

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 ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ НА
ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ СУДОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 26/98**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти

Святослав КОВ'ЮК

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

Ков`юку Святославу Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники судового двигуна 6ДКРН 26/98

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.
(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 – 2400 кВт; частота обертання колінчатого валу – 250 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Застосування судового двигуна 6ДКРН 26/98 в складі енергетичної установки транспортного рефрижератора. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи судового двигуна 6ДКРН 26/98. 3. Аналіз та дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники МОД. 4. Економічне обґрунтування модернізації паливної апаратури МОД. 5. Аналіз та розробка загальних заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд транспортного рефрижератора. 2. Поперечний перетин двигуна 6ДКРН 26/98. 3. Схема паливної системи двигуна 6ДКРН 26/98. 4. Залежності зміни параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна. 5. Паливний насос високого тиску.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ №4	д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.		
Розділ №5	д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Застосування судового двигуна 6ДКРН 26/98 в складі енергетичної установки транспортного рефрижератора.		
2.	Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи судового двигуна 6ДКРН 26/98.		
3.	Аналіз та дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники МОД.		
4.	Економічне обґрунтування модернізації паливної апаратури МОД.		
5.	Аналіз та розробка загальних заходів з охорони праці та навколишнього середовища.		

Здобувач освіти

(підпис)

Святослав КОВ`ЮК

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота направлена на дослідженню впливу параметрів процесу паливоподачі на ефективні показники головного суднового малообертового дизельного двигуни 6ДКРН 26/98 (S26-МС MAN B&W).

Здійснено короткий опис транспортного рефрижератора та дизельного двигуни типу 6ДКРН 26/98.

Виконано моделювання робочого циклу головного суднового двигуни 6ДКРН 26/98 для його номінального режиму роботи у результаті якого та отримано всі необхідні параметри циклу та побудовано графіки залежностей зміни основних його параметрів від кута повороту колінчастого валу.

Здійснено загальний аналіз принципу дії та особливостей конструкцій паливної апаратури, відокремлено головні параметри процесу паливоподачі, що безпосередньо мають вплив на раціональну організацію робочого циклу, а також проаналізовано перспективні шляхи удосконалення систем паливоподачі малообертових двигунів.

Реалізовано дослідження впливу параметрів процесу паливоподачі, а саме кута початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалості упорскування $\varphi_{вп}$ на ефективні показники суднового дизельного двигуна 6ДКРН 26/98. Встановлено оптимальне сполучення початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалості упорскування $\varphi_{вп}$, що забезпечило зниження питомої ефективної витрати палива на 2 г/(кВт·год).

Отримано річний економічний ефект для судновласника від реалізації модернізації двигуна 6ДКРН 26/98 у розмірі 1461159,847 грн. Визначено рівень вібрації та шуму, що генерує судновий двигун, а також здійснено аналіз ймовірних шляхів зниження токсичності відпрацьованих газів завдяки налаштуванню паливної апаратури.

Магістерська робота виконана українською мовою на 82 аркушах розрахунково-пояснювальної записки, містить 5 креслень формату А1.

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

					КРМ.142.6221м.15.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is aimed at studying the influence of the parameters of the fuel supply process on the efficiency of the main ship's low-speed diesel engine 6DKRN 26/98 (S26-MC MAN B&W).

A brief description of the transport refrigerator and the 6DKRN 26/98 diesel engine is given.

The modelling of the operating cycle of the main ship's engine 6DKRN 26/98 for its nominal operating mode was carried out, as a result of which all the necessary cycle parameters were obtained and graphs of dependencies of changes in its main parameters on the crankshaft angle were constructed.

A general analysis of the principle of operation and design features of fuel equipment is carried out, the main parameters of the fuel supply process that directly affect the rational organisation of the operating cycle are identified, and promising ways to improve fuel supply systems for low-speed engines are analysed.

A study of the influence of the parameters of the fuel supply process, namely the injection start angle $\varphi_{n.in}$ and the injection duration φ_{in} on the effective performance of the 6DKRN 26/98 marine diesel engine was carried out. The optimal combination of the injection start $\varphi_{n.in}$ and the injection duration φ_{in} , which ensured a decrease in specific effective fuel consumption by 2 g/(kWh), was established.

The annual economic effect for the shipowner from the implementation of the modernisation of the 6DKRN 26/98 engine was obtained in the amount of 1461159.847 UAH. The level of vibration and noise generated by the ship's engine was determined, and an analysis of possible ways to reduce the toxicity of exhaust gases through the adjustment of fuel equipment was carried out.

The master's thesis is written in Ukrainian on 82 pages of calculation and explanatory note, contains 5 drawings of A1 format.

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

					<i>KPM.142.6221m.15.II3</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ

РОЗДІЛ 1 МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 26/98 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

- 1.1. Загальна характеристика транспортного рефрижератора.....
- 1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки транспортного рефрижератора.....
- 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 головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

- 3.1. Загальна характеристика паливної апаратури судових ДВЗ...
- 3.2. Основні параметри процесу паливоподачі
- 3.3. Удосконалення системи паливоподачі дизелів.....
- 3.4. Фізичний та числовий експерименти, як засоби дослідження процесів у ДВЗ.....
- 3.5. Використання повного факторного експерименту для дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники двигуна.....
- 3.6. Розрахунок режимів роботи головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 для різного поєднання факторів із використанням плану-матриці повного факторного експерименту
- 3.7. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 26/98

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 транспортного рефрижератора.....
- 5.2. Охорона навколишнього середовища.....
- 5.3. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Додаток А. Загальний вигляд транспортного рефрижератору

Додаток Б. Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 26/98

Додаток В. Паливна система двигуна 6ДКРН 26/98

Додаток Г. Залежності зміни параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна

Додаток Д. Паливний насос високого тиску

					КРМ.142.6221м.15.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

За темою кваліфікаційної роботи: *«Дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники судового двигуна 6ДКРН 26/98»* виконано дослідження впливу параметрів паливної апаратури малообертового дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 (S26-МС) виробництва фірми MAN B&W на зміну ефективних показників його роботи.

Дизель 6ДКРН 26/98 (S26-МС) використовується у якості головного суднового двигуна. Зменшення витрат на (особливо витрат на паливо) експлуатацію головного суднового двигуна є важливою та актуальною задачею. Забезпечити зниження витрати палива та покращення екологічних показників суднового двигуна можливо за рахунок раціональної організації робочого процесу. Ефективне використання енергії палива у робочому циліндрі напряму залежить від роботи паливної апаратури та її характеристик. Якісне сумішоутворення забезпечує повноту згоряння та мінімізацію шкідливих викидів з відпрацьованими газами. При цьому питома ефективна витрата дизельного палива повинна знизитися, а ефективний ККД двигуна – зрости. Для забезпечення поставленої задачі здійснюється дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники суднового двигуна, а результати дослідження будуть представлені у якості рекомендацій щодо модернізації дизеля 6ДКРН 26/98 (S26-МС).

					КРМ.142.6221м.15.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА БДКРН 26/98 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

1.1. Загальна характеристика транспортного рефрижератора

За останні роки незалежності України рибпромисловий флот поповнюється значною кількістю нових спеціалізованих суден, які забезпечують виловлювання і переробку риби у віддалених районах світового океану.

Організація ведення рибного промислу в океані потребує періодичного постачання рибодобувних суден паливом, провіантом, водою та промисловими припасами, а також відвантаження з цих суден рибної продукції та доставка її у порти. Такі зазначені функції найбільш ефективно можуть виконувати сконструйовані у нашій державі океанські транспортні рефрижератори нового типу, водотоннажністю близько двадцяти тисяч тон.

Транспортний рефрижератор рис. 1.1 характеризується цілим рядом переваг перед подібними судами даного типу. По-перше вони відрізняються значно високою швидкістю ходу повною механізацією виконання навантажувально-розвантажних робіт, можливістю перевезення контейнерів, збільшенням об'ємів рефрижераторних трюмів, значно вищою автоматизацією й управлінням енергетичної установки і наявним рефрижераторним обладнанням.

Головний транспортний рефрижератор (див. рис. 1.1) класу КМ Л₁ А₂ – для необмеженого району плавання. Рефрижератор має позбитковий підводний борт та кормове розташування машинного відділення і жилої настройки. Таке розташування сприяє найкращому використанню кубатури трюмів, зменшує довжину валопроводу енергетичної установки, поліпшує проведення навантажувально-розвантажних робіт у морі.

Непотопляємість транспортного рефрижератора забезпечується при затопленні одного будь-якого відсіку. Остойчевість в усіх експлуатаційних умовах задовольняє вимоги Регістру для судів 1-ї категорії. Основні технічні характеристики транспортного рефрижератора подано у таблиці 1.1.

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

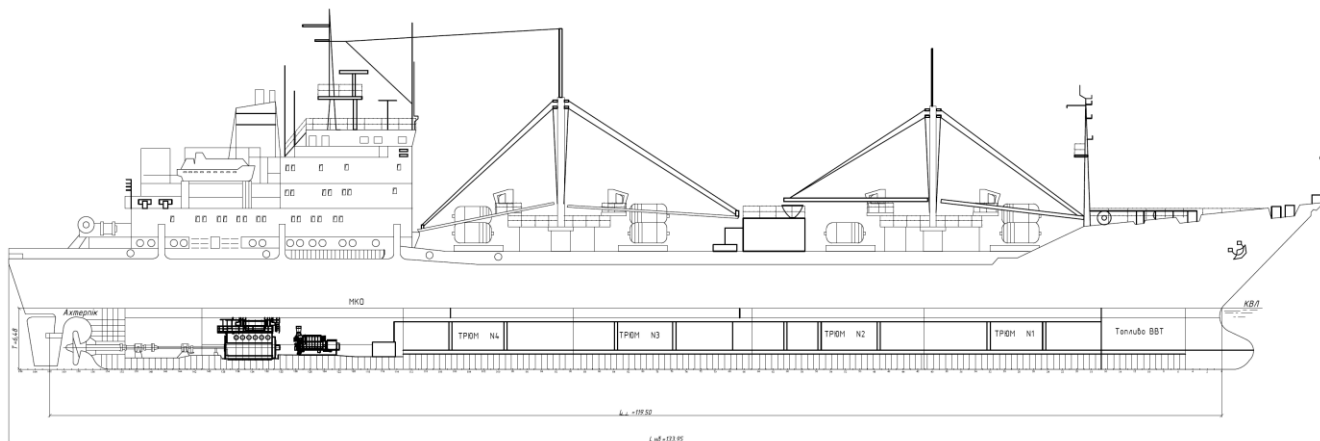


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд транспортного рефрижератора

Корпус транспортного рефрижератора виготовлено на базі малолегованої сталі марки – 09Г2 з межею текучості 300 МПа, а також вуглецевої сталі марки – ВМСтЗСп з межею текучості 240 МПа. Система набору судна є змішаною. По вздовжній системі набирання довжини, верхня і нижня палуби – по поперечній (слідуючи корпусні конструкції). Екіпаж транспортного рефрижератора розміщено у восьми блок-каютах, які складаються із кабінету, спальні і санвузла, дванадцяти одномісних кают з душем, двадцять вісім двомісних й чотиримісних кают з душем. Також є спеціальна каюта для лоцмана, столова й салон екіпажа кают, приміщення та салон командного складу можуть застосовуватися для проведення суспільних заходів.

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики транспортного рефрижератора

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Довжина судна	м	172,1
2	Довжина найбільша між перпендикулярами судна	м	160
3	Ширина судна	м	23
4	Висота борту до верхньої палуби судна	м	13,7
5	Осадка судна	м	8,1
6	Водотоннажність судна	т	8300
7	Дейдвест судна	т	11330
8	Максимальна ефективна потужність головного двигуна	кВт	2400
9	Швидкість	вуз	18,5
10	Дальність плавання	миль	25000
11	Вмістимість	м ³	
	- рефрижераторних трюмів		16200
	- топ ливних цистерн		7100
	- водяних цистерн		900

1.2. Опис конструкції та характеристика енергетичної установки транспортного рефрижератора

У якості головного суднового двигуна на транспортному рефрижераторі використовується малообертовий двотактовий дизельний двигун 6ДКРН 26/98 (MAN S26MC) (рис. 1.2) виробництва всесвітньо відомої фірми MAN B&W. Потужність ГД складає 2400 кВт, частота обертання – 250 хв^{-1} , діаметр циліндра – 260 мм, хід поршня – 980 мм, а витрата палива – 182 г/(кВт·год) .

Фундаментна рама дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 має досить спрощену коробчасту конструкцію. Фундаментна рама сталева суцільнозварна, встановлюється на фундамент корпусу транспортного рефрижератора та кріпиться болтами на клинах зроблених з металу (рис.1.3) .

Поперечні опори рами дизеля сталеві литі з виконаними отворами для виходу анкерних зв'язків. У постіль фундаментної рами вкрито тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників, які залиті білим металом –бабітом.

У піддоні масла фундаментної рами дизеля з боку корми є отвір, закритий сіткою, для зливання масла з картеру в масляну циркуляційну цистерну, яка розміщується під дизелем у подвійному дні корпусу транспортного рефрижератора.

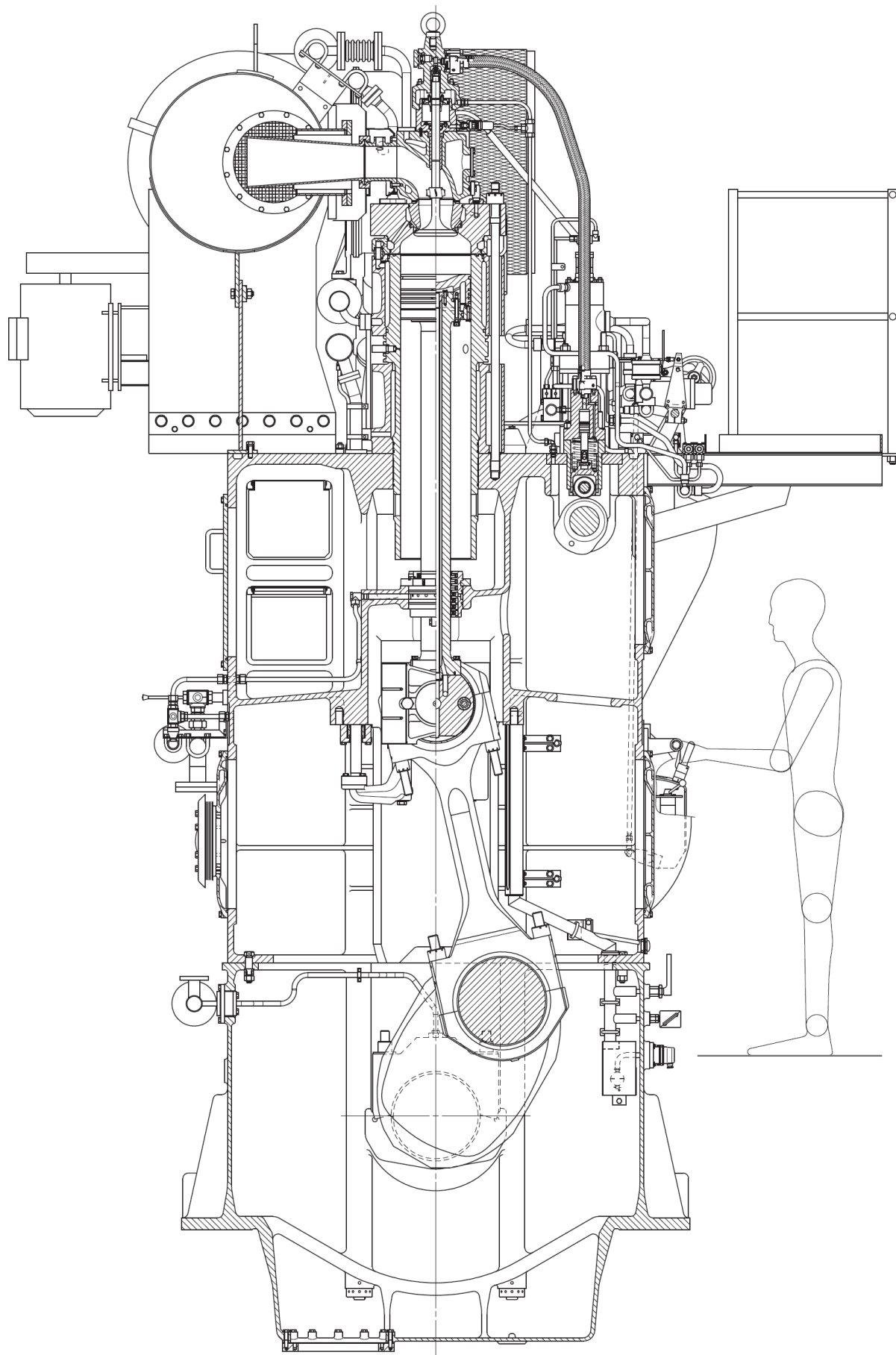


Рисунок 1.2 – Креслення конструкції двигуна 6ДКРН 26/98

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ

Аркуш

З корми дизеля 6ДКРН 26/98 є спеціальний відсік для розміщення різних приводів з вбудованим у ньому упорним підшипником колінчастого валу. Картер (або станина) дизеля 6ДКРН 26/98 сталевий суцільнозварний. Картер має входні двері у кожен відсік робочих циліндрів та відсік приводів з боку керування. При цьому відсік приводів також має двері й із іншої його сторони.

Запобіжні клапани картеру розташовуються у верхній частині з боку газовихлопу дизеля й з носового торцю. Кожен робочий циліндр дизеля має по чотири сталевих направляючих крейцкопфа, які приварено до конструкції картера.

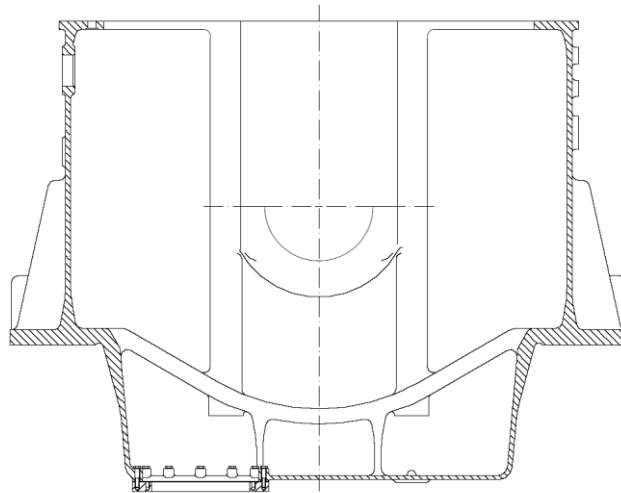


Рисунок 1.3 – Конструкція фундаментної рами дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

Блок циліндрів дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 зібрано у єдиний моноблок за допомогою прізонних болтів з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок циліндрів дизеля запресована циліндрова втулка.

Перепуск охолоджуючої рідини з блоку циліндрів у сорочку охолодження відбувається по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки охолодження у кришку робочих циліндрів – по таким же самим перепускним патрубкам.

Втулка робочого циліндра дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 – суцільнолита та виготовлена з модифікованого чавуну (рис. 1.4). У нижній частині втулки робочого циліндра є тридцять продувних вікон.

Як і в дизелях, що будує підприємство MAN B&W більш старих модефікацій, великий борт втулки робочого циліндру вірніше частини втулки має свердління

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

для проходження охолоджуючої рідини із зарубашечного простору у кришку робочого циліндра двигуна.

Змазка циліндрової втулки двигуна 6ДКРН 26/98 здійснюється за допомогою циліндрового масла, яке поступає через два ряду отворів розміщених у верхній частині втулки. З боку дзеркала втулки кожен отвір змащення має спеціальні роздавальні канавки для покращення змащення.

Ущільнення посадкового місця між втулкою робочого циліндра та блоком циліндрів забезпечується шляхом притиранням посадочних місць (без використання прокладок) між втулкою та кришкою робочого циліндру – ущільнюючим кільцем із незагартованої (сирої) сталі.

Специфічне тангенційне розміщення вікон продування у плані забезпечує закручення потоків повітря, що поступає у робочий циліндр і їх гвинтоподібний рух від вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух повітря зберігається до кінця стиснення та сприяє покращенню сумішоутворення.

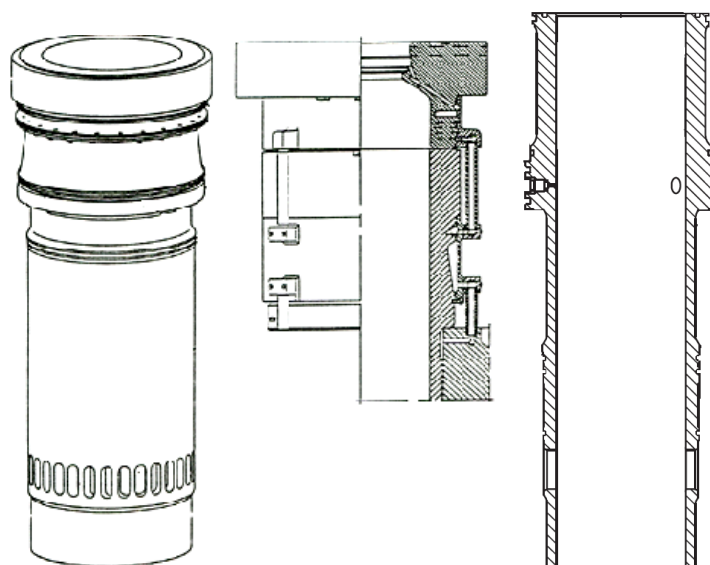


Рисунок 1.4 – Конструкція втулки циліндра дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

Кришка робочого циліндру дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 – колпачкового типу, сталева лита, з виконаними у неї свердліннями для проходження охолоджуючої рідини (рис. 1.5). У кришці робочого циліндру дизеля роз-

міщено симетрично дві форсунки, випускний клапан, запобіжний клапан та індикаторний кран.

Кришка робочого циліндру двигуна кріпиться до блоку робочих циліндрів за допомогою 16 шпильок, що проходять через порожнисту сорочки охолодження верхньої частини втулки.

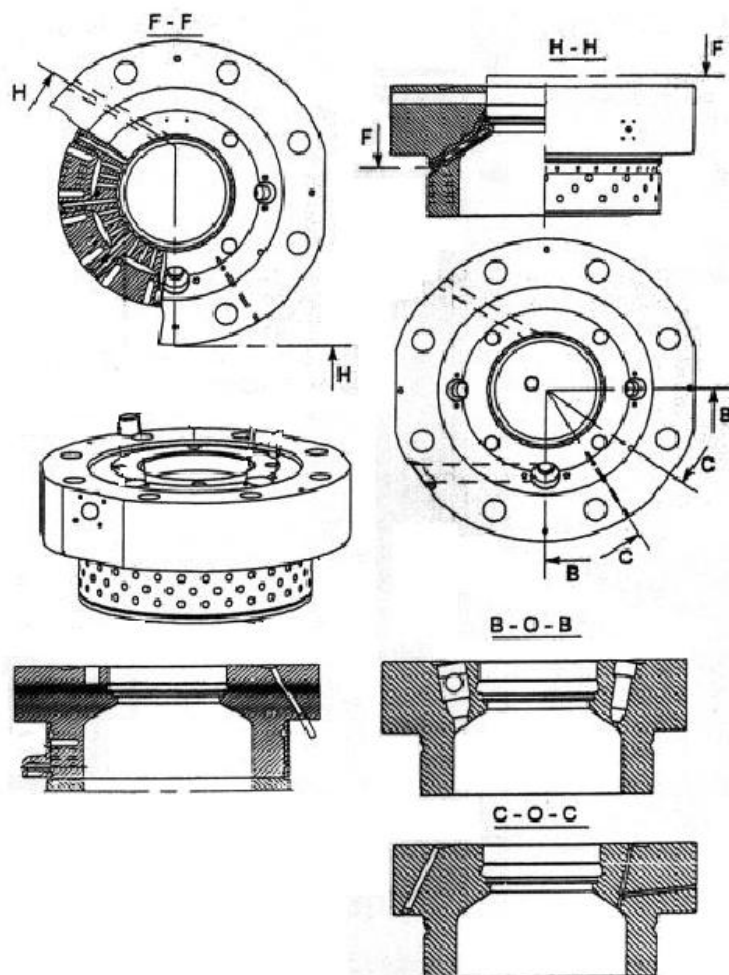
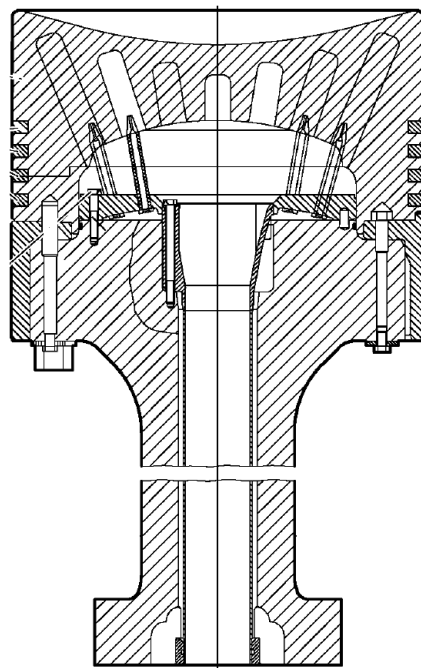


Рисунок 1.5 – Устрій кришки циліндрів МОД 6ДКРН 26/98

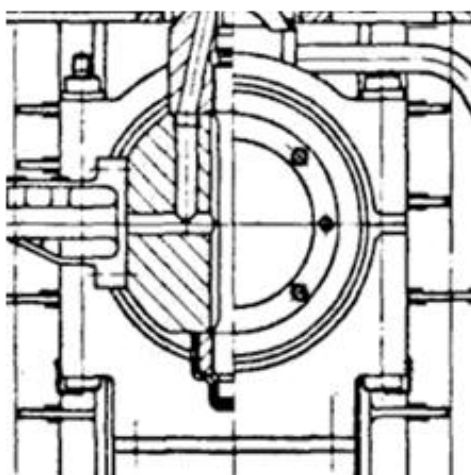
Поршень дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 складається з сталеві головки та укороченого чавунного тронку (рис. 1.6). На поршень містить чотири ущільнюючих (або компресійних) кільця, а на тронку вставляються два красномідних паска, що слугують покращенню притирання. Поршень дизеля охолоджується маслом, що підводиться та відводиться за допомогою виконаного свердління у поперечині крейцкопфу та сталеві трубки розміщеної у середині штока поршня. Поршень двигуна виготовлено із якісної хромо-молібденової сталі.

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



**Рисунок 1.6 – Конструкція поршня дизельного
малообертового двигуна 6ДКРН 26/98**

Крейцкопф дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 є двостороннім, з чотирма повзунами, залитими білим металом – бабітом (рис. 1.7). Поперечина крейцкопфа сталева та кована з просвердленими каналами для можливості проходу масла. До поперечини крейцкопфу за допомогою різьбових з'єднань кріпиться підп'ятник штока, коліно телескопу підведення змащення й зливна труба масла охолодження поршня дизеля.



**Рисунок 1.7 – Конструкція крейцкопфу дизельного
малообертового двигуна 6ДКРН 26/98**

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ

Аркуш

Шатун дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 спочатку виготовляють у вигляді сталевий відливки з наступним куванням, а далі виконують механічну обробку (рис. 1.8).

Верхня головка шатуна дизеля 6ДКРН 26/98 має вильчатую форму, верхня та нижня головки шатуна – невід'ємні від стрижня. Вкладиші верхньої головки та мотельового підшипників тонкостінні сталеві, залиті білим металом – бабітом. У середині шатуна двигуна 6ДКРН 26/98 є свердлення для проходження масла від головного до мотильового підшипників. Шатун (рис. 1.8) має короткий та міцний стрижень, що достатньо позитивно сприяє зменшенню загальної висоти МОД.

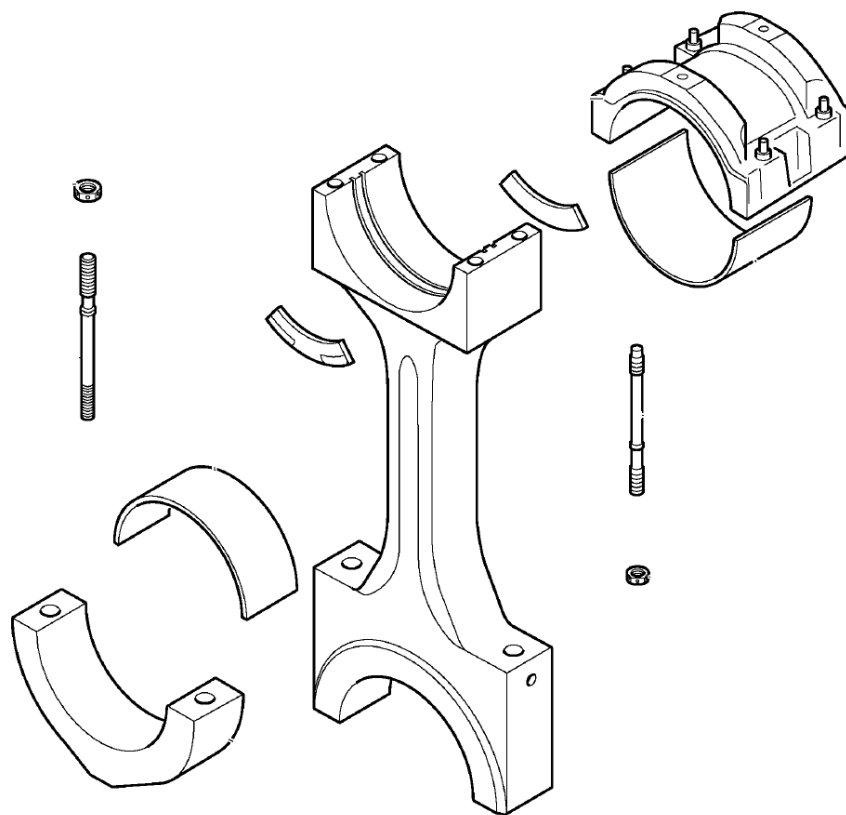


Рисунок 1.8 – Конструкція шатуна дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

Колінчастий вал (рис. 1.9) дизеля 6ДКРН 26/98 виготовлений зі сталі має полу зiставну конструкцію (кривошипи литі, а рамові шийки запресовані). З носа дизеля на колінчастому валу є поршень демпфера осьових коливань, а також насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з балансирами урівноваження. З корми дизеля 6ДКРН 26/98 до колінчастого валу приєднується дворя-

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дна зірочка приводу розподільчого валу. Упорний гребінь з упорним підшипником знаходиться у відсіку приводів.

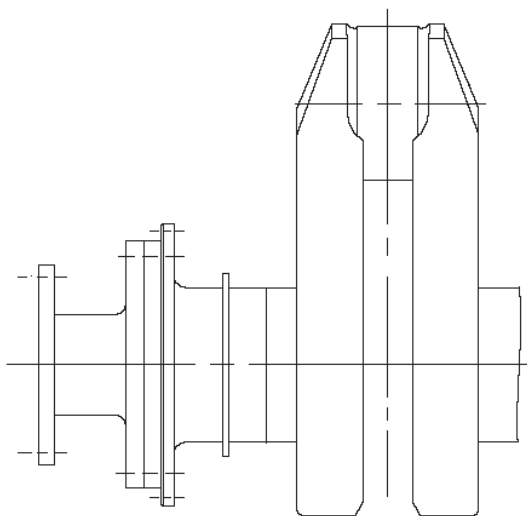


Рисунок 1.9 – Конструкція колінчастого валу дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

Розподільний вал дизеля 6ДКРН 26/98 приводиться у рух дворядним чотирьодюймовим ланцюгом (рис. 1.10), а дві проміжні зірочки застосовуються для розміщення балансирів таких же, як і з носу дизеля. Це зроблено для забезпечення урівноваження виникаючих моментів від сил інерції II-го порядку. Від розподільного валу приводиться у рух валик лубрикаторів циліндрового змащення та регулятор частоти обертання дизеля.

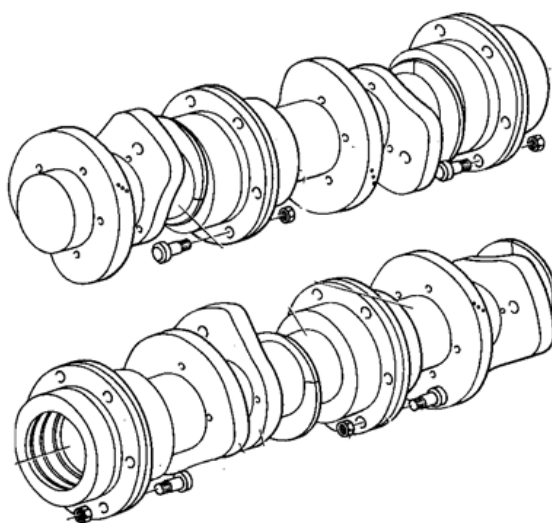


Рисунок 1.10 – Конструкція розподільчого валу дизельного

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ

Аркуш

малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

З кормового торця до розподільчого валу дизеля прикріплено валик повітро-розподільника. Кулачки приводу паливних насосів та газорозподілу й сполучні фланці ділянок розподільчого валу насаджені за допомогою гарячепрессової посадки.

Кулачки розподільчого валу насаджені на вал на гарячу посадку, однак можуть бути індивідуально відрегульовані методом підведення масла з високим тиском. Провисання ланцюга приводу не допустиме, так як він знаходиться під постійними натягом за допомогою гідроциліндра, його змащення здійснюється чистим маслом, що забезпечує високий ресурс ланцюга (рис.1.11).

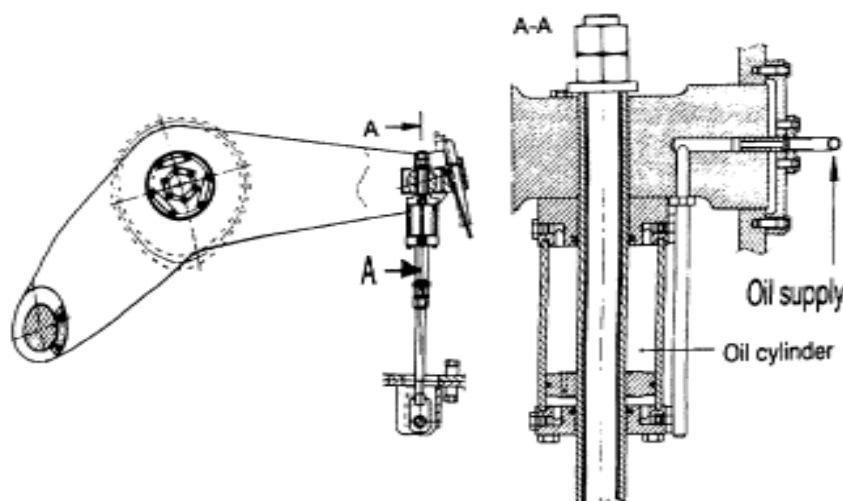


Рисунок 1.11 – Конструкція натягувача ланцюга приводу розподільчого валу дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

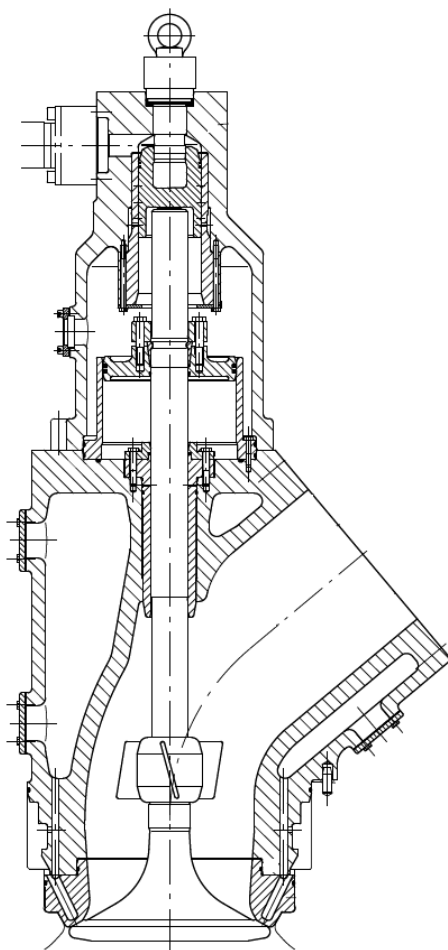
Судновий дизельний двигуна 6ДКРН 26/98 має загальноприйняту систему пуску, що містить у собі головний пусковий клапан, пускові клапани робочих циліндрів, а також золотниковий повітророзподільник. При реверсі дизеля реверсують тільки повітророзподільник та штовхачі ПНВТ (за допомогою використання актуаторів на кожному паливному насосі).

Випускний клапан двигуна 6ДКРН 26/98 має чавунний литий корпус шпиндель з імPELLером для провертання потоком газів та охолоджуване сідло (рис. 1.12). Охолоджуюча рідина по свердлінням у кришці переміщується через свердління у сідлі досить близько від посадкового пояса. Потім рідина прямує у поро-

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

жнину охолодження корпусу випускного клапана й виходить з верхньої точки корпусу клапана в трубу відливу. Посадкові паски шпинделя й сідла випускного клапана наплавлені стеллітом. Відкривається випускний клапан за допомогою гідравлічного поршня, закривається – пневматичного поршня. Кріпиться випускний клапан дизеля до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

Кожен робочий циліндр двигуна 6ДКРН 26/98 обладнано випускним клапаном, розміщеним у центрі кришки робочого циліндру й фіксується чотирма шпильками з гайками закручування та затиск, яких здійснюється гідравлічними гайковертом з відповідним зусиллям.



**Рисунок 1.12 – Конструкція випускного клапану
дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98**

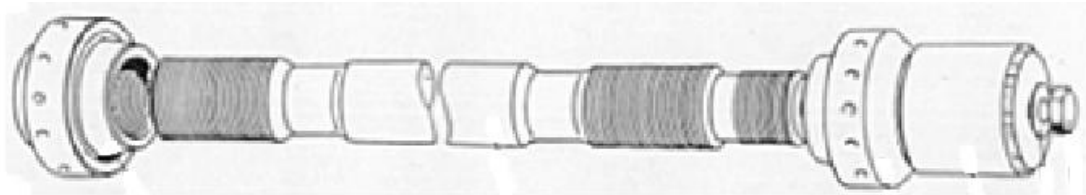
Завдяки ефекту чистого витіснення відпрацьованих газів, якісна очистка робочого циліндру досягається навіть при малому коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55). Використання випускних клапанів, замість вікон, при виробництві

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сучасних МОД дозволяє підбирати оптимальні фази газорозподілу та керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на усьому діапазоні робочих навантажень дизеля. Судновий двигун 6ДКРН 26/98 має так звану ізобарну систему наддування (тобто система з постійним тиском). При зменшенні навантаження на двигуні приблизно до 25 % включаються електричні повітродувки.

Повітряний ресивер двигун 6ДКРН 26/98 не містить герметичних перегородок, які відділяють порожнини кожного робочого циліндру, як це було зроблено на МОД попереднього покоління (у разі використання підпоршневих порожнин у якості другої ступені наддува).

Анкерні болти (рис.1.13) двигун 6ДКРН 26/98 сталеві складні. Складаються з двох частин. Анкерні болти стягують воєдино блок циліндрів, картер та фундаментну раму. На двигуні використовується шістнадцять болтів. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічним шляхом.



**Рисунок 1.13 – Конструкція анкерного болта
дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98**

Паливна система двигун 6ДКРН 26/98 розрахована на роботу як на дизельному, так і на важкому паливі. Паливна система високого тиску має ПНВТ золотникового типу з регулюванням паливоподачі по кінцю та 2 форсунки з однобічним розпилюванням пального на кожен циліндр МОД. Конструкція паливної апаратури двигун 6ДКРН 26/98 дозволяє працювати на всіх режимах навантаження тільки на високов'язких паливах, без використання дизельного легкого.

Підшипники розподільчого вала, штовхачі паливних насосів та випускних клапанів змащуються від головних масляних насосів. Приводи випускних клапанів двигун 6ДКРН 26/98 отримують масло з головної системи змащення. Для збільшення тиску на вході у механізм приводу випускного клапану можуть бути

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

встановлені бустерні насоси. Після підшипників, штовхачів та приводів випускних клапанів масло стікає до піддону корпусів підшипників, де таким чином підтримується потрібний рівень змащування робочих поверхонь шайб. Після цього масло стікає назад до стічної масляної цистерни.

Система циркуляційної змазки колінчастого валу двигун 6ДКРН 26/98 та його розподільчого валу є розділеними. Насоси масла для змащення колінчастого валу (дві штуки) – відцентрового типу, з електроприводом. Масло поступає до дизеля по двом трубках – від нижньої трубки на змащування підшипників (рамових та упорного) й приводу, від трубки зверху до телескопів на змащення головного, крейцкопфного та мотильового підшипників, а також на здійснення охолодження поршня. Масло підшипників розподільчого валу та живлення гідравлічної системи відкриття випускних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами, які мають електропривод. Змащення циліндрів здійснюється лубрикаторами масла з подачею масла на кожному ході поршня.

Забортна вода забирається з кінгстона насосом заборотної води. Далі, відповідно потік рідини ділиться на самостійні окремі один від одного напрямки – до охолоджувача масла, охолоджувача прісної води та на охолодження допоміжних двигунів. Забортна вода потім знову змішується та надходить до терморегулятора з трьохходовим клапаном й потім на клапан зливу води за борт судна. Терморегулятор контролюється датчиком температури, що встановлений прийомній трубці заборотної води. Терморегулятор системи охолодження відрегульовано так, щоб вода у прийомному патрубку насоса була на рівні вище 10° С з метою унеможливлення загущення змащувального масла на холодних поверхнях охолодження. У випадку якщо відбувається падіння температура на вході нижче встановленої відмітки, терморегулятор забезпечує рециркуляцію охолоджувальної води до всмоктуючого трубопроводу насоса заборотної води.

У двигун 6ДКРН 26/98 подається стиснуте повітря від турбонагнітача, що розташований на стороні випуску. Відпрацьовані гази приводять у дію турбіну турбонагнітача, а через вал турбіна приводить у дію компресор. Компресор забирає повітря з машинного відділення судна, пропускаючи його через повітряні фі-

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

льтри. Після компресора повітря поступає у охолоджувач надувного повітря ОНП. Труба для передачі стиснутого повітря з компенсатором ізольована й всередині покрита матеріалом для зниження рівня шуму. ОНП також відділяє конденсат з повітря. Стиснуте повітря нагнітається у ресивер продувочного повітря через спеціальний блок клапанів, які встановлено унизу ресивера. З продувочного ресивера стиснуте повітря поступає в циліндр дизеля через продувочні вікна, коли поршень знаходиться у НМТ.

1.3. Висновок до розділу

Малообертовий судновий дизельний двигун 6ДКРН 26/98 (MAN S26MC) виробництва фірми MAN B&W є сучасним та надійним і відповідає усім вимогам експлуатації на транспортному рефрижераторі. Поперечний розріз дизеля 6ДКРН 26/98 та загальний вигляд транспортного рефрижератора представлено на кресленнях формат – А1. Для зниження паливної витрати дизелем 6ДКРН 26/98 (MAN S26-MC) потрібно виконати дослідження впливу параметрів його паливної апаратури на ефективні його показники роботи.

					КРМ.142.6221м.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

2.1. Загальна характеристика математичної моделі

Для проведення моделювання робочого циклу використовується математична модель, яка відноситься до класу термодинамічних математичних моделей з отриманням зміни головних параметрів робочого тіла у циліндрі дизеля. Математична модель формується на вирішенні складної системи диференціальних рівнянь.

Фактично база методики моделювання робочого циклу двигунів у диференційній формі на базі квазістаціонарного (феноменологічного) підходу покладена на початку 50-х років минулого століття.

Суть квазістаціонарного підходу, на якому побудовано модель розрахунку, полягає у тому, що параметри робочого тіла у циліндрі двигуна у певний проміжок часу (наприклад, який відповідає 1° п.к.в.) приймаються однаковими в всіх точках цієї термодинамічної системи.

Так, серед вітчизняних вчених необхідно відзначити таких, як М. І. Глаголева та Б. М. Гончара. Розроблені ними підхід, свого часу, не отримав належного поширення через досить значну трудомісткість при проведенні ручних рахунків.

З появою ЕОМ та їх поширенням відбувся бурхливий розвиток моделей третього покоління, що дало змогу подолати такі недоліки як трудомісткість і значна тривалість розрахунку та повною мірою використати переваги таких моделей, головними з яких є:

- досить значне підвищення точності розрахунків у порівнянні з інтегральними методиками (метод Гриневецького-Мазінга);
- дають можливість оцінки впливу геометричних параметрів органів газообміну і багато інших конструктивних, регулюючих й настроюючих параметрів на РЦ ДВЗ;
- можливість врахування в математичній моделі кінетики вигорання палива;

					<i>КРМ.142.6221м.15.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– можливість врахування нестационарного теплообміну в циліндрі ДВЗ.

В підґрунті будови матмоделі розрахунку є перший закон термодинаміки щодо відокремленого об'єму. У загальному вигляді записується наступним чином:

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + pdV,$$

де $\sum i_j dM_j$ – ентальпія, яка внесеної (вираз буде зі знаком «+») або винесеної (зі знаком «-») з елементарною масою dM_j по відношенню до відповідного об'єму V ; dQ – елементарна кількість теплоти, що підведена до тіла; M – маса тіла у циліндрі дизеля; u – питома внутрішня енергія тіла у циліндрі дизеля; p – робочого тіла тиск у циліндрі.

2.2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи головного суднового двигуна 6ДКРН26/98

Номінальний режим роботи двигуна – це режим, на якому дизель розвиває найбільшу ефективну потужність, зазначену заводом виробником у його паспорті, протягом достатньо тривалого часу за фіксованої частоти обертання валу і нормальних атмосферних умов.

Для здійснення процедури оцінювання отриманих результатів моделювання робочого циклу роботи головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 в таблиці 2.1 наведено основні параметри цього подібного типорозміру дизелів, а також найближчих до нього аналогів МОД.

Таблиця 2.1 – Головні параметри аналогів досліджуваного МОД

Модель за номенклатурою фірми виробника/ за ДСТУ	Потужність, що приходить-ся на один циліндр, кВт	Частота обертання валу, мін^{-1}	Середній ефективний тиск у циліндрі P_e , МПа	Питома витрата пального, г/кВт·год
UEC-37LA /ДКРН37/88	515	210	1,554	171
UEC-45LA/ДКРН45/135	882	158	1,559	176
RTA-38/ДКРН38/110	680	196	1,667	181
RTA-48/ДКРН48/140	1090	154	1,675	178
S26-MCE/ДКРН26/98	290	250	1.34	171

					КРМ.142.6221м.15.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Початкові (або вихідні дані) та отримані результати для номінального режиму роботи головного суднового двигуна 6ДКРН26/98 представлено у табличній формі (відповідно, таблиці 2.2 – 2.3).

Таблиця 2.2 – Початкові дані для моделювання МОД 6ДКРН26/98

№	Позначення	Один. вим.	Зна-ня	Назва відповідного параметру
1.	D	м	0,26	Діаметр циліндра
2.	S	м	0,98	Хід поршня дизеля
3.	i_z	шт.	6	Кількість робочих циліндрів
4.	n	хв^{-1}	250	Частота обертання колінчатого валу
5.	N_e	кВт	2400	Ефективна потужність
6.	η_m		0,95	ККД механічний
7.	ε		14	Ступінь стискання
8.	λ		0,435	Кривошипно-шатунне відношення
9.	P_k		3,2	Ступінь підвищення тиску повітря у ТК
10.	T_0	К	303	Температура повітря (навколишня)
11.	P_0	кПа	100,2	Тиск навколишнього середовища
12.	ΔP_k	кПа	2	Втрата тиску повітря при охолодженні у ОНП
13.	ΔP_t	кПа	4	Опір вихлопної системи
14.	$\eta_{a.k}$		0,84	ККД компресора адіабатний
15.	$\eta_{a.t}$		0,82	ККД турбіни адіабатний
16.	$\eta_{m.tk}$		0,92	ККД турбокомпресора механічний
17.	$T_{\text{вонп1}}$	К	293	Температура води при вході у ОНП
18.	η_{co}	К	0,96	ККД системи охолодження НП
19.	i_{z1k}		6	Число роб. циліндрів, які об'єднано спільною секцією випуск. колектора
20.	$V_{\text{в.к.}}/V_s$		10	Відношення об'єму секції випуск. кол. до робочого об'єму циліндра дизеля
21.	Φ		1	Константа імпульсності турбіни
22.	$\varphi_{\text{н.вп.}}$	град. п.к.в.	170	Кут початку упорскування
23.	$\varphi_{\text{впр.}}$	град. п.к.в.	22	Тривалість уприскування
24.	$\varphi_{\text{о.вип.}}$	град. п.к.в.	290	Кут відкриття вип. клапану
25.	$\varphi_{\text{з.вип.}}$	град. п.к.в.	56	Кут закриття вип. клапану
26.	$\varphi_{\text{о.вп.}}$	град. п.к.в.	320	Кут відкриття вікон продування
27.	$\varphi_{\text{з.пв.}}$	град. п.к.в.	40	Кут закриття вікон продування
28.	$\varphi_{\text{т.в.пв.}}$	град. п.к.в.	40	Тривалість відкривання вікон продування
29.	$\varphi_{\text{т.в.вип.}}$	град. п.к.в.	63	Тривалість відкривання вип. клапану
30.	$\varphi_{\text{т.з.пв.}}$	град. п.к.в.	40	Тривалість закривання вікон продування
31.	$\varphi_{\text{т.з.вип.}}$	град. п.к.в.	63	Тривалість закривання вип. клапану
32.	$b_{\text{пр.в.}}$	м	0,032	Ширина вікон продування
33.	$n_{\text{пр.в.}}$		18	Кількість вікон продування
34.	$d_{\text{вип.кл.}}$	м	0,143	Діаметр випускного клапану
35.	$n_{\text{вип.кл.}}$		1	Кількість вип. клапанів

36.	$h_{\text{вп.в.}}$	м	0,0784	Висота вікон продування
37.	$h_{\text{вип.кл.}}$	м	0,0429	Висота підйому вип. клапанів
38.	$\alpha_{\text{вип.кл.}}$	град.	45	Кут конусу тарілки вип. клапанів
39.	$\mu_{\text{вп.к.}}$		0,82	Коефіцієнт витрати для вікон продування
40.	$\mu_{\text{вип.к.}}$		0,80	Коефіцієнт витрати для вікон продування
41.	μF_t	м^2	0,018	Пропускна здатність для турбіни
42.	m		0,3	Показник характеру згоряння
43.	X_z		0,98	Частка згорілого пального до кінця згоряння
44.	A_i		0,0000038	Коефіцієнт у формулі Толстого (для розрахунку часу затримки займання)
45.	Q_n	$\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	44170	Нижча теплота згоряння пального
46.	E_a		21000	Умовна енергія активації
47.	i_c		6	Кількість соплових отворів розпилювача форсунки
48.	d_c	м	0,00033	Діаметр соплових отворів розпилювача форсунки
49.	E_c		1,7	Коефіцієнт у формулі для розрахунку середнього діаметра крапель
50.	$A_{z,i}$	с^{-1}	6	Константа часу випаровування великих крапель пального
51.	Δ_s	м	0,04	Товщина стінки втулки робочого циліндру
52.	$R_{\text{ствт}}$	$(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки втулки
53.	$R_{\text{сткр}}$	$(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки кришки робочого циліндру
54.	$R_{\text{стпр}}$	$(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки поршня
55.	$h_{\text{ов}}$	%	90	Довжина охолоджуваної частини втулки (закладається у відсотках від ходу поршня дизеля)
56.	$\alpha_{\text{тр.в}}$		0,82	Частка теплоти тертя, що відводиться з охолоджувальною рідиною
57.	$\alpha_{\text{тр.м}}$		0,18	Частка теплоти тертя, що відводиться у масло
58.	$\alpha_{\text{ввт}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	5	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини
59.	$\alpha_{\text{вкр}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	9	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини
60.	$\alpha_{\text{впр}}$	$\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	5	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини
61.	$T_{\text{ввт}}$	К	350	Середня температура води в сорочці охолодження двигуна
62.	$T_{\text{вкр}}$	К	350	Середня температура води в кришці циліндру двигуна
63.	$T_{\text{впр}}$	К	348	Середня температура масла, що охолоджує поршень

**Таблиця 2.3 – Отримані результати моделювання номінального режиму роботи
МОД 6ДКРН26/98**

№	Позначення	Один. вим.	Зна-ня	Назва відповідного параметру
1.	N_e	кВт	2400,75	Ефективна потужність
2.	g_e	кг/(кВт·год)	0,182	Питома ефективна витрата палива
3.	Π_k		3,2	Ступінь підвищення тиску в компресорі
4.	$\varphi_{зг.}$	град.	97,56	Тривалість видимого згоряння
5.	$\varphi_{з.восп.}$	град.	1	Кут затримки займання
6.	P_z	кПа	15545,73	Максимальний тиск згоряння
7.	T_z	К	1766,98	Максимальна температура згоряння
8.	P_i	кПа	1942,83	Середній індикаторний тиск
9.	P_e	кПа	1845,69	Середній ефективний тиск
10.	P_s	кПа	199,00	Тиск повітря в ресивері
11.	T_s	К	296,54	Температура повітря в ресивері
12.	P_c	кПа	8337,80	Тиск суміші наприкінці стиснення
13.	T_c	К	804,11	Температура суміші наприкінці стиснення
14.	T_t	К	491,1	Середня температура газів перед турбіною
15.	P_t	кПа	221,5	Середній тиск газів перед турбіною
16.	T_{zt}	К	428,7	Середня температура газів за турбіною
17.	T_b	К	1201,1	Температура газів у момент відкриття випускного клапана
18.	P_b	кПа	1600,7	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана
19.	T_k	К	381,4444	Температура наддувного повітря
20.	T_r	К	975,36	Температура залишкових газів
21.	Q_w	кВт	553,8	Тепло, відведене у воду
22.	Q_m	кВт	146,3	Тепло, відведене в масло
23.	Q_{wOHV}	кВт	594,9	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря
24.	Q_{wOG}	кВт	913,0	Тепло, що виноситься з ВГ
25.	G_k	кг/с	6,673	Витрата повітря через компресор
26.	G_t	кг/с	6,671	Витрата газу через турбіну
27.	N_{et}	кВт	525,79	Потужність турбіни
28.	N_{ek}	кВт	941,89	Потужність компресора
29.	γ_r	—	0,00804	Коефіцієнт залишкових газів
30.	α	—	2,183	Коефіцієнт надлишку повітря
31.	φ_a	—	1,763	Коефіцієнт продувки

Основні процеси робочого циклу дизеля подано на рисунку 2.1 у вигляді розгорнутої індикаторної діаграми, а також діаграми температури у циліндрі МОД. При цьому згорнутий вигляд тієї ж індикаторної діаграми подано на рис. 2.2. Загальний вигляд діаграм характеризує правильність робочого циклу МОД 6ДКРН26/98.

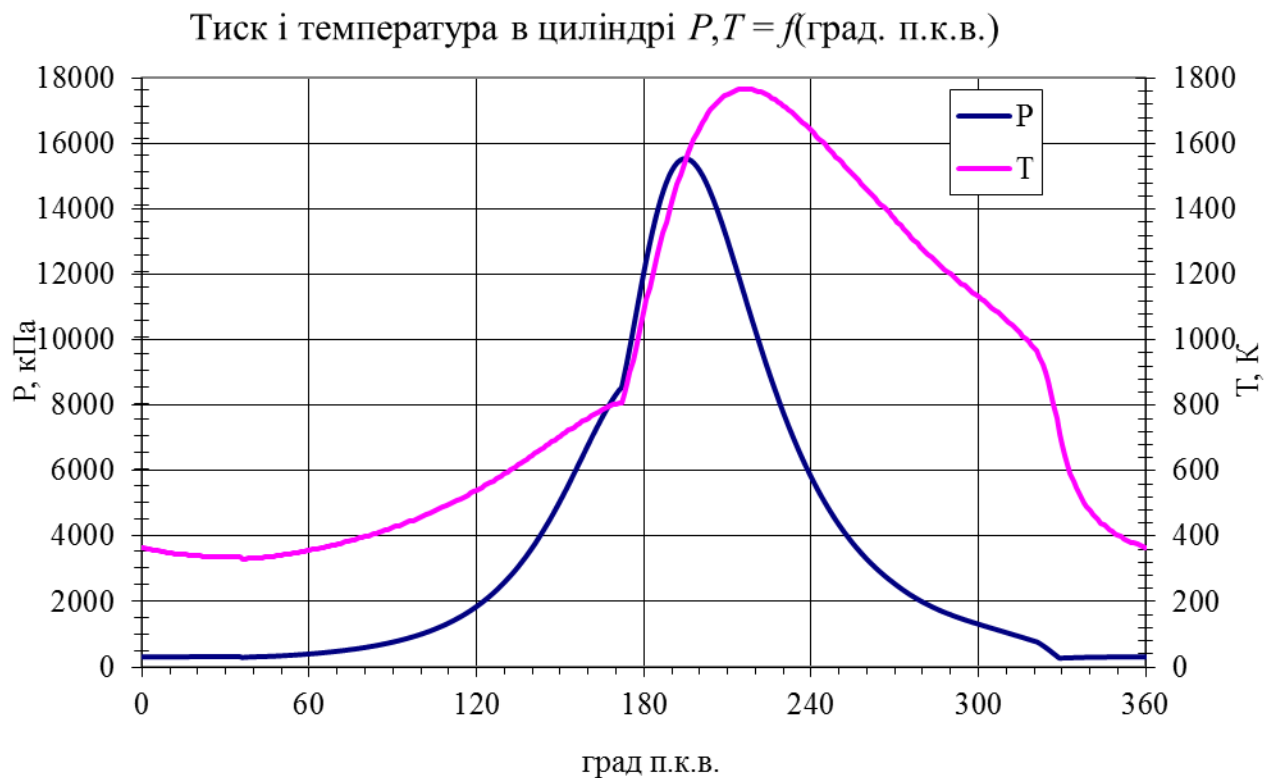


Рисунок 2.1 – Діаграма зміни тиску та температури МОД 6ДКРН26/98

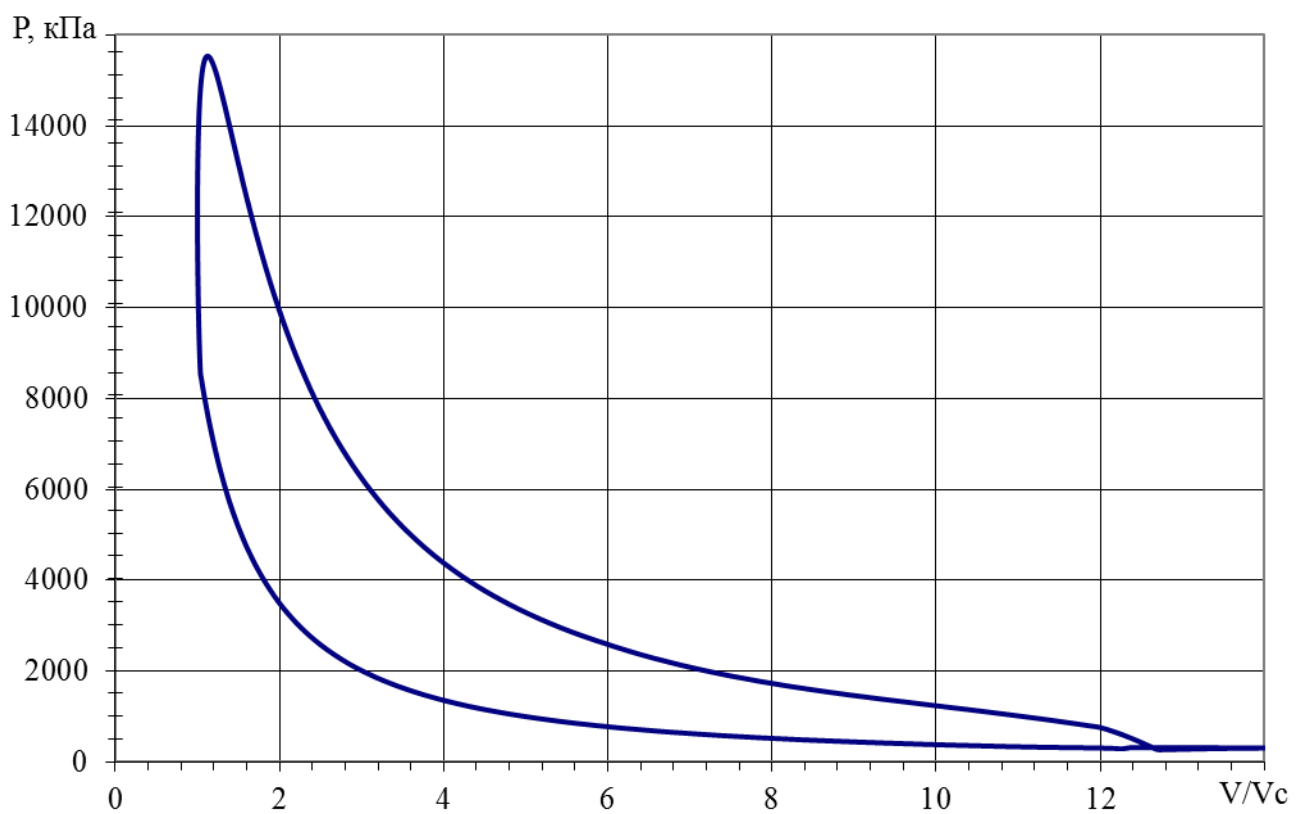
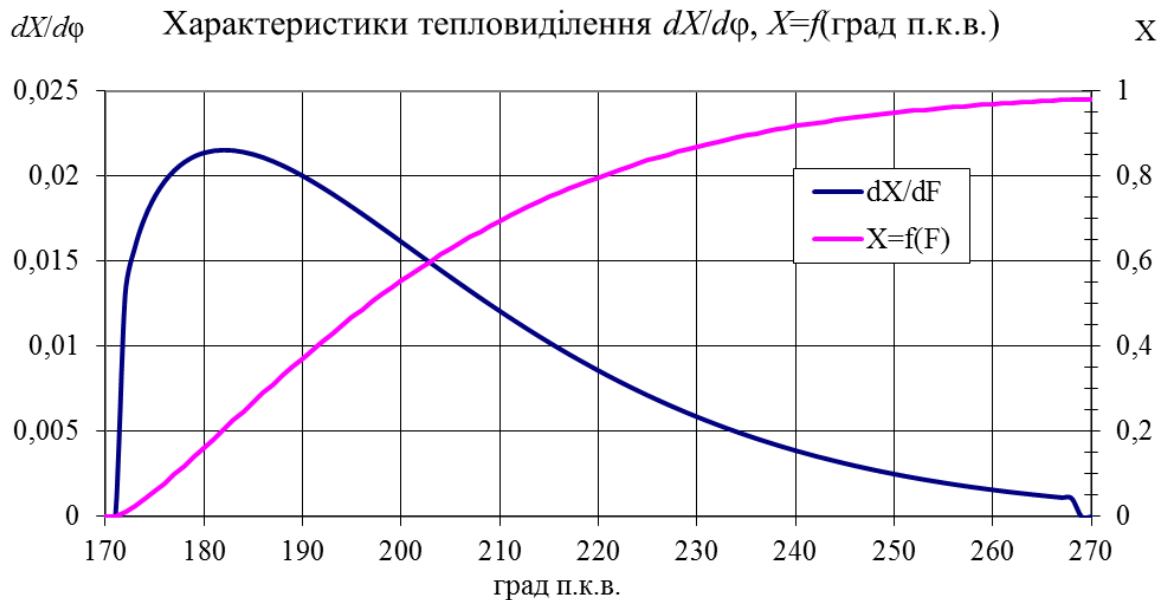


Рисунок 2.2 – Згорнута індикаторна діаграма головного суднового двигуна 6ДКРН26/98

На рис. 2.3 представлено характеристики тепловиділення головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 у відносних одиницях. Тривалість згоряння становить $97,6^\circ$ повороту колінчастого валу. На рисунку – 2.4 зображено зміну маси робочого тіла у циліндрі МОД 6ДКРН26/98.



**Рисунок 2.3 – Характеристики тепловиділення
головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98**

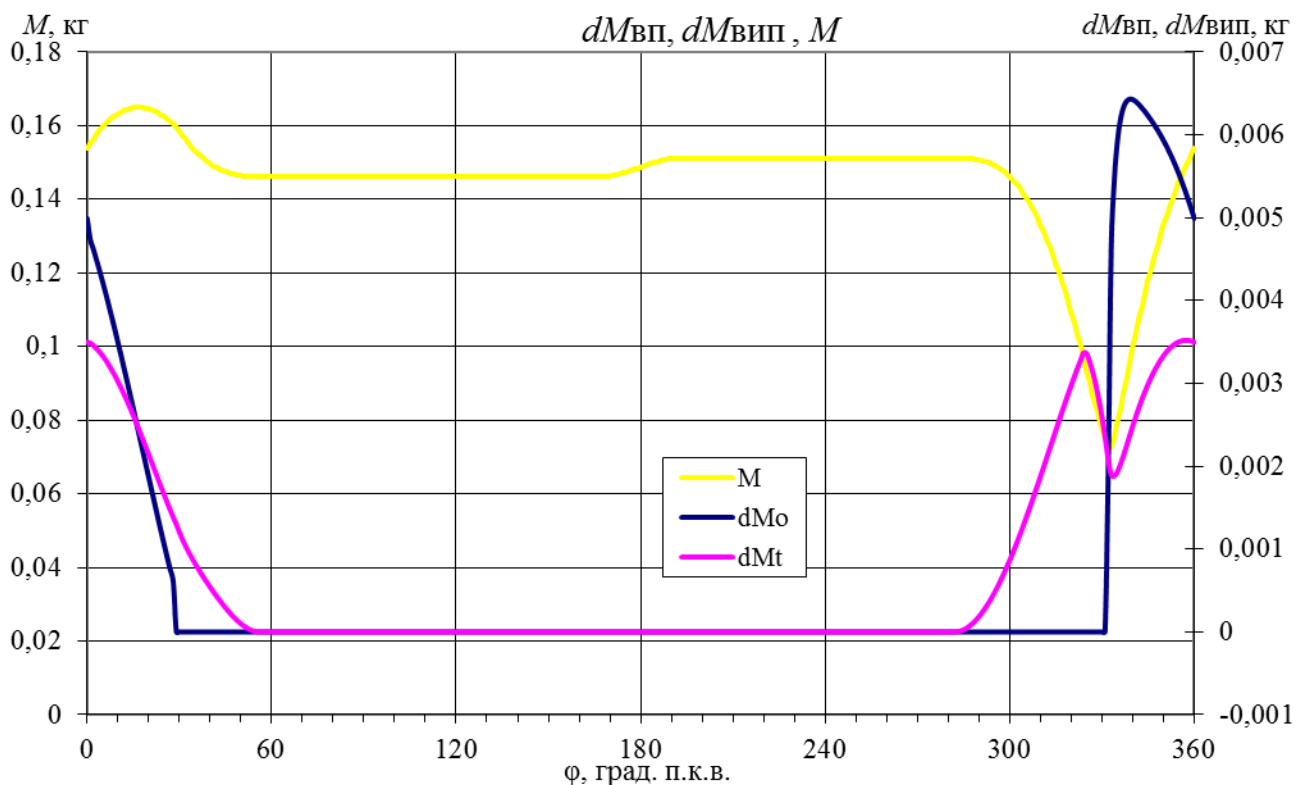


Рисунок 2.4 – Зміну маси тіла у циліндрі ГД 6ДКРН26/98

Загальні теплові втрати двигуна 6ДКРН26/98 представлено графіками зміни теплоти, що відводиться у воду і масло теплопередачею – рисунок 2.5.

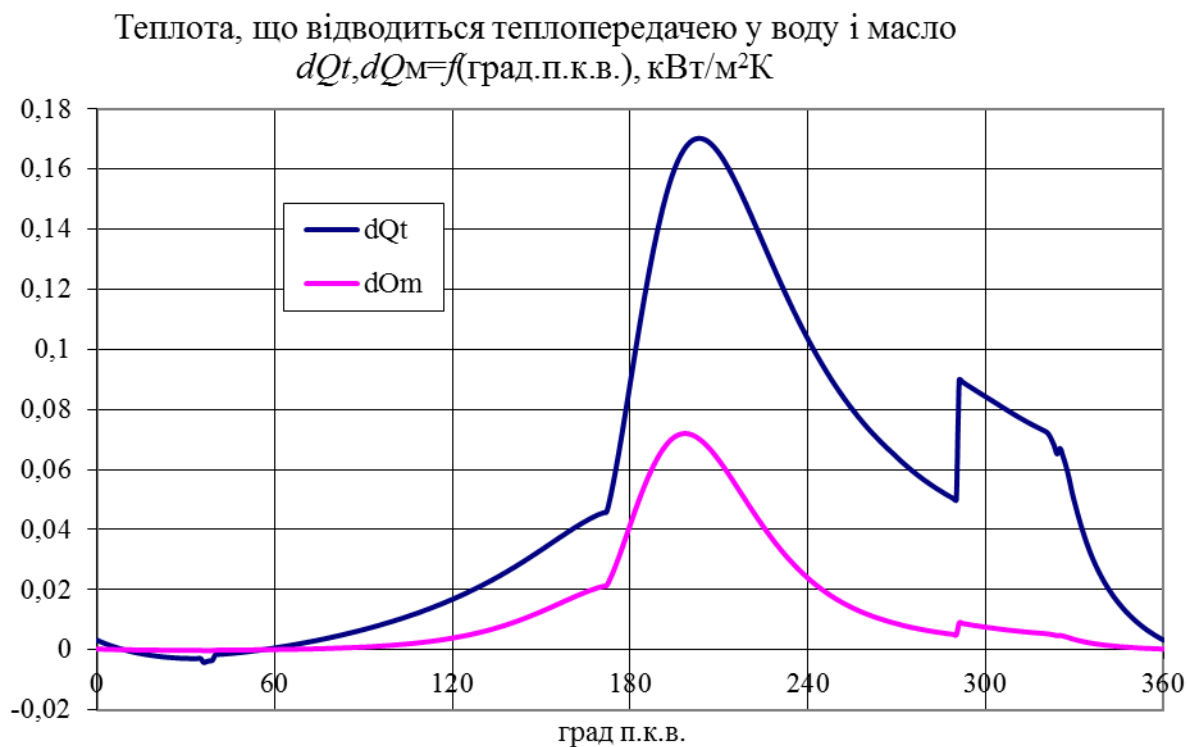


Рисунок 2.5 – Теплові втрати ГД 6ДКРН26/98у воду і масло

2.3. Висновок до розділу

За результатами моделювання номінального режиму роботи ГД 6ДКРН26/98, підраховано всі головні параметри робочого циклу двотактного дизеля, а також отримано графіки-залежності зміни основних параметрів від кута обертання колішного валу ДВЗ.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

3.1. Загальна характеристика паливної апаратури суднових ДВЗ

Паливорозпилювальна апаратура дизеля є одним з основних елементів двигуна, вона забезпечує його паливом. Теплова енергія, одержана у робочих циліндрах у результаті його згоряння, перетворюється на механічну роботу, що віддається споживачеві енергії. Від кількості палива, що надійшло у робочий циліндр, якості його розпилювання та *фаз подачі (початку і кінця)* залежать величина вироблюваної роботи і ефективність перетворення енергії палива в роботу – ККД двигуна та його економічність.

Паливорозпилювальна апаратура функціонально ділиться на два елементи – паливний насос високого тиску (ПНВТ) та форсунку. До завдань ПНВТ входять:

1. Відмірювання (дозування) порції палива, що подається в циліндр (величини циклової подачі), у повній відповідності із заданим режимом навантаження двигуна.

2. *Забезпечення необхідного моменту початку подачі палива (кута випередження) та тривалості, а також характеристики впорскування (закону подачі).*

3. Стиснення палива до тисків уприскування, за яких буде забезпечено необхідну тонкість його розпилювання в циліндрах двигуна.

До завдань форсунки входить – забезпечити впорскування відміряної і стиснутої в ПНВТ циклової подачі за одночасного її розпилювання і розподілу за об'ємом камери згоряння.

ПНВТ за конструкцією поділяються на насоси клапанного типу і золотникові. У всіх конструкціях ПНВТ, незважаючи на їхнє різноманіття, основним елементом є плунжерна пара, що містить з плунжер і прецизійно підігнаної до нього втулки із зазором 4...5 мкм. Реалізоване в сучасних двигунах збільшення тисків

					КРМ.142.6221м.15.03.ЛЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

впорскування до 160...200 МПа вимагає зменшення зазору в плунжерних парах до 2,5 мкм.

Регулювання циклової подачі здійснюється шляхом:

1. Зміни кількості палива, що перепускається, на частині ходу плунжера з використанням клапанів, відкриття і закриття яких здійснюється спеціальним приводним механізмом (насоси клапанного типу).

2. Зміни кількості палива, що перепускається, на частині ходу плунжера з використанням як регулювального органу самого плунжера (насоси золотникового типу) (рис. 3.1).

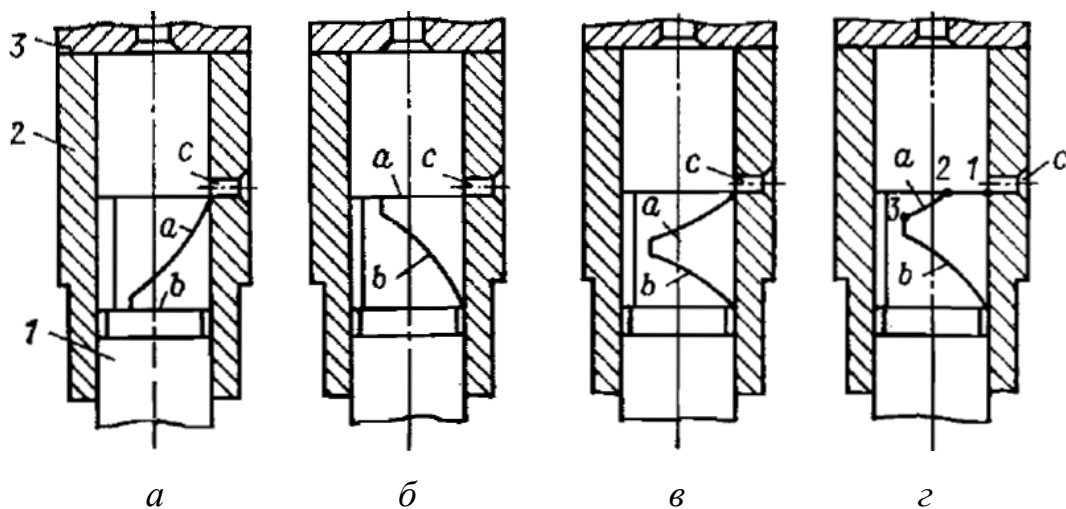


Рисунок 3.1 – Способи регулювання циклової подачі золотникових ПНВТ:

а – регулювання насосу по початку подачі; *б* – регулювання насосу по кінцю подачі; *в* – змішане регулювання; *г* – комбінований; 1 – плунжер; 2 – втулка; 3 – корпус клапану нагнітання

В обох випадках використовуються три можливіф способи організації подачі пального:

- перепуск зайвої кількості палива здійснюється наприкінці паливоподачі (насоси з регулюванням за кінцем подачі);
- перепуск зайвої кількості палива здійснюється на початку паливоподачі (насоси з регулюванням за початком подачі);
- перепуск зайвої кількості палива здійснюється на початку та в кінці паливоподачі (насоси зі змішаним регулюванням).

На діаграмі подачі палива (рис. 3.2) показано моменти і тривалості подачі палива, виражені в кутах п.к.в. (кути відраховують від ВМТ). Зростання тиску газів у циліндрі на початку згоряння повинно відбуватися відразу ж за ВМТ. Тому впорскування палива (початок подачі) завжди здійснюється до приходу поршня у ВМТ, з випередженням, необхідним для підготовки палива до самозаймання.

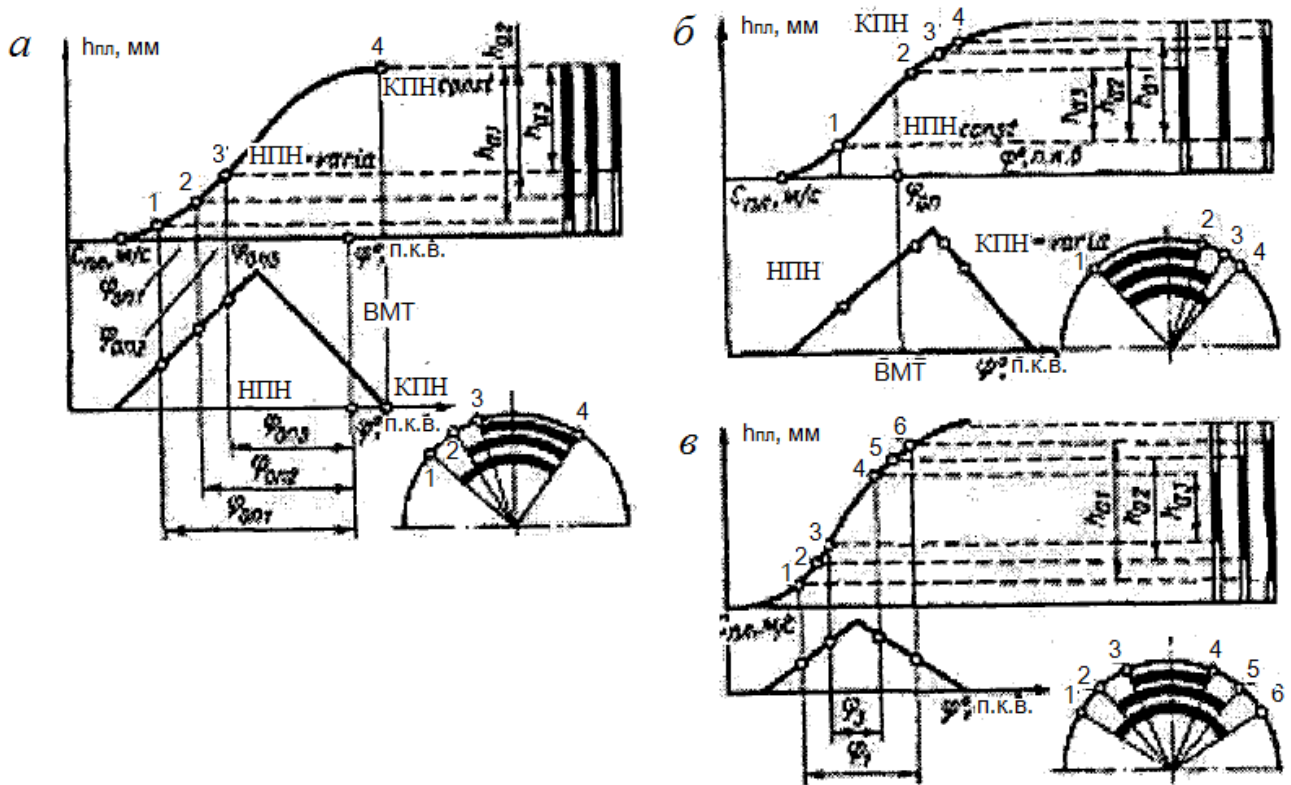


Рисунок 3.2 – Діаграми паливоподачі при регулюванні подачі палива за рахунок: *а* – початку подачі; *б* – кінця подачі; *в* – початку і кінця подачі; *h* – активний хід плунжера (у період подачі)

*Кут повороту кривошипа (відрахований від ВМТ), за якого відбувається впорскування палива, називається кутом випередження подачі палива $\varphi_{оп}$. Його встановлюють залежно від частоти обертання двигуна. У двигунах високооборотних $\varphi_{оп} = 20...30^\circ$ п. к. в., у малооборотних $\varphi_{оп} = 2...5^\circ$ п.к.в.; загальна тривалість подавання пального, виражена кутом п.к.в., становить $15...25^\circ$ п.к.в. При зниженні навантаження двигуна вона, природно, знижується. Діаграма і графіки рис.3.2, *а* відповідають регулюванню $g_{ц}$ завдяки зміні початку подачі пального.*

го. На всіх можливих режимах кінець подачі насоса (КПН) спостерігається в точці – 4.

Кут п.к.в., протягом якого відбувається впорскування палива, змінюється за рахунок зміни кута випередження подачі палива $\varphi_{оп1}$. Найбільшій подачі відповідають точки 1 на діаграмі паливорозподілу і на графіку шляху плунжера – кут випередження $\varphi_{оп1}$ і корисний хід плунжера h_{a1} . За умови зменшення $g_{ц}$ початок подавання пального послідовно зміщується у бік в точки 2 і 3, кут випередження подавання пального зменшується до $\varphi_{оп2}$, $\varphi_{оп3}$ і корисний хід плунжера стає h_{a2} і h_{a3} .

Таким чином, регулювання циклової подачі в розглянутому варіанті призводить тільки до зміни кута випередження подачі. Недоліком цього способу регулювання є мала швидкість плунжера наприкінці подачі, що призводить до слабкого розпилювання наприкінці подачі.

Діаграма і графіки рис. 3.2, б відповідають регулюванню за рахунок зміни конуса подачі палива. Початку подачі завжди відповідає точка 1, у разі зменшення $g_{ц}$ кінець подачі переміщується з точки 4 у точки 3 і 2 та відповідно змінюється корисний хід плунжера. Кут випередження подачі палива $\varphi_{оп}$ на всіх режимах залишається незмінним. Швидкість плунжера під час впорскування висока, уся порція палива добре розпорошується.

Діаграма і графіки рис. 3.2, в ілюструють регулювання $g_{ц}$ за рахунок одночасної зміни початку та кінця подачі палива. Точки 1– 6 відповідають початку та кінцю подачі палива за найбільшої величини $g_{ц}$. У разі зменшення $g_{ц}$ початок подавання пального послідовно зміщується у напрямок точок – 2 і 3, кінець подачі – в точки – 5, 4. Так само як за першого способу регулювання, зміна циклової подачі супроводжується зміною кута випередження подачі.

Для двигунів, що працюють із постійною частотою обертання (дизель-генератори), другий спосіб регулювання найзручніший, тому що за незмінного швидкісного режиму постійний кут випередження подачі палива забезпечить займання палива за одного й того самого кута повороту кривошипа, що буде створювати однакові умови здійснення процесу вигорання пального на всіх режимах роботи двигуна.

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У малообертових дизелів, що працюють із невеликим кутом випередження подачі палива ($2 \dots 5^\circ$ п.к.в.), регулювання $g_{\text{ц}}$ за рахунок зміни початку подачі палива невиправдане, оскільки такі ПНВТ на режимах середнього і малого ходів починають подавати паливо за ВМТ, що знижує економічність двигуна. Тому в цих двигунах частіше застосовують ПНВТ зі змішаним регулюванням або регулюванням за кінцем подачі.

Пристрої, що регулюють циклову подачу в насосах клапанного типу, можуть бути виконані у вигляді перепускних і відсічних клапанів, через які на частині ходу плунжера паливо перепускається в приймальну порожнину насоса високого тиску. При цьому, в насосах високого тиску золотникового типу плунжер перепускає пальне в приймальне вікно на самому початку або кінці свого робочого ходу.

Для того щоб максимально знизити витрату палива, в систему керування ПНВТ вбудовують спеціальні пристрої, що дають можливість на ходу змінювати фази подачі палива. Зокрема, при зниженні потужності частоти обертання n і пов'язаному з цим падінні максимального тиску робочого циклу p_r представляється можливим збільшити кут випередження подачі палива, щоб утримати максимальний тиск циклу на рівні номінального режиму і, тим самим, зберегти на якомога нижчому рівні питому ефективну витрату палива g_e (системи VIT).

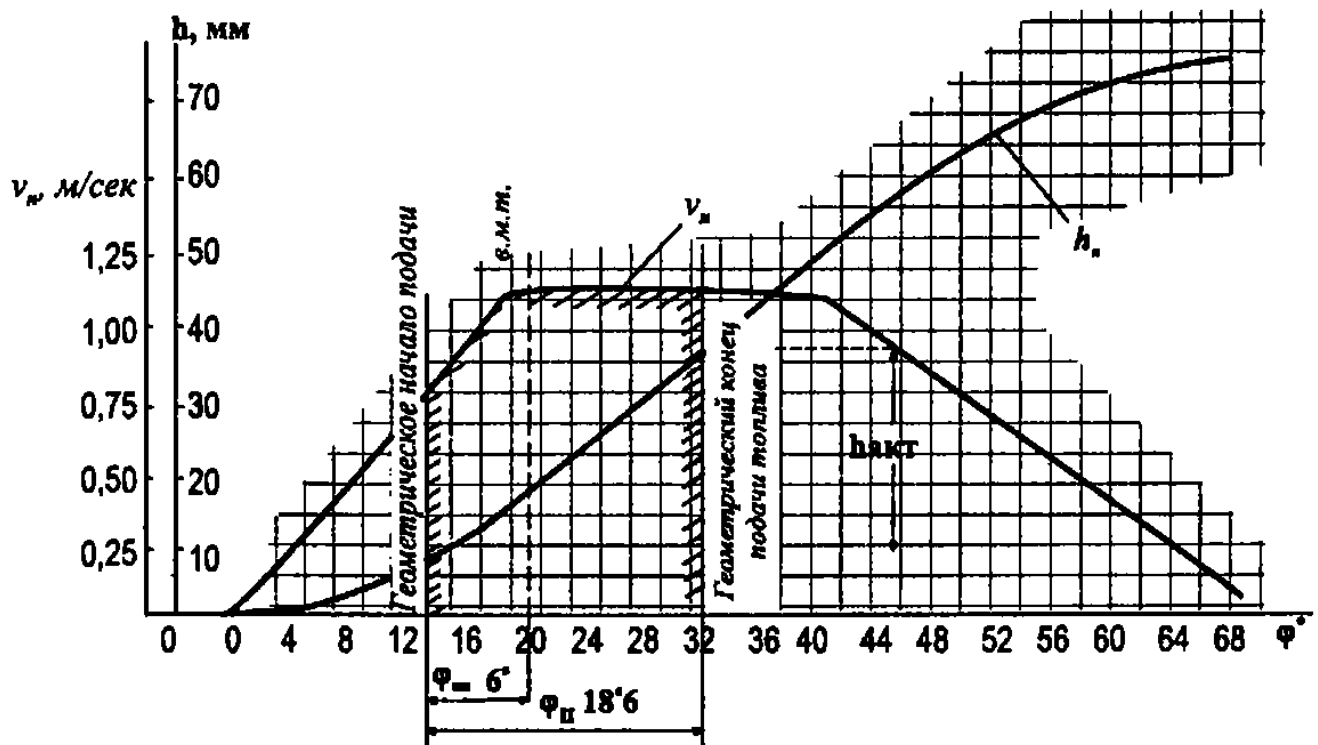
Привід плунжерів (рис. 3.3) здійснюється від кулачкових шайб, викуваних заодно з розподільним або спеціальним кулачковим валиком (двигуни високо- і середньообертових двигунів) або закріплених на валу на шпонках або шліцьових з'єднаннях, що дає змогу їх обертати для зміни кута випередження. Останніми роками став застосовуватися гідравлічний привід плунжерів, що дає змогу відмовитися від паливних кулачків і, що головне – підтримувати сталість тиску впорскування в широкому діапазоні оборотів.

Симетричні кулачкові шайби – застосовуються в 2-х тактних дизелях, дають змогу виконувати процес реверсування з одним комплектом кулачкових шайб, що забезпечують однакові фази розподілу як за умов переднього руху, так і за умов заднього ходу.

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Несиметричні кулачкові шайби – застосовуються в 4-х тактних дизелях, дають змогу здійснювати меншу тривалість впорскування палива за більшої швидкості плунжера. Але для здійснення реверсу потрібен ще один комплект кулачкових шайб (переднього/заднього ходу).

Стандартний вигляд (профіль) паливної кулачкової шайби що утворюється дугами кола і на своїй ділянці активного ходу, спричиняє рух плунжера ПНВТ з лінійно-зростаючими і далі постійними швидкостями $V_{\text{п}}$ (див. рис. 3.2).



**Рисунок 3.3 – Кінематика плунжера ПНВТ двигуна
«Бурмейстер и Вайн» 74VTBF160**

Форсунки слугують для прямого впорскування пального в циліндр ДВЗ, розпилювання його на досить дрібні та рівномірні частинки з розміром бажано не більше 5...30 мкм і рівномірному розподілу їх усередині камери згоряння дизеля. Надана на рис. 3.4 форсунка закритого типу (як запірний орган використовується голка 10), багатодирчаста і неохолоджувана. Розміщується вона у кришці циліндру двигуна і побудована з двох основних елементів – корпусу 5 й розпилювача 1 з окремим сопловим наконечником 11. Паливо від насоса підводиться до штуцера

8, в якому розміщено змінний елемент фільтра тонкого очищення палива 7. Далі паливо надходить у канал 14, звідки потрапляє в кільцеву виточку 15 на торці розпилювача. У закритому положенні голка своїм конусом сидить на конусі сопла і перешкоджає проникненню палива в нижчорозташовану камеру соплового накопичника 11. Голка 10 через штовхач навантажена пружиною 3, натяг якої може регулюватися гвинтом. Зміною сили затягування встановлюється тиск відриву голки від сідла (початковий тиск впорскування – $P_{\text{ф0}}$). Поруч зі штуцером розташовується клапан випускання повітря 9, який використовується при попередньому прокачуванні форсунок перед пуском. Поруч зі штуцером розташовується клапан випускання повітря 9, який використовується при попередньому прокачуванні форсунок перед пуском.

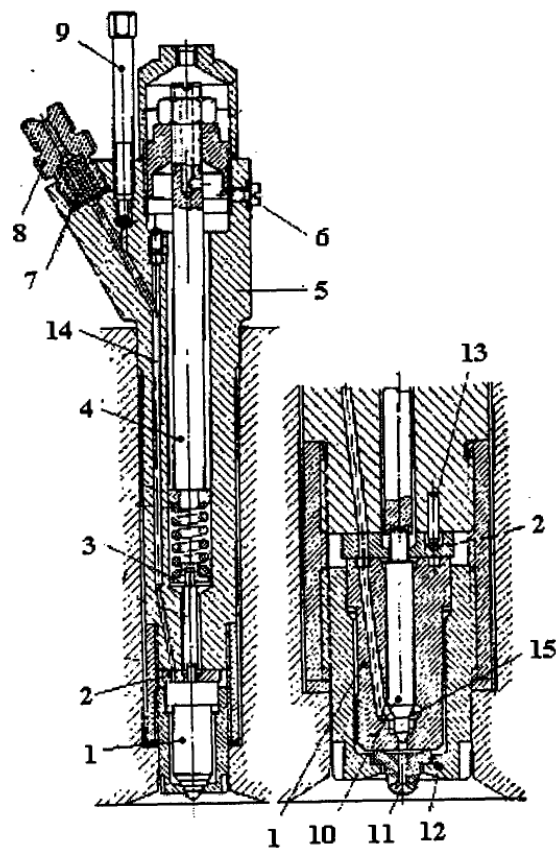


Рисунок 3.4 – Конструкція форсунки двигуна NVD

За типом запірних органів і розпилювальних отворів застосовуються такі види розпилювачів:

– клапанні (з голкою) багатодирчасті;

					КРМ.142.6221м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- клапанні односторонні
- штифтові.

3.2. Основні параметри процесу паливоподачі

Процес впорскування палива в дизелях напряму залежить від конструктивних елементів паливної апаратури та характеризується наступними параметрами:

Циклова подача пального у двигуні це така кількість палива, що надходить через розпилювач форсунки у робочий циліндр за один хід плунжера насоса, $g_{ц}$, $г/см^3$:

$$g_{ц} = \frac{g_e N_e}{60 n z i z_n \rho},$$

де N_e – ефективна потужність, кВт; g_e – питома ефективна витрата пального ДВЗ, $г/(кВт \cdot год)$; ρ – щільність пального, $г/см^3$; z – коефіцієнт тактності ДВЗ; i – кількість циліндрів ДВЗ; n – частота обертання валу, $хв^{-1}$; z_n – кількість насосів, що припадає на один циліндр.

Для режиму холостого ходу ДВЗ циклова подача розраховується, як

$$g_{цх} = \frac{1000 G_n}{60 n z i z_n \rho},$$

де G_n – часова витрата палива на холостому ході дизеля, $кг/год$.

Залежно від потужності двигуна і швидкості його обертання величини циклових подач лежать у таких межах: $g_{ц} = 0,15 \dots 150$ $г/цикл$.

Фази подачі – $\phi_{нпн}$, $\phi_{кпн}$, $\phi_{кпф}$, $\phi_{нпф}$ – фази початку і кінця подачі по насосу і по форсунці. Початок впорскування палива – це момент підйому голки розпилювача форсунки і надходження палива у циліндр, визначається кутом випередження $\phi_{вип.}$ повороту колінчастого вала у градусах до ВМТ. Цей кут ($\phi_{вип.}$) зазвичай на $6-15^\circ$ менший від значення кута геометричного початку процесу нагнітання (мається на увазі моменту, коли плунжер ПНВТ перекриває впускний канал у гільзі та починає нагнітати паливо у форсунку). Дійсна тривалість впорскування палива – це такий кут повороту колінчастого вала $\phi_{вп}$ (або кулачкового)

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(дивись рис. 3.5) від початку впрыскування до його кінця. Значення таких кутів, як $\varphi_{\text{вип.}}$, $\varphi_{\text{вп}}$ визначають фази паливоподачі на двигуні.

$P_{\text{п}}$, $P_{\text{ф}}$, $P_{\text{п.макс}}$, $P_{\text{ф.макс}}$, $P_{\text{ф.о.}}$, $P_{\text{ф.з.}}$, $P_{\text{ост}}$ – тиску палива в насосі, форсунці, максимальні, відкриття голки, закриття голки, залишковий у паливопроводі між уприскуваннями.

Циклова подача палива ПНВТ визначається, як:

$$g_{\text{ц}} = F_{\text{пл}} h_{\text{а}} \rho_{\text{п}} \eta_{\text{под}} \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}$$

де $F_{\text{пл}}$ – площа плунжера, м^2 ; $h_{\text{а}}$ – активний хід плунжера, м; $\rho_{\text{п}}$ – щільність палива, кг/м^3 ; $\eta_{\text{под}}$ – коефіцієнт подачі палива насосом.

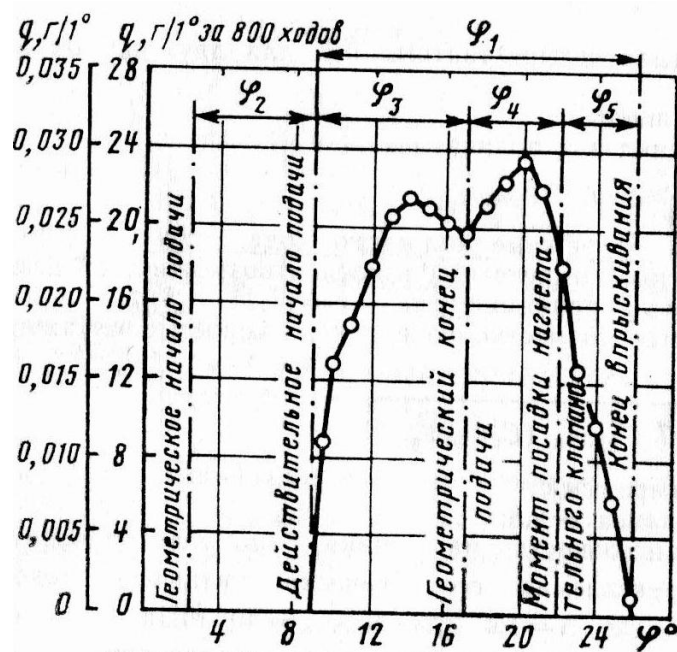


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд характеристика процесу впрыскування на дизельному двигуні (фази подачі палива)

Коефіцієнт, що характеризує подачу палива насосом – це є відношення $V_{\text{ц}}$ (об'єму циклової подачі палива) до об'єму $V_{\text{а.х.}}$, що є відповідним до геометрично-активному ходу плунжера ПНВТ $h_{\text{а.х.}}$. Коефіцієнт подачі величина змінна і залежить від великої кількості чинників, до числа яких відносяться геометричні та конструктивні співвідношення в ПНВТ, стисливість палива і явища дроселювання в періоди наповнення і відсічення і, звичайно, виток в системі насос–форсунка. За експериментальними даними $\eta_{\text{под}} = 0,75 \dots 1,1$, на нього істотно впливають чис-

ло обертів і величина циклової подачі. Збільшення $g_{\text{ц}}(h_a)$ призводить до зростання коефіцієнта подачі. Важлива особливість зміни $\eta_{\text{под}}$ полягає в тому, що під час зниження оборотів від номінальних до $= 75\% n_{\text{ном}}$ і збереженні положення паливної рейки незмінним, він збільшується (на 10...15 %) і лише потім розпочинає падіння. Таке збільшення спричиняє за собою стрімке зростання циклової подачі і відповідно – P_e (середнього ефективного тиску) і $M_{\text{кр}}$ (крутного моменту), який розвиває двигун, що сприятливо відбивається на показнику тягових властивостей двигуна й стійкості режиму малих його обертів.

Про те, як розвивається процес паливоподачі у двигуні, можна простежити за кривими поданими на рис 3.6. Тиск палива в паливопроводі і в форсунці піднімається до значення $P_{\text{фо}}$, за якого голка форсунки піднімається і, у зв'язку з витіканням пального з під неї, в такий момент зазвичай можна характеризувати невеликим місцевим провалом тиску.

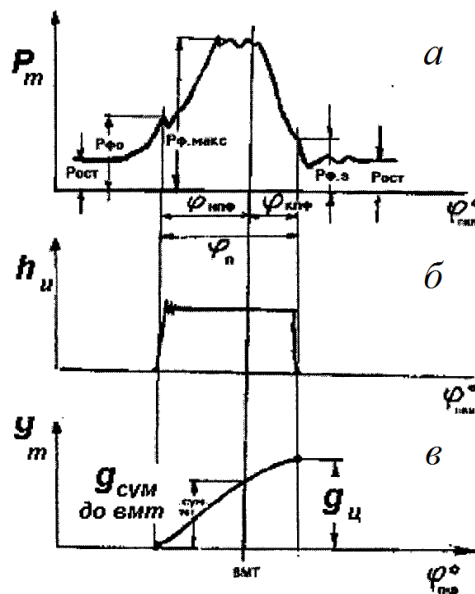


Рисунок 3.6 – Процес паливоподачі у двигуні:

a – тиску впорскування палива біля форсунки; *б* – ходу голки форсунки під час її відкриття; *в* – закону подачі палива в межах циклу (інтегрального розподілу подачі за одне впорскування за кутом п.к.в.)

Однак такий провал тиску швидко невілюється у зв'язку з тим, що плунжер ПНВТ продовжує стискати пальне, й тиск його піднімається до максимального

свого значення у $P_{\text{макс}}$. Далі зростання цього тиску припиняється, оскільки в насосі починається відсічення (або плунжер приходить у ВМТ кулачка) і тиск падає. Після досягнення $P_{\text{фз}}$, за якого пружина саджає голку на сидло, впорскування палива припиняється.

У форсунці і в паливопроводі за наявності нагнітального клапана з відсмоктувальним паском встановлюється тиск, рівний залишковому. Зростання, що зберігається до наступного циклу подачі палива. За відсутності розвантаження встановлюється вищий тиск, що дорівнює $P_{\text{фз}}$, що провокує появу підтікання палива під голку.

У загальному випадку процес подачі палива в системі ПНВТ – форсунковий паливопровід – форсунка можна умовно поділити на такі етапи:

Перший етап – наповнення порожнини ПНВТ паливом, що надходить від насоса, що підкачує, під тиском 0,4...0,5 МПа. Початок – відкриття плунжером під час його руху вниз впускного вікна (клапана). Закінчення – закриття плунжером впускного вікна (клапана) під час його руху з крайнього положення знизу до гори (це є геометричним закінченням наповнення). Дійсний же кінець наповнення відбувається раніше, оскільки під час підходу верхньої кромки плунжера ПНВТ до верхньої кромки наповнюючого вікна завдяки виникаючому у вузькій щілині дроселюванню, яке виникає в ньому, починається стискання палива, тиск палива починає зростати і перепуск припиняється. При цьому, чим більші оберти двигуна, тим більше позначається дроселювання і тим раніше (за кутом повороту вала) закінчується наповнення і починається стиснення палива. Таким чином, активний хід плунжера, що відповідає подачі палива, дещо збільшується.

Другий етап – стиснення палива в надплунжерній порожнині насоса від тиску підкачки до тиску, за якого відкривається нагнітальний клапан насоса $P_{\text{відк.н.кл}} = P_{\text{затяга.пруж.кл.}} + P_{\text{ост.}}$. Тут доречно зазначити, що суттєву роль у процесі паливоподачі відіграє стисливість палива. Коефіцієнт стисливості палива $\alpha = (0,6...1,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{кг}$. Завдяки стисливості плунжер витрачає частину свого ходу на стиснення палива.

Розрахункове рівняння – $F_{\text{пл}} C_{\text{пл}} dt = \alpha V_1 dp$ (1),

					КРМ.142.622/м.15.03.ІІЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $F_{пл}$ – площа плунжера; $C_{пл}$ – середня швидкість плунжера; t – час; V_1 – об'єм надплунжерної порожнини насоса; P – тиск палива.

Діаметр плунжера ПНВТ визначається спільно із його середньою швидкістю за виразом

$$d_{п} = \sqrt{\frac{7,65 g_{п} n}{C_{пл} n_{под} \phi'_{вп}}},$$

де $\phi'_{вп}$ – геометрична тривалість нагнітання, ° за кутом повороту кулачкового вала, що обумовлене геометричним активним ходом. Це значення орієнтовно, $\phi'_{вп} = \phi_{вп} i / \Delta$ де $\Delta = 1,4$ при $p_{п\max} = 40000$ кПа і $\Delta = 1,7$ за $p_{п\max} = 80000$ кПа, причому Δ зростає пропорційно збільшенню $p_{п\max}$. Відношення $h_{\max}/d_{п}$ зазвичай дорівнює $0,75 \dots 1,4$.

Третій етап – продовження стиснення (відповідного зростання тиску) палива в об'ємі порожнини насоса V_1 і в об'ємі паливо проводу високого тиску і форсунки V_2 . Начало відкриття нагнітального клапану. Кінець його це є досягнення тиску відкриття голки $P_{фo}$.

Розрахункове рівняння має такий вигляд – $F_{пл} C_{пл} dt = \alpha(V_1 + V_2) dp$ (2).

Четвертий етап – впорскування палива в циліндр з моменту відкриття голки і до моменту початку відсічки в ПНВТ. Початок етапу – момент підйому тиску палива біля голки форсунки до величини тиску відкриття голки. Закінчення – початок відсікання в ПНВТ, що відповідає відкриттю відсічною кромкою плунжера відсічного отвору (відкриттю відсічного клапана в насосі клапанного типу) і закриття нагнітального клапана.

Розрахункове рівняння паливоподачі – $F_{пл} C_{пл} dt = \alpha(V_1 + V_2) dp + \mu f_c \sqrt{\frac{2(P_{п\text{ср}} - P_{ц\text{ср}})}{\rho}} dt$ (3),

де μ_c – коефіцієнт витрати розпилювальних отворів ($\mu_c = 0,6 \dots 0,7$); f_c – сумарний переріз соплових отворів, ρ – густина палива, $P_{п\text{ср}}$ – середній тиск уприскування, дорівнює значенню $(0,5-0,7)P_{п\max}$; $P_{ц\text{ср}}$ – середній тиск газу в робочому циліндрі.

Площа перерізу соплових отворів розпилювача форсунки двигуна, см^2

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$f_c = \frac{0,06ng_{ц}}{\varphi_{вп}\mu_c\sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right)(p_{псп} - p_{цсп})}}$$

У цій залежності ρ вимірюють у кг/м^3 ; $g_{ц}$ – у см^3 ; а $\varphi_{вп}$ – у градусах повороту колінчастого вала.

П'ятий етап – продовження витікання (впорскування) палива з форсунки від моменту відсікання в насосі та посадки нагнітального клапана на сідло до моменту, коли тиск у форсункці впаде до тиску посадки голки на сідло (закриття голки). Уприскування відбувається завдяки розширенню палива, що залишилося в паливопроводі та форсунці (в об'ємі V_2).

$$\text{Розрахункове рівняння} - \alpha V_2 dp = -\mu f_c \sqrt{\frac{2(P_{п.сп} - P_{ц.сп})}{\rho}} dt \quad (4).$$

За наявності у нагнітального клапана розвантажувального пояса (рис. 3.7) тиск у паливопроводі та форсунці досить стрімко падає до значення $P_{ост} \leq P_{закр.}$ голки й саме тоді остання фаза впорскування пального практично відсутня. Це є добрим фактором, тому що витікання палива з форсунки за тиску впорскування, що знижується, негативно позначається на розпилюванні, скорочується довжина факела і проникнення крапель у багаті на кисень периферійні зони камери згоряння, що, в свою чергу, призводить до неповного згоряння та димлення на вихлопі.

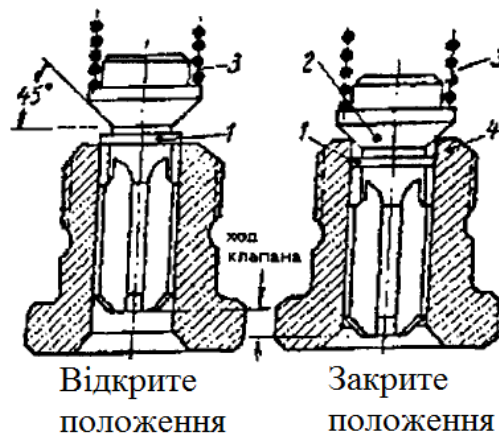


Рисунок 3.7 – Нагнітальний клапан з розвантажувальним пояском

Діаметр паливопроводу високого тиску паливної системи дизеля, см

					КРМ.142.6221м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$d_{\text{пн}} = \sqrt{\frac{7,65 q_{\text{ц}} n}{U_{\text{ср}} \varphi_{\text{сп}}}},$$

де $U_{\text{ср}}$ – максимальна припустима середня швидкість пального яка є у паливопроводі за період упорскування пального (5000...8000 см/с).

В існуючих конструкціях паливної апаратури дизелів витримують співвідношення $d_{\text{п}}/d_{\text{пн}} \approx 5,0...7,5$. При обранні параметрів нагнітального клапану рекомендується дотримуватися відношення мін. перерізу в клапані за умов здійснення ним повного ходу до прохідного перерізу паливопроводу у межах 3...4,5.

3.3. Удосконалення системи паливоподачі дизелів

Удосконалення системи паливоподачі дизельних двигунів має два основних напрямки:

- конструктивний і технологічний шлях покращення традиційної паливної апаратури двигунів;
- створення принципово нових систем паливоподачі з електронним управлінням параметрів упорскування.

Для збільшення тиску упорскування та надійності роботи паливної апаратури дизелів за умов малих подач (режим холостого ходу) необхідно мати зменшену порівняно зі встановленою для номінальної подачі площу перерізу соплових отворів розпилювача форсунки. Виходячи з цього розробляються різні за своєю конструкцією форсунки здатні забезпечити оптимальні параметри упорскування на всіх експлуатаційних режимах роботи дизеля. Однак усі ці конструкційні рішення ускладнюють конструкцію та технологію виготовлення паливної апаратури дизелів та знижують її надійність й довговічність, а тому багато з таких рішень не були прийняті для серійного виробництва.

Технологічні напрямки удосконалення паливної апаратури дизелів передбачають підвищення вимог до забезпечення правильної геометрії та якості обробки поверхонь прецизійних пар. Це може бути досягнуто шляхом застосуванням парного шліфування та безпідгоночного збирання, підвищенням зносостійкості деталей паливної апаратури.

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Досить широкі можливості удосконалення системи паливоподачі відкриває електронне курування упорскуванням, а саме коли акумуляторний насос високого тиску підтримує потрібний тиск палива незалежно від режиму навантаження дизеля та подає паливо у форсунку. При цьому електронний мікропроцесорний пристрій формує потрібний сигнали управління голкою розпилювача з електрогідравлічним приводом, дозує паливо на цикл, визначає необхідний момент початку подачі та характеристику впорскування. Такі системи забезпечують оптимізацію закону подачі палива на кожному режимі роботи двигуна, надійність роботи розпилювача форсунки, значно зменшивши удари під час посадки голки на місце, знімають усі обмеження у використанні двофазного упорскування, чим забезпечується ефективне проходження робочого процесу на холостому ходу.

3.4. Фізичний та числовий експерименти, як засоби дослідження процесів у ДВЗ

Різноманітні підходи щодо виконання, а також обробки результатів експериментального дослідження двигунів внутрішнього згоряння постійно поліпшуються і удосконалюються протягом більше ніж 150-річного терміну їх становлення й розвитку. Експериментальні дослідження ДВЗ мають на своїй меті різноманітні задачі, зокрема:

- доведення різних дослідних зразків двигунів;
- дослідження параметрів робочого процесу;
- дослідження впливу певних параметрів та конструкції деяких вузлів двигунів на робочий процес й експлуатаційні властивості (наприклад, ресурс двигуна, витрату пального, рівень викидів шкідливих компонентів з відпрацьованими газами двигуна).

Звичайно для виконання досліджень двигунів застосовують фізичний (натурний) експеримент, який має досить високу достовірність отриманих експериментальних результатів, так як враховує усі реальні гідравлічні, газодинамічні, а також трібологічні особливості досліджуваних у двигуні процесів. Однак реалізація фізичного експерименту на реальному двигуні ускладнене значними труднощами

					<i>KPM.142.6221м.15.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

при отриманні результатів, що потребує використання складної та досить високо-вартісної вимірювальної апаратури. Також досить суттєвими недоліками реалізації фізичного експерименту є його значна вартість та істотні витрати дослідницького часу на виконання експерименту, адже необхідно виготовлення об'єкту експериментального дослідження (стенду) та системи вимірювання параметрів.

Останнього часу за умов досить стрімкого розвитку електронно-обчислювальних машин ЕОМ все частіше використовують для дослідження числовий експеримент. При використанні числового експерименту реальний двигун або фізична модель замінюється математичною, яка досить повно описує досліджувані процеси, здебільшого, за допомогою застосування відповідної системи достатньо складних нелінійних чи лінійних диференціальних рівнянь.

На практиці числові експерименти застосовують при конструюванні певних вузлів двигуна з урахуванням їх термічного і механічного навантаження; при дослідженні особливостей робочих процесів, що відбуваються у циліндрі двигуна за допомогою термодинамічних і газодинамічних математичних моделей; при дослідженнях нестаціонарних хвильових рухів газу у газоповітряному тракті двигунів; при дослідженні процесів у паливній апаратурі, а також різних дослідженнях процесів теплообміну. Для проведення цих досліджень сьогодні у світі досить широко застосовуються такі засоби САПР, як багфункціональні і складні програмні комплекси Solid Works, AVL BOOST, GT-Power, Catea, Ricardo WAVE, Ricardo VECTIS, Дизель-ПК, AVL FIRE тощо.

Таким чином, до безумовних переваг проведення числового експерименту у порівнянні з фізичним можна віднести його досить низьку вартість, високу швидкість реалізації, можливість виконання дослідження швидкоплинних процесів, параметри яких складно зафіксувати при здійсненні фізичного експерименту.

Числовий експеримент дає можливість у значній мірі збільшити кількість досліджуваних варіантів конструкції окремих вузлів двигуна, значно збільшити кількість можливих варіантів поєднання певних геометричних й фізичних факторів, які обумовлюють протікання робочого процесу у двигуні. До недоліків числового експерименту можна віднести потребу досить ретельного налаштування, калібру-

					KPM.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вання й верифікацію математичної моделі, так як рівняння, на яких вона базується, дозволяють лише наближено описати реальні фізичні процеси, що досліджуються. Практика сучасного проектування двигунів внутрішнього згоряння полягає у раціональному поєднанні фізичних й числових методів з інтенсивним збільшенням частини саме числового (теоретичного) експерименту.

3.5. Використання повного факторного експерименту для дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники двигуна

При використанні будь-якого виду експерименту (фізичного чи числового) необхідно перш за все обов'язково виконати процедуру планування.

Процедура планування експерименту полягає у виборі кількості та умов проведення, необхідних та достатніх для виконання поставлених задач дослідження з потрібною точністю.

Планування будь-якого виду експерименту має на меті:

- мінімізацію кількості виконаних експериментальних дослідів;
- одночасне варіювання всіма змінними, які обумовлюють процес експерименту, за спеціальними розробленим заздалегідь алгоритмами проведення;
- застосування математичного апарату для здійснення процедури формалізації дій, що виконує дослідник;
- обрання дослідником чіткої стратегії, що забезпечує прийняття обґрунтованих рішень після виконання кожного комплексу експериментів.

У загальному вигляді виконання експериментальних досліджень може мати на меті вирішення задачі пошуку оптимальних умов тобто оптимізаційна задача. Або для визначення впливу певних досліджуваних параметрів на характеристики об'єкту тобто інтерполяційна задача. Експеримент, який має за ціль вирішення задачі оптимізації, зазвичай називають також екстремальним експериментом. Це пов'язано з тим, що вирішення подібної задачі з математичної точки зору можна охарактеризувати, як визначення екстремуму відповідної функції. Такий поділ є досить умовним тому, що практика експериментальних досліджень двигунів внутрішнього згоряння здебільшого полягає у поєднанні інтерполяційних, а також

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

оптимізаційних задач дослідження. Формалізуючи певну задачу планування проведення будь-якого виду експерименту, об'єкт дослідження представляють у вигляді так званої «чорної скриньки» відповідно до рис. 3.8.

Для виконання будь-якого виду експерименту бажано мати здатність дії на поведінку об'єкта. Усі ймовірні шляхи такого впливу зазвичай прийнято називати факторами (на рис. 3.8 фактори умовно позначено стрілками, що входять у об'єкт дослідження та позначаються літерою x). При виконанні досліджень фактором є вимірюваний змінний параметр, що у певний момент часу набуває деякого свого значення. При цьому фактор x_i відповідає способу впливу на об'єкт дослідження. Кожний обраний фактор має свою зону визначення, тобто сукупність можливих значень, які він може набути. Межі визначення обраного фактору можуть бути неперервними та дискретними.

Однак, варто відзначити, що у задачах планування проведення будь-якого виду експерименту ця зона завжди розглядається дискретною, тобто кожний обраний фактор може мати певну кількість значень чи рівнів.

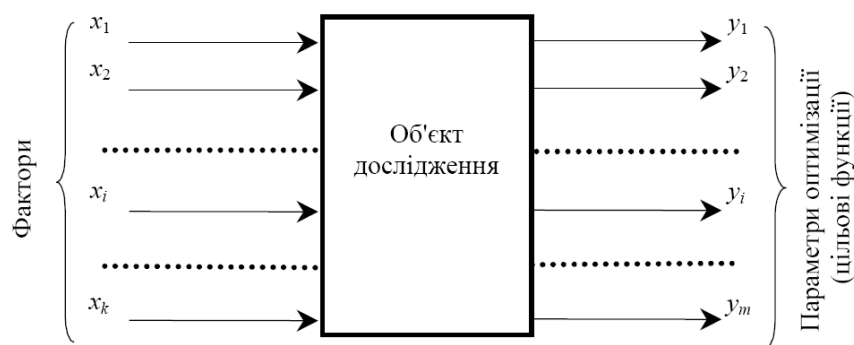


Рисунок 3.8 – Узагальнена схема представлення об'єкта дослідження у вигляді так званої «чорної скриньки»

Фактори, що обирають для проведення експерименту можна поділити на кількісні і якісні. Так, до кількісних можна віднести, наприклад, різні технологічні способи виготовлення або хімічні сполуки. Також, кількісні фактори можна представити певним еквівалентним числом – ϵ , визначається як відношення V_a/V_c , тривалість впорскування циклової дози палива, яка визначена у градусах повороту колінчастого валу та ін.

Стрілки (див. рисунок 3.8), що виходять з обраного об'єкта дослідження, значуть числові характеристики цілей досліду та умовно позначені літерою y . Числовою характеристикою цілі будь-якого виду дослідження також називають параметром оптимізації чи цільовою функцією дослідження. У випадку обрання однієї цільової функції, то усі інші параметри оптимізації виступають у ролі обмежень. Обрана цільова функція є ознакою об'єкта експериментального дослідження. Вона має кількісне своє значення, а також може бути отримана за будь-якого поєднання різних за родом факторів. Множину певних значень, що може мати цільова функція дослідження, називають зоною її визначення.

Під математичною моделлю об'єкта дослідження розуміють таке рівняння, що дає змогу поєднати у собі зв'язками цільову функцію та фактори. В загальному вигляді таке рівняння має такий вигляд:

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

Кожний, обраний для проведення досліджень, фактор може приймати деякий набір певних значень, які мають назву рівня фактору. Чітко фіксований набір рівнів обраних факторів визначає один з ймовірних станів об'єкта експериментального дослідження, таким чином і умови здійснення одного з ймовірних таких дослідів. Таким чином, у разі якщо перебрати усі ймовірні поєднання обраних факторів, то буде одержана повна множина можливих станів «чорної скриньки». У разі якщо усі обрані фактори мають кількість рівнів p , то кількість станів N досліджуваного об'єкта розраховується як:

$$N = p^k,$$

де k – кількість обраних факторів.

При виконанні планування експерименту до факторів і до об'єкту дослідження висуваються такі вимоги, як відтворюваність результатів й вимог керованості. Вимога відтворюваності результатів експериментального дослідження полягає у тому, що отримане в наслідок виконання дослідження значення цільової функції при деякому фіксованому рівні факторів за умови здійснення експериментального дослідження через різноманітні, а також нерівні проміжки часу відповідає інтервалу задовільної

					КРМ.142.622/м.15.03.ІІЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

похибки до отримуваних результатів. Під умовою керованості об'єкта дослідження розуміють можливість обрання в кожному експериментальному досліді тих рівнів факторів, що складають найбільший інтерес дослідника.

Таким чином, здійснення планування екстремального експерименту полягає в визначенні необхідної кількості і умов виконання дослідів, мінімально потрібних для визначення оптимального значення обраної цільової функції. При виконанні планування експерименту окрім певної сукупності обраних факторів, обрані рівні яких варіюються під час здійснення експерименту, також висувається важлива вимога сумісності. Під сумісністю факторів розуміють можливість й безпечність виконання дослідів при будь-якому співвідношенні обраних факторів. Перед формуванням плану проведення експерименту необхідно з'ясувати зони визначення обраних факторів, значень основних їх рівнів, а також інтервали варіювання. Для визначення зони обраних факторів (тобто максимального і мінімального значення, який приймає цей фактор) потрібно проаналізувати доступну інформацію про об'єкт експерименту й принципові його обмеження значень обраних факторів. Основним, чи нульовим, рівнем обраного фактора називають таке значення фактора, яке виділяється як базове (чи початкове) під час розробки плану експерименту.

Можливий інтервал варіювання обраного фактора – це таке певне число, додавання якого до базового рівня обраного фактора дозволяє отримати значення наступного рівня фактора, а віднімання інтервалу варіювання від базового рівня фактора – значення попереднього рівня. При цьому варто зазначити, що обраний інтервал варіювання обраного фактору не може бути меншим за похибку рівня визначеного фактора, і не може бути більш ніж за значення, при якому верхній чи нижній рівень виходять за межі визначення обраного фактора. Зона визначення обраного фактора обмежується його верхнім рівнем (максимальним значенням), а також нижнім рівнем (мінімальним значенням).

Уразі якщо експеримент має на меті вирішення задачі оптимізації, то значення зони визначення обраного фактора задається по можливості мінімальним та достатнім для визначення напрямку руху досліджень до оптимуму, а якщо постає

					КРМ.142.622/м.15.03.ІІЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

задача інтерполяції, то зона визначення обраного фактора задається так, що вона охоплює всі досліджувані межі його зміни.

Повний факторний експеримент це експеримент, під час реалізації якого досліджуються всі можливі варіанти поєднання рівнів обраних факторів.

Якщо у випадку проведення експерименту прийняти, що усі обрані фактори можуть становити лише значення верхнього та нижнього рівня, то такий експеримент має тип – 2^k (з кількістю факторів k). У разі якщо ж обрані фактори можуть набувати значення нижнього, верхнього й основного рівнів, то такий експеримент є типу – 3^k .

Для спрощення планування, а також забезпечення уніфікації позначень основний рівень обраного фактора кодують як $x=0$, верхній – як $x=+1$, а нижній $-x=-1$. Для визначення поєднання цих обраних факторів у кожному досліді повного факторного експерименту складають так звану матрицю експерименту.

Таким чином для виконання дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники двигуна обираємо найбільш значущі фактори (параметри паливної апаратури малообертового суднового двигуна 6ДКРН 26/98), значення яких повинні бути оптимізовані для забезпечення мінімальної витрати палива при заданій потужності головного двигуна.

Можна виділити наступні основні фактори:

- $\varphi_{п.вп}$ – кут початку упорскування, град п.к.в.;
- $\varphi_{вп}$ – тривалість упорскування, град п.к.в.

Для дослідних факторів обираємо їх інтервали можливого варіювання:

- $\varphi_{п.вп} - 2^\circ$ п.к.в.;
- $\varphi_{вп} - 2^\circ$ п.к.в.

Ці два параметри процесу паливоподачі у значній мірі впливають на якість сумішоутворення у робочому циліндрі та відповідно ефективність процесу згоряння паливоповітряної суміші, що у свою чергу відображається на економічності двигуна. Кут початку упорскування та тривалість упорскування напряму впливають на зміну тиску і температури робочого тіла у циліндрі під час робочого ходу поршня. Як цільову функцію обрано питома ефективна витрата пального – g_e

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кг/(кВт·год). Обмеженнями при реалізації запланованих розрахунків робочого циклу при зміні зазначених вище факторів обрано максимальний тиск згоряння, який забезпечує виконання конструктивних обмежень та максимальну температуру згоряння, яка забезпечує задовільнення теплових та екологічних обмежень. Значення максимуму тиску згоряння для МОД 6ДКРН26/98 згідно з паспортними даними не повинно перевищувати $p_z \leq 16 \text{ МПа}$, а максимум температури згоряння – $T_z \leq 1800 \text{ К}$.

Для експерименту типу – 3^k використовуємо наступну залежність:

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

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 $x_j^i = -1$.

3.6. Розрахунок режимів роботи головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 для різного поєднання факторів із використанням плану-матриці повного факторного експерименту

У нижче розміщених таблицях 3.1–3.2 подано план-матрицю повного факторного експерименту досліду впливу параметрів процесу паливоподачі на ефективні показники головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 типу досліду – 3^2 (два обрані фактори, кожний з яких має усі три рівні).

Таблиця 3.1 – План-матриця типу – 3^2 (абсолютний вигляд)

№ досліду	Фактори впливу	
	Кут початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, град п.к.в.	Тривалість упорскування $\varphi_{вп}$, град п.к.в.
1	168	20
2	170	22
3	172	22
4	168	22
5	170	24
6	172	24
7	168	24
8	170	20
9	172	20

Для спрощення, а також уніфікації позначень основний рівень фактора закодовано як $x=0$, верхній – як $x=+1$, а нижній $-x=-1$ (табл. 3.2). Результати розрахунків цільової функції та обраних обмежень представлено у табличному вигляді (табл. 3.3).

За отриманими результатами серії зроблених розрахунків можна зробити наступний висновок, що оптимальне сполученням таких параметрів процесу паливоподачі МОД, як кут початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалість упорскування $\varphi_{вп}$ є експеримент номер 9. Значення цільової функції складає $g_e = 0,180$ г/(кВт·год) при цьому повністю виконуються обмеження.

Таблиця 3.2 – План-матриця експерименту типу – 3^2 (кодований вигляд)

№ досліду	Фактори впливу	
	Кут початку упорскування $\varphi_{п.вп}$	Тривалість упорскування $\varphi_{вп}$
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 моделювання обраної цільових функцій та обмежень

№ досліду	$\varphi_{п.вп}$, град п.к.в.	$\varphi_{вп}$, град п.к.в.	N_e , кВт	p_z , кПа	T_z , К	g_e , кг/(кВт·год)
1	168	20	2398,63	16633,34	1809,40	0,178
2	170	22	2398,69	15538,22	1765,92	0,182
3	172	22	2400,42	14997,03	1756,26	0,183
4	168	22	2401,59	16098,28	1780,42	0,181
5	170	24	2400,85	15093,90	1741,85	0,186
6	172	24	2399,68	14571,23	1733,20	0,188
7	168	24	2398,93	15603,99	1751,30	0,185
8	170	20	2401,87	16123,40	1800,17	0,179
9	172	20	2400,26	15496,12	1782,07	0,180

Максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 15496,12$ кПа (обмеження $p_z \leq 16000$ кПа виконано) та максимальна температура згоряння

					КРМ.142.622/м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$T_z = 1782,07$ К (обмеження за $T_z \leq 1800$ К виконано). При стандартних (заводських) налаштуваннях дизель має $g_e = 182$ г/(кВт·год), $p_z = 15538,22$ кПа та $T_z = 1765,92$ К. Так відповідно до результатів моделювання зменшення питомої ефективної витрати палива становить 1,11 % (2 г/(кВт·год)), зменшення максимального тиску згоряння – 0,27 % (42,1 кПа), а збільшення максимальної температури згоряння – 0,1 % (16,15 К).

Також досить непоганим варіантом з точки зору економії палива є дослід номер 8, однак значення максимального тиску трохи перевищує встановлені обмеження (на 123,4 кПа). Результати розрахунків робочого циклу головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 для експерименту номер 9 представлено у табличній формі (таблиці 3.4–3.5).

Таблиця 3.4 – Початкові дані для моделювання МОД 6ДКРН26/98 для дослідів номер 9

№	Позначення	Один. вим.	Зна-ня	Назва відповідного параметру
1.	1.	м	0,26	Діаметр циліндра
2.	2.	м	0,98	Хід поршня дизеля
3.	3.	шт.	6	Кількість робочих циліндрів
4.	4.	хв ⁻¹	250	Частота обертання колінчатого валу
5.	5.	кВт	2400	Ефективна потужність
6.	6.		0,95	ККД механічний
7.	7.		14	Ступінь стискання
8.	8.		0,435	Кривошипно-шатунне відношення
9.	9.		3,2	Ступінь підвищення тиску повітря у ТК
10.	10.	К	303	Температура повітря (навколишня)
11.	11.	кПа	100,2	Тиск навколишнього середовища
12.	12.	кПа	2	Втрата тиску повітря при охолодженні у ОНП
13.	13.	кПа	4	Опір вихлопної системи
14.	14.		0,84	ККД компресора адіабатний
15.	15.		0,82	ККД турбіни адіабатний
16.	16.		0,92	ККД турбокомпресора механічний
17.	17.	К	293	Температура води при вході у ОНП
18.	18.	К	0,96	ККД системи охолодження НП
19.	19.		6	Число роб. циліндрів, які об'єднано спільною секцією випуск. колектора
20.	20.		10	Відношення об'єму секції випуск. кол. до робочого об'єму циліндра дизеля
21.	21.		1	Константа імпульсності турбіни
22.	22.	град. п.к.в.	372	Кут початку упорскування

23.	23.	град. п.к.в.	20	Тривалість уприскування
24.	24.	град. п.к.в.	290	Кут відкриття вип. клапану
25.	25.	град. п.к.в.	56	Кут закриття вип. клапану
26.	26.	град. п.к.в.	320	Кут відкриття вікон продування
27.	27.	град. п.к.в.	40	Кут закриття вікон продування
28.	28.	град. п.к.в.	40	Тривалість відкривання вікон продування
29.	29.	град. п.к.в.	63	Тривалість відкривання вип. клапану
30.	30.	град. п.к.в.	40	Тривалість закривання вікон продування
31.	31.	град. п.к.в.	63	Тривалість закривання вип. клапану
32.	32.	м	0,032	Ширина вікон продування
33.	33.		18	Кількість вікон продування
34.	34.	м	0,143	Діаметр випускного клапану
35.	35.		1	Кількість вип. клапанів
36.	36.	м	0,0784	Висота вікон продування
37.	37.	м	0,0429	Висота підйому вип. клапанів
38.	38.	град.	45	Кут конусу тарілки вип. клапанів
39.	39.		0,82	Коефіцієнт витрати для вікон продування
40.	40.		0,80	Коефіцієнт витрати для вікон продування
41.	41.	м ²	0,018	Пропускна здатність для турбіни
42.	42.		0,3	Показник характеру згоряння
43.	43.		0,98	Частка згорілого пального до кінця згоряння
44.	44.		0,0000038	Коефіцієнт у формулі Толстого (для розрахунку часу затримки займання)
45.	45.	кДж/(кг·К)	44170	Нижча теплота згоряння пального
46.	46.		21000	Умовна енергія активації
47.	47.		6	Кількість соплових отворів розпилювача форсунки
48.	48.	м	0,00033	Діаметр соплових отворів розпилювача форсунки
49.	49.		1,7	Коефіцієнт у формулі для розрахунку середнього діаметра крапель
50.	50.	с ⁻¹	6	Константа часу випаровування великих крапель пального
51.	51.	м	0,04	Товщина стінки втулки робочого циліндру
52.	52.	(м ² ·К)/кВт	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки втулки
53.	53.	(м ² ·К)/кВт	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки кришки робочого циліндру
54.	54.	(м ² ·К)/кВт	0,0002	Коефіцієнт термічного опору для стінки поршня
55.	55.	%	90	Довжина охолоджуваної частини втулки (закладається у відсотках від ходу поршня дизеля)
56.	56.		0,82	Частка теплоти тертя, що відводиться з охолоджувальною рідиною
57.	57.		0,18	Частка теплоти тертя, що відводиться у масло
58.	58.	кВт/(м ² ·К)	5	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини

59.	59.	кВт/(м ² ·К)	9	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини
60.	60.	кВт/(м ² ·К)	5	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини
61.	61.	К	350	Середня температура води в сорочці охолодження двигуна
62.	62.	К	350	Середня температура води в кришці циліндру двигуна
63.	63.	К	348	Середня температура масла, що охолоджує поршень

Таблиця 3.5 – Отримані результати моделювання номінального режиму роботи МОД 6ДКРН26/98 для дослідів номер 9

№	Позначення	Один. вим.	Зна-ня	Назва відповідного параметру
1.	N_e	кВт	2400,26	Ефективна потужність
2.	g_e	кг/(кВт·год)	0,1800305	Питома ефективна витрата палива
3.	Π_k		3,2	Ступінь підвищення тиску в компресорі
4.	$\varphi_{зг.}$	град.	89,14	Тривалість видимого згоряння
5.	$\varphi_{з.восп.}$	град.	1	Кут затримки займання
6.	$\varphi_{н.сгор.}$	град.		Кут початку видимого згоряння
7.	P_z	кПа	15496,12	Максимальний тиск згоряння
8.	T_z	К	1782,07	Максимальна температура згоряння
9.	P_i	кПа	1942,43	Середній індикаторний тиск
10.	P_e	кПа	1845,30	Середній ефективний тиск
11.	P_s	кПа	195,11	Тиск повітря в ресивері
12.	T_s	К	296,44	Температура повітря в ресивері
13.	P_c	кПа	8563,20	Тиск суміші наприкінці стиснення
14.	T_c	К	807,68	Температура суміші наприкінці стиснення
15.	T_t	К	487,6	Середня температура газів перед турбіною
16.	P_t	кПа	218,5	Середній тиск газів перед турбіною
17.	T_{zt}	К	423,7	Середня температура газів за турбіною
18.	T_b	К	1181,2	Температура газів у момент відкр. вип. клапана
19.	P_b	кПа	1578,0	Тиск газів у момент відкр. вип. клапана
20.	T_k	К	379,0208	Температура наддувного повітря
21.	T_r	К	959,28	Температура залишкових газів
22.	Q_w	кВт	548,1	Тепло, відведене у воду
23.	Q_m	кВт	144,7	Тепло, відведене в масло
24.	Q_{wOHV}	кВт	583,1	Тепло, що відводиться в ОНП від повітря
25.	Q_{wOG}	кВт	860,9	Тепло, що виноситься з випускними газами
26.	G_k	кг/с	6,724	Витрата повітря через компресор
27.	G_t	кг/с	6,670	Витрата газу через турбіну
28.	N_{et}	кВт	513,49	Потужність турбіни
29.	N_{ek}	кВт	949,19	Потужність компресора
30.	γ_r		0,00774	Коефіцієнт залишкових газів
31.	α		2,157	Коефіцієнт надлишку повітря
32.	φ_a		1,771	Коефіцієнт продувки

Основні процеси робочого циклу головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 з рекомендованими змінами представлено у вигляді індикаторної діаграми та діаграми зміни температури у робочому циліндрі дизеля (рис. 3.9).

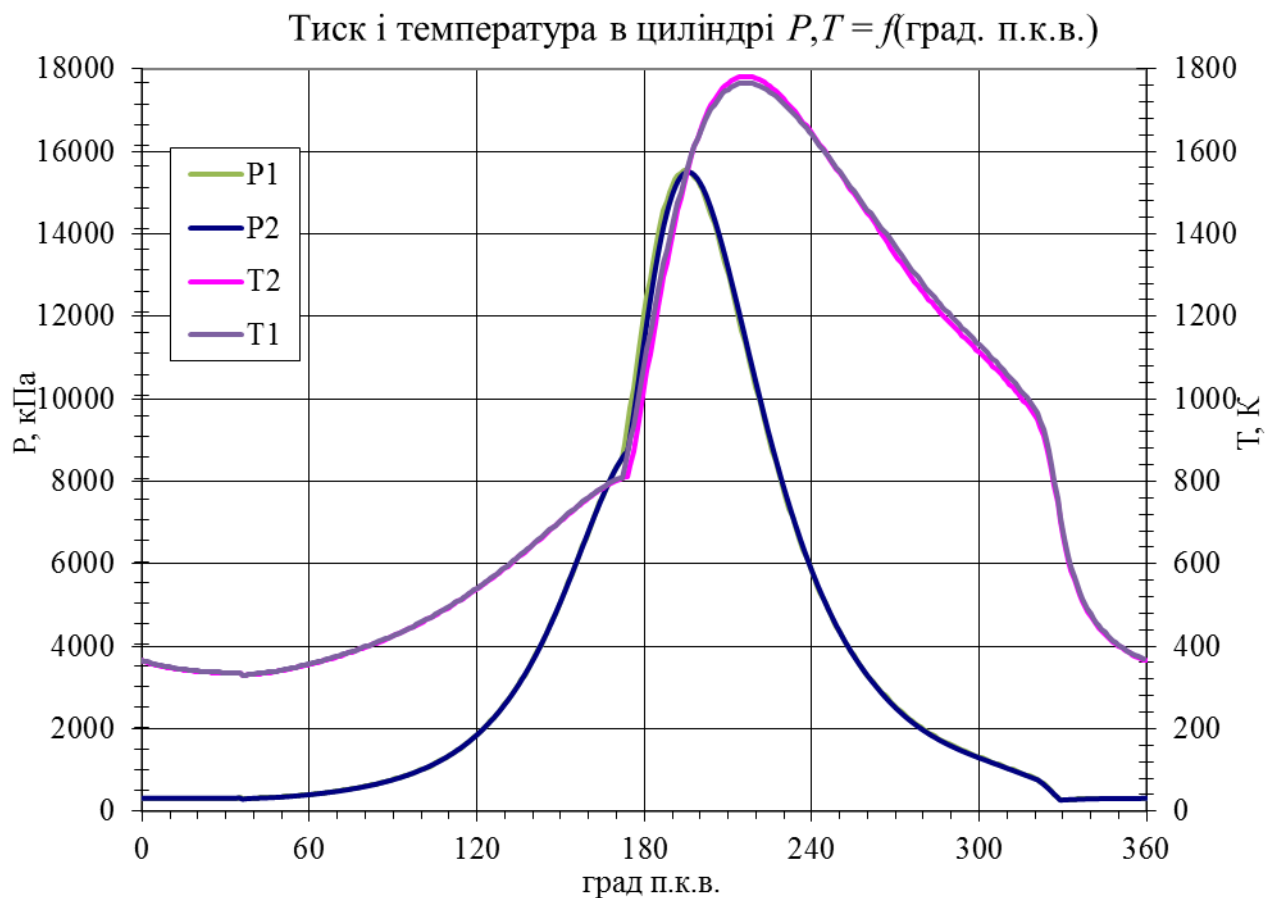


Рисунок 3.9 – Розгорнуті діаграми тиску та зміни температури МОД 6ДКРН26/98:

P_1, T_1 – базові параметри процесу паливоподачі;

P_2, T_2 – рекомендовані параметри процесу паливоподачі

Згорнутий вигляд індикаторної діаграми головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 з рекомендованими змінами параметрів процесу паливоподачі та базові подано на рис. 3.10.

На рис. 3.11 представлено зміну елементарної роботи газів у циліндрі головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 з рекомендованими змінами та базовими.

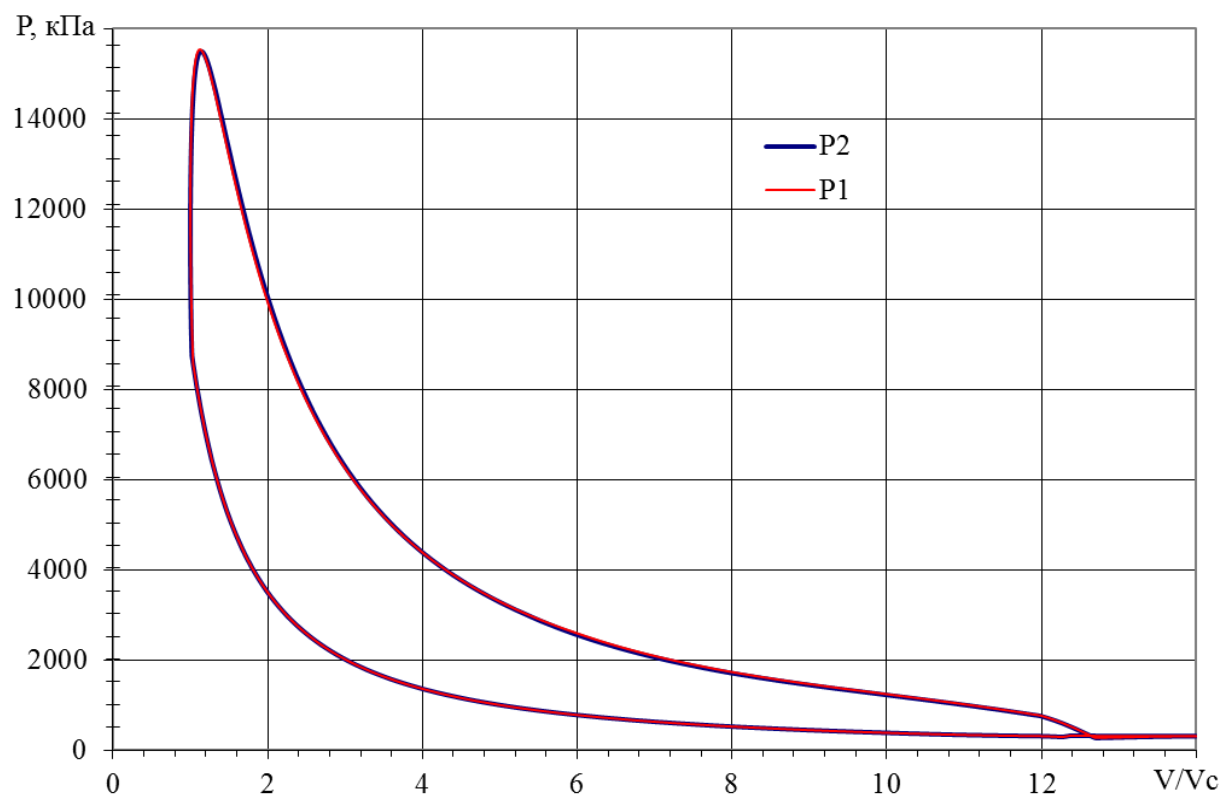


Рисунок 3.10 – Згорнута індикаторна діаграма

головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98:

P_1 – базові параметри процесу паливоподачі;

P_2 – рекомендовані параметри процесу паливоподачі

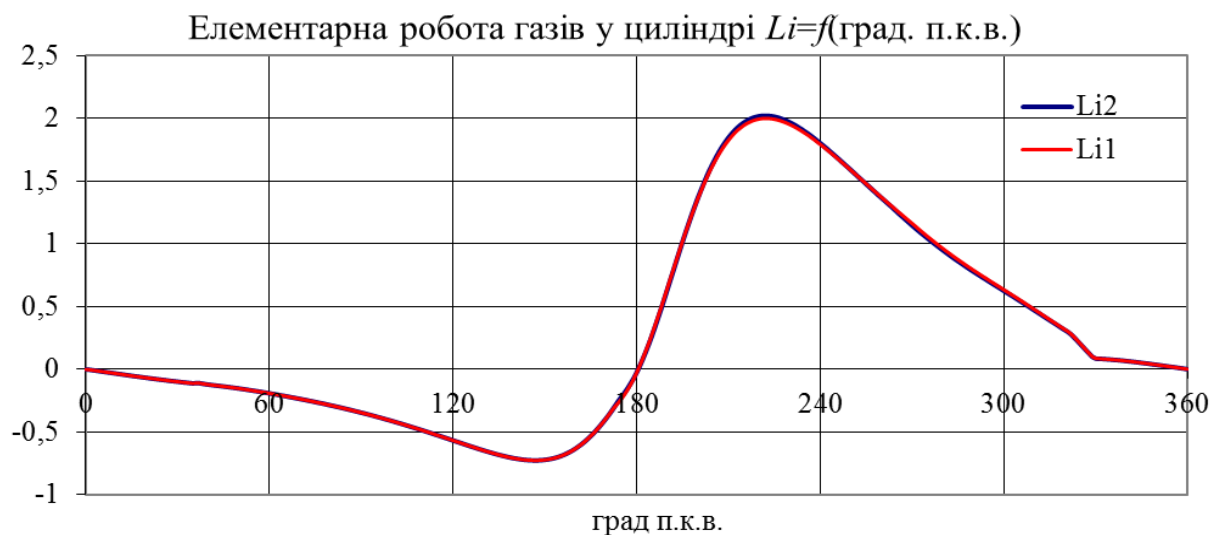


Рисунок 3.11 – Зміна елементарної роботи газів у циліндрі

головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98:

L_1 – базові параметри процесу паливоподачі;

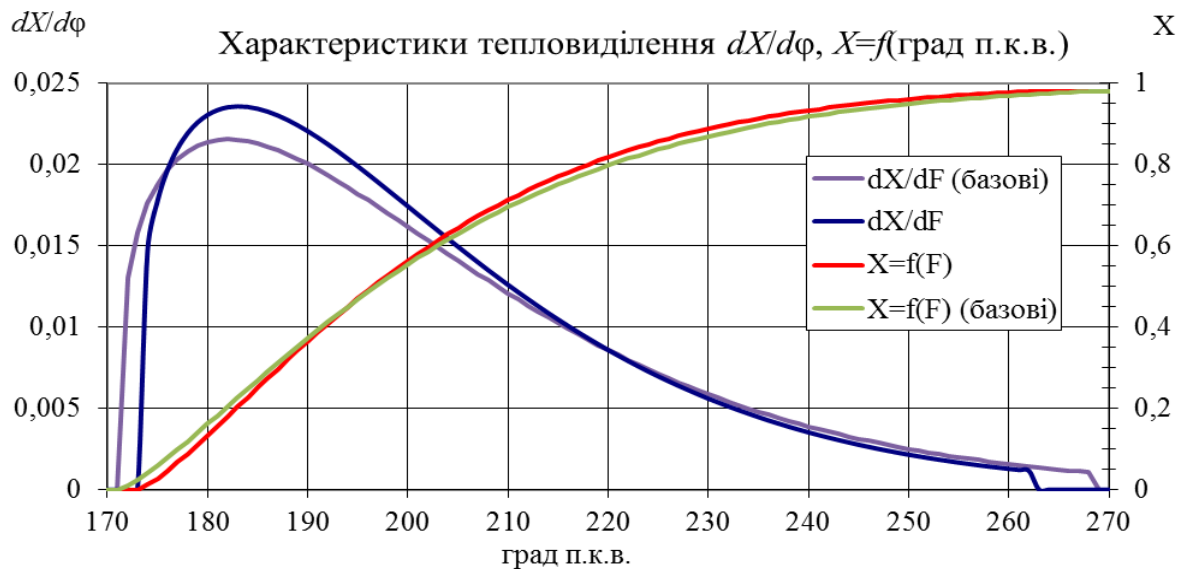
L_2 – рекомендовані параметри процесу паливоподачі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.15.03.ПЗ

Аркуш

На рис. 3.12 представлено характеристики тепловиділення головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 у відносних одиницях. Тривалість згоряння зменшилася з $97,6^\circ$ п.к.в. до $89,1^\circ$ п.к.в. На рис. 3.13 зображено зміну маси робочого тіла у циліндрі МОД 6ДКРН26/98.



**Рисунок 3.12 – Характеристики тепловиділення
головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98**

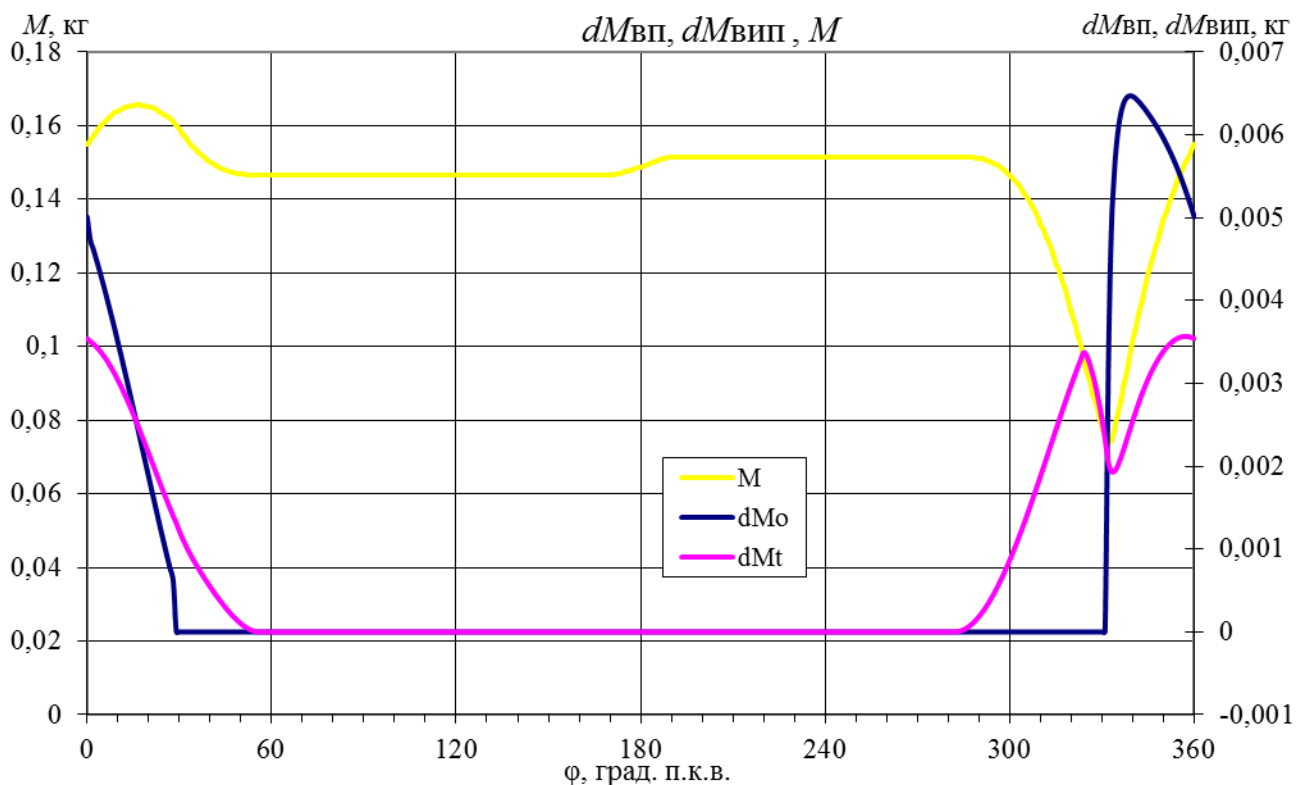


Рисунок 3.13 – Зміна маси тіла у циліндрі МОД 6ДКРН 26/98 з рекомендованими параметрів процесу паливоподачі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.15.03.ПЗ

Аркуш

Теплові втрати головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98 представлено залежностями зміни теплоти, що відводиться теплопередачею у охолоджувальну рідину, а також масло (рис. 3.14).

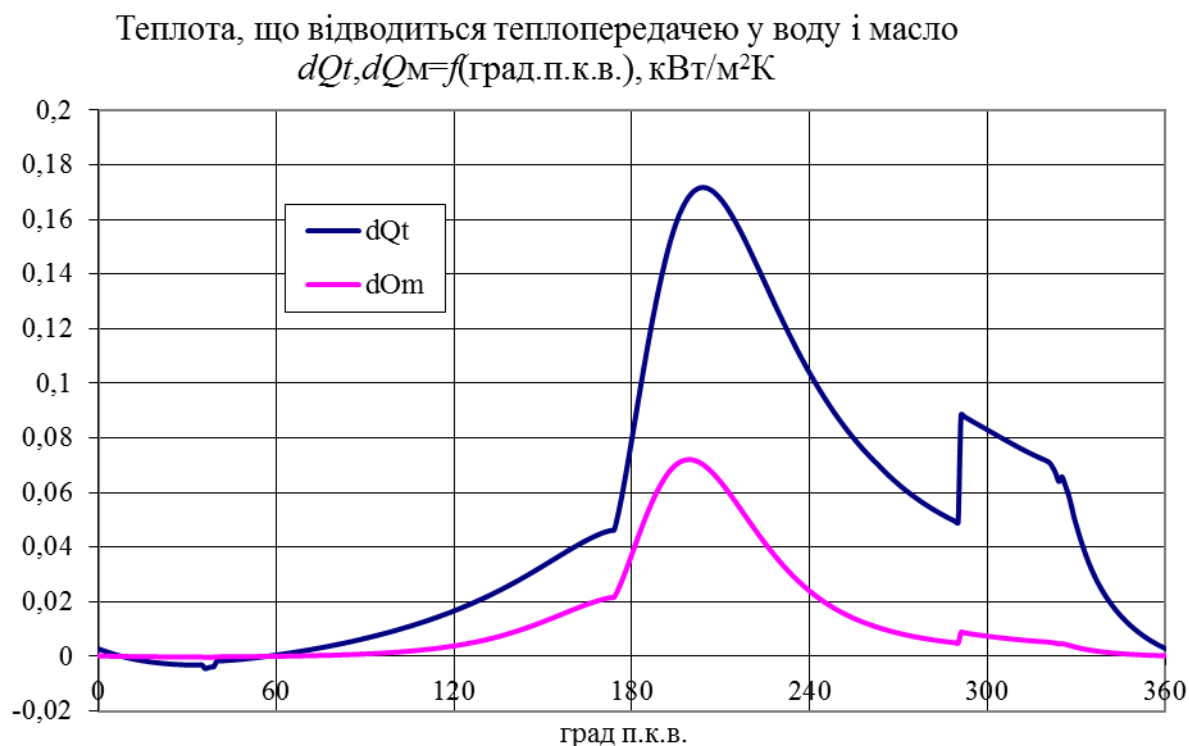


Рисунок 3.14 – Теплові втрати у воду і масло ГД 6ДКРН 26/98 з рекомендованими змінами параметрів процесу паливоподачі

Конструкція паливного насосу високого тиску, який забезпечує рекомендовані параметри процесу паливоподачі головного суднового малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 представлено на рис. 3.15.

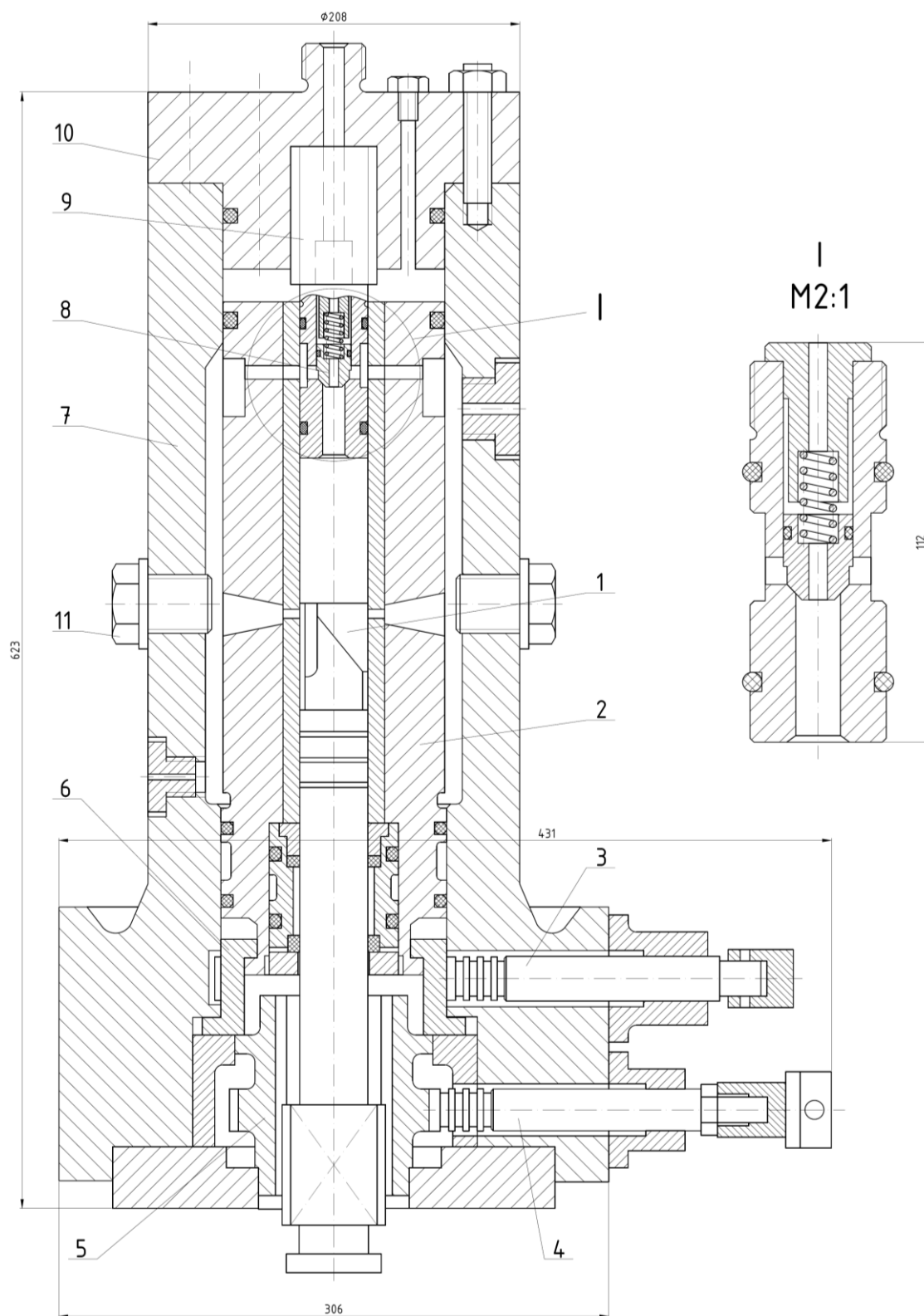


Рисунок 3.15 – Паливний насос високого тиску суднового малообертового двигуна 6ДКРН 26/98:

1 – плунжер; 2 – втулка плунжера; 3 – зубчаста рейка; 4 – зубчаста рейка;
5 – поворотна втулка; 6 – поворотна втулка; 7 – корпус насоса; 8 – впускний клапан;
9 – корпус; 10 – кришка насоса; 11 – пробка

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.15.03.ПЗ

Аркуш

3.7. Висновок до розділу

У представленому розділі проаналізовано загальний принцип роботи та особливості конструкцій елементів паливної апаратури малообертових суднових двигунів. Виділено основні конструктивні елементи паливної апаратури та параметри процесу паливоподачі, що значно впливають на ефективну організацію робочого циклу розглянутого типу дизелів, а також можливі напрямки удосконалення системи паливоподачі дизельного двигуна 6ДКРН 26/98.

Виконано дослідження впливу параметрів процесу паливоподачі, а саме кута початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалості упорскування $\varphi_{вп}$ на ефективні показники головного суднового двигуна 6ДКРН 26/98. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальним сполученням параметрів процесу паливоподачі є кут початку упорскування $\varphi_{п.вп} = 172$ град п.к.в., та тривалість упорскування $\varphi_{вп} = 20$ град п.к.в..

Таке поєднання параметрів процесу паливоподачі забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 180$ г/(кВт·год) при цьому цілком і повністю виконуються закладені при дослідженні обмеження ($p_z \leq 16$ МПа та $T_z \leq 1800$ К). При зазначеному співвідношенні максимальний тиск згоряння у робочому циліндрі становить $p_z = 15496,12$ кПа та максимальна температура згоряння $T_z = 1782,07$ К.

Базові параметри процесу паливоподачі забезпечують $g_e = 182$ г/(кВт·год), $p_z = 15538,22$ кПа та $T_z = 1765,92$ К. Так, зменшення питомої ефективної витрати пального становить 1,11 % (2 г/(кВт·год)), зменшення максимального тиску згоряння – 0,27 % (42,1 кПа), а збільшення максимальної температури згоряння – 0,1 % (16,15 К).

					КРМ.142.6221м.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 26/98

У результаті виконаного дослідження впливу параметрів процесу паливоподачі на ефективні показники роботи МОД 6ДКРН26/98 (S26-МС) виробництва провідної двигунобудівної фірми MAN B&W було розроблено базові практичні рекомендації щодо налаштування паливної апаратури (початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалості упорскування $\varphi_{вп}$). Рекомендації дозволяють знизити питому ефективну витрату палива, що безумовно відобразиться на експлуатаційних витратах та матиме економічний ефект, якій потрібно встановити.

Цілю розрахунків у даному розділі роботи є аналітичне (теоретичне) обґрунтування економічної доцільності впровадження в експлуатацію модернізованого МОД 6ДКРН26/98 в порівнянні з його стандартною (заводською) версією. При розрахунках економічної доцільності порівнюються параметри та головні ефективні показники роботи базової моделі дизеля 6ДКРН 26/98 й покращеної.

У таблиці – 4.1 наведено головні техніко-економічні та експлуатаційні показники базового суднового малообертового двотактного дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 та модернізованого відповідно до рекомендацій розділу номер 3.

Таблиця 4.1 – Головні техніко-економічні та експлуатаційні показники базового та модернізованого МОД 6ДКРН26/98 (S26-МС MAN B&W)

Найменування показника	Позначення	Розмірність	Базовий S26	Модернізований S26
Потужність	N_e	кВт	2400	2400
Частота обертання	n	хв ⁻¹	250	250
Діаметр циліндра	D	м	0,26	0,26
Хід поршня	S	м	0,98	0,98
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,182	0,18
Механічний ккд	η_m	-	0,95	0,95
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0006	0,0006
Вага	G	кг	18700	18700
Габарити	L	мм	4791	4791
	B	мм	4849	4849
	H	мм	2788	2788

					<i>KPM.142.6221м.15.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ціна двигуна, грн.	Π	грн	19400000	19450000
Ціна палива	$\Pi_{\text{п}}$	грн/кВт·год	10,581	10,465
Ціна масла	$\Pi_{\text{м}}$	грн/кг	9,5	9,5
Час роботи за рік	t	год	6500	6500
Число контрольних ремонтів	η	—	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε_{min}	—	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	—	0,04	0,04
Коефіцієнт використання потужності	$K_{\text{п}}$	—	0,96	0,96
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р}}$	—	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	2000	2000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р}}$	год	25000	25000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Можлива економічна доцільність від використання судновласником у роботі модернізованого малообертового двотактного дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 (S26-МС) виробництва MAN B&W знаходиться за методичними вказівками – «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

Стандартне призначення методу техніко-економічне обґрунтування доцільності виготовлення нової або модернізації техніки:

- а) техніко-економічне обґрунтування вибору найлібших варіантів виготовлення та впровадження у дію нових зразків техніки;
- б) відображення їх базових показників ефективності й економічності в відповідних нормах й нормативах;
- г) обчислення фактичної ефективності впровадження нових зразків техніки;

Моделювання економічної доцільності від модернізації МОД 6ДКРН26/98 (S26-МС) здійснено у розділі у табличному форматі та представлено у таблиці – 4.2 нижче.

					КРМ.142.6221м.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної ефективності від модернізації мало-обертового двотактного дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 (S26MC)

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	14976000	14976000
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{\kappa p}}{t}$	3,85	3,85
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_{\varepsilon}$	28839912,19	28210291,2
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	85363,2	85363,2
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}$	2522000	2528500
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{\kappa.p} = \frac{K_{\kappa.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\kappa.p} \cdot \varepsilon_{\min}}$	1375636,36	1379181,82
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{\kappa.p} + З_{n.p}$	32822911,76	32203336,22
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\varepsilon}$	32822911,76	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_{\kappa} = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^{\varepsilon}}{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}} \right] - \Pi_{\varepsilon}$		1461159,847
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	-	50000	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^{\varepsilon}$	619575,54	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,08/ 1,0	

Висновки до розділу

У цьому розділі проекту представлено результат моделювання позитивного результату від проведеної роботи по модернізації малообертового двотактного дизельного двигуна 6ДКРН 26/98 (S26MC) виробництва фірми MAN. Річний економічний ефект від використання судновласником модернізованого дизеля, у порівнянні з серійним становитиме суму 1461159,847 грн, а незначні за розмірами кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за 1 місяць.

					КРМ.142.6221м.15.04.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 транспортного рефрижератора

Безперервне нарощування енергоозброєності суден і їхньої швидкості супроводжується генерацією підвищеної вібрації (механічних коливань) і шуму. Перевищення допустимої вібрації небезпечне для міцності конструкції і шкідливо впливає на організм людини. Зниження шуму є однією з обов'язкових умов поліпшення населеності суден.

Періодичність процесів у двигунах внутрішнього згоряння зумовлює відповідну періодичність дії сил і моментів у його деталях. Це є причиною вібрації як власне двигуна, так і корпусу судна. Існує критична зона частот обертання вала двигуна, кратна власній частоті коливань корпусу судна. Робота двигуна в цій зоні надзвичайно небезпечна.

Вібрація турбомеханізмів викликана головним чином неврівноваженими силами в роторах, які під час обертання діють на підшипники, корпус і фундамент. Вібрація може призвести до руйнування лопаток, дисків, підшипників тощо. Рівень вібрації підшипників є основним показником якості монтажних робіт, балансування роторів; він також свідчить про правильність експлуатації. Оцінка вібрації проводиться за значенням амплітуди, вимірюваної у двох взаємно перпендикулярних напрямках.

У процесі експлуатації вібрація двигунів може змінюватися внаслідок зносу, розбалансування, забруднення і деформації його деталей. Так, причиною вібрації роторів турбомашин може з'явитися пошкодження їхніх опор, особливо в разі нерівномірного одностороннього вироблення підшипників. Рівень вібрації, так само як і шуму, характеризує стан теплового двигуна. Вимірювання цих рівнів входить до переліку параметрів, використовуваних під час технічної діагностики двигунів.

					КРМ.142.6221м.15.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вібрація робочих місць чинить шкідливу дію на організм людини, особливо за частот, близьких до частоти власних коливань окремих органів людини (близько 6... 9 Гц). Людина не відчуває на собі вібрацій з амплітудою до – 0,01 мм.

Головним джерелом шуму на суднах є головні та допоміжні механізми, апарати пристрою загальносуднових систем тощо. Звуки виникають також при зіткненнях погано закріплених настилів, трубопроводів та інших металевих деталей під впливом вібрації корпусу судна. У деяких випадках джерелами шумів можуть бути гребні гвинти, листи обшивки корпусу і перегородок, що вібрують.

Санітарні норми встановлюють гранично допустимі рівні шуму в машинних відділеннях та ізольованих постах управління механізмами, а також у житлових, громадських і службових приміщеннях суден. Норми встановлено з урахуванням часу впливу шуму; у разі переривчастої дії шуму ці норми вищі, ніж за безперервної його дії. На суднах, де рівні шуму перевищують значення норм, є індивідуальні шумозахисні засоби (навушники, шоломи) для відвідування машинного відділення. У житлових і службових приміщеннях найбільші рівні можливого шуму допускаються для суден на підводних крилах.

Рівень шуму є важливим експлуатаційним показником суднових двигунів. Рівень шуму в машинному відділенні визначається не тільки шумом головних двигунів, а й його розмірами, акустичними властивостями, кількістю і режимом роботи допоміжних механізмів.

Рівень шуму від суднового малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 можна визначити за такою 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, $n_n = 250$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 250$ об/хв; N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 2400$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(250 + 2400^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{250}{250}\right) \right] = 79,08 \text{ дБ}$$

Рівень шуму суднового малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 має значення припустимі.

					КРМ.142.6221м.15.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рівень вібрації від суднового дизельного малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 можна визначити за формулою:

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

де m – маса двигуна, $m = 18700$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{250 \cdot 2400^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 2400}{18700} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{18700}{2400}} + 30 \lg \left(\frac{250}{250} \right) \right) = 77,66 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від малообертового двигуна 6ДКРН 26/98 не перевищує встановлених санітарно-гігієнічних норм.

Розробка загальних рекомендації щодо зниження рівня шуму та вібрації малообертового двигуна 6ДКРН 26/98

Найбільш дієвим методом зменшення рівнів шуму і вібрації двигуна є метод зниження зазначених показників самого дизеля. При цьому, також варто відзначити, що це є найбільш складним та трудомістким методом.

Метод зниження шуму за рахунок самого двигуна полягає у конструктивному виконанні дизеля та його рухомих вузлів, значному підвищенні точності обробки та виготовлення рухомих деталей (наприклад, нарізання зубів шестерень механізмів, загальне доведення і притирки сполучних пар). Також спеціальна організації робочих місць обслуговуючого дизель персоналу машинного відділення.

Одним з найпоширеніших та простих методів покращення рівня шуму ДВЗ є – ізоляція звуку й вібрації дизеля.

Ізоляцію шуму, що утворений у наслідок потоків повітря, виконують за допомогою використання спеціальних звукоізолюючих кожухів та встановлення спеціальних перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення транспортного рефрижератора.

					КРМ.142.6221м.15.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дієвим підходом, щодо зниження шуму й вібрації від суднового дизеля є розміщення виброгасників у потрібних місцях де присутня підвищена вібрація, а також укріплення дверей та люків МВ з метою зменшення їх тремтіння.

Також потрібно відмітити досить дієвий та важливий спосіб зменшення шкідливого впливу шуму на організм обслуговуючого дизель персоналу МВ є використання індивідуальних засобів захисту. До таких засобів відносяться наступні засоби: вушні пробки та навушники, каски разом із вушними пробками, звукоізолюючі кабіни з яких ведеться керування енергетичною установкою.

Зокрема, зразки індивідуального захисту залежно від їх конструкції та частоти навколишнього шуму дозволяють суттєво знизити сприйнятий людиною звук аж до 15–20 дБ.

5.2. Охорона навколишнього середовища

Під нормативами з охорони навколишнього середовища розуміють систему законодавчих актів, які дають можливість забезпечити нормальне функціонування біосфери при безпосередній та постійній дії на неї різних природних чи антропогенних чинників.

Підчас роботи енергетичних установок з дизельними двигунами відбувається його взаємодія з оточуючим середовищем, а саме: для здійснення робочого циклу використовується повітря та вода, при цьому викидаються у атмосферу відпрацьовані гази. За характером впливу на людський організм компонентів відпрацьованих газів двигунів поділяються на шість основних груп.

До першої групи впливу входять такі речовини, які не чинять прямої (безпосередньої) шкідливої дії на людський організм, а також біосферу в цілому. До неї відносять такі компоненти, як: N_2 азот, O_2 кисень, H_2 водень, H_2O водяну пару, а також CO_2 вуглекислий газ.

До другої групи впливу входить окис вуглецю CO (угарний газ), який фактично є безбарвним газом, без запаху та смаку, небагато легше ніж повітря. Угарний газ практично навіть не розчиняється у воді, та створює з повітрям вибухонебезпечні суміші. Проникнувши до легень людини чи тварини, а далі до крові угарний

					КРМ.142.6221м.15.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

газ, витісняє з неї кисень, тому, що має у двісті разів більшу, ніж кисень, розчинність. Все це сприяє до зниженню вмісту кисню в крові людини та її задухи.

До третьої групи впливу входять окисли азоту (здебільшого це оксид NO та диоксид NO₂). Оксид азоту NO є фактично безбарвним газом, який погано розчиняється у воді, на повітрі окислюється до NO₂. Диоксид азоту NO₂ це газ червоно-бурих кольорів з досить характерним різким запахом та важчий за повітря. Якщо порівнювати рівні кількості окисли азоту є більш токсичними ніж угарний газ CO. При потраплянні окислів азоту в організм людини він вступає в реакцію з рідиною, NO_x утворює у дихальних шляхах живої істоти азотну, а також азотисту кислоти й їх з'єднання. Все це знищує легеневу тканину, викликаючи певні хронічні захворювання, необоротні зміни у серцево-судинній системі людського організму.

До четвертої групи впливу відносять різні вуглеводні (C_nH_m), що є фактично представниками усіх гомологічних рядів (алкадиєнов, циклонів, алкєнов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі загрозливих канцерогенів). Вуглеводні мають досить неприємний запах, також сприяють виникненню багатьох хронічних захворювань, сприяють загальній токсикації та мають подразнюючий ефект.

До п'ятої групи впливу відносять альдегіди, які мають досить різкий запах (особливо це відноситься до формальдегідів). При певних концентраціях альдегіди викликають значні подразнення дихальних шляхів людини та слизових оболонок очей і носа. Дія на організм альдегідів характеризується подразнюючою та загально токсичною дією на центральну нервову систему, а також негативним впливом на внутрішні органи. У газах, що відходять з ДВЗ присутні здебільшого різного типу формальдегіди, а також акролеїн.

До шостої групи впливу входить сажа. Сажа представляє собою дрібні частки вуглецю С від часток розміром у мікрон до десятків мікрон (самі незначні мають розміри не більше 10 мкм та здатні до кількох діб витати у повітрі).

Основними шкідливими компонентом ВГ дизельних ДВЗ є NO_x (окисли азоту), С (сажа), а також з'єднання сірки у вигляді SO₂ й сірководень H₂S. Для зни-

					КРМ.142.6221м.15.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ження зазначених вище токсичних компонентів використовується різні підходи та технічні рішення.

Так, збільшення значення тиску уприскування позитивно впливає на дрібність розпилювання палива, що призводить до кращого сумішоутворення паливо-повітряної суміші та відповідно до повнішого згоряння у робочому циліндрі. Результатом цього за інших фіксованих умов є зниження сажоутворення та збільшення емісії оксидів азоту (рис. 5.1).

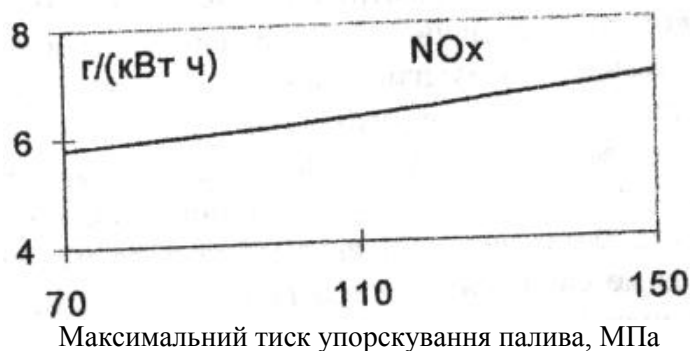


Рисунок 5.1 – Вплив величини максимального тиску впорскування палива на питомий викид NOx у відпрацьованих газах дизелів

Деякі системи паливоподачі дизелів на високих та середніх навантаженнях здатні давати так звані підвприски, це коли після основної подачі палива голка розпилювача форсунки знову відкривається на деякий короткий проміжок часу. При цьому паливо надходить у робочий циліндр у малих кількостях та погано розпилюється. За цих умов згоряння відбувається з утворенням СО, СН сажі і диму. Такий негативний ефект дає витікання палива з підігольного колодязю та соплових отворів форсунки на лінії робочого ходу під дією бульбашок газів в дизельному пальному й термічного розширення газу та дизельного палива. Зменшення об'ємів підігольного простору розпилювача форсунки та каналів соплових отворів позитивно впливає на відмічений вище ефект.

Збільшення тиску впорскування палива у робочий циліндр дизеля за того самого діаметра соплових отворів дає змогу зменшити кут випередження подачі палива та кут закінчення впорскування за тієї самої циклової дози. Це зменшує мак-

симальну температуру згоряння у робочому циліндрі двигуна і знижує викид NOx, одночасно знижується і димність.

5.3. Висновки до розділу

У даному розділі магістерської роботи визначено рівень шуму та вібрації від МОД 6ДКРН26/98 (S26-МС) фірми MAN B&W. Розрахований рівень шуму та вібрації має допустимі за нормами значення (79,08 дБ і 77,66 дБ відповідно). Виконано загальний аналіз та розроблено основні рекомендації щодо зниження рівня вібрації й шуму у машинному відділенні транспортного рефрижератора. Також було розглянуто характер впливу шкідливих компонентів, які знаходяться у ВГ дизельних ДВЗ на організм людей, а також зроблено аналіз можливих шляхів зниження шкідливості ВГ за рахунок раціонального налаштування паливної апаратури двигуна.

					<i>KPM.142.6221м.15.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Робота на тему: «Дослідження впливу параметрів паливної апаратури на ефективні показники судового двигуна 6ДКРН 26/98» має усі вказані у завданні розділи та відповідні ним креслення.

У першому розділі роботи подано стислий опис, основні характеристики транспортного рефрижератора та головного малообертового дизельного двигуни 6ДКРН 26/98 (S26-МС) виробництва MAN B&W.

У другому виконано моделювання робочого циклу головного малообертового дизельного двигуни 6ДКРН 26/98 для номінального режиму його роботи. У результаті проведення розрахунків, визначено всі потрібні основні параметри робочого циклу ГД, а також побудовано основні графіки залежностей зміни основних параметрів від кута повороту колін валу дизеля.

У третьому проаналізовано принцип роботи та конструктивні особливості паливної апаратури малообертових судових двигунів. Виділено основні конструктивні елементи паливної апаратури та параметри процесу паливоподачі, що впливають на ефективну організацію робочого циклу, а також можливі напрямки удосконалення систем паливоподачі дизельного двигуна 6ДКРН 26/98.

Виконано дослідження впливу параметрів процесу паливоподачі, а саме кута початку упорскування $\varphi_{п.вп}$, та тривалості упорскування $\varphi_{вп}$ на ефективні показники головного судового двигуна 6ДКРН 26/98. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальним сполученням параметрів процесу паливоподачі є кут початку упорскування $\varphi_{п.вп} = 172$ град п.к.в., та тривалість упорскування пального $\varphi_{вп} = 20$ град п.к.в.

Таке поєднання параметрів процесу паливоподачі забезпечує питому ефективну витрату палива двигуном на рівні $g_e = 0,180$ г/(кВт·год) при цьому повністю виконуються закладені обмеження ($p_z \leq 16$ МПа та $T_z \leq 1800$ К). При такому поєднанні параметрів максимальний тиск згоряння становить $p_z = 15496,12$ кПа та максимальна температура згоряння $T_z = 1782,07$ К. Базові па-

					КРМ.142.6221м.15.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

раметри процесу паливоподачі забезпечують $g_e = 182 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, $p_z = 15538,22 \text{ кПа}$ та $T_z = 1765,92 \text{ К}$. Таким чином зменшення питомої ефективної витрати палива становить 1,11 % ($2 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$), зменшення максимального тиску згоряння – 0,27 % (42,1 кПа), а збільшення максимальної температури згоряння – 0,1 % (16,15 К).

У четвертому розділі роботи представлено результат моделювання позитивного результату від проведеної роботи по модернізації 6ДКРН 26/98 (S26-МС). Річний економічний ефект від використання судновласником модернізованого дизеля, у порівнянні з серійним становитиме суму у 1461159,847 грн, а незначні за розмірами кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за 1 місяць.

У п'ятому розділі магістерської роботи визначено рівень шуму та вібрації від МОД 6ДКРН26/98. Розрахований рівень шуму та вібрації має допустимі за нормами значення (79,08 дБ і 77,66 дБ відповідно). Виконано загальний аналіз та розроблено основні рекомендації щодо зниження рівня вібрації й шуму у машинному відділенні транспортного рефрижератора. Також у цьому розділі було розглянуто характер впливу шкідливих компонентів, які знаходяться у ВГ дизельних ДВЗ на організм людей, а також зроблено аналіз можливих шляхів зниження шкідливості ВГ за рахунок раціонального налаштування паливної апаратури двигуна.

Отже, можна зробити узагальнений висновок о позитивних результатах проведених досліджень та модернізації МОД 6ДКРН 26/98 (S26-МС).

					КРМ.142.6221м.15.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Millo F., Piano A., Paradisi B.P., Marzano M.R., Bianco A., Pesce F.C. Development and Assessment of an Integrated 1D-3D // *Energies*, Vol. 13, №. 7, 2020.
2. Semin R.A.B., Ismail A.R. Investigation of Diesel Engine Performance Based on Simulation // *American Journal of Applied Sciences* , Vol. 5, No. 6, 2008. pp. 610-617.
3. O'Reilly P., Thompson S., Gong C. Development of an engine simulator 1994. Vol. 10. No. 26. pp. 302-306.
4. Östreicher G., Doncic A., Goranov S., Pennycott A., Signorile M. WiCE - New Engine Control System for Two-Stroke Engines Vancouver. 2019.
5. Fenimore C.P. Studies of fuel-nitrogen species in rich flame gases. 171st ed. Symposium (International) on Combustion, 1979. 661-670 pp.
6. Challen B, Baranesku R, editors. Diesel Engine Reference Book. Butterworth-Heinemann Ltd; 2nd edition, 1999. 682 pp.
7. Woodyard D, editor. Pounder's Marine Diesel Engines. 8th Edition. Butterworth-Heinemann, 2003. 912 pp.
8. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. / Мінчев Д.С., Нагірний А.В. , Миколаїв: НУК, 2012. 100 с.
9. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. – New York : McGraw Hill New York, 1988. – 930 p.
10. Desantes J., Lopez J., Garcia-Oliver J., Hernández L. Application of Neural Networks for Prediction and Optimization of Exhaust Emissions in a H.D. Diesel Engine, 2002.

					<i>KPM.142.6221м.15.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

This is a detailed architectural floor plan of a mechanical workshop. The plan shows a large rectangular space with various pieces of machinery and equipment. Key features include:

- Structural Elements:** A grid of columns is shown, with some columns having hatching to indicate specific materials or structural types. A curved wall is visible on the right side of the plan.
- Equipment and Machinery:**
 - Three large, horizontal machines, possibly lathes or mills, are arranged in a row in the center of the plan.
 - A large, complex machine with multiple circular components is located on the left side.
 - Various smaller machines, pumps, and storage tanks are distributed throughout the space.
- Labels and Dimensions:**
 - The text "Блок-щитовая" (Block-switchgear) is written near a rectangular structure in the upper right.
 - Dimensions are indicated along the bottom edge: 144, 140, 132, 130, 128, 120, 118, and 113.
- Other Features:**
 - Staircases are indicated by hatched areas and arrows.
 - Various symbols for doors, windows, and other architectural details are present.

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Довжина, м	172,1
2	Довжина найбільша між перпендикулярами, м	160
3	Ширина, м	23
4	Висота борту до верхньої палуби, м	13,7
5	Осадка, м	8,1
6	Водотоннажність, т	8300
7	Дейдвест, т	11330
8	Максимальна ефективна потужність головного двигуна, кВт	2400
9	Швидкість, вуз	18,5
10	Дальність плавання, миль	25000
11	Вмістимість, м ³ - рефрижераторних трюмів - топ ливних цистерн - водяних цистерн	16200 7100 900

				KPM.14.2.6221м.15.01						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Загальний вигляд транспортного рефрижератору	<i>/літ.</i>		Маса		Масштаб
Студент		Каб'як С.М.								
Керівник		Тимошевський Б.Г.								
Зав. каф.		Газаренко О. А.				Лист		Листов		
						НУК ім. адм. Макарова				

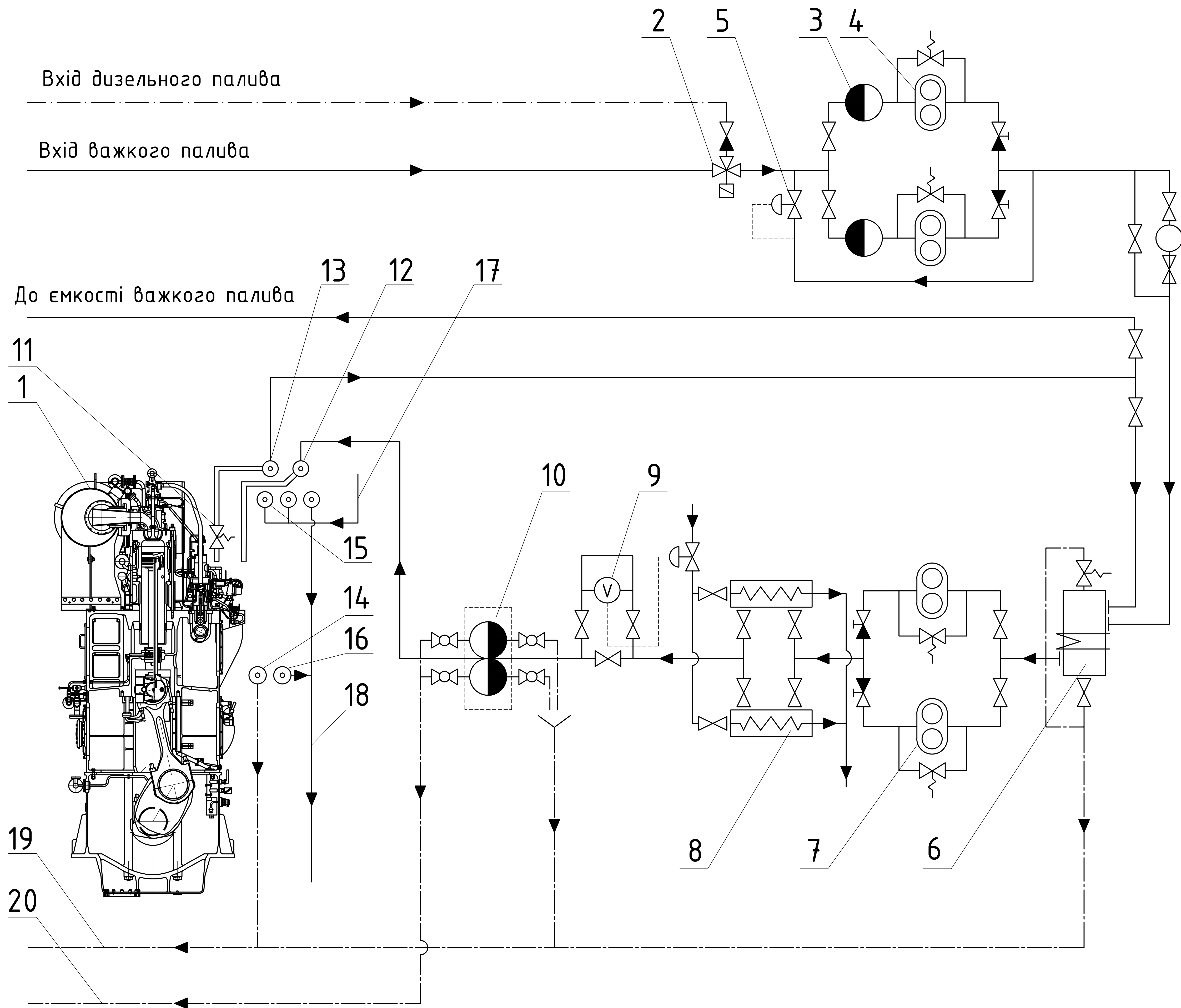
КРМ.142.6221м.15.02

3286

4938

Ø260

					КРМ.142.6221м.15.02			
					Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 26/98	Літ.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Коб'як С.М.						
Керівник		Тимошевський Б.Г.						
Зав. каф.		Гогоренко О. А.				Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова		



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Двигун		
		2		Триходовий клапан з ручним або дистанційним керуванням		
		3		Паливний фільтр з підігрівом		
		4		Насос прокачки палива		
		5		Клапан регулювання тиску		
		6		Знішувач палива, з підігрівом і ізоляцією		
		7		Насос підкачки палива		
		8		Кінцевий підігрівач палива		
		9		Вискозіметр		
		10		Фільтр тонкого очищення палива		
		11		Клапан регулювання тиску		
		12		Вхід палива до ПНВТ		
		13		Вихід палива з двигуна		
		14		Відвід протінок палива		
		15		Підігрів впускних трубопроводів		
		16		Підігрів впускних трубопроводів		
		17		Паропровід		
		18		Дренажний трубопровід		
		19		Відвід до зливної ємності		
		20		Відвід до системи дренажу нафтовмісних стоків		

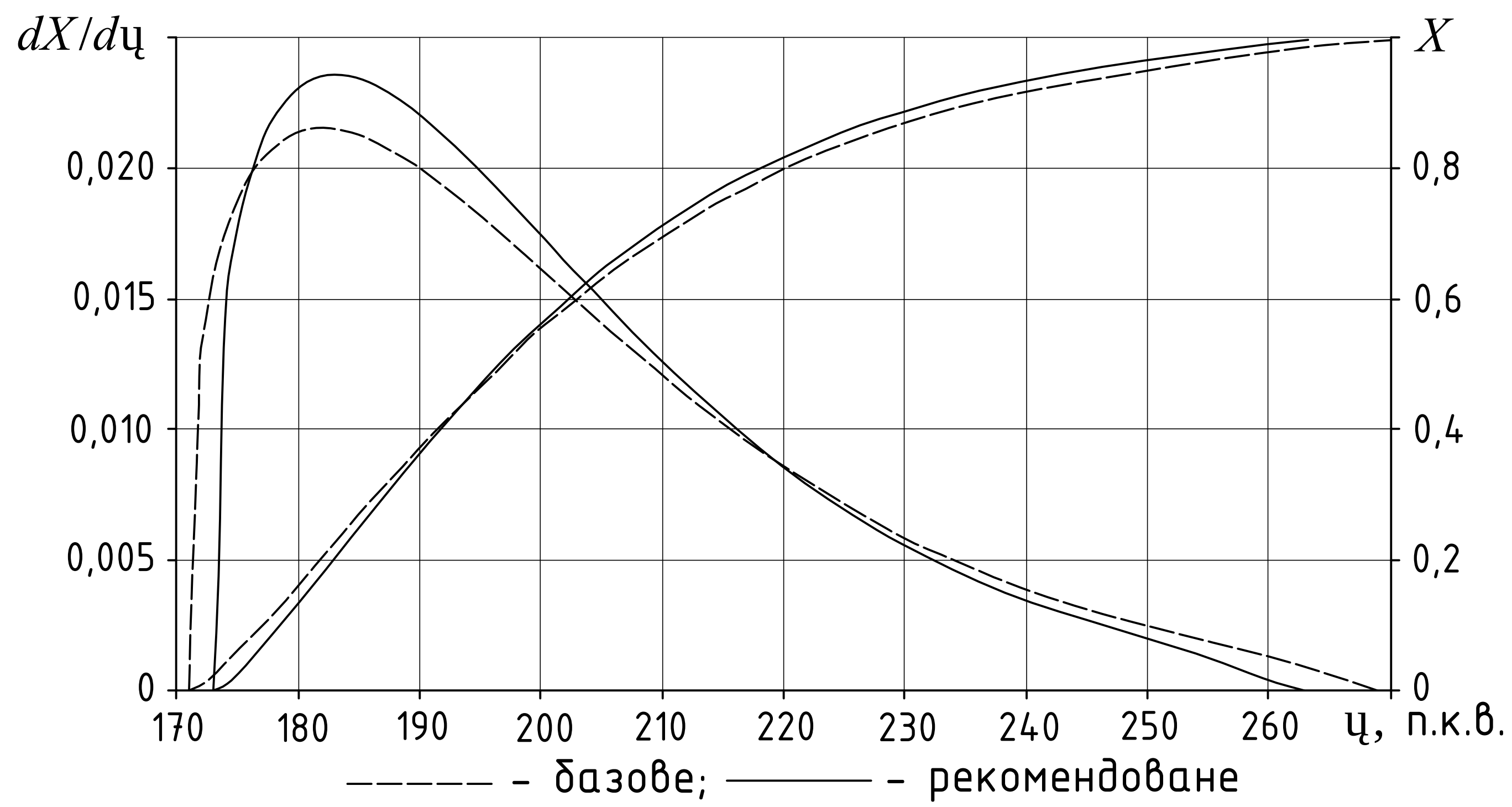
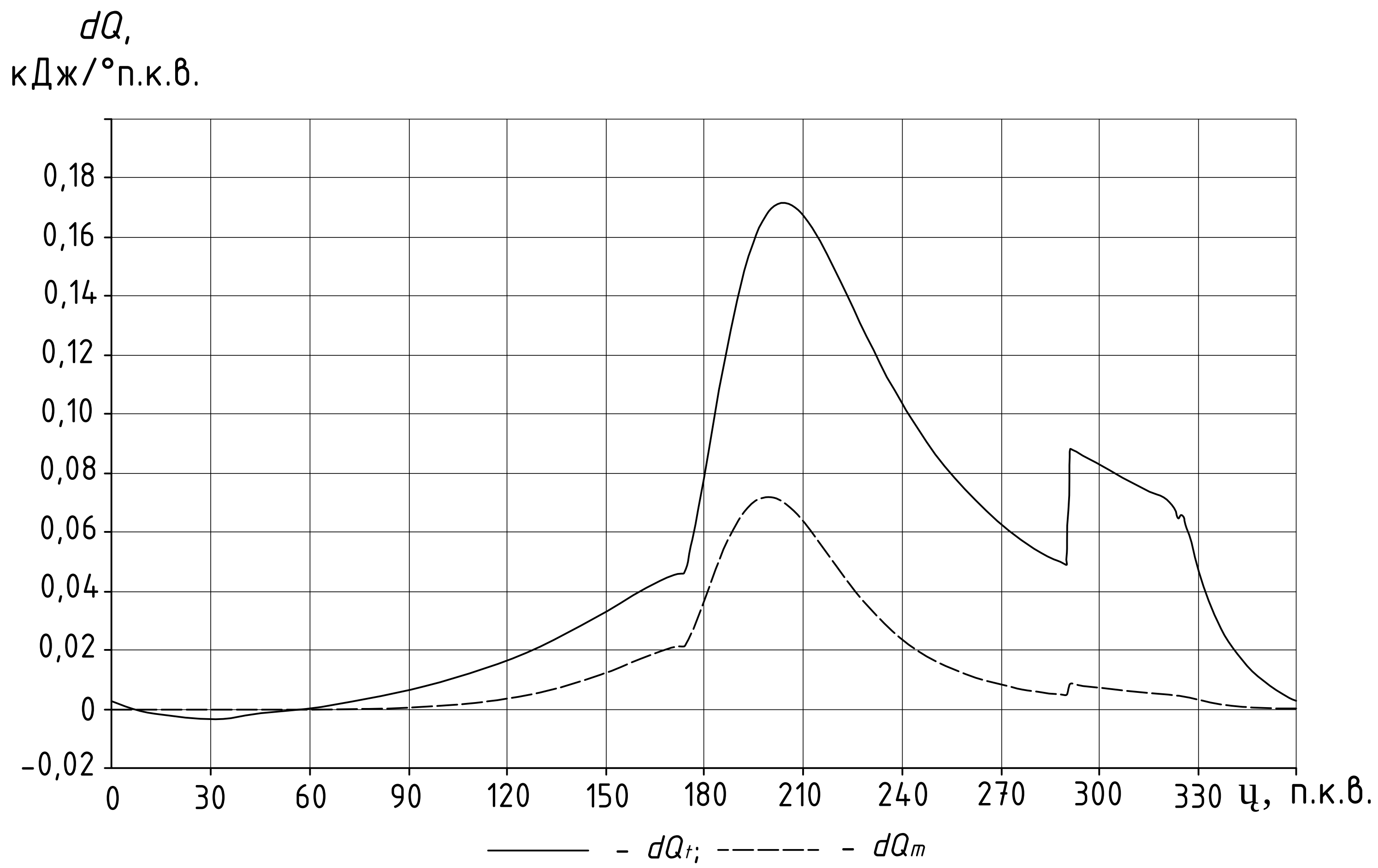
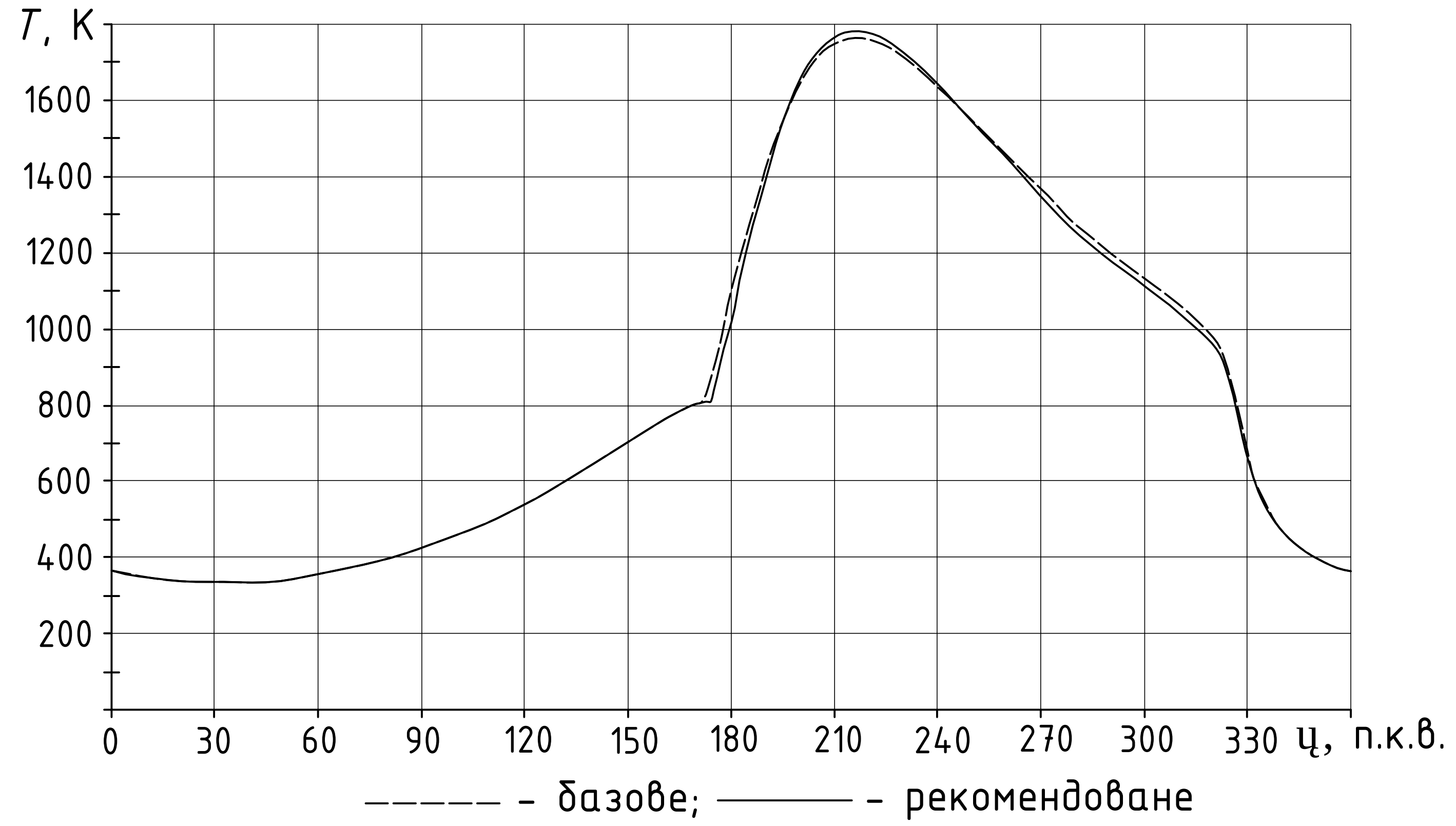
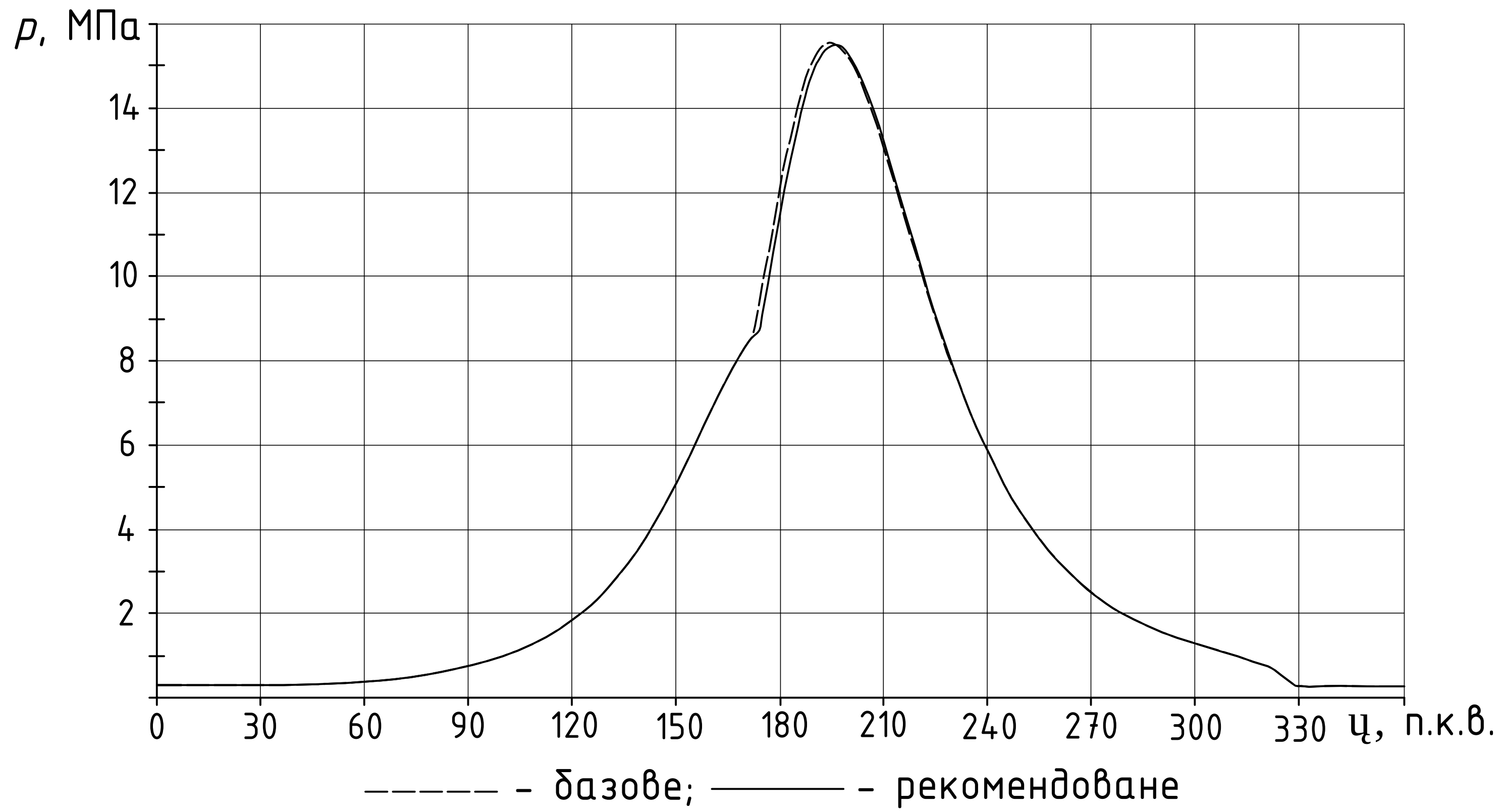
KPM.142.6221M.15.03

Паливна система
двигуна
6ДКРН 26/98

Лит. Маса Масштаб

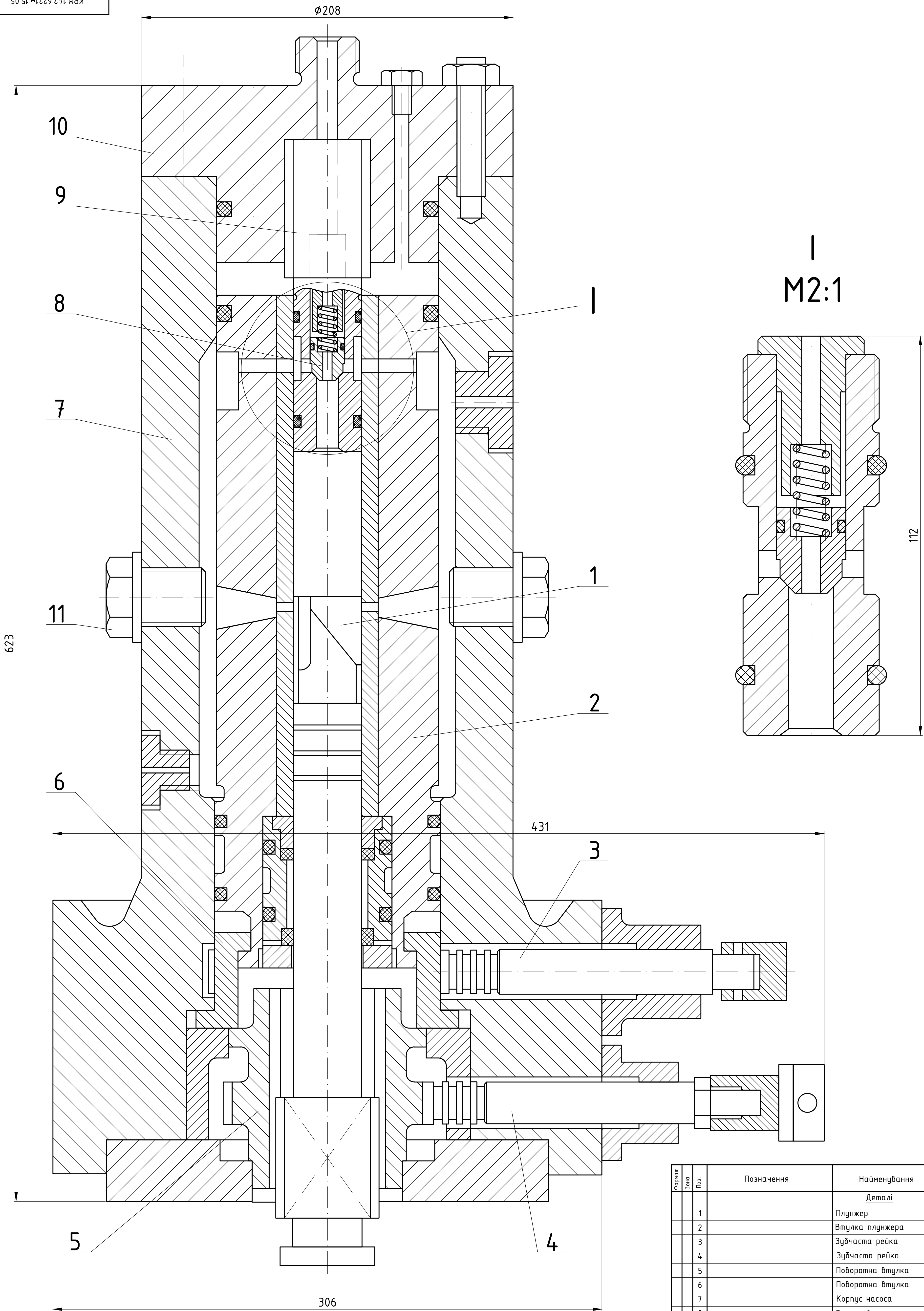
Лист Листов

НУК
ім. адм. Макарова



					KPM.14.2.6221м.15.04			
					Залежності зміни параметрів робочого тіла у циліндрі двигуна	Лім.	Маса	Момент
Зн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Ков'ал С.М.							
Керівник	Тимошевський Б.Г							
Заб. каф.	Гогоренко О. А.					Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова		

KPM.142.6221m.15.05



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				Деталі		
		1		Плунжер		
		2		Втулка плунжера		
		3		Зубчаста рейка		
		4		Зубчаста рейка		
		5		Поворотна втулка		
		6		Поворотна втулка		
		7		Корпус насоса		
		8		Впускний клапан		
		9		Корпус		
		10		Кришка насоса		
		11		Пробка		
КРМ.142.6221м.15.05						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Паливний насос високого тиску Складальне креслення	
Студент		Ков'як С.М.				
Керівник		Тимошевський Б.Г.			Лист Листов	
Зав. каф.		Гозаренко О. А.				
					НУК	
					ім. адм. Макарова	