.

Сумішоутворення і згоряння в дизелях розраховуються за методом професора Разлейцева Н.Ф. Метод, надалі доопрацьований Кулешовим А.С., враховує особливості характеристики впорскування і дрібність розпилювання, динаміку розвитку паливних струменів, взаємодія струменів з повітряним вихором і стінками, а також орієнтацію струменів в камері згоряння. Причому враховуються умови розвитку кожної паливної струменя і освічених струменями пристінкових потоків, а також їх взаємодію між собою.

Розроблений Разлейцевим метод дозволяє розраховувати емісію сажі і твердих частинок в залежності від умов сумішоутворення і згоряння. Можливості програми дозволяють оптимальним чином підібрати конфігурацію камери згоряння, орієнтацію паливних струменів, діаметри і кількість соплових отворів, інтенсивність закрутки заряду, характеристику приску. Для рішення задач оптимізації ДИЗЕЛЬ-РК має вбудовані процедури багато параметричної оптимізації, що включає 14 методів нелінійного пошуку екстремуму, а також процедури одномірного та двомірного пошуку - "сканування".

Додаток, у якого є можливість проводити автоматизовану оптимізацію значно збільшує ефективність чисельного дослідження і відкриває ефективні шляхи поліпшення двигунів.

Коли проблема дослідження з'єднується із завданням пошуку оптимальної комбінації декількох параметрів двигуна, таких як ступінь стиснення, випередження уприскування, діаметр, число і напрямки отворів у форсунки, форма камери згоряння, фази газорозподілу, параметри наддуву і

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

т.д., то це часто дуже складна проблема, тому що є багато незалежних параметрів і спланувати експеримент важко.

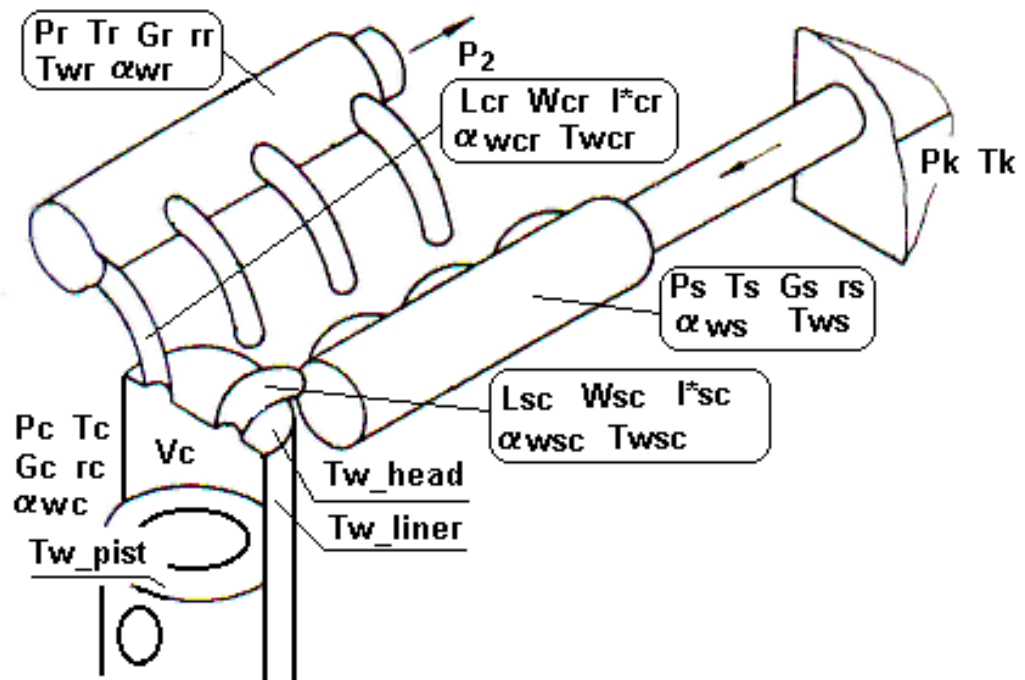


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема поршневого двигуна:

P – тиск; T – температура; G – маса, r – склад робочого тіла,

W – швидкість, I^* – ентальпія, L – довжина, V – об'єм, α_w – коефіцієнт тепловіддачі, c – циліндр, k – компресор, s – впускний колектор, r – випускний колектор, w – стінка, 2 – умови за турбіною

Дуже ефективний засіб для вирішення цієї проблеми багатопараметричної оптимізації, коли пошук оптимальної комбінації параметрів цілком покладається на формальні процедури нелінійного програмування, а в завдання дослідника входить тільки формулювання мети та обмежень, а також аналіз результатів пошуку. Процедура оптимізації з одного боку використовує математичну модель двигуна спільно з незалежними змінними (параметрами, що оптимізуються) з функцією цілі, і з обмеженнями з іншого боку. Завдяки високій швидкості рахунку ядра

ДИЗЕЛЬ-РК, можливе проведення досліджень пов'язаних з оптимізацією без великих витрат.

Облік агрегатів наддуву здійснюється трьома різними способами:

- параметри турбін та компресорів задаються в явному вигляді;
- тиск наддування й тиск перед турбіною розраховуються виходячи з відомих значень перепадів тиску і ККД;
- параметри турбін та компресорів обчислюються методом узгодження їх характеристик з поршневим двигуном.

Методика спільного розрахунку поршневого ДВЗ і агрегатів наддуву на різних режимах дозволяє прогнозувати швидкісні, навантажувальні, висотні та інші характеристики комбінованих двигунів. Можливий підбір агрегатів наддуву для забезпечення необхідних характеристик КДВЗ.

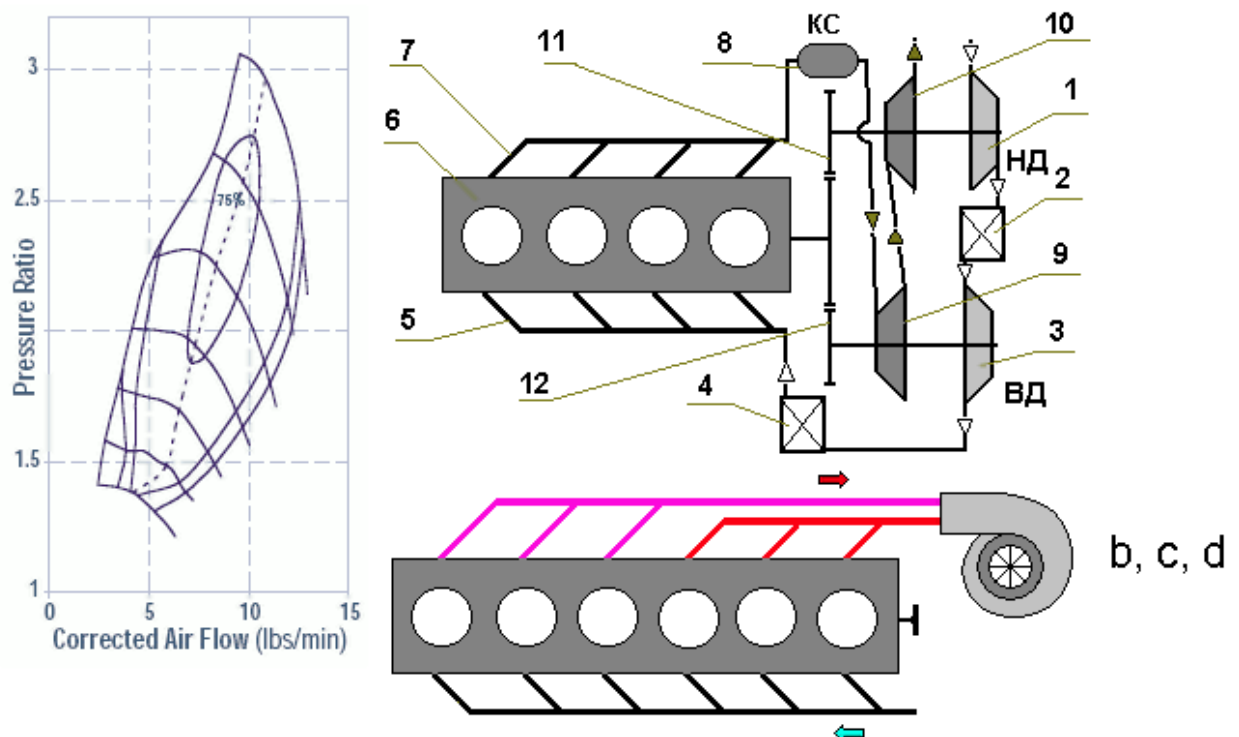


Рисунок 3.4 – Принципова схема поршневого двигуна

У програмі ДИЗЕЛЬ-РК розрахунок процесу згоряння в ДВЗ з передкамерою проводиться за іншою схемою, ніж розрахунок згоряння в

звичайному іскровому ДВЗ. У зв'язку з тим, що згоряння в циліндрі передкамерного ДВЗ ініціюється струменем палаючого газу, що виривається з каналу передкамери, заряд в циліндрі інтенсивно перемішується. Це дозволяє використовувати однозонної модель циліндра і передкамери, розглядаючи циліндр і передкамеру як дві термодинамічні системи обмінюються масою та енергією. Для кожної з цих відкритих термодинамічних систем вирішуються рівняння балансу маси і енергії, а також рівняння стану та концентрації. Розрахунок параметрів газу (тиску, температури, концентрації) в форкамери проводиться протягом усього робочого циклу з урахуванням перетікань з з'єднувальному каналу в процесі газообміну, стиснення та розширення. Враховується теплообмін перетікає газу зі стінками каналу.

Параметри газу в форкамери розраховуються за однозонної моделі з використанням функції тепловиділення І. І. Вібе. Параметри формули Вібе m_v і Fi_z :

- тривалість згоряння в форкамери Fi_z ;
- показник згоряння в форкамери m_v ;

можуть бути задані як в явному вигляді для даного режиму роботи двигуна, так і для номінального режиму роботи.

Швидкість газу (а також витрата), спрямована в передкамеру має позитивне значення. Флуктуації швидкості газу з'являються при розрахунку робочого процесу (рис. 3.3.) Мають місце завдяки, або занадто малому обсягу передкамери, або занадто великому діаметру каналу, що з'єднує передкамеру і циліндр.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК містить дві моделі утворення оксидів азоту.

Перша – 18 компонентна модель проф. В. А. Звонова. В основі методики розрахунку лежить наступне:

- утворення оксидів азоту в зоні продуктів згоряння відбувається по ланцюговому механізму, основні реакції якого описуються схемою Зельдовича;

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- для визначення температур заряду використовується зонна модель;
- на кожному кроці здійснюється розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згорання для 18 компонентів;
- розрахунок утворення оксидів азоту проводиться за кінетичного рівняння.

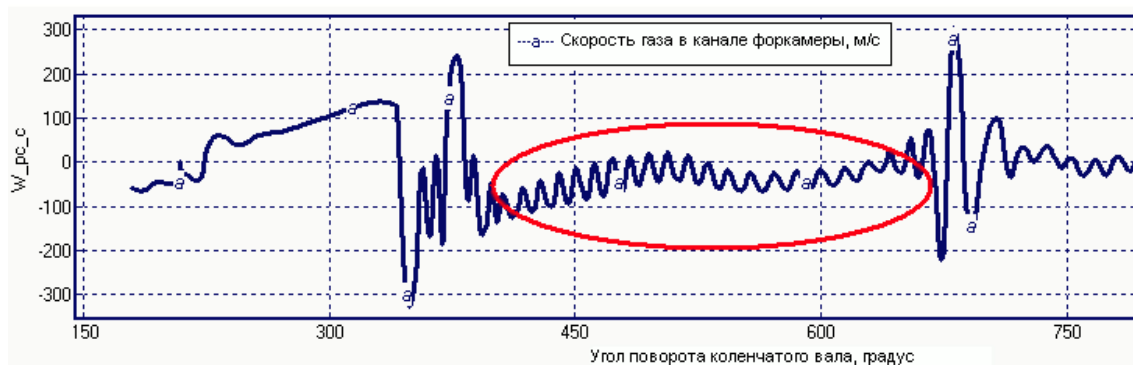


Рисунок 3.5 – Флюктуації швидкості і витрати газу в каналі, що з'єднує передкамеру і циліндр двигуна, через занадто малого обсягу передкамери

Друга - детальний кінетичний механізм. Відомий як "швидкі" NO, має великий ефект при низьких температурах згорання (при багаторазовому впорскуванні, в дизелях з гомогенним згоранням (HCCI), при подачі диметилефіру в дизелях і т.д.).

Реакція утворення "швидких" NO складається з:



потім HCN переходить в NO_x з деякою затримкою, за наступною схемою:



Поточна концентрація радикалів CH (1) розраховується з використанням "детального кінетичного механізму" процесу згорання.

Детальний кінетичний механізм складається з двох частин:

- кінетика руйнування першій молекул палива, що включає 40 реакцій, що складаються з 10 речовин;

– детальний кінетичний механізм окислення метану та утворення NO, що складається з 199 реакцій і 33 речовин.

3.3 Визначення оптимального значення коефіцієнт надлишку повітря та кута випередження запалення.

Для дослідження ефективності роботи необхідно, в першу чергу, з'ясувати значення основних параметрів, що забезпечують оптимальні екологічні, економічні та енергетичні показники роботи двигуна на номінальному режимі. В якості таких регульовальних параметрів використовуються наступні: коефіцієнт надлишку повітря α та кут випередження запалювання θ . Для проведення оптимізаційних досліджень використовується апарат двовимірного сканування програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ - РК». Двовимірне сканування дозволяє вибрати 2 аргументи, змінюючи які в заданих межах, програма визначить залежності параметрів двигуна як функції двох аргументів. Результати двовимірного сканування відображаються як двовимірні графіки або сімейства ізолій.

В якості першого аргументу вибираємо коефіцієнт надлишку повітря α в межах 2,1 - 2,2. Другий аргумент - кут випередження запалювання в межах 11 – 17 град. до ВМТ.

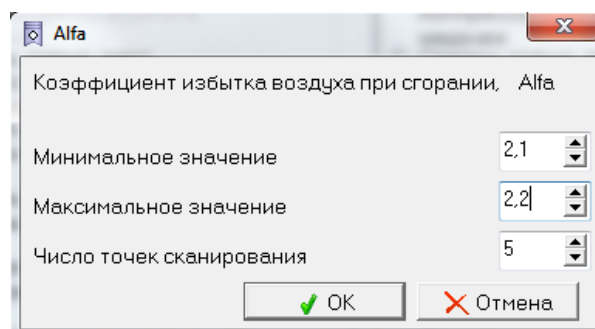


Рисунок 3.6 – Интерфейс программы

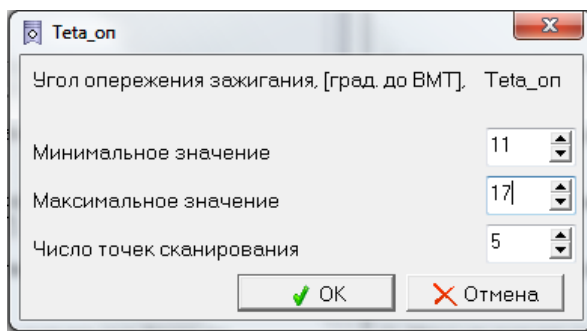


Рисунок 3.7 – Интерфейс програми

Будуємо ізолінії потужності двигуна.

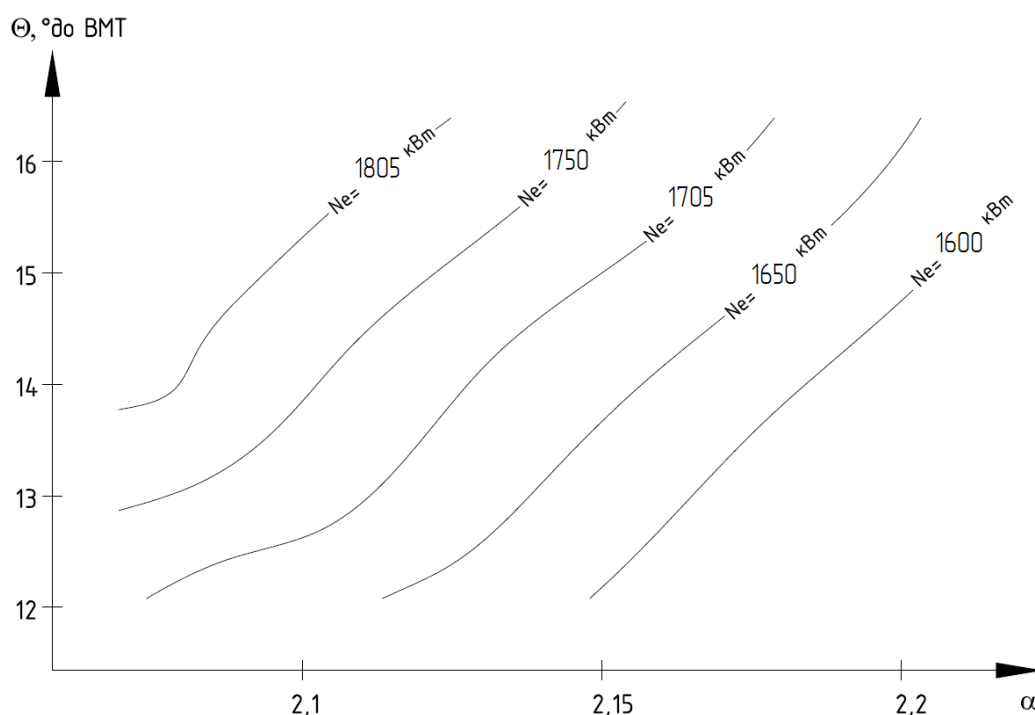


Рисунок 3.8 – Ізоляційні лінії потужності двигуна

Вводимо першу обмежувальну характеристику – максимальний тиск згоряння P_z .

Максимальний тиск згоряння модернізованого двигуна не може перевищувати значення 1,42 МПа як у газодизельного двигуна, за умовами збереження меж міцності основних деталей системи руху. Ми отримали першу обмежувальну точку.

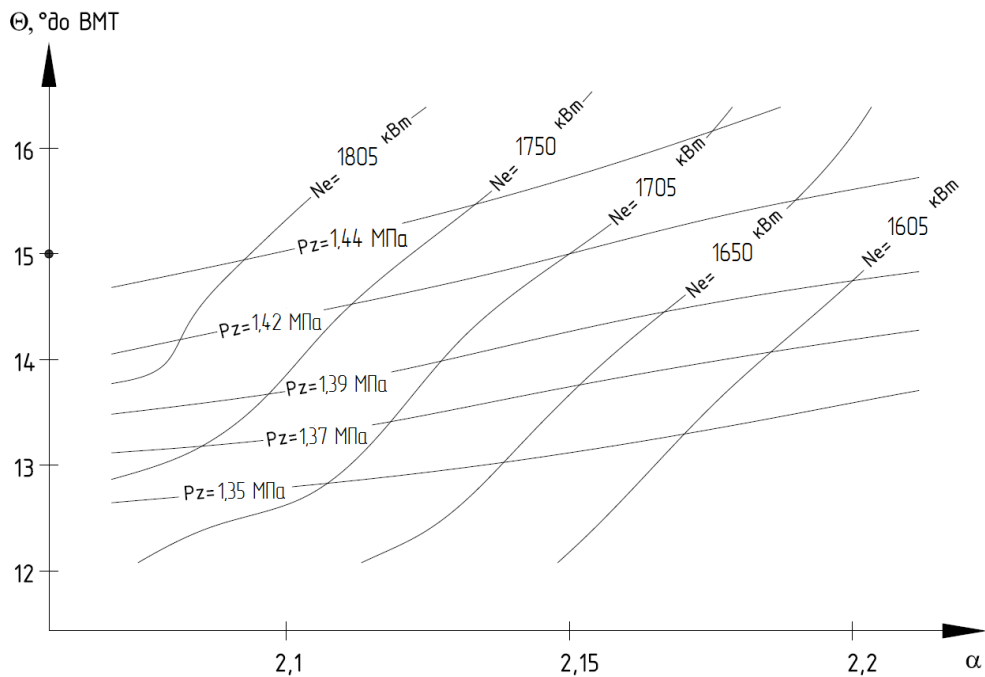


Рисунок 3.9 – Ізоляційні лінії потужності двигуна з максимальним тиском згорання P_z

Далі вводимо другу обмежувальну характеристику – рівень NO_x у відпрацьованих газах не повинен перевищувати 0,1 г/кВт*год.

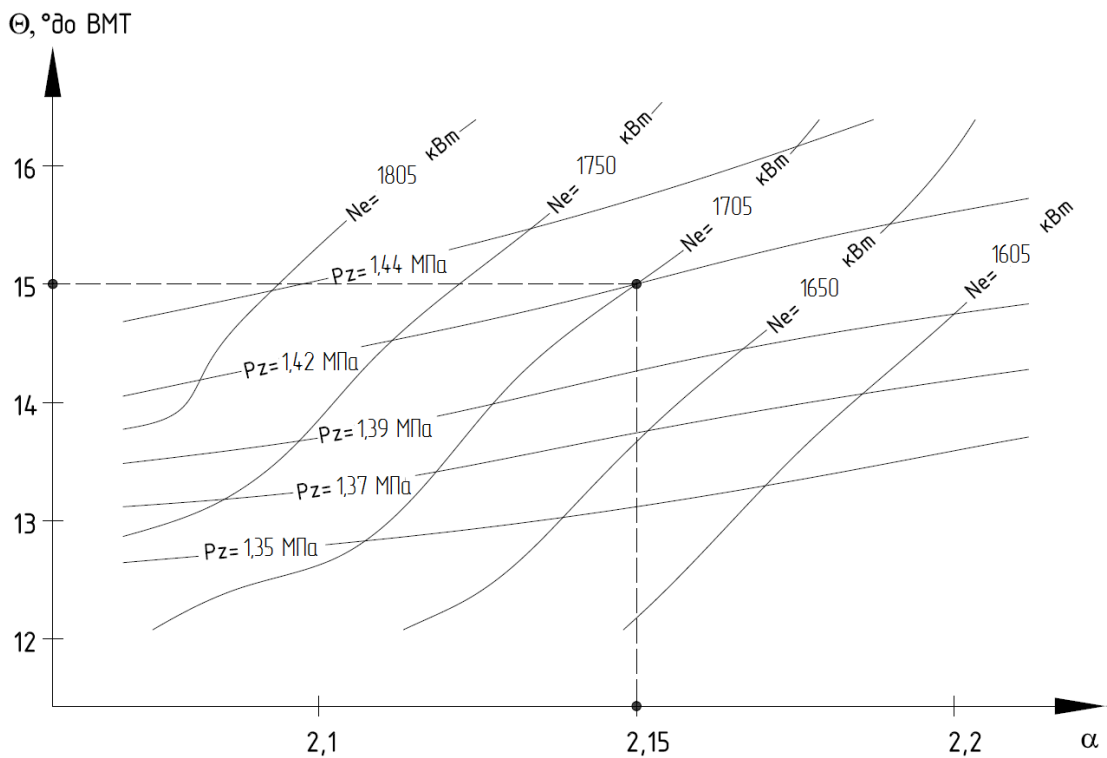


Рисунок 3.10 – Ізоляційні лінії потужності двигуна з максимальним тиском згорання P_z та рівнем NO_x

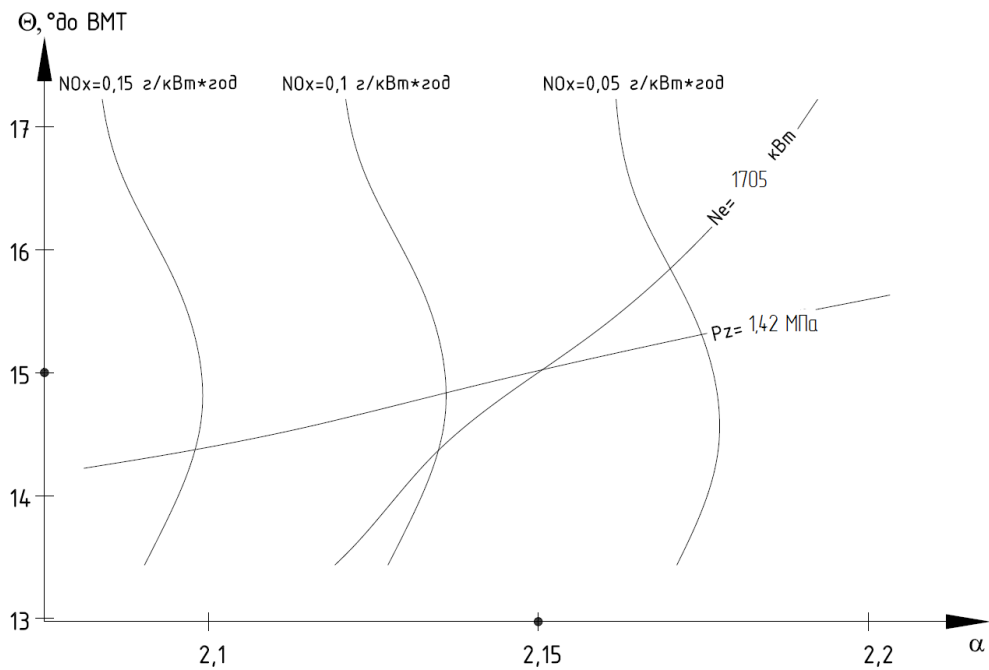


Рисунок 3.11 – Ізоляційні лінії питомої ефективної витрати палива

Оптимальні значення коефіцієнту надлишку повітря та кута випередження запалення це значення які забезпечують максимальну економічність двигуна. Будуємо ізолінії питомої ефективної витрати палива.

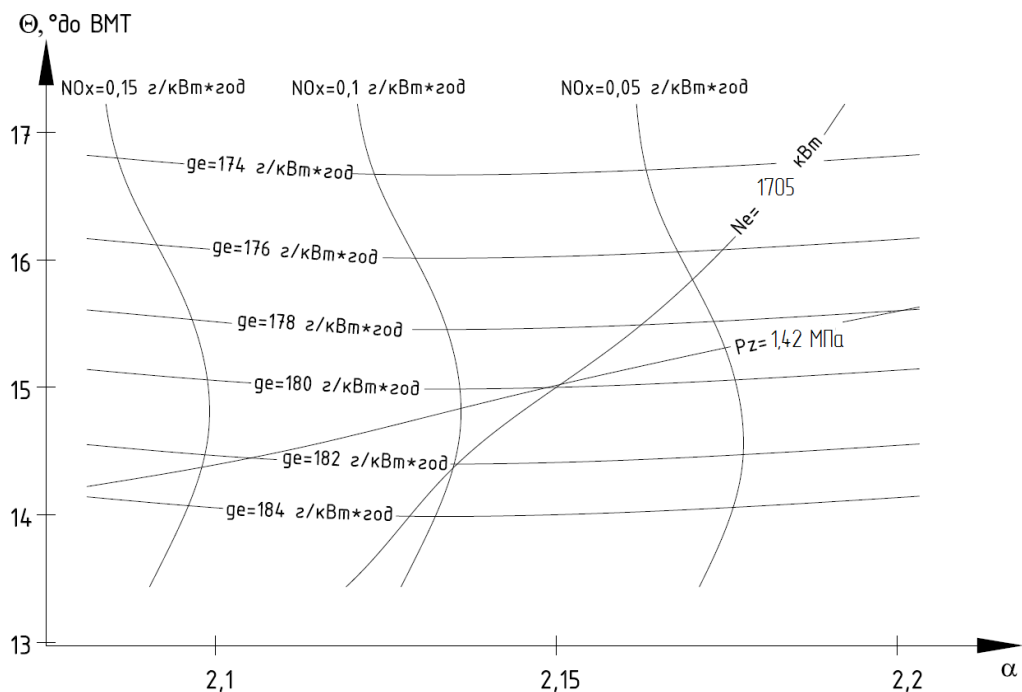


Рисунок 3.12 – Ізоляційні лінії питомої ефективної витрати палива

Таким чином, питома витрата палива $0,180 \text{ кг/кВт*год}$ при задовільненні всіх вимог забезпечується при $\alpha = 2,15$ та $\theta = 15$ град. до ВМТ.

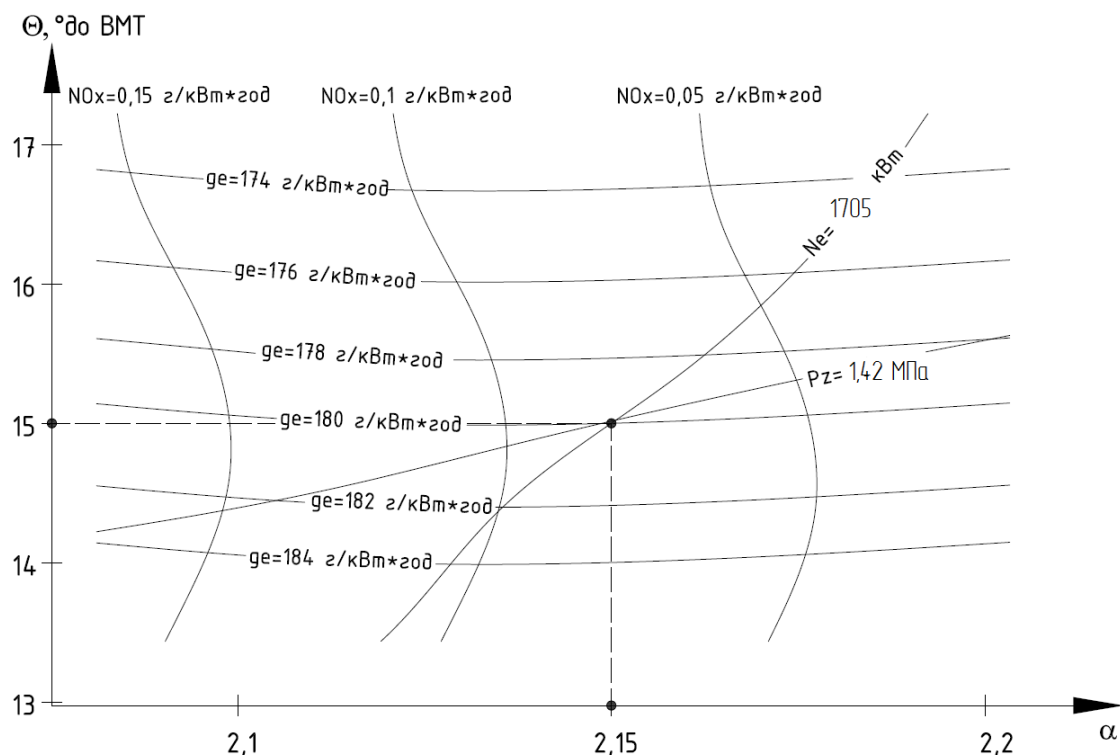


Рисунок 3.13 – Питома витрата палива при задовільненні всіх вимог

3.4 Визначення оптимального об'єму форкамери.

Особливість при здійсненні форкамерно - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 4 – 8 % об'єму основної камери. Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери.

Тому проводимо розрахунки робочого циклу двигуна при оптимальних значення α та θ , для різних об'ємів форкамери V_{ϕ}/V_c :

$$1) V_{\phi}/V_c = 0,04$$

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
 1000.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]
 18.067 - Pe - Среднее эффективное давление, [бар]
 0.31721E+06 - Me - Крутящий момент, [Нм]
 0.19363 - ge - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]
 0.41315 - Eta_e - Эффективный КПД
 20.599 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]
 0.47106 - Eta_i - Индикаторный КПД
 2.5419 - Pтр - Давление трения, [бар]
 0.87706 - Eta_mех - Механический КПД

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----
 1.0000 - Po* - Давление заторм. потока, [бар]
 288.00 - To* - Температура заторможенного потока, [K]
 1.0417 - Po_т - Статическое давление за турбиной, [бар]
 0.99000 - Po_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----
 3.9000 - Pк - Давление перед впускным коллектором, [бар]
 316.00 - Tk - Температура перед впускным коллектором, [K]
 0.64495 - КПД_тк - КПД агрегата наддува
 3.0767 - Pt* - Среднее давление перед турбиной, [бар]
 793.56 - Tt* - Средняя температура перед турбиной, [K]
 33.247 - Ggas - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
 2.1470 - Alfa_sum - Коэфф. избытка воздуха суммарный
 0.00952 - Pнх - Среднее давление насосных ходов, [бар]
 0.85464 - Eta_v - Коэффициент наполнения
 0.03577 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
 0.99868 - Fi - Коэффициент продувки
 0.00937 - G_забр.% - % заброса О.Г. во впускной коллектор
 0.0000 - G_утеч.% - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
 3.7744 - Ps - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]
 335.30 - Ts - Средн. температ. во впуск. коллект., [K]
 385.30 - Tws - Средняя температура стенки вп. колл., [K]
 249.53 - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*K)]
 575.60 - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
 2.8053 - Pr - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
 775.23 - Tr - Средняя статическая температура О.Г., [K]
 229.68 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]
 17.690 - Sh - Число Струхала: $Sh = a \cdot \tau / L$ (д.б. $Sh > 8$)
 724.15 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
 338.68 - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м2*K)]
 2245.3 - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ФОРКАМЕРА -----
 10.000 - Дкан_рс - Диаметр соединительн. канала форкамеры, [мм]
 340.00 - Н.под_рс - Начало подачи газа в форкамеру, [град.до ВМТ]
 40.000 - Дл.под_рс - Продолжительн. подачи газа в форкамеру, [град]
 0.12000 - гс.отн_рс - Доля газа, подаваемого в форкамеру
 385.90 - G_Ме_кг/ч - Массовый расход питающего газа, [кг/час]
 0.95005 - Alfa_рс - Коэффициент избытка воздуха в форкамере
 24.000 - Fi_z_рс - Продолж. сгорания в форкамере по Вибе, [град]

4.0000 - m_v_pc - Показатель сгорания в форкамере по Вибе

----- СГОРАНИЕ -----

2.1500 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
149.09 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]
1747.2 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]
20.000 - Fi_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
27.000 - Fi_tz - Угол максимальн. температуры, [град. за ВМТ.]
3.5978 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
15.000 - Teta_op - Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
14.000 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
48.000 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
2.8000 - m_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе
199.03 - Октан.чсл- Мин. октановое число топлива -грань детонац

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

0.07675 - NO, г/кВтч - Эмиссия NOx приведен. к NO, [г/(кВт*ч)]
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

4.1723 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]
385.28 - Ta - Температура начала сжатия, [K]
131.36 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]
949.07 - Tc - Температура конца сжатия, [K]
11.710 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]
1001.6 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

900.72 - T_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
816.95 - Alfa_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м2/K]
597.63 - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
420.00 - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]
543.25 - Tw_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
385.04 - Tw_охл - Средн. температура со стороны охлаждения
крыш крышки цилиндра, [K]
398.16 - Ткип. - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
11548. - Alf_w_охл- Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м2*K)] от
стенки крышки цилиндра к охладж. среде.
59656. - q_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
50581. - q_поршня - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
89696. - q_цилинд - Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----

14.000 - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в
ВМТ)
50.000 - Нач.вып - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)
10.000 - Кон.вып - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)
26.000 - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)
34.000 - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----

6285.6 - N_квд - Мощность компрессора ВД, [кВт]
0.72000 - КПД_квд - Адиабатный КПД компрессора ВД
3.9899 - П_квд - Степень повышения давления в компрессоре ВД
0.99000 - Ро_квд - Полное давление на входе в КВД, [бар]

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

288.00 - To_квд - Температура торможения на входе в КВД, [К]
 3.9500 - Pк*"квд - Полное давление за компрессором ВД, [бар]
 481.96 - Tk*"квд - Температура торможения за компрессором ВД, [К]
 0.85564 - Ecool_вд - Термическая эффективность ОНВ ВД
 288.00 - Tcool_вд - Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, [К]
 3.9000 - Pк*_квд - Давление наддува за КВД, [бар]
 316.00 - Tk*_квд - Температура наддувочного воздуха за КВД, [К]

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----

6284.1 - N_твд - Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]
 0.91318 - КПД_твд - Внутренний КПД турбины ВД
 0.98100 - КПДм_твд - Механический КПД турбины ВД
 33.247 - G_твд - Расход газа через ТВД, [кг/с]
 304.41 - Gпр_твд - Расход газа через ТВД приведенный
 2.9523 - П_твд - Степень понижения давления в турбине ВД
 25.456 - В_твд - Относительная работа ТВД
 3.0767 - Pт*_твд - Полное давление перед турбиной ВД, [бар]
 793.56 - Tт*_твд - Температура торможения на входе в ТВД, [К]
 1.0421 - Po_твд - Противодействие за турбиной ВД, [бар]
 620.94 - To_твд - Температура газа за турбиной ВД, [К]

$$2) V_{\phi}/V_c = 0,05$$

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

1000.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]
 17.569 - Pe - Среднее эффективное давление, [бар]
 0.30848E+06 - Me - Крутящий момент, [Нм]
 0.18902 - ge - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]
 0.40198 - Eta_e - Эффективный КПД
 20.091 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]
 0.45968 - Eta_i - Индикаторный КПД
 2.5222 - Pтр - Давление трения, [бар]
 0.87448 - Eta_mex - Механический КПД

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----

1.0000 - Po* - Давление заторм. потока, [бар]
 288.00 - To* - Температура заторможенного потока, [К]
 1.0417 - Po_т - Статическое давление за турбиной, [бар]
 0.99000 - Po_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----

3.9000 - Pк - Давление перед впускным коллектором, [бар]
 316.00 - Tk - Температура перед впускным коллектором, [К]
 0.64492 - КПД_тк - КПД агрегата наддува
 3.0858 - Pt* - Среднее давление перед турбиной, [бар]
 791.96 - Tt* - Средняя температура перед турбиной, [К]
 33.236 - Ggas - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
 2.1480 - Alfa_sum - Коэфф. избытка воздуха суммарный
 0.20976E-03 - Pnh - Среднее давление насосных ходов, [бар]
 0.85444 - Eta_v - Коэффициент наполнения
 0.03614 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
 0.99889 - Fi - Коэффициент продувки
 0.00971 - G_забр.% - % заброса О.Г. во впускной коллектор
 0.0000 - G_утеч.% - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

3.7744 - Ps - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]
 335.30 - Ts - Средн. температ. во впуск. коллект., [K]
 385.30 - Tws - Средняя температура стенки вп. колл., [K]
 249.53 - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*K)]
 575.59 - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

2.8164 - Pr - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
 773.87 - Tr - Средняя статическая температура О.Г., [K]
 228.22 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]
 17.675 - Sh - Число Струхала: $Sh = a \cdot \tau / L$ (д.б. $Sh > 8$)
 723.01 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
 337.51 - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м2*K)]
 2237.6 - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ФОРКАМЕРА -----

10.000 - Dкан_рс - Диаметр соединительн. канала форкамеры, [мм]
 340.00 - Н.под_рс - Начало подачи газа в форкамеру, [град.до ВМТ]
 40.000 - Дл.под_рс - Продолжительн. подачи газа в форкамеру, [град]
 0.12000 - gc.отн_рс - Доля газа, подаваемого в форкамеру
 385.72 - G_Me_кг/ч - Массовый расход питающего газа, [кг/час]
 0.93761 - Alfa_рс - Коэффициент избытка воздуха в форкамере
 24.000 - Fi_z_рс - Продолж. сгорания в форкамере по Вибе, [град]
 4.0000 - m_v_рс - Показатель сгорания в форкамере по Вибе

----- СГОРАНИЕ -----

2.1500 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
 144.92 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]
 1724.5 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]
 21.000 - Fi_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
 28.000 - Fi_tz - Угол максимальн. температуры, [град. за ВМТ.]
 3.5933 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
 15.000 - Teta_op - Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
 15.000 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
 49.000 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
 2.8000 - m_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе
 193.03 - Октан.чсл - Мин. октановое число топлива -грань детонац

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

0.0805 - NO, г/кВтч - Эмиссия NOx приведен. к NO, [г/(кВт*ч)]
 (Zeldovich)
 0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

4.1714 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]
 385.25 - Ta - Температура начала сжатия, [K]
 131.12 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]
 948.79 - Tc - Температура конца сжатия, [K]
 11.701 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]
 1001.5 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

889.09 - T_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
 810.13 - Alfa_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м2/K]
 592.20 - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
 420.00 - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----

3) $V_{\phi}/V_c = 0,06$

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

					<i>KPM.142.6221м.03.ПЗ</i>	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----

1.0000 - P₀* - Давление заторм. потока, [бар]
288.00 - T₀* - Температура заторможенного потока, [K]
1.0417 - P_{0_t} - Статическое давление за турбиной, [бар]
0.99000 - P_{0_vx}* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----

3.9000 - P_k - Давление перед впускным коллектором, [бар]
316.00 - T_k - Температура перед впускным коллектором, [K]
0.64811 - КПД_{тк} - КПД агрегата наддува
2.2505 - P_t* - Среднее давление перед турбиной, [бар]
1060.4 - T_t* - Средняя температура перед турбиной, [K]
34.214 - G_{gas} - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
2.1304 - Alfa_{sum} - Коэфф. избытка воздуха суммарный
0.65290 - P_{нх} - Среднее давление насосных ходов, [бар]
0.86987 - Eta_v - Коэффициент наполнения
0.01249 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
1.0013 - Fi - Коэффициент продувки
0.0000 - G_{забр.%} - % заброса О.Г. во впускной коллектор
0.0000 - G_{утеч.%} - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

3.7344 - P_s - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]
335.24 - T_s - Средн. температ. во впуск. коллект., [K]
385.17 - T_{ws} - Средняя температура стенки вп. колл., [K]
253.86 - Alfa_{ws} - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м²*K)]
580.68 - Alfa_{wsc} - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м²*K)]

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

1.2395 - P_r - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
917.24 - T_r - Средняя статическая температура О.Г., [K]
632.55 - W_r - Средняя скорость газа, [м/с]
19.243 - Sh - Число Струхала: Sh=a*Tau/L (д.б. Sh > 8)
873.98 - T_{wr} - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
626.63 - Alfa_{wr} - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м²*K)]
4154.3 - Alfa_{wcr} - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м²*K)]

----- ФОРКАМЕРА -----

10.000 - D_{кан_рс} - Диаметр соединительн. канала форкамеры, [мм]
340.00 - Н.под_рс - Начало подачи газа в форкамеру, [град.до ВМТ]
40.000 - Дл.под_рс - Продолжительн. подачи газа в форкамеру, [град]
0.12000 - gс.отн_рс - Доля газа, подаваемого в форкамеру
396.79 - G_{Me_кг/ч} - Массовый расход питающего газа, [кг/час]
0.89706 - Alfa_{рс} - Коэффициент избытка воздуха в форкамере
24.000 - Fi_{z_рс} - Продолж. сгорания в форкамере по Вибе, [град]
4.0000 - m_{v_рс} - Показатель сгорания в форкамере по Вибе

----- СГОРАНИЕ -----

2.1500 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
140.99 - P_z - Максимальное давление цикла, [бар]
1783.5 - T_z - Максимальная температура цикла, [K]
22.000 - Fi_{pz} - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
29.000 - Fi_{tz} - Угол максималн. температуры, [град. за ВМТ.]
3.6081 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
15.000 - Teta_{оп} - Опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]

16.000 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
 50.000 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
 2.8000 - m_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе
 197.29 - Октан.чсл- Мин. октановое число топлива -грань детонац

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
 0.08152 - NO, г/кВтч - Эмиссия NOx приведен. к NO, [г/(кВт*ч)]
 (Zeldovich)
 0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----
 4.1382 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]
 381.45 - Ta - Температура начала сжатия, [K]
 131.54 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]
 949.28 - Tc - Температура конца сжатия, [K]
 12.818 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]
 1076.5 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----
 907.50 - T_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
 804.97 - Alfa_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м2/K]
 743.10 - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
 420.00 - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]
 543.65 - Tw_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
 385.40 - Tw_охл - Средн. температура со стороны охлаждения
 крыш крышки цилиндра, [K]
 398.16 - Tкип. - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
 11615. - Alf_w_охл- Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м2*K)] от
 стенки крышки цилиндра к охлад. среде.
 59831. - q_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
 27034. - q_поршня - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
 0.10076E+06 - q_цилинд - Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----
 14.000 - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в
 ВМТ)
 50.000 - Нач.вып - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)
 10.000 - Кон.вып - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)
 26.000 - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)
 34.000 - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----
 6413.0 - N_квд - Мощность компрессора ВД, [кВт]
 0.72000 - КПД_квд - Адиабатный КПД компрессора ВД
 3.9899 - П_квд - Степень повышения давления в компрессоре ВД
 0.99000 - Ро_квд - Полное давление на входе в КВД, [бар]
 288.00 - То_квд - Температура торможения на входе в КВД, [K]
 3.9500 - Рк*"квд - Полное давление за компрессором ВД, [бар]
 481.96 - Тк*"квд - Температура торможения за компрессором ВД, [K]
 0.85564 - Есоол_вд - Термическая эффективность ОНВ ВД
 288.00 - Тсоол_вд - Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, [K]
 3.9000 - Рк*_квд - Давление наддува за КВД, [бар]
 316.00 - Тк*_квд - Температура наддувочного воздуха за КВД, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----
 6383.8 - N_твд - Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]

0.91318 - КПД_твд - Внутренний КПД турбины ВД
 0.98100 - КПДм_твд - Механический КПД турбины ВД
 34.214 - G_твд - Расход газа через ТВД, [кг/с]
 495.06 - Gпр_твд - Расход газа через ТВД приведенный
 2.1609 - П_твд - Степень понижения давления в турбине ВД
 18.806 - В_твд - Относительная работа ТВД
 2.2505 - Рт*_твд - Полное давление перед турбиной ВД, [бар]
 1060.4 - Тт*_твд - Температура торможения на входе в ТВД, [К]
 1.0415 - Ро_твд - Противодействие за турбиной ВД, [бар]
 890.53 - То_твд - Температура газа за турбиной ВД, [К]

4) $V_\phi/V_c = 0,07$

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----
 1000.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]

19.761 - Pe - Среднее эффективное давление, [бар]
 0.34697E+06 - Me - Крутящий момент, [Нм]
 0.18203 - ge - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]
 0.43950 - Eta_e - Эффективный КПД
 21.684 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]
 0.48226 - Eta_i - Индикаторный КПД
 2.5291 - Ртр - Давление трения, [бар]
 0.91132 - Eta_mех - Механический КПД

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----
 1.0000 - Ро* - Давление заторм. потока, [бар]
 288.00 - То* - Температура заторможенного потока, [К]
 1.0417 - Ро_т - Статическое давление за турбиной, [бар]
 0.99000 - Ро_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----
 3.9000 - Рк - Давление перед впускным коллектором, [бар]
 316.00 - Тк - Температура перед впускным коллектором, [К]
 0.63920 - КПД_тк - КПД агрегата наддува
 2.2735 - Рт* - Среднее давление перед турбиной, [бар]
 1058.1 - Тт* - Средняя температура перед турбиной, [К]
 34.250 - Ggas - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
 2.1237 - Alfa_sum - Коэфф. избытка воздуха суммарный
 0.60618 - Рнх - Среднее давление насосных ходов, [бар]
 0.86697 - Eta_v - Коэффициент наполнения
 0.01301 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
 1.0016 - Fi - Коэффициент продувки
 0.0000 - G_забр.% - % заброса О.Г. во впускной коллектор
 0.0000 - G_утеч.% - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
 3.7403 - Ps - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]
 335.28 - Ts - Средн. температ. во впуск. коллект., [К]
 385.20 - Tws - Средняя температура стенки вп. колл., [К]
 253.30 - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*К)]
 583.28 - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*К)]

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----
 1.3721 - Pr - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
 935.79 - Tr - Средняя статическая температура О.Г., [К]

583.72 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]
 19.436 - Sh - Число Струхала: $Sh = a \cdot \tau / L$ (д.б. $Sh > 8$)
 889.29 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
 588.48 - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м²*K)]
 3901.4 - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м²*K)]

----- ФОРКАМЕРА -----

10.000 - Dкан_рс - Диаметр соединительн. канала форкамеры, [мм]
 340.00 - Н.под_рс - Начало подачи газа в форкамеру, [град.до ВМТ]
 40.000 - Дл.под_рс - Продолжительн. подачи газа в форкамеру, [град]
 0.12000 - gс.отн_рс - Доля газа, подаваемого в форкамеру
 396.80 - G_Me_кг/ч - Массовый расход питающего газа, [кг/час]
 0.91554 - Alfa_рс - Коэффициент избытка воздуха в форкамере
 24.000 - Fi_z_рс - Продолж. сгорания в форкамере по Вибе, [град]
 4.0000 - m_v_рс - Показатель сгорания в форкамере по Вибе

----- СГОРАНИЕ -----

2.1500 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
 135.16 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]
 1772.0 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]
 23.000 - Fi_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
 30.000 - Fi_tz - Угол максималн. температуры, [град. за ВМТ.]
 3.6108 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
 15.000 - Teta_оп - опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
 17.000 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
 51.000 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
 2.8000 - m_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе
 192.88 - Октан.чсл - Мин. октановое число топлива -грань детонац

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

0.06926 - NO, г/кВтч - Эмиссия NOx приведен. к NO, [г/(кВт*ч)]
 (Zeldovich)
 0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----

4.1358 - Pa - Давление начала сжатия, [бар]
 380.80 - Ta - Температура начала сжатия, [K]
 131.62 - Pc - Давление конца сжатия, [бар]
 948.98 - Tc - Температура конца сжатия, [K]
 12.952 - Pb - Давление начала выпуска, [бар]
 1085.5 - Tb - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----

898.26 - T_cp - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
 804.14 - Alfa_w - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м²/K]
 759.26 - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
 420.00 - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]
 540.47 - Tw_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
 385.21 - Tw_охл - Средн. температура со стороны охлаждения
 крыш крышки цилиндра, [K]
 398.16 - Tкип. - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
 11579. - Alf_w_охл - Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м²*K)] от
 стенки крышки цилиндра к охлад. среде.
 58772. - q_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
 22832. - q_поршня - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
 0.10168E+06 - q_цилинд - Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----

14.000 - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в ВМТ)

50.000 - Нач.вып - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)

10.000 - Кон.вып - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)

26.000 - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)

34.000 - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----

6392.9 - N_квд - Мощность компрессора ВД, [кВт]

0.72000 - КПД_квд - Адиабатный КПД компрессора ВД

3.9899 - П_квд - Степень повышения давления в компрессоре ВД

0.99000 - Ро_квд - Полное давление на входе в КВД, [бар]

288.00 - То_квд - Температура торможения на входе в КВД, [К]

3.9500 - Рк*"квд - Полное давление за компрессором ВД, [бар]

481.96 - Тк*"квд - Температура торможения за компрессором ВД, [К]

0.85564 - Есоол_вд - Термическая эффективность ОНВ ВД

288.00 - Тсоол_вд - Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, [К]

3.9000 - Рк*_квд - Давление наддува за КВД, [бар]

316.00 - Тк*_квд - Температура наддувочного воздуха за КВД, [К]

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----

6425.9 - N_твд - Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]

0.91318 - КПД_твд - Внутренний КПД турбины ВД

0.98100 - КПДм_твд - Механический КПД турбины ВД

34.250 - G_твд - Расход газа через ТВД, [кг/с]

490.04 - Gпр_твд - Расход газа через ТВД приведенный

2.1752 - П_твд - Степень понижения давления в турбине ВД

18.951 - В_твд - Относительная работа ТВД

2.2735 - Рт*_твд - Полное давление перед турбиной ВД, [бар]

1058.1 - Тт*_твд - Температура торможения на входе в ТВД, [К]

1.0452 - Ро_твд - Противодействие за турбиной ВД, [бар]

887.24 - То_твд - Температура газа за турбиной ВД, [К]

$$5) V_{\phi}/V_c = 0,08$$

----- МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

1000.00 - n - Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]

19.115 - Ре - Среднее эффективное давление, [бар]

0.33562E+06 - Ме - Крутящий момент, [Нм]

0.18871 - ge - Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]

0.42394 - Eta_e - Эффективный КПД

21.079 - Pi - Среднее индикаторное давление, [бар]

0.46750 - Eta_i - Индикаторный КПД

2.5124 - Ртр - Давление трения, [бар]

0.90682 - Eta_mех - Механический КПД

----- ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ -----

1.0000 - Ро* - Давление заторм. потока, [бар]

288.00 - То* - Температура заторможенного потока, [К]

1.0417 - Ро_т - Статическое давление за турбиной, [бар]

0.99000 - Ро_вх* - Давление заторм. потока за фильтром, [бар]

----- НАДДУВ И ГАЗООБМЕН -----

3.9000 - Рк - Давление перед впускным коллектором, [бар]

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

316.00 - Tk - Температура перед впускным коллектором, [K]
0.64474 - КПД_тк - КПД агрегата наддува
2.3079 - Pt* - Среднее давление перед турбиной, [бар]
1029.0 - Tt* - Средняя температура перед турбиной, [K]
34.370 - Ggas - Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
2.1210 - Alfa_sum - Коэфф. избытка воздуха суммарный
0.54819 - Pnx - Среднее давление насосных ходов, [бар]
0.86823 - Eta_v - Коэффициент наполнения
0.01419 - Gamma_r - Коэффициент остаточных газов
1.0017 - Fi - Коэффициент продувки
0.0000 - G_забр.% - % заброса О.Г. во впускной коллектор
0.0000 - G_утеч.% - % утечек через поршневые кольца

----- ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

3.7370 - Ps - Среднее давление во впуск. коллект., [бар]
335.28 - Ts - Средн. температ. во впуск. коллект., [K]
385.21 - Tws - Средняя температура стенки вп. колл., [K]
253.05 - Alfa_ws - Коэфф. теплоотдачи во вп. колл., [Вт/(м2*K)]
584.35 - Alfa_wsc - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР -----

1.5297 - Pr - Среднее статическое давление О.Г., [бар]
931.09 - Tr - Средняя статическая температура О.Г., [K]
522.59 - Wr - Средняя скорость газа, [м/с]
19.387 - Sh - Число Струхала: $Sh = a \cdot \tau / L$ (д.б. $Sh > 8$)
887.06 - Twr - Средняя температура стенки вып. колл., [K]
547.53 - Alfa_wr - Коэфф. теплоотдачи в вып. колл., [Вт/(м2*K)]
3629.9 - Alfa_wcr - Коэфф. теплоотд. в клап.канале, [Вт/(м2*K)]

----- ФОРКАМЕРА -----

10.000 - Дкан_рс - Диаметр соединительн. канала форкамеры, [мм]
340.00 - Н.под_рс - Начало подачи газа в форкамеру, [град.до ВМТ]
40.000 - Дл.под_рс - Продолжительн. подачи газа в форкамеру, [град]
0.12000 - гс.отн_рс - Доля газа, подаваемого в форкамеру
397.91 - G_Me_кг/ч - Массовый расход питающего газа, [кг/час]
0.89144 - Alfa_рс - Коэффициент избытка воздуха в форкамере
24.000 - Fi_z_рс - Продолж. сгорания в форкамере по Вибе, [град]
4.0000 - m_v_рс - Показатель сгорания в форкамере по Вибе

----- СГОРАНИЕ -----

2.1500 - Alfa - Коэффициент избытка воздуха при сгорании
131.66 - Pz - Максимальное давление цикла, [бар]
1740.9 - Tz - Максимальная температура цикла, [K]
0.0000 - Fi_pz - Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
31.000 - Fi_tz - Угол максимальн. температуры, [град. за ВМТ.]
3.6101 - dP/dFi - Макс. скор. нарастания давл., [бар/град]
15.000 - Teta_op - опережение впрыска / зажигания, [град.до ВМТ]
18.000 - Fi_задер - Период задержки воспламен. в цилиндре, [град]
52.000 - Fi_горен - Продолжительность сгорания, [град.п.к.в.]
2.8000 - m_v - Показатель сгорания в цилиндре по Вибе
186.38 - Октан.чсл - Мин. октановое число топлива - грань детонац

----- ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ -----

0.05674 - NO, г/кВтч - Эмиссия NOx приведен. к NO, [г/(кВт*ч)]
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Эмиссия SO2, [г/кВтч]

```

----- ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ -----
      4.1417      - Pa      - Давление начала сжатия, [бар]
    379.61      - Ta      - Температура начала сжатия, [K]
    131.67      - Pc      - Давление конца сжатия, [бар]
    945.54      - Tc      - Температура конца сжатия, [K]
    12.935      - Pb      - Давление начала выпуска, [бар]
    1078.8      - Tb      - Температура начала выпуска, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА -----
    883.88      - T_cp      - Средняя эквивалентная температура цикла, [K]
    800.15      - Alfa_w      - Ср. коэфф. теплоотд. от газа к стен, [Вт/м2/K]
    730.52      - Tw_поршн - Средн. температура огневого днища поршня, [K]
    420.00      - Tw_втулк - Средн. температ. огневой поверхн. втулки, [K]
    535.24      - Tw_крышк - Средн. температ. огневой поверхн. крышки, [K]
    384.57      - Tw_охл      - Средн. температура со стороны охлаждения
                        крыш      крышки цилиндра, [K]
    398.16      - Ткип.      - Температ.кипения в сист. жид. охлаждения, [K]
    11457.      - Alf_w_охл - Средн. коэфф. теплоотдачи [Вт/(м2*K)] от
                        стенки крышки цилиндра к охлад. среде.
    56985.      - q_крышки - Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]
    25067.      - q_поршня - Тепловой поток в поршень, [Дж/с]
    0.10036E+06 - q_цилинд - Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС -----
    14.000      - Степ.сжат- Степень сжатия (для ПДП при обоих поршнях в
                        ВМТ)
    50.000      - Нач.вып - Начало выпуска, [град. до НМТ] (ВПуск. вала)
    10.000      - Кон.вып - Конец выпуска, [град. за хМТ] (ВПуск. вала)
    26.000      - Нач.впуск- Начало впуска, [град. до хМТ] (ВПуск. вала)
    34.000      - Кон.впуск- Конец впуска, [град. за НМТ] (ВПуск. вала)

----- ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ступени высокого давления -----
    6402.9      - N_квд      - Мощность компрессора ВД, [кВт]
    0.72000      - КПД_квд - Адиабатный КПД компрессора ВД
    3.9899      - П_квд      - Степень повышения давления в компрессоре ВД
    0.99000      - Ро_квд      - Полное давление на входе в КВД, [бар]
    288.00      - То_квд      - Температура торможения на входе в КВД, [K]
    3.9500      - Рк*"квд - Полное давление за компрессором ВД, [бар]
    481.96      - Тк*"квд - Температура торможения за компрессором ВД, [K]
    0.85564      - Есcool_вд - Термическая эффективность ОНВ ВД
    288.00      - Тсcool_вд - Температура охлаждающего агента в ОНВ ВД, [K]
    3.9000      - Рк*_квд - Давление наддува за КВД, [бар]
    316.00      - Тк*_квд - Температура наддувочного воздуха за КВД, [K]

----- ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ ступени высокого давления -----
    6403.5      - N_твд      - Мощность ТВД с учетом мех. КПД, [кВт]
    0.91318      - КПД_твд - Внутренний КПД турбины ВД
    0.98100      - КПДм_твд - Механический КПД турбины ВД
    34.370      - G_твд      - Расход газа через ТВД, [кг/с]
    477.73      - Gпр_твд - Расход газа через ТВД приведенный
    2.2149      - П_твд      - Степень понижения давления в турбине ВД
    19.350      - В_твд      - Относительная работа ТВД
    2.3079      - Рт*_твд - Полное давление перед турбиной ВД, [бар]
    1029.0      - Тт*_твд - Температура торможения на входе в ТВД, [K]
    1.0420      - Ро_твд      - Противодействие за турбиной ВД, [бар]

```

Згідно з результатів розрахунку будуюмо обмежувальні та оптимізаційні характеристики, як і у випадку визначення α та θ .

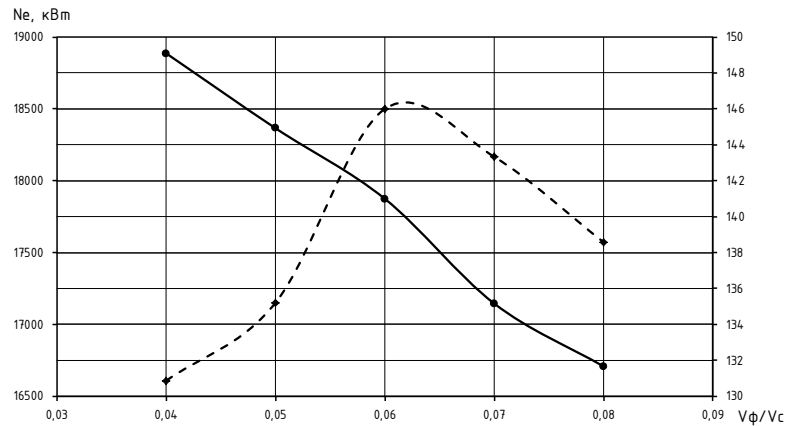


Рисунок 3.14 – Залежність потужності та максимального тиску двигуна від об'єму форкамери

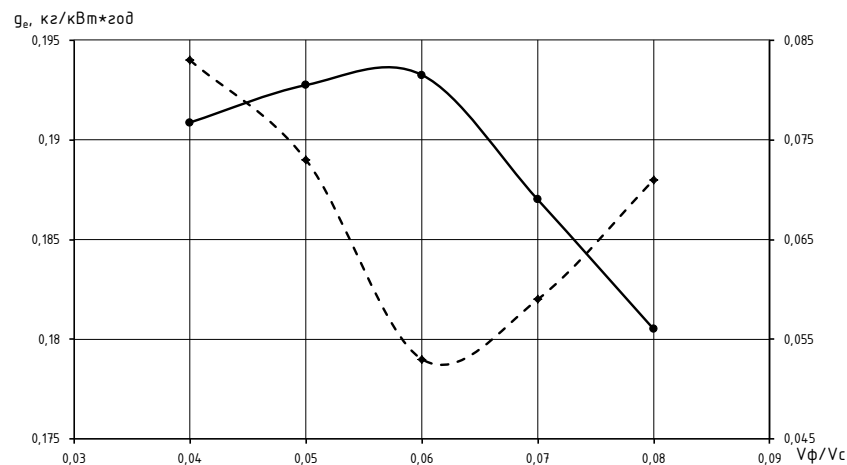


Рисунок 3.15 – Залежність рівня NO_x та питомої витрати двигуна від об'єму форкамери

Таким чином, оптимальним об'єм форкамери, який не перевищує допустимий максимальний тиск згоряння, задовольняє вимогам рівня NO_x , забезпечує максимальну потужність двигуна та мінімальну витрату палива є 6% від об'єму основної камери.

Будуємо індикаторну діаграму та характеристики тепловиділення для оптимального режиму роботи двигуна.

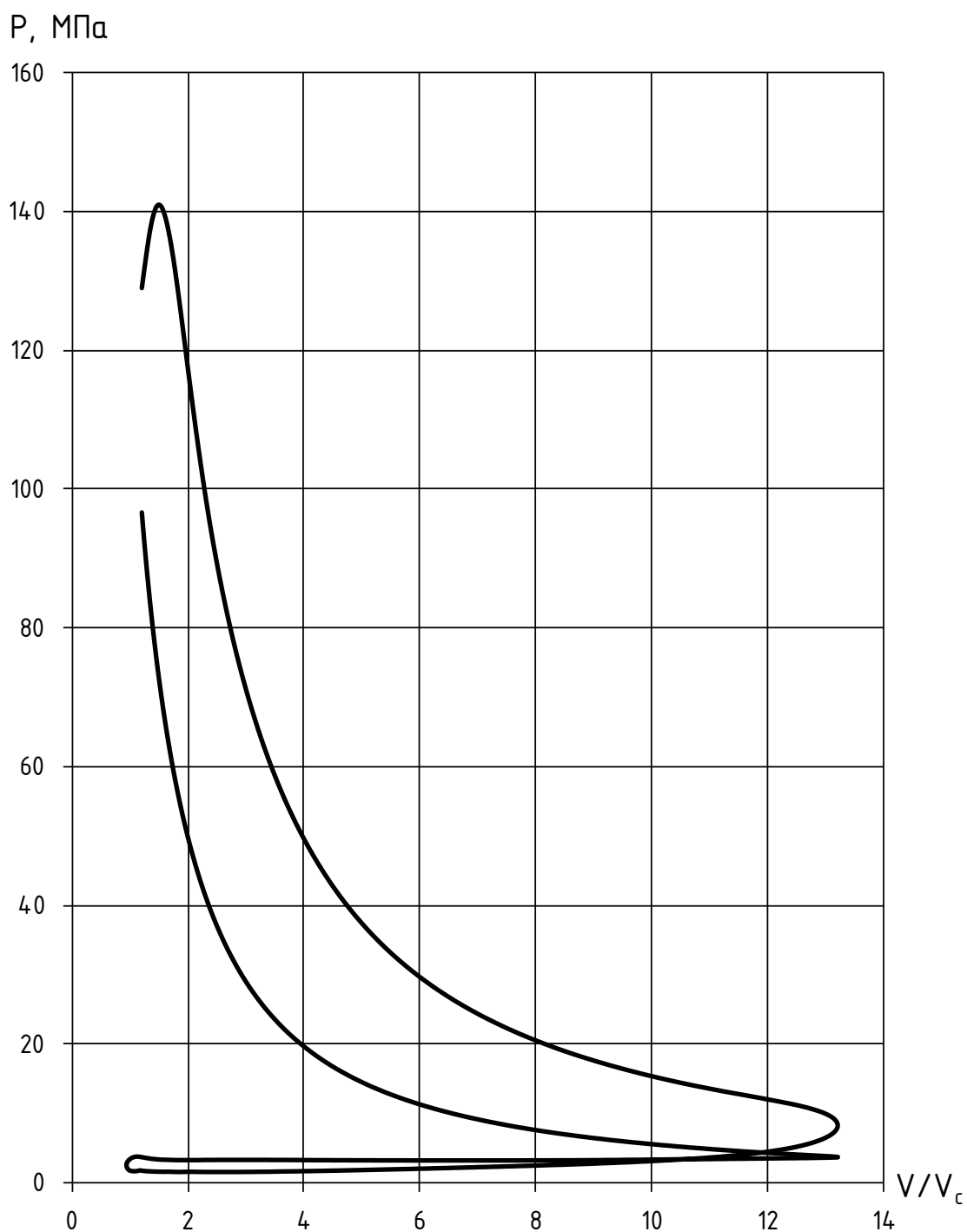


Рисунок 3.16 – Індикаторна діаграма

3.5 Розробка системи подачі газового палива

Основним компонентом системи газопостачання буде газорегулятор (ГРУ), він монтується окремо від двигуна, але довжина та діаметр труби мають бути в межах, наданих BEAS. Зазвичай максимум 10 м. Газорегулятор

буде забезпечувати подачу в двигун паливного газу з відповідним тиском і чистотою, а також виконувати необхідні функції безпечного відключення.

Тиск газу контролюється електронним регулятором, встановленим усередині центру керування двигуном. Сигнал 4-20 мА подається від регулятора та перетворюється І/Р модулятором у пневматичний сигнал. Клапан регулювання тиску контролює тиск газу через окремі лінії вимірювання та повернення. Повітря проходить через 25-мікронний фільтр перед тим, як потрапити до споживача. Фільтр оснащений автоматичним зливом води. Регулятор тиску газу і двигун захищені фільтром тонкого очищення перед регулятором тиску. Витратомір використовується для вимірювання масової витрати пального газу. Одночасно система також вимірює щільність і температуру рідини. Усі типи паливних газів є легкозаймистими та мають діапазон концентрацій, у якому може статися вибух, тому з ними слід поводитися обережно.

Газопровідна система має подвійні стінки, що відповідає «концепції безпеки газу за своєю суттю». У системі подачі паливного газу між блоком газової рампи та двигуном використовуються труби з нержавіючої сталі. З метою запобігання надмірним втратам тиску в системі трубопроводів швидкість газу не повинна перевищувати 10 м/с до і після регулятора тиску. Використовується схема «подвійного блокування та стравлювання» з 2 пневматичними газовими запірними клапанами, розташованими послідовно, і з 2 вентиляційними клапанами для стравлювання. Повітряні приводи запірних клапанів мають вбудовані електромагнітні клапани 24 В постійного струму для дистанційного керування. Вентиляційні клапани також є електромагнітними клапанами 24 В постійного струму з дистанційним керуванням. До повітряних приводів запірної арматури подається нормальний робочий тиск 7 бар.

Щоб уникнути серйозних проблем з корозією виконується фільтрація.

					КРМ.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Фільтрація відбувається незалежно від вибору матеріалу трубопроводу (з подвійною стінкою) з нержавіючої або чорної сталі. Фільтрація відбувається комбінацією фільтра та повітряної сушарка. Фільтр для відсіювання частинок бризку та солоної води і осушувач повітря для зниження вологості. Було складно знайти відповідний осушувач повітря бо сухе повітря від інших системи використовувати заборонено. Для пом'якшення цих вимог найкраще практикується підтримання температури газу на рівні 30 градусів С°, щоб уникнути утворення конденсату на внутрішній поверхні труби і, таким чином, зменшується ризик пошкодження від корозії. Іони хлориду слідує за потоком повітря у вигляді аерозольних крапель, через систему подвійних стінок труб. Воду можна випарити нагріванням за допомогою дистиллятора хоч сіль і далі буде продовжувати накопичуватися з часом.

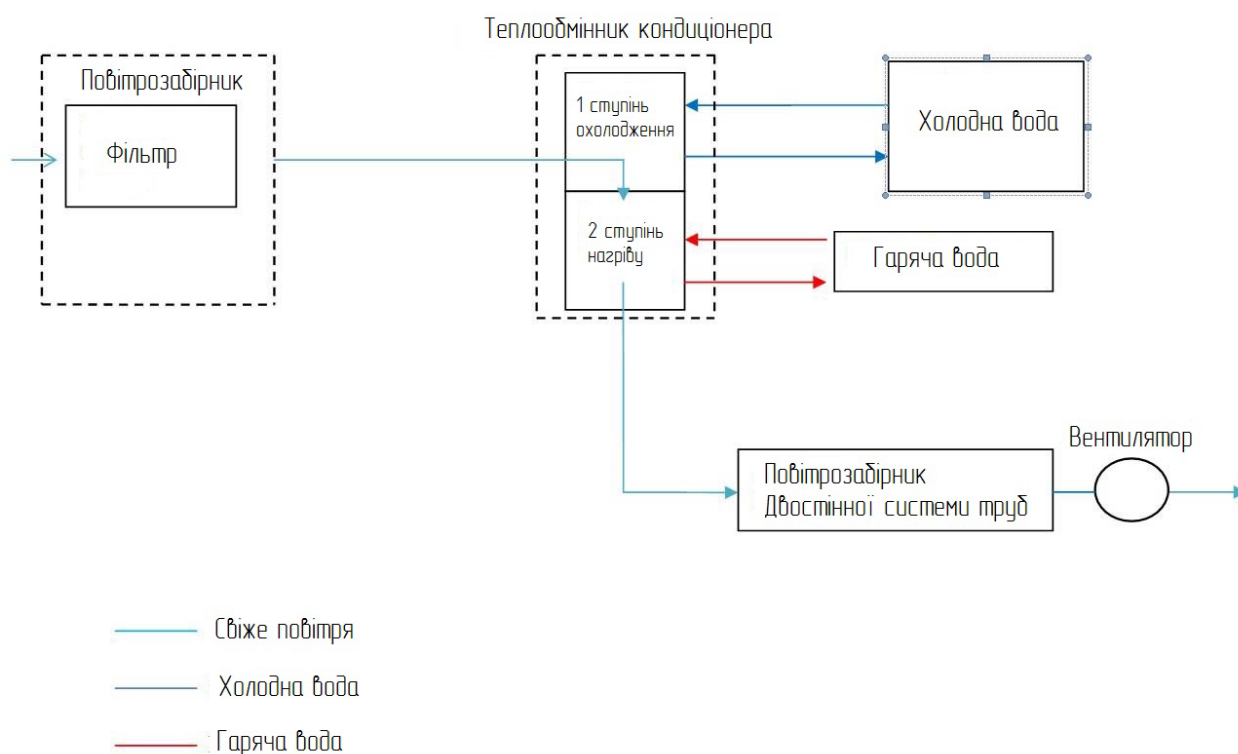


Рисунок 3.17 - Схема системи осушування повітря

Повітря всмоктується за допомогою втяжного вентилятора двостінної трубною системи. Як правило, повітряозабірник розташований у безпечних,

газонедоступних місцях зовнішньої частини надбудови. Повітря проходить через впускний фільтр, а потім через двоступеневий теплообмінник. На першому етапі повітря зазвичай охолоджується на 10С° для конденсації води, на 2 ступені повітря нагрівається до 25 С° та проходить в систему труб з подвійними стінками. Температура охолодженої/холодної води зазвичай близько 6 С°. Температура гарячої води приблизно 50 С°. Відносна вологість в потоці повітря знижується до 30% при 25 С°.

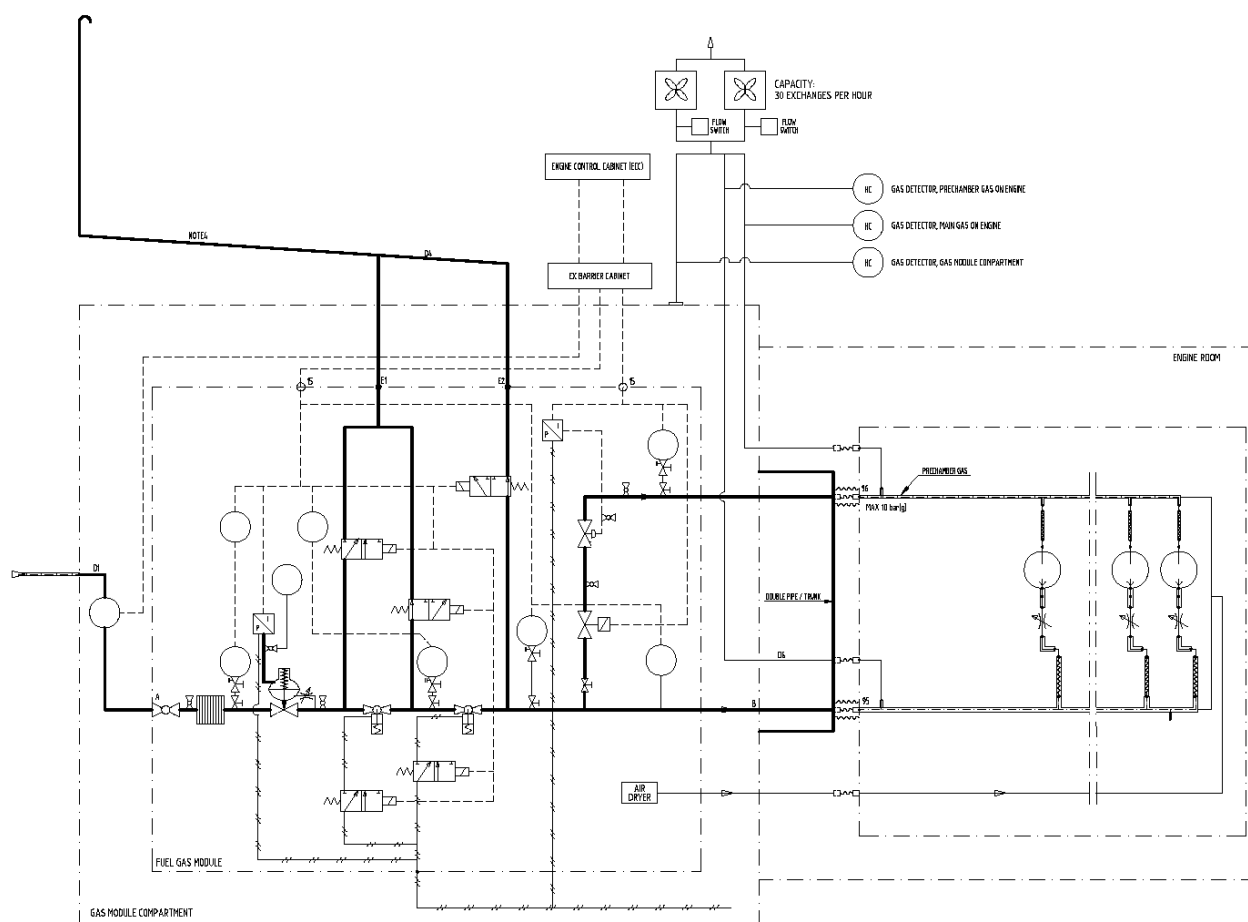


Рисунок 3.18 - Паливна система

Система запалювання складається з джерела постійного струму в 24В, електронного центрального процесора (CPU), датчиків, розподільчої коробки, окремих котушок для кожного циліндра і свічки. Всі компоненти для системи запалювання, за винятком контролю послідовності увімкнення/вимкнення запалювання та джерело живлення від 24В постійного струму, підключено до

					KPM.142.6221м.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

двигуна. Блок CPU розподіляє енергію низької напруги (180 В) до котушок, які знову подають високу напругу (макс. 40000 В) для свічок запалювання. Короткі високовольні дроти ведуть енергію від котушок до свічок запалювання. Момент запалювання контролюється двома магнітами на маховику і одним на розподільному валу. Момент запалювання двигуна встановлюється вручну на модулі CPU. Увімкнення/вимкнення запалювання автоматично контролюється послідовністю запуску/зупинки системою безпеки в блоці керування двигуном.

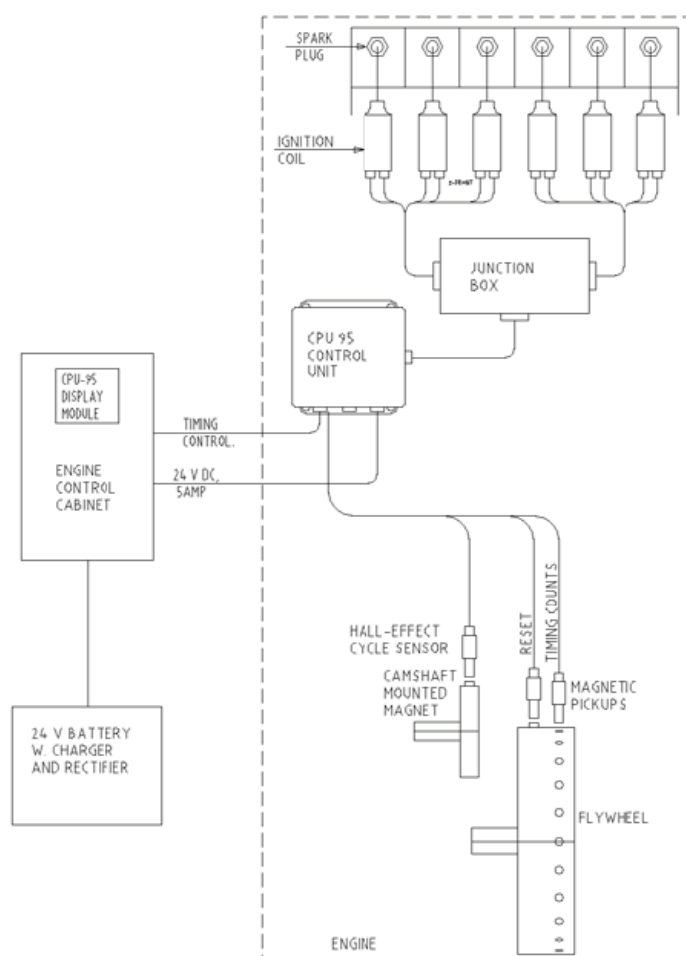


Рисунок 3.19 - Система запалювання

					КРМ.142.6221м.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Мілінг А.С.			ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА C26:33L6PG	Літ.	Арк.
							Аркушів
Керівник		Проскурін А.Ю.				61	77
						НУК	

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

Мета: аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з існуючим прототипом.

При визначенні економічного ефекту порівнюються параметри нового двигуна та двигуна який вже використовується. У таблиці 5.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна та спроектованого Rolls-Royce C26:33L6PG.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигунів

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Спроектований
Потужність	N_e	кВт	1705	1705
Частота обертання	n	хв^{-1}	1000	1000
Діаметр циліндра, м	D	м	0,26	0,26
Хід поршня, м	S	м	0,33	0,33
Питома витрата газового палива	g_{eg}	кг/кВт·год	0,179	0,179
Питома витрата рідкого палива	g_{ep}	кг/кВт·год	0,180	0,180
Механічний ккд	η_m	-	0,915	0,915
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Вага	G	кг	17500	17500
Габарити	B	мм	4176	4176
	C	мм	3161	3161
	D	мм	1729	1729
Ціна двигуна	Π	грн	30000000	42000000
Ціна газового палива	$\Pi_{гр}$	грн/кг	28	28
Ціна рідкого палива	$\Pi_{рт}$	грн/кг	52	52

Продовження таблиці 4.1

Ціна масла	Π_m	грн/кг	12,5	12,5
Час роботи за рік	t	год	4000	4000
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р.}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р.}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Метод призначений для:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунок фактичної ефективності впровадження нової техніки.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт*г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{kp}}{t}, \text{ рік}$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$Z_n = N \cdot C_{nz} \cdot g_{ez} + N \cdot C_{np} \cdot g_{ep}, \text{ грн}$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$Z_m = g_m \cdot N \cdot C_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$Z_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot C}{t_{nep}}, \text{ грн}$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$Z_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot C}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{\min}}, \text{ грн}$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_l = Z_n + Z_m + Z_{k.p} + Z_{n.p}, \text{ грн}$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна.

$$E_k = \left[C_\delta \cdot \frac{N_c}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - C_c, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_c}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{ років}$$

					<i>KPM.142.6221м.04.ПЗ</i>	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = Z_n^{\delta} - Z_n^c + Z_m^{\delta} - Z_m^c + Z_{n.p}^{\delta} - Z_{n.p}^c + Z_{k.p}^{\delta} - Z_{k.p}^c, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку економічної ефективності спроектованого двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	6479000	6479000
Термін служби	T	рік	100,0	100,0
Річні поточні витрати на паливо	Z_p	грн	54869150,0	44042950,0
Річні поточні витрати на масло	Z_m	грн	483312,5	483312,5
Річні витрати на поточний ремонт	$Z_{п.р}$	грн	50000,0	70000,0
Річні витрати на капітальний ремонт	$Z_{к.р}$	грн	81818,2	114545,5
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	55484280,7	44710808,0
	U_1^{16}	грн	55484280,7	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E_k	грн	55334204,5	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	12000000,0	

Продовження таблиці 4.2

Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	10773472,7
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	1,11
		місяць	13,37

Висновок

Річний економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі 55334204,5 грн. Заміна базового двигуна окупиться приблизно за 13,4 місяців.

					КРМ.142.6221м.04.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Мілінг А.С.			АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	Літ.		Арк.	Аркушів
								67	77
Керівник		Проскурін А.Ю.				НУК			

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенції СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [12].

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

1. Правила технічної експлуатації судового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

Небезпечні фактори в машинному відділенні

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів.

Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки.

					<i>KPM.142.6221м.05.ПЗ</i>	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

Небезпека виникнення пожежі. Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден**, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [13].

Шкідливі фактори в машинному відділенні

					<i>KPM.142.6221м.05.ПЗ</i>	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ [14].

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ГОСТ 12.1.003-83.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань . Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот». Загальні вимоги безпеки . Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ 12.1.005 – 88. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456 –94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, є ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зору від частоті переадаптації зору - при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25% установлених для робочого освітлення норм, а на сходах трапа і проходах - не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів - 75 лк, на сходах трапа - 20 лк.

Боротьба з пожежами на судах

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

- 1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;
- 2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;
- 3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, судові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;
- 4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;
- 5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

Д – пожежі, викликані загоранням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних суднових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

Вуглекислий газ використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Порошки теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

Висновки до розділу

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації обладнання та механізмів, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм членів екіпажу на судні.

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

У магістерській роботі були виконані дослідження ефективності роботи газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням, який встановлений на буксирі.

Був проведений аналіз використання газового палива, специфіки робочого процесу сучасних ДВЗ при роботі на газовому паливі, а також визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Було з'ясовано, що єдиним економічно виправданим газовим паливом в даний час є природний газ.

Визначено, що для форсованих СОД великої потужності найбільш ефективним буде форкамерно - факельне запалювання, яке характеризується роботою двигуна на збіднених сумішах і можливістю наближення ступеня стиснення до дизельної.

Запропонована модернізована система паливоподачі та регулювання двигуна.

Були визначені оптимальні значення кута випередження запалювання - 15 градусів до ВМТ і коефіцієнта надлишку повітря - 2,15.

Також був визначений оптимальний обсяг форкамери в залежності від тих же обмежувальних характеристик. Він становить 6% від об'єму камери стиснення.

Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації двигуна.

					КРМ.142.6221м.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение. 1964.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение. 1983.
3. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение. 1969;
4. Дизели. Справочник. - Л. Под редакцией Ваншейдта В.А.: Машиностроение. 1977.
5. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, (Ленингр. отд-ние), 1974, 552с.
6. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
7. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
8. Захаров Ю.С. Экономическое обоснование дипломных проектов.
9. Топливо и топливные системы судовых дизелей. Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Васильев Г.Л. – М.: РКонсульт, 2004 – 496 с.: ил.
10. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с., ил.

					<i>КРМ.142.6221м.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77