

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»
завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

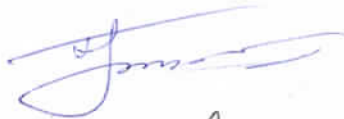
« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО
СУДОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ НАСОС-
ФОРСУНОК

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти



Сергій ТРОЦЮК

Миколаїв 2025

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

« » 20 року

(прізвище, ім'я, по батькові)

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальне вигляд судна. 2. Розміщення двигуна 12ЧН 17/18 у приміщенні
машинного відділення. 3. Поперечний розріз двигуна 12ЧН 17/18. 4. Графічні
залежності роботи двигуна 12ЧН 17/18. 5. Насос-форсунка.

7. Консультанти розділів роботи

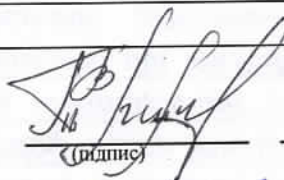
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічний розділ	Тимошевський Б.Г.		
Розділ хорони праці	Тимошевський Б.Г.		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загальна конструкція та особливості роботи дизеля.		
2.	Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми.		
3.	Модернізація паливної системи за рахунок застосування насос-форсунки.		
4.	Економічне обґрунтування модернізації паливної системи двигуна.		
5.	Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.		

Здобувач освіти

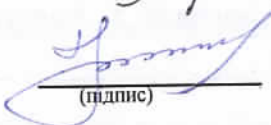


(підпис)

Сергій ТРОЦЬОК

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему: «*Модернізація паливної системи високо-обертового судового двигуна шляхом використання насос-форсунок*» присвячена модернізації паливної системи судового двигуна за рахунок застосування насос-форсунок нової конструкції, з метою покращення паливної економічності та екологічності двигуна.

Розглянуто основні технічні параметри та конструктивні особливості дизеля типу Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18), а також виконано розрахунок його робочого циклу на номінальному режимі роботи.

Виконано аналіз гідродинамічних процесів в системі паливоподачі дизельних двигунів. Розроблено конструкцію насос-форсунки, а також виконано оцінку ефективності її застосування на двигуні S12R-MTK. Запропонована конструкція насос-форсунки забезпечує надійності та стабільність роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK, підвищення тиску упорскування, покращення дрібності розпорошення, поліпшення характеристик впорскування палива.

Здійснено техніко-економічне обґрунтування застосування спроектованої насос-форсунки на дизельному двигуні 12ЧН 17/18.

Розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні робіт з ремонту та обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, а також здійснено аналіз впливу шуму від судового дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK на навколишнє середовище та організм людини.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою та налічує 68 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, а також п'ять креслень формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун; паливна система; робочий цикл; тиск упорскування; тривалість упорскування; характеристика упорскування; насос-форсунка.

					КРМ.142.6221мз.25.12.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

ABSTRACTS

Qualification work on the topic: "*Modernization of the fuel system of a high-speed marine engine through the use of pump nozzles*" is devoted to the modernization of the fuel system of a marine engine through the use of newly designed pump nozzles in order to improve the fuel efficiency and environmental friendliness of the engine.

The main technical parameters and design features of the Mitsubishi S12R-MTK (12CHN 17/18) diesel engine are considered, and its operating cycle at rated operating mode is calculated.

An analysis of hydrodynamic processes in the fuel supply system of diesel engines has been performed. The design of the pump-nozzle has been developed, and its effectiveness in the S12R-MTK engine has been evaluated. The proposed pump-nozzle design ensures the reliability and stability of the Mitsubishi S12R-MTK engine, increases injection pressure, improves spray fineness, and improves fuel injection characteristics.

A technical and economic justification for the use of the designed pump nozzle on the 12CHN 17/18 diesel engine has been carried out.

The basic occupational safety requirements for repair and maintenance of diesel engine fuel equipment have been developed, and an analysis of the impact of noise from the Mitsubishi S12R-MTK marine diesel engine on the environment and the human body has been carried out.

The thesis is written in Ukrainian and consists of 68 pages of calculations and explanatory notes, as well as five A1 format drawings.

Key words: diesel engine; fuel system; operating cycle; injection pressure; injection duration; injection characteristics; pump-nozzle.

					<i>KPM.142.6221</i> мз.25.12.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)	
1.1. Основні технічні параметри та конструктивні особливості дизеля типу Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).....	9
1.2. Висновок до розділу.....	18
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА MITSUBISHI S12R-MTK ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ	
2.1. Аналіз математичних моделей розрахунку робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння.....	19
2.2. Розрахунок номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).....	21
2.3. Розрахунок динаміки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на номінальному режимі.....	28
2.4. Висновок до розділу.....	33
Розділ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО СУДНО-ВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)	
3.1. Призначення системи подачі палива дизелів.....	34
3.2. Аналіз гідродинамічних процесів в системі паливоподачі дизельних двигунів.....	35
3.3. Розробка конструкції насос-форсунки для дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).....	40
3.4. Оцінка ефективності застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).....	46
3.5. Висновок до розділу.....	53

Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСО-КООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

- 4.1. Техніко-економічне обґрунтування застосування спроектованої насос-форсунки на дизельному двигуні Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18). 54
- 4.2. Висновок до розділу..... 57

Розділ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

- 5.1. Розробка вимоги з охорони праці при здійсненні робіт з ремонту та обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів..... 58
- 5.2. Аналіз впливу шуму на навколишнє середовище та організм людини. 62
- 5.3. Висновки до розділу..... 65

ВИСНОВКИ..... 66

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ..... 67

Додаток А. Загальне вигляд судна

Додаток Б. Розміщення двигуна 12ЧН 17/18 у приміщенні машинного відділення

Додаток В. Поперечний розріз двигуна 12ЧН 17/18

Додаток Г. Графічні залежності роботи двигуна 12ЧН 17/18

Додаток Д. Насос-форсунка

ВСТУП

До сучасних суднових дизельних двигунів внутрішнього згорання висуваються все більш високі вимоги. З одного боку, ефективна потужність дизелів повинна зростати, і в той же час, двигуни повинні бути надійними, безвідмовними, менш гучними, мати досить високу паливну економічність і відповідати суворим нормам щодо токсичності відпрацьованих газів.

Так, дизельні двигуни, особливо суднові, характеризуються високим рівнем паливної економічності, однак світові виробники двигунів постійно працюють над покращенням цього показника. При цьому, особливу увагу приділяють саме новітнім розробкам в області технології паливних систем, в останні кілька років були досягнуті особливо великі успіхи. Серед найбільш значних новацій в області дизелебудування слід назвати удосконалення паливних систем з насос-форсунками (UIS – Unit Injector System).

Насос-форсунки, об'єднують в одному блоці ПНВТ і форсунку, встановлюються в кришці блоку циліндрів, окремо для кожного циліндра, і приводяться в дію або безпосередньо кулачком, або від розподільного валу через штовхач клапана. В результаті чого така конструкція виходить досить компактною, що фактично максимально зменшує внутрішній об'єм та зводить його негативний вплив на процес паливоподачі до мінімуму. Використання же електронного керування насос-форсунками дозволяє включити додаткові функції і збільшити кількість переваг насос-форсунок. Таким чином перспективність та затребуваність подальших розробок і досліджень в області застосування й покращення конструкції насос-форсунок є незаперечним.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

1.1. Основні технічні параметри та конструктивні особливості дизеля типу Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Судновий високообертівий дизельний двигун S12R-MTK виробництва відомої японської фірми Mitsubishi Motors (маркується за ДСТУ як 12ЧН 17/18) було розроблено починаючи від проектування конструкції камери згоряння до технології паливоподачі, конструкції турбоагнітача й сучасної системи охолодження, саме та виготовлено саме в Японії (рис. 1.1).

Дизельний двигун Mitsubishi S12R-MTK ідеально збалансований для забезпечення надійної роботи, при мінімальній витраті палива та має досить компактні габаритні розміри, що забезпечує мінімізацію потрібного місця на судні для монтажу.

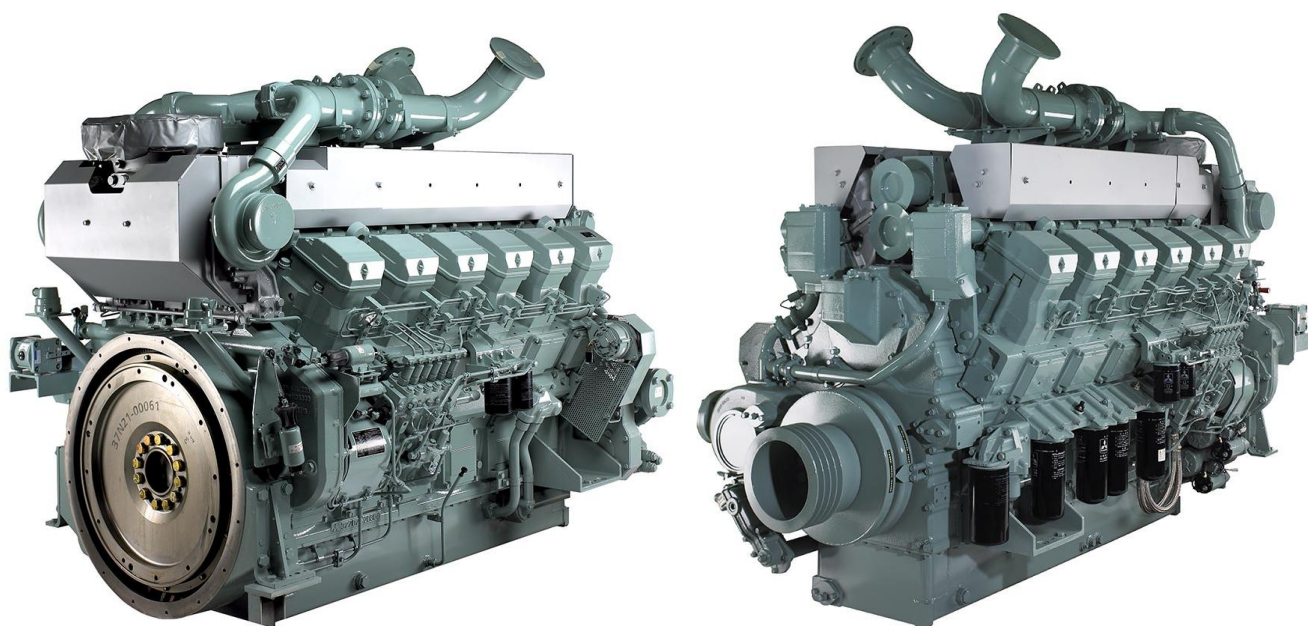


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дизеля S12R-MTK виробництва японської фірми Mitsubishi Motors

На двигуні Mitsubishi S12R-MTK використано блок циліндрів з довгим ходом поршнів, а також власно розроблену технологію турбонаддуву МНІ. Фірмі Mitsubishi Motors вдалося зберегти максимальну компактність суднового дизеля водночас значно підвищивши його ефективну потужність. Поперечний розріз суднового дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) подано на рис 1.2.

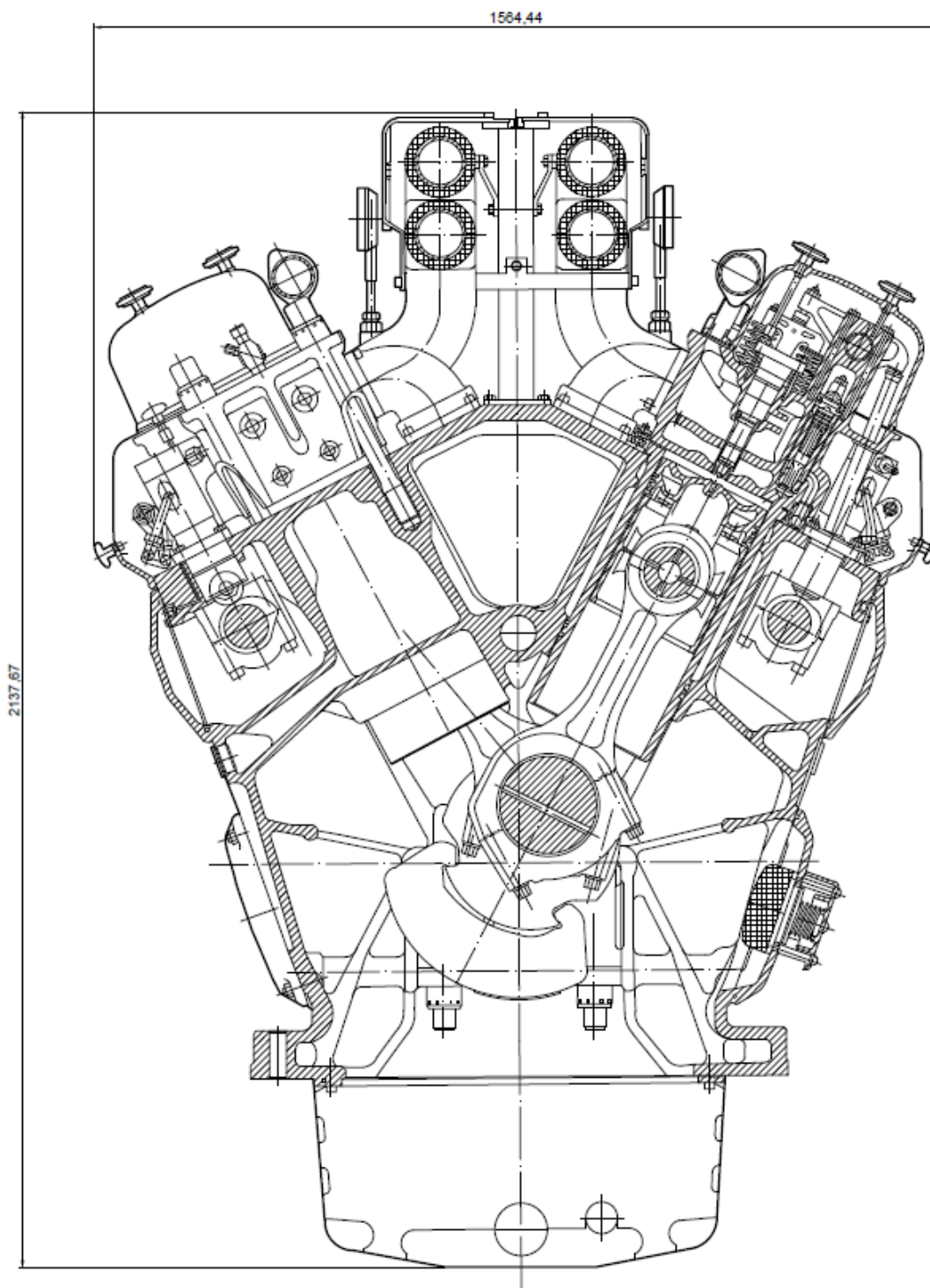


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.01.ПЗ

Аркуш

10

Технічне обслуговування дизеля Mitsubishi S12R-MTK є вкрай простим та зручним, так, як кожен його циліндр має свою власну кришку циліндрів.

Судновий високообертовий дизель Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) є чотиритактним двигуном з наддувом та з дванадцятьма циліндрами з V-подібним (60°) розташуванням, а також нереверсивним.

Компонування дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) зроблено так, щоб забезпечити максимально вільний та доступ підхід до його головних елементів та усіх важливих агрегатів. Через зроблені оглядові люки в блоці дизеля S12R-MTK можна здійснювати огляд, а за потреби і ремонт деталей руху шатунно-поршневої групи при чому не знімаючи сам двигун з його фундаментної рами. Габарити компактного дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) подано на рис. 1.3, а основні параметри – у таблиці 1.1.

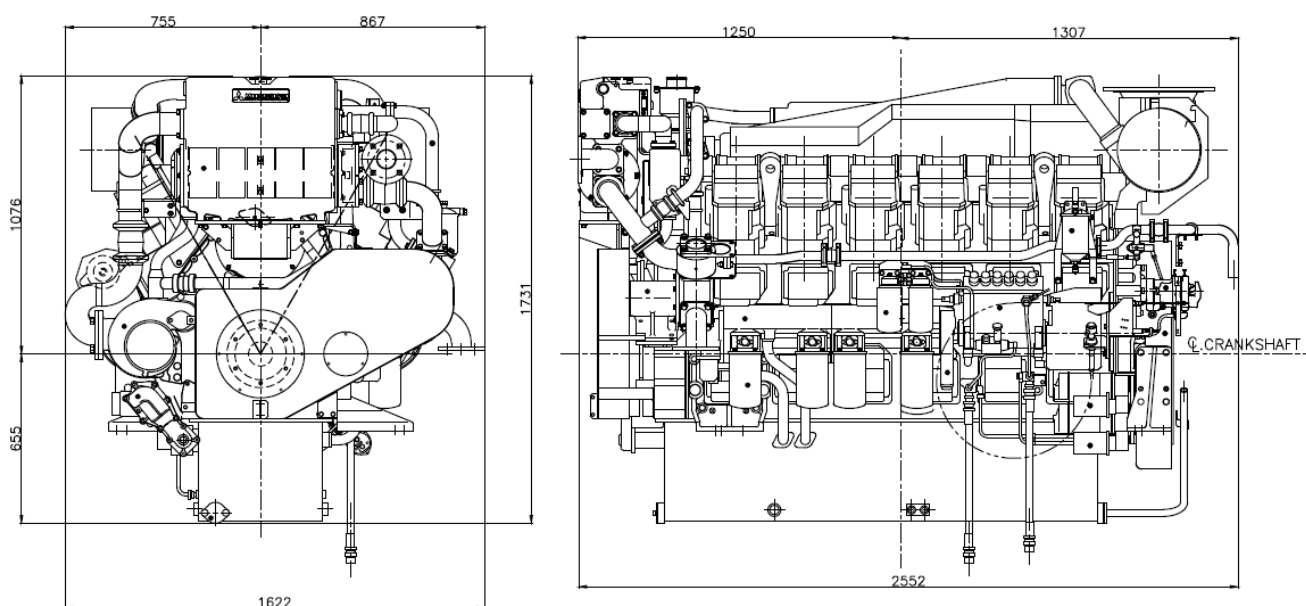


Рисунок 1.3 – Габаритні розміри дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK

Поршень дизеля S12R-MTK виготовлено з досить високоякісного чавуну з включенням кулеподібного графіту. Поршень дизеля має примусове охолодження денця, яке здійснюється з використанням змащувального масла самого двигуна. Масло для здійснення охолодження підводиться до поршня дизеля через поршневий палець. Після проходження порожнин пальця воно подається до кільцеподіб-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.01.ПЗ

Аркуш

11

ної порожнини. Звідки після охолодження масло стікає крізь виконаний зливний отвір до масляного піддон картеру дизеля. Дві самі верхні канавки на поршні дизеля S12R-MTK виготовлені для розміщення ущільнюючих кілець загартовані.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики та параметри дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Застосування двигуна	Силовa суднова установка /допоміжний дизель-генератор
2	Конфігурація компоновки циліндрів	V-подібна (V-12)
3	Загальний робочий об'єм дизеля, л	49,03
4	Діаметр та хід поршня, мм	170 x 180
5	Ступінь стиснення	14,5
6	Суха вага двигуна, кг	5500
7	Розміри – $L \times B \times H$, м	2,5565x1,622 x1,7275
8	Особливості роботи двигуна	4-тактний, дизельний двигун, з турбонаддувом і повітряним охолоджувачем, з водяним охолодженням, з прямим впорскуванням,
9	Спосіб охолодження двигуна	Двоконтурне (прісною внутрішній контур та забортною водою – зовнішній)

Шатуни дизеля S12R-MTK виготовляють з використанням методу гарячого штампування. Роз'єм його нижньої (мотильової) голівки має деякий нахил та зубчасту поверхню. Така зубчаста поверхня роз'єму забезпечує більш міцну фіксацію (зменшує зсувні сили) його нижньої кришки в якій встановлено підшипник.

Вкладиші підшипника моделєвої шийки дизеля S12R-MTK виготовляють тришаровими. Рамові підшипники дизеля S12R-MTK мають подібну конструкцію до мотелевих. Шатунний підшипник дизеля S12R-MTK для свого змащення одержує змащувальне масло крізь свердлення у колінчастому валі від рамового підшипнику. На рисунку 1.4 представлено поршень, шатун з нижньою кришкою та поршневий палець у зборі.

Поршневий палець дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK виконано з порожниною у центрі та радіальними отворами, які забезпечують подачу змащувального масла з шатуна до відповідно поршня. Кінці пальця

герметично заглушені, що запобігає витоку з нього змащувального масла. Поршневий палець в поршні дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK фіксується овальними стопорними пружинними кільцями. Вони унеможливають переміщення пальця уздовж осі.

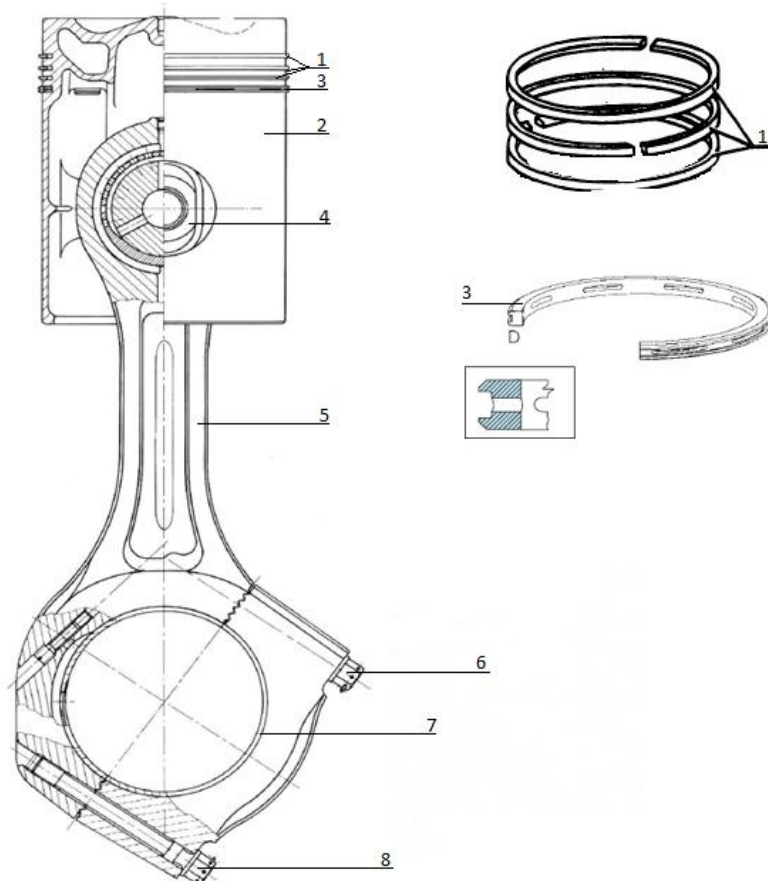


Рисунок 1.4 – Поршень, шатун з нижньою кришкою та поршневий палець у зборі:

1 – поршневі компресійні (ущільнюючі) кільця; 2 – поршень; 3 – поршневі маслороз'ємні кільця; 4 – палець; 5 – шатун з похилою нижньою головою та кришкою; 6 – короткий шатуновий болт фіксації похилої кришки шатуна; 7 – напіввкладиш шатунного (мотелевого) підшипника; 8 – шатуновий довгий болт фіксації похилої кришки шатуна

На кожній кришці робочого циліндру дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK розміщено два впускні та два випускні клапани. У центрі кришки встановлено паливну форсунку, а також клапан для пуску двигуна стиснутим повітрям й індикаторний кран (див. рис. 1.5).

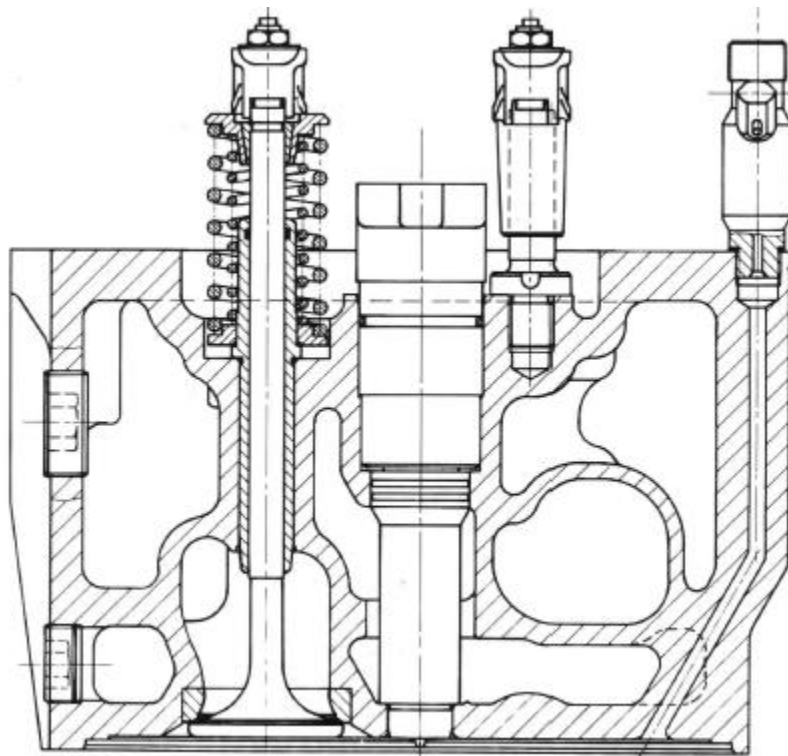


Рисунок 1.5 – Конструкція індивідуальної кришки робочого циліндру дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK

Впускні та випускні клапани дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK за своєю конструкцією є однаковими. Клапани мають спеціальне стелітове покриття своїх поверхонь, а також хромування стрижня. Надійне ущільнення робочих клапанів дизеля S12R-MTK забезпечується за рахунок запресування в циліндрову кришку кілець.

До складу клапанного механізму газорозподілу дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK входять: штовхачі клапанів, що здійснюють рух у направляючих, які у свою чергу встановлено у блоці циліндрів; штанги штовхачів трубчастої форми з кульовими шарнірами; важелі приводу клапанів, які виготовлені штампуванням та мають запресовані втулки; стойки важелі приводу клапанів; направляючі траверси.

При нормальних (штатних) умовах експлуатації клапанний механізм дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK не потребує окремого чи додаткового обслуговування. Клапанний механізм потребує лише перевірки його на знос та технічне обслуговування згідно з інструкції з експлуатації.

Колінчастий вал дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK виробляють з однієї цільної поковки. Застосування цільної заготовки забезпечує високу міцність та надійність колінчастого валу при його експлуатації.

Перший рамовий підшипник, який встановлено від маховика дизеля, має фланець та додатково виконує функцію упорного підшипника валу. У дизельного високообертового двигуна S12R-MTK, як і у всіх V-подібних дизелів фірми Mitsubishi Motors цієї серії колінчастий вал оснащено спеціальними противагами.

Усі противаги кріпляться до щок колінчастого валу за допомогою натискних болтів. Зі сторони встановлення маховика на торцевій частині колінчастого валу дизеля S12R-MTK за допомогою гарячої посадки насаджено масловідбійне кільце. Масловідбійне кільце запобігає можливому пропуску масла та газів. Також на кінці колінчастого валу дизеля S12R-MTK встановлена спеціальну роз'ємну шестерню.

Розподільчий вал дизельного високообертового двигуна S12R-MTK складається з індивідуальних штампованих секцій. Кожна секція на свій робочий циліндр. Секції стикуються за рахунок фланці, виконаних на кінцях. Кулачки розподільчого валу дизеля S12R-MTK ковані, а також та мають на своїй поверхні бігові доріжки. Поверхня кулачків дизеля S12R-MTK загартована струмами високої частоти, що забезпечує ним високу міцність та зносостійкість.

Маховик дизеля S12R-MTK фіксується на колінчастому валу чотирма кріпильними болтами та болтами, від валу відбору потужності. При технологічно правильній зборці ці кріпильні болти досить вільно проходять в отвори, які виконано у обох фланцях. Тобто фактично маховик дизеля S12R-MTK затискається між ними. Передача потужності від дизеля S12R-MTK здійснюється за допомогою тертя між поверхнями фланців. Двигуни фірми Mitsubishi Motors деяких серій також додатково обладнаються відбором потужності з протилежного боку.

Паливна система дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK включає: паливний насос високого тиску (рис. 1.6); трубопроводи високого тиску палива; паливні форсунки. Паливний насос високого тиску індивідуальним на кожен циліндр, що значно покращує роботу паливної системи.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.01.ПЗ</i>	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

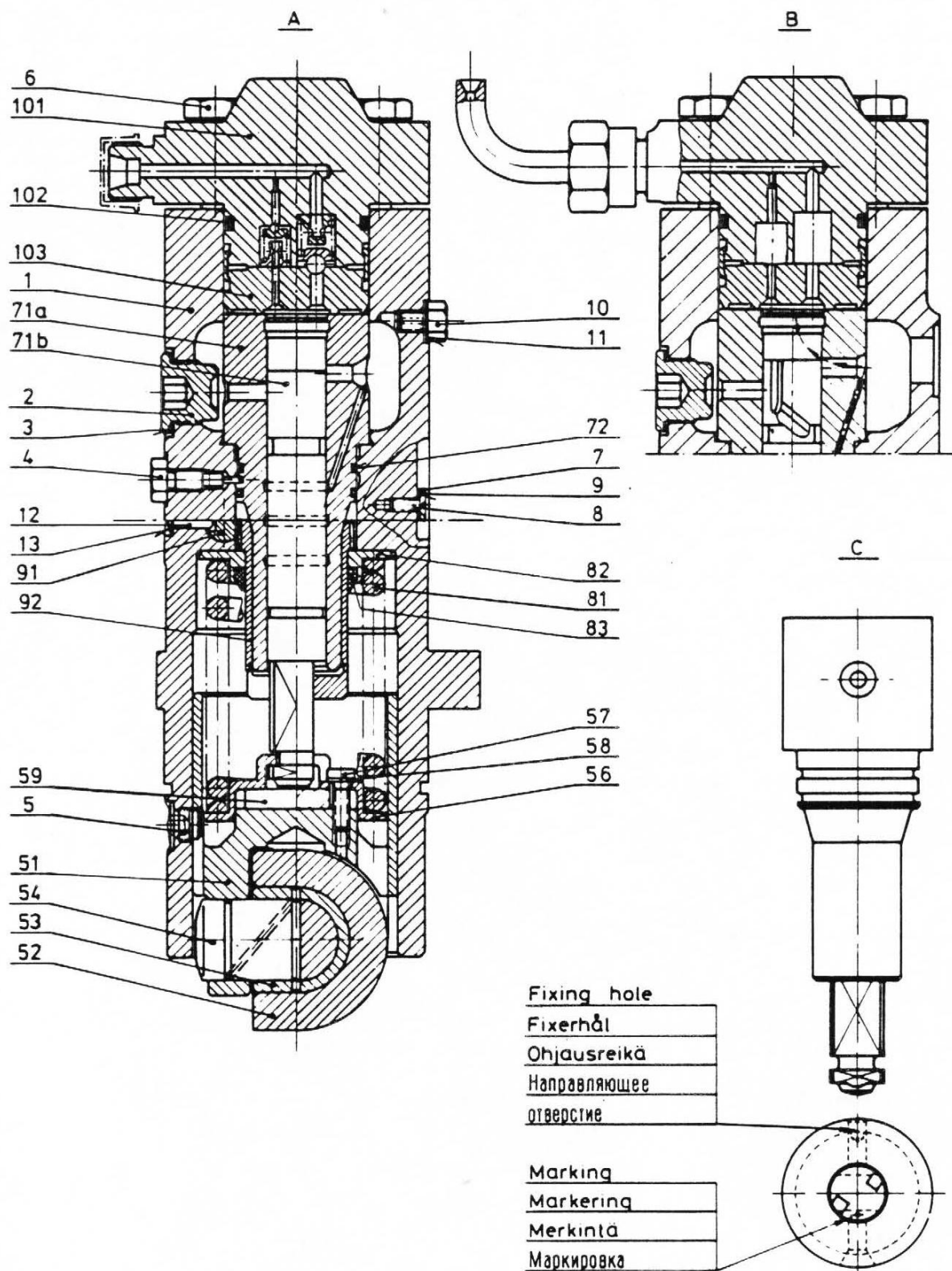


Рисунок 1.6 – Конструкція паливного насосу високого тиску дизельного високоо-
 бертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK

В паливному насосі вбудовано штовхач плунжерного типу. Штовхач має
 привід від розподільчого валу дизеля. Паливо до форсунки подається від насосу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.01.ПЗ

Аркуш

16

високого тиску через трубопровід й спеціальний перехідник. Паливна форсунка двигуна Mitsubishi S12R-MTK складається з корпусу та розпилювача. Розпилювач форсунки має багато розпилювальних отворів, що сприяє якості процесу розпилювання та дрібності крапель. Паливний насос високого тиску до остову дизеля кріпиться через фланець, який виконано на його литому корпусі. Штовхач плунжера ПНВТ з роликом, втулкою підшипника та пальцем знаходяться в нижній частині корпусу. Ролик штовхача підтискається пружиною та обкатується по кулачку. Між самим штовхачем та плунжером ПНВТ є натискний диск, до якого досить щільно притискається нижній кінець плунжера.

Плунжерна пара (плунжер та втулка) насосу двигуна Mitsubishi S12R-MTK знаходиться у верхній частині корпусу. Пару підганяють один до одного тому при виконанні ремонтних робіт потрібно ставитися до них як до одного цілого комплекту (не міняючи пари між собою). Верхня частина пари з боку палива ущільнюється за допомогою двох кілець круглого перетину.

Змащення втулки плунжеру відбувається під тиском. Таке рішення забезпечує унеможливлення проникнення дизельного палива у змащувальне масло. Плунжер поєднується з штовхачем за допомогою швидкокороз'єднувальної муфти. Регулювання паливоподачі здійснюється за рахунок переміщення рейки, яка у свою чергу обертає плунжер навколо своєї осі. Кришка паливного насоса оснащена паливним клапаном. Ущільнення між торцями втулки та кришки – металеве.

На дизельному високообертовому двигуні Mitsubishi S12R-MTK застосовують турбонагнітач з радіальною турбіною. Для охолодження наддувного повітря на дизелі S12R-MTK застосовано охолоджувач наддувного повітря трубчастого типу, який має досить високий ККД. Корпус охолоджувача кріпиться болтами до блок-картера двигуна Mitsubishi S12R-MTK. Дизель оснащений двома турбонагнітачами. Газовхідна камера турбонагнітача оснащена охолодженням прісною водою. Рідина на охолодження подається від системи охолодження дизеля. Підшипник турбонагнітача змащується тим самим маслом, що і сам двигун. Повітровипускний канал турбонагнітача з'єднано з розтрубом за допомогою спеціального жаростійкого коліна. Газовипускні трубопроводи приєднуються через ком-

					КРМ.142.6221мз.25.12.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

пенсатори розширення. Усі елементи газового та повітряного трактів дизеля складаються з інструкцією з монтажем.

1.2. Висновок до розділу

У розділі розглянуто основні технічні параметри та конструктивні особливості дизеля типу S12R-MTK (12ЧН 17/18) виробництва Mitsubishi. Цей двигун за своєю конструкцією та показниками є досить перспективним та має значний додатковий ресурс вдосконалення. Поперечний розріз двигуна S12R-MTK фірми Mitsubishi Motors у роботі представлено кресленням формату А1.

					<i>КРМ.142.6221мз.25.12.01.ПЗ</i>	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА MITSUBISHI S12R-MTK ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

2.1. Аналіз математичних моделей розрахунку робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння

Математичні моделі розрахунку робочого циклу різного ступеня складності та програмні комплекси на їх базі дають змогу значно пришвидшити й найважливіше значно здешевити процес проектування та розробки нових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), або модернізації існуючих.

У математичній моделі робочому циклі ДВЗ одними найскладніших і недостовірно вивчених й описаних процесів є саме процеси сумішоутворення паливоповітряної суміші (особливо в дизелях), а також безпосередньо процес згоряння палива у камері згоряння. Ці зазначені процеси робочого циклу паралельно супроводжується й обумовлюються значним рядом різноманітних факторів впливу, а також іншими додатковими не менш складними процесами і явищами.

Сучасні й найбільш точні математичні моделі та програмні комплекси на їх базі (Ricardo WAVE, AVL Boost, Siemens AMESim, GT-Power, Blitz-PRO, Lotus engineering software та інші) включають в себе крім деталізованого опису усіх основних процесів, що проходять в ДВЗ і його системах, але ще мають можливість здійснення оптимізацію робочого циклу ДВЗ.

Варто відзначити, що в досить складних математичних моделях розглядаються та математично описуються складні процеси переміщення струменю розпорошеного форсункою палива й свіжого повітряного заряду, їх взаємодія, взаємне перемішування з формуванням паливоповітряної суміші. Крім цього у моделях високого класу розглядають різні гідродинамічні явища, складні процеси тепло- й масообміну, процес випаровування, хімічну кінетику процесу згоряння та формування різних компонентів продуктів згоряння, а також низьку інші не менш складні процеси та явища, які супроводжують цикл ДВЗ.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Такі досить складні та багатопланові математичні моделі розрахунку робочого циклу достатнє широко та успішно використовують при проведенні досліджень, наприклад, оптимізації конструкції та режимів роботи, процесу згоряння у камері згоряння, а також при здійсненні вибору потрібних параметрів роботи ДВЗ.

Разом з тим, налаштування та верифікація таких складних математичних моделей розрахунку робочого циклу потребує перш за все правильної постановки, а також здійснення досить об'ємної та трудомісткої обробки результатів різних експериментів, уточнення значної кількості різних емпіричних коефіцієнтів й розрахункових залежностей параметрів.

Як було відмічено вище одним з найскладніших процесів у робочому циклі є опис процесів сумішоутворення і тепловиділення. У сучасних програмах розрахунку робочого циклу значного поширення набули напівемпіричні чи емпіричні моделі описання процесу тепловиділення, які з достатньою точністю дають змогу описувати форму ймовірної кривої тепловиділення в камері згоряння ДВЗ. Такі напівемпіричні чи емпіричні моделі розрахунку відрізняються між собою точністю розрахунку та простотою опису, а також своєю універсальністю при застосуванні її для різних типів ДВЗ (дизельних, газових, бензинових тощо). Так, на сьогодні найбільшого поширення набула модель професора Віббе І.І. В цій моделі швидкість процесу згоряння циклової дози палива і відповідно частка вигорілого палива описані напівемпіричними рівняннями основними параметрами в яких є тривалість згоряння φ_z і показник характеру згоряння m :

– частка палива, яка згоріла в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$x = 1 - \exp \left(C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right);$$

– відносна швидкість вигорання палива в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\frac{dx}{d(\varphi)} = -C \frac{(m+1)}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \exp \left(C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right).$$

Параметри рівняння Віббе φ_z та показник m є емпіричними коефіцієнтами, які залежать від деякого ряду факторів. Наприклад, вони залежать від коефіцієнта

надлишку повітря α , частоти обертання колінвалу, для дизельних ДВЗ – значення тривалості періоду затримки займання, долі поданої порції палива в ході кожного з періодів згоряння та ще дуже багатьох інших факторів впливу. Для забезпечення спрощення розрахунків при моделюванні робочого циклу здебільшого враховують лише тільки головні фактори впливу кількість, яких незначна. Саме тому при надмірному спрощенні реальних процесів у двигуні такі моделі значно обмежують їх придатність для проведення дослідних робіт.

Більш високоточною та докладною для дизельних ДВЗ є математична методика, запропонована відомим вченим Разлейцевим М.Ф. Запропонована ним математична методика поєднує в собі й простоту здійснення обчислень, а також врахування найважливіших факторів впливу, які обумовлюють процес згоряння в дизельних ДВЗ.

Так запропонована Разлейцевим методика розрахунку при визначенні характеристики тепловиділення дизельного двигуна дає змогу досліднику враховувати багато факторів, наприклад, таких як інтенсивність процесу впорскування циклової дози палива, якість розпорошення палива, повітряно-паливне співвідношення у камері згоряння, інтенсивність процесу турбулізації заряду у камері згоряння, режиму навантаження дизеля та ще багато інших важливих факторів впливу.

2.2. Розрахунок номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) виконується з використанням сучасної, надійної та високоточної програми розрахунку та оптимізації робочого циклу – *Blitz-PRO*. Розроблена програма дає змогу здійснювати моделювання та оптимізацію циклу як за методом професора Віббе так і за більш точною методикою запропонованою професором Разлейцевим. Програма *Blitz-PRO* дає змогу користувачу проводити, як інженерні так й дослідницькі розрахунки.

Для реалізації моделювання циклу та одержання коректних результатів розрахунку номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

					КРМ.142.6221мз.25.12.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вкрай потрібно у програму внести вірні вихідні дані. Нижче у таблиці 2.1 подано коректні вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Діаметр	D , м	0,170
2	Хід поршня	S , м	0,180
3	Кількість циліндрів	i_z , шт.	12
4	Частота обертання колінчатого валу	n , хв ⁻¹	1500,00
5	Ефективна потужність	N_e , кВт	1140,00
6	Механічний ККД	η_m	0,92
7	Ступінь стискування	ε	14,50
8	Кривошипно-шатунне відношення	λ	0,240
9	Температура навколишнього повітря	T_0 , К	298
10	Тиск навколишнього середовища	P_0 , кПа	100
11	Втрата тиску в ОНП	ΔP_k , кПа	2
12	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби)	ΔP_b , кПа	2
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{a.k}$	0,84
14	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{a.t}$	0,82
15	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{m.tk}$	0,95
16	Температура води на вході в ОНП	$T_w^{\text{ОНП}}$, К	297
17	ККД системи охолодження наддувочного повітря	η_{co}	0,95
18	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора	i_{z1k}	3
19	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра	$V_{в.к.}/V_s$	1,8
20	Константа імпульсності	Φ	1,1
21	Кут початку впорскування палива	$\varphi_{н.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	349
22	Тривалість уприскування палива	$\varphi_{\text{впр.}}$, град. п.к.в.	22
23	Кут відкриття випускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	492
24	Кут закриття випускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	20
25	Кут відкриття впускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	700
26	Кут закриття впускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	195
27	Тривалість відкривання впускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	90
28	Тривалість відкривання випускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	90
29	Тривалість закривання впускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	90
30	Тривалість закривання випускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	90
31	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, м	0,07

32	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$	2,000
33	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, м	0,07
34	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$	2,000
35	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, м	0,026
36	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, град.	60
37	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, м	0,026
38	Кут конуса тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, град.	60
39	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вп.к.}}$	0,830
40	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вип.к.}}$	0,860
41	Пропускна здатність турбіни	μF_t , м ²	0,00661
42	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	A_i	0,000002
43	Нижча теплота згоряння палива	Q_n , кДж/(кг·К)	42427,400
44	Щільність палива	ρ_p , кг/м ³	848,00
45	Цетанове число палива	—	40,00
46	Молекулярна маса палива	μ_p , кг/кмоль	180,00
47	Коефіцієнт поверхневого натягу палива	σ_p , Н/м	0,028
48	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	k_n	0,00018
49	Умовна енергія активації	E_a , кДж/кмоль	21000
50	Кількість соплових отворів форсунки	i_c	6
51	Діаметр соплових отворів форсунки	d_c , м	0,000325
52	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель	E_c	1,7
53	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння	L_{wall} , м	0,0612
54	Частка незгорілого палива	Δ_T	0,001
55	Товщина стінки втулки	Δ_s , м	0,02
56	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки	$R_{\text{ствт.}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
57	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки	$R_{\text{сткр.}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
58	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня	$R_{\text{стпр.}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
59	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)	$h_{\text{ов.}}$, %	100
60	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою	$a_{\text{тр.}}^w$	0,78
61	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом	$a_{\text{тр.}}^m$	0,22
62	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{вт.}}$, кВт/(м ² ·К)	3
63	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{кр.}}$, кВт/(м ² ·К)	3
64	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{пр.}}$, кВт/(м ² ·К)	2,5
65	Середня температура води в сорочці двигуна	$T_w^{\text{вт.}}$, К	358
66	Середня температура води в кришці двигуна	$T_w^{\text{кр.}}$, К	358
67	Середня температура масла, що охолоджує поршень	$T_w^{\text{пр.}}$, К	373

Результати розрахунку номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) подано у табл. 2.2.

Представлені результати моделювання досить коректне співпадають з паспортними даними двигуна-прототипу Mitsubishi S12R-MTK та можуть слугувати базою для подальшої модернізації суднового дизеля 12ЧН 17/18.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Ефективна потужність ДВЗ	N_e , кВт	1140,25
2	Питома ефективна витрата палива ДВЗ	g_e , кг/(кВт·год)	0,1988
3	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	2,603
4	Тривалість згоряння	φ_{zg} , град.	113,82
5	Кут затримки займання палива	$\varphi_{з.восп.}$, град.	5
6	Кут початку видимого згоряння	$\varphi_{н.згор.}$, град.	354
7	Середній тиск впорскування всієї порції палива	P_{inj} , МПа	43,580
8	Середній діаметр крапель	d_{32} , мкм	14,304
9	Кут, під яким факел досягає стінок камери згоряння	φ_{wall} , град.	23
10	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згоряння	φ_{fr} , град.	11
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , кПа	17367,45
12	Максимальна температура згоряння	T_z , К	1755,88
13	Середній індикаторний тиск	P_i , кПа	2022,44
14	Середній ефективний тиск	P_e , кПа	1860,64
15	Тиск повітря в ресивері	P_s , кПа	258,80
16	Температура повітря в ресивері	T_s , К	302,63
17	Тиск суміші наприкінці стиснення	P_c , кПа	8215,95
18	Температура суміші наприкінці стиснення	T_c , К	715,04
19	Середня температура газів перед турбіною	T_t , К	643,3
20	Середній тиск газів перед турбіною	P_t , кПа	217,7
21	Середня температура газів за турбіною	T_{3t} , К	606,6
22	Температура газів у момент відкриття випускного клапана	T_b , К	843,9
23	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана	P_b , кПа	828,8
24	Температура наддувного повітря	T_k , К	409,5048
25	Температура залишкових газів	T_r , К	349,45
26	Тепло, відведене у воду	Q_w , кВт	126,6
27	Тепло, відведене в масло	Q_m , кВт	44,0
28	Тепло, що відводиться в ОНП від стиснутого	$Q_w^{ОНП}$, кВт	212,7

	повітря		
29	Тепло, що втрачається з ВГ	Q_w^{BT} , кВт	679,6
30	Витрата повітря через компресор	G_k , кг/с	1,8951
31	Витрата газу через газову турбіну	G_t , кг/с	1,9540
32	Потужність турбіни газової турбіни	N_{et} , кВт	212,2632
33	Потужність компресора	N_{ek} кВт	212,1266
34	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0228
35	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	α	2,06
36	Коефіцієнт продувки	ϕ_a	1,015

При розрахунках номінального режиму роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) крім значень показників роботи та основних параметрів робочого циклу було одержано, також, цілий ряд важливих графічних залежностей. Отримані графічні залежності візуально характеризують роботу дизеля Mitsubishi S12R-MTK (див. рис. 2.1–2.6).

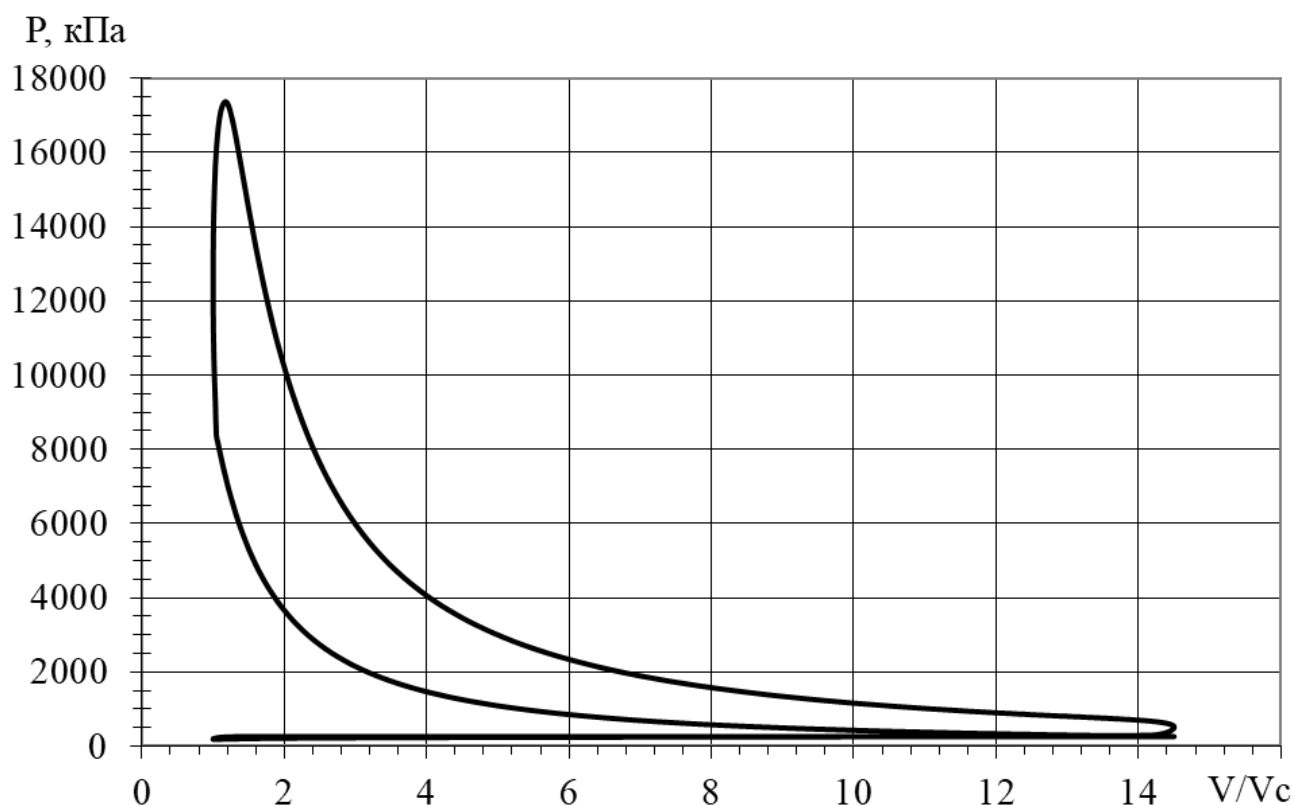


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.25.12.02.ПЗ

Аркуш

25

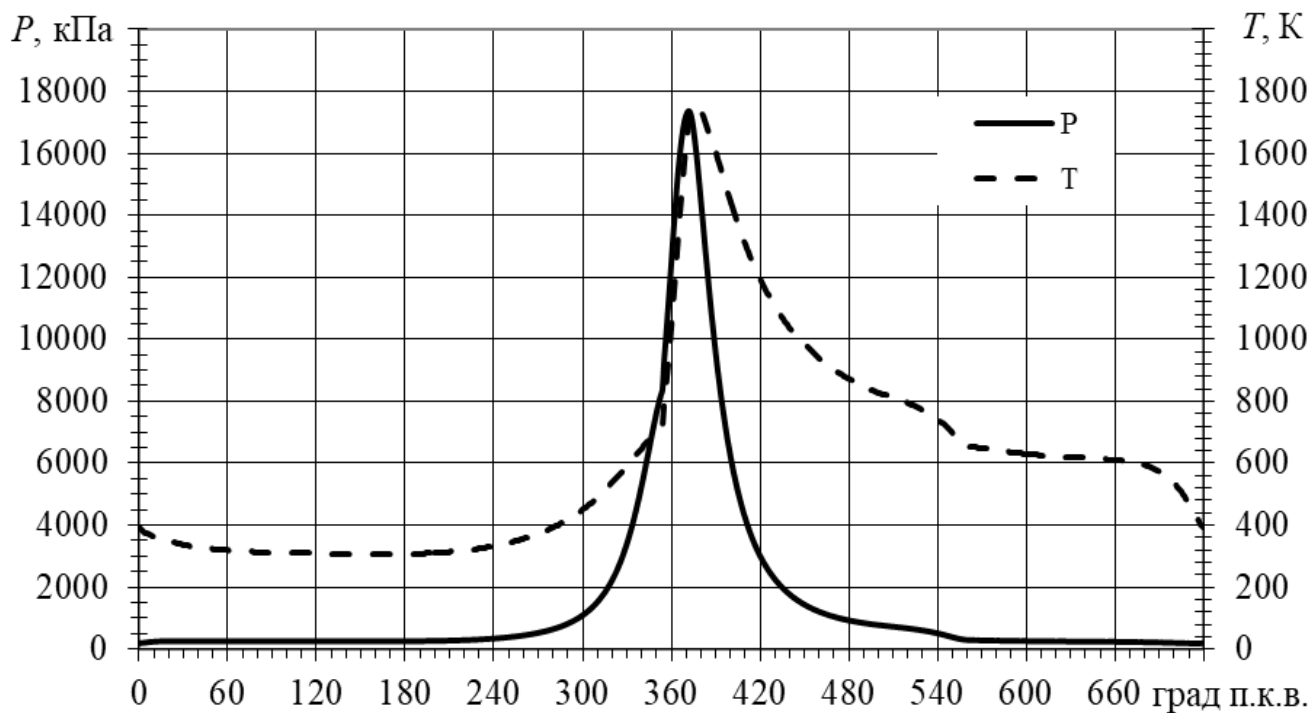


Рисунок 2.2 – Розгорнуті діаграми тиску та температури у циліндрі дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

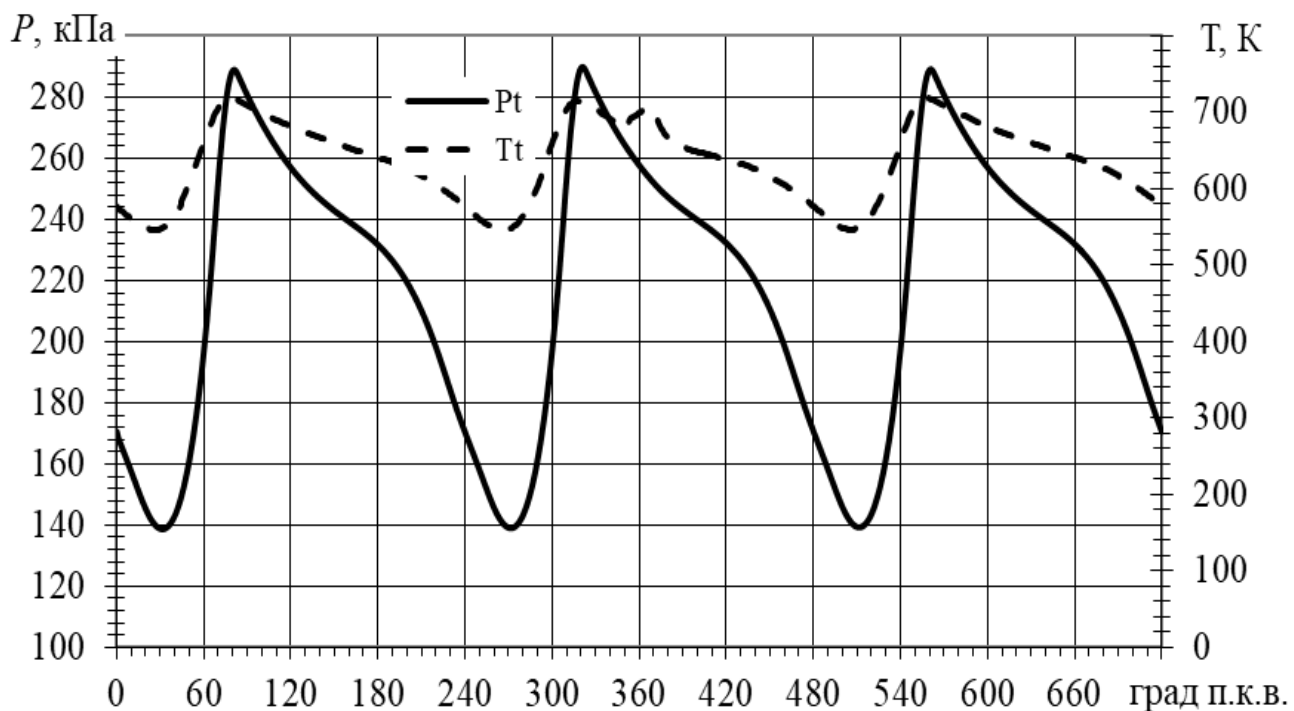


Рисунок 2.3 – Зміна тиску і температури у випускному колекторі дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) від повороту колінчастого валу

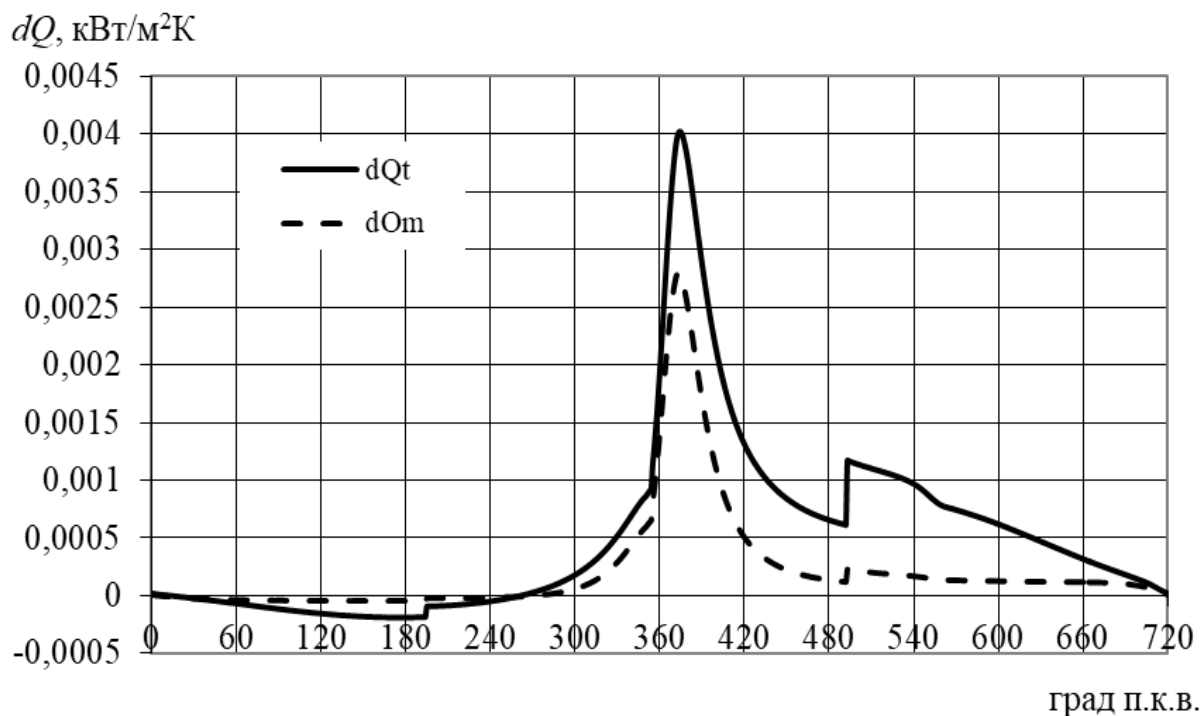


Рисунок 2.4 – Втрати тепла у масло та воду і дизельного двигуна Mitsubishi S12R-МТК (12ЧН 17/18)

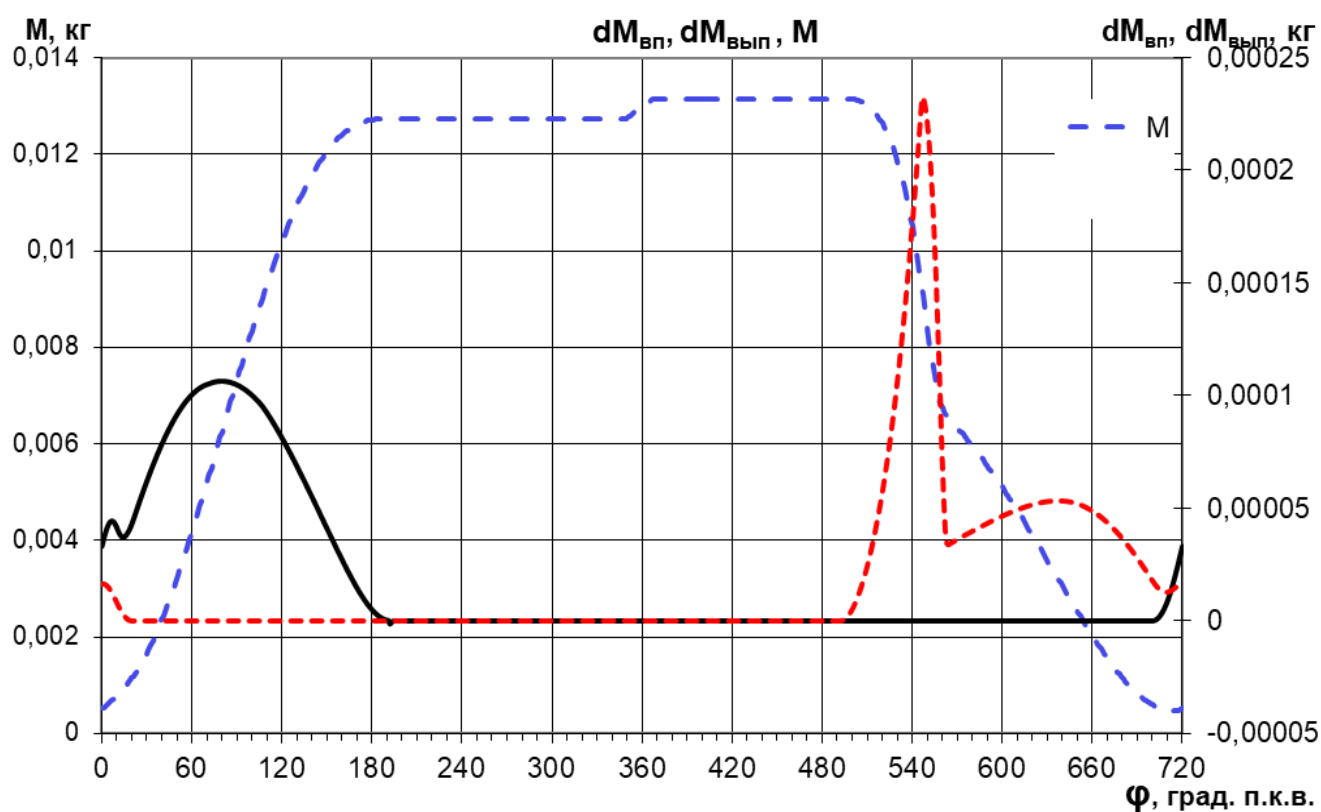


Рисунок 2.5 – Зміна маси робочого тіла у циліндрі дизельного двигуна Mitsubishi S12R-МТК (12ЧН 17/18) від повороту колінчастого валу

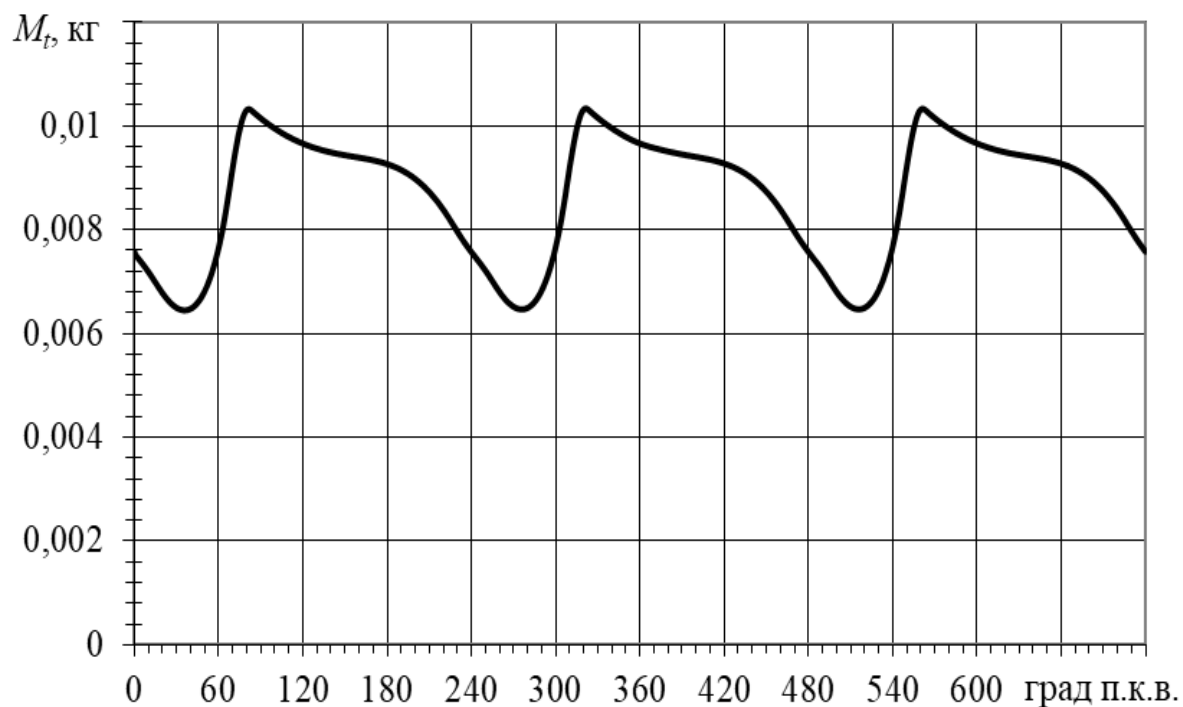


Рисунок 2.6 – Зміна маси у випускному колекторі дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) від повороту колінчастого валу

2.3. Розрахунок динаміки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на номінальному режимі

Розрахунок динаміки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) здійснюється також для номінального його режиму роботи. Початковими даними для виконання динамічного розрахунку двигуна Mitsubishi S12R-MTK є розрахунки представлені вище у таблицях 2.1 та 2.2 (моделювання робочого циклу дизеля), а також дані щодо мас рухомих деталей і креслення самого двигуна (для розрахунку постійної КШМ – λ).

Результати динамічного розрахунку дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на номінальному його режимі роботи наведено у табл. 2.3, а відповідні їм графічні залежності на рис. 2.7–2.9.

Таблиця 2.3 – Результати динамічного розрахунку дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

φ°	φ_l°	$P_r, \text{Н}$	$P_j, \text{Н}$	$P_{dv}, \text{Н}$	$N, \text{Н}$	$Z, \text{Н}$	$T, \text{Н}$	P_{dvl}	N_l	Z_l	T_l	Z_Σ	T_Σ
0	-60	5874,1	-49687,9	-46083,5	0,0	-46083,5	0,0	-12374,911	2721,3184	-3830,7248	12077,647	-49914,3	12077,6
5	-55	5874,1	-49393,6	-45789,3	-989,9	-45528,8	-4977,0	-16923,648	3511,2518	-6830,7564	15877,012	-52359,5	10900,0

10	-50	5874,1	-48515,6	-44911,3	-1935,9	-43892,8	-9705,2	-21387,156	4138,4803	-10577,139	19043,676	-54469,9	9338,4
15	-45	5874,1	-47068,0	-43463,7	-2795,6	-41259,1	-13949,5	-25690,492	4576,0594	-14930,159	21401,684	-56189,3	7452,1
20	-40	5874,1	-45074,2	-41469,9	-3530,2	-37761,5	-17500,9	-29760,783	4805,6594	-19709,064	22811,211	-57470,6	5310,3
25	-35	5874,1	-42566,8	-38962,5	-4106,2	-33576,6	-20187,8	-33529,008	4818,3967	-24701,637	23178,449	-58278,3	2990,7
30	-30	5874,1	-39587,1	-35982,8	-4496,6	-28913,7	-21885,5	-36931,514	4615,1263	-29676,066	22462,574	-58589,8	577,1
35	-25	5874,1	-36184,6	-32580,3	-4682,1	-24002,7	-22522,6	-39911,231	4206,2359	-34394,227	20679,359	-58396,9	-1843,2
40	-20	5874,1	-32416,4	-28812,0	-4652,5	-19080,8	-22084,0	-42418,625	3611,0033	-38625,433	17901,257	-57706,2	-4182,8
45	-15	5874,1	-28346,1	-24741,7	-4407,1	-14378,8	-20611,3	-44412,404	2856,5951	-42159,747	14254,035	-56538,5	-6357,3
50	-10	5874,1	-24042,7	-20438,4	-3954,9	-10107,9	-18198,9	-45860,026	1976,7844	-44820,044	9910,2625	-54928,0	-8288,8
55	-5	5874,1	-19579,2	-15974,9	-3314,4	-6447,8	-14986,9	-45789,286	989,94949	-45528,764	4976,9817	-51976,6	-10010,0
60	0	5874,1	-15030,5	-11426,2	-2512,7	-3537,0	-11151,7	-46083,532	0	-46083,532	0	-49620,6	-11151,7
65	5	5874,1	-10471,5	-6867,2	-1584,0	-1466,6	-6893,2	-45789,286	-989,94949	-45528,764	-4976,9817	-46995,3	-11870,2
70	10	5874,1	-5975,2	-2370,8	-568,1	-277,0	-2422,2	-44911,277	-1935,8888	-43892,81	-9705,2397	-44169,8	-12127,4
75	15	5874,1	-1609,9	1994,5	492,1	40,9	2053,9	-43463,656	-2795,5718	-41259,12	-13949,537	-41218,2	-11895,7
80	20	5874,1	2562,4	6166,7	1553,1	-458,7	6342,7	-41469,876	-3530,2384	-37761,524	-17500,872	-38220,2	-11158,1
85	25	5874,1	6488,2	10092,6	2573,2	-1683,8	10278,4	-38962,482	-4106,2475	-33576,626	-20187,781	-35260,4	-9909,4
90	30	5874,1	10124,2	13728,6	3514,5	-3514,5	13728,6	-35982,766	-4496,5665	-28913,706	-21885,524	-32428,2	-8157,0
95	35	5874,1	13438,1	17042,5	4345,1	-5814,0	16598,9	-32580,26	-4682,0537	-24002,671	-22522,583	-29816,6	-5923,7
100	40	5874,1	16409,3	20013,6	5040,6	-8439,4	18834,3	-28812,034	-4652,4591	-19080,756	-22084,009	-27520,1	-3249,7
105	45	5874,1	19028,6	22633,0	5584,3	-11251,9	20416,4	-24741,744	-4407,0657	-14378,789	-20611,321	-25630,7	-194,9
110	50	5874,1	21297,9	24902,2	5967,6	-14124,8	21359,4	-20438,407	-3954,8945	-10107,93	-18198,885	-24232,7	3160,5
115	55	5874,1	23228,5	26832,8	6189,4	-16949,6	21703,0	-15974,899	-3314,4091	-6447,8206	-14986,938	-23397,4	6716,1
120	60	5874,1	24840,0	28444,4	6255,1	-19639,3	21506,0	-11426,163	-2512,6828	-3537,0342	-11151,688	-23176,3	10354,3
125	65	5874,1	26158,4	29762,7	6175,0	-22129,5	20838,3	-6867,1881	1584,0293	-1466,5811	-6893,2258	-23596,1	13945,1
130	70	5874,1	27213,8	30818,2	5963,4	-24377,8	19774,9	-2370,8258	-568,14946	-276,98431	-2422,166	-24654,8	17352,7
135	75	5874,1	28039,4	31643,7	5636,5	-26361,1	18389,9	1994,4556	492,09893	40,872017	2053,8607	-26320,2	20443,8
140	80	5874,1	28668,8	32273,2	5211,3	-28072,5	16752,7	6166,7319	1553,1497	-458,71209	6342,747	-28531,2	23095,4
145	85	5874,1	29135,5	32739,8	4705,0	-29517,5	14924,7	10092,562	2573,1972	-1683,7806	10278,426	-31201,3	25203,1
150	90	5874,1	29470,7	33075,0	4133,2	-30710,4	12958,1	13728,557	3514,4742	-3514,4742	13728,557	-34224,9	26686,6
155	95	5874,1	29703,1	33307,5	3510,3	-31670,3	10895,0	17042,454	4345,1398	-5813,953	16598,899	-37484,3	27493,9
160	100	5874,1	29857,9	33462,2	2848,6	-32418,5	8768,0	20013,623	5040,6199	-8439,3707	18834,276	-40857,8	27602,3
165	105	5874,1	29956,0	33560,3	2158,6	-32975,4	6601,0	22632,962	5584,3092	-11251,87	20416,437	-44227,3	27017,4
170	110	5874,1	30014,0	33618,3	1449,1	-33359,2	4410,7	24902,225	5967,6194	-14124,79	21359,391	-47484,0	25770,1
175	115	5874,1	30044,0	33648,3	727,5	-33583,7	2207,9	26832,843	6189,434	-16949,582	21703,046	-50533,3	23911,0
180	120	5874,1	30053,2	33657,5	0,0	-33657,5	0,0	28444,37	6255,0904	-19639,252	21506,002	-53296,8	21506,0
185	125	5798,4	30044,0	33572,6	-725,8	-33508,1	-2203,0	29762,698	6175,0473	-22129,485	20838,313	-55637,6	18635,3
190	130	5830,1	30014,0	33574,4	-1447,2	-33315,6	-4404,9	30818,162	5963,409	-24377,769	19774,876	-57693,4	15370,0
195	135	5883,8	29956,0	33570,0	-2159,2	-32985,0	-6602,9	31643,705	5636,4616	-26361,059	18389,898	-59346,0	11787,0
200	140	5960,3	29857,9	33548,4	-2855,9	-32502,0	-8790,6	32273,166	5211,3497	-28072,471	16752,666	-60574,4	7962,1
205	145	6061,1	29703,1	33494,5	-3530,0	-31848,1	-10956,1	32739,797	4704,9805	-29517,538	14924,682	-61365,7	3968,6
210	150	6188,1	29470,7	33389,1	-4172,4	-31002,0	-13081,1	33075,023	4133,202	-30710,411	12958,054	-61712,4	-123,0
215	155	6344,0	29135,5	33209,7	-4772,5	-29941,2	-15138,9	33307,467	3510,2666	-31670,319	10894,962	-61611,5	-4243,9
220	160	6531,9	28668,8	32931,0	-5317,6	-28644,7	-17094,1	33462,215	2848,564	-32418,463	8767,977	-61063,1	-8326,1
225	165	6755,8	28039,4	32525,4	-5793,5	-27095,6	-18902,3	33560,299	2158,5903	-32975,444	6601,0065	-60071,0	-12301,3
230	170	7020,7	27213,8	31964,8	-6185,3	-25284,8	-20510,7	33618,343	1449,1098	-33359,24	4410,6694	-58644,1	-16100,0
235	175	7332,9	26158,4	31221,5	-6477,7	-23214,2	-21859,7	33648,341	727,4662	-33583,702	2207,9482	-56797,9	-19651,8
240	180	7699,9	24840,0	30270,2	-6656,6	-20899,9	-22886,5	33657,534	1,023E-12	-33657,534	4,124E-12	-54557,4	-22886,5
245	185	8131,3	23228,5	29090,1	-6710,1	-18375,4	-23528,8	33572,623	-725,82919	-33508,129	-2202,9797	-51883,6	-25731,7
250	190	8639,0	21297,9	27667,1	-6630,2	-15693,1	-23730,9	33574,413	-1447,2163	-33315,649	-4404,9059	-49008,7	-28135,8
255	195	9237,8	19028,6	25996,6	-6414,2	-12924,1	-23450,7	33570,005	-2159,2146	-32984,981	-6602,9156	-45909,1	-30053,6
260	200	9946,4	16409,3	24086,0	-6066,3	-10156,6	-22666,7	33548,408	-2855,9014	-32501,967	-8790,5617	-42658,6	-31457,2
265	205	10788,8	13438,1	21957,2	-5598,2	-7490,6	-21385,8	33494,453	-3529,973	-31848,115	-10956,125	-39338,7	-32341,9
270	210	11795,6	10124,2	19650,1	-5030,4	-5030,4	-19650,1	33389,071	-4172,4469	-31002,007	-13081,091	-36032,4	-32731,1
275	215	13006,1	6488,2	17224,6	-4391,6	-2873,6	-17541,8	33209,713	-4772,5113	-29941,205	-15138,897	-32814,8	-32680,7
280	220	14472,0	2562,4	14764,6	-3718,6	-1098,3	-15186,1	32930,969	-5317,5692	-28644,653	-17094,124	-29742,9	-32280,2
285	225	16261,0	-1609,9	12381,4	-3054,9	253,7	-12750,2	32525,43	-5793,5169	-27095,587	-18902,317	-26841,9	-31652,5
290	230	18463,4	-5975,2	10218,5	-2448,8	1193,8	-10439,8	31964,836	-6185,2939	-25284,81	-20510,655	-24091,0	-30950,4
295	235	21200,3	-10471,5	8459,0	-1951,2	1806,5	-8491,1	31221,527	-6477,7195	-23214,169	-21859,71	-21407,6	-30350,8
300	240	24635,5	-15030,5	7335,3	-1613,1	2270,7	-7159,1	30270,223	-6656,6064	-20899,902	-22886,479	-18629,2	-30045,6

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

KPM.142.6221_{M3}.25.12.02.ПЗ

Аркүш

29

305	245	28992,7	-19579,2	7143,8	-1482,2	2883,4	-6702,0	29090,099	-6710,1072	-18375,43	-23528,77	-15492,1	-30230,7
310	250	34577,8	-24042,7	8265,3	-1599,4	4087,6	-7359,6	27667,134	-6630,2077	-15693,074	-23730,937	-11605,4	-31090,6
315	255	41808,4	-28346,1	11192,6	-1993,7	6504,6	-9324,1	25996,647	-6414,2428	-12924,11	-23450,704	-6419,5	-32774,8
320	260	51247,7	-32416,4	16561,6	-2674,3	10967,9	-12694,2	24085,977	-6066,2807	-10156,606	-22666,658	811,3	-35360,9
325	265	63629,8	-36184,6	25175,5	-3617,9	18547,4	-17403,7	21957,225	-5598,2087	-7490,6041	-21385,755	11056,8	-38789,5
330	270	79842,2	-39587,1	37985,4	-4746,8	30522,9	-23103,6	19650,056	-5030,3622	-5030,3622	-19650,056	25492,5	-42753,6
335	275	100777,4	-42566,8	55940,9	-5895,6	48208,1	-28984,9	17224,597	-4391,5789	-2873,6451	-17541,804	45334,4	-46526,7
340	280	126886,0	-45074,2	79542,1	-6771,2	72429,2	-33567,9	14764,628	-3718,6111	-1098,2662	-15186,05	71330,9	-48753,9
345	285	157219,3	-47068,0	107881,6	-6938,9	102409,7	-34624,3	12381,38	-3054,9009	253,72938	-12750,162	102663,4	-47374,4
350	290	188047,9	-48515,6	137262,5	-5916,7	134149,8	-29662,2	10218,502	-2448,7823	1193,8307	-10439,783	135343,6	-40101,9
355	295	212221,2	-49393,6	160557,8	-3471,2	159644,3	-17451,5	8459,0003	-1951,2068	1806,5341	-8491,0734	161450,9	-25942,6
360	300	221543,8	-49687,9	169586,2	0,0	169586,2	0,0	7335,2915	-1613,0753	2270,6816	-7159,0864	171856,9	-7159,1
365	305	394194,9	-49393,6	342531,5	7405,4	340582,7	37230,8	7143,7557	-1482,1583	2883,3769	-6701,9532	343466,0	30528,9
370	310	394194,9	-48515,6	343409,5	14802,6	335621,9	74210,1	8265,2896	-1599,3589	4087,6457	-7359,6272	339709,6	66850,5
375	315	394194,9	-47068,0	344857,1	22181,1	327365,5	110680,9	11192,57	-1993,6505	6504,6181	-9324,0657	333870,1	101356,9
380	320	394194,9	-45074,2	346850,9	29526,6	315834,5	146376,0	16561,576	-2674,3011	10967,895	-12694,209	326802,4	133681,8
385	325	353376,8	-42566,8	308540,3	32517,0	265890,2	159865,1	25175,499	-3617,9281	18547,403	-17403,706	284437,6	142461,4
390	330	284159,7	-39587,1	242302,9	30279,2	194700,8	147374,0	37985,39	-4746,8234	30522,901	-23103,565	225223,7	124270,5
395	335	229764,2	-36184,6	191309,9	27492,8	140942,7	132251,7	55940,889	-5895,598	48208,076	-28984,868	189150,7	103266,8
400	340	187626,9	-32416,4	152940,8	24696,3	101285,0	117226,9	79542,062	-6771,239	72429,189	-33567,871	173714,1	83659,0
405	345	155069,9	-28346,1	124454,1	22168,1	72327,1	103677,5	107881,56	-6938,916	102409,66	-34624,281	174736,8	69053,2
410	350	129815,0	-24042,7	103502,5	20028,1	51187,8	92161,3	137262,51	-5916,6643	134149,76	-29662,161	185337,5	62499,1
415	355	110078,0	-19579,2	88229,0	18305,4	35611,2	82772,5	160557,83	-3471,2081	159644,32	-17451,536	195255,5	65321,0
420	360	94512,2	-15030,5	77211,9	16979,4	23901,4	75357,2	169586,24	-1,031E-11	169586,24	-4,155E-11	193487,6	75357,2
425	365	82116,4	-10471,5	69375,2	16002,5	14816,0	69638,2	342531,52	7405,4201	340582,66	37230,829	355398,7	106869,0
430	370	72149,3	-5975,2	63904,4	15314,2	7466,0	65288,3	343409,53	14802,577	335621,92	74210,131	343087,9	139498,4
435	375	64060,3	-1609,9	60180,7	14848,6	1233,3	61973,2	344857,15	22181,128	327365,53	110680,92	328598,8	172654,1
440	380	57438,1	2562,4	57730,8	14540,0	-4294,3	59378,6	346850,93	29526,649	315834,55	146375,98	311540,2	205754,6
445	385	51973,3	6488,2	56191,8	14326,7	-9374,7	57226,6	308540,26	32516,99	265890,17	159865,15	256515,5	217091,8
450	390	47430,8	10124,2	55285,3	14152,9	-14152,9	55285,3	242302,88	30279,246	194700,83	147374,04	180547,9	202659,3
455	395	43630,4	13438,1	54798,8	13971,5	-18694,3	53372,6	191309,92	27492,822	140942,67	132251,66	122248,3	185624,2
460	400	40432,9	16409,3	54572,5	13744,6	-23012,2	51356,7	152940,77	24696,301	101284,95	117226,9	78272,8	168583,6
465	405	37729,7	19028,6	54488,6	13444,2	-27088,8	49152,3	124454,07	22168,092	72327,107	103677,52	45238,4	152829,9
470	410	35435,4	21297,9	54463,5	13051,8	-30892,3	46715,0	103502,51	20028,054	51187,752	92161,308	20295,5	138876,3
475	415	33482,3	23228,5	54441,1	12557,7	-34388,9	44033,2	88229,002	18305,406	35611,166	82772,516	1222,2	126805,7
480	420	31816,4	24840,0	54386,7	11960,0	-37551,0	41120,3	77211,929	16979,374	23901,396	75357,179	-13649,6	116477,5
485	425	30394,5	26158,4	54283,1	11262,4	-40361,1	38006,2	69375,173	16002,518	14816,008	69638,216	-25545,1	107644,4
490	430	29181,5	27213,8	54125,6	10473,5	-42814,4	34730,4	63904,418	15314,183	7465,973	65288,269	-35348,4	100018,7
495	435	28149,3	28039,4	53918,9	9604,2	-44917,6	31335,3	60180,667	14848,584	1233,2715	61973,156	-43684,3	93308,4
500	440	27274,9	28668,8	53674,0	8667,1	-46687,7	27861,6	57730,794	14540,046	-4294,3026	59378,586	-50982,1	87240,2
505	445	26539,7	29135,5	53405,5	7674,8	-48149,3	24345,3	56191,812	14326,65	-9374,6939	57226,635	-57524,0	81571,9
510	450	25928,8	29470,7	53129,8	6639,3	-49331,4	20815,1	55285,271	14152,883	-14152,883	55285,271	-63484,3	76100,3
515	455	25430,1	29703,1	52863,5	5571,3	-50265,1	17291,8	54798,788	13971,485	-18694,349	53372,567	-68959,4	70664,3
520	460	25034,0	29857,9	52622,1	4479,6	-50980,7	13788,4	54572,472	13744,592	-23012,191	51356,67	-73992,9	65145,0
525	465	24733,1	29956,0	52419,3	3371,6	-51505,8	10310,4	54488,607	13444,163	-27088,754	49152,348	-78594,5	59462,7
530	470	24521,9	30014,0	52266,2	2252,9	-51863,4	6857,2	54463,545	13051,754	-30892,266	46715,029	-82755,7	53572,3
535	475	24396,8	30044,0	52171,0	1127,9	-52070,8	3423,4	54441,052	12557,719	-34388,941	44033,228	-86459,7	47456,6
540	480	24355,3	30053,2	52138,7	0,0	-52138,7	0,0	54386,706	11959,968	-37550,989	41120,285	-89689,7	41120,3
545	485	4925,3	30044,0	32699,6	-707,0	-32636,8	-2145,7	54283,083	11262,44	-40361,149	38006,228	-72997,9	35860,5
550	490	4925,3	30014,0	32669,6	-1408,2	-32417,8	-4286,2	54125,597	10473,469	-42814,406	34730,396	-75232,2	30444,2
555	495	4925,3	29956,0	32611,6	-2097,6	-32043,2	-6414,4	53918,923	9604,1832	-44917,619	31335,253	-76960,8	24920,9
560	500	4925,3	29857,9	32513,5	-2767,8	-31499,3	-8519,4	53673,987	8667,0739	-46687,748	27861,61	-78187,1	19342,2
565	505	4925,3	29703,1	32358,7	-3410,3	-30768,2	-10584,6	53405,464	7674,8083	-48149,284	24345,281	-78917,5	13760,7
570	510	4925,3	29470,7	32126,3	-4014,6	-29829,5	-12586,4	53129,764	6639,3317	-49331,391	20815,052	-79160,9	8228,7
575	515	4925,3	29135,5	31791,0	-4568,6	-28662,2	-14492,2	52863,46	5571,2685	-50265,086	17291,78	-78927,3	2799,6
580	520	4925,3	28668,8	31324,4	-5058,1	-27247,2	-16260,2	52622,095	4479,602	-50980,708	13788,367	-78227,9	-2471,8

585	525	4925,3	28039,4	30695,0	-5467,5	-25570,7	-17838,5	52419,307	3371,5971	-51505,796	10310,402	-77076,5	-7528,1
590	530	4925,3	27213,8	29869,4	-5779,8	-23627,3	-19166,1	52266,218	2252,9216	-51863,393	6857,2389	-75490,7	-12308,9
595	535	4925,3	26158,4	28813,9	-5978,2	-21424,1	-20174,0	52171,023	1127,9206	-52070,801	3423,3758	-73494,9	-16750,7
600	540	4925,3	24840,0	27495,6	-6046,5	-18984,2	-20788,7	52138,73	4,752E-12	-52138,73	1,916E-11	-71122,9	-20788,7
605	545	4925,3	23228,5	25884,1	-5970,6	-16350,3	-20935,7	32699,592	-706,95456	-32636,776	-2145,6929	-48987,1	-23081,4
610	550	4925,3	21297,9	23953,5	-5740,3	-13586,7	-20545,6	32669,594	-1408,2143	-32417,803	-4286,1952	-46004,5	-24831,8
615	555	4925,3	19028,6	21684,2	-5350,2	-10780,2	-19560,6	32611,551	-2097,5671	-32043,229	-6414,3962	-42823,4	-25975,0
620	560	4925,3	16409,3	19064,9	-4801,7	-8039,3	-17941,4	32513,467	-2767,7992	-31499,308	-8519,38	-39538,6	-26460,8
625	565	4925,3	13438,1	16093,7	-4103,2	-5490,3	-15674,8	32358,718	-3410,2782	-30768,204	-10584,623	-36258,5	-26259,5
630	570	4925,3	10124,2	12779,8	-3271,6	-3271,6	-12779,8	32126,275	-4014,6422	-29829,491	-12586,355	-33101,1	-25366,2
635	575	4925,3	6488,2	9143,8	-2331,3	-1525,5	-9312,2	31791,049	-4568,6375	-28662,165	-14492,188	-30187,7	-23804,4
640	580	4925,3	2562,4	5218,0	-1314,2	-388,1	-5366,9	31324,418	-5058,1493	-27247,212	-16260,18	-27635,4	-21627,1
645	585	4925,3	-1609,9	1045,7	-258,0	21,4	-1076,9	30694,956	-5467,4679	-25570,695	-17838,528	-25549,3	-18915,4
650	590	4925,3	-5975,2	-3319,6	795,5	-387,8	3391,5	29869,413	-5779,8232	-23627,29	-19166,099	-24015,1	-15774,6
655	595	4925,3	-10471,5	-7815,9	1802,9	-1669,2	7845,6	28813,949	-5978,2047	-21424,061	-20174,048	-23093,3	-12328,5
660	600	4925,3	-15030,5	-12374,9	2721,3	-3830,7	12077,6	27495,622	-6046,4547	-18984,194	-20788,68	-22814,9	-8711,0
665	605	4925,3	-19579,2	-16923,6	3511,3	-6830,8	15877,0	25884,094	-5970,5896	-16350,283	-20935,676	-23181,0	-5058,7
670	610	4925,3	-24042,7	-21387,2	4138,5	-10577,1	19043,7	23953,476	-5740,2593	-13586,651	-20545,621	-24163,8	-1501,9
675	615	4925,3	-28346,1	-25690,5	4576,1	-14930,2	21401,7	21684,213	-5350,2211	-10780,204	-19560,603	-25710,4	1841,1
680	620	4925,3	-32416,4	-29760,8	4805,7	-19709,1	22811,2	19064,874	-4801,6686	-8039,3011	-17941,435	-27748,4	4869,8
685	625	4925,3	-36184,6	-33529,0	4818,4	-24701,6	23178,4	16093,705	-4103,2471	-5490,2919	-15674,842	-30191,9	7503,6
690	630	4925,3	-39587,1	-36931,5	4615,1	-29676,1	22462,6	12779,808	-3271,597	-3271,597	-12779,808	-32947,7	9682,8
695	635	4925,3	-42566,8	-39911,2	4206,2	-34394,2	20679,4	9143,8136	-2331,3044	-1525,4972	-9312,2052	-35919,7	11367,2
700	640	4925,3	-45074,2	-42418,6	3611,0	-38625,4	17901,3	5217,9832	-1314,1984	-388,13946	-5366,9185	-39013,6	12534,3
705	645	4925,3	-47068,0	-44412,4	2856,6	-42159,7	14254,0	1045,7069	-258,01088	21,429481	-1076,8534	-42138,3	13177,2
710	650	4925,3	-48515,6	-45860,0	1976,8	-44820,0	9910,3	-3319,5745	795,50951	-387,82692	3391,4599	-45207,9	13301,7
715	655	4925,3	-49393,6	-46738,0	1010,5	-46472,1	5080,1	-7815,9368	1802,8737	-1669,1992	7845,5718	-48141,3	12925,7
720	660	5874,1	-49687,9	-46083,5	0,0	-46083,5	0,0	-12374,911	2721,3184	-3830,7248	12077,647	-49914,3	12077,6

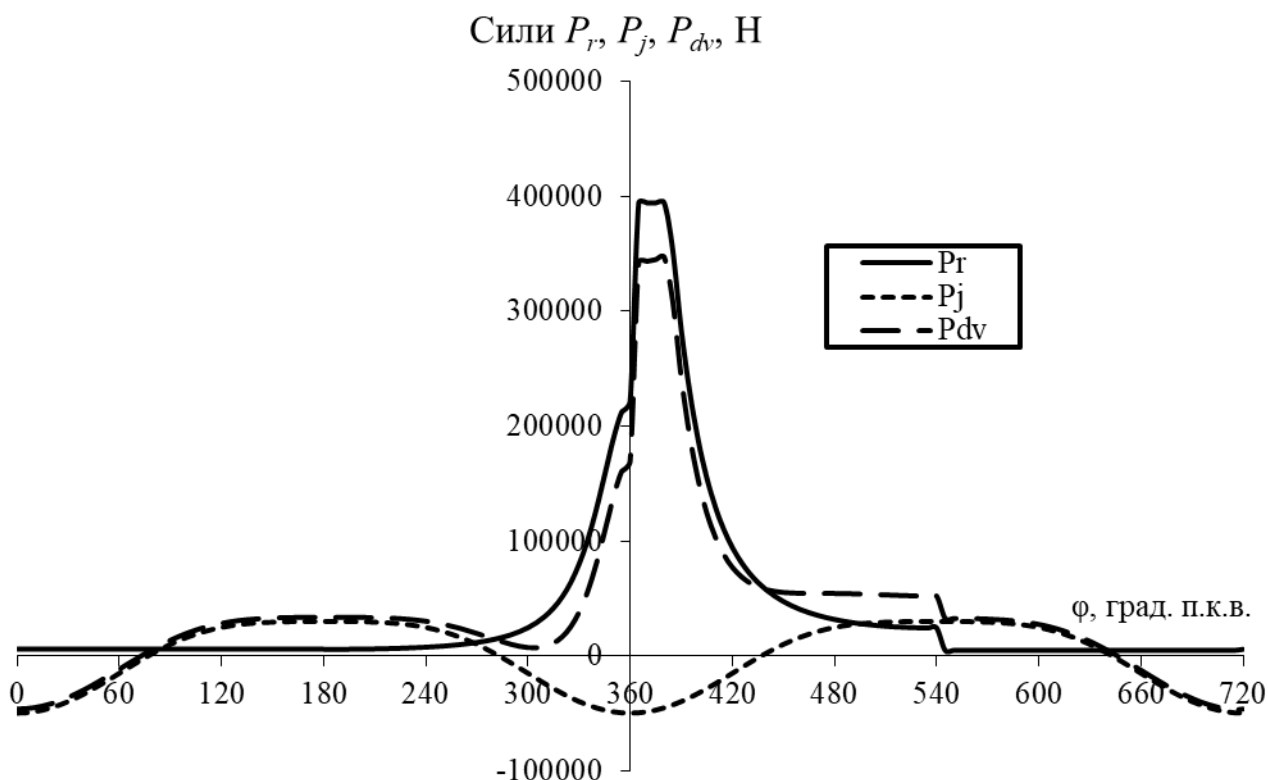


Рисунок 2.7 – Сили P_r , P_j та P_{dv} , що діють у одному циліндрі V-подібного дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.02.ПЗ

Аркуш

31

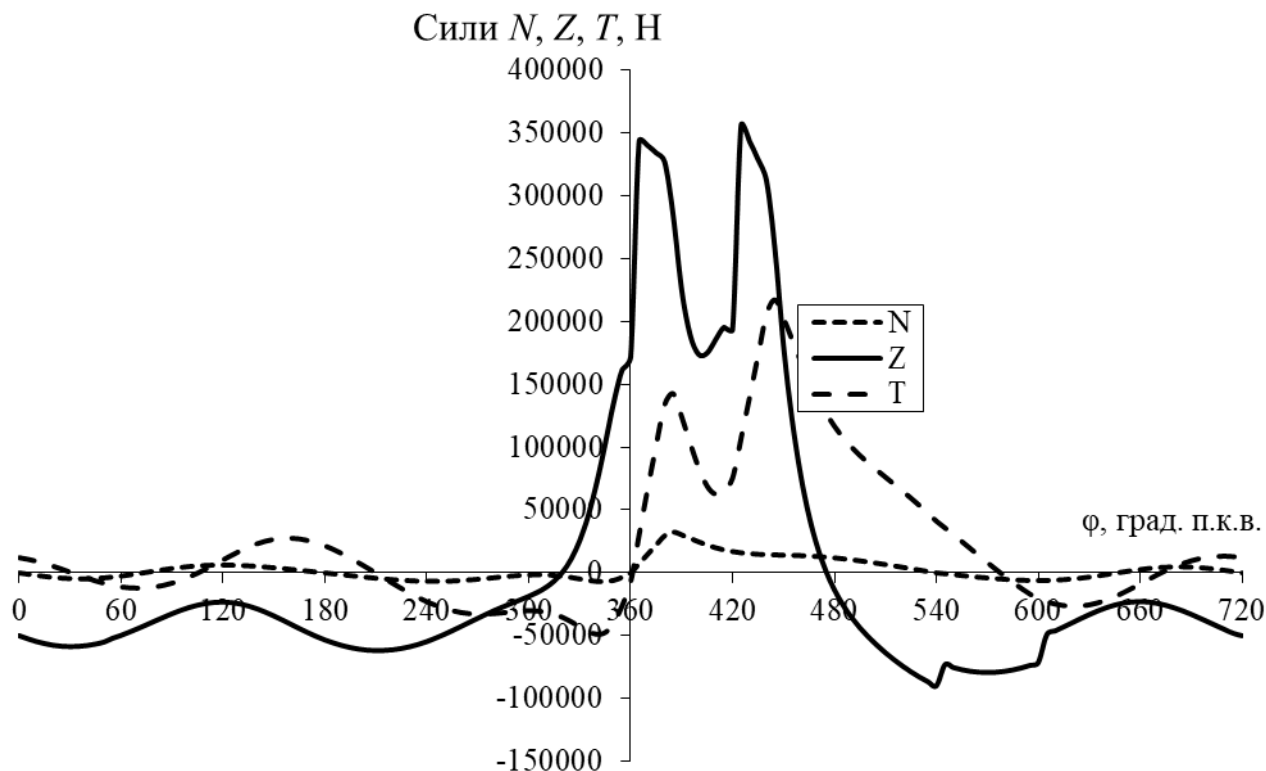


Рисунок 2.8 – Бічна N , радіальна Z та тангенціальна T сили, що діють від пари циліндрів V-подібного дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Результати розрахунків сумарної дотичної V-подібного дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) подано на рис. 2.9 і табл. 2.4.

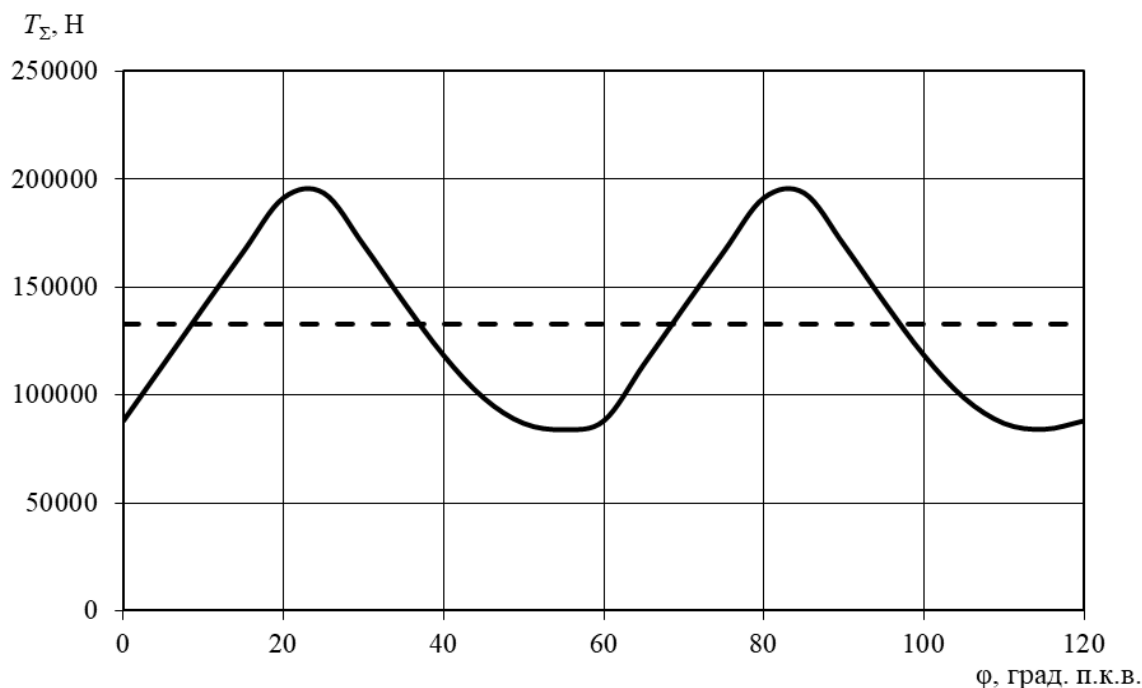


Рисунок 2.9 – Сумарна дотична сила T_{Σ} двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.02.ПЗ

Аркуш

32

Таблиця 2.4 – Результати визначення T_{Σ} V-подібного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Кут, ϕ°	Значення $T(\phi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й кривошип	2-й кривошип	3-й кривошип	4-й кривошип	5-й кривошип	6-й кривошип
0	12077,6	10354,3	-22886,48	-7159,09	116477,5	-20788,67951
5	10900,0	13945,1	-25731,75	30528,88	107644,4	-23081,36849
10	9338,4	17352,7	-28135,84	66850,50	100018,7	-24831,81581
15	7452,1	20443,8	-30053,62	101356,86	93308,4	-25974,99888
20	5310,3	23095,4	-31457,22	133681,77	87240,2	-26460,81475
25	2990,7	25203,1	-32341,88	142461,44	81571,9	-26259,46595
30	577,1	26686,6	-32731,15	124270,47	76100,3	-25366,16347
35	-1843,2	27493,9	-32680,70	103266,79	70664,3	-23804,39292
40	-4182,8	27602,3	-32280,17	83659,03	65145,0	-21627,09887
45	-6357,3	27017,4	-31652,48	69053,24	59462,7	-18915,38147
50	-8288,6	25770,1	-30950,44	62499,15	53572,3	-15774,63951
55	-10010,0	23911,0	-30350,78	65320,98	47456,6	-12328,47604
60	-11151,7	21506,0	-30045,56	75357,18	41120,3	-8711,032758
65	-11870,2	18635,3	-30230,72	106869,05	35860,5	-5058,663832
70	-12127,4	15370,0	-31090,56	139498,40	30444,2	-1501,944951
75	-11895,7	11787,0	-32774,77	172654,08	24920,9	1841,08124
80	-11158,1	7962,1	-35360,87	205754,56	19342,2	4869,776398
85	-9909,4	3968,6	-38789,46	217091,78	13760,7	7503,60623
90	-8157,0	-123,0	-42753,62	202659,31	8228,7	9682,76549
95	-5923,7	-4243,9	-46526,67	185624,23	2799,6	11367,15424
100	-3249,7	-8326,1	-48753,92	168583,57	-2471,8	12534,3388
105	-194,9	-12301,3	-47374,44	152829,87	-7528,1	13177,18165
110	3160,5	-16100,0	-40101,94	138876,34	-12308,9	13301,7224
115	6716,1	-19651,8	-25942,61	126805,74	-16750,7	12925,67592
120	10354,3	-22886,5	-7159,09	116477,46	-20788,7	12077,64675

2.4. Висновок до розділу

У розділі виконано аналіз математичних моделей розрахунку робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння. Виконано розрахунок номінального режиму роботи високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK за результатами якого встановлено, що отримані результати моделювання досить коректне співпадають з паспортними даними двигуна-прототипу S12R-MTK та можуть слугувати базою для подальшої модернізації суднового дизеля 12ЧН 17/18.

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MITSUBISHI S12R-MTK (12ЧН 17/18)

3.1. Призначення системи подачі палива дизелів

Система подачі палива в дизельних двигунах призначена для чіткого дозування циклової порції палива (або ще кажуть циклової подачі), своєчасного впорскування чітко відміряної кількості дизельного палива в камеру згоряння робочого циліндра двигуна і рівномірного розпилювання його там на найдрібніші краплі. Маса циклової порції дизельного палива на номінальному режимі роботи двигуна становить від 0,05 г у високооборотних дизелях до 30...100 г у мало оборотних крейцкопф них двигунах. При цьому забезпечується максимально висока точність дозування циклових подач палива (1...3% на номінальному режимі роботи дизеля).

Зі зниженням навантаження на двигуні подача палива зменшується і на холостому ходу дизеля становить 7...20% від номінальної. Для здійснення зупинки дизельного двигуна система подачі палива має забезпечити нульову подачу палива до камери згоряння ДВЗ, тобто фактично повне припинення подачі палива в циліндри дизеля.

Всі елементи системи подачі палива дизельного двигуна підбирають таким чином, щоб вони разом могли найкращим чином забезпечити процес паливоподачі й згоряння у циліндрі. Від ефективності та якості роботи системи подачі палива на двигуні значною мірою залежать механічна і теплова напруженість робочих циліндрів дизеля, розподіл потужності між ними і в підсумку – паливна економічність, надійність та ресурс роботи дизельного двигуна. Зазначені показники напряму пов'язані з динамікою процесу тепловиділення в циліндрі дизельного двигуна, а вона, в свою чергу, за умов нормального постачання циліндра свіжим повітрям, цілком і повністю залежить від ступеня досконалості конструкції та експлуатаційних характеристик елементів системи паливоподачі дизеля.

У сучасних судових дизельних двигунів застосовують два різновиди систем подачі палива, а саме: безпосередньої дії та акумуляторні.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.03.ПЗ</i>	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.2. Аналіз гідродинамічних процесів в системі паливоподачі дизельних двигунів

Фактори, що впливають на тиск впорскування. Для досягнення максимально економічної та надійної роботи дизельного двигуна необхідно забезпечити подачу циклової порції палива в його робочій циліндр протягом певного кута повороту кривошипа колінчастого валу із заданим кутом випередження впорскування палива до положення поршня у ВМТ з розпиленням дизельного палива при цьому на максимально найдрібніші краплі.

Одним з найважливіших факторів, що впливає на якість розпилювання дизельного палива, є його тиск перед паливною форсункою двигуна, який називається тиском впорскування палива. У паливних системах дизельних двигунів безпосередньої дії цей тиск палива змінюється в широких межах протягом усього процесу впорскування і зі зміною режиму роботи самого двигуна. Відповідно до цього й змінюється і якість процесу розпилювання палива.

Характер зміни тиску впорскування p_{ϕ} залежно від кута повороту кривошипа колінчастого валу двигуна подано на рис. 3.1. У суднових дизельних двигунах цей тиск палива змінюється в межах 20...100 МПа. При створенні довгоходових дизельних двигунів спостерігається стійка тенденція підвищення тиску впорскування палива аж до 130 МПа з метою максимального скорочення періоду впорскування й одночасно поліпшення якості розпилення палива, що в кінцевому рахунку забезпечує підвищення паливної економічності дизельних двигунів.

Тривалість впорскування циклової порції палива визначається моментами підйому та посадки голки паливної форсунки (на рис. 3.1 лінія h_r). Так, тривалість процесу впорскування у суднових дизельних двигунах становить $\phi_{\phi} = 20...40^{\circ}$ п.к.в.

Характер зміни тиску процесу впорскування палива в камеру згоряння двигуна залежить від режиму його роботи, конструктивних параметрів самої системи подачі палива та безпосередньо фізичних властивостей самого палива. Ця залежність може бути визначена з виразів для визначення об'ємної витрати дизельного палива форсункою та об'ємної подачі дизельного палива паливним насосом високого тиску.

У разі якщо прийняти припущення щодо відсутності витоків палива через різні нещільності в паливному насосі високого тиску і форсунці, та знехтувати в'язкістю й стисливістю палива, а також пружністю трубопроводу високого тиску, то можна вважати, що об'ємна витрата палива форсункою дизеля дорівнює об'ємній подачі паливного насоса високого тиску: $Q_{\phi} = Q_n$.

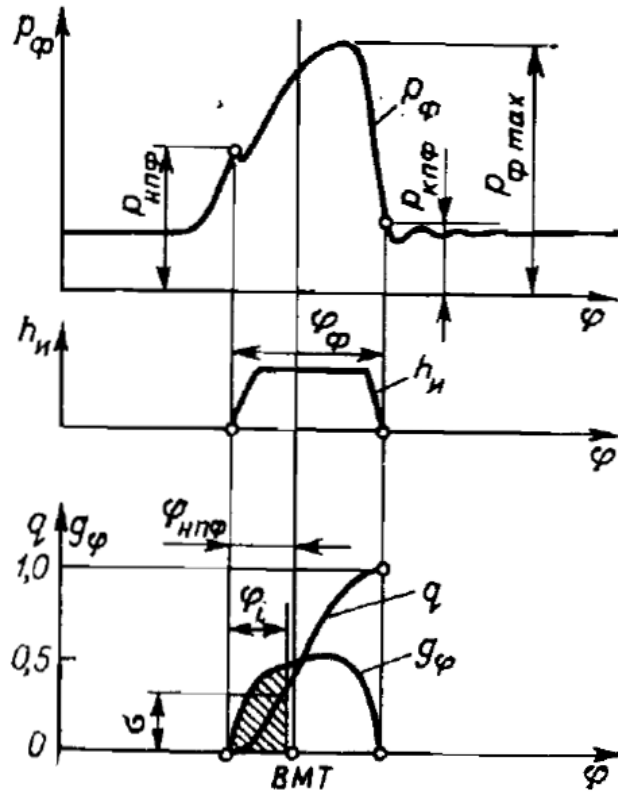


Рисунок 3.1 – характеристики впорскування палива

Об'ємна секундна витрата палива форсункою дизеля, $Q_{\phi} \text{ м}^3$, може бути виражена відомим рівнянням суцільності

$$Q_{\phi} = f_c \cdot w,$$

де f_c – сумарний прохідний перетин сопел розпилювача паливної форсунки, м^2 ; w – швидкість витікання палива з сопла розпилювача форсунки, м/с .

Об'ємна подача паливного насоса високого тиску

$$Q_n = f_{\pi} \cdot c_{\pi},$$

де f_{π} – площа перетину плунжера ПНВТ, м^2 ; c_{π} – швидкість плунжера ПНВТ, м/с .

Тиск процесу впорскування напряму залежить від щільності палива, відношення площі плунжера паливного насоса високого тиску до ефективного прохідного пе-

ретину сопел паливної форсунки дизеля $f_n / (\varphi_c \cdot f_c)$, швидкості підйому плунжера ПНВТ в розглянутий момент часу впорскування $dh_n/d\varphi$ і частоти обертання колінчастого валу n дизеля. У суднових дизельних двигунах кожен з цих параметрів в процесі експлуатації змінюється. Відрізняється, отже, і характер зміни зниження тиску палива в процесі впорскування у камеру згоряння. Так, наприклад, при переведенні ДВЗ з дизельного (легкого) палива на мазут, що має значно більшу щільність, тиск впорскування палива підвищується.

У процесі експлуатації суднового дизельного двигуна сопла розпилювача піддаються зносу від тертя з паливом. Їх прохідний перетин f_c збільшується і таким чином тиск впорскування палива знижується, внаслідок чого відбувається погіршення якості розпилення палива і зниження паливної економічності дизеля. Зношені сопла розпилювача форсунки рекомендується своєчасно замінювати. Знос сопел розпилювача форсунки визначають зазвичай за допомогою спеціального калібру.

Швидкість підйому плунжера ПНВТ $dh_n/d\varphi$ напряму залежить від профілю кулачкової шайби паливного насоса. На початку і в кінці ходу плунжера його швидкість дорівнює нулю. Тоді, як найбільша швидкість плунжеру досягається в той час, коли його підйом здійснюється середньою (найбільш крутою) частиною профілю кулачкової шайби. Паливо в циліндр дизельного двигуна в цей час подається при досить високому тиску впорскування і, отже, забезпечується максимально найкраща за інших рівних умов якість розпилення палива в циліндрі.

На рис. 3.2 зображено саме такий випадок, коли період подачі палива насосом високого тиску (геометричний період подачі) φ_n припадає на ділянку високих значень швидкості плунжера ПНВТ c_n . Відсікання при високій швидкості руху плунжера ПНВТ в кінці подачі забезпечує досить різке падіння тиску впорскування палива і чітку посадку голки паливної форсунки дизеля. Період впорскування палива при низьких значеннях p_f перед посадкою голки паливної форсунки дизеля нетривалий. Менш сприятливими в цьому відношенні є паливні насоси високого тиску з регулюванням циклової дози палива по початку подачі. В кінці подачі такими насосами високого тиску тиск впорскування палива поступово знижується, і якість розпилення значно погіршується.

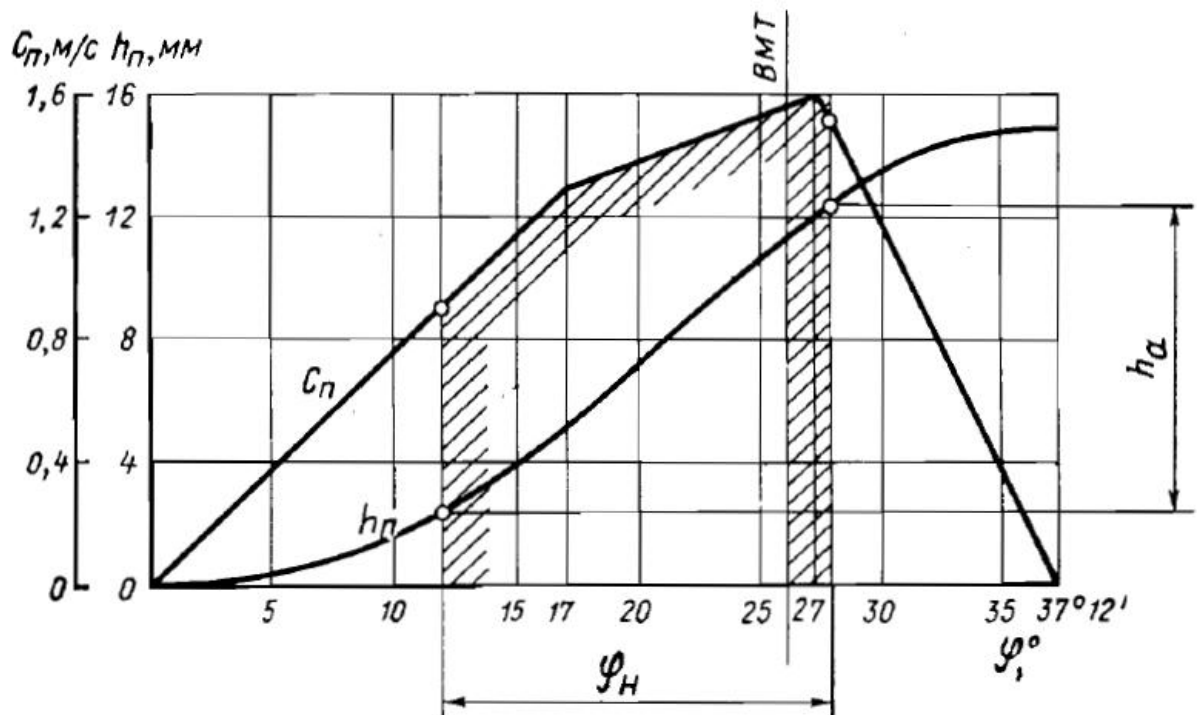


Рисунок 3.2 – Діаграми шляху і швидкості плунжера паливного насоса високого тиску з комбінованим регулюванням подачі палива

Для суднових дизельних двигунів, що працюють в досить широкому діапазоні частот обертання колінчастого валу, істотне значення має саме вплив частоти обертання колінчастого валу на тиск впорскування: з її зменшенням тиск впорскування знижується. Це є однією з причин зниження паливної економічності й погіршення стійкості роботи судового дизельного двигуна на малій частоті обертання. Цим же можна пояснити незастосування на судах дизельних двигунів з паливними форсунками відкритого типу в якості головних двигунів. У дизельних двигунах з паливними форсунками закритого типу мінімальний тиск впорскування палива залежить від тиску відкриття голки розпилювача форсунки. Відкриття голки регулюють шляхом змінення сили затягування форсункової пружини. Силу затягування встановлюють такою, при якій тиск впорскування палива і якість розпилення на мінімальній частоті обертання колінчастого валу виявляються достатніми для забезпечення максимально стійкої роботи двигуна.

Характеристика впорскування палива. Швидкість наростання тиску газів у циліндрі дизельного двигуна під час згоряння циклової дози палива, що характеризує

динамічність робочого процесу і безпосередньо впливає на швидкість зношування підшипників двигуна, залежить від того, як розподіляється за період процесу впорскування циклова порція дизельного палива на кожен градус повороту кривошипа колінчастого валу ДВЗ. Цей розподіл зазвичай зображують графічно.

Діаграма, що показує, яка кількість дизельного палива впорскується в робочий циліндр дизеля за кожен градус повороту його колінчастого валу, називається характеристикою впорскування палива, або законом паливоподачі (див. лінія на рис. 3.1). На практиці досить часто користуються інтегральною характеристикою впорскування палива (крива q), яка представляє собою частку від циклової порції палива, впорснуту в циліндр дизельного двигуна від початку процесу впорскування до розглянутого моменту, зображену в залежності від кута повороту колінчастого вала дизеля.

Частку циклової порції впорснутото палива σ , за період затримки самозаймання палива, називають фактором динамічності.

Геометричні та дійсні фази паливоподачі. Регульовальні характеристики дають змогу визначити моменти подачі палива насосом високого тиску. Дійсні ж моменти процесу впорскування палива форсункою двигуна від них трохи відрізняються. Вони напряду залежать від гідродинамічних властивостей самої паливної системи, що проявляються в процесі здійснення впорскування.

На дійсні показники роботи паливної системи двигуна впливають в'язкість та стисливість самого палива, довжина та пружність нагнітального паливного трубопроводу високого тиску, наявність або відсутність витоків у паливному насосі високого тиску і паливній форсунці. Тому процес подачі палива до камери згоряння не можна спрощено розглядати як процес витіснення плунжером ПНВТ через паливну форсунку нестисливої рідини.

Нагнітальний хід плунжера ПНВТ є певним збуренням, яке у вигляді хвилі тиску палива поширюється, як в пружному середовищі, зі швидкістю звуку. Остання напряду залежить від стисливості і щільності самого дизельного палива і становить в середньому десь близько 1450 м/с. Хвиля тиску підходить до паливної форсунки дизеля із деяким запізненням, яке виявляється однаковим з періодом подачі.

3.3. Розробка конструкції насос-форсунки для дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Основним завданням при проектуванні та конструюванні паливної насос-форсунки для суднового дизельного високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK підвищення тиску упорскування, покращення дрібності розпорошення, поліпшення характеристик впорскування палива та забезпечення надійності роботи насоса-форсунки.

Розроблена насос-форсунка (рис. 3.3 та 3.4) оснащена додатковим пристроєм розподілу потоків палива, який виконано у вигляді трьох проміжних проставок. Проставки змонтовано між мультиплікатором тиску палива з поршнем і та плунжером і розпилювачем, з виконаними в них спеціальними каналами підведення, а також відведення палива. При цьому в середній проставці пристрою виконано мультиплікатор гідрозамикання голки розпилювача форсунки. У верхній проставці пристрою змонтовано підпружинений наповнювальний клапан, при цьому порожнина нагнітання і надпоршнева порожнина мультиплікатора гідрозамикання верхньої проставки пристрою з'єднані сполучними каналами з гідролінією акумулятора. У нижній проставці пристрою зроблено суміщена над голкова, вона ж підпоршнева порожнина мультиплікатора гідрозамикання. Ця порожнина пов'язана з каналом зливу палива, що виходить в порожнину зливу після електромагнітного клапана.

Канали, що з'єднують камеру нагнітання з наповнювальним клапаном і з порожниною під голкою, виконані у верхній проставці пристрою під кутом одна до одної, забезпечуючи при цьому переважно зустрічний напрямок потоків по цих каналах.

Порожнина над голкою розпилювача нижньої проставки за конфігурацією її внутрішнього об'єму зроблена аналогічно конфігурації об'єму нижньої частини поршня мультиплікатора гідрозамикання.

Поршень мультиплікатора гідрозамикання забезпечений пружиною, що утримує поршень в контакті з голкою розпилювача насос-форсунки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK.

					КРМ.142.6221мз.25.12.03.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У середній проставці пристрою змонтовано пружину замикання голки розпилювача насос-форсунки замість мультиплікатора гідрозамикання.

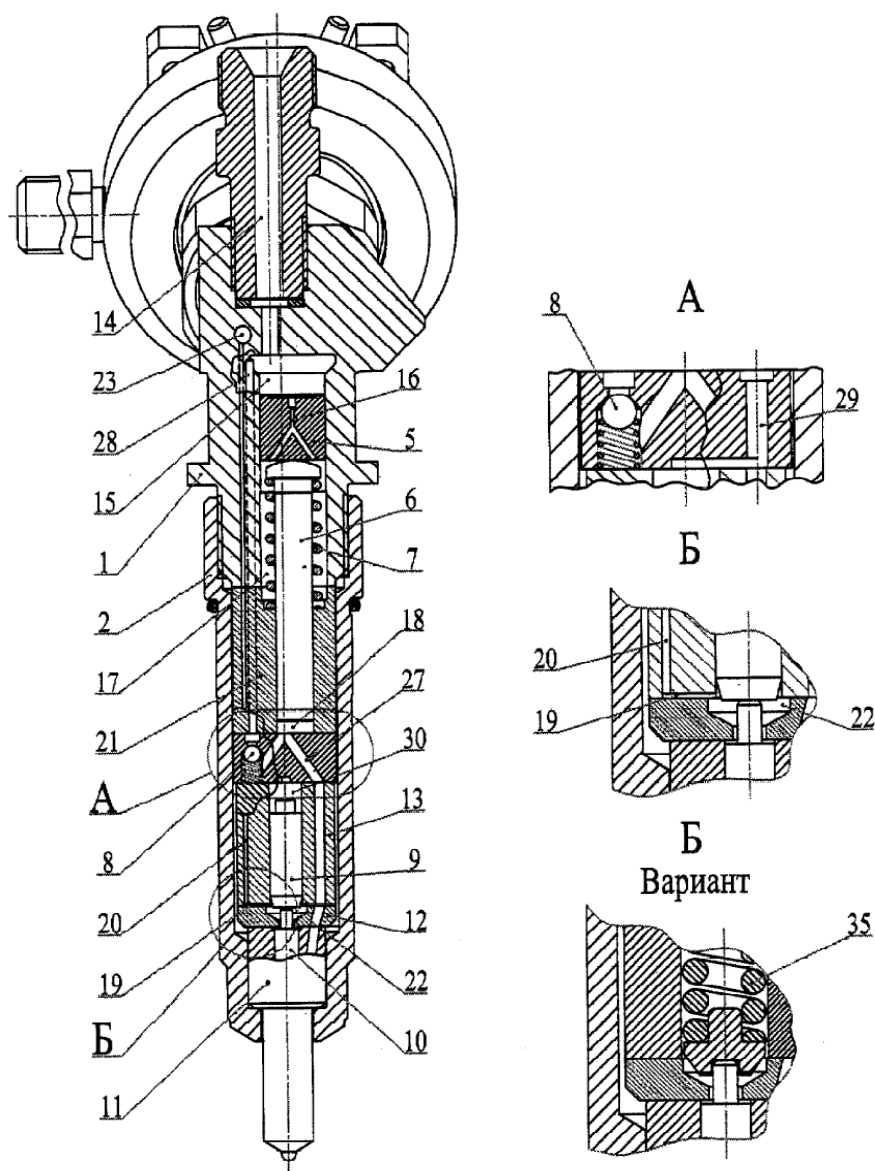
У конструкцію насоса-форсунки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK додатково, ще передбачено вузол для розподілу потоків палива. Причому в цьому додатковому вузлі, що містить три проставки, змонтованих між мультиплікатором тиску палива з поршнем та плунжером і розпилювачем насоса-форсунки, з виконаними в них каналами підведення і зливу палива, і корпусом розпилювача насоса-форсунки, при цьому в середній проставці пристрою виконаний мультиплікатор гідрозамикання, у верхній проставці пристрою виконаний канал підведення палива, на якому змонтований підпружинений кульковий клапан наповнення, і виконано додатково паливний канал з надпоршневої порожнини мультиплікатора гідрозамикання, при цьому обидва паливних канали верхньої проставки пристрою пов'язані з гідролінією акумулятора, в нижній проставці пристрою виконана суміщена порожнина над голкою розпилювача насоса-форсунки, вона ж підпоршнева порожнина мультиплікатора гідрозамикання, пов'язана з каналом зливу палива, що виходить в порожнину зливу після електромагнітного клапана.

Виконання каналів, що з'єднують камеру нагнітання палива з клапаном наповнення і з порожниною під голкою, виконаних у верхній проставці під кутом одна до одної і забезпечують переважно зустрічний напрямок потоків по цих каналах, а також виконання порожнини над голкою нижньої проставки пристрою за конфігурацією її внутрішнього об'єму, що відповідає конфігурації об'єму нижньої частини поршня мультиплікатора гідрозамикання, і наявність пружини мультиплікатора гідрозамикання, що утримує поршень в контакті з голкою розпилювача насоса-форсунки, а також можливе встановлення в середній проставці пристрою пружини замикання голки розпилювача насоса-форсунки замість мультиплікатора гідрозамикання є додатковими технічними рішеннями, що сприяють досягненню поставлених при проектуванні насоса-форсунки задач.

Таке виконання насос-форсунки дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK дозволяє отримувати оптимальні характеристики впорскування палива з високим рівнем тиску і стиснутими початковою і кінцевою фазами. Висока ефективність впорс-

					<i>КРМ.142.6221мз.25.12.03.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кування, зокрема, забезпечується за рахунок безпосереднього зв'язку поршня мультиплікатора гідрозамикання з гідролінією акумулятора.



А – деталізований розріз клапана насос-форсунки з каналами; Б – деталізований розріз з додатковим каналом зливу палива і порожниною над голкою

Рисунок 3.3 – Насос-форсунка дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK в розрізі, що не проходить через електромагнітний клапан

Насос-форсунка дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK складається з корпусу 1, гайки 2, корпусу 3 електромагнітного клапана 4, поршня 5 і плунжера 6. Поршень 5 і плунжер 6 під дією пружини 7 знаходяться в постійному контакті між собою. Клапан наповнення 8 змонтований у верхній проставці. Поршень 9 мультиплі-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.03.ПЗ

Аркуш

42

катора гідрозамикання притискає голку розпилювача 10 до корпусу 11 розпилювача. Нижня проставка 12 розміщена між проставкою 13 мультиплікатора гідрозамикання і корпусом 11 розпилювача насос-форсунки.

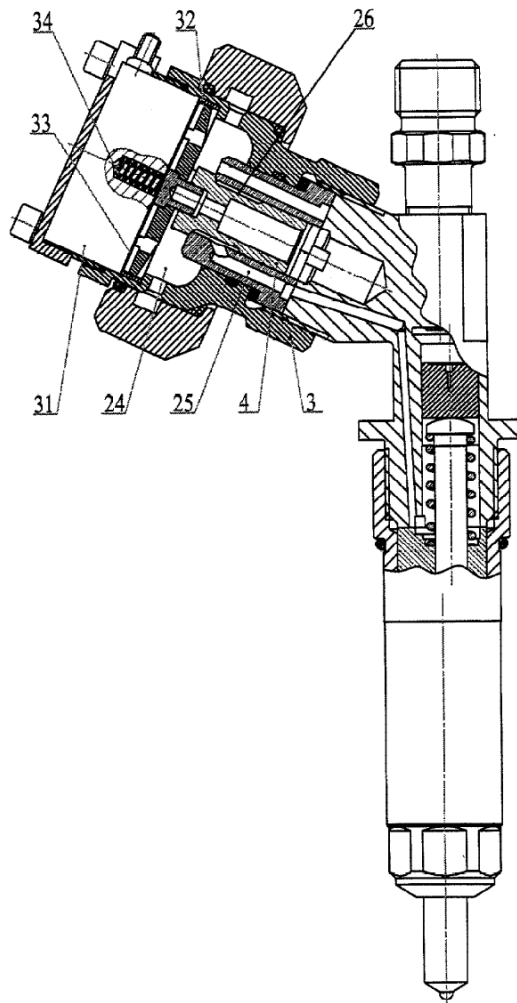


Рисунок 3.4 – Насос-форсунка дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK в розрізі через електромагнітний клапан.

Паливо по каналу 14 постійно, під тиском, рівним тиску палива в гідравлічній системі акумулятора, подається в приводну порожнину 15, розташовану над поршнем 5. Через отвір 16 в поршні 5 приводна порожнина 15 з'єднується з порожниною керування 17 і через клапан наповнення 8 з порожниною нагнітання 18 під плунжером 6 насос-форсунки. Додатковий канал 19 зливу (відведення) палива, що просочилося через нещільності прецизійних з'єднань насос-форсунки, змонтований в проставці 13 мультиплікатора гідрозамикання і має зв'язок з каналом 20, що проходить крізь проставку 13 мультиплікатора гідрозамикання, через проставку наповнюваль-

ного клапана 8, через корпус 21 плунжера 6 і корпус 1. Канал 19 через канал 20 з'єднує порожнину над голкою 22 з відвідним каналом 23, пов'язаним з паливною порожниною 24 гідравлічної системи зливу, виконану після електромагнітного клапана 4.

Порожнина зливу 24 електромагнітного клапана 4 насос-форсунки з'єднана каналом 25 зливу палива з порожниною керування 17 за допомогою кільцевої проточки 26. Порожнина нагнітання 18 під плунжером 6 насос-форсунки з'єднана з підгольною порожниною корпусу 11 розпилювача насос-форсунки за допомогою каналу 27, виконаного в проставці клапана наповнення 8, і каналів в проставці 13 мультиплікатора гідрозамикання, в проміжній проставці 12 і в корпусі 11 розпилювача насос-форсунки. Приводна порожнина 15 з'єднана каналом 28 через клапан наповнення 8 з порожниною нагнітання 18 насос-форсунки, виконаною над поршнем 6, і за допомогою фасонного каналу 29 з порожниною 30 над поршнем 9 мультиплікатора гідрозамикання. Між електромагнітом 31 насос-форсунки і якорем 32 виконаний спеціальний зазор 33.

В електромагніті 31 встановлена пружина 34, яка постійно повертає електромагнітний клапан 4 насос-форсунки у своє вихідне положення. Можлива також інша конструкція замикаючого пристрою голки розпилювача між впорскуваннями палива. У цьому випадку в середній проставці 13 замість поршня мультиплікатора гідрозамикання 9 встановлюється пружина 35.

Насос-форсунка дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK працює наступним чином. У вихідному своєму положенні – перед подачею керуючого імпульсу мультиплікатор (поршень 5 і плунжер 6 насос-форсунки) знаходиться в крайньому верхньому положенні. При подачі керуючого імпульсу на електромагніт 31 якорь 32 притягується до електромагніту 31, вибираючи зазор 33 і долаючи опір пружини 34. При цьому електромагнітний клапан 4 насос-форсунки, переміщаючись вгору, з'єднує за допомогою каналу зливу палива 25 і кільцевої проточки 26 порожнину керування 17 з порожниною зливу 24 насос-форсунки. При цьому тиск в порожнині керування 17 знижується. Як тільки сила тиску палива в приводній порожнині 15, постійно пов'язаній з гідравлічною лінією акумулятора, перевищить сумарне зусилля трьох складових тисків (тиск в порожнині керування 17, тиск в порожнині нагнітан-

ня 18 і опір пружини 7 плунжера 6 насос-форсунки) поршень 5 і плунжер 6 насос-форсунки почнуть переміщатися вниз у бік корпусу 11 розпилювача насос-форсунки. Коли при переміщенні поршня 5 і плунжера 6 насос-форсунки вниз тиск в порожнині нагнітання 18 перевищить тиск в приводній порожнині 15, клапан наповнення 8 закривається. При цьому тиск палива з порожнини нагнітання 18 по каналу 27 передається в порожнину під голкою 10 корпусу 11 розпилювача насос-форсунки.

Як тільки сила тиску палива, що діє на голку 10 розпилювача насос-форсунки знизу, перевищить сумарне зусилля, що діє на голку насос-форсунки зверху від поршня 9 мультиплікатора гідрозамикання, відбувається підйом поршня 9 мультиплікатора гідрозамикання і голки 10 корпусу 11 розпилювача насос-форсунки. При цьому починається впорскування палива у робочій циліндр. На поршень 9 мультиплікатора гідрозамикання зверху, через канали 28 і 29 постійно діє тиск палива, що дорівнює тиску палива в гідросистемі акумулятора.

Після закінчення дії керуючого імпульсу електромагнітний клапан 4 насос-форсунки розвантажується від сил тяжіння, що діють в магнітному полі, і повертається у вихідне своє положення під дією пружини 34, перекриваючи злив палива з порожнини керування 17. Закінчення впорскування відбувається при закритті голки 10 корпусу 11 розпилювача насос-форсунки під дією поршня 9 мультиплікатора гідрозамикання, так як надпоршнева порожнина 30 мультиплікатора гідрозамикання за допомогою спеціального фасонного каналу 29 і каналу 28 постійно з'єднана з гідролінією акумулятора, тому при зменшенні тиску палива в підгонній порожнині розпилювача починається посадка голки 10 насос-форсунки на гніздо корпусу 11 розпилювача – впорскування палива у робочий циліндр дизеля припиняється.

За рахунок постійного надходження палива в порожнину керування 17 насос-форсунки через отвір 16 в поршні 5 і припинення зливу палива через канал 25, а також за рахунок надходження палива в порожнину нагнітання 18 насос-форсунки через відкритий клапан наповнення 8 тиск в порожнинах керування 17 і нагнітання 18 збільшується до величини акумуляторного тиску в системі. Поршень 5 і плунжер 6

насос-форсунки стають гідравлічно врівноваженими і починають підніматися у висхідне своє положення під дією встановленої пружини 7 плунжера 6.

У порожнину нагнітання 18 паливо поступає періодично з гідролінії акумулятора крізь приводну порожнину 15 за допомогою каналу 28 через наповнювальний клапан 8 при русі плунжера 6 насос-форсунки вгору.

У разі установки пружини 35 в проставку 13, пружина 35 спільно з тиском палива притискає голку 10 до гнізда корпусу 11 розпилювача насос-форсунки.

При надходженні наступного керуючого сигналу на електромагнітний клапан насос-форсунки взаємодія частин і механізмів повторюється.

3.4. Оцінка ефективності застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Запропонована конструкція насос-форсунки для дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) забезпечує надійності роботи двигуна, підвищення тиску упорскування, покращення дрібності розпорошення, поліпшення характеристик впорскування палива.

Зокрема, запропонована конструкція насос-форсунки дозволяє підвищити середній тиск упорскування всієї порції палива у 2 рази та зменшити тривалість упорскування на 3 град п.к.в. Запропоновані конструктивні рішення дозволили покращити якість процесу упорскування та сумішоутворення. Так, дрібність крапель розпорошеного палива (середній діаметр крапель d_{32}) зменшилась з 14,3 до 10,3 мкм, що безперечно позитивно відобразилося на процесі згоряння.

Для встановлення впливу використання насос-форсунки у двигуні Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на ефективні та екологічні показники виконано математичне моделювання робочого циклу для номінального режиму (табл. 3.1 й 3.2), за результатами якого було одержано ряд графічних залежностей, що характеризують основні зміни в роботі модернізованого дизеля – рис. 3.5–3.10.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.03.ПЗ</i>	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для встановлення впливу використання насос-форсунки у двигуні Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на ефективні показники

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Діаметр	D , м	0,170
2	Хід поршня	S , м	0,180
3	Кількість циліндрів	i_z , шт.	12
4	Частота обертання колінчатого валу	n , хв ⁻¹	1500,00
5	Ефективна потужність	N_e , кВт	1140,00
6	Механічний ККД	η_m	0,92
7	Ступінь стискування	ε	14,50
8	Кривошипно-шатунне відношення	λ	0,240
9	Температура навколишнього повітря	T_0 , К	298
10	Тиск навколишнього середовища	P_0 , кПа	100
11	Втрата тиску в ОНП	ΔP_k , кПа	2
12	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби)	ΔP_b , кПа	2
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{a.k}$	0,84
14	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{a.t}$	0,82
15	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{m.tk}$	0,95
16	Температура води на вході в ОНП	$T_w^{\text{ОНП}}$, К	297
17	ККД системи охолодження наддувочного повітря	η_{co}	0,95
18	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора	i_{z1k}	3
19	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра	$V_{в.к.}/V_s$	1,8
20	Константа імпульсності	Φ	1,1
21	Кут початку впорскування палива	$\varphi_{н.}^{\text{ВП.}}$, град. п.к.в.	349
22	Тривалість уприскування палива	$\varphi_{\text{впр.}}$, град. п.к.в.	19
23	Кут відкриття випускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{ВИП.}}$, град. п.к.в.	492
24	Кут закриття випускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{ВИП.}}$, град. п.к.в.	20
25	Кут відкриття впускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{ВП.}}$, град. п.к.в.	700
26	Кут закриття впускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{ВП.}}$, град. п.к.в.	195
27	Тривалість відкривання впускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{ВП.}}$, град. п.к.в.	90
28	Тривалість відкривання випускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{ВИП.}}$, град. п.к.в.	90
29	Тривалість закривання впускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{ВП.}}$, град. п.к.в.	90
30	Тривалість закривання випускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{ВИП.}}$, град. п.к.в.	90
31	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{ВП.}}^{\text{КЛ.}}$, м	0,07
32	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{ВП.}}^{\text{КЛ.}}$	2,000
33	Діаметр випускного клапана	$d_{\text{ВИП.}}^{\text{КЛ.}}$, м	0,07
34	Кількість випускних клапанів	$n_{\text{ВИП.}}^{\text{КЛ.}}$	2,000
35	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{ВП.}}^{\text{КЛ.}}$, м	0,026
36	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{ВП.}}^{\text{КЛ.}}$, град.	60
37	Висота підйому випускних клапанів	$h_{\text{ВИП.}}^{\text{КЛ.}}$, м	0,026

38	Кут конуса тарілки випускних клапанів	$\alpha_{\text{вип.кл.}}$, град.	60
39	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вп.к.}}$	0,830
40	Коефіцієнт витрати для випускного клапана	$\mu_{\text{вип.к.}}$	0,860
41	Пропускна здатність турбіни	μF_t , м ²	0,006338
42	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	A_i	0,000002
43	Нижча теплота згоряння палива	Q_n , кДж/(кг·К)	42427,400
44	Щільність палива	ρ_p , кг/м ³	848,00
45	Цетанове число палива	—	40,00
46	Молекулярна маса палива	μ_p , кг/кмоль	180,00
47	Коефіцієнт поверхневого натягу палива	σ_p , Н/м	0,028
48	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	k_n	0,00018
49	Умовна енергія активації	E_a , кДж/кмоль	21000
50	Кількість соплових отворів форсунки	i_c	6
51	Діаметр соплових отворів форсунки	d_c , м	0,000280
52	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель	E_c	1,7
53	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння	L_{wall} , м	0,0612
54	Частка незгорілого палива	Δ_T	0,001
55	Товщина стінки втулки	Δ_s , м	0,02
56	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки	$R_{\text{ствт}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
57	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки	$R_{\text{сткр}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
58	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня	$R_{\text{стпр}}$, (м ² ·К)/кВт	0,3
59	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)	$h_{\text{ов}}$, %	100
60	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою	$a_{\text{тр.}}^w$	0,78
61	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом	$a_{\text{тр.}}^m$	0,22
62	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{вт}}$, кВт/(м ² ·К)	3
63	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{кр}}$, кВт/(м ² ·К)	3
64	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{\text{пр}}$, кВт/(м ² ·К)	2,5
65	Середня температура води в сорочці двигуна	$T_w^{\text{вт}}$, К	358
66	Середня температура води в кришці двигуна	$T_w^{\text{кр}}$, К	358
67	Середня температура масла, що охолоджує поршень	$T_w^{\text{пр}}$, К	373

Результати виконаного моделювання робочого циклу дизеля Mitsubishi S12R-МТК (12СН 17/18) на номінальному режимі з використанням розробленої насос-форсунки з електронним керуванням подано у таблиці 3.2.

Одержані данні моделювання дають змогу кількісно та якісно оцінити ефективність проведеної модернізації паливної системи суднового дизеля S12R-МТК.

					КРМ.142.6221мз.25.12.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

Таблиця 3.2 – Результати оцінки ефективності застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Ефективна потужність ДВЗ	N_e , кВт	1139,84
2	Питома ефективна витрата палива ДВЗ	g_e , кг/(кВт·год)	0,1952
3	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	2,592
4	Тривалість згоряння	$\varphi_{зг.}$, град.	95,51
5	Кут затримки займання палива	$\varphi_{з.}^{восп.}$, град.	5
6	Кут початку видимого згоряння	$\varphi_{н.}^{згор.}$, град.	354
7	Середній тиск впорскування всієї порції палива	P_{inj} , МПа	86,782
8	Середній діаметр крапель	d_{32} , мкм	10,340
9	Кут, під яким факел досягає стінок камери згоряння	φ_{wall} , град.	15
10	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згоряння	φ_{fr} , град.	8
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , кПа	19848,75
12	Максимальна температура згоряння	T_z , К	1851,65
13	Середній індикаторний тиск	P_i , кПа	2021,71
14	Середній ефективний тиск	P_e , кПа	1859,97
15	Тиск повітря в ресивері	P_s , кПа	257,73
16	Температура повітря в ресивері	T_s , К	302,60
17	Тиск суміші наприкінці стиснення	P_c , кПа	8192,26
18	Температура суміші наприкінці стиснення	T_c , К	716,47
19	Середня температура газів перед турбіною	T_t , К	624,2
20	Середній тиск газів перед турбіною	P_t , кПа	222,5
21	Середня температура газів за турбіною	T_{3t} , К	583,1
22	Температура газів у момент відкриття випускного клапана	T_b , К	815,7
23	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана	P_b , кПа	798,5
24	Температура наддувного повітря	T_k , К	408,9566
25	Температура залишкових газів	T_r , К	349,43
26	Тепло, відведене у воду	Q_w , кВт	126,9
27	Тепло, відведене в масло	Q_m , кВт	45,0
28	Тепло, що відводиться в ОНП від стиснутого повітря	$Q_w^{ОНП}$, кВт	210,5
29	Тепло, що втрачається з ВГ	$Q_w^{ВГ}$, кВт	623,9
30	Витрата повітря через компресор	G_k , кг/с	1,8850
31	Витрата газу через газову турбіну	G_t , кг/с	1,9441
32	Потужність турбіни газової турбіни	N_{et} , кВт	210,0900
33	Потужність компресора	N_{ek} , кВт	210,3043
34	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0237
35	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	α	2,10
36	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,013

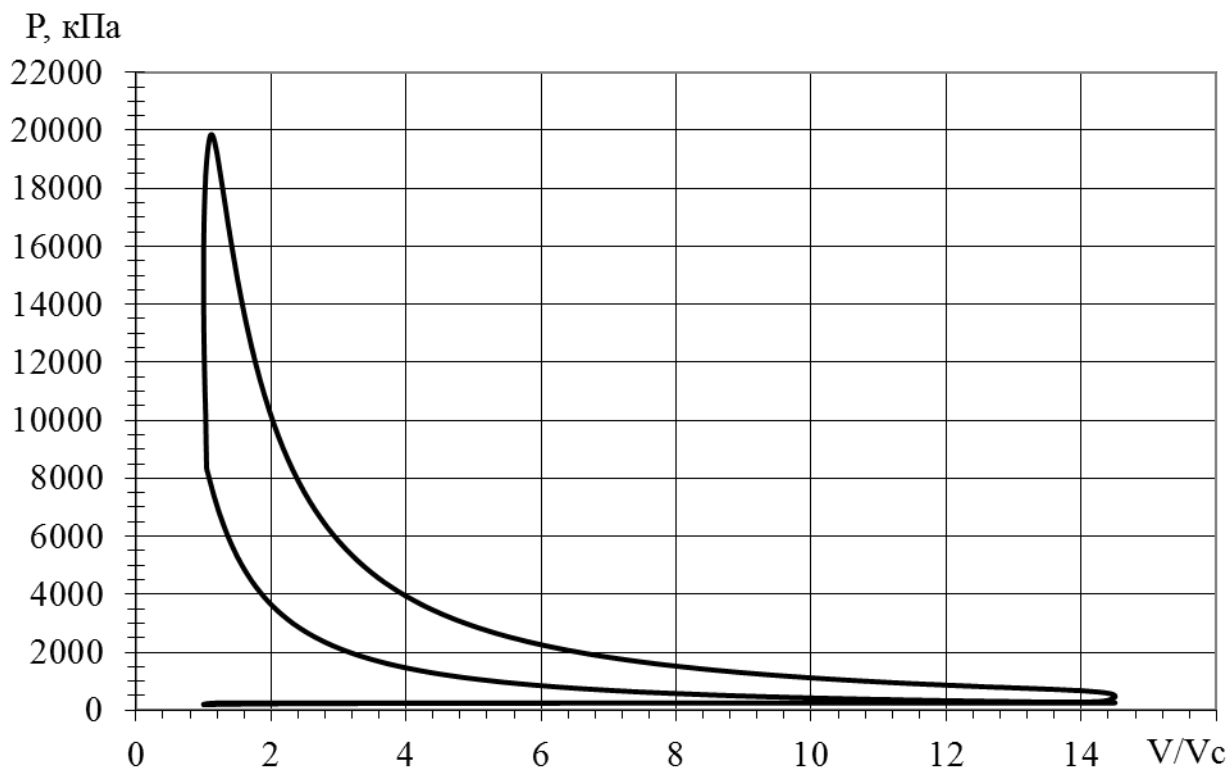


Рисунок 3.5 – Згорнута індикаторна діаграма за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

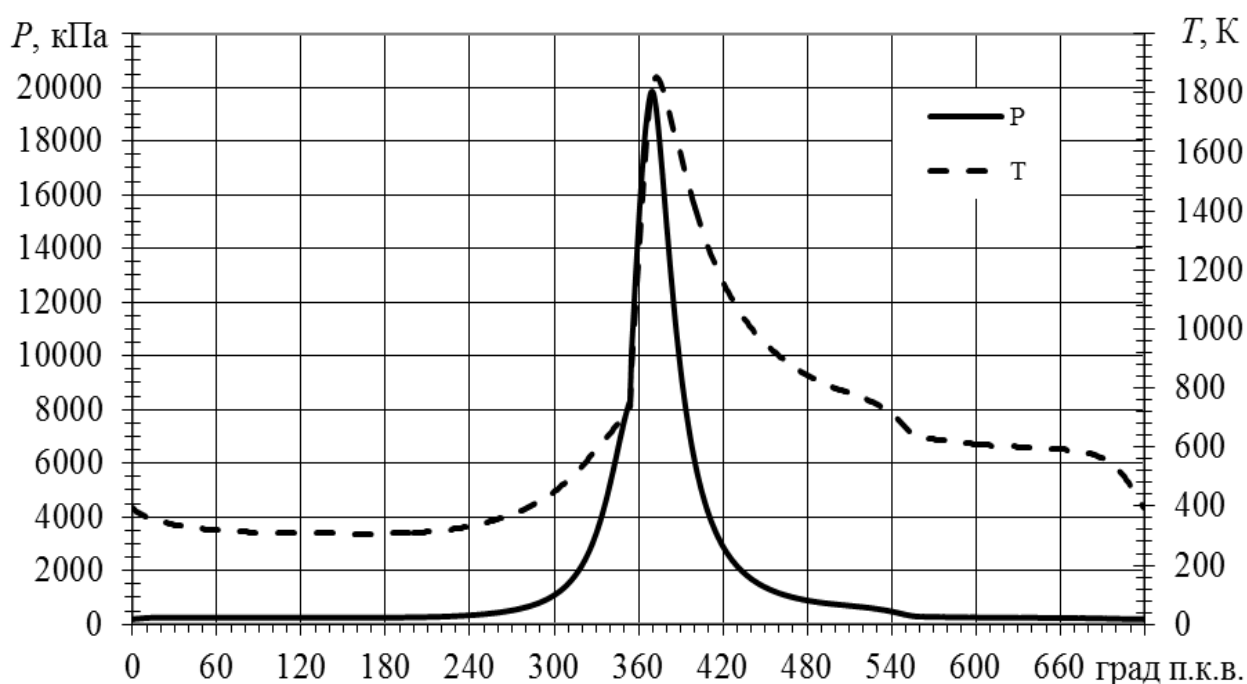


Рисунок 3.6 – Розгорнуті діаграми тиску та температури робочого тіла за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

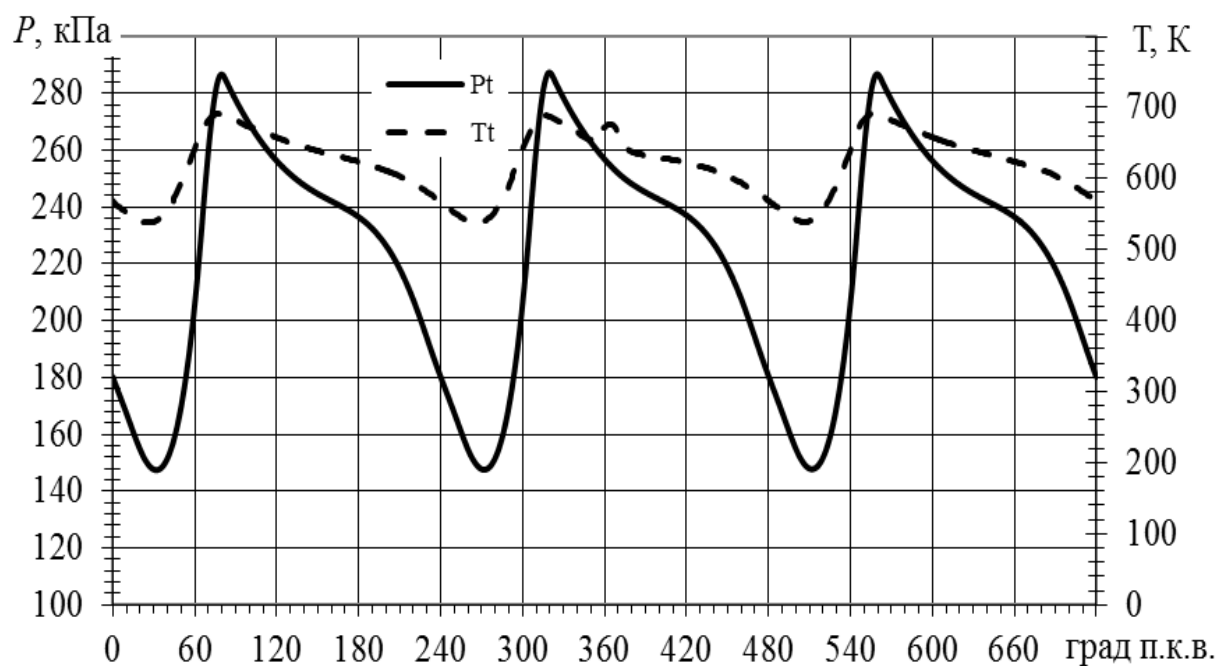


Рисунок 3.7 – Зміна тиску та температури у випускному колекторі за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

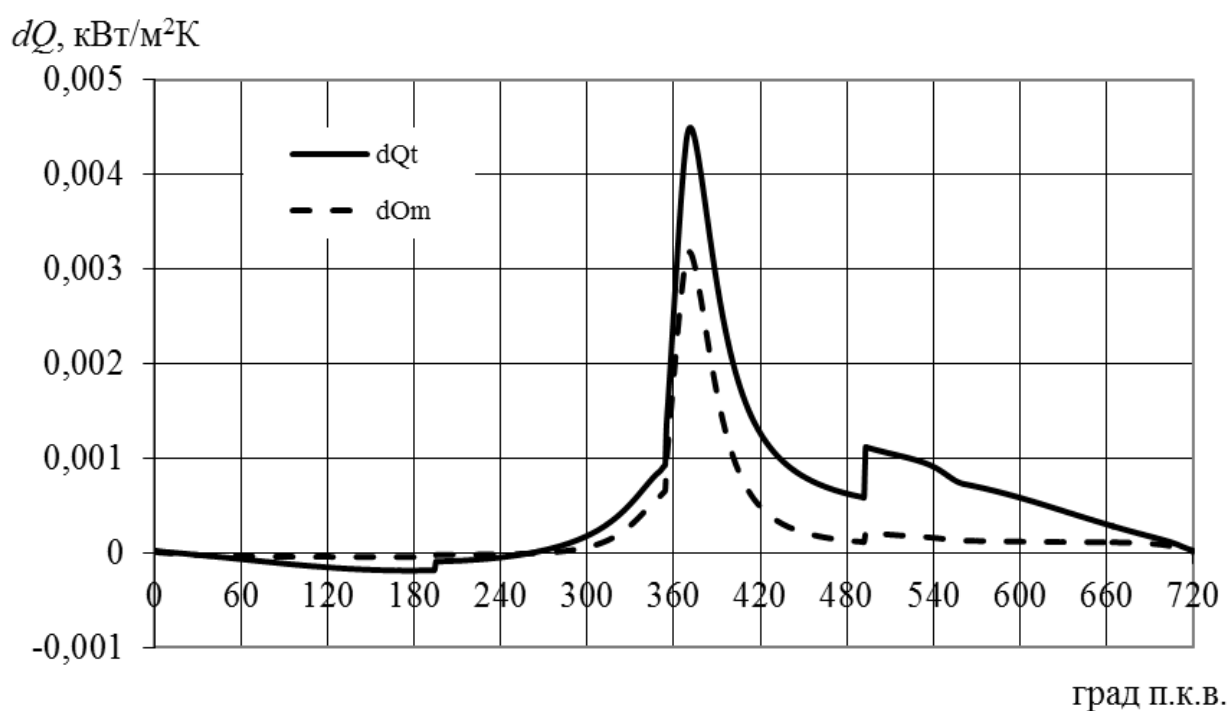


Рисунок 3.8 – Втрати тепла у рідини (воду та масло) за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.03.ПЗ

Аркуш

51

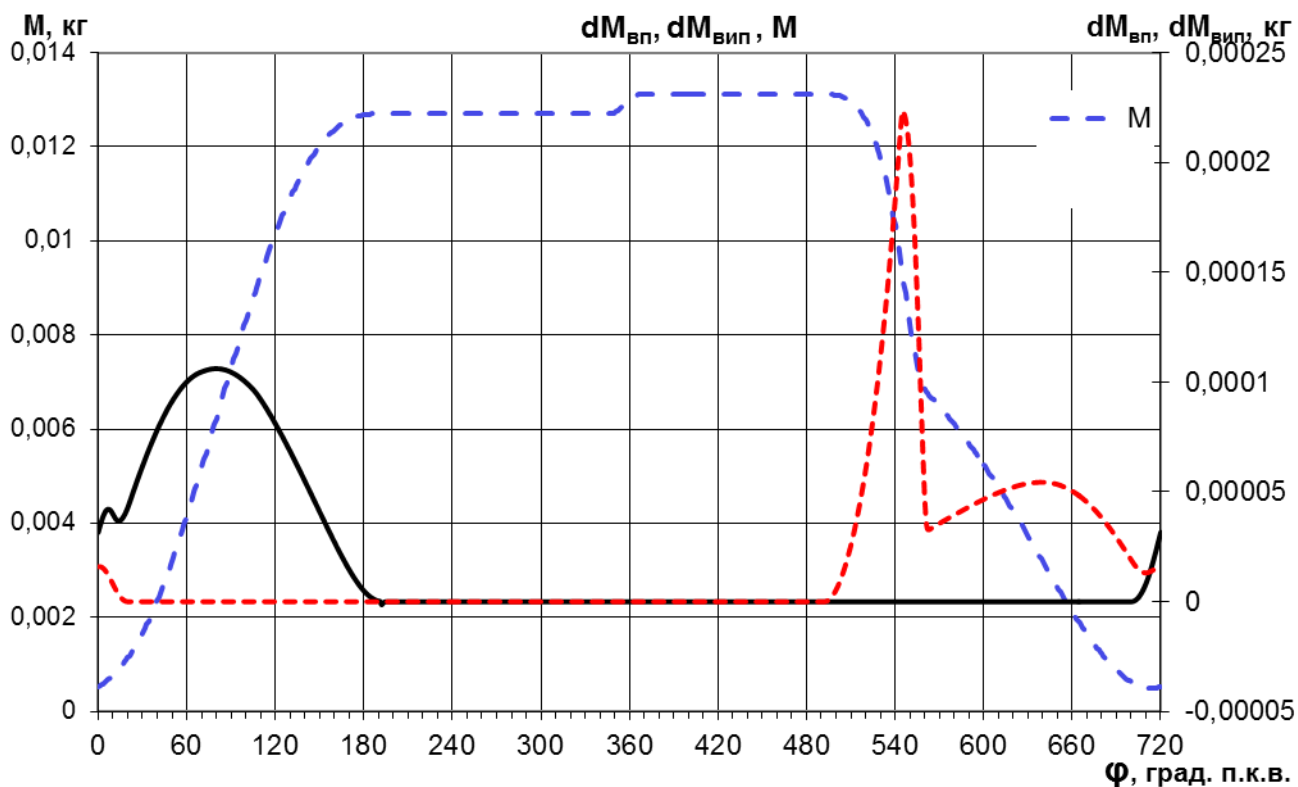


Рисунок 3.9 – Зміна маси робочого тіла у циліндрі за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

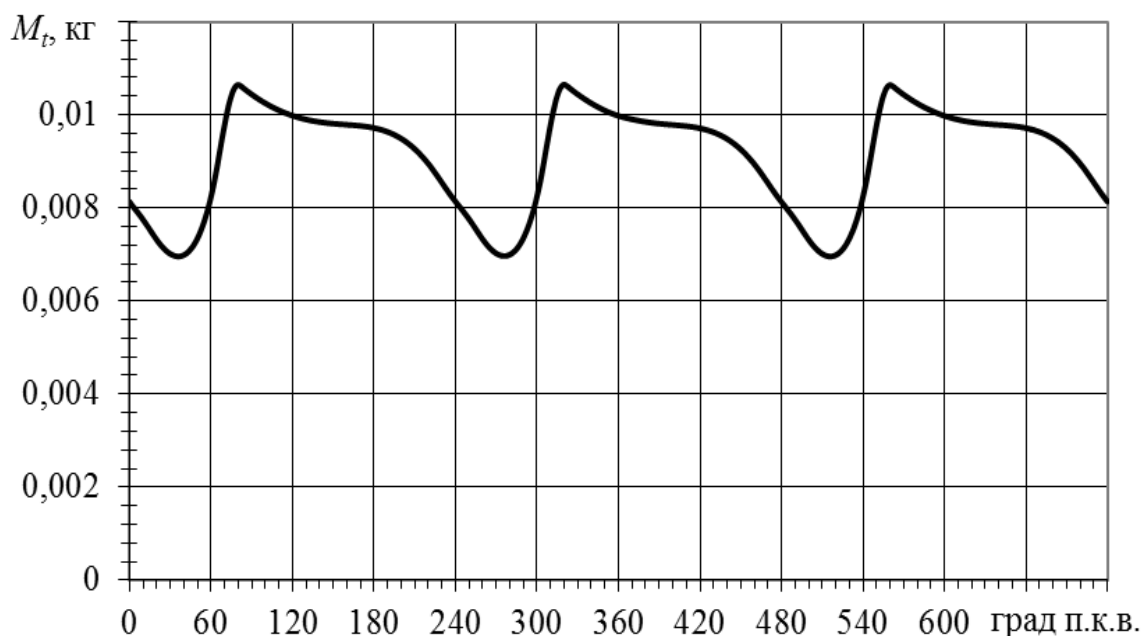


Рисунок 3.10 – Зміна маси у випускному колекторі за умов застосування розробленої насос-форсунки на дизелі Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.12.03.ПЗ

Аркуш

52

3.5. Висновки до розділу

У третьому розділі виконано аналіз гідродинамічних процесів в системі паливоподачі дизельних двигунів.

Розроблено конструкцію насос-форсунки для дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18), а також виконано оцінку ефективності її застосування на двигуні. Запропонована конструкція насос-форсунки забезпечує надійності та стабільність роботи двигуна Mitsubishi S12R-MTK, підвищення тиску упорскування, покращення дрібності розпорошення, поліпшення характеристик впорскування палива. Запропонована конструкція насос-форсунки дозволила підвищити середній тиск упорскування у 2 рази, зменшити тривалість упорскування циклової дози палива на 3 град п.к.в., а також зменшити середній діаметр крапель з 14,3 до 10,3 мкм, що в цілому позитивно відобразилося на процесі згоряння та паливній економічності двигуна. Зокрема, застосування на двигуні Mitsubishi S12R-MTK насос-форсунки забезпечує зниження питомої ефективної витрати палива на 3,6 г/(кВт·год).

					КРМ.142.6221мз.25.12.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

РОЗДІЛ 4
ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСО-
КООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MITSUBISHI
S12R-MTK (12ЧН 17/18)

4.1. Техніко-економічне обґрунтування застосування спроектованої насос-форсунки на дизельному двигуні Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

Техніко-економічне обґрунтування реалізації проекту з модернізації паливної системи дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) є один з основних етапів виконання кваліфікаційної роботи, що дає розгорнуте обґрунтування проекту і можливість всебічно оцінити ефективність прийнятих технічних рішень, запланованих заходів, ризики інвестицій в проект модернізації двигуна.

Техніко-економічне обґрунтування реалізації проекту з модернізації паливної системи двигуна S12R-MTK повинно:

- показати, що модернізований дизельний двигун знайде свого споживача, встановити ємність ринку збуту модернізованих двигунів та перспективи його розвитку;
- оцінити можливі ризики та витрати, необхідні для модернізований паливної системи дизельний двигун та збуту;
- визначити прибутковість модернізованого суднового дизеля та показати його ефективність для судновласника.

При реалізації техніко-економічного обґрунтування модернізації паливної системи двигуна S12R-MTK необхідно обов'язково вказувати посилання на першоджерела взятої інформації. При обранні джерел інформації слід віддавати перевагу тим, дані яких обов'язково можуть бути визнані достовірними та максимально об'єктивними: офіційні статистичні дані, актуальна на теперішній час нормативно-правова документація, інформація загальновизнаних відомих аналітичних агентств, дані спеціалізованих галузевих видань, а також Інтернет-ресурсів.

При здійсненні техніко-економічного обґрунтування модернізації паливної системи двигуна S12R-MTK необхідно ретельно розглянути і врахувати існуючі пе-

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.04.ПЗ</i>	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

редові науково-технічні рішення та досягнення, відокремити і зробити аналіз позитивних та негативних сторін вже існуючих рішень, а також розробити певний комплекс заходів, завдяки яким новий судновий дизель, а в нашому випадку модернізований, матиме суттєві технічні й економічні переваги над існуючими.

Застосування на двигуні Mitsubishi S12R-MTK розробленої насос-форсунки забезпечує зниження питомої ефективної витрати палива на 3,6 г/(кВт·год). Таке значне зниження витрати палива відобразиться на загальних експлуатаційних витратах судновласника при застосуванні цього дизельного двигуна. Відповідно при техніко-економічному обґрунтуванні модернізації паливної системи двигуна S12R-MTK необхідно робити упор на паливну складову експлуатаційних витрат.

При проведенні техніко-економічного обґрунтування модернізації (див. таблиці 4.1 та 4.2) порівняємо капітальні й експлуатаційні витрати стандартного суднового високообертового дизеля S12R-MTK та модернізованої його версії.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні характеристики модернізованої та базової версії суднового високообертового дизеля S12R-MTK виробництва японської фірми Mitsubishi

№ з.п.	Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий S12R-MTK	Модернізований S12R-MTK
1	Потужність	N_e	кВт	1140	1140
2	Частота обертання	n	хв ⁻¹	1500	1500
3	Діаметр циліндра	D	м	0,17	0,17
4	Хід поршня	S	м	0,18	0,18
5	Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,1988	0,1952
6	Механічний ккд	η_m	-	0,92	0,92
7	Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0003976	0,0003904
8	Вага	G	кг	5500	5500
9	Габарити	L	мм	2556,5	2556,5
10		B	мм	1622	1622
11		H	мм	1727,5	1727,5
12	Ціна двигуна	Π	грн	1056800	1299800
13	Ціна палива	Π_p	грн/кВт·год	13,869767	13,61860465
14	Ціна масла	Π_m	грн/кг	29,5	29,5
15	Час роботи за рік	t	год	3250	3250
16	Число контрольних ремонтів	η	-	1	1

17	Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
18	Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
19	Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,95	0,95
20	Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р}$	-	0,3	0,3
21	Час безперервної роботи	$t_{н.р}$	год	20	20
22	Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$	год	12000	12000
23	Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р}$	-	71000	71000
24	Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Таблиця 4.2 – Розрахунок та результати техніко-економічного обґрунтування модернізації паливної системи двигуна S12R-MTK виробництва японської фірми Mitsubishi

№ з.п.	Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий S12R-MTK	Модернізований S12R-MTK
1	Річна продуктивність модернізації дизеля	N, кВт·год в рік	$N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	3519750	3519750
2	Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{\kappa p}}{t}$	21,85	21,85
3	Річні поточні витрати на паливо	$З_{п}$, грн	$З_{п} = N \cdot \Pi_{п} \cdot g_{\varepsilon}$	9705041,054	9356733,142
4	Річні поточні витрати на масло	$З_{м}$, грн	$З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot \Pi_{м}$	41283,8517	40536,2568
5	Річні витрати на поточний ремонт	$З_{п.р}$, грн	$З_{п.р} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{пер}}$	14310,83333	17601,45833
6	Річні витрати на капітальний ремонт	$З_{к.р}$, грн	$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot \Pi}{t_{к.р} \cdot \varepsilon_{\min}}$	13193,09	16226,70
7	Річний економічний ефект у споживача	U_1 , грн	$U_1 = З_{п} + З_{м} + З_{к.р} + З_{п.р}$	9773828,82	9431097,55
8		U_1^{16} , грн	$U_1^{16} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$	9773828,825	—

9	Річний економічний ефект у споживача від використання модернізацію дизеля	E_k , грн	$E_k = \left[C_\varepsilon \cdot \frac{N_c}{N_\varepsilon} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\varepsilon} + E_\varepsilon}{\frac{1}{T_c} + E_c} + \frac{U_1^{1\varepsilon} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) - C_c \right]$		1507641,743
10	Додаткові одnorазові витрати на модернізацію дизеля	ΔK , грн	—		243000
11	Річна економія при експлуатації модернізацію дизеля	ΔS , грн	$\Delta S = U_1^{1\varepsilon} - U_1^c$		342731,27
12	Час окупності модернізацію дизеля	$T_{\text{окуп}}$, рік/місяць	$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$		0,71/ 8,5

4.2. Висновки до розділу

Застосування на двигуні Mitsubishi S12R-MTK розробленої насос-форсунки забезпечує зниження питомої ефективної витрати палива, що сприяє зменшенню загальних експлуатаційних витрат судновласником при застосуванні цього дизельного двигуна. Річна економія при використанні такого модернізованого двигуна S12R-MTK виробництва японської фірми Mitsubishi складатиме 342731,27 грн, а капітальні матеріальні затрати на здійснення переобладнання паливної системи окупляться за 0,71 року (або 8,50 місяці).

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Розробка вимоги з охорони праці при здійсненні робіт з ремонту та обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів

При здійсненні різноманітних робіт з обслуговування чи ремонту паливної апаратури дизельних ДВЗ необхідно досить надійно фіксувати паливні насоси високого тиску, паливні форсунки та інші вузли і агрегати при виконанні розборки чи навпаки збиранні у спеціальних кондукторах чи на обладнаних для цієї процедури стендах. Потрібно застосовувати для виконання процесу випресування деталей паливної апаратури дизелів спеціальні знімачі чи преси призначені для цього. При відсутності спеціального обладнання для випресовки користуватися лише виколотками у яких наконечники зроблено з міді та молотками також з мідними бойками. Промивати елементи паливної апаратури дизельних двигунів необхідно у витяжній шафі. Деталі паливної апаратури розміщують у ванні, а очищення виконують волосяними щітками, пензлями або йоржиками. Розбирання та здійснення перевірки працездатності чи зношуваності елементи паливної апаратури дизельних двигунів проводять в місцях обладнаних примусовою механічною витяжкою. При виконанні робіт з обслуговування чи ремонту паливної апаратури дизельних ДВЗ не допускається розливати масло чи паливо на підлогу.

При виконанні ремонтних робіт чи обслуговуванні суворо забороняється засмоктувати чи навпаки продувати ротом різні канали деталей. Завжди необхідно дуже ретельно слідкувати за значеннями показань встановлених на стенді різноманітних приладів й датчиків. При реалізації робіт необхідно досить ретельно слідкувати за справністю усіх наявних гідравлічних шлангів на стенді, у разі обладнання його гідравлічними і пневматичними приладами та пристроями.

При виконанні робіт з обслуговування чи ремонту паливної апаратури дизельних ДВЗ необхідно обов'язково використовувати різні вантажозахватні пристосування лише за їх прямим призначенням. Здійснювати регулювання приладів си-

					<i>КРМ.142.6221мз.25.12.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

стеми живлення дизелів потрібно виконувати лише при вимкненому ДВЗ. Також суворо забороняється проводити регулювання та налаштування рухомих й обертових механізмів ДВЗ. Суворо заборонено торкатися руками різних обертових частин стендів, гальмувати їх кінцівками, торкайтеся голими руками до елементів електрообладнання стендів та електричних елементів самого двигуна.

При реалізації робіт з обслуговування чи ремонтування паливної апаратури дизельних ДВЗ обов'язково потрібно максимально сторонитися місць обертання вентилятора системи охолодження та інших обертових (поступально рухомих) частин при працюючому дизелі.

Суворо забороняється класти різні деталі паливної системи дизельного двигуна на верстак для здійснення розбирання та складання з залишками палива. Суворо забороняється використовувати для кріплення шлангів дріт або електричний кабель.

При реалізації робіт з обслуговування чи ремонтування паливної апаратури дизельних ДВЗ необхідно обов'язково спрямовувати струміні стиснутого повітря при здійсненні продувки деталей у протилежний бік від присутніх поруч люде. Суворо забороняється підставляйте руки чи інші частини тіла до розпилювачів форсунки при виконанні перевірок їх працездатності. При здійсненні людиною робіт необхідно обов'язково використовувати спеціальні пристрої, які призначені для фіксації пружин та унеможливлення їх раптової дії.

При реалізації робіт з обслуговування чи ремонтування паливної апаратури дизельних ДВЗ необхідно міцно фіксувати паливний насос високого тиску, паливну форсунку та інші будь-які елементи паливної системи ДВЗ на спеціальному дослідному стенді. Регулювати та налаштовувати величину паливоподачі окремих секцій ПНВТ дозволено лише тільки при вимкненому стенді.

Залишати без нагляду працюючий стенд категорично заборонено. Перед демонтажем елементів паливної апаратури ДВЗ з спеціального випробувального стенду обов'язково потрібно попередньо злити з магістралі дизельне паливо. Також категорично забороняється зливати дизельне паливо з паливної апаратури застосовуючи для цього стиснене повітря від компресора. Персоналу суворо забо-

					<i>КРМ.142.6221мз.25.12.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

роняється носити спецодяг, наскрізь просочений нафтопродуктами, а також виконувати миття та очищення деталей паливної системи ДВЗ в етилованому бензині.

Для запобігання пожежі в машинному відділенні судна та інших приміщеннях суворо забороняється використовувати відкритий вогонь. При виконанні робіт слід використовувати інструменти з неіскробезпечних матеріалів (мідь, латунь тощо).

Під час технічного обслуговування чи ремонту паливних систем дизеля можуть виникнути певні аварійні ситуації, включаючи відключення вентиляції, відключення електроенергії, пожежі, отруєння працівників різними парами нафтопродуктів чи газоподібними отруйними речовинами. У разі раптового відключення електроенергії або вентиляції необхідно негайно евакуюватися з цієї території.

У разі утворення пожежі або загоряння треба негайно евакуюватися з приміщення, повідомити про це керівника та скоріш приступити до ліквідації осередку займання наявними засобами пожежогасіння, якщо це не загрожує Вашому життю та здоров'ю. У таких випадках невелике полум'я палаючих нафтопродуктів необхідно гасити саме сухим піском, накритим брезентом чи ковдрою, або пінними вогнегасниками, призначеними саме для нафтопродуктів. Важливо знати, що не можна гасити палаючі нафтопродукти водою, оскільки це збільшує площу пожежі.

У випадку досить значного зростання вмісту шкідливих парів нафтопродуктів вище певної гранично-допустимої норм або встановленні того факту, що у повітрі утворилася вибухонебезпечна концентрація усі виконувані роботи негайно потрібно зупинити та якнайшвидше покинути це приміщення.

У разі випадку ураження електричним струмом якнайшвидше відключіть людину від джерела живлення. Тривалість дії струму безпосередньо впливає на тяжкість одержаної травми. Щоб відключити струм, якнайшвидше вимкніть автоматичний вимикач або інший електричний вимикач, до якого торкався постраждалий.

					<i>КРМ.142.6221мз.25.12.05.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У разі відсутності можливості досить швидкого знеструмлення цієї електроустановки необхідно обов'язково максимально швидко відділити постраждалого від струму:

- щоб звільнити потерпілого від струмоведучих електричних частин чи проводів напругою до 1000 В, використовуйте мотузку, палицю, дошку або інший сухий предмет, що не пропускає крізь себе струм. Також можна тягнути потерпілого за одяг (якщо він сухий і не прилягає до тіла);

- у разі якщо потерпілий торкається електричного дроту, що знаходиться на землі, то перш за все при наближенні до нього потрібно підкласти собі під ноги згорток сухого одягу чи дошку, або іншу непровідну електричний струм підкладку та досить обережно відділити електричний дріт від потерпілого використовуючи також суху палицю, дошку тощо ;

- при реалізації цього комплексна дій рекомендується застосовувати лише одну руку;

- у випадку коли потерпілий судорожно стискає в одній руці дріт, потрібно спробувати відокремити його від землі. Це можна зробити, наприклад, просунувши під ноги суху дошку чи відтягнувши його ноги мотузкою;

- при відтаскуванні не ізольованими руками потерпілого за ноги потрібно слідкувати, щоб не торкатися його взуття або одягу. Це потрібно так, як одяг чи взуття потерпілого можуть бути дещо вогкими й відповідно бути добрим провідником струму. Ізоляцію рук необхідно забезпечити за рахунок діелектричних рукавичок. За відсутності рукавичок можна обмотати руки шарфом чи інший сухий одяг;

- у разі якщо не має змоги відірвати потерпілого від дроту то потрібно швидко перерубати або перерізати цей дріт інструментом який має ізольовані ручки. При використанні неізолюваного інструменту необхідно попередньо обернути його ручки сухою тканиною;

- у разі відокремленні потерпілого від дроту з напругою вище за 1000 В потрібно перш за все не підходити до неї ближче, ніж на відстань у чотири метри у приміщенні та вісім метрів поза нього. Для звільнення потерпілого від дії такого

струму необхідно вдягнути спеціальні захисні діелектричні рукавички та взуття, а дії зі звільнення людини виконувати лише ізольованою палицею або кліщами, що розраховані на таку високу напругу;

– у разі якщо потерпілий знаходиться у свідомості, але дуже злякався та розгубився і не розуміє того, що для звільнення йому потрібно лише відірватися від землі, різким окриком в його бік крикніть – «підстрибни до гори».

Надання потерпілому першої долікарської допомоги у разі його ураження електричним струмом. Після звільнення потерпілого від дії струму вкрай необхідно покласти його на зручну підстилку та тепло вкрити ковдрою, максимально швидко десь протягом 15...20 секунд встановити об'єм усієї потрібної долікарської першої медичної допомоги, а потім організувати виклик лікаря. При очікуванні приходу лікаря потрібно:

– у разі якщо потерпілий самотійно дихає та знаходиться у повній свідомості, покласти його в максимально зручне положення, а також розстебнути одяг. До прибуття лікаря забезпечити спокій та доступ до нього свіжого потоку повітря. Паралельно потрібно слідкувати за пульсом та диханням. Обов'язково не дозволяти потерпілому вставати та здійснювати рухи, а тим більш повернутися до роботи;

– у разі, якщо потерпілий перебуває у несвідомості, однак у нього присутнє стійке дихання та наявний пульс, необхідно постійно за ним стежити, давати йому нюхати ватку просочену нашатирним спиртом і обприскувати його обличчя прохолодною водою, забезпечуючи паралельно повний спокій;

– у разі відсутності дихання чи воно є переривчастим або присутні судомни, чи у разі зупинки серця потерпілому негайно потрібно зробити штучне дихання та закритий масаж серця.

5.2. Аналіз впливу шуму на навколишнє середовище та організм людини

Порушення психологічного стану людини яка обслуговує суднову енергетичну установку відбувається під впливом шуму та вібрації які утворюються від різних агрегатів та механізмів розміщених у машинному відділені. Особливо виді-

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.05.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лення шуму та вібрації у приміщенні машинного відділення судна спостерігається від двигунів внутрішнього згоряння та їх систем. Двигуни внутрішнього згоряння мають значний вплив на навколишнє середовище у вигляді шумового забруднення. Безперервний шум від двигуна може мати негативні наслідки для здоров'я людей та екосистеми. Так, на людину вплив шуму чинить наступні негативні дії:

- дратівлива дія– людина стає більш дратівливою та погано координує свої дії;
- шум та вібрація має вплив на нервову систему людини, знижуючи рівень самовладання собою;
- досить сильно впливає на швидкодію (тобто реакцію) людини яка виконує певні роботи;

Також, шумове забруднення, спричинене двигунами внутрішнього згоряння, може призвести до низки додаткових проблем, включаючи сонливість людини, стрес, зниження концентрації та проблеми зі спілкуванням. Крім того, постійна експозиція високому рівню шуму може бути причиною захворювань серця, підвищеного тиску та порушень сну, а все це безперечно негативно відбивається на продуктивності труда, а подекуди і взагалі може призвести до травмування чи надзвичайних ситуацій. Саме тому оцінка рівня шуму та вібрації є вкрай необхідною. Результати розрахунків рівня шуму та вібрації від дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунки рівня шуму та вібрації від дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18)

№ з/п	Найменування / Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість циліндрів, i	–	12
2	Діаметр циліндра, D м	–	0,17
3	Хід поршня, S м	–	0,18
4	Номінальна частота обертання колінчастого валу, $n_n \text{ хв}^{-1}$	–	1500
5	Робоча частота обертання колінчастого валу, $n \text{ хв}^{-1}$	–	1500
6	Номінальна ефективна по-	–	1140

	тужність, N_e кВт		
7	Вага дизеля, m кг	—	5500
8	Рівень шуму	$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$	85,9
9	Рівень вібрації	$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1+Ne}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right)$	85,74

Рівень шуму (див. рис. 5.1) та вібрації від суднового дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18), відповідно до виконаних розрахунків, вкладається у припустимі норми.

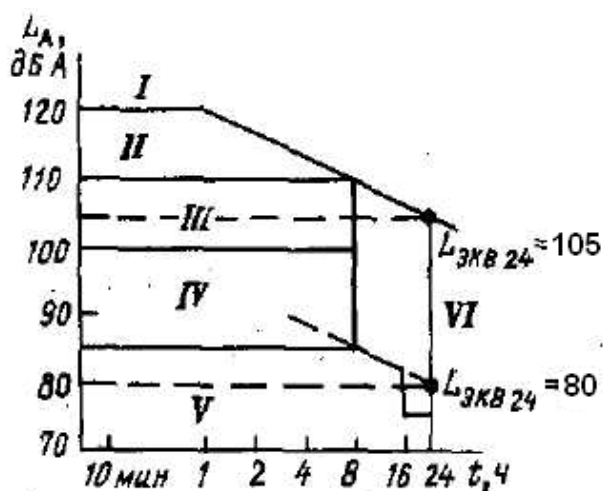


Рисунок 5.1 – Зони та норми припустимої дії шуму

Вирішення проблеми шуму від двигунів внутрішнього згорання потребує деякого комплексного підходу. Одним із дієвих заходів, що можна використати на практиці, є розробка і впровадження сучасних новітніх технологій в світовій двигунобудівній промисловості, спрямованих перш за все на значне зниження шумових характеристик двигунів та їх агрегатів (особливо агрегатів наддуву). Це вміщує у собі сучасні конструктивні технічні рішення, покращення шумоізоляції агрегатів, а також розробку нових більш дієвих шумопоглинаючих матеріалів. Крім того, вкрай потрібно розробити певні заходи з організації умов труда у самому приміщенні машинного відділення, такі як, наприклад, звукоізоляція окремих складових енергетичної установки, встановлення ефективних захисних шумопо-

глинаючих екранів біля двигуна, застосування індивідуальних засобів захисту від шуму.

5.3. Висновки до розділу

У розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні робіт з ремонту та обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, а також здійснено аналіз впливу шуму від суднового дизельного двигуна Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18) на навколишнє середовище та організм людини. Було визначено, що рівень вібрації та шуму від дизеля S12R-MTK не перевищує встановлених норм.

					КРМ.142.6221мз.25.12.05.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота: «Модернізація паливної системи високообертового судового двигуна шляхом використання насос-форсунок» має усі рекомендовані розділи і креслення.

У першому розділі розглянуто основні технічні параметри та конструктивні особливості дизеля Mitsubishi S12R-MTK (12ЧН 17/18).

У другому розділі виконано аналіз особливостей математичної моделі розрахунку циклу ДВЗ. Проведено розрахунок номінального режиму роботи високообертового двигуна Mitsubishi S12R-MTK за результатами якого одержано ефективні показники роботи, а також графічних залежностей, які наглядно характеризують роботу цього двигуна.

У третьому розділі виконано аналіз гідродинамічних процесів в системі паливоподачі дизельних двигунів. Розроблено конструкцію насос-форсунки для дизельного двигуна 12ЧН 17/18, а також виконано оцінку ефективності її застосування на двигуні. Запропонована конструкція насос-форсунки забезпечує надійності та стабільності роботи двигуна S12R-MTK, підвищення тиску упорскування, покращення дрібності розпорошення, поліпшення характеристик впорскування палива. Запропонована конструкція насос-форсунки дозволила підвищити середній тиск упорскування у 2 рази, зменшити тривалість упорскування циклової дози палива на 3° п.к.в., а також зменшити середній діаметр крапель з 14,3 до 10,3 мкм, що в цілому позитивно відобразилося на процесі згоряння та паливній економічності двигуна (зниження питомої ефективної витрати палива склало 3,6 г/кВт·год).

У четвертому розділі визначено, що річна економія при використанні модернізованого двигуна S12R-MTK складатиме 342731,27 грн, а капітальні матеріальні затрати на здійснення переобладнання паливної системи окупляться за 0,71 року (або 8,50 місяці). У п'ятому розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні робіт з ремонту та обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, а також здійснено аналіз впливу шуму від судового дизеля Mitsubishi S12R-MTK на навколишнє середовище та організм людини.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
3. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
4. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
5. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
6. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
7. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
8. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
9. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
10. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.

					<i>KPM.142.6221мз.25.12.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		67

11. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

12. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

					<i>KPM.142.6221</i> мз.25.12.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68