

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
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ГАЗООБМІНУ НА ЕФЕКТИВНІ
ПОКАЗНИКИ СУДОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 38/47,5**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти

Богдан КИРТОК

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Киртку Богдану Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 38/47,5

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.
(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 – 3060 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Застосування об'єкту дослідження в складі енергетичної установки судна. Визначення вимог до застосування ДВЗ у складі об'єкту використання. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники дизеля. 4. Економічне обґрунтування модернізації двигуна. 5. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд криголаму. 2. Компонування енергетичної установки криголаму. 3. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 38/47,5. 4. Кришка робочого циліндру двигуна 6ЧН 38/47,5. 5. Привід клапанів двигуна 6ЧН 38/47,5. 6. Вибір оптимального значення кутів відкриття та закриття випускних клапанів.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічне обґрунтування</i>	<i>доцент каф. ДВЗ, У та ТЕ О. С. Митрофанов</i>		
<i>Охороні праці</i>	<i>доцент каф. ДВЗ, У та ТЕ О. С. Митрофанов</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Застосування об'єкту дослідження в складі енергетичної установки судна. Визначення вимог до застосування ДВЗ у складі об'єкту використання.</i>		
2	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи</i>		
3	<i>Дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники дизеля.</i>		
4	<i>Економічне обґрунтування модернізації двигуна.</i>		
5	<i>Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища</i>		

Здобувач освіти

(підпис)

Богдан КИРТОК

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена дослідженню впливу параметрів процесу газообміну на ефективні показники головного суднового середньо обертового дизельного двигуни 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila.

Виконано короткий опис криголаму та дизельного двигуни типу 6ЧН 38/47,5.

Проведено моделювання робочого циклу для номінального режиму роботи та отримано всі основні параметри робочого циклу головного суднового двигуни 6ЧН 38/47,5, а також побудовано графічні залежності зміни основних його параметрів від кута повороту колінчастого валу.

Виконано аналіз особливостей організації процесу газообміну чотиритактних двигунів, а також основні схем газообміну. Виділено основні показники якості газообміну чотиритактних дизелів та параметри, що впливають на ефективну організацію робочого циклу, а також можливі напрямки удосконалення процесу газообміну дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5.

Виконано дослідження впливу параметрів процесу газообміну, а саме кута відкриття та закриття випускного клапану на ефективні показники головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5. Встановлено оптимальне сполучення параметрів процесу газовипуску (відкриття випускних клапанів 50° , а закриття 42°), що забезпечило зниження питомої ефективної витрати палива на 1,63 %.

Визначено річний економічний ефект для споживача від модернізації двигуна 6ЧН 38/47,5 у розмірі 2395125,994 грн. Розраховано рівень шуму та вібрації, а також проаналізовано можливі шляхи зниження токсичності відпрацьованих газів за рахунок ефективної організації газообміну.

Магістерська робота виконана українською мовою на 75 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 15 джерел. Графічна частина представлена на 6 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, газообмін, ефективні показники, питома ефективна витрата палива, енергетична установка.

					КРМ.142.6221м.14.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACT

The master's thesis is devoted to the study of the influence of gas exchange process parameters on the efficiency of the main ship's medium-speed diesel engine 6CHN 38/47.5 (6L38) manufactured by Wartsila.

A brief description of the icebreaker and the 6CHN 38/47.5 diesel engine is given. The operating cycle was modeled for the nominal operating mode and all the main parameters of the operating cycle of the main ship's engine 6CHN 38/47.5 were obtained, and graphical dependencies of changes in its main parameters on the crankshaft angle were constructed.

The features of the organization of the gas exchange process of four-stroke engines, as well as the main gas exchange schemes, are analyzed. The main indicators of the quality of gas exchange of four-stroke diesel engines and parameters affecting the effective organization of the working cycle, as well as possible directions for improving the gas exchange process of the 6CHN 38/47.5 diesel engine, have been highlighted.

The influence of the parameters of the gas exchange process, namely the angle of opening and closing of the exhaust valve on the effective performance of the main ship engine 6CHN 38/47.5, was studied. The optimal combination of gas exhaust process parameters (exhaust valve opening 50° and closing 42°) was established, which ensured a decrease in specific effective fuel consumption by 1.63 %.

The annual economic effect for the consumer from the modernization of the 6CHN 38/47.5 engine was determined in the amount of UAH 2395125.994. The noise and vibration levels were calculated, and possible ways to reduce the toxicity of exhaust gases through the efficient organization of gas exchange were analyzed.

The master's thesis is written in Ukrainian on 75 pages of calculation and explanatory notes. 15 sources were used. The graphic part is presented in 6 drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, gas exchange, effective indicators, specific effective fuel consumption, power plant.

					<i>KPM.142.6221м.14.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН38/47,5

РОЗДІЛ 1

У СКЛАДІ

ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

- 1.1. Загальна характеристика криголама.....
- 1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки судна
- 1.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

- 2.1. Загальна характеристика математичної моделі.....
- 2.2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ОРГАНІВ

РОЗДІЛ 3

ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

- 3.1. Задачі газообміну ДВЗ.....
- 3.2. Особливості газообміну чотиритактних дизелів.....
- 3.3. Використання повного факторного експерименту для дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ.....
- 3.4. Розрахунок режимів роботи головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 для різного поєднання факторів із використанням плану-матриці повного факторного експерименту
- 3.5. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН38/47,5

					<i>KPM.142.6221m.14.IIЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

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

- 5.1. Розрахунки рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення криголаму.....
- 5.2. Охорона навколишнього середовища.....
- 5.3. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Додаток А. Загальний вигляд криголаму

Додаток Б. Компонування енергетичної установки криголаму

Додаток В. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 38/47,5

Додаток Г. Кришка робочого циліндру двигуна 6ЧН 38/47,5

Додаток Д. Привід клапанів двигуна 6ЧН 38/47,5

Додаток Е. Вибір оптимального значення кутів відкриття та закриття випускних клапанів

					КРМ.142.6221м.14.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Відповідно до завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ: «*Дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 38/47,5*» виконано дослідження впливу параметрів газовипуску середньообертового дизельного двигуни 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila на зміну його ефективних показників.

У складі дизель-редукторної гребної енергетичної установки криголаму використовується чотири головних середньообертових двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38). Зменшення питомої витрат палива головними двигунами є важливою та актуальною задачею так, як ці витрати займають досить значну частку від усіх експлуатаційних витрат.

Забезпечити зниження питомої витрати палива та покращити екологічні показники суднового двигуна можна за рахунок оптимізації робочого процесу. Ефективне очищення робочого циліндру двигуна від продуктів згоряння та наповнення його свіжим зарядом повітря безумовно сприяє покращенню енергоперетворення та підвищує паливну економічність.

Для забезпечення поставленої задачі у магістерській роботі виконується дослідження впливу параметрів газовипуску на ефективні показники суднового двигуна, а результати виконаного дослідження будуть представлені у якості рекомендацій щодо оптимальної організації робочого циклу дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38).

					КРМ.142.6221м.14.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН38/47,5 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

1.1. Загальна характеристика криголама

Багатоцільовий криголам (рис. 1.1) з обмеженою осадкою, призначений для звуження суден на підходах до портів у замерзаючих неарктичних морях, виконання рятувальних робіт у льодових умовах і морського транспортування суден і плавучих засобів по чистій воді. Основні характеристики криголаму подано у табл. 1.1.

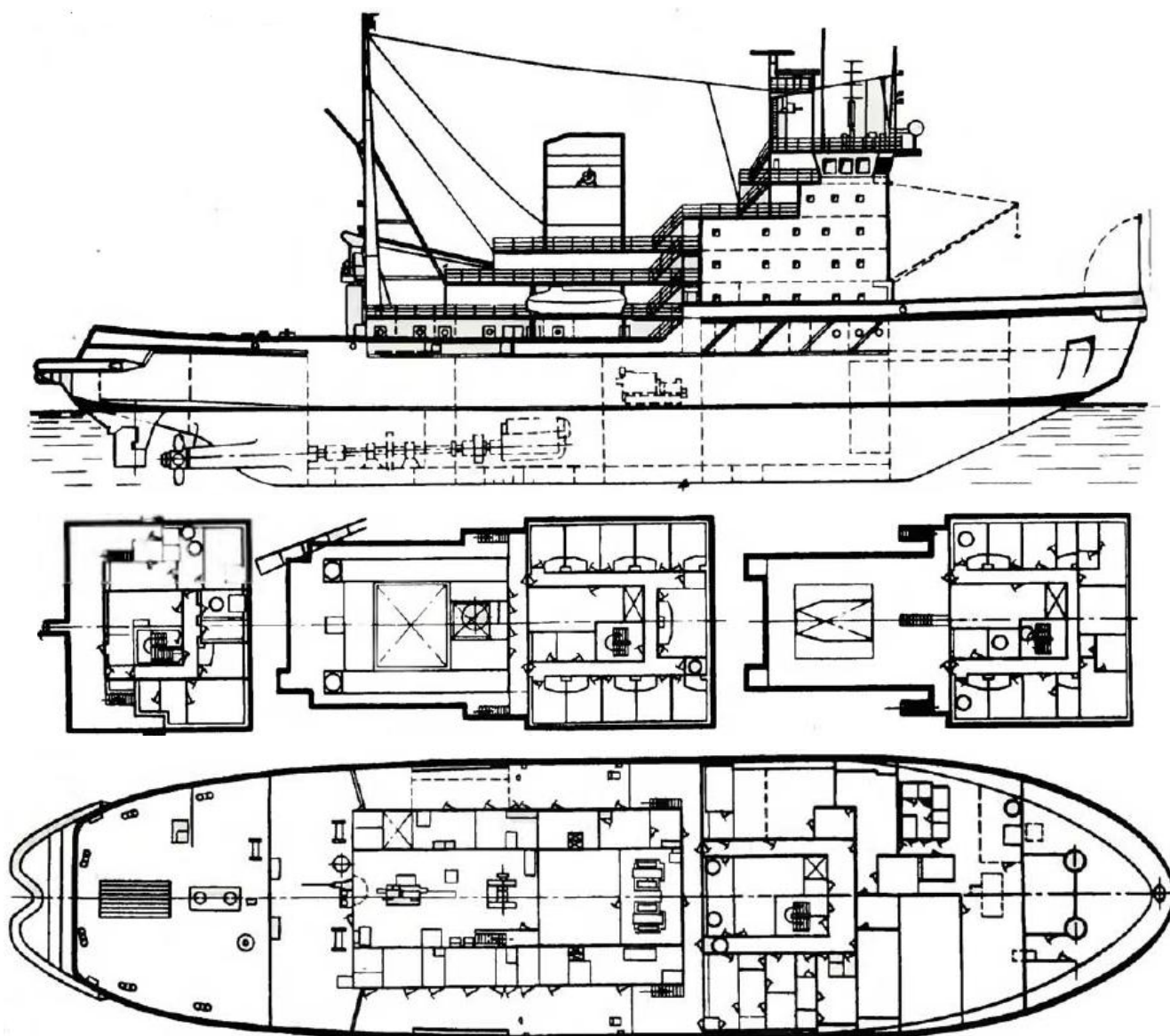


Рисунок 1.1 – Багатоцільовий криголам

					КРМ.142.6221м.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Основні характеристики криголама

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Вантажомісткість (брутто)	т	4115
2	Довжина	м	92
3	Ширина	м	21,38
4	Головний двигун	модель	6ЧН 38/47,5 (Wartsila 6L38)
5	Категорія судна	—	Криголам
6	Максимальна швидкість	вузлів	17,4

Багатоцільовий криголам є дизель-редукторним, з гвинтом регульованого кроку (ГРШ), однопалубний з подовженим баком, подвійним бортом, з надлишковим надводним бортом, двогвинтовий. Місткість паливних танків за осадки 6,5 м близько 2400 м³, прісної води близько 100 м³. Економність судна по паливу і питній воді під час роботи енергетичної установки і за осадки 6,0 м становить 20 діб, а за осадки 6,5 м – добу.

Швидкість ходу криголама на мірній лінії за осадки 6,0 м становить 17,4 вуз, тяга на швартовах дорівнює 917 кН. Радіус циркуляції криголама на максимальній швидкості під час ходу вперед дорівнює 0,13 милі. Під час реверсу на чистій воді з повного переднього ходу на повний задній лопаті перебували в нульовому положенні за 4 с, двигуни набрали повну потужність за 8 с, а лопаті гвинтів перебували в положенні «повний назад» за 29,5 с.

Криголам побудований на клас Регістру СРСР КМ 1 А2 «криголам». Район плавання необмежений. Діапазон експлуатаційних температур повітря коливається від –40 до +35° С, забортної води – від –2 до +27° С.

Криголам має одновідсічну непотоплюваність, але обидва краї його – двовідсічні. Корпус судна розділений шістьма поперечними перегородками на водонепроникні до головної палуби відсіки. Судно побудовано за поздовжньою системою набору, є проміжні рамні шпангоути. Друге дно виконано у вигляді платформи, флори встановлені з кроком 800 мм. У районі льодового пояса встановлено поздовжні ребра жорсткості з кроком 400 мм. Підводна частина зовнішньої обшивки і льодовий пояс виконані із суднобудівної сталі підвищеної міцності. Якірно-швартовний пристрій судна охоплює 2 носових електричних якірно-швартовних

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

штилі з тяговим зусиллям 117 кН і кормовий електромеханічний тришвидкісний штиль – 50 кН. У кормі, на верхній палубі, встановлено двобарабанну буксирну лебідку із тяговим зусиллям 250 кН місткістю накопичувального барабана 1000 м канату діаметром 62 мм.

Криголам має два напівбалансирних керма площею 6 м² кожен. У кормовій частині бакової палуби встановлений електромеханічний палубний кран вантажо-підйомністю 30 кН з вильотом стріли від 4 до 14 м. Кран має опалювальну кабіну критого типу. Криголам забезпечений двома моторними рятувальними шлюпками закритого типу зі склопластику місткістю до 55 осіб. Зовнішня обшивка до висоти вікон 7 м від основної лінії пофарбована водостійкою фарбою. Для розміщення екіпажу передбачено 5 блок-кают з кабінетом, спальнею і 27 одномісних кают. Дві каюти мають індивідуальний санвузол з душем, а 2 блок-каюти з ванною. Крім того, на криголамі є 11 резервних спальних місць (тульманівські ліжка) та каюта лоцмана. На судні передбачено необхідні громадські й побутові приміщення: кают-компанія, їдальня рядового складу, салони командного рядового складу, амбулаторія, морська лазня, спорт-каюта та ін. Для захисту навколишнього середовища від забруднення на криголамі є установка обробки фанових і стічних вод, сепаратор лляльних вод і піч типу «Голар Метал» для спалювання нафтових і твердих відходів.

Гребні вали обертаються в дейдвудних підшипниках на масляному клині з ущільненнями типу «Ваукеша». Виїмка гребних валів передбачена в корму, для чого вони з'єднані з проміжними валами муфтами. Допоміжна електростанція, призначена для забезпечення всіх потреб криголама в електроенергії за будь-яких режимів його роботи, складається з трьох синхронних трифазних без щіткових генераторів типу HSPTL 11/554 фірми «Стрьомберг» потужністю 1000 кВт, а за $\cos \varphi = 0,8$; 400 В; 50 Гц, самовентильованих, з електростатичними фільтрами. Хід на чистій воді забезпечується роботою одного з дизель-генераторів. Хід у будь-яких льодових умовах без роботи буксирної лебідки і кронової системи забезпечується двома дизель-генераторами. Для живлення споживачів 220 В встановлено 3 тран-

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сформатори потужністю по 100 кВ. Систему керування допоміжною електростанцією виконано на знак А1 Регістру.

На криголамі встановлено один аварійний дизель-генератор типу ДГФА 100/1500Р, що складається з дизеля 6Ч 15/18 потужністю 100 кВт за частоти обертання 1500 об/хв. і генератора МССФ 92-4 потужністю 100 кВ за $\cos\varphi = 0,8$; 400 В; 50 Гц. Для живлення аварійного освітлення протягом 30 хв. встановлено акумуляторну батарею. Для приймання живлення з берега встановлено 2 щити на 200 А кожен і 2 в'юшки для кабелів перерізом $4 \times 70 \text{ мм}^2$, завдовжки по 100 м. Передбачено 2 мережі низьковольтної напруги 12 і 24 В, а також мережу переносного електроінструменту 36 В.

Котельна установка складається з двох вітчизняних котлоагрегатів типу КАВ 2,5/5 продуктивністю по 2500 кг/год пари тиском 5,5...7,5 бар і двох утилізаційних котлів типу «Санрод» (кожен складається з двох секцій) продуктивністю по 1500 кг/год пари за умови 100 % -го навантаження головних двигунів. Передбачено можливість паралельної роботи утилізаційних і допоміжних котлів.

Для поліпшення льодопрхідності криголамів у засніженому льоду на ньому передбачено систему пневмообмиву фірми «Wartsila». Систему обслуговують чотири ротаційні компресори типу GMD 16Г13 фірми «Піллер» з електроприводом. Потужність компресора 200 кВт за частоти обертання 1485 об/хв. Кожен компресор подає в систему пневмообмиву близько 2 м³/с повітря за протитиску 6,6 м.вод.ст.

Система автоматизації суднової енергетичної установки дає змогу здійснювати управління його з ходового містка за комбінаторною програмою, дистанційне роздільне управління частотою обертання головного двигуна і тягою ГРШ з центрального поста управління (ЦПУ), аварійне управління з місцевих постів (на головному двигуні та на оливорозподільчій коробці ГРШ), кнопкове аварійне управління кроком з містка.

Електродистанційна система управління з містка (комбінатор) містить електрогідравлічний регулятор для зміни кроку гвинта та електропневматичний перетворювач для перетворення електричного сигналу управління частотою обертання

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

головного двигуна в пневматичний, що впливає на регулятор «Вудвард». Електронна система контролю навантаження головного двигуна – складова частина дистанційного керування. Вона складається з блоку обмеження навантаження і блоку розподілу навантаження. Блок обмеження навантаження підтримує його в заданих межах.

1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки судна

Енергетична установка складається з чотирьох головних середньооборотних двигунів типу 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila (рис. 1.2). Двигуни 6-циліндрові, 4-тактні, з газотурбонаддувом, що повністю працюють через редуктори фірми «Ломан», що підсумовують, і роз'єднувальні типу «Пневмофлекс» тієї самої фірми на 2 ГРШ фірми «Каме Ва».

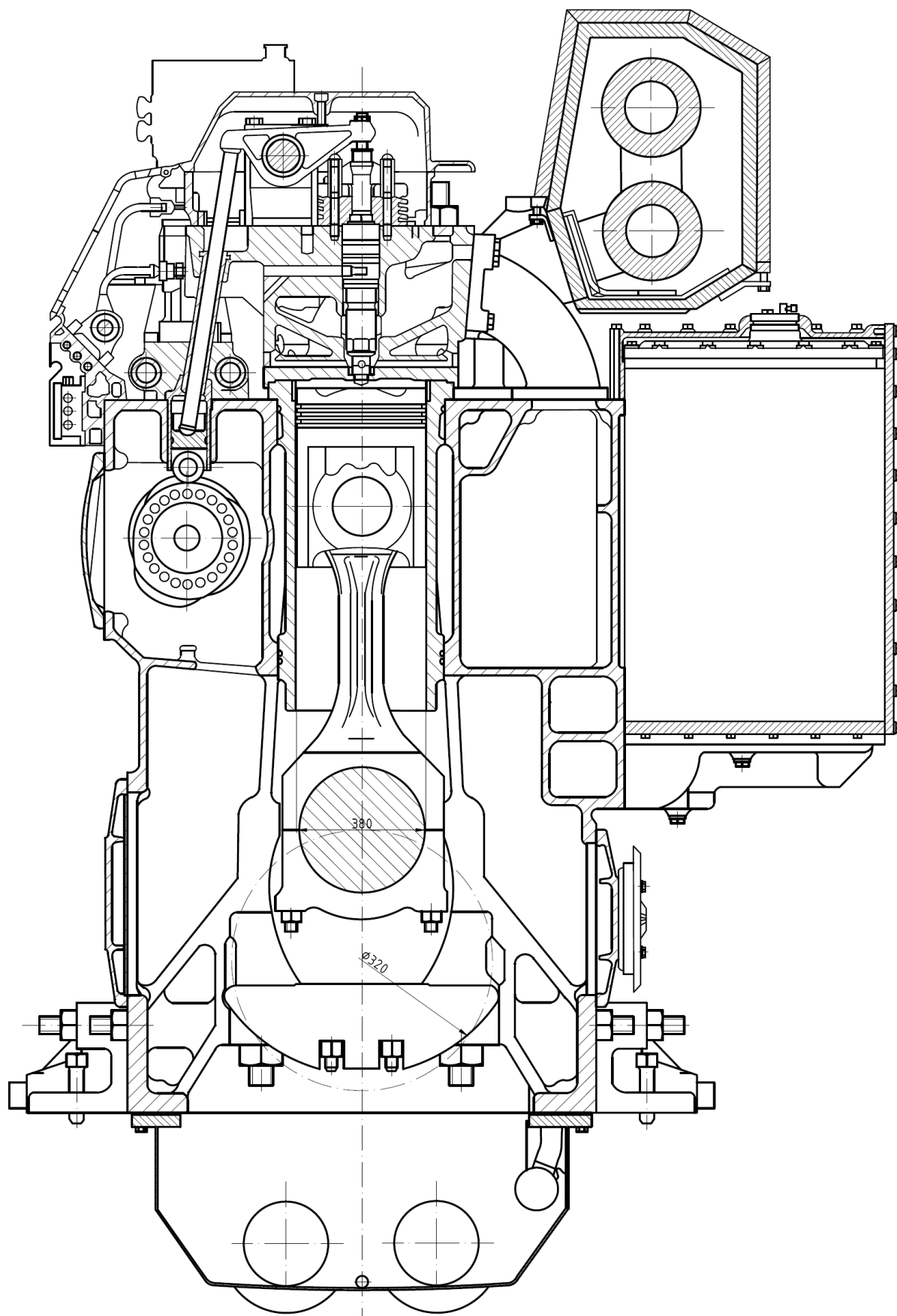
Застосування дизель-редукторної гребної установки замість дизель-електричної дає змогу скоротити довжину криголама, зменшити його будівельну вартість і масу енергетичної установки без помітного погіршення маневрених якостей криголама.

Двигуни типу 6ЧН 38/47,5 (6L38) є новою розробкою фірми Wartsila. Фірма провела дослідницькі роботи для вибору оптимальних характеристик двигуна, призначеного для роботи на криголамі в умовах швидкого скидання і набору навантажень, а також здатного тривалий час працювати на малих навантаженнях.

На двигунах застосовано поршні зі змащенням під тиском від системи охолодження поршня. Масло подається в кільцеву канавку під нижнім маслоснімним кільцем. Двигуни пристосовані для роботи на середньов'язкому паливі.

На відміну від звичайної дизель-редукторної установки на криголамі передбачено додаткові насоси в системі гідравліки ГРШ для прискорення перекладки лопатей, льодовий маховик на гребному валу діаметром 3 м і масою 11,5 т, валоповоротну машину на редукторі для звільнення гребного гвинта від заклинювання за від'єднаних від редуктора двигунів.

					<i>КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



**Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)
виробництва фірми Wartsila**

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.14.01.ПЗ

Аркуш

Блок циліндрів є єдиною цільною деталлю, яка відливається з чавуну шароподібним графітом. Для поглинання внутрішніх сил блок циліндрів виготовляється міцним і жорстким. Двигун може пружно монтуватися без використання будь-яких проміжних проставок. У блоці циліндрів підвішується колінчастий вал. Кришки корінних підшипників (зроблені з чавуну з шароподібним графітом) фіксуються знизу за допомогою двох гвинтів, які затягуються гідравлічно. Блок циліндрів слугує для них напрямними як зверху, так і знизу. Гідравлічно затягнуті горизонтальні бічні гвинти забезпечують більшу жорсткість корінного підшипника. Для полегшення установки, опори двигуна можуть бути встановлені в декількох позиціях уздовж блоку циліндрів. Це скорочує кількість модифікацій існуючих основ і забезпечує різні конфігурації і простоту встановлення. Привідні водяні насоси охолодження і насос змащення встановлюються на багатофункціональну чавунну станину (блок насосів), який розташовується з боку вільного кінця двигуна.

Колінчастий вал викувано з одного шматка і підвішений в блоці циліндрів нижче лінії осей. Конструкція колінчастого валу задовольняє вимогам усіх класифікаційних товариств. Конструкція колінчастого валу відрізняється невеликою відстанню між циліндрами і великою опорною довжиною, що робить двигун коротким. Колінчастий вал викуваний з цільного шматка високоміцної сталі. Противаги розташовуються на щоках колінчастого вала. Висока ступінь врівноваження забезпечує рівномірний щільний розподіл масляної плівки для всіх підшипників. Шестерня кріпиться на колінчастий вал за допомогою фланцевого з'єднання. Залежно від результатів розрахунку на крутильні коливання, з боку вільного кінця встановлюються гасителі крутильних коливань. При необхідності повна потужність може бути знята з будь-якого кінця двигуна.

Шатун викуваний з легованої сталі. Всі гайки шатуна затягуються гідравлічно. Шатун має горизонтальний роз'єм в підшипнику голівки шатуна. Переваги такого типу шатуна:

- менша довжина;
- висока жорсткість (стійкість);
- невелика вага (призводить до менших навантажень на підшипник).

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При ремонті поршень і шатун витягуються разом з гільзою циліндра, як єдиний вузол. Підведення масла для охолодження поршня, змащення поршневого пальця і спідниці поршня здійснюється через один отвір в шатуні.

Корінні підшипники і підшипники великої голівки шатуна виконані з двох металів: сталеві основи і м'якого покриття (для кращого притирання), що має високу корозійну стійкість.

Гільзи циліндрів виготовляють відцентровим литтям зі спеціального сірого чавуну, який був розроблений для надання високого ступеня зносостійкості і міцності. Гільзи мокрого типу, в верхній частині запаяні металом в блоці циліндрів і ущільнені кільцевими ущільнювачами в нижній частині. Для виключення ризику полірування циліндра, гільза оснащена противополіровочним кільцем.

Охолоджувач навколо гільзи розділений на дві частини: більшого обсягу в нижній частині для рівномірного розподілу води, що охолоджує і меншого обсягу у верхній частині сорочки циліндра для забезпечення ефективного охолодження за рахунок високої швидкості потоку.

Поршень зроблений з композитного матеріалу – тронк з чавуну з кулястим графітом, голівка поршня зі сталі. Тронк поршня і гільза циліндра змащуються унікальною системою змащення, що використовує мастильні сопла в спідниці поршня. Така система гарантує чудове функціонування і сталість величини витрат мастила на всіх робочих режимах. Масло подається через шатун в охолоджуючий простір поршня. Охолодження поршня працює за принципом взболтування. Канавки поршневого кільця у верхній частині поршня зміцнені для кращого опору зносу. Голівка і тронк поршня з'єднані одним центральним болтом, що забезпечує симетричний розподіл навантаження в поршні.

Набір поршневих кілець знаходиться в голівці поршня і складається з двох компресійних кілець і одного відповідно підпружиненого маслосборного кільця. Всі кільця хромовані і розташовуються в голівці циліндра. Обидва компресійних кільця профільовані асиметрично.

Кришка циліндра зроблена з сфероїдального або сірого пластинчастого чавуну. Поверхня, яка нагрівається ефективно охолоджується водою. Вода підво-

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

диться радіально від периферії до центру кришки циліндра. Між охолоджуючими перемичками клапанів просвердлені канали для найкращого теплообміну. Сідла випускних клапанів охолоджуються безпосередньо водою. Всі клапани обладнані механізмами повороту клапанів.

Кулачки виготовлено за одне ціле з розподільчим валом з зміцненого матеріалу шляхом штампування. Для забезпечення необхідної жорсткості, для роботи з високими передаючими силами, кулачок розташовується дуже близько до підшипника. Цапфи підшипника зроблені як окремі деталі, які кріпляться до деталей розподільчого валу за допомогою фланцевих з'єднань. Така конструкція дозволяє проводити демонтаж частин розподільчого валу збоку.

Підшипники розподільчого валу розташовані в отворах, інтегрованих в відливці блоку циліндрів. Прикріплений болтами до блоку циліндрів вузол штовхача клапана, полегшує технічне обслуговування.

Штовхачі клапана – поршневого типу, з саморегульованим роликом по відношенню до кулачку для рівномірного розподілу контактної напруги. Пружини клапана забезпечують динамічну стійкість механізму клапана.

Розподільчий вал має привід від колінчастого валу через інтегровану зубчасту передачу. Шестерня розподільчого валу запресована на розподільчий вал. Регулювання часу можливе за допомогою зміни тиску масла на зубчастому колесі.

У рядном двигуні опора ГТН і модуль наддувного повітря являють собою різні модулі. З'єднання між ГТН, охолоджувачем наддувного повітря і каналом продувочного повітря, а також підводи до системи водяного охолодження і корпусу ГТН об'єднані. Така конструкція дозволяє обходитися без труб загального призначення зовні двигуна.

Обраний тип ГТН забезпечує ідеальне поєднання значень високого тиску і хороші ефективності при великих і часткових навантаженнях. ГТН (один або кілька) зазвичай розташовується з приводного кінця, але також може бути встановлений і з боку вільного кінця.

					<i>КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолоджувач наддувного повітря є однорівневим. В обох контурах використовується очищена прісна вода. Охолоджувач наддувного повітря є вставним елементом і може бути легко видалений для очищення повітряної зони.

1.3. Висновок до розділу

Дизельний двигун 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila є сучасним та надійним і відповідає усім вимогам експлуатації на криголах. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 38/47,5 та загальний вигляд судна представлено на кресленнях формату А1.

Для підвищення паливної економічності дизеля 6ЧН 38/47,5 потрібно виконати дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники.

					КРМ.142.6221м.14.01.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

2.1. Загальна характеристика математичної моделі

Розроблений на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ програмний комплекс **«Бліц-PRO»** можна віднести до математичних моделей третього покоління (клас термодинамічних математичних моделей у якому реалізується розрахунок зміни параметрів робочого тіла у циліндрі ДВЗ, заснованого на вирішенні системи диференціальних рівнянь).

Програмний комплекс **«Бліц-PRO»** забезпечує розрахунок робочого процесу відкритої термодинамічної системи «Двигун», в результаті якого користувач отримує як діаграми робочих процесів в окремих відкритих термодинамічних системах, так і їх інтегральні параметри, в тому числі ефективні параметри на виході з ДВЗ, які передаються споживачу енергії та параметри робочого тіла й охолоджувальних теплоносіїв на виході з ДВЗ.

В програмному комплексі **«Бліц-PRO»** для загальної відкритої термодинамічної системи «Двигун» використовуються наступні моделі для взаємодіючих між собою підсистем:

- двозонна 0-D квазістаціонарна модель для відкритої термодинамічної системи «Циліндр», «Ресивер»;
- однозонна 0-D квазістаціонарна модель для відкритої термодинамічної системи «Випускний колектор»;
- 1-D нестационарна модель для відкритої термодинамічної системи «Впускний патрубок», «Вихлопна труба», «Труба компресора»;
- евристичні моделі у вигляді екстрапольованих карт характеристик для відкритої термодинамічної системи «Компресор» «Турбіна».

					КРМ.142.6221м.14.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5

Номінальний режим – це такий режим, при якому двигун розвиває найбільшу свою ефективну потужність зазначену заводом виробником на проміжку часу при заданій частоті обертання і нормальних атмосферних умовах.

Для визначення всіх необхідних параметрів двигуна 6ЧН 38/47,5 і побудови всіх необхідних діаграм та графіків виконується розрахунок робочого циклу суднового дизельного двигуна для номінального режиму з використанням програмного комплексу «**Бліц-PRO**».

Для оцінки отриманих результатів моделювання робочого циклу суднового дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsilac в таблиці 2.1 наведено основні параметри цього типорозміру двигунів й найближчих до нього аналогів.

Таблиця 2.1 – Основні параметри аналогів досліджуваного двигуна

Марка, фірма та розмірність двигуна	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого вала, об/хвил	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН26/26	220,5	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН26/26	184	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН26/26	219	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49, 12ЧН26/26	184	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49, 8ЧН26/26	110	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	154	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН22,9/26,7	179	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик РКСТ, 16ЧН25,4/30,5	161	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН24/28	147	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН28/29	257	1050	10,15	1,65	224	–	5,05	1,78	2,48
Зульцер АТЛ25, 16ЧН25/30	220	1000	9,96	1,79	199	–	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16Т, 16ЧН22,9/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	–	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	–	5,34	1,52	2,43

Початкові данні обиралися з інструкції із експлуатації даного двигуна. Вихідні дані та результати розрахунків робочого циклу для номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) представлено у табличній формі (таблиці 2.2).

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) в програмному комплекс Бліц-PRO

Number of strokes	Four-stroke
Ignition type	Compression-ignition
Combustion model	combust_opt1
Injections number	injn_opt1
Supercharging system	sc_opt2
Type of the supercharger	sc1_opt2
TMAP1 check	checked
TMAP1 name	ABB VTR354
del ro_cyl, %	0.0204102657393417
del ro_res, %	0.0168120253759968
del ro_exh, %	0.0194578640875852
del Power_TC, %	-23.8281055340344
del Pik, %	0.0147971863255365
Number of iterations	26
Brake power, kW	3060.02148676124
crank speed	1000
Air excess ratio	2.51921256568254
Fuel mass per cycle, g	2.09445979702289
Friction power, kW	237.907067634175
Brake torque, N*m	29221.0527351277
Brake mep, kPa	2401.46718730504
Friction mep, kPa	186.706537527006
Brake efficiency, %	44.8671822680896
Mechanical efficiency, %	92.7861667191942
Brake sfc, g/(kW*h)	187.469204172718
Gross indicated power, kW	3251.04627528362
Net indicated power, kW	3297.92855439542
Pumping strokes power, kW	46.8822791117987
Gross mean indicated pressure, kPa	2551.3810894077
Net mean indicated pressure, kPa	2588.17372483205
Indicated efficiency, %	48.3554648872117
Indicated sfc, g/(kW*h)	173.945488330844
Volumetric efficiency, %	93.6808344245954
Residual gases fraction, %	0.109755185129653
Scavenging factor	1.14658582624177
Maximum pressure Pz, kPa	20070.957760881
Maximum temperature Tz, deg. C	1325.21178416663
Firing pressure Pc, kPa	18889.5296981169
Firing temperature Tc, deg. C	990.674327189935
Exhaust oppening pressure pb, kPa	1508.50438175362
Exhaust oppening temperature Tb, deg. C	1051.3031657986

Intake pressure p _{int} , kPa	99
Ambient temperature t ₀ , deg. C	25
Outlet compressor pressure p _k , kPa	435.664456543634
Outlet compressor temperature t _k , deg. C	253.450937152977
Reciever average pressure p _s , kPa	431.339827564329
Reciever average temperature t _s , deg. C	55.663089927389
Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	353.144211901496
Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	494.471867536345
Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	105.405786224131
Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	324.45032830709
Combustion start, c.a.d.	361.2
Duration of combustion, c.a.d.	106.605928784956
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	561.69782615202
Duration of injection, c.a.d.	28
Injection start, c.a.d.	358.8
Sauter average droplet size, mcm	12.4600077556145
Ignition delay, c.a.d.	2.30144643126701
Average injection pressure, kPa	164.122136482797
Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	370.39986375466
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0.00793752578195385
Intake valves/ports mass flow, G _{int} , kg/s	6.23872269088359
Exhaust valves/ports mass flow, G _{exh} , kg/s	6.2387223419982
Turbine mass flow, G _t , kg/s	6.24589960526233
Cylinder head wall av. temperature, deg. C	454.055989542339
Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	445.463613821293
Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	218.695512254092
Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	239.399371904212
Reciever wall av. temperature, deg. C	81.8452740612159
Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	508.839853648726
Incyylinder resulting temperature, deg. C	607.877648347889
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	509.070387225005
Incyylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.95197816589915
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	6.12867075014623
Turbine pressure drop ratio	3.350330418774
Reffered compressor flow, kg/s	6.03098849150674
Redused turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.490023125271777
Reffered compressor speed, rpm	21933.6631936266
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	791.657811128655
Actual compression ratio	14.0440986566284
Compressor power, kW	1466.41607422312
Turbine power, kW	1123.9838143006
Turbine power in pulse flow, kW	1154.19507865132
Compressor adiabatic efficiency, %	67.0243573553787
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	79.2273995135603
Turbine efficiency in pulse flow, %	78.3988149056413
Turbine pulse fuctor, %	1.02687873612265
Supercharger speed, rpm	21865.9298150048
Supercharger pressure increase ratio	4.40065107619832
Turbine equivalent flow area, sq. mm	3750
Relative turbine mass flow multiplier	1
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	6640.37062860773
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	224.806284775541
Friction heat rejected to cooling water, kW	154.639593962214
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	379.445878737755

Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	74.0925206478595
Friction heat rejected to oil, kW	83.2674736719612
Total heat rejected to oil, Q_{oil} , kW	157.359994319821
Heat, rejected in charge air cooler Q_{cac} , kW	1260.46456327604
Exhaust gases heat, Q_{eg} , kW	2116.67794082564
Exhaust manifold cooling, Q_{exh} , kW	12.9504186568872
Receiver cooling, Q_{res} , kW	-9.61896196309779
Total heat, Q_{sum} , kW	6996.53924454047

Основні результати моделювання двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) представлено у вигляді графічних залежностей зміни параметрів на рис. 2.1–2.9.

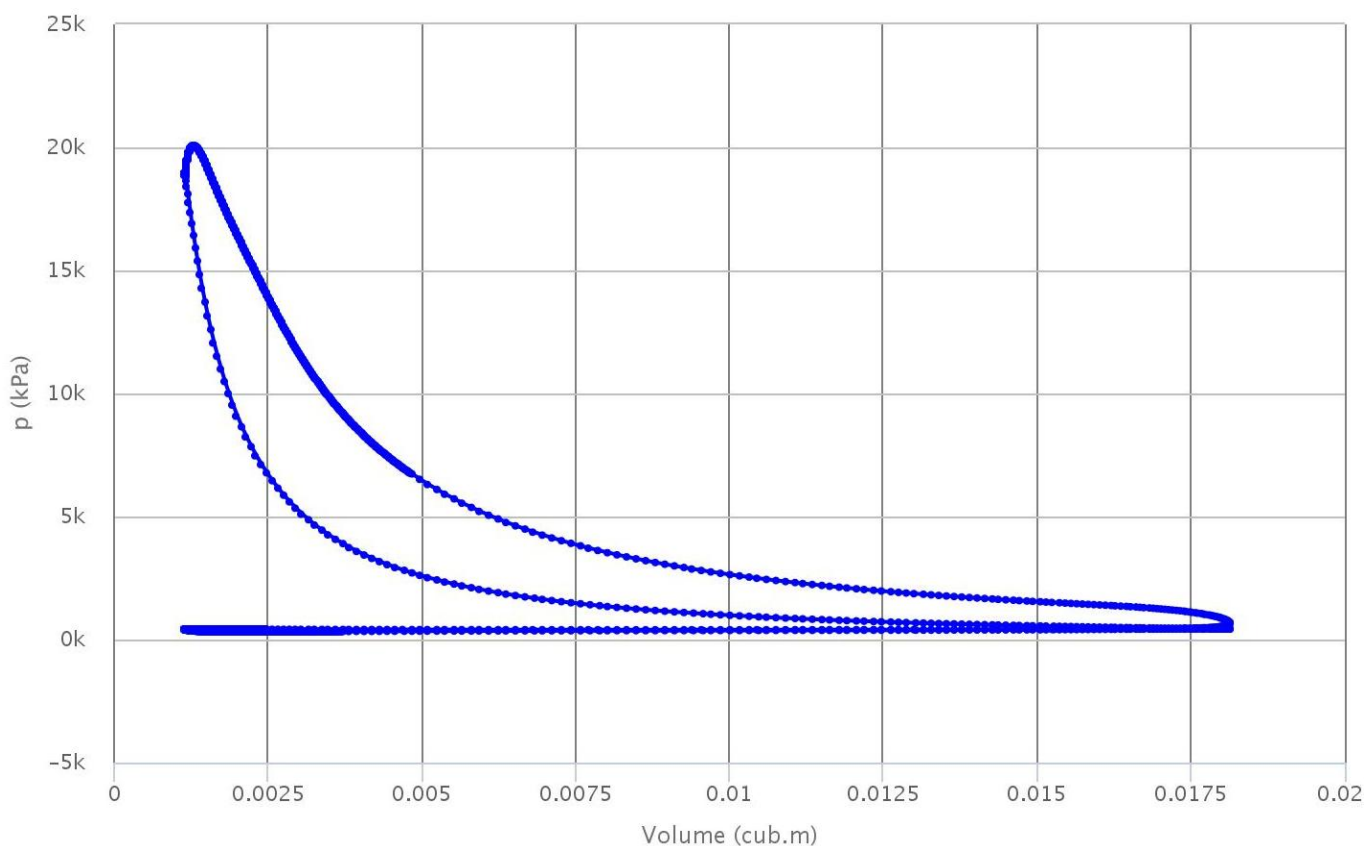


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

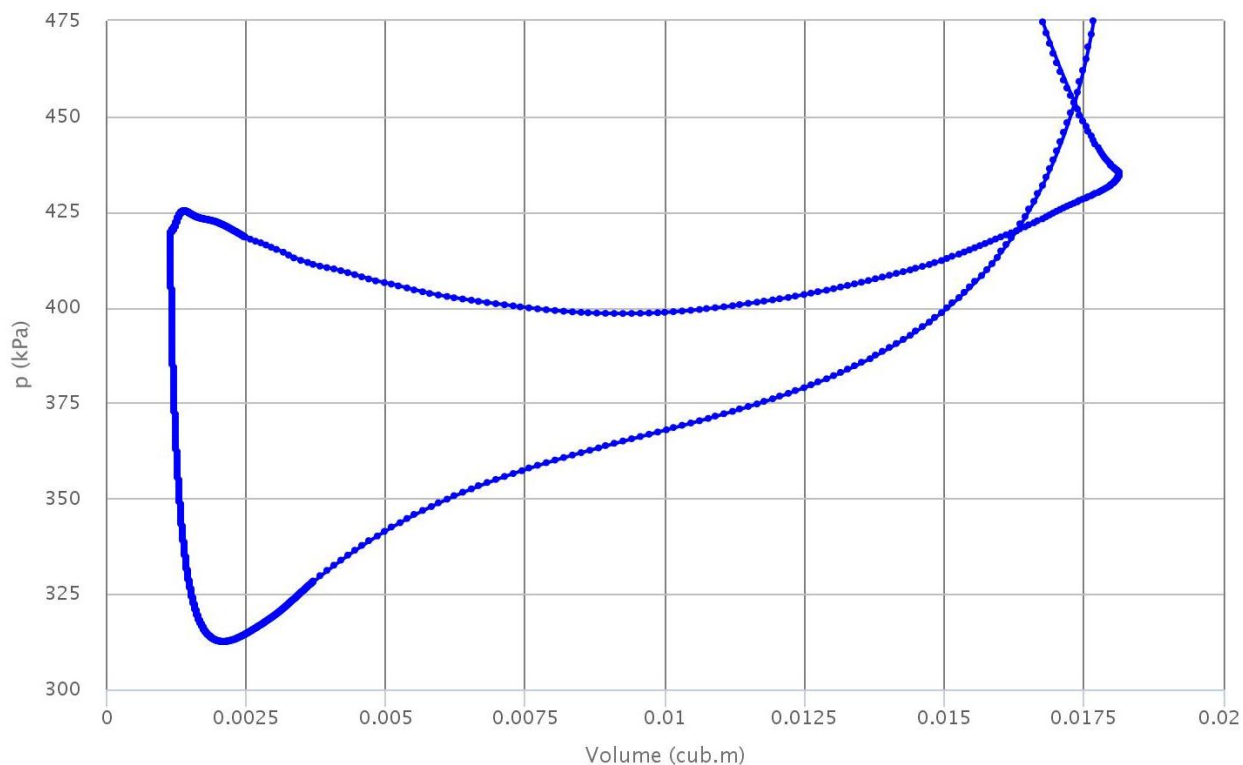


Рисунок 2.2 – Насосні ходи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

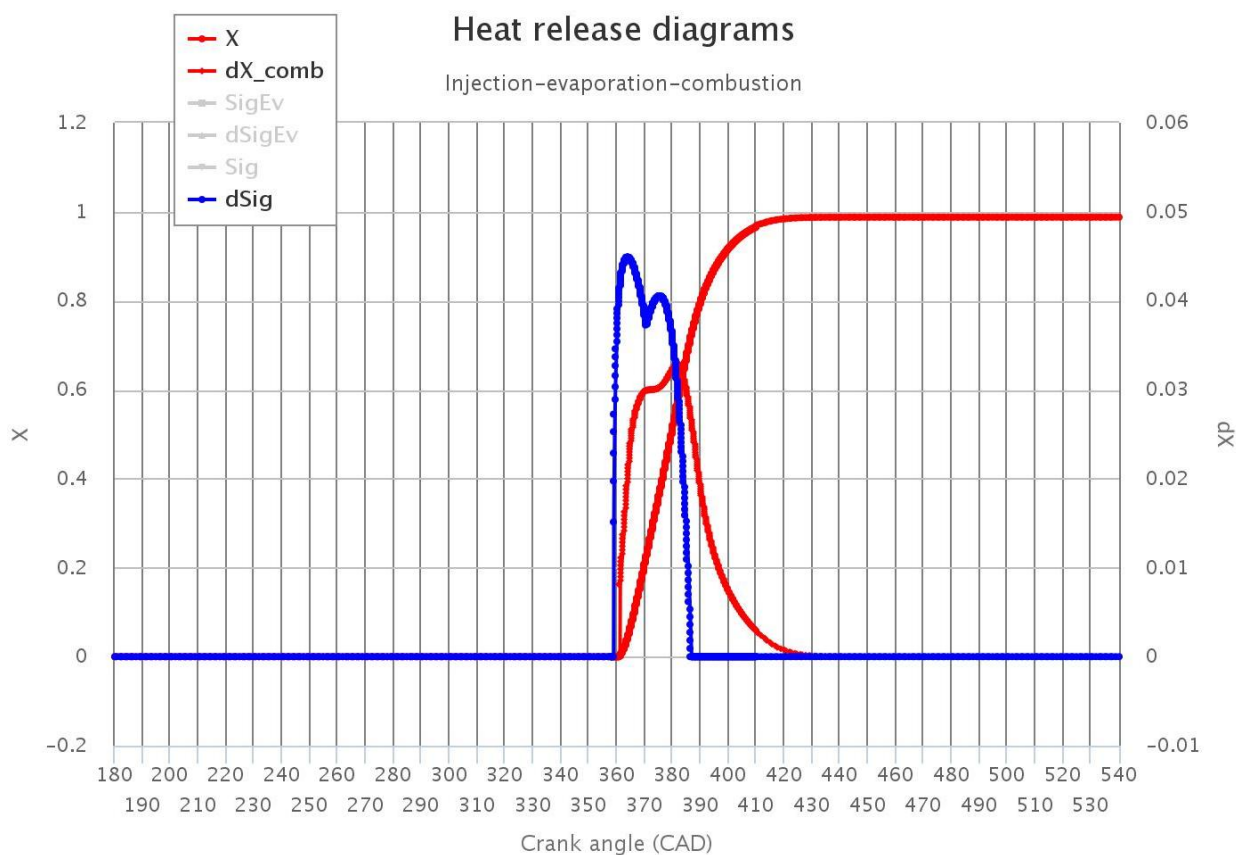


Рисунок 2.3 – Діаграма тепловиділення палива(x, dx_comb), та діаграма впорскування палива ($dSig$) суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

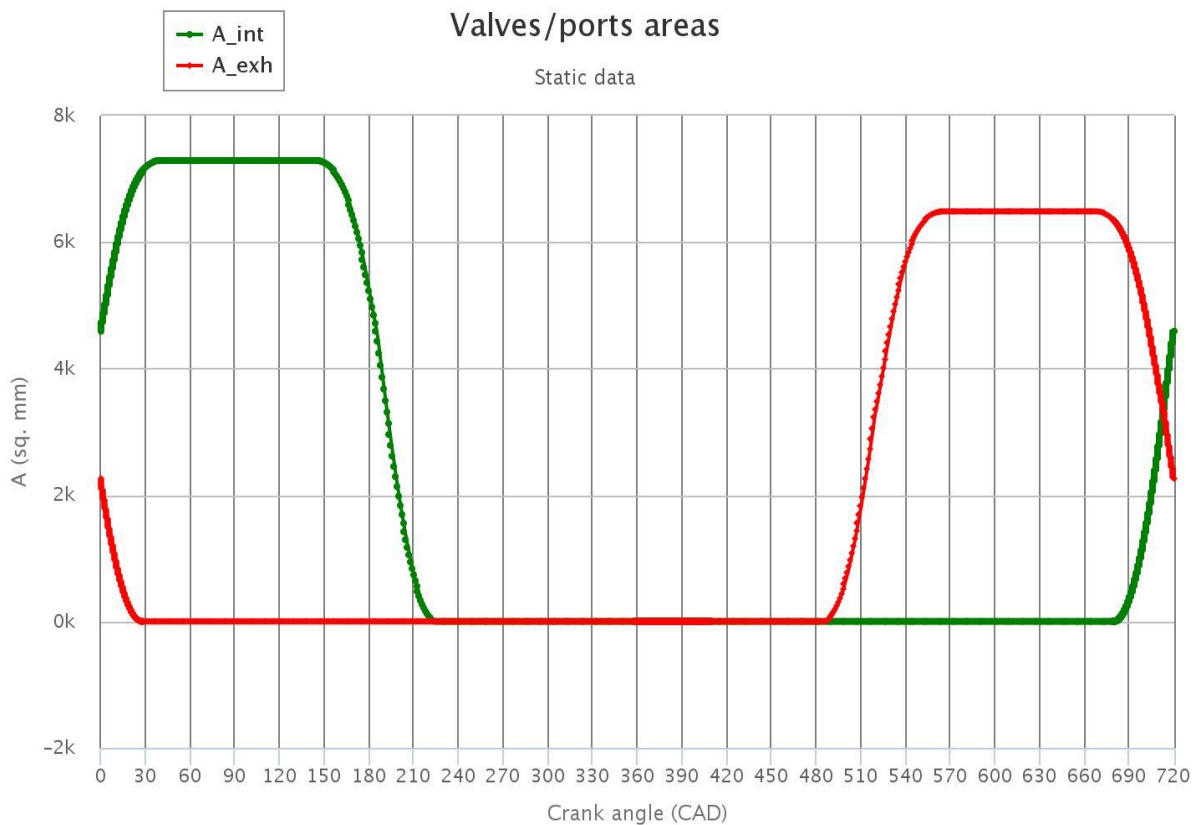


Рисунок 2.4 – Діаграма підйому впускного (A_{int}) та випускного клапанів (A_{exh}) суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

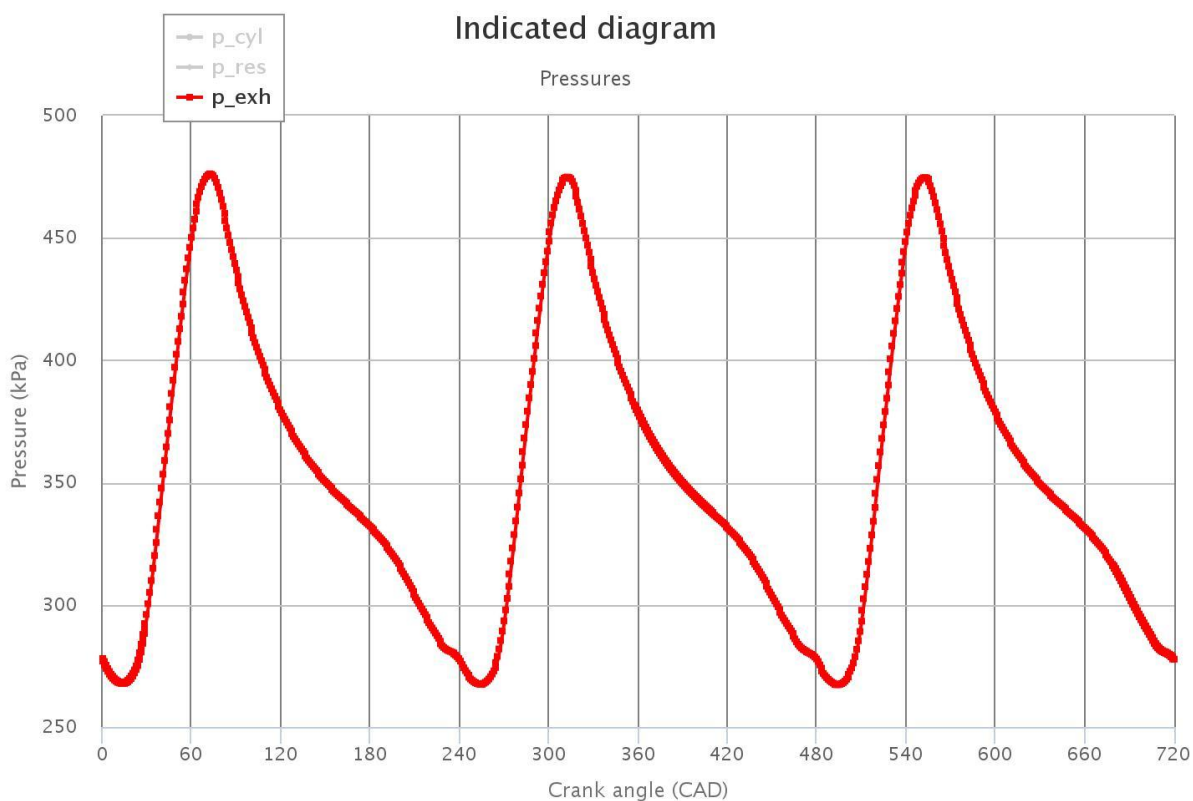


Рисунок 2.5 – Діаграма зміни тиску в випусковому ресивері суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

					<i>KPM.142.6221м.14.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

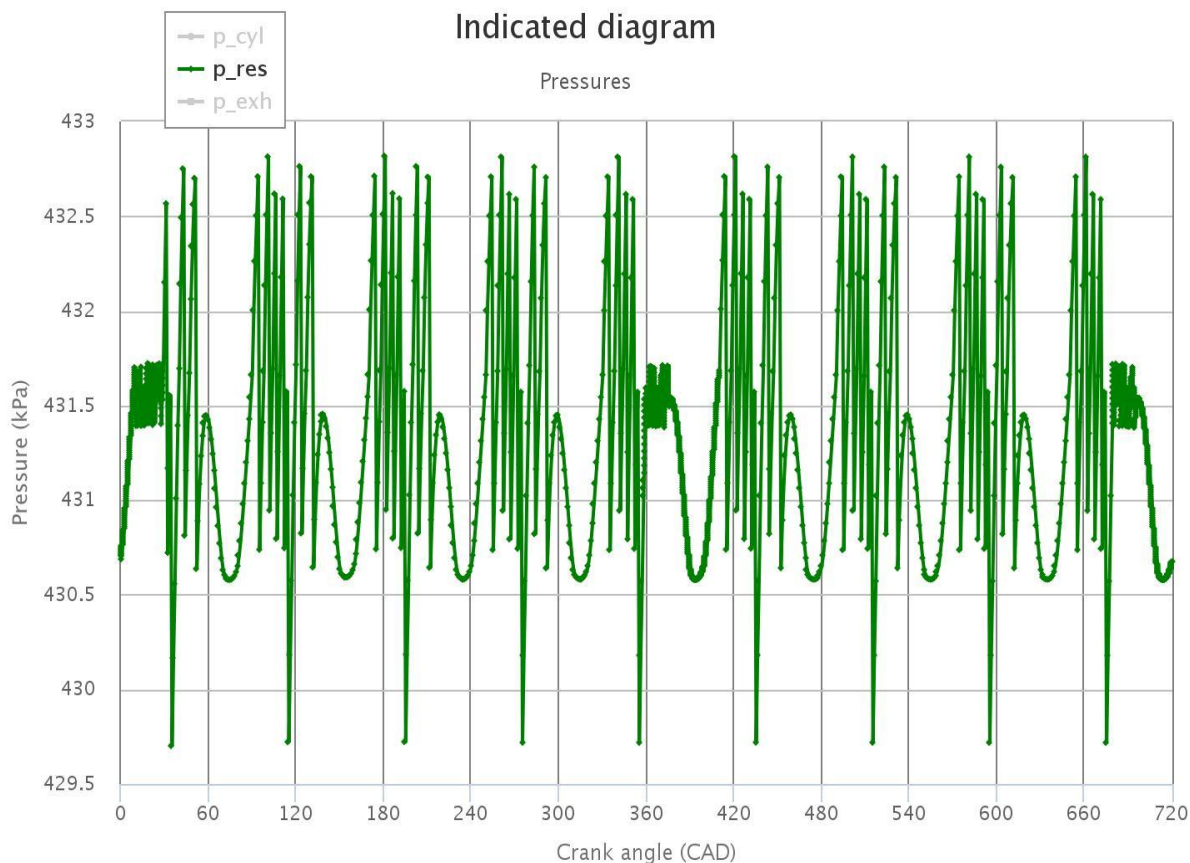


Рисунок 2.6 – Діаграма зміни тиску в впускному ресивері суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

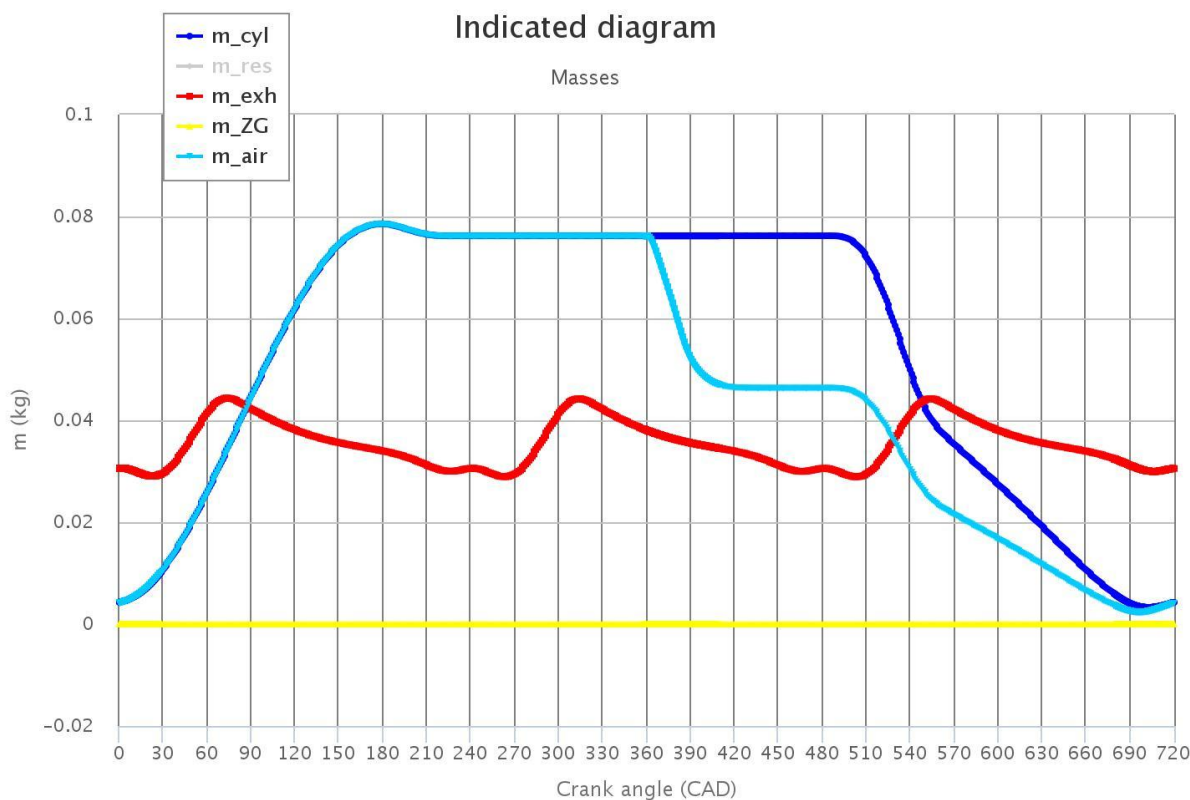


Рисунок 2.7 – Діаграма зміни мас в двигуні 6ЧН 38/47,5 (6L38)

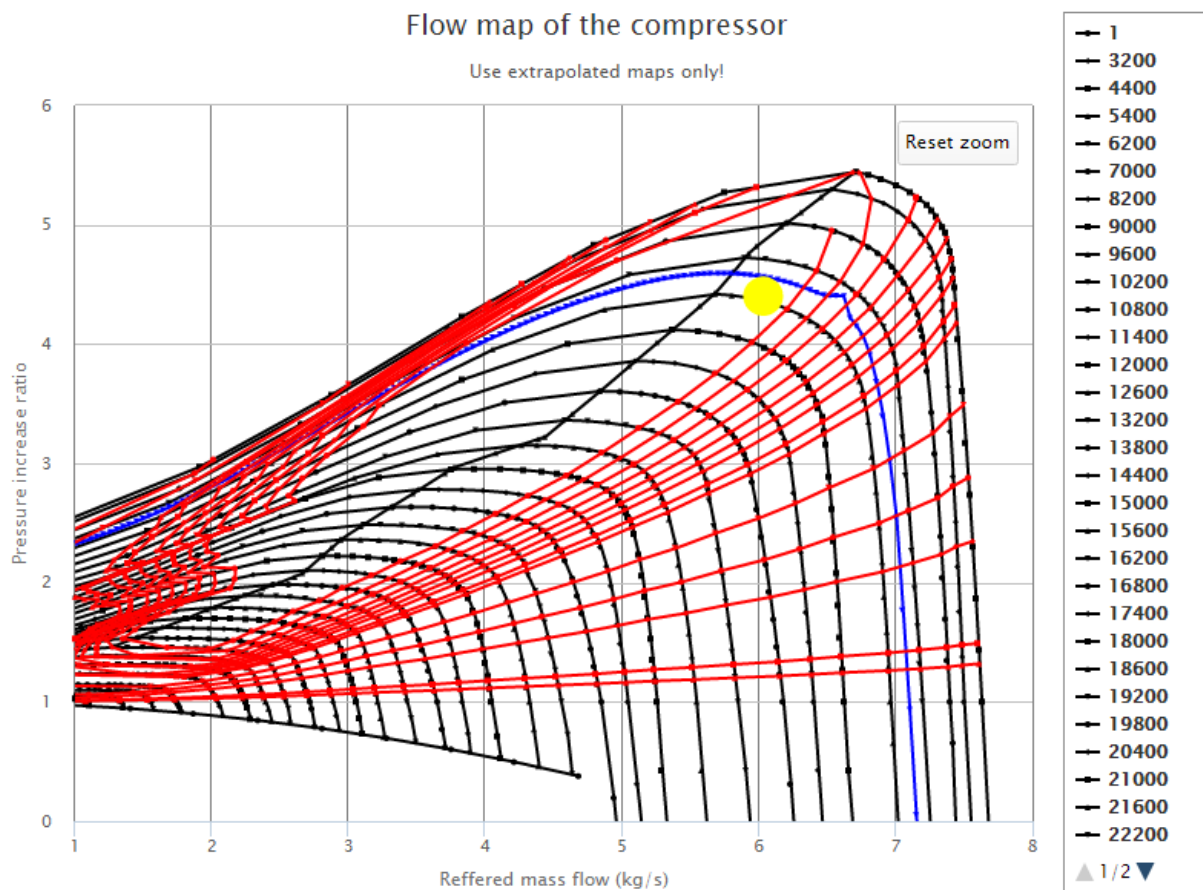


Рисунок 2.8 – Характеристика ТК зі зображеною на ній робочою точкою

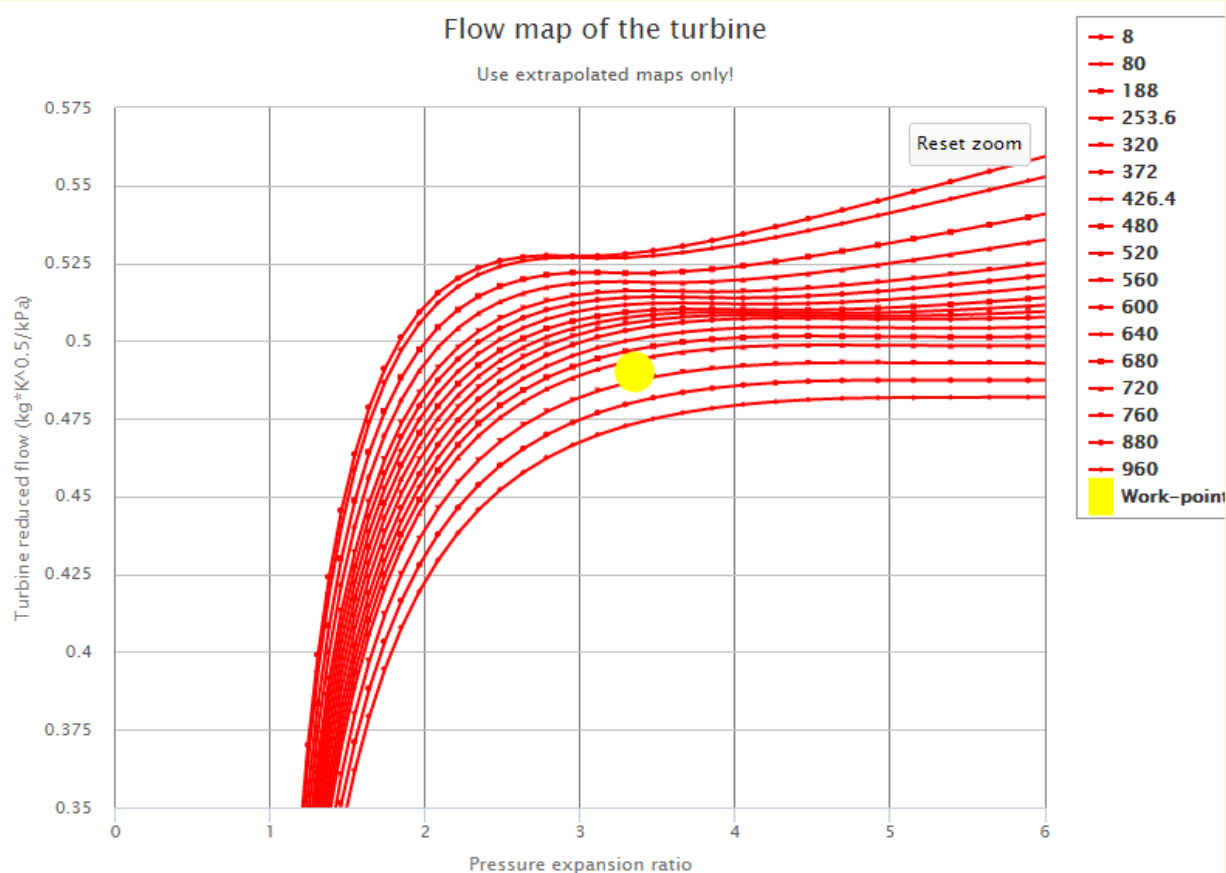


Рисунок 2.9 – Характеристика турбіни зі зображеною на ній робочою точкою

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.14.02.ПЗ

Аркуш

2.3. Висновок до розділу

У результаті виконаного розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsilae, отримано всі основні параметри робочого циклу, а також побудовано графічні залежності зміни основних параметрів від кута повороту колінчастого валу.

					<i>KPM.142.6221м.14.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ОРГАНІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1. Задачі газообміну ДВЗ

Для здійснення робочого циклу необхідно після завершення процесу розширення видалити з циліндра продукти згоряння і заповнити його до початку стиснення зарядом свіжого повітря. Ці завдання вирішуються в процесі газообміну.

Заданий ступінь форсування двигуна обумовлює тиск наддуву у впускному ресивері p_s , який являє собою тиск повітря в ресивері безпосередньо перед впускними органами. Тиск повітря p_k , що створюється наддувними агрегатами, вищий за тиск p_s на значення опору повітроохолоджувача $\Delta p_s = 0,002 \dots 0,004$ МПа. У своєю чергою $p_k = P_0 \pi_k$ (π_k – ступінь підвищення тиску в наддувному агрегаті). У двигуні без наддуву тиск повітря перед циліндром визначається тиском навколишнього середовища.

Середній тиск газів за циліндром (у випускному патрубку) p_r або p_t у двигунах із наддувом перебуває у прямій залежності від тиску повітря перед циліндром (у ресивері) p_s та опору продувно-випускного тракту циліндра, який здебільшого визначається опором продувно-випускних вікон або клапанів $P_t = \xi_n P_s$ де ξ_n – коефіцієнт втрати тиску (P_s завжди має бути більшим за P_t).

У двигунах із випуском в атмосферу тиск p_r залежить від опорів випускного трубопроводу, утилізаційного котла і глушника шуму на випуску, і лежить у межах абсолютного тиску $p_r = 0,103 \dots 0,105$ МПа. Такий самий тиск характеризує умови у випускному трубопроводі за турбіною в двигуні з газотурбонагнітачем (ГТН). Температура наддувного повітря (за компресором):

$$T_k = T_0 \pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}},$$

де T_k – температура наддувочного повітря в $^{\circ}\text{C}$; $\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$ – ступінь підвищення тиску в наддувному агрегаті; n_k – показник політропи стиснення повітря в нагнітачі (для відцентрових нагнітачів $n_k = 1,6 \dots 1,8$, для поршневих насосів $n_k = 1,45 \dots 1,6$).

					<i>KPM.142.6221m.14.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У сучасних дизелях T_k досягає $170...190^\circ \text{C}$. Температура повітря перед циліндром (у ресивері) T_s (після стиснення в наддувних агрегатах повітря зазвичай прямує в повітроохолоджувач і лише потім надходить у ресивер). У двигунах без наддуву температура повітря перед циліндрами визначається температурою охолоджувального середовища T_0 .

3.2. Особливості газообміну чотиритактних дизелів

На газообмін у чотиритактному циклі відводяться два ходи поршня. Насправді для повнішого очищення циліндра від продуктів згоряння і кращого наповнення свіжим повітрям з урахуванням інерційності газових потоків впускні та випускні клапани, як це видно з діаграми газорозподілу (рис. 3.1), доводиться відкривати раніше, а закривати пізніше відповідних мертвих точок.

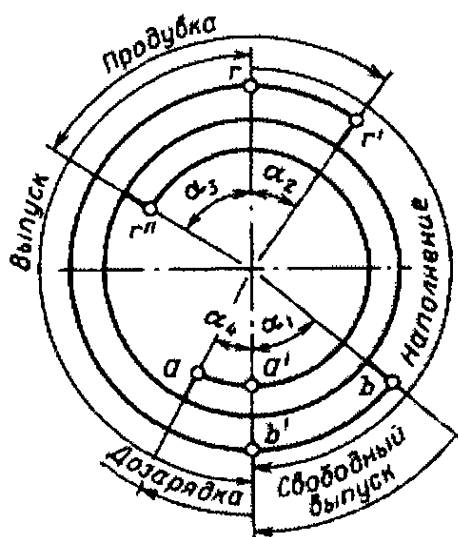


Рисунок 3.1 – Кругова діаграма фаз газорозподілу чотиритактного дизеля

У підсумку тривалість газообміну займає більше двох ходів поршня і складається з наступних періодів: вільного випуску bb' , випуску $b'r$, продування $r''r$, r' , наповнення ra' і дозарядки $a'a$.

На рис. 3.2 наведено криві зміни тисків у циліндрі $p_{ц}$, у випускному патрубку $p_{т}$ і в ресивері p_s у функції кута повороту вала. Тут же нанесені моменти відкриття і закриття клапанів. Вільний випуск починається в момент відкриття випускного клапана, здійснюваного за $20...50^\circ$ п.к.в. до приходу поршня в НМТ, тому розши-

рення газів у циліндрі закінчується раніше – у точці b . Тиск у циліндрі в цей момент дорівнює 0,88 МПа, а тиск у випускному патрубку – 0,16 МПа.

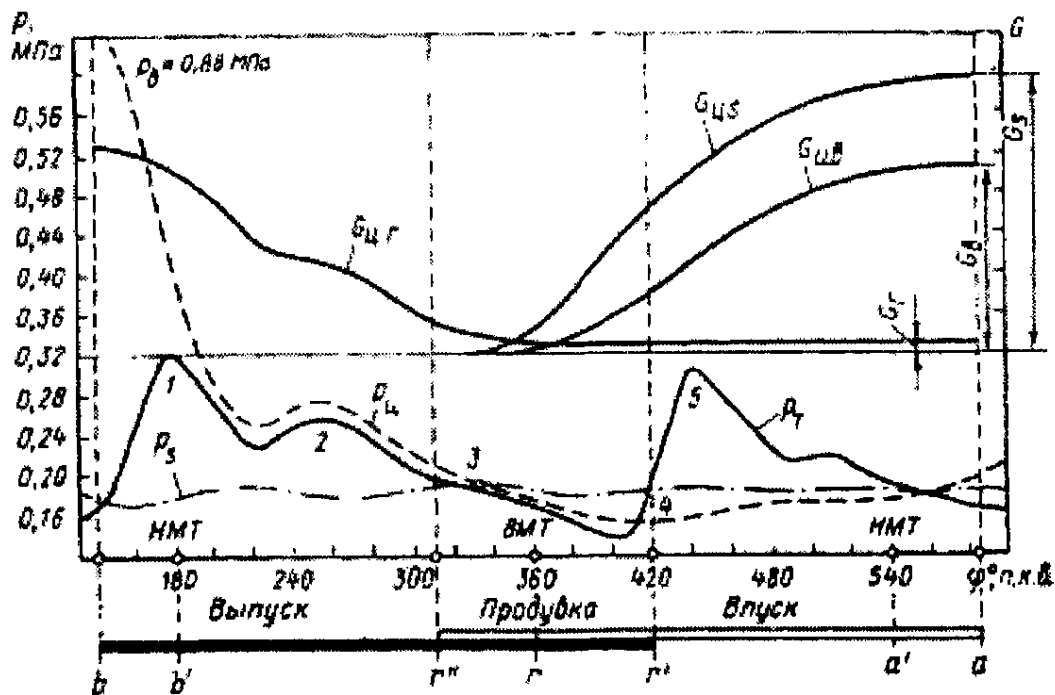


Рисунок 3.2 – Зміна тиску в процесі газообміну у 4-х тактному двигуні

Настільки значна різниця сприяє тому, що, незважаючи на триваючий рух поршня вниз, гази з великою швидкістю спрямовуються з циліндра у випускний патрубок. Через малий об'єм патрубку і випускного тракту, яким газ прямує до газової турбіни, тиск у ньому різко піднімається і виникає імпульс тиску (на рис. позначений цифрою 1).

Тривалість вільного випуску bb' приблизно відповідає куту випередження відкриття випускного клапана a_1 . Примусовий випуск умовно починається в НМТ і триває протягом усього ходу поршня до ВМТ. У початковій фазі висхідного руху поршня ефект виштовхування невеликий, тому що біля мертвої точки мала швидкість поршня, і витікання з циліндра відбувається переважно внаслідок перепаду тисків ($p_{ц} - p_{т}$, тобто в режимі вільного випуску). Надалі швидкість поршня збільшується, в середній частині досягає максимуму, зростає і маса газу, що виштовхується поршнем. Це призводить до вторинного підвищення тиску (цифра 2, див. рис. 3.2) у випускному патрубку, на яке суттєво впливає також перший імпульс тиску. Через зростаючий опір витіканню газу з циліндра падіння тиску в ньому в

цей час сповільнюється. Зміна маси укладеного в циліндрі газу характеризується кривою $G_{цг}$.

Продування починається з відкриттям впускного клапана (орієнтовно за $30...50^\circ$ п.к.в. до приходу поршня у ВМТ) – r'' і закінчується в момент закриття впускного клапана ($40...70^\circ$ п.к.в. за ВМТ) – r' . До моменту повного відкриття впускного клапана тиск $p_{ц}$ виявляється рівним, а потім і нижчим за тиск повітря в ресивері p_s – точка 3, завдяки чому він отримує можливість надходити в циліндр, незважаючи на триваючий рух поршня вгору. Тиск у впускному патрубку p_T ще нижчий ($p_T < p_{ц} < p_s$), гази, що залишилися в камері стиснення, витісняються повітрям і йдуть разом із ним у впускний тракт. Падіння тиску в циліндрі та впускному патрубку триває впродовж усього періоду продування, і різниця тисків $p_s - p_{ц}$ найбільшого значення (4) досягає в той час, коли поршень, рухаючись вниз, набуває максимальної швидкості. Це сприяє ще більшому надходженню повітря в камеру стиснення та її продувці. Завдяки продувці забезпечується можливість заповнення повітрям не тільки об'єму циліндра, описуваного ходом поршня, а й об'єму камери стиснення. Наявність періоду продувки сприяє також зниженню температур стінок камери, впускного клапана і його сідла, температури впускних газів, а це позитивно позначається на ресурсі газової турбіни. Тому в двигунах із високим наддувом, де проблема теплонапруженості особливо гостра, йдуть на збільшення фази перекриття клапанів: в окремих двигунах вона досягає 150° п.к.в.

Наповнення циліндра свіжим зарядом повітря фактично починається поблизу ВМТ і спочатку, до закриття впускного клапана – r' , протікає одночасно з продуванням. Закінчення наповнення збігається з приходом поршня в НМТ.

Після закриття впускного клапана значення і характер зміни тиску у впускному тракті несуттєві. Не впливає і та обставина, що до патрубка в цей момент підходить хвиля тиску (5), що виникла завдяки вільному випуску, який розпочався, і появі імпульсу тиску в циліндрі, об'єднаному з розглянутим загальним впускним трактом. До закінчення наповнення тиск у циліндрі $p_{ц}$ піднімається і досягає значення p_s .

					КРМ.142.622/м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дозарядка триває від НМТ, і, хоча поршень пішов угору, повітря продовжує надходити до циліндра через відкритий клапан унаслідок відсмоктувальної дії стовпа повітря, що рухається за інерцією впускним трактом, а також унаслідок існування позитивної різниці $p_s - p_{\text{ц}}$.

В останній фазі дозарядки через рух поршня вгору тиск у циліндрі $p_{\text{ц}}$ починає зростати, незважаючи на все ще відкритий впускний клапан. Тут дається взнаки дроселювання повітря в щілині під клапаном, що зменшується (оскільки він уже почав закриватися). Із закриттям впускного клапана (a) дозарядка і газообмін завершуються. Загальна тривалість газообміну чотиритактного двигуна становить $400 \dots 500^\circ$ п.к.в.

У низці конструкцій сучасних двигунів із високим ступенем наддуву, впускний клапан закривається не за $40 \dots 50^\circ$ за НМТ (див. рис. 3.1), а з метою збільшення ступеня стиснення в циліндрі закриття клапана здійснюється в зоні НМТ. Це повинно призвести до зменшення тривалості впуску і негативно позначитися на величині заряду повітря, але завдяки високому тиску наддуву і у зв'язку з малими подачами палива на малих навантаженнях, у цих умовах необхідна величина заряду повітря забезпечується.

3.3. Використання повного факторного експерименту для дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ

При використанні фізичного чи числового експерименту для дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ необхідно перш за все обов'язково виконати процедуру його планування. Планування експерименту полягає у виборі кількості та умов його проведення, що є необхідними та цілком достатніми для поставлених задач дослідження, а також дають потрібну точність отриманих результатів.

Планування експерименту для дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ повинне забезпечити:

1. Максимальну мінімізацію кількості проведених дослідником експериментів об'єкта.

					КРМ.142.6221м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Одночасне комбінування всіх обраних змінних, що обумовлюють робочий процес, за спеціальними заздалегідь розробленим алгоритмом виконання досліджу.

3. Для забезпечення процедури формалізації відповідних дій дослідника застосувати потрібний математичний апарат.

4. Обрання необхідної стратегії дослідження, яка повинна забезпечити прийняття обґрунтованих рішень дослідником після виконання кожного комплексу експериментів об'єкту.

Формалізуючи певну задачу експериментального дослідження параметрів двигуна, відповідно до рис. 3.3, при проведенні планування об'єкт дослідження (двигун) представляють у вигляді так званої «чорної скриньки». Для реалізації експерименту потрібно мати можливість впливати на поведінку об'єкта дослідження («чорну скриньку»). Усі ймовірні шляхи такого впливу на двигун зазвичай прийнято називати факторами впливу.

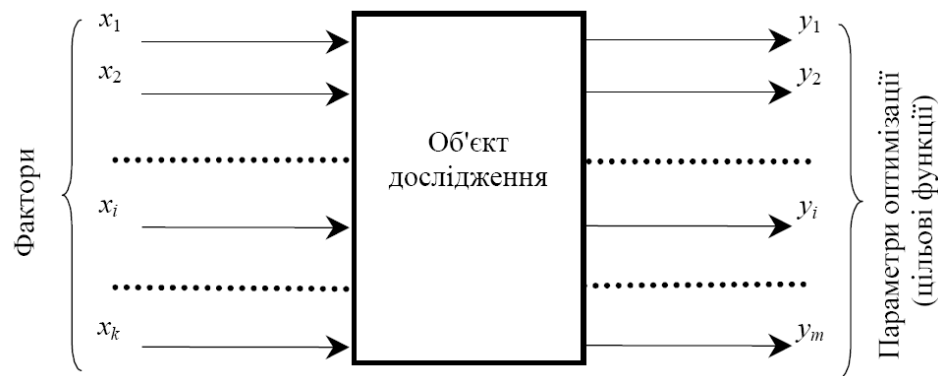


Рисунок 3.3 – Узагальнена схема представлення можливого об'єкта дослідження (ДВЗ) у вигляді так званої «чорної скриньки»

На узагальненій схемі, представленій на рис. 3.3 фактори впливу на об'єкт умовно позначено стрілками, що входять у неї та позначаються літерою x . При реалізації експериментальних досліджень впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ фактором впливу є вимірюваний змінний параметр, що у певний момент набуває деякого свого значення. При цьому обраний фактор впливу x_i відповідає способу дії на об'єкт дослідження. Кожний обраний дослідником фактор впливу x_i має свою певну зону визначення (межі зміни), тобто сукупність можливих його значень, які він може набути при досліді. Межі визна-

чення обраного дослідником фактору впливу x_i можуть бути як неперервними так і дискретними. Також, потрібно відзначити той факт, що у задачах планування ця зона зміни завжди розглядається дискретною, тобто кожний обраний дослідником фактор впливу x_i може мати деяку кількість значень чи якихось рівнів.

Фактори впливу x_i , що обираються дослідником для проведення експерименту ДВЗ можна умовно поділити на кількісні і якісні. Кількісні фактори впливу можна представити певним еквівалентним числом, наприклад, для ДВЗ – ступінь стиснення, визначається як відношення повного об'єму робочого циліндру до об'єму камери стиснення, або ще, наприклад, тривалість впорскування циклової дози палива, яка визначена у градусах повороту колінчастого валу. Стрілки, що виходять з об'єкта дослідження (рис. 3.3), означають числові характеристики поставлених цілей експериментального дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ та умовно позначаються літерою y . Числову характеристику експериментального дослідження ДВЗ також називають параметрами оптимізації чи цільовою функцією експериментального дослідження. У разі обрання однієї цільова функція експериментального дослідження ДВЗ (наприклад, питомої ефективної витрати палива), то усі інші обрані параметри оптимізації виступають у ролі певних обмежень (наприклад, максимальні тиск та температура згоряння, тощо). Обрана цільова функція також є ознакою об'єкта. Ознака об'єкта дослідження має своє кількісне значення, а також може бути визначена за будь-якого поєднання різних факторів впливу x_i на об'єкт. При цьому множину певних значень, що може мати цільова функція зазвичай також називають зоною її визначення. Під математичною моделлю об'єкта експериментального дослідження розуміють певне математичне рівняння, що поєднує у своєму складі зв'язком між собою цільову функцію та фактори впливу x_i :

$$y = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_k).$$

Кожний, обраний для проведення експериментальних досліджень впливу параметрів x_i органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ може приймати деякий набір певних своїх значень. Ці значення називаються рівнями фактору впливу x_i . Таким чином, чітко фіксований набір певних рівнів обраних дослідником

					КРМ.142.622/м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

факторів впливу x_i визначає один з ймовірних станів ДВЗ, а отже і умови виконання одного з ймовірних експериментальних дослідів.

У разі якщо перебрати усі вірогідні поєднання обраних дослідником факторів впливу x_i , то буде одержана повна множина можливих станів «чорної скриньки». У разі якщо усі обрані дослідником фактори впливу x_i мають однакову кількість рівнів позначених p , то загальна кількість можливих станів досліджуваного об'єкта N визначається наступним чином:

$$N = p^k,$$

де k – кількість обраних дослідником факторів впливу x_i .

При виконанні дослідником планування свого експерименту до обраних факторів впливу x_i і до об'єкту дослідження висуваються такі вимоги, як відтворюваність результатів, а також керованість. Вимога щодо відтворюваності отриманих дослідником результатів експерименту об'єкта полягає у тому, що отримане значення, обраної ним цільової функції, при деякому фіксованому рівні факторів впливу x_i за умови здійснення експерименту через різні, а також нерівномірні проміжки часу, відповідає інтервалу задовільної похибки. Тоді, як під умовою керованості об'єкта розуміють можливість обрання дослідником в кожному випадку тих рівнів факторів впливу x_i , що складають найбільший інтерес для нього.

При реалізації дослідником планування експерименту окрім певної сукупності обраних ним факторів впливу x_i , рівні яких варіюються під час здійснення експерименту, також висувається вимога сумісності. Під сумісністю обраних дослідником факторів впливу x_i розуміють можливість і безпечність виконання експерименту при будь-якому можливому співвідношенні обраних ним факторів x_i . Перед формуванням плану проведення експериментального дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники ДВЗ необхідно з'ясувати зони визначення обраних факторів, значень основних рівнів, а також інтервали варіювання x_i . Для визначення зони x_i (максимального і мінімального значення, який приймає цей фактор впливу) потрібно зробити аналіз наявної у розпорядженні інформації про об'єкт дослідження та принципові обмеження. Основним, чи нульовим, рівнем обраного дослідником фактора впливу x_i називають таке його значен-

					КРМ.142.622/м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ня, яке приймається за базове (початкове) під час формування плану матриці експерименту. Можливий інтервал зміни x_i – це таке певне число, додавання якого до базового дозволяє отримати досліднику значення наступного рівня x_i , а віднімання – значення попереднього рівня x_i . Інтервал варіювання обраного дослідником x_i не може бути меншим за похибку і не може бути більшим за значення, при якому верхній чи нижній рівень виходять за межі визначення x_i . Зона визначення x_i обмежується його верхнім рівнем (максимум), а також нижнім рівнем (мінімум).

Повний факторний експеримент – експеримент, під якого досліджуються всі можливі варіанти поєднання рівнів обраних дослідником факторів впливу x_i .

У разі виконання експерименту прийняти, що x_i може набувати лише значення, що відповідають верхньому і нижньому його рівню, то такий експеримент називають повним факторним експериментом типу – 2^k (де k – кількість факторів впливу). У разі якщо ж обрані дослідником фактори впливу x_i набувають значення, що відповідають нижньому, верхньому та основному рівням, то такий експеримент називають повним факторним експериментом типу – 3^k . Для спрощення, а також забезпечення можливості уніфікації позначень основний рівень x_i кодують як $x = 0$, верхній – як $x = +1$, а нижній – $x = -1$. Для визначення поєднання цих обраних факторів x_i у кожному досліді повного факторного експерименту досліднику потрібно скласти так звану матрицю виконання експерименту.

3.4. Розрахунок режимів роботи головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 для різного поєднання факторів із використанням плану-матриці повного факторного експерименту

Таким чином для виконання дослідження впливу параметрів органів газорозподілу на ефективні показники суднового дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila обираємо найбільш значущі фактори, значення яких повинні бути оптимізовані для забезпечення мінімальної витрати палива при заданій потужності головного суднового двигуна. Можна виділити наступні основні фактори, що обумовлюють газообмін і як можна досить легко корегувати без внесення змін у конструкцію дизеля 6ЧН 38/47,5:

					КРМ.142.6221м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- $\varphi_{\text{від.вип}}$ – кут відкриття випускного клапану до НМТ φ_{EVO} ;
- $\varphi_{\text{зак.вип}}$ – кут закриття випускного клапану після ВМТ φ_{EVC} .

При розрахунку номінального режиму роботи дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38), в програмному комплексі «Blic-Pro», були підібрані наступні кути відкриття та закриття випускних клапанів: $\varphi_{\text{EVO}} = 55^\circ$; $\varphi_{\text{EVC}} = 28^\circ$.

Для досліджуваних факторів обираємо інтервали варіювання:

- для φ_{EVO} : 15° ;
- для φ_{EVC} : 15° .

Обираємо цільові функції для розрахунку дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38):

- витрата повітря через двигун G , кг/с;
- коефіцієнт надлишку повітря α ;
- ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год);
- коефіцієнт залишкових газів γ_r , %;
- степінь підвищення тиску в компресорі π_k , бар;
- коефіцієнт наповнення η_v , %;
- потужність насосних ходів P_{pump} , кВт.

З розрахунку робочого циклу (розділ 2) маємо наступні данні за цими параметрами: $G = 6,2$ кг/с; $\alpha = 2,51$; $g_e = 0,187$ кг/(кВт·год); $\gamma_r = 0,109$ %; $\pi_k = 4,4$ бар; $\eta_v = 93,6$ %; $P_{\text{pump}} = 46,8$ кВт. Обираємо обмежування для розрахунку робочого циклу дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38) при зміні значень факторів:

- максимальний тиск в циліндрі не повинен перевищувати заданий, в зв'язку з конструктивними параметрами двигуна $P_z \leq 20 \pm 1$ МПа;
- тиск впорскування не повинен перевищувати значення $P_{\text{впор.}} = 164 \pm 5$ МПа;
- жорсткість згоряння – $(dp/d\varphi)_{\text{max}} \leq 560 \pm 5$ кПа/п.к.в.

Також прийнято що ТКС не змінюється, а на потрібні параметри виходимо за допомогою підбору тиску надуву p_k .

Для планування експерименту типу – 3^k та створення матриці плану використовується наступна залежність:

$$K = \frac{1}{3} \left(\text{Ціле} \left[\frac{i-1}{3^{(j-1)}} \right] + 1 \right) - \text{Ціле} \left(\frac{1}{3} \left(\text{Ціле} \left[\frac{i-1}{3^{(j-1)}} \right] + 1 \right) \right),$$

					КРМ.142.622/м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де i – номер дослідження, j – номер фактору. Якщо $K = 1/3$, то $x_j^i = 1$; $K = 2/3$, то $x_j^i = 0$; $K = 0$, то $x_j^i = -1$.

У таблицях 3.1 та 3.2 представлено план-матрицю повного факторного експерименту дослідження впливу параметрів процесу газообміну на ефективні показники головного суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila типу 3^2 (два фактори, кожний з яких має три рівні). Для спрощення, а також уніфікації позначень основний рівень фактора впливу x_i закодовано як $x = 0$, верхній – як $x = +1$, а нижній – $x = -1$ (табл. 3.2). Результати розрахунків цільової функцій та обраних обмежень представлено у табличному вигляді (табл. 3.3).

Таблиця 3.1 – План-матриця повного факторного експерименту типу 3^2 у абсолютному вигляді

Номер експерименту	Фактори	
	відкриття вип. клап. до НМТ ϕ_{EVO}	закриття вип. клап. після ВМТ ϕ_{EVC}
1	40	13
2	55	28
3	70	28
4	40	28
5	55	43
6	70	43
7	40	43
8	55	13
9	70	13

Таблиця 3.2 – План-матриця повного факторного експерименту типу 3^2 у кодовому вигляді

Номер експерименту	Фактори	
	відкриття вип. клап. до НМТ ϕ_{EVO}	закриття вип. клап. після ВМТ ϕ_{EVC}
1	-1	-1
2	0	0
3	1	0
4	-1	0
5	0	1
6	1	1
7	-1	1
8	0	-1
9	1	-1

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків цільових функцій та обраних обмежень

Номер розрахунку	1	2	3
Number of strokes	Four-stroke	Four-stroke	Four-stroke
Ignition type	Compression-ignition	Compression-ignition	Compression-ignition
Combustion model	combust_opt1	combust_opt1	combust_opt1
Injections number	injn_opt1	injn_opt1	injn_opt1
Supercharging system	sc_opt2	sc_opt2	sc_opt2
Type of the supercharger	sc1_opt2	sc1_opt2	sc1_opt2
TMAP1 check	checked	checked	checked
TMAP1 name	ABB VTR354	ABB VTR354	ABB VTR354
del ro_cyl, %	0.00276784737444268	0.000416079078371227	0.00117709701939704
del ro_res, %	0.00322511797581767	0.00131303348803611	0.001055835311295
del ro_exh, %	0.00387149562402062	0.00268404261006081	0.0025176940177038
del Power_TC, %	0.0997506456205488	0.0622407886895155	-0.0545418525491133
del Pik, %	0.0924435251846193	0.0126265773826392	0.00915949503735061
Number of iterations	189	201	63
Brake power, kW	3059.9985736385	3056.75288791776	3060.00329604364
crank speed	1000	1000	1000
Air excess ratio	2.42588089910896	2.39572643032852	2.41102129107781
Fuel mass per cycle, g	2.09234681223579	2.09154934772107	2.1189037256575
Friction power, kW	237.660447778622	237.761686361457	237.885827388331
Brake torque, N*m	29220.833930923	29189.8399153523	29220.8790265702
Brake mep, kPa	2401.44920536842	2398.90203117622	2401.45291145383
Friction mep, kPa	186.512993300794	186.592444094135	186.689868443581
Brake efficiency, %	44.7724567688038	45.339276829789	45.3099820077776
Mechanical efficiency, %	92.7930557333217	92.7831041265472	92.7867245233286
Brake sfc, g/(kW*h)	187.865834495187	185.517183806175	185.637128521199
Gross indicated power, kW	3240.66527339191	3277.27394352587	3321.42436292689
Net indicated power, kW	3297.65902141712	3294.51457427922	3297.88912343197
Pumping strokes power, kW	56.9937480252088	17.2406307533502	-23.5352394949218
Gross mean indicated pressure, kPa	2543.23420693576	2571.96424052471	2606.61294608315
Net mean indicated pressure, kPa	2587.96219866922	2585.49447527036	2588.14277989741
Indicated efficiency, %	48.2497924170916	48.865876235344	48.8323973505344
Indicated sfc, g/(kW*h)	174.326448506989	172.128601823522	172.246611053982
Volumetric efficiency, %	93.6842088175875	93.6938051792134	93.4519017953948
Residual gases fraction, %	0.119493660952796	0.0237227233472594	0.0274703647692835
Scavenging factor	1.2117262873559	1.23297619847048	1.23107011570714
Maximum pressure pz, kPa	20026.1558566652	20044.5472440128	20067.0991767548
Maximum temperature Tz, deg. C	1356.52482936961	1368.62144084422	1357.32542354726
Firing pressure p c, kPa	18013.796849939	17736.9902654992	18097.9956691207
Firing temperature Tc, deg. C	980.120004052585	978.507433299677	979.215723211627
Exhaust oppening pressure pb, kPa	1721.718634722	1452.924014685	1324.53751406757
Exhaust oppening temperature Tb, deg. C	1106.20880870797	1067.26689504642	1038.35434003318
Intake pressure p int, kPa	99	99	99
Ambient temperature t_0, deg. C	25	25	25
Outlet compressor pressure p k, kPa	412.045530234921	405.898283743795	414.379267392183
Outlet compressor temperature t k, deg. C	204.198581837574	203.264966542019	206.36537333979
Reciever average pressure p s, kPa	407.54903707028	401.378786164829	409.717816016067
Reciever average temperature t s, deg. C	48.85341041876	48.7504266323772	49.0621022841192

Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	356.441613987863	356.347598144631	362.4738848181
Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	480.937024376228	477.682944884597	482.104604104876
Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	105.620616455801	105.649371973707	105.826814220144
Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	311.721014691971	309.155836390826	310.849745030777
Combustion start, c.a.d.	360.2	359.8	360.2
Duration of combustion, c.a.d.	105.418347315532	105.101869295712	106.782553578182
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	534.454778468409	526.285337289726	537.021598156014
Duration of injection, c.a.d.		28	42518
Injection start, c.a.d.	357.7	357.3	357.7
Sauter average droplet size, mcm	12.5957434362666	12.6519485666491	12.6111343550151
Ignition delay, c.a.d.	2.44251320486702	2.48137269037358	2.44222397135582
Average injection pressure, kPa	163.464390265123	162.933691759861	161.933383005049
Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	368.875423065524	368.344729217456	369.019461523798
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0.00904939943345917	0.00913609489277401	0.00878238190047775
Intake valves/ports mass flow, G _{int} , kg/s	6.36148084032046	6.37773299932607	6.47711837046687
Exhaust valves/ports mass flow, G _{exh} , kg/s	6.36147740734374	6.37772013393948	6.47713281830663
Turbine mass flow, G _t , kg/s	6.3702863607694	6.38738523813981	6.48184208398252
Cylinder head wall av. temperature, deg. C	460.42988726953	465.669162482669	464.617952588061
Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	451.562094476311	456.661845400824	455.71571403186
Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	220.905106694316	222.752842536531	222.410041315891
Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	236.148862085147	240.357858219643	244.66806999768
Reciever wall av. temperature, deg. C	73.6767584955622	73.5635908940122	73.9076275374589
Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	484.666669100539	485.000653291316	492.989561296885
Incylinder resulting temperature, deg. C	620.661202960012	628.895691008588	625.200387449956
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	484.862533019671	485.217274052625	493.209906802825
Incylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.930023401325842	0.925970214977583	0.938563035647832
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	6.81626746017484	6.16810235057589	6.18052454489266
Turbine pressure drop ratio	3.37473521693584	3.37292680010738	3.42516107556701
Reffered compressor flow, kg/s	6.14965909495803	6.16537009683798	6.26144617831699
Redused turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.490773707394233	0.491157674553599	0.491437637498735
Reffered compressor speed, rpm	21354.6733663944	21275.1441728925	21460.1077657532
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	777.646459449963	776.42739733288	780.881632679515
Actual compression ratio	14.0440986566284	14.0440986566284	14.0440986566284
Compressor power, kW	1171.98004299371	1169.64452088821	1208.75564788773
Turbine power, kW	1140.13213585209	1138.28858590869	1175.09648598932
Turbine power in pulse flow, kW	1173.14968401537	1170.37274348862	1208.09654990671
Compressor adiabatic efficiency, %	81.6142512584047	80.9403640946635	80.9568852766601
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	79.834604622729	79.8789280158877	79.8661589224239
Turbine efficiency in pulse flow, %	78.8407685209863	79.0535572464577	79.1083457121909
Turbine pulse fuctor, %	1.02895940490144	1.02818631230877	1.02808285473648
Supercharger speed, rpm	21288.7279671376	21209.4443678589	21393.8367743675
Supercharger pressure increase ratio	4.162076062979	4.09998266407874	4.1856491655776
Turbine equivalent flow area, sq. mm	3750	3750	3750
Relative turbine mass flow multiplier	1	1	1
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	6634.15939806193	6631.77534225077	6718.65396275801
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	221.945497235694	228.198812171401	233.312785626104
Friction heat rejected to cooling water, kW	154.479291056104	154.545096134947	154.625787802415
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	376.424788291798	382.743908306347	387.938573428519
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	75.3632398949186	76.4199911597757	76.2434168695457
Friction heat rejected to oil, kW	83.1811567225177	83.2165902265098	83.2600395859157
Total heat rejected to oil, Q _{oil} , kW	158.544396617436	159.636581386285	159.503456455461
Heat, rejected in charge air cooler Q _{cac} , kW	1005.0711673365	1002.1751383437	1036.42146163904
Exhaust gases heat, Q _{eg} , kW	2069.18805044267	2060.86840524431	2105.90515125318
Exhaust manifold cooling, Q _{exh} , kW	8.1029610450481	6.43188218217227	7.61398081299165
Reciever cooling, Q _{res} , kW	-8.9403749846694	-8.84793532415257	-8.97623773403583
Total heat, Q _{sum} , kW	6686.27031235661	6677.45673870473	6766.36215736687

Номер розрахунку	4	5	6
Number of strokes	Four-stroke	Four-stroke	Four-stroke
Ignition type	Compression-ignition	Compression-ignition	Compression-ignition
Combustion model	combust_opt1	combust_opt1	combust_opt1
Injections number	injn_opt1	injn_opt1	injn_opt1
Supercharging system	sc_opt2	sc_opt2	sc_opt2
Type of the supercharger	sc1_opt2	sc1_opt2	sc1_opt2
TMAP1 check	checked	checked	checked
TMAP1 name	ABB VTR354	ABB VTR354	ABB VTR354
del ro_cyl, %	0.00182239066311146	0.0204102657393417	0.000433779833168392
del ro_res, %	0.00131630785013955	0.0168120253759968	0.000344195169064403
del ro_exh, %	0.00413771003756043	0.0194578640875852	0.000244562142878226
del Power_TC, %	0.0328946993485937	-23.8281055340344	0.0284404217094005
del Pik, %	0.0979846855597784	0.0147971863255365	0.0361000438386811
Number of iterations	201	26	100
Brake power, kW	3058.38841270714	3060.02148676124	3060.0295781442
crank speed	1000	1000	1000
Air excess ratio	2.52066622149155	2.51921256568254	2.52456212873563
Fuel mass per cycle, g	2.08293044207725	2.09445979702289	2.11549735468593
Friction power, kW	238.083348952358	237.907067634175	237.866785083448
Brake torque, N*m	29205.458026639	29221.0527351277	29221.1300021434
Brake mep, kPa	2400.18557089407	2401.46718730504	2401.47353732276
Friction mep, kPa	186.844880935111	186.706537527006	186.674924277161
Brake efficiency, %	44.7459725261382	44.8671822680896	45.1177480113503
Mechanical efficiency, %	92.777631171562	92.7861667191942	92.787317766085
Brake sfc, g/(kW*h)	187.977028510391	187.469204172718	186.428075957049
Gross indicated power, kW	3224.89094472975	3251.04627528362	3301.99819249671
Net indicated power, kW	3296.4717616595	3297.92855439542	3297.89636322764
Pumping strokes power, kW	71.5808169297502	46.8822791117987	-4.10182926906873
Gross mean indicated pressure, kPa	2530.85470801791	2551.3810894077	2591.36752670787
Net mean indicated pressure, kPa	2587.03045182918	2588.17372483205	2588.14846159992
Indicated efficiency, %	48.2292681555914	48.3554648872117	48.624908120624
Indicated sfc, g/(kW*h)	174.400634198632	173.945488330844	172.981611243466
Volumetric efficiency, %	94.050895591816	93.6808344245954	93.4570421546052
Residual gases fraction, %	0.106268183230308	0.109755185129653	0.127559183701993
Scavenging factor	1.14334944902141	1.14658582624177	1.14163158145775
Maximum pressure pz, kPa	20102.9816979423	20070.957760881	20063.6398789725
Maximum temperature Tz, deg. C	1323.23820698202	1325.21178416663	1314.64936892289
Firing pressure p c, kPa	18557.3242909194	18889.5296981169	18890.5202398174
Firing temperature Tc, deg. C	977.021314664151	990.674327189935	978.597411579747
Exhaust opening pressure pb, kPa	1744.36287642022	1508.50438175362	1356.13761508631
Exhaust opening temperature Tb, deg. C	1083.53004662737	1051.3031657986	1015.82584382937
Intake pressure p int, kPa	99	99	99
Ambient temperature t_0, deg. C	25	25	25
Outlet compressor pressure p k, kPa	423.835937369165	435.664456543634	432.34886476091
Outlet compressor temperature t k, deg. C	203.818603248459	253.450937152977	206.799942680074
Reciever average pressure p s, kPa	419.560621576065	431.339827564329	427.977954238308
Reciever average temperature t s, deg. C	48.8821181920944	55.663089927389	49.1943722659749

					КРМ.142.622/м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Exhaust manifold average pressure p _t , kPa	349.756014638683	353.144211901496	354.542157794196
Exhaust manifold average temperature t _t , deg. C	489.226196837514	494.471867536345	496.306928242996
Pressure at the turbine outlet p _{zt} , kPa	105.344144741375	105.405786224131	105.463638153252
Temperature at the turbine outlet t _{zt} , deg. C	320.402441341911	324.45032830709	324.450529668809
Combustion start, c.a.d.	360.8	361.2	361.2
Duration of combustion, c.a.d.	105.392470566855	106.605928784956	107.078297173926
Maximum pressure rise rate, kPa/c.a.d.	551.302304197732	561.69782615202	562.061405688495
Duration of injection, c.a.d.		28	42518
Injection start, c.a.d.	358.3	358.8	358.8
Sauter average droplet size, mcm	12.5128712556469	12.4600077556145	12.4702598070715
Ignition delay, c.a.d.	2.40932212187235	2.30144643126701	2.36812539717488
Average injection pressure, kPa	162.411559341946	164.122136482797	161.785462436818
Moment of fuel spray reaching the walls, c.a.d.	369.932071343219	370.39986375466	370.672842048807
Relative fuel share injected during ignition delay, %	0.00886206425947567	0.00793752578195385	0.00774368566293454
Intake valves/ports mass flow, G _{int} , kg/s	6.20305103460359	6.23872269088359	6.27201679712468
Exhaust valves/ports mass flow, G _{exh} , kg/s	6.20305322881498	6.2387223419982	6.27201953848852
Turbine mass flow, G _t , kg/s	6.2124607555657	6.24589960526233	6.27292095005332
Cylinder head wall av. temperature, deg. C	449.350816626891	454.055989542339	451.033121250348
Piston wall av. temperature (firing side), deg. C	440.820863503479	445.463613821293	442.552617789692
Piston wall av. temperature (cooled side), deg. C	217.01335634184	218.695512254092	217.64080354699
Cylinder liner wall av. temperature, deg. C	231.969343239416	239.399371904212	240.939367556327
Receiver wall av. temperature, deg. C	73.7080043169195	81.8452740612159	74.050889988985
Exhaust manifold wall av. temperature, deg. C	499.746477140625	508.839853648726	509.123870624133
Incylinder resulting temperature, deg. C	602.140763815882	607.877648347889	602.324338232493
Exhaust manifold resulting temperature, deg. C	499.961887287005	509.070387225005	509.338005931172
Incylinder resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	0.945921906191977	0.95197816589915	0.959800419194251
Exhaust manifold resulting heat transfer coefficient, kW/(m ² *K)	6.42307822970196	6.12867075014623	6.6022547989797
Turbine pressure drop ratio	3.32012771566329	3.350330418774	3.361747840322
Referred compressor flow, kg/s	5.99650461409189	6.03098849150674	6.06317398548108
Reduced turbine flow, kg/s*K ^{0.5} /kPa	0.49043689105862	0.490023125271777	0.490788172758534
Referred compressor speed, rpm	21452.4296213853	21933.6631936266	21627.0065338899
Reduced turbine speed, rpm/K ^{0.5}	776.947765124688	791.657811128655	779.658205975983
Actual compression ratio	14.0440986566284	14.0440986566284	14.0440986566284
Compressor power, kW	1140.33052034736	1466.41607422312	1172.84276362709
Turbine power, kW	1109.13170247201	1123.9838143006	1142.33120626295
Turbine power in pulse flow, kW	1140.70569034914	1154.19507865132	1173.17637249494
Compressor adiabatic efficiency, %	83.7604924730279	67.0243573553787	83.7183793217575
Turbine efficiency (includes mechanical losses in turbocharger), %	79.6820283261956	79.2273995135603	79.7109060041221
Turbine efficiency in pulse flow, %	78.7852563915415	78.3988149056413	78.8918126167528
Turbine pulse factor, %	1.02846730267177	1.02687873612265	1.02700194660084
Supercharger speed, rpm	21386.1823408889	21865.9298150048	21560.2201421649
Supercharger pressure increase ratio	4.28117108453702	4.40065107619832	4.3671602501102
Turbine equivalent flow area, sq. mm		3750	3750
Relative turbine mass flow multiplier		1	1
Fuel burned released heat Q _{fuel} , kW	6603.90720676267	6640.37062860773	6707.34590956246
Heat conducted to cylinder walls and rejected to cooling water, kW	215.175163477385	224.806284775541	226.545977206527
Friction heat rejected to cooling water, kW	154.754176819033	154.639593962214	154.613410304241
Total heat, rejected to cooling water Q _w , kW	369.929340296418	379.445878737755	381.159387510768
Heat conducted to cylinder walls and rejected to oil, kW	73.1034906027528	74.0925206478595	73.48488491089
Friction heat rejected to oil, kW	83.3291721333253	83.2674736719612	83.2533747792069
Total heat rejected to oil, Q _{oil} , kW	156.432662736078	157.359994319821	156.738259690097
Heat, rejected in charge air cooler Q _{cac} , kW	977.435603854579	1260.46456327604	1005.57168609886
Exhaust gases heat, Q _{eg} , kW	2076.12937726976	2116.67794082564	2124.30845345984
Exhaust manifold cooling, Q _{exh} , kW	7.10120845491788	12.9504186568872	7.52709192267994
Receiver cooling, Q _{res} , kW	-9.11658170803478	-9.61896196309779	-9.24180388279621
Total heat, Q _{sum} , kW	6654.53318702692	6996.53924454047	6744.57626070923

Номер розрахунку	7	8	9
Number of strokes	Four-stroke	Four-stroke	Four-stroke
Ignition type	Compression-ignition	Compression-ignition	Compression-ignition
Combustion model	combust_opt1	combust_opt1	combust_opt1
Injections number	injn_opt1	injn_opt1	injn_opt1
Supercharging system	sc_opt2	sc_opt2	sc_opt2
Type of the supercharger	sc1_opt2	sc1_opt2	sc1_opt2
TMAP1 check	checked	checked	checked
TMAP1 name	ABB VTR354	ABB VTR354	ABB VTR354
del ro_cyl, %	0.0395452656228639	0.00826216253409089	4.9002898183308E-06
del ro_res, %	0.0377450415721198	0.00957048268510506	5.22132848016334E-06
del ro_exh, %	0.0175276305991109	0.00400695677899024	0.000263396417889024
del Power_TC, %	-0.0649923656199199	0.034407785051335	1.05112676856339
del Pik, %	0.0178614025923912	0.0337319471761291	1.07526103379188E-05
Number of iterations	266	158	43
Brake power, kW	3060.03047072398	3060.0210904191	3060.0289555919
crank speed	1000	1000	1000
Air excess ratio	2.57214500140511	2.55857677369519	2.55991804836517
Fuel mass per cycle, g	2.09074606533671	2.08397550928505	2.12069888111521
Friction power, kW	238.032699282145	238.104219592125	237.048954626066
Brake torque, N*m	29221.1385256524	29221.048950339	29221.1240572069
Brake mep, kPa	2401.47423780839	2401.4668762606	2401.47304875139
Friction mep, kPa	186.805131697535	186.861259956237	186.033101003475
Brake efficiency, %	44.3709150622862	44.9885018379377	44.8298250640027
Mechanical efficiency, %	92.7826519077346	92.78061937582	92.8103320248688
Brake sfc, g/(kW*h)	189.565956470893	186.963659816252	187.625424396872
Gross indicated power, kW	3209.5072840926	3243.7116709422	3288.17843281052
Net indicated power, kW	3298.06317000613	3298.12531001122	3297.07791021797
Pumping strokes power, kW	88.5558859135303	54.4136390690223	8.89947740745174
Gross mean indicated pressure, kPa	2518.78180055612	2545.62498222546	2580.52194945737
Net mean indicated pressure, kPa	2588.27936950592	2588.32813621684	2587.50614975486
Indicated efficiency, %	47.8224260138735	48.4891156586333	48.3026233027487
Indicated sfc, g/(kW*h)	175.884321527956	173.46604158522	174.135779345806
Volumetric efficiency, %	92.8514225801922	92.4495985134387	92.1055335043007
Residual gases fraction, %	0.421513187115356	0.449798736543063	0.479524979401962
Scavenging factor	1.07240911836934	1.07255822756098	1.07235974969035
Maximum pressure pz, kPa	20093.7804855405	20106.7731380178	19915.0696767304
Maximum temperature Tz, deg. C	1297.14324532993	1307.6684152538	1299.93104369486
Firing pressure p c, kPa	19141.0676598418	19006.342229061	19290.8105276186
Firing temperature Tc, deg. C	982.028384234358	983.167914896082	983.516910186998
Exhaust oppening pressure pb, kPa	1784.29312091527	1508.37921462225	1380.2871289539
Exhaust oppening temperature Tb, deg. C	1078.4144438514	1036.44693220556	1013.29148881388
Intake pressure p int, kPa	99	99	99
Ambient temperature t_0, deg. C	25	25	25
Outlet compressor pressure p k, kPa	439.494064218242	436.449525318856	445.499952097121
Outlet compressor temperature t k, deg. C	205.442789206175	203.915960310471	207.531254845949
Reciever average pressure p s, kPa	435.549418479824	432.587058146263	441.51661087579
Reciever average temperature t s, deg. C	49.1268728891523	48.9670222112941	49.3250843475017

Далі визначаємо всі можливі значення цільових функції, і представляємо їх в табличній формі (табл. 3.4, 3.5).

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків цільових функцій

№ з.п.	Φ_{EVO}	Φ_{EVC}	G , кг/с	α	g_e , г/(кВт·год)	γ_r	P_{rimpr} , кВт	η_v	π_K
1	70	43	6,36148084	2,4258800899	187,8658345	0,119493661	56,99374803	93,68420882	4,162076063
2	55	43	6,37732999	2,39572643	185,5171838	0,023722723	17,24063075	93,69380518	4,099982664
3	40	43	6,47711837	2,411021291	155,6371285	0,027470365	-23,53523949	93,4519018	4,185649166
4	70	28	6,203051035	2,520666221	187,9770285	0,106268183	71,58081693	94,05089559	4,281171085
5	55	28	6,238722691	2,519212566	187,4692042	0,109755185	46,88227911	93,68083442	4,400651076
6	40	28	6,272016797	2,524562129	186,428076	0,127559184	-4,101829269	93,45704215	4,36716025
7	70	13	5,958339672	2,572145001	189,5659565	0,421513187	88,55588591	92,85142258	4,439333982
8	55	13	5,895948147	2,558576774	186,9636598	0,449798737	54,41363907	92,44959851	4,408581064
9	40	13	5,98749288	2,559918048	187,6254244	0,479524979	8,899477407	92,1055335	4,499999516

Таблиця 3.5 – Коефіцієнти матриці цільових функцій

№ з.п.	Матриця А для G	Матриця А для α	Матриця А для g_e	Матриця А для γ_r	Матриця А для P_{rimpr}	Матриця А для η_v	Матриця А для π_K
1	6,07817828	2,6779276	196,627288	1,460680169	-170,6165135	88,3190644	4,87072239
2	-0,0188075	-0,0052967	-0,3690809	-0,013919301	5,745332247	0,0373134	-0,0125755
3	0,03588403	0,00327925	-0,0508783	-0,056892019	-0,092510941	0,2412008	0,00027255
4	-9,609E-05	2,9252E-0,6	0,00032019	0,000166706	0,000969532	-0,0005706	4,1214E-05
5	0,00017385	4,975E-0,5	0,00385137	8,53898E-05	-0,028652028	-3,516E-05	8,6637E-05
6	-0,0002737	-0,0001523	-0,0004248	0,000618043	-0,019373624	-0,0030675	-0,000224

Графічні залежності основних параметрів робочого циклу двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila від значень факторів, що досліджуються представлено на рис. 3.4–3.10.

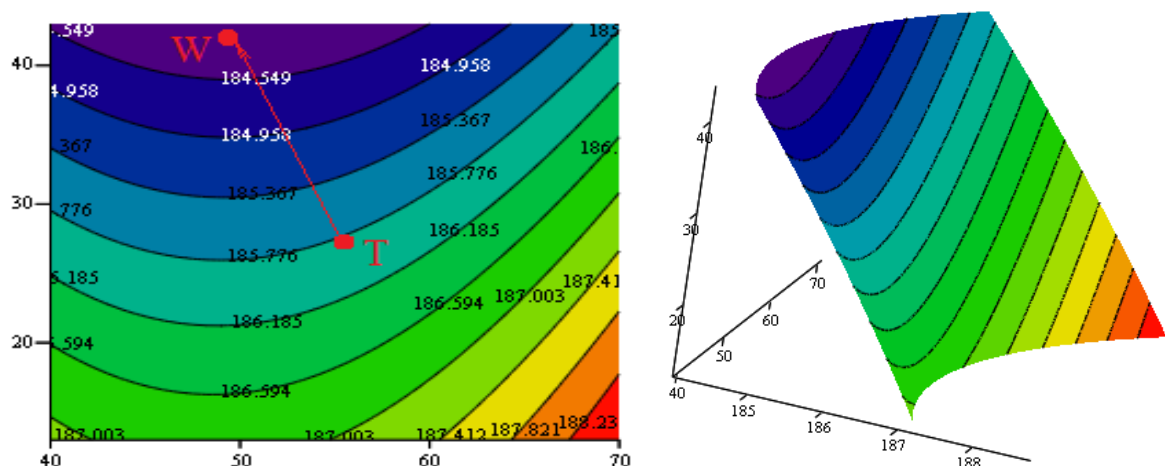


Рисунок 3.4 – Графік функції параметра g_e , що задано в аналітичному вигляді

Для побудови всіх необхідних графічних залежностей використовуються значення матриць A (табл 3.5). Ці значення являються коефіцієнтами регресійної функції, використовуючи їх, в середовищі MathCad отримуємо графіки поверхонь. На графіку (рис. 3.4) видно, що при зміні кута відкриття та закриття випускних клапанів, ефективна витрата палива змінюється від точки T до точки W , що обумовлене тим, що коефіцієнт наповнення збільшився.

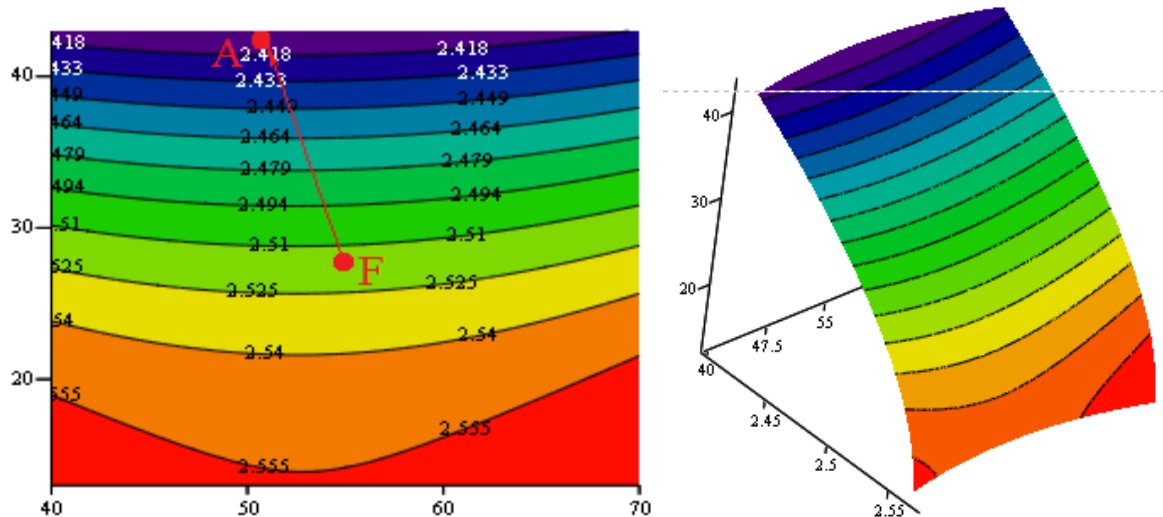


Рисунок 3.5 – Графік функції параметра α , що задано в аналітичному вигляді

На графіку (рис. 3.5) можна побачити як зі змінюю кута відкриття та закриття, коефіцієнт надлишку повітря змінюється від точки F до точки A , це пояснюється тим, що кут перекриття клапанів зменшується, як наслідок залишкових газів в камері згоряння збільшуються тому α зменшується.

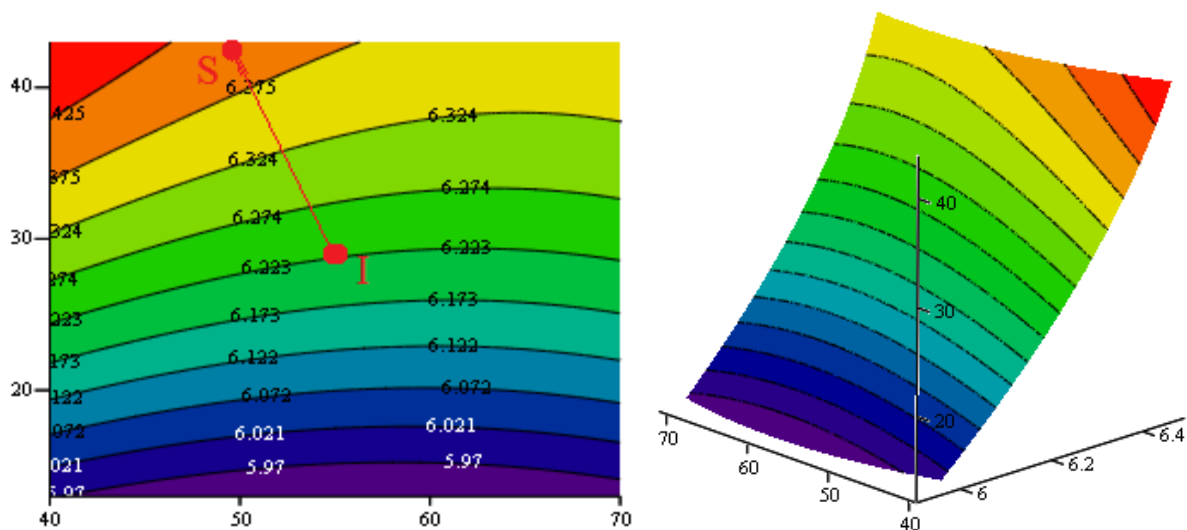


Рисунок 3.6 – Графік функції параметра G , що задано в аналітичному вигляді

На графіку рис. 3.6 видно, що зі зміною кута відкриття та закриття випускних клапанів, розхід повітря G незначно збільшується рухаючись від точки I до точки S . Це пов'язано з тим, що випускні клапани пізніше закриваються тому кількість повітря збільшується.

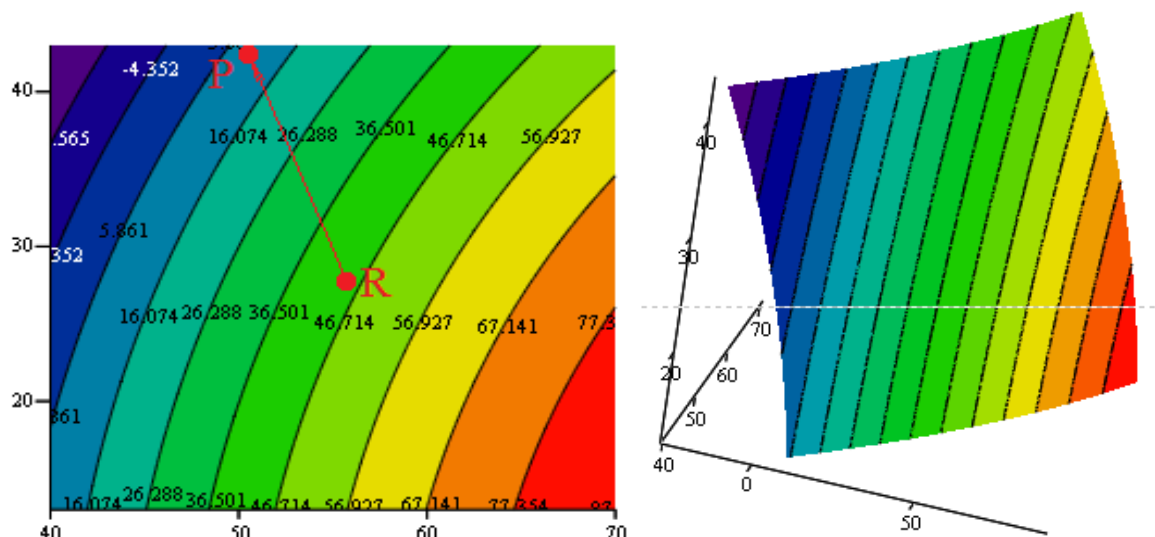


Рисунок 3.7 – Графік функції параметра P_{rimp} , що задано в аналітичному вигляді

На графіку рис. 3.7 видно, що при зменшенні кута закриття та збільшенні кута закриття, потужність насосних ходів зменшується від точки R до точки P .

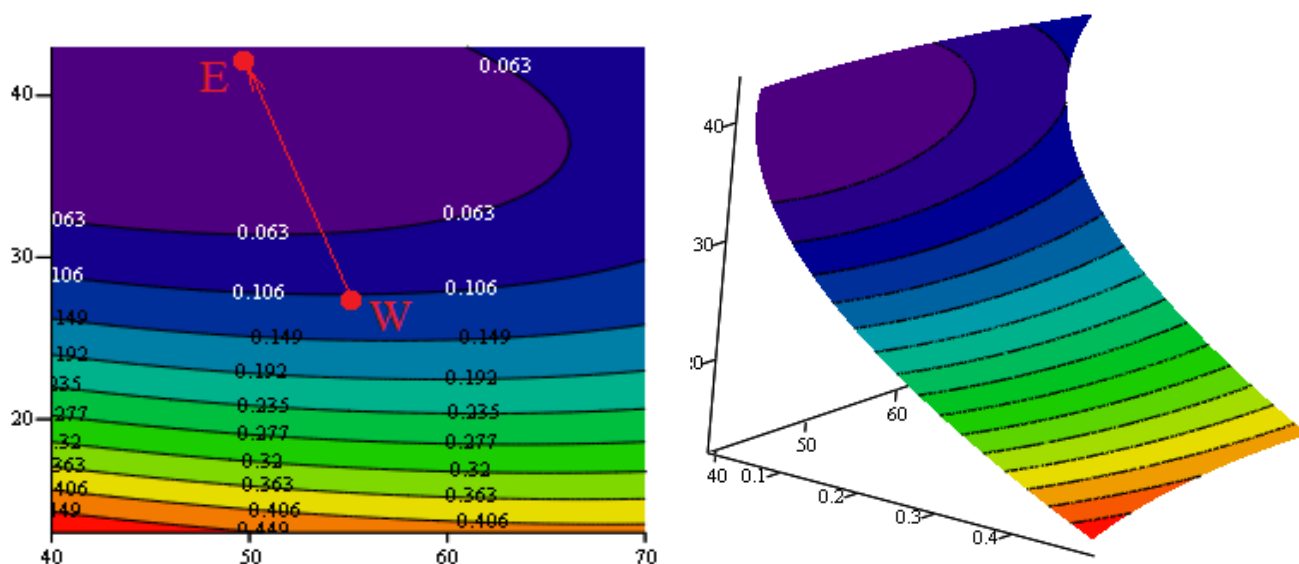


Рисунок 3.8 – Графік функції параметра γ_r , що задано в аналітичному вигляді

На графіку рис. 3.8 видно, що коефіцієнт залишкових газів γ_r зменшується від точки W до точки E . Це обумовлене збільшенням кута закриття після ВМТ, при цьому коефіцієнт наповнення збільшився що позитивно впливає на робочий цикл.

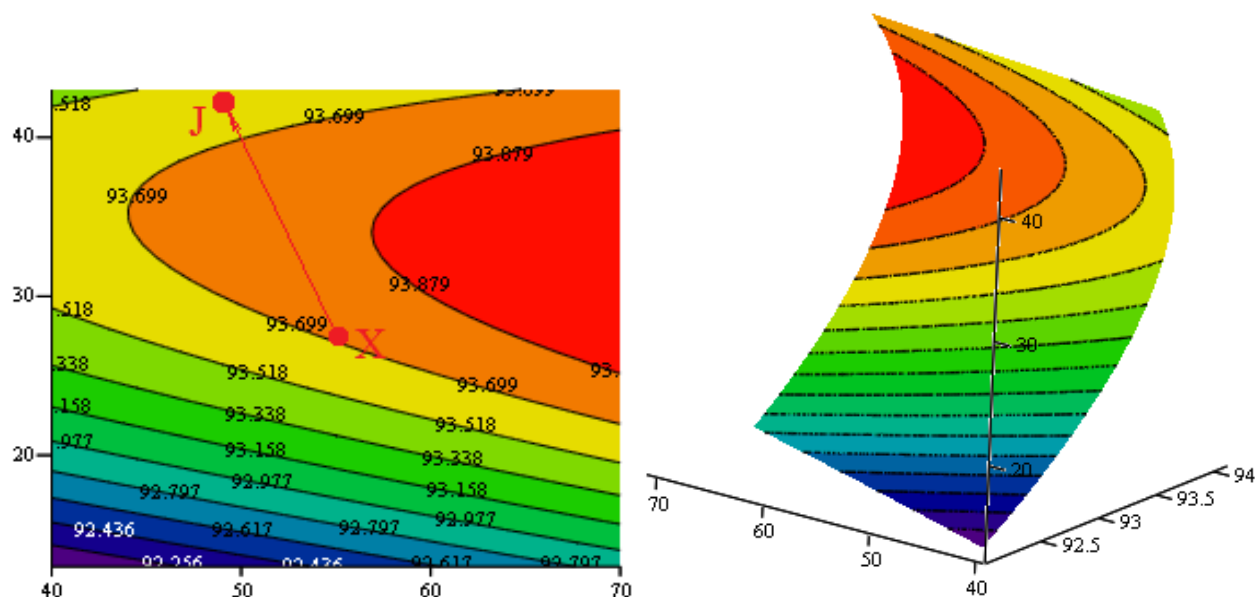


Рисунок 3.9 – Графік функції параметра η_v , що задано в аналітичному вигляді

На графіку рис. 3.9 видно, що коефіцієнт наповнення незначно але, збільшується від точки X до точки J . Таке явище можна пояснити тим, що коефіцієнт залишкових газів зменшився, а відповідно наповнення поліпшилось.

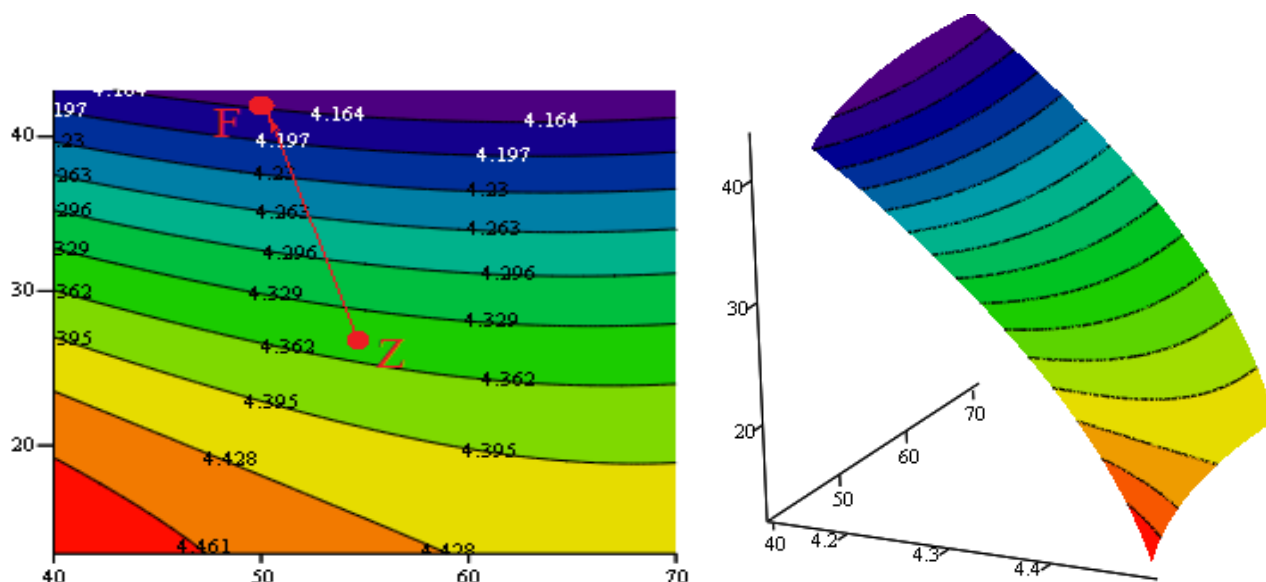


Рисунок 3.10 – Графік функції параметра π_k , що задано в аналітичному вигляді

На графіку рис. 3.10 видно, що степінь підвищення тиску незначно зменшилася від точки Z до точки F , це можна пояснити аналізуючи одночасно рис. 3.4 (питома ефективна витрата палива). Так на графіку (рис. 3.4) видно, що витрата палива зменшилась при зміні кутів відкриття та закриття, а від цього енергії вихідних газів для приводу турбіни стало менше, і тому потужність компресора дещо знизилась та відповідно знизилась степінь підвищення тиску в компресорі.

На рис. 3.11 представлено вибір оптимальних значень кутів відкриття та закриття випускних клапанів.

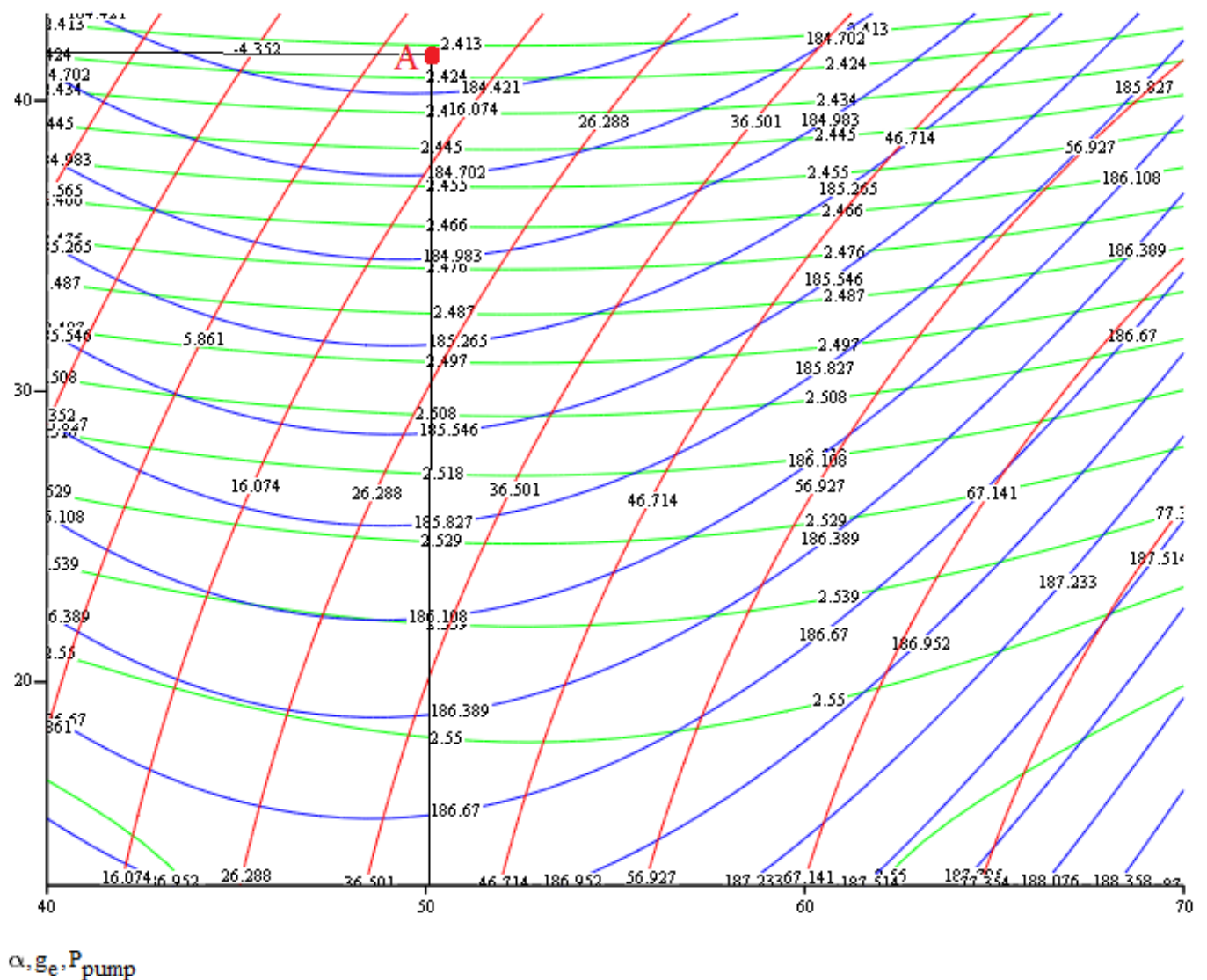


Рисунок 3.11 – Вибір оптимального значення кутів відкриття та закриття випускних клапанів двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila:

α – зелений колір; g_e – синій колір; P_{pump} – червоний колір;

оптимальна точка позначена літерою А

За результатами серії проведених розрахунків можна зробити висновок, що оптимальним сполученням таких параметрів процесу газообміну, як кут відкриття та закриття випускних клапанів є точка «А» (рис. 3.11) – відкриття випускних клапанів 50° , а закриття 42° . При цьому $\alpha=2,4$; $g_e=184,4$ г/кВт·год; $P_{pump}=11,5$ кВт. Точка «А» відповідає найкращому поєднанню факторів, які важливі та безпосередньо впливають на роботу двигуна. Таким чином зниження питомої ефективної витрати палива становитиме 3,069 г/кВт·год (при заводських налаштуваннях $g_e=187,46$ г/кВт·год), при цьому усі закладені обмеження повністю виконуються.

На рис. 3.12 подано конструкцію кришки робочого циліндра та розміщення клапанів двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila, а на рис. 3.13 – конструкція приводу клапанів.

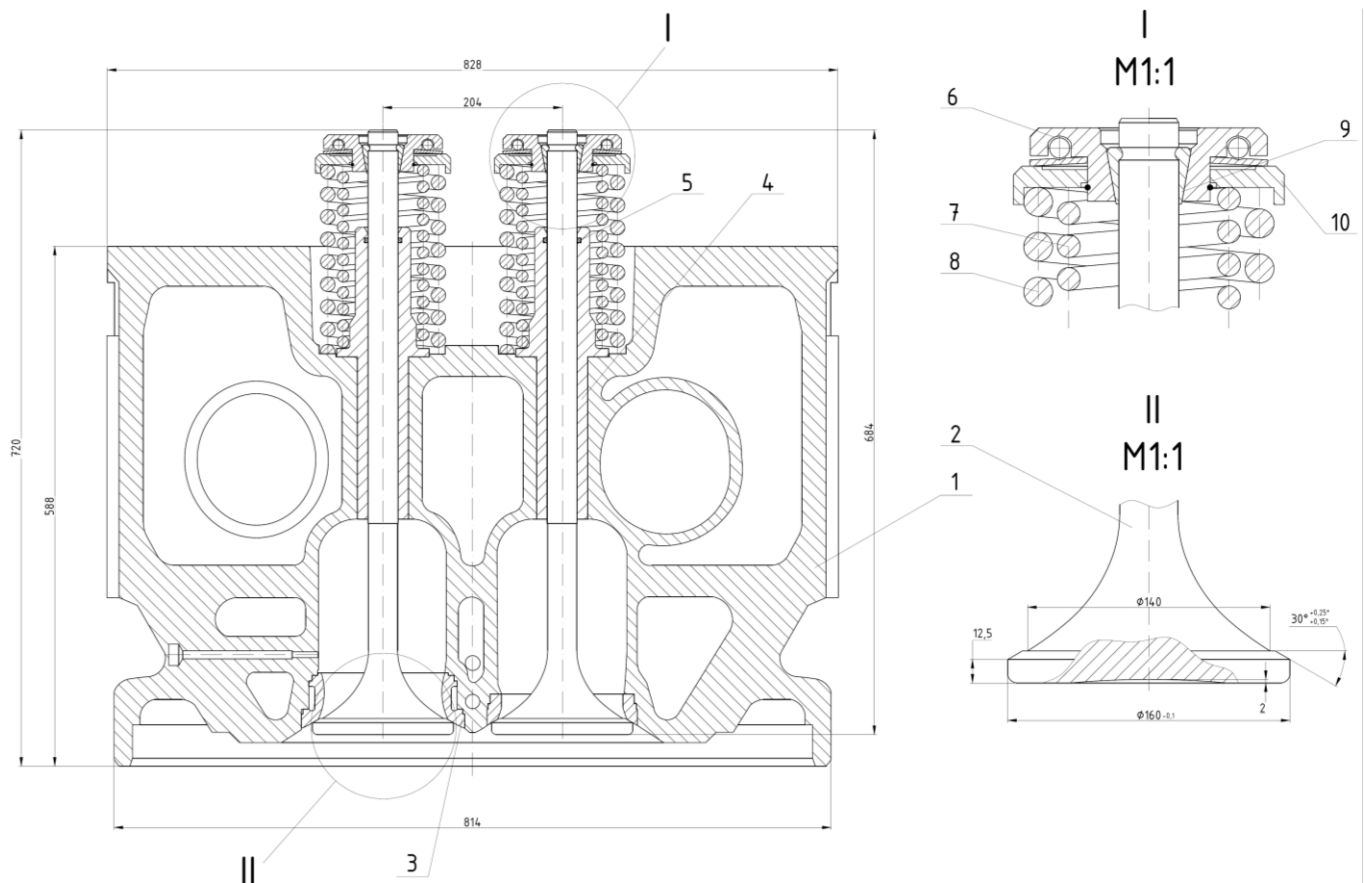


Рисунок 3.12 – Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38):

- 1– кришка робочого циліндра; 2 – випускний клапан; 3 – сідло клапана; 4 – направляюча клапана; 5 – ущільнююче кільце; 6 – обертовий механізм (Rotocap);
7 – пружина; 8 – пружина; 9 – сухар; 10 – тарілка

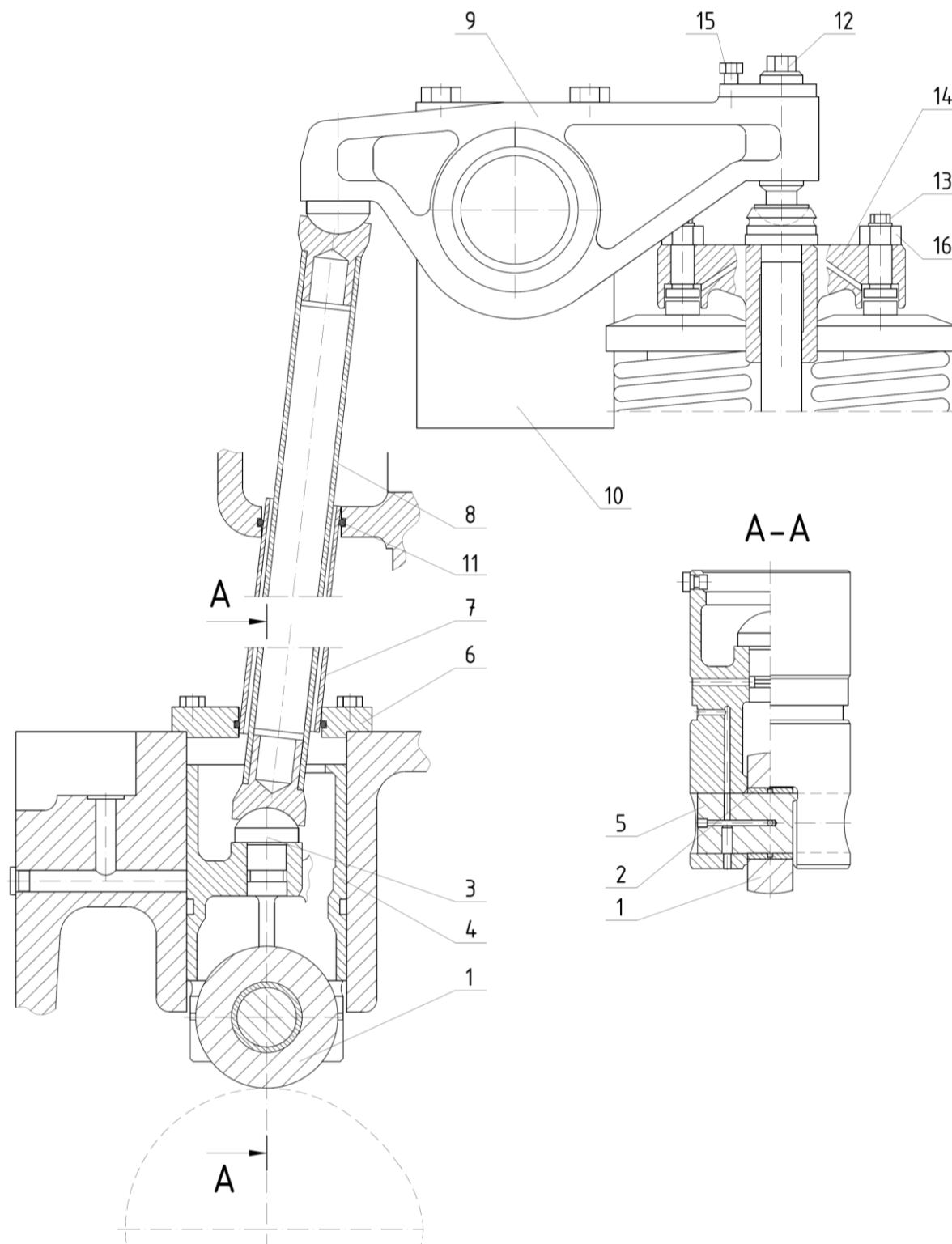


Рисунок 3.13 – Привід клапанів дизеля 6ЧН 38/47,5 (6L38):

1 – ролик; 2 – підшипникова втулка; 3 – штифт з кульковою головою;
 4 – штовхач клапана; 5 – вал; 6 – кришка; 7 – захисна втулка; 8 – штовхач; 9 – ко-
 ромисло; 10 – кронштейн; 11 – ущільнююче кільце; 12 – регулювальний гвинт;
 13 – регулювальний гвинт; 14 – вилка; 15 – стопорний гвинт;
 16 – контргайка вилки

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.14.03.ПЗ

Аркуш

3.5. Висновок до розділу

У розділі проаналізовано особливості організації процесу газообміну чотиритактних двигунів. Виконано дослідження впливу параметрів процесу газообміну, а саме кута відкриття та закриття випускних клапанів на ефективні показники головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальним сполученням параметрів процесу газопуску для двигуна 6ЧН 38/47,5 є кут початку відкриття випускного клапану 50° , а закриття 42° . Таке поєднання параметрів процесу газопуску забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 0,184,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, що на $3,069 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ менше ніж при заводських налаштуваннях ($g_e=187,46 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$), при цьому усі закладені обмеження повністю виконуються. Також найкраще поєднання обраних факторів за результатами експерименту (точка «А») забезпечує $\alpha=2,4$ та $P_{\text{pump}}=11,5 \text{ кВт}$.

					КРМ.142.6221м.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН38/47,5

У результаті виконаного дослідження впливу параметрів процесу газовипуску на ефективні показники дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila було розроблено практичні рекомендації щодо налаштування фаз газорозподілу (кута відкриття та закриття випускних клапанів). Виконані дослідження та розроблені рекомендації, щодо налаштування газообміну дозволяють знизити питому ефективну витрату палива дизелем на 3,069 г/(кВт·год), що безумовно є досить суттєвим показником та відобразиться на експлуатаційних витратах і матиме економічний ефект, якій необхідно розрахувати.

Цілю виконання економічних розрахунків у розділі є аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію модернізованого суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) порівняно з його базовою версією. При розрахунку економічного ефекту від впровадження у розділі порівнюються параметри та ефективні показники роботи базової моделі дизеля Wartsila 6L38 й модернізованої. У табл. 4.1 представлено основні техніко-економічні показники базового суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 та модернізованого відповідно до рекомендацій отриманих у попередньому розділі.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники базового та модернізованого чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Модернізований двигун
Потужність	N_e	кВт	3060	3060
Частота обертання	n	хв ⁻¹	1000	1000
Діаметр циліндра	D	м	0,38	0,38
Хід поршня	S	м	0,475	0,475
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,18746	0,1844
Механічний ккд	η_m	–	0,9278	0,9278
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0006	0,0006
Вага	G	кг	51000	51000
Габарити	L	мм	6220	2751

					КРМ.142.6221м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	B	мм	2190	1493
	H	мм	3945	2255
Ціна двигуна, грн.	Π	грн	29400000	29492000
Ціна палива	Π_{Π}	грн/кВт·год	10,89	10,72
Ціна масла	$\Pi_{\text{м}}$	грн/кг	9,5	9,5
Час роботи за рік	t	год	6380	6380
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	$K_{\text{к.р}}$	—	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	300	300
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р}}$	год	22000	22000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Теоретичний економічний ефект від впровадження у роботу модернізованого суднового чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila визначається за методикою представленою у вказівках «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Основним призначенням методики розрахунку техніко-економічного обґрунтування впровадження нової або модернізованої техніки:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення та впровадження нових зразків техніки.
2. Відображення базових показників економічності та ефективності в нормах й нормативах.
3. Обчислення фактичної економічної ефективності від впровадження нових зразків техніки.

Обчислення економічної ефективності від модернізації дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виконано у табличній формі та представлено у табл. 4.2.

					КРМ.142.6221м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної ефективності від модернізації дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38)

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_e \cdot t$	18546660	18546660
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{kp}}{t}$	3,45	3,45
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_e$	37861882,46	36662443,99
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m$	105715,962	105715,962
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{nep}}$	31262000	31359826,67
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot Ц}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	2325272,73	2332549,09
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	71554871,15	70460535,71
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_c}{N_b} \cdot U_1^б$	71554871,15	–
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_k = \left[Ц_b \cdot \frac{N_c}{N_b} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_b} + E_b}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c$		2395125,994
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	–	92000	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^c$	1094335,44	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/ місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,08/ 1,0	

Висновки до розділу

Представлено результат визначення позитивного результату від проведеної роботи по модернізації суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila. Річний економічний ефект для споживача від використання модернізованого дизеля, у порівнянні з серійним двигуном становитиме 2395125,994 грн, а незначні кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за місяць.

					КРМ.142.6221м.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

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

5.1. Розрахунки рівня шуму та вібрації в приміщенні машинного відділення криголаму

Під шумом розуміють складний звук нестаціонарного характеру, складові якого мають різну інтенсивність та частоту. Звук з точки зору фізичного явища це хвильове коливання пружного середовища. Звукові хвилі виникають завжди, коли в такому середовищі є деяке тіло, що здійснює коливання, чи коли частки цього середовища (газоподібного, твердого або рідкого) виконують коливальні рухи внаслідок дії на них сторонньої сили. За природою виникнення між звуком, шумом, а також вібрацією немає ніякої різниці. Усі вони складаються з різних гармонічних коливань, а різниця полягає лише у психофізіологічному сприйнятті.

Так, наприклад, вібрація сприймається людиною дотиком, а шум на слух. Слухове відчуття, яке виникає у людини, спричиняється саме звуком. Людина органами слуху може сприймати звукові подразнення в певному діапазоні частот, а саме – 20...20000 Гц та відповідно, здатна виконувати тонкий аналіз й синтез звуків, відокремлювати з великої кількості потрібні звуки та відповідним чином реагувати на них. До звуків із частотою менше ніж 20 Гц відносять інфразвуки, а більше ніж 20 кГц (ультразвуки людське вухо не чує).

Шум має негативну дію на органи слуху людини та її зорово-рухову координацію, на концентровану та розподілену увагу, роботу кишково-травного тракту та багато інших важливих для життя і діяльності людини функцій. При регулярній та досить тривалій дії шуму на організм людини у неї виникають достатньо часті головні болі, склеротичні та гіпертонічні явища, поступово частково втрачається слух, тощо. Тому в стрімких умовах сучасного розвитку використання двигунів внутрішнього згоряння у складі різних енергетичних установок проблемі боротьби з шумом приділяють не менше уваги, ніж боротьбі із забрудненням атмосфери токсичними речовинами від відпрацьованих газів ДВЗ.

					КРМ.142.6221м.14.05.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вібрацію зазвичай прийнято характеризувати величиною коливального переміщення хвилі, швидкістю, а також прискоренням. Вібрація, як і шум має досить шкідливу дію на організм людини, що особливо проявляється за умов утворення частоти, яка близька до частоти власних коливань окремих органів людини (6...9 Гц). Постійна дія вібрації спричиняє у людини так звану професійну вібраційну хворобу, опущення шлунку, часткову втрату зору та інше. Практичний досвід відзначає, що людина не відчуває вібрацію з амплітудою переміщення 0,01...0,1 мм, а зі зростанням до 1,0 мм вібрація є неприємною на відчуття.

Стандартні виробничі шуми утворюються у наслідок вібрації якихось поверхонь. Причому зі збільшенням поверхні та амплітуди її коливань випромінюваний шум посилюється. Винятком із цього є лише аеродинамічні шуми (вентилятори та повітряні струмені) і шуми, що утворюються від трансформаторів, електричних генераторів та різними двигунами.

У процесі експлуатації різних енергетичних установок з двигунами внутрішнього згоряння вібрація від двигуна може змінюватися внаслідок зношування, розбалансування, забруднення чи деформації його рухомих деталей і вузлів. Прикладом виникнення небажаної вібрації від роторів турбомашин може бути пошкодження опор ротора, особливо в разі одностороннього нерівномірного зношення підшипників ротора. Рівень вібрації та шуму може характеризувати робочий стан дизеля, тому вимірювання рівнів вібрації і шуму входить до переліку параметрів, що використовуються під час технічної діагностики двигунів.

Основним джерелом шуму та вібрації на судах є головні та допоміжні двигуни, різного роду механізми і апарати, а також обладнання систем. Неприємні шуми та вібрація також утворюються при взаємних зіткненнях погано закріплених настилів, трубопроводів та різного роду металевих елементів під впливом вібрації корпусу самого судна. Також необхідно відзначити, що у деяких випадках джерелом виникнення шуму та вібрації може бути гребний гвинт судна або листи обшивки його корпусу і перегородок.

Санітарні норми з охорони праці обумовлюють гранично допустимі значення шуму й вібрації в МО різних суден та ізольованих постах управління механізма-

					КРМ.142.6221м.14.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ми та системами, а також у житлових, загальних і службових приміщеннях. Норми шуму й вібрації встановлюються з врахуванням часу їх впливу. Значення рівня шуму та вібрації є важливим експлуатаційним показником суднових дизелів.

Рівень шуму від головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila можна визначити за наступною формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1000$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 1000$ об/хв; N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 3060$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1000 + 3060^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1000}{1000}\right) \right] = 84,34 \text{ дБ}$$

Згідно з таблицею 5.1 рівень шуму суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) має припустимі значення.

Таблиця 5.1 – Гранично допустимі рівні шуму в суднових приміщеннях

Приміщення	Індекс межі спектру шуму									Рівень шуму не більше, дБ
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Машинне відділення:										
з постійною вахтою	80	102	95	89	84	80	76	73	70	85
періодичне обслуговування	90	110	104	98	94	90	85	83	80	95
з без вахтовим обслуговуванням	95	115	109	103	99	95	91	88	85	100
З ЦПК ЕУ	65	88	81	75	69	65	62	60	58	70
Виробничі приміщення, які розміщено у:										
МВ	80	102	95	89	84	80	76	73	70	85
поза МВ	65	88	81	75	69	65	62	60	58	70

Рівень вібрації від головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) можна визначити за наступною формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{ дБ}$$

					<i>KPM.142.6221м.14.05.ПЗ</i>					Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата						

де m – маса двигуна, $m = 51000$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1000 \cdot 3060^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 3060}{51000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{51000}{3060}} + 30 \lg \left(\frac{1000}{1000} \right) \right) = 80,95 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) не перевищує норм.

Для зменшення шуму від двигуна внутрішнього згорання можна за рахунок використання спеціальних звуконепроникних пристроїв – капсул. Капсула не має контактів із поверхнею дизеля. При цьому опори дизеля виконують таким чином, щоб вони мали високі віброізолювальні властивості. Такі самі дії виконуються під час конструювання і інших пристроїв, наприклад, органів управління з метою перешкодити проникненню коливань на зовнішню поверхню капсули, інакше корисний ефект буде втрачено.

Шум що виникає від впуску повітря та випуску відпрацьованих газів зазвичай знижують глушниками, які за принципом своєї дії ділять на активні та реактивні. В глушниках активного типу енергія від звукової хвилі перетворюється на теплову під час проходження крізь різного роду опори (перфоровані листи, сітки, різні звукопоглинальні матеріали). Опір можуть встановлювати, як послідовно потоку газу, або паралельно йому (в потоці). Ефективність останніх глушників менша, але й опір нижчий. Активні глушники дозволяють заглушати високочастотний шум. Реактивні глушники за конструкцією можуть бути у вигляді розширювальної камери, або низки резонансних камер. У глушниках подібного типу відбувається зменшення амплітуди звукових коливань завдяки розширенню потоку газу. На практиці звичайно використовують поєднання глушників обох типів. Теоретично величина можливого зниження рівня шуму у резонансній камері є максимальною тільки для резонансної частоти. У разі встановлення у резонансній камері якогось звукопоглинального матеріалу величина зниження рівня шуму на резонансній частоті дещо зменшується, при цьому розширюється частотний діапазон зниження рівня шуму. Так, без встановлення глушників на двигуні рівень шуму

					КРМ.142.6221м.14.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

впуску може досягати значень у 120...122 дБ на відстані 1м (здебільшого його знижують до відмітки у 30...35 дБ).

Активні глушники шуму всмоктування у турбокомпресорах дизелів зазвичай містять низку плоских металевих дисків, покритих вовняною, алюмінієвою чи іншого матеріалу. Можливі і інші будови повітряних каналів та розміщених у них звукопоглинальних елементів (рис. 5.1).

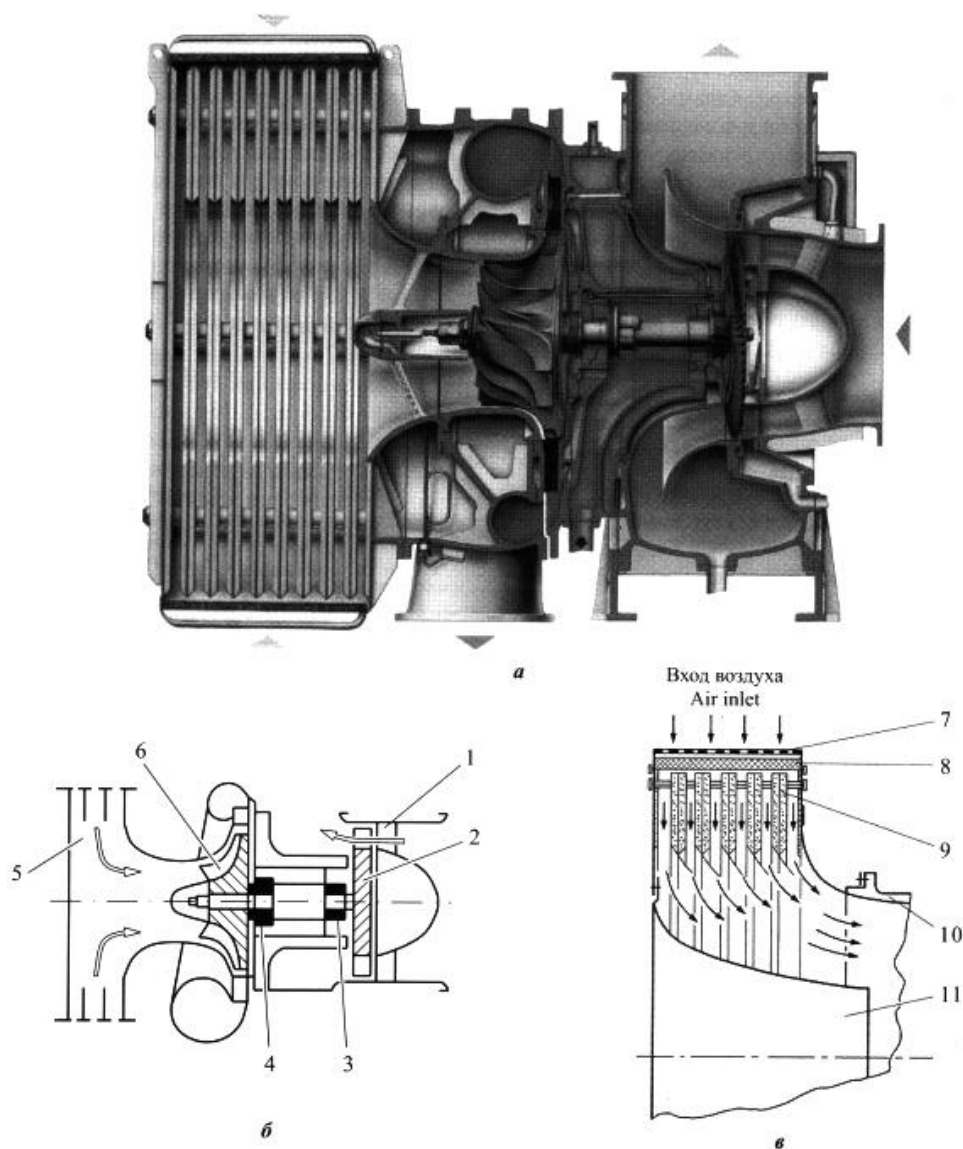


Рисунок 5.1 – Турбокомпресор з активним щілинним глушником шуму всмоктування

Звукопоглинальні елементи щілинних активних глушників всмоктування дизелів можуть виготовлятися як у вигляді плоских дисків, так і у вигляді вкладених

один в одного металевих конусів, вкритих повстю або іншим подібним пористим матеріалом. Потік повітря проходить каналами між поверхнями, що покриті звукопоглинальним матеріалом. Такі глушники є найкомпактнішими, а також найефективнішими із існуючих конструкцій.

На практиці об'єм глушника шуму дизеля становить до чотирьох об'ємів його робочого циліндра. Для глушіння шуму який виникає при випуску відпрацьованих газів використовують ті ж самі підходи, що й для зниження шуму від всмоктування повітря, і подібні методи, зокрема використовують активні та реактивні елементи зниження рівня шуму. Усі елементи системи газовипуску проектується та розраховуються, а також узгоджуються між собою. При цьому хаотичності у виборі діаметрів і довжин окремих ділянок газовипускної системи не допускається.

Усі існуючі методи зниження рівня шуму в ДВЗ базуються на використанні вібро- та звукоізоляції, а також на вібро- і звукопоглинанні. Під час глушіння шумів впуску повітря та випуску ВГ найбільшого розповсюдження отримали методи вібропоглинання. Ефект вібропоглинання базується на здатності певних конструктивних матеріалів поглинати енергію коливання хвилі через наявність в цих матеріалах внутрішнього тертя, внаслідок чого енергія коливання хвилі незворотно переходить у теплову енергію.

Призначення віброізоляції полягає у перешкоджанні поширенню енергії коливань звукової хвилі по конструкції чи по повітрю. До звукоізолювальних елементів відносять екрани. Екрани це такі пристрої, що частково перешкоджають проходженню звукових хвиль. Екран можна розміщувати безпосередньо на поверхні дизеля або його елементів. Особливо якщо на двигуні є якась поверхня, що досить інтенсивно звуковипромінює. В такому випадку екран матиме не тільки ізолюючу властивість, а і поглинаючу.

5.2. Охорона навколишнього середовища

Випускні гази ДВЗ містять здебільшого нешкідливі продукти згоряння палива, а саме – вуглекислий газ та пари води. У досить невеликій кількості в них міс-

					КРМ.142.6221м.14.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тяться речовини, що мають певну токсичну чи канцерогенну дію. Також у ВГ міститься сажа, яка сама по собі не токсична.

До першого різновиду шкідливих речовин у ВГ відносять такі речовини, що виникають під час згоряння традиційного вуглеводневого палива (дизеля або бензину) – продукти його часткового окислення та розкладання: окис вуглецю, вуглеводні різного хімічного складу й будови та сажа. До вуглеводнів прийнято відносити також пари незгорілого палива, наявність яких у ВГ не пов'язано безпосередньо з процесом окислення палива. Другий різновид токсичних речовин у ВГ становлять оксиди азоту, що виникають в процесі згоряння незалежно від виду та властивостей використаного палива.

Зважаючи на досить складний ланцюговий механізм горіння вуглеводневого палива, виникнення токсичних продуктів неповного окислення вуглеводнів розглядається, обмежуючись базовими факторами, пов'язаними з умовами згоряння палива в дизелях.

Зниження рівня токсичності та димності дизелів забезпечують, діючи на процеси сумішоутворення та згоряння палива. Зниження димності та викидів оксидів азоту з ВГ досягають покращенням розпилювання палива у камері згоряння, у цілому вдосконаленням сумішоутворення та згоряння. Перспективним є також використання певних антидимних присадок, розділеного впорскування палива та рециркуляції відпрацьованих газів ДВЗ. Доцільним є також обмежене зменшення кута випередження впорскування циклової дози палива.

Велике значення для зниження утворення оксидів азоту має скорочення періоду затримки займання палива у робочому циліндрі, оскільки при цьому зменшується швидкість наростання тиску $dp/d\phi$, швидкість тепловиділення на початку згоряння та, отже, максимальна температура згоряння T_z . Зменшення кута випередження впорскування також веде до зниження максимальної температури T_z і зменшує викиди оксидів азоту, однак є доцільним лише в обмежених випадках, оскільки одночасно збільшується димність відпрацьованих газів та підвищується витрата палива дизелем. Зменшення періоду затримки займання спостерігається у

					КРМ.142.6221м.14.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

випадку розділеного впорскування палива на дизелі, і його можна розглядати як один зі методів зменшення викидів оксидів азоту і зниження димності ВГ.

Для покращення процесу розпилювання палива підвищують тиск уприскування, що дає змогу зменшення димності та витрату палива, особливо це помітно за низької частоти обертання вала.

Досить ефективно зменшують димність випускних газів двигунів органометалеві присадки, що містять барій та марганець. Димність дизельного двигуна з нерозділеною камерою згоряння зменшується за великих навантажень на 40...90%, причому на концентрацію оксидів азоту присадки не діє. Більша частина барію з'єднується з сіркою, що є в паливі, і потрапляє з випускними газами двигуна в атмосферу у вигляді нешкідливого сульфату барію.

Запропоновано дві базові гіпотези дії присадок: згідно з першою гіпотезою вони загальмовують процеси утворення частинок сажі під час згоряння палива, згідно з іншою – зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок під час окиснення частинок сажі в процесах розширення та випуску.

5.3. Висновки до розділу

Розраховано рівень шуму та вібрації від суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila. Так рівень шуму та вібрації має припустимі значення і складають відповідно 84,34 дБ та 80,95 дБ. Виконано аналіз та розроблено рекомендації щодо зниження рівня шуму й вібрації у машинному відділенні криголаму. Розглянуто шляхи можливого зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів.

					<i>KPM.142.6221м.14.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «Дослідження впливу параметрів газообміну на ефективні показники судового двигуна 6ЧН 38/47,5» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі наведено короткий опис, основні характеристики криголаму та головного суднового дизельного двигуни 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila.

У другому розділі виконано розрахунки робочого циклу головного суднового дизельного двигуни 6ЧН 38/47,5 (6L38) для номінального режиму його роботи. У результаті виконання моделювання, отримано всі основні параметри робочого циклу головного дизеля, а також побудовано графічні залежності зміни основних його параметрів від кута повороту колінчастого валу.

У третьому розділі проаналізовано особливості організації процесу газообміну чотиритактних двигунів. Виконано дослідження впливу параметрів процесу газообміну, а саме кута відкриття та закриття випускних клапанів на ефективні показники головного суднового двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38) виробництва фірми Wartsila. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальним сполученням параметрів процесу газовипуску для двигуна 6ЧН 38/47,5 є кут початку відкриття випускного клапану 50° , а закриття 42° . Таке поєднання параметрів процесу газовипуску забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 0,184,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, що на 1,63 % менше ніж при заводських налаштуваннях ($g_e=187,46 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$), при цьому усі закладені обмеження повністю виконуються. Також найкраще поєднання обраних факторів за результатами експерименту (точка «А») забезпечує $\alpha=2,4$ та $P_{\text{pump}}=11,5 \text{ кВт}$.

У четвертому розділі магістерської роботи представлено результат визначення позитивного результату від проведеної роботи по модернізації головного суднового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5 (6L38). Річний економічний ефект для споживача від використання одного модернізованого дизеля, у порі-

					КРМ.142.6221м.14.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

внянні з серійним двигуном становитиме 2395125,994 грн, а незначні кошти
потрачені на модернізацію окупляться вже за місяць.

У п'ятому розділі розраховано рівень шуму та вібрації від головного су-
днового дизельного двигуна 6ЧН 38/47,5. Так рівень шуму та вібрації має
припустимі значення і складають відповідно 84,34 дБ та 80,95 дБ. Виконано
аналіз та розроблено рекомендації щодо зниження рівня шуму й вібрації у ма-
шинному відділенні криголаму. Розглянуто шляхи можливого зменшення ви-
кидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів.

Таким чином можна зробити загальний висновок о позитивних результа-
тах проведених досліджень та підвищення паливної ефективності дизельного
двигуна 6ЧН 38/47,5.

					КРМ.142.6221м.14.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.

4. Марченко А. П., Пильов В. О. М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 336 с.

5. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. [текст] / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 423 с.

7. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с

8. Diesel engine reference book [text] / edited by B. Challen, R. Baranescu. – Oxford. : Butterworth - Heinemann, 1999. – 714 p.

9. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals [text] / John B. Heywood. – New York. : McGraw Hill New York, 1988. – 930 p. – ISBN 0-07-100499-8.

10. Hiereth H. Charging the Internal Combustion Engine. Powertrain [text] / H.

					<i>KPM.142.6221м.14.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Hiereth, P. Prenninger. – Wien. : Springer Wien New York, 2007. – 268 p.

11. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

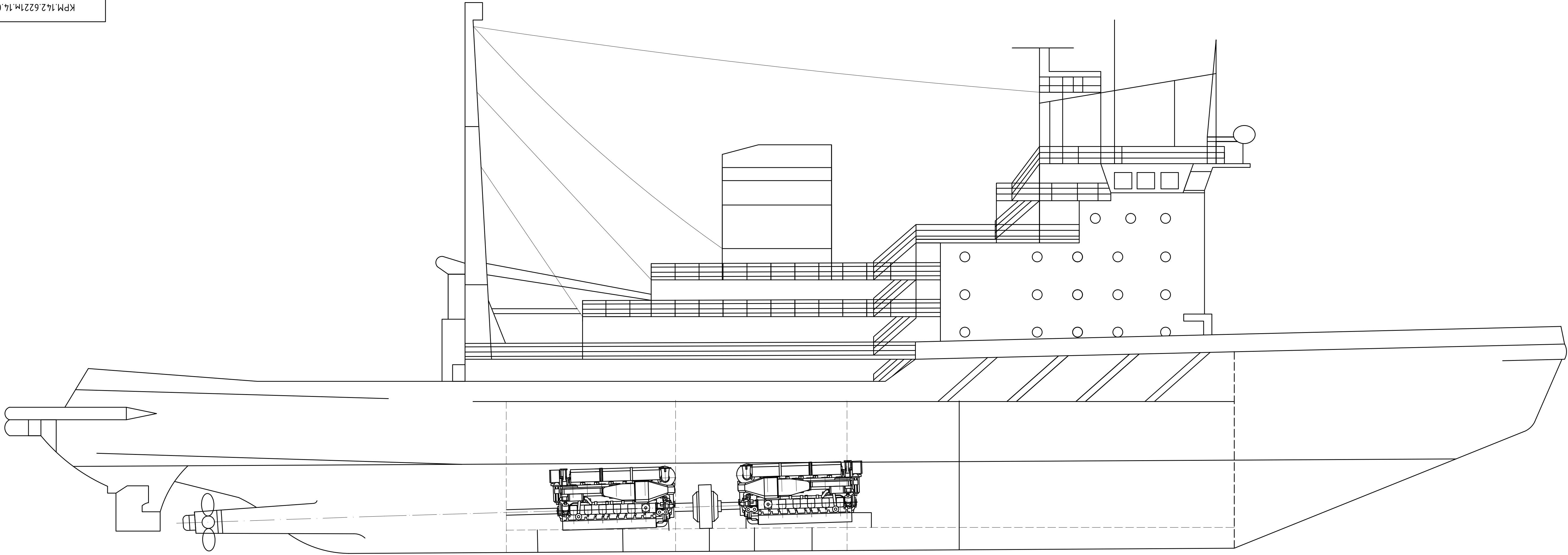
12. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

13. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines Eighth edition [text] / Edited by Doug Woodyard. - Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. – 884 p.

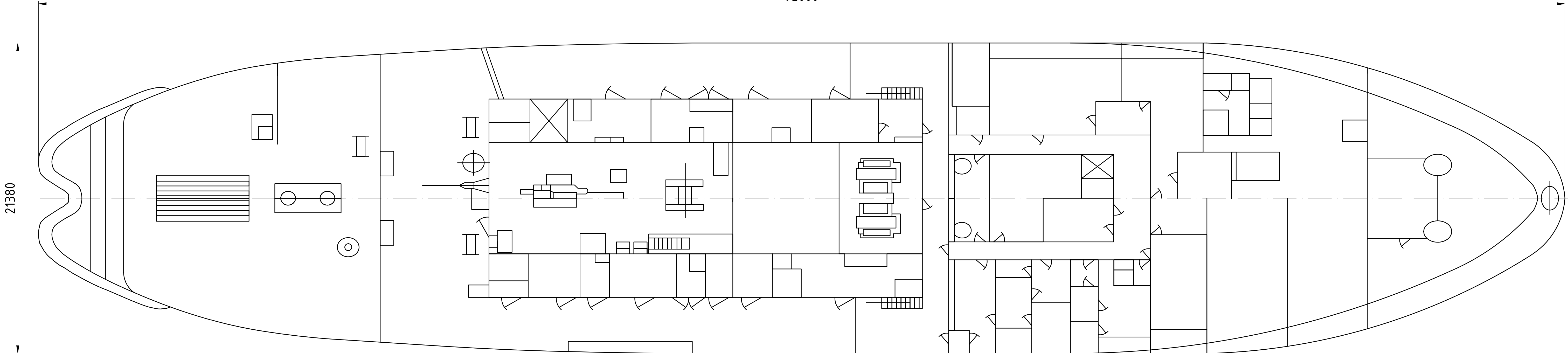
14. Мінчев Д.С., Нагірний А.В. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2012. 100 pp.

15. Крушедольский О.Г. Моделирование рабочих процессов транспортных дизелів на експлуатаційних режимах. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 217 pp.

					<i>KPM.142.6221м.14.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

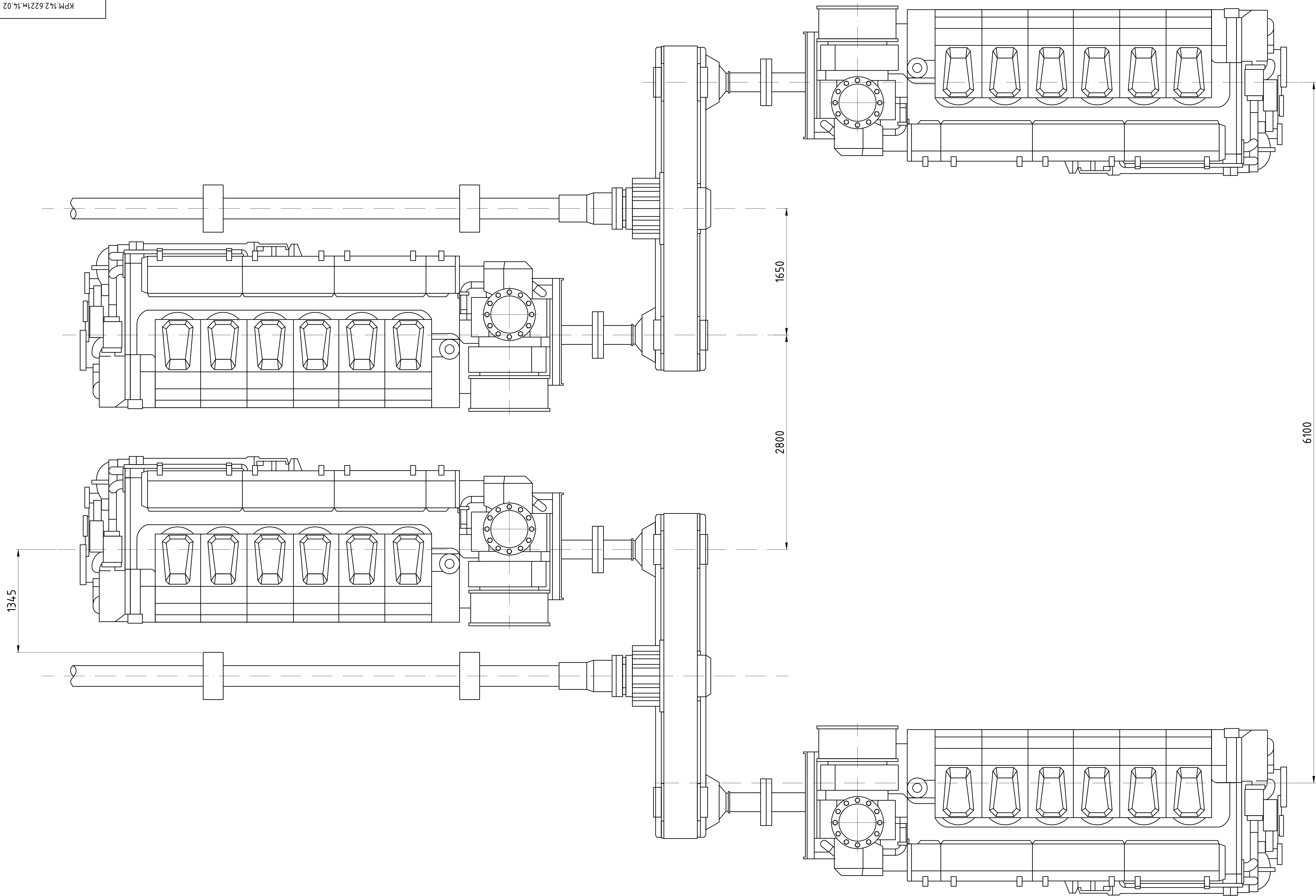


92000

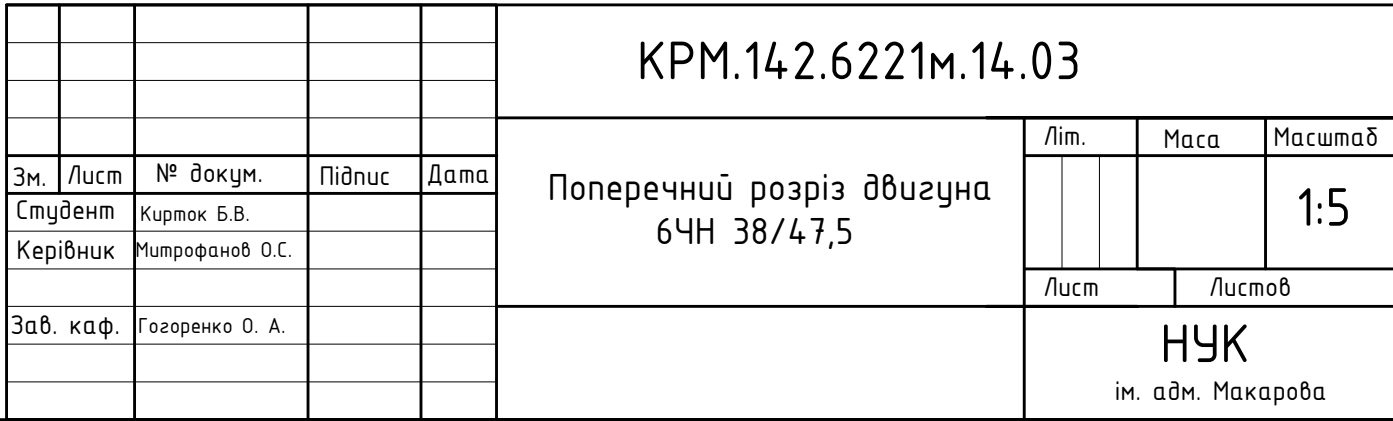


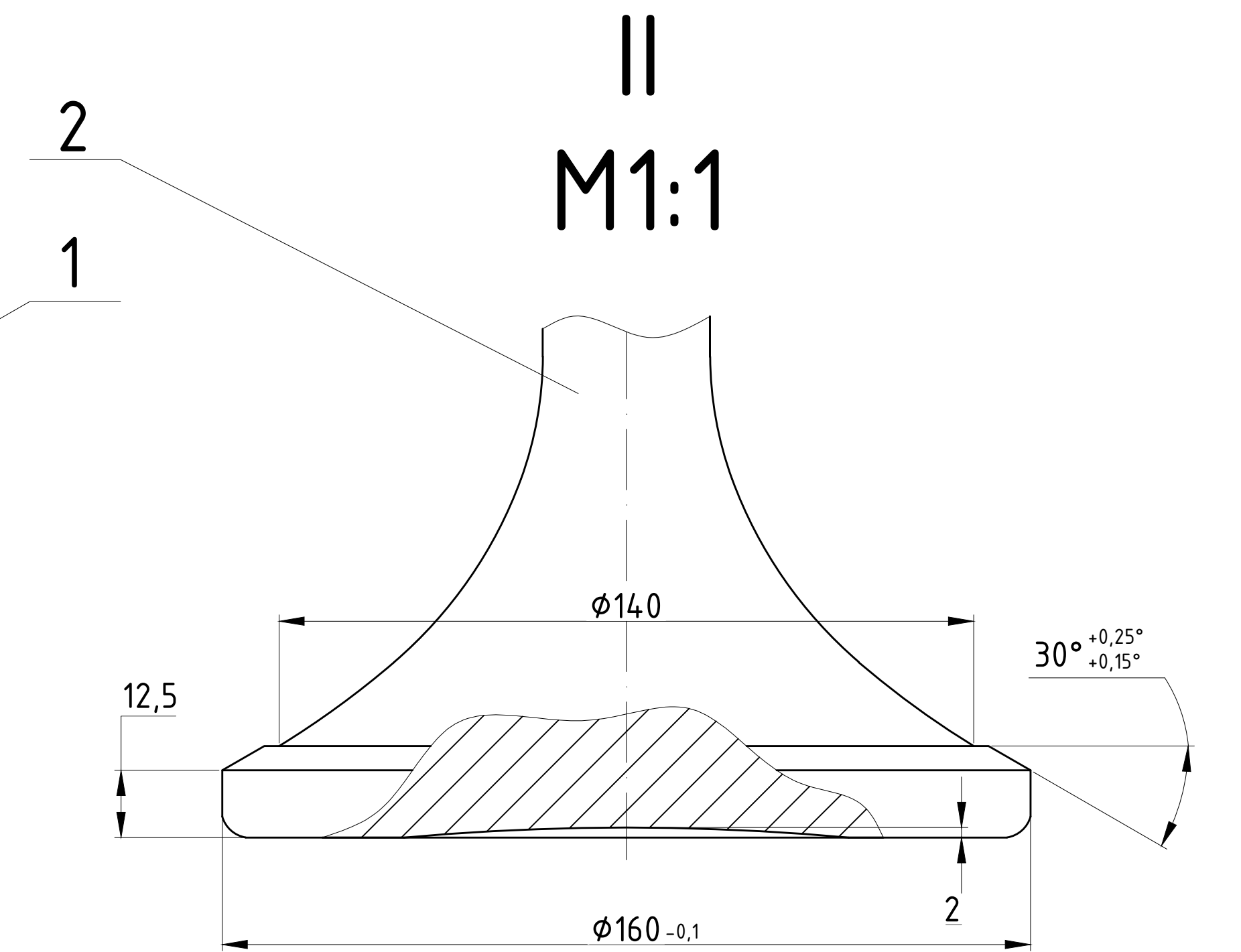
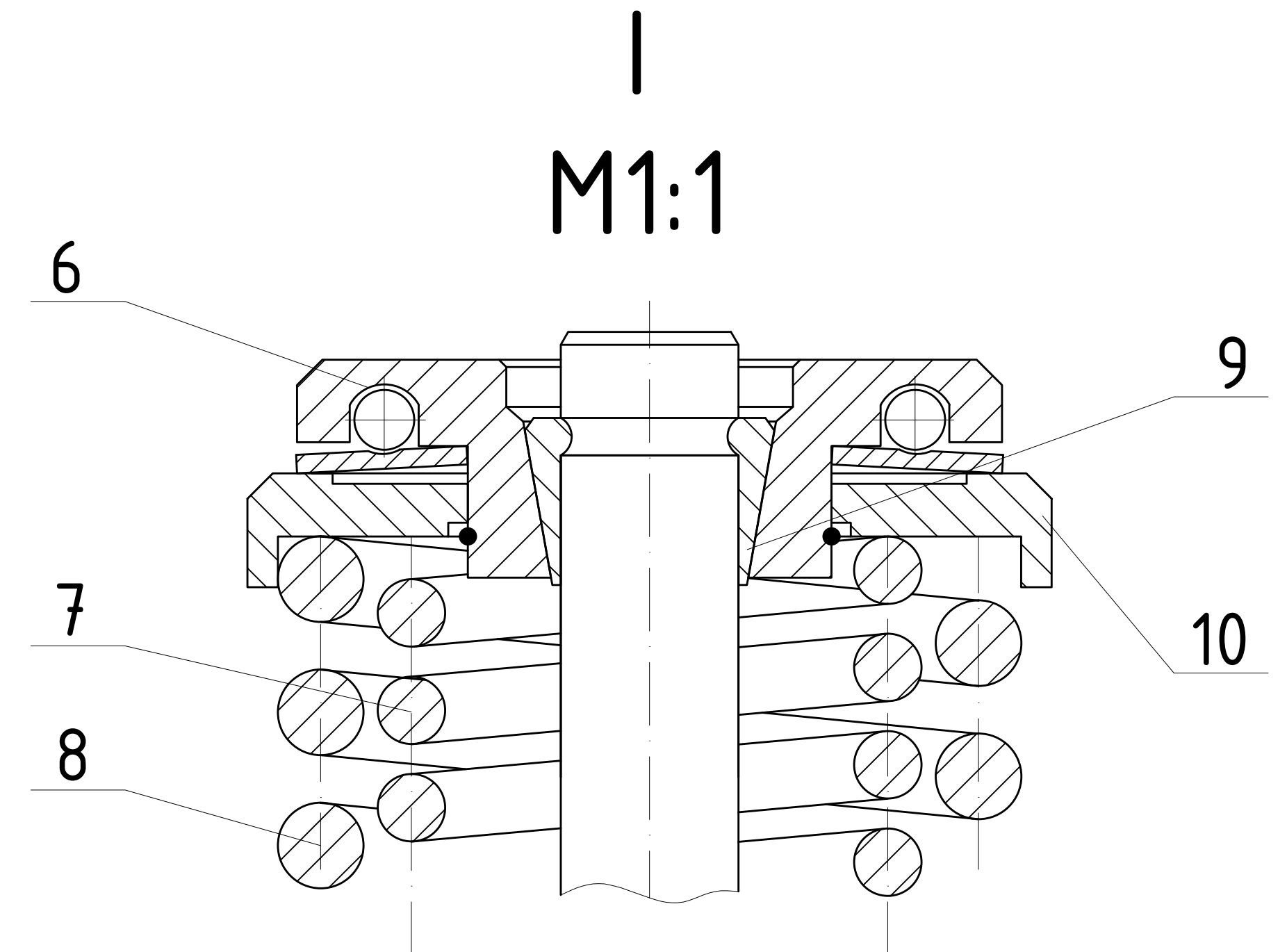
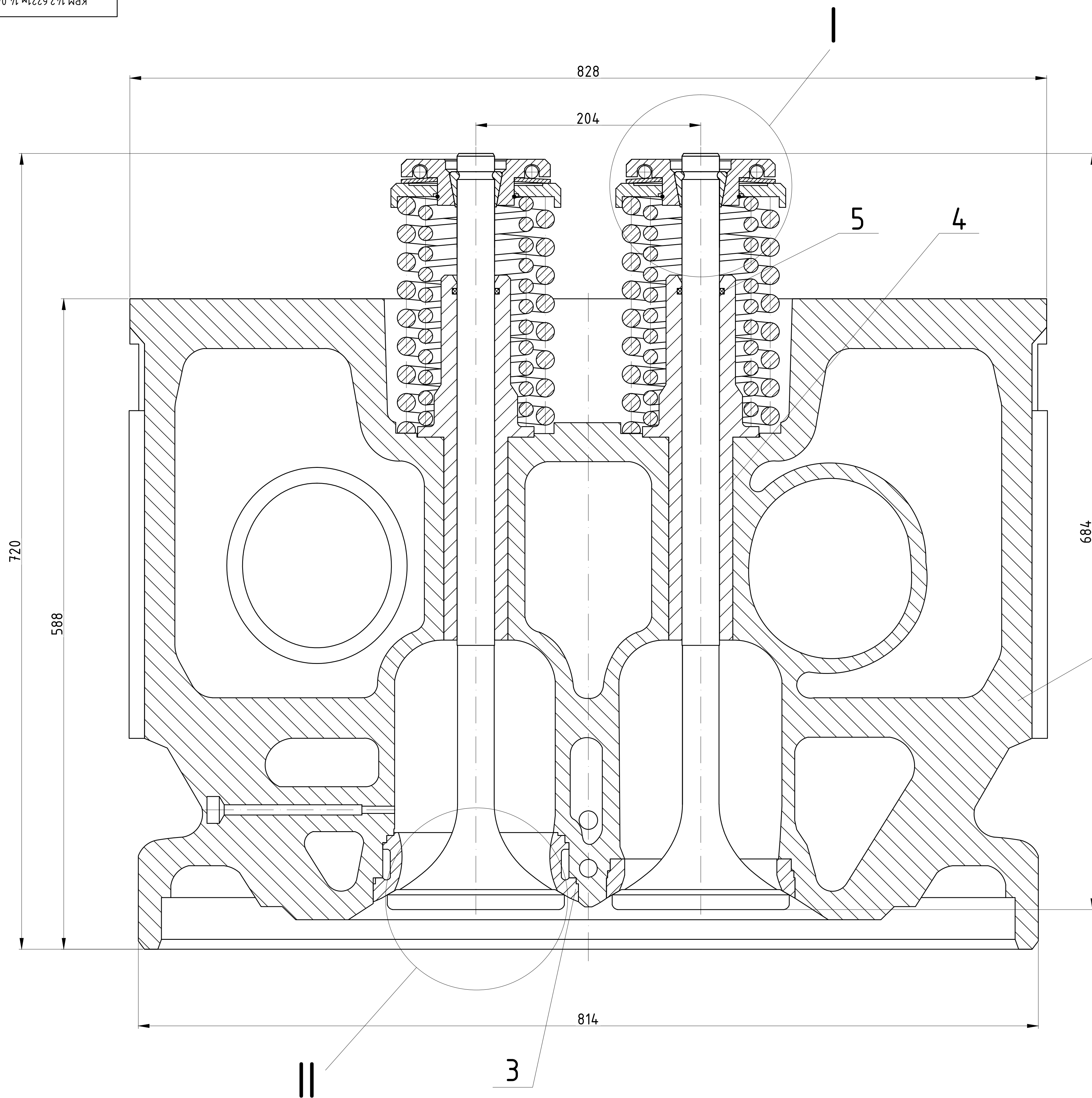
21380

KPM.142.6221m.14.01						Загальний вигляд криголаму			Літ.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Кирток Б.В.									
Керівник		Митрофанов О.С.									
Зав. каф.		Гозаренко О. А.									
									НУК ім. адм. Макарова		

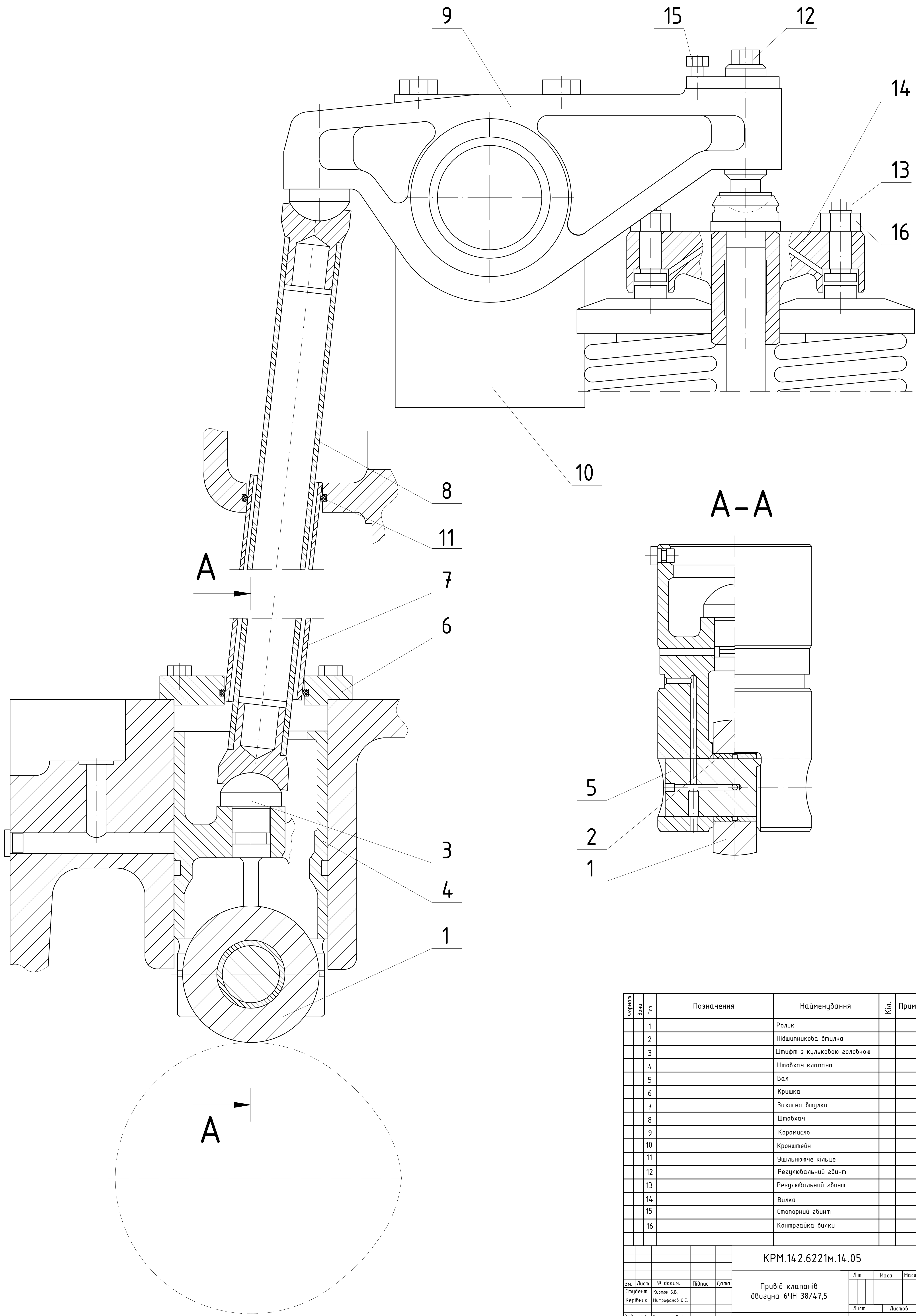


KPM.142.6221m.14.02						Компонування енергетичної установки криголаму		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Лім.	Маса	Масштаб
Студент		Кирпак Б.В.						
Керівник		Митрофанов О.С.				Лист	Листов	
Зав. каф.		Гозоренко О. А.				НУК ім. адм. Макарова		

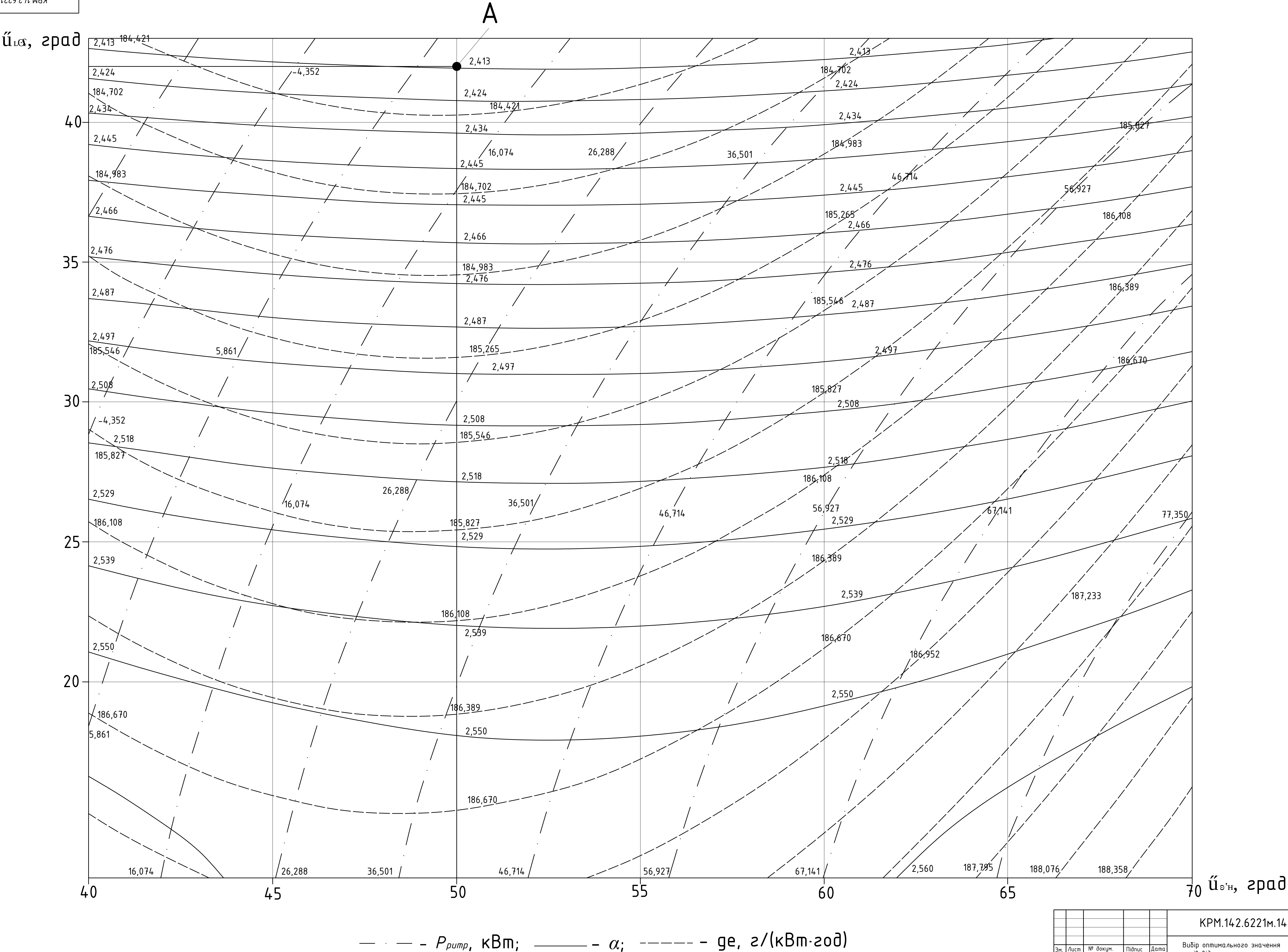




Формат	Знак	Поз.	Позначення		Найменування	Кіл.	Примітка		
		1			Кришка робочого циліндра				
		2			Випускний клапан				
		3			Сідло клапана				
		4			Направляюча клапана				
		5			Ущільнююче кільце				
		6			Обертвовий механізм (Rotocap)				
		7			Пружина				
		8			Пружина				
		9			Сухар				
		10			Тарілка				
					КРМ.14.2.6221м.14.04				
Зм. Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Кришка робочого циліндру двигуна 6ЧН 38/47,5		Лит.	Маса	Масштаб	
Ступень	Курток Б.В.							1:2	
Керівник	Митрофанов О.С.								
Зав. каф.	Гогоренко О. А.					Лист		Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Ролик		
		2		Підшипникова втулка		
		3		Штифт з кульковою головкою		
		4		Штовхач клапана		
		5		Вал		
		6		Кришка		
		7		Захисна втулка		
		8		Штовхач		
		9		Коромисло		
		10		Кронштейн		
		11		Ущільнююче кільце		
		12		Регулювальний гвинт		
		13		Регулювальний гвинт		
		14		Вилка		
		15		Стопорний гвинт		
		16		Контргайка вилки		
				KPM.142.6221M.14.05		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Привід клапанів двигуна 6ЧН 38/47,5	
Студент		Кирток Б.В.				
Керівник		Митрофанов О.С.			Лит.	
Зав. каф.		Гозоренко О. А.			Лист	
					НЧК	
					ім. адм. Макарова	



					KPM.142.6221м.14.06				
					Вибір оптимального значення кутів відкриття та закриття випускних клапанів	Лист		Маса	Масштаб
						Лист		Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Кирток Б.В.							
Керівник		Митрофанов О.С.							
Зав. каф.		Гогоренко О. А.							