

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ВОДОПАЛИВНОЮ
ЕМУЛЬСІЄЮ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК
ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. А. Гогоренко

Здобувач освіти



С. В. Попов

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » _____ 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Попову Сергію Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження системи живлення водопаливною емульсією для покращення характеристик транспортного двигуна

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 60 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2200 хв⁻¹; ступінь стиснення – 16; коефіцієнт надлишку повітря – 1,7.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис та робота двигуна типу Д-243; Моделювання робочого циклу двигуна; Аналіз паливних систем дизельних двигунів; Проєктування системи живлення водопаливною емульсією; Розрахунок двокомпонентних форсунок; Економічне обґрунтування застосування системи живлення двигуна водопаливною емульсією; Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Об'єкт для застосування двигуна; Загальні види двигуна з системою живлення;
Двокомпонентний паливний насос високого тиску; Двокомпонентна форсунка;
Деталі форсунки.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/С. В. Попов/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведені результати дослідження системи живлення водопаливною емульсією для покращення характеристик транспортного двигуна потужністю 60 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 2200 хв⁻¹. В якості базового двигуна був обраний двигун Д-243.

У роботі виконано опис конструкції та роботи двигуна типу Д-243, моделювання його робочого циклу, аналіз паливних систем дизельних двигунів, проєктування системи живлення водопаливною емульсією та розрахунок двокомпонентних форсунок.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 89 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 11 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун транспортний, водопаливна емульсія, паливна система, форсунка двокомпонентна.

The qualification project presents the results of research on the fuel supply system using a water-fuel emulsion to improve the performance characteristics of a transport diesel engine with a power output of 60 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 2200 rpm. The D-243 engine was chosen as the base model.

The project includes a description of the D-243 engine structure and operation, simulation of its working cycle, analysis of diesel fuel systems, design of a fuel system using a water-fuel emulsion and calculation of two-component injectors.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 89 pages of explanatory and calculation notes. A total of 11 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: transport engine, water-fuel emulsion, fuel system, two-component injector.

					КРМ.142.6221м.13.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Опис та робота двигуна типу Д-243	7
1.1 Загальні відомості та призначення двигуна.....	7
1.2 Технічна характеристика двигуна.....	7
1.3 Опис функціонування двигуна та його ключових систем	8
1.4 Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу Д-243.....	18
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	18
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	19
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	20
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	27
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	29
2.6 Розрахунок витрати охолоджуючої рідини, масла та наддувного повітря	31
2.7 Висновок до розділу.....	32
Розділ 3. Аналіз паливних систем дизельних двигунів	33
3.1 Загальний аналіз паливних систем дизельних двигунів	33
3.2 Схеми системи живлення дизельних двигунів.....	33
3.3 Висновок до розділу	46
Розділ 4. Проектування системи живлення водопаливною емульсією двигуна типу Д-243.....	47
4.1 Аналіз конструкцій форсунок для розпилювання води та технічних рідин	47
4.2 Аналіз конструкцій паливних насосів високого тиску	49
4.3 Патентний пошук систем упорскування води в циліндри двигуна ...	52
4.4 Опис системи живлення водопаливною емульсією двигуна Д-243...	55

4.5	Опис окремих елементів системи живлення водопаливною емульсією двигуна Д-243.....	59
4.6	Аналіз теорії робочого процесу ДВЗ при застосуванні водопаливної емульсії.....	64
4.7	Розрахунок двокомпонентних форсунок.....	66
4.8	Висновок до розділу	68
Розділ 5. Економічне обґрунтування застосування системи живлення водопаливною емульсією двигуна типу Д-243.....		69
5.1	Обґрунтування доцільності застосування системи живлення водопаливною емульсією.....	69
5.2	Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуата- цію двигуна з системою живлення водопаливною емульсією.....	71
5.3	Висновок до розділу.....	74
Розділ 6. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища.....		76
6.1	Охорона праці	76
6.2	Охорона навколишнього середовища	82
Висновок по роботі.....		86
Список використаної літератури		87
Додатки.....		88

ВСТУП

Рівень ефективності механізованих процесів один із головних чинників, що визначає ефективність сільськогосподарського виробництва.

Через стрімке зростання вартості енергоносіїв наприкінці ХХ століття виникла гостра потреба у вирішенні проблеми енергозбереження в АПК. Сьогодні у всіх галузях народного господарства активно впроваджуються енергозберігаючі технології. Вочевидь пріоритетний вплив енергетичних ресурсів впливає як на трудомісткість і собівартість продукції, а й у цілому на кінцеві показники сільськогосподарського виробництва. Відношення енерговитрат до обсягу виробленої продукції визначає кінцевий показник ефективності механізованих технологій під час виробництва сільськогосподарської продукції.

Розвиток механізованих виробничих процесів у сільському господарстві висуває такі вимоги до конструкцій перспективних машин: забезпечення високої надійності та паливної економічності; універсалізація; підвищений тяговий ККД; спрощення та здешевлення конструкції; зниження витрат на комплектування машинних агрегатів та технічне обслуговування; забезпечення безпеки та комфортабельних умов роботи механізатору. Модернізація систем живлення тракторних агрегатів призводить до енергозбереження в АПК. У зв'язку з цим тема магістерської роботи, що присвячена підвищенню паливної економічності тракторних двигунів, є актуальною.

Мета кваліфікаційної роботи полягає у підвищенні ефективності використання тракторних двигунів Д-243 шляхом покращення показників паливної економічності та екологічних характеристик шляхом застосування паливно-повітряної суміші з додаванням води.

Завдання кваліфікаційної роботи:

1. Визначити шляхи підвищення показників паливної економічності та екологічних характеристик машинно-тракторних агрегатів за рахунок застосування паливно-повітряної суміші з додаванням води.

					КРМ.142.6221м.13.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2. Розробити схему подачі води в камеру згоряння дизельного двигуна.

3. Провести розрахунок робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння, що працює на паливно-повітряній суміші з додаванням води. Визначити раціональний компонентний склад паливоповітряної суміші з додаванням води для двигуна Д-243 та розробити обґрунтовані рекомендації щодо її застосування для дизельних двигунів.

					КРМ.142.6221м.13.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Опис та робота двигуна типу Д-243

1.1 Загальні відомості та призначення двигуна

Двигун Д-243 відрізняється високою надійністю та ефективністю в експлуатації. Він розроблений для використання в сільськогосподарській техніці, зокрема для оснащення тракторів середньої потужності, а також у самохідних машинах, таких як комбайни, які використовуються для обробки та збирання сільськогосподарських культур. Двигун має об'єм циліндра близько 4,75 літра. В залежності від модифікації потужність двигуна може становити від 50 до 75 кВт що дозволяє йому забезпечувати достатню потужність для ефективної роботи в різних умовах. Охолодження двигуна здійснюється за допомогою рідинної системи. Двигун також має електричний стартер, що спрощує його запуск у різних кліматичних умовах. Окрім сільськогосподарських застосувань, Д-243 може використовуватися в якості силового агрегату для стаціонарних установок, таких як насосні агрегати або електрогенератори, що робить його універсальним і популярним у різних галузях машинобудування.

1.2 Технічна характеристика двигуна

Двигун Д-243 є чотиритактним дизельним двигуном з вертикальним, рядним розташуванням циліндрів та впорскуванням палива безпосередньо в циліндри. Окремі модифікації двигунів є безнаддувними. Основне призначення двигуна – це використання в сільськогосподарських тракторах класу 1,4–2,0 т/с, а також на різноманітних машинах, призначених для промислових, сільськогосподарських та лісозаготівельних робіт. Він також знаходить широке застосування в екскаваторах, навантажувачах, компресорних станціях і електрогенераторах.

Технічна характеристика двигуна типу Д-243 представлена в табл. 1.1.

					КРМ.142.6221м.13.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигуна типу Д-243

Найменування параметрів	Одиниці виміру	Значення
Число циліндрів	шт.	4
Розташування циліндрів		Вертикальне, рядне
Сумарний робочий об'єм циліндрів	л	4,75
Порядок роботи циліндрів		1 - 3 - 4 - 2
Напрям обертання колінчатого валу за ГОСТ 22836 (зі сторони вентилятора)		Праве (за годинниковою стрілкою)
Діаметр циліндра	мм	110
Хід поршня	мм	125
Ступінь стиснення (розрахункова)		16
Потужність	кВт	60
Номінальна частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	2200
Максимальний крутний момент	Н·м	298
Частота обертання колінчатого валу при максимальному крутному моменті	хв ⁻¹	1600
Мінімальна частота обертання холостого ходу	хв ⁻¹	800 ± 50
Питома витрата пального	гр/(кВт·год)	226
Питома витрата масла на угар, не більше	гр/(кВт·год)	1,1
Тиск масла в системі змазки двигуна, прогрітого до температури охолоджуючої рідини від 85 °С до 95 °С; - при номінальній частоті обертання колінчатого валу - при мінімальній частоті обертання холостого ходу, не менше	МПа	0,25...0,35 0,08
Маса двигуна, не заправленого паливно-мастильними матеріалами та охолоджувальною рідиною	кг	430

1.3 Опис функціонування двигуна та його ключових систем

Конструкція двигуна має традиційне розташування компонентів. Основним елементом є відлитий з чавуну блок циліндрів. Головка блоку циліндрів, виготовлена також з чавуну, містить елементи механізму газорозподілу. Знизу блок циліндрів покритий масляним піддоном, який виконує функцію картера.

Блок циліндрів є основною частиною корпусу дизельного двигуна. Він відливається з чавуну та має чотири розточення для встановлення гільз, які формують циліндри. Для надійного кріплення гільз у розточках передбачено

два посадочні пояси.

Гільза встановлюється в блок циліндрів за допомогою двох центруючих поясів: верхнього та нижнього. У верхньому поясі гільза фіксується буртом, а в нижньому ущільнюється двома гумовими кільцями, які розміщуються в канавках блоку циліндрів. Між стінками блоку циліндрів та гільзами циркулює охолоджувальна рідина..

Торцеві стінки та поперечні перегородки блоку циліндрів у нижній частині оснащені припливами, які служать для утворення опор колінчатого валу. На ці припливи встановлюються кришки, і разом вони утворюють ліжка для корінних підшипників. Ліжка під вкладиші корінних підшипників обробляються з однієї установки разом із кришками корінних підшипників, тому їх не можна міняти місцями.

Блок циліндрів оснащений поздовжнім масляним каналом, від якого по поперечних каналах масло подається до корінних підшипників колінчатого валу та підшипників розподільчого валу. Конструкція блоку циліндрів дизельних двигунів передбачає наявність п'яти підшипників для розподільчого валу. У верхній частині 2-ї та 4-ї опори колінчатого валу встановлено форсунок, які використовуються для охолодження поршнів струменем масла. На зовнішніх поверхнях блоку циліндрів є оброблені площини, призначені для кріплення масляного фільтра, водяного насоса, а також фільтрів грубого та тонкого очищення палива.

Головка циліндрів виготовлена з чавуну і є виливком, в якому розташовані внутрішні порожнини, що містять впускні та випускні канали, які закриваються клапанами. Впускні канали мають гвинтовий профіль. Для забезпечення ефективного відведення тепла головка циліндрів оснащена внутрішніми порожнинами, через які циркулює охолоджуюча рідина.

Сідла клапанів в головці циліндрів вставні. Вони виготовлені з жаростійкого та зносостійкого сплаву. На її верхній частині розташовані стійки, вісь коромисел з коромислами, кришка головки, впускний колектор та ковпак кришки, що закриває клапанний механізм. З лівого боку головки (зі сторони

паливного насоса) встановлені по чотири форсунки та свічки розжарювання, а з правого боку кріпиться випускний колектор. Для ущільнення з'єднання між головкою та блоком циліндрів використовується прокладка з безасбестового полотна, армованого перфорованим сталевим листом. Отвори в прокладці для гільз циліндрів окантовані листовою сталлю. Під час складання дизеля на заводі, циліндрові отвори прокладки додатково окантовуються фторопластовими кільцями для забезпечення герметичності.

Основними деталями кривошипно-шатунного механізму (КШМ) є колінчатий вал, шатуни, поршні з поршневими кільцями та пальцями, шатунні та корінні підшипники, а також маховик. Ці елементи забезпечують передачу механічної енергії від поршнів до колінчатого валу та регулюють рух усіх частин двигуна, гарантуючи його ефективну роботу та стабільність.

Колінчатий вал виготовлений зі сталі і має п'ять корінних та чотири шатунні шийки. Осьове зусилля колінчатого валу сприймається чотирма біметалевими півкільцями або півкільцями з алюмінієвого сплаву, що встановлені в розточках блоку циліндрів та кришки п'ятого корінного підшипника. Для зменшення навантажень на корінні підшипники, спричинених силами інерції, на першій, четвертій, п'ятій та восьмій щоках колінчатого валу встановлюються противаги. Колінчатий вал ущільнюється манжетами з обох кінців. На передній кінець валу кріпляться шестерня приводу газорозподілу, шестерня приводу масляного насоса, шків приводу водяного насоса та генератора. На задньому фланці валу встановлюється маховик.

Поршень виготовлений з алюмінієвого сплаву. У його днищі розташована камера згоряння, яка зміщена щодо осі поршня. Канавки в верхній частині поршня призначені для установки трьох компресійних кілець і одного маслосборного. Під канавкою для верхнього компресійного кільця розміщена вставка із спеціального чавуну. У бобишках поршня виконані отвори для поршневого пальця, який виготовляється з хромонікелевої сталі.

Поршневі кільця виготовлені з чавуну. Верхнє компресійне кільце зроблене з високоміцного чавуну і має форму рівнобічної трапеції в перерізі.

					КРМ.142.6221м.13.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Друге та третє компресійні кільця мають конусну форму. На торцевій поверхні замка компресійних кілець розміщено маркування "Верх" ("TOP"). Маслоз'ємне кільце виконане у вигляді коробчатої конструкції з пружинним розширювачем.

Поршневий палець є порожнім і виготовлений з хромонікелевої сталі. Стопорні кільця обмежують осьове переміщення пальця в бобишках поршня.

Шатун виготовлений зі сталі і має двотавровий перетин. В його верхній частині запресована втулка. Для змащення поршневого пальця в верхній головці шатуна та втулці передбачені отвори.

Розточування ліжка в нижній головці шатуна під вкладиші проводиться в зборі з кришкою, тому змінювати кришки шатунів заборонено. Шатун та кришка мають однакові номери, які вибиваються на їхніх поверхнях. Крім того, шатуни класифікуються за ваговими групами, що визначаються масою верхньої та нижньої головок. Позначення групи по масі наноситься на торцеву поверхню верхньої головки шатуна. Для забезпечення належної роботи на дизелі повинні бути встановлені шатуни однієї групи.

Вкладиші корінних та шатунних підшипників колінчатого валу виготовлені з біметалічної смуги. На дизельних двигунах застосовуються вкладиші двох розмірів, що відповідають номінальним розмірам шийок колінчатого валу. Для проведення ремонту дизеля передбачено також чотири ремонтні розміри вкладишів.

Маховик виготовлений з чавуну і кріпиться до фланця колінчатого валу за допомогою болтів. Зубчастий вінець виготовлений зі сталі і поєднується із маховиком шляхом напресування.

Розподільний механізм складається з розподільного валу, впускних і випускних клапанів, а також компонентів, які забезпечують їх установку та привід: штовхачів, штанг, коромисел, регулювальних гвинтів з гайками, тарілок із сухариками, пружин, стійок та осі коромисел.

Розподільний вал є п'ятиопорним і приводиться в дію від колінчатого валу через шестерні розподілу. Підшипниками для розподільного валу слу-

жать п'ять втулок, запресованих у розточування блоку. Передня втулка (з боку вентилятора), виготовлена з алюмінієвого сплаву, має борт, який запобігає осьовому переміщенню розподільного валу, а решта втулок виконані зі спеціального чавуну.

Штовхачі виготовлені зі сталі. Робоча поверхня тарілки штовхача наплавлена вибіленим чавуном і має сферичну форму великого радіусу (близько 0,75 м). Оскільки кулачки розподільного валу мають невеликий нахил, штовхачі під час роботи виконують обертальний рух.

Штанги штовхачів виготовлені зі сталевго прутка. Сферична частина, яка входить у штовхач, та чашка штанги піддаються загартуванню для підвищення їх міцності та зносостійкості.

Коромисла клапанів виготовлені зі сталі і хитаються на осі, яка встановлена на чотирьох стійках. Крайні стійки мають підвищену жорсткість. Ось коромисел порожня і містить вісім радіальних отворів для підведення масла до коромисел. Переміщення коромисел вздовж осі обмежується розпірними пружинами.

Випускні та впускні клапани виготовлені з жароміцної сталі. Вони переміщуються в напрямних втулках, які запресовані у головку циліндрів. Кожен клапан закривається за допомогою двох пружин: внутрішньої та зовнішньої, які діють на клапан через тарілку та сухарики.

Ущільнювальні манжети, розташовані на напрямних втулках клапанів, запобігають потраплянню масла в циліндри дизеля та впускний колектор через зазори між стрижнями клапанів і напрямними втулками.

Забезпечення синхронізації сигналів частот обертання колінчатого і розподільного валів, що надходять в блок електронного управління паливоподачею, та узгоджених з роботою механізму газорозподілу досягається установкою шестерень розподілу за мітками.

Система змазки дизеля [1], відповідно до рис. 1.1 комбінована: деякі деталі змащуються під тиском, інша частина деталей змащується шляхом розбризкування.

					КРМ.142.6221м.13.01.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

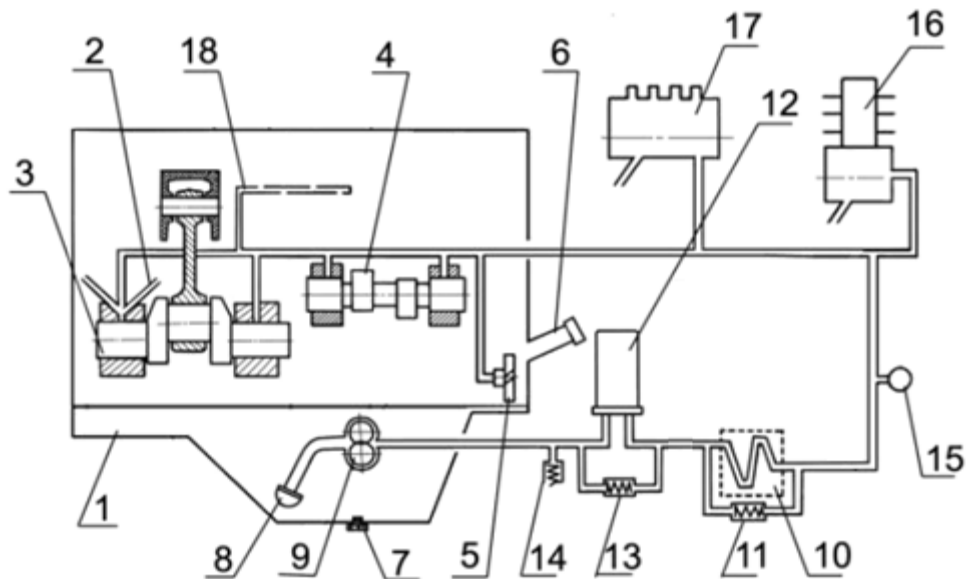


Рис. 1.1. Схема системи змазки дизеля з масляним радіатором та нерозбірним масляним фільтром з паперовим фільтруючим елементом: 1 – масляний картер; 2 – форсунки для охолодження поршнів; 3 – колінчатий вал; 4 – вал розподільний; 5 – проміжна шестерня; 6 – горловина маслозаливна; 7 – кришка масляного картера; 8 – маслоприймач; 9 – масляний насос; 10 – радіатор масляний; 11 – клапан редукційний; 12 – фільтр масляний; 13 – пере-пускний клапан; 14 – запобіжний клапан; 15 – датчик тиску; 16 – компресор; 17 – ПНВТ; 18 – масляний канал валу коромисел

Підшипники колінчатого та розподільного валів, втулка проміжної шестерні, шатунний підшипник колінчатого валу компресора та механізм приводу клапанів (коромисли) змащуються під тиском від масляного насоса. Масто до гільз, поршнів, поршневих пальців, штанг, штовхачів, кулачків розподільного валу та приводу паливного насоса подається за допомогою розбризкування.

Масляний насос є односекційним шестеренним вузлом, що кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника. Приводиться він у дію від шестерні, встановленої на колінчатому валу.

Масляний насос 9 через маслоприймач 8 забирає масло з масляного картера 1 і, далі, по каналах у блоці циліндрів та корпусі масляного фільтра, подає її до повнопоточного масляного фільтра 12, в якому воно очищається від сторонніх домішок, продуктів зносу та продуктів розкладання масла внаслідок нагрівання і окислення. Після очищення в масляному фільтрі масло спрямовується до радіатора 10 для охолодження, а потім потрапляє у масляну магістраль дизеля.

Під час запуску двигуна на холодному маслі, коли опір проходження масла через масляний фільтр перевищує 130...170 кПа, відкривається перепускний клапан 13 масляного фільтра, перепускний (радіаторний) клапан 11 масляного радіатора також відкривається, і масло повз масляний фільтр і масляний радіатор потрапляє у масляну магістраль.

Фільтр оснащений вбудованим запобіжним регульованим клапаном 14, який підтримує тиск масла в головній масляній магістралі в межах 250...350 кПа. У разі надлишку масла, воно скидається через клапан у картер двигуна.

Якщо фільтрувальний папір засмічується настільки, що опір масляного фільтра перевищує 130...170 кПа, відкривається перепускний клапан фільтра, пропускаючи масло безпосередньо в масляну магістраль, обходячи фільтр.

З головної масляної магістралі дизеля масло через канали в блоці циліндрів подається до всіх корінних підшипників колінчатого та шийок розподільного валів. Від корінних підшипників через канали в самому колінчатому валу вона надходить до шатунних підшипників. Окремий масляний потік від першого корінного підшипника спрямовується по спеціальних каналах до втулок проміжної шестерні та шестерні приводу паливного насоса, а також до самого паливного насоса.

Масло для змащування деталей клапанного механізму подається від заднього підшипника розподільного валу по каналах у блоці циліндрів і головці, а потім через свердління в IV стійці коромисел потрапляє у внутрішню порожнину осі коромисел. Звідти воно надходить через отвір до втулки коромисла, а далі каналом подається на регулювальний гвинт.

Паливну систему двигуна [1] зображено на рис. 1.2. У схемі системи живлення дизеля відображено пристрій полегшення пуску двигуна за умов низьких температур довкілля – свічка розжарювання.

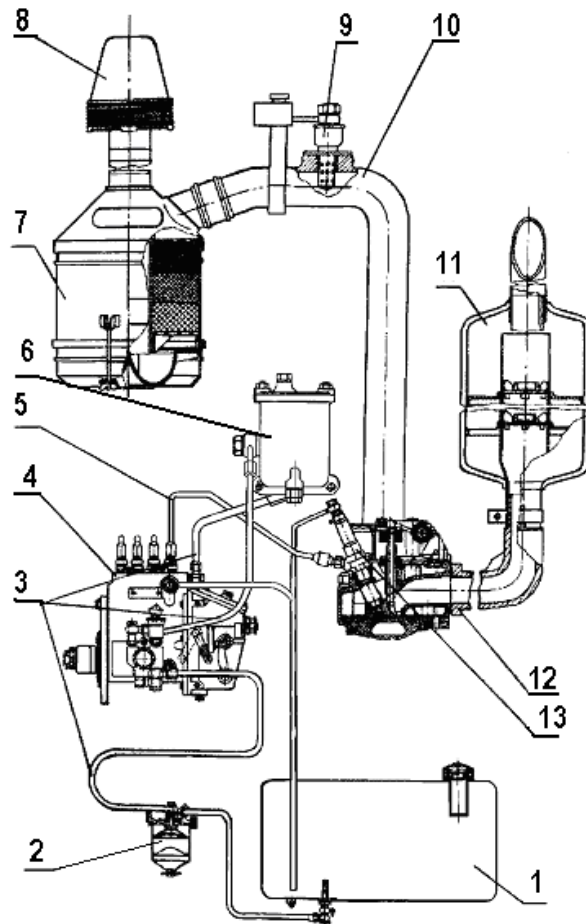


Рис. 1.2. Схема паливної системи двигуна типу Д-243: 1 – бак паливний; 2 – фільтр попереднього очищення палива; 3 – трубопровід паливний; 4 – ПНВТ; 5 – паливна трубка високого тиску; 6 – фільтр тонкого очищення палива; 7 – фільтр повітряний; 8 – фільтр грубого очищення повітря; 9 – підігрівач електрофакельний; 10 – колектор впускний; 11 – глушник шуму; 12 – колектор випускний; 13 – паливна форсунка

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) приводиться в дію від колінчатого валу дизеля через шестерні розподілу. Насос комплектується всережимним регулятором, поршневим підкачуючим насосом і двома важелями управління. У конструкції регулятора розміщені коректор подачі палива та автоматичний збагачувач паливоподачі на пускових обертах. Деякі моделі паливного насоса додатково обладнані пневматичним обмежувачем димлення (пневмокоректором).

Паливопідкачуючий насос монтується на корпусі паливного насоса високого тиску та приводиться в дію ексцентриком кулачкового валу.

До робочих деталей паливних насосів масло надходить із системи змащення дизеля через спеціальний отвір у фланці, забезпечуючи проточний ре-

жим змащування. Її злив з корпусу насоса в картер двигуна здійснюється через спеціальне свердління у фланці.

Форсунка слугує для впорскування палива в циліндр дизеля, забезпечуючи оптимальний розпил і контролюючи початок і кінець подачі. У двигунах Д-243 використовується форсунка з п'ятидирчастим розпилювачем закритого типу.

Система охолодження (рис. 1.3) є закритою та забезпечує примусову циркуляцію охолоджувальної рідини за допомогою відцентрового насоса. У складі автотранспортного засобу вона має підтримувати температуру охолоджувальної рідини на виході з двигуна не вище 100 °С, а температуру масла – не вище 115 °С за навколишньої температури 40 °С.

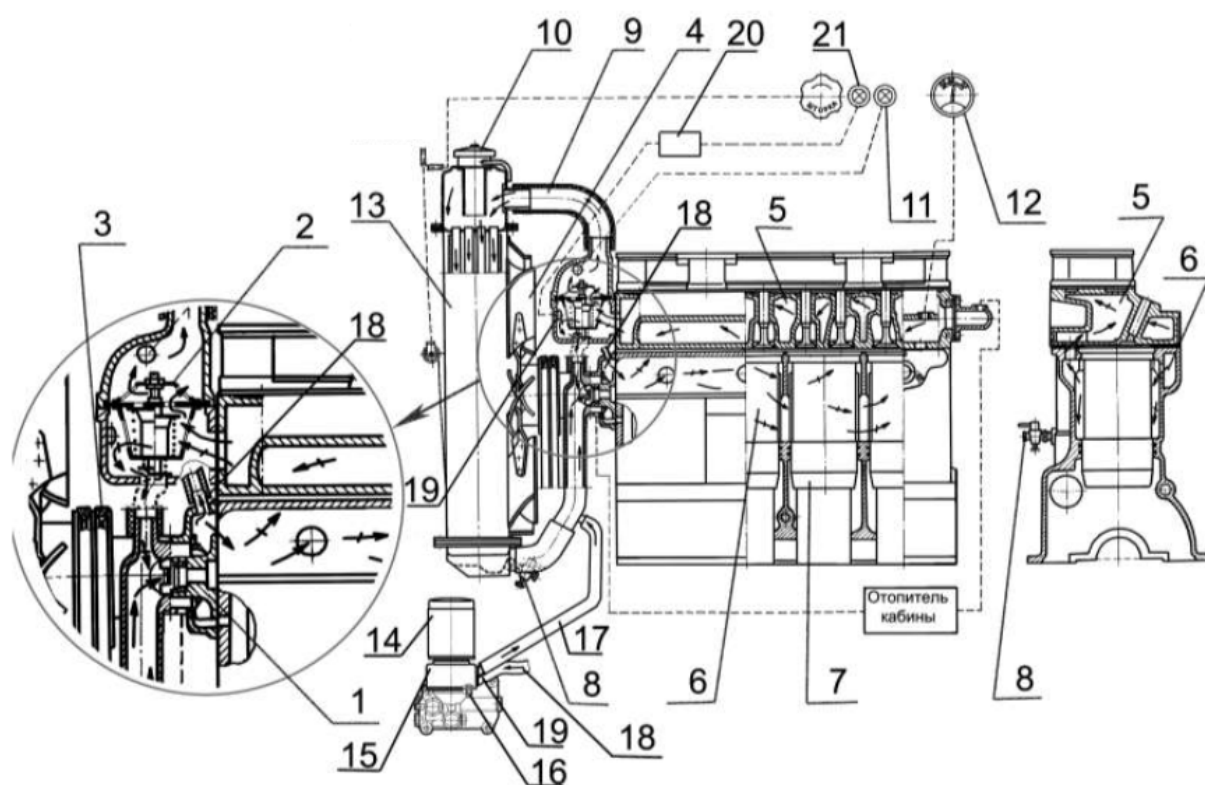


Рис. 1.3. Схема системи охолодження: 1 – водяний насос; 2 – термостат; 3 – ремінь приводу водяного насоса; 4 – вентилятор; 5 – сорочка охолодження головки циліндрів; 6 – сорочка охолодження блоку циліндрів; 7 – гільза блоку циліндрів; 8 – краники для зливу охолоджуючої рідини; 9 – патрубок; 10 – пробка заливної горловини; 11 – світловий сигналізатор аварійної температури охолоджуючої рідини; 12 – вказівник температури охолоджуючої рідини; 13 – радіатор; 14 – фільтр масляний; 15 – рідинно-масляний теплообмінник (РМТ); 16 – пробка для зливу охолоджуючої рідини; 17 – патрубок відведення охолоджуючої рідини від РМТ; 18 – патрубок підведення охолоджуючої рідини до РМТ; 19 – датчик температури охолоджуючої рідини для паливної системи CRS; 20 – електронний блок системи CRS; 21 – діагностична лампа системи CRS

Водяний насос наводиться в обертання клиновим ременем від шківа колінчатого валу. При збиранні в підшипникову порожнину насоса закладається мастило «Літол-24», що робить додаткове змащення під час експлуатації непотрібним.

Температуру охолоджувальної рідини в системі відстежують за допомогою дистанційного термометра, датчик якого встановлений у головці циліндрів. Крім того, у кришці корпусу термостата передбачено датчик для світлового сигналізатора аварійної температури охолоджувальної рідини. Заборонено продовжувати роботу дизеля, якщо світловий сигналізатор вказує на аварійну температуру в системі охолодження. Необхідно підтримувати температуру охолоджувальної рідини в діапазоні 86...96 °С. Для прискореного прогріву дизеля після запуску, а також автоматичного регулювання його температурного режиму за різних навантажень і температур довкілля, використовується термостат із температурою початку відкриття основного клапана 88 ± 2 °С.

1.4 Висновок до розділу

Аналіз загальних відомостей, технічної характеристики і основних елементів та систем двигуна типу Д-243, приведений в даному розділі, дає змогу стверджувати, що двигун відноситься до числа надійних і простих в експлуатації. Двигун має дещо застарілу конструкцію деяких елементів та систем, але за рахунок певних переваг і донині має доволі широке застосування на вітчизняній техніці.

					КРМ.142.6221м.13.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу Д-243

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика розрахунку робочого циклу двигуна базується на аналізі термодинамічних процесів, що відбуваються під час впуску, стиску, згоряння та випуску робочої суміші.

Для досягнення мети, поставленої в кваліфікаційній роботі, застосовуємо модель розрахунку ідеального циклу, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. для визначення теоретичних показників: індикаторної потужності, індикаторного та ефективного ККД, тисків і температур у характерних точках циклу. При цьому використовують рівняння термодинаміки для адіабатного стиску й розширення, політропні рівняння або спрощені припущення про сталу теплоємність. На стадії згоряння задають певний закон підведення теплоти (у дизельному циклі – ізобарне та ізохорне підведення теплоти або їх поєднання). Розраховані величини (тиск, температура, коефіцієнти надлишку повітря тощо) порівнюють із допустимими значеннями для даного типу двигуна.

Для точнішого розрахунку можуть застосовуватися емпіричні коефіцієнти або математичне моделювання з використанням складних програмних пакетів, що враховують динаміку потоків, турбулентність, процеси сумішоутворення та запалювання.

У підсумку, методика розрахунку робочого циклу дає можливість отримати результати для прогнозування індикаторних та ефективних характеристик двигуна, оцінювати споживання палива, вибирати оптимальні робочі параметри й приймати рішення щодо конструктивних змін, спрямованих на підвищення економічності, потужності та надійності двигуна.

					КРМ.142.6221м.13.02.ПЗ.	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього середовища T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$ (стандартні умови)

Тиск навколишнього середовища p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 15 \dots 18$ [5]. Приймаємо $\varepsilon = 16$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{\text{ц}} < 200 \text{ мм}$ та $\varepsilon = 17$, α буде знаходитись у межах $1,5 \dots 2,0$. Приймаємо $\alpha = 1,7$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$; $\xi_b = 0,85 \dots 0,95$ [5].

Приймаємо $\xi_z = 0,82$; $\xi_b = 0,93$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для безнаддувних двигунів $\lambda = 1,4 \dots 1,6$ [5]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає $5 \dots 15 \text{ K}$ – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 30 \text{ K}$ – для ДВЗ без наддуву [5]. Приймаємо $\Delta T_a = 15 \text{ K}$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип

двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,75 \dots 0,85$. Приймаємо $\eta_m = 0,81$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувача на двигуні Д-243 немає, але впускний тракт представляє собою певний опір, значення якого можна врахувати у числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $750 \dots 900$ К [5]. Приймаємо $T_r = 790$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-х тактних двигунів $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_H = 42664,4$ (кДж/кг).

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу і побудова індикаторної діаграми виконуються за допомогою комп'ютерних програм, які є в розпорядженні кафедри ДВЗ, У та ТЕ. Усі результати розрахунків відображено на роздрукованих матеріалах. Дані, необхідні для побудови індикаторної діаграми, визначено під час розрахунків і наведено в таблиці 2.1, а сама індикаторна діаграма представлена на рисунку 2.1.

					КРМ.142.6221м.13.02.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок робочого циклу двигуна

- | | |
|---|---|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 60$ |
| 1.2 Частота обертання, хв^{-1} | $n = 2200$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.103$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 293$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $P_k = 1$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.82$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.93$ |
| 1.10 Ступінь стиску $\epsilon_{\text{мв}}$ | $\epsilon_{\text{мв}} = 16$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.4$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 15$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.81$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.74$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 790$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $C_{\text{мв}} = 0.87$
$H_{\text{мв}} = 0.126$
$S_{\text{мв}} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 4$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.11$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.125$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |
| 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згорання | $\alpha = 1.7$ |
| 1.27 Показник адіабати для повітря | $k_B = 1.41$ |

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k$$

$$P_k = 0.103$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right]$$

$$T_k = 293$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0)$$

$$T_s = 293$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = 326.538$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$$

$$P_s = 0.099$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s$$

$$P_a = 0.096$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$$

$$\eta_n = 0.893$$

2.7 Витрата повітря через двигун, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$$

$$G = 0.096$$

2.8 Витрата газів через двигун кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$$G_t = 0.1$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002525 \quad a_{vc} = 19.287$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.363$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 4.209$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad T_c = 894.433$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.841$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0376$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0362$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.882$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.032$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m_{\text{вв}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.9087$$

$$b_z = 0.00309$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.98914$$

$$b_b = 0.003163$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1968.649$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 5.892$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.622$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.863$$

5.3 Средній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.232$$

$$T_b = 1157.195$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.351$$

					КРМ.142.6221м.13.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 0.886$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 0.85$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.183$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.462$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 0.689$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.374$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2254$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 60.041$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.068 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \epsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,232
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	4,209
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	5,892
Ступінь попереднього розширення ρ	1,622
Ступінь стиснення ϵ	16

Таблиця 2.1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	5,89	
1,00	4,21	5,89
1,62	2,18	5,89
2,34	1,32	3,75
3,06	0,92	2,70
3,78	0,69	2,08
4,50	0,54	1,68
5,22	0,44	1,40
5,94	0,37	1,19
6,65	0,32	1,04
7,37	0,28	0,91
8,09	0,24	0,81
8,81	0,22	0,73
9,53	0,19	0,66
10,25	0,18	0,61
10,97	0,16	0,56
11,69	0,15	0,52
12,41	0,14	0,48
13,12	0,13	0,45
13,84	0,12	0,42
14,56	0,11	0,39
15,28	0,10	0,37
16,00	0,10	0,35
16,00	0,10	0,10

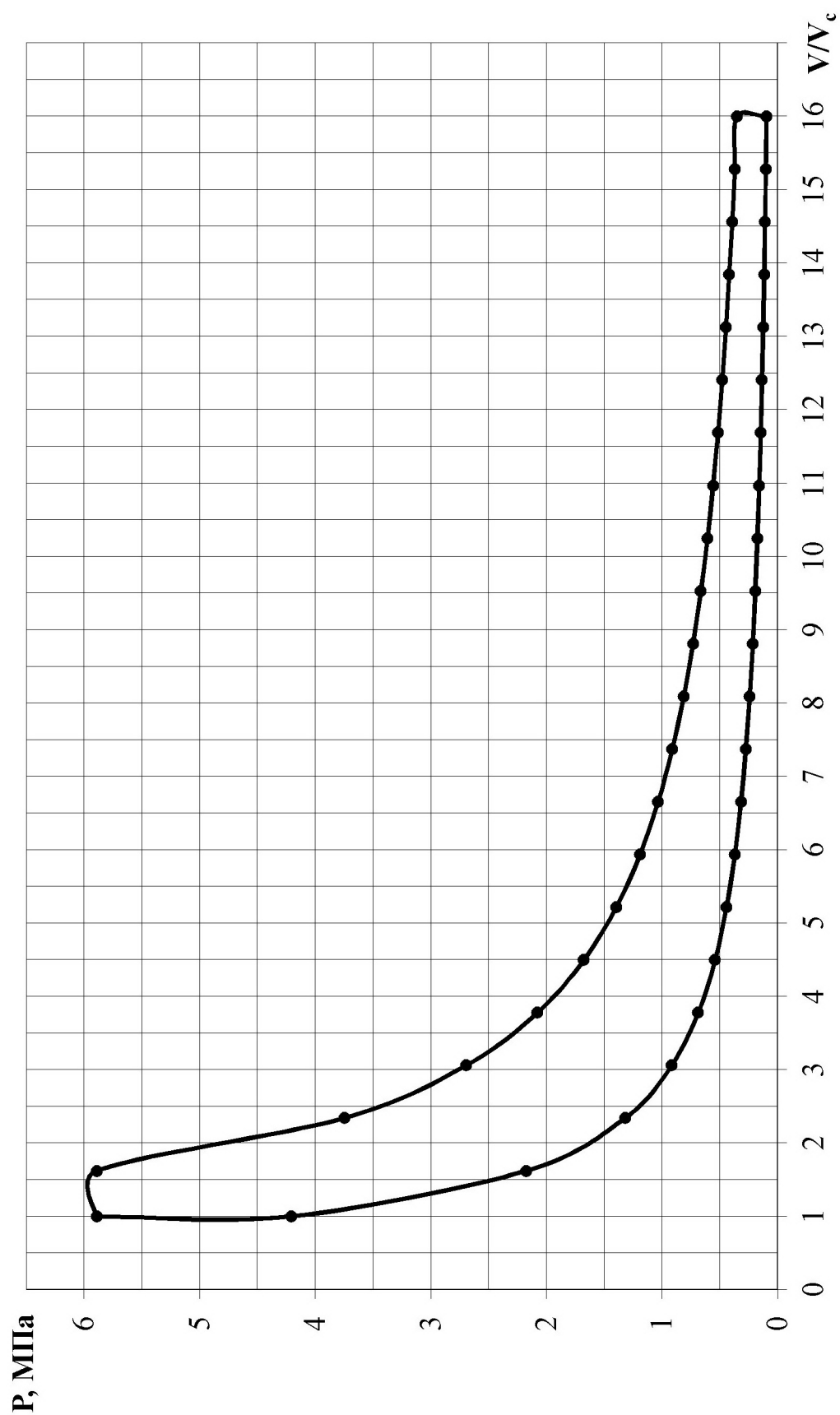


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна типу 4Ч 11/12,5

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.13.02.ПЗ.

Лист

28

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{н.б.}$$

Q_{Σ} – загальна кількість теплоти, що виділяється в циліндрі при згорянні палива, кВт;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі дизельного двигуна, кВт;

Q_{Γ} – теплота, що виноситься з відхідними газами, кВт;

Q_W – теплота, що відводиться із системою охолодження, кВт;

Q_M – теплота, що відводиться з маслом, кВт;

$Q_{н.б.}$ – теплота, що враховує невраховані втрати, кВт;

Загальну кількість теплоти, що виділяється у циліндрі при згорянні палива, можна визначити за формулою:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{60,041}{0,374} = 160,356 \text{ кВт}$$

Розрахуємо кількість теплоти, що виноситься з відхідними газами, або теплову потужність потоку вихлопних газів:

$$Q_{\Gamma} = G_t \cdot C_{p_{\Gamma}} \cdot (T_t - T_o), \text{ Вт}$$

де G_t – витрата відхідних газів через турбіну, кг/с;

$C_{p_{\Gamma}}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К)

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{1,364}{1,364 - 1} \cdot 287,187 = 1077,04 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

T_t – температура газів на виході із двигуна, К.

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_{\Gamma}}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}, \text{ К},$$

$$T_t = 1157.195 \cdot \left(\frac{0,098}{0,351} \right)^{\frac{1,232-1}{1,232}} = 909,591$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 0,1 \cdot 1077,04 \cdot (909,591 - 293) = 66,336 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину)

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - N_e}{1,1}, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 160,356 - 66,336 - 60,041}{1,1} = 27,975 \text{ кВт}.$$

Розрахуємо кількість теплоти, що передається маслу, або теплову потужність потоку теплоти, що надходить у масло

$$Q_M \approx 0,1 \cdot Q_W, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 27,975 = 2,797 \text{ кВт}.$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти:

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma}, \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot 160,356 = 3,207 \text{ кВт}.$$

Отже, ми визначили всі основні складові теплового балансу. Запишемо рівняння з усіма компонентами для подальшої перевірки:

$$Q_{\Sigma} = 60,041 + 66,336 + 27,975 + 2,797 + 3,207 = 160,356 \text{ кВт}.$$

Таким чином, можна дійти висновку, що всі компоненти рівняння теплового балансу відповідають встановленим вимогам точності, і баланс є збіжним.

2.6 Розрахунок витрати охолоджувальної рідини, масла та наддувного повітря

Розрахунок охолоджувальної рідини

Відповідно до рівняння теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт},$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} = \frac{27,975 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 0,66 \text{ кг/с},$$

де Q_w – теплота, яка потрапляє від двигуна в охолоджувальну рідину, кВт;

$C_{p_w} = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води [2];

$\Delta T = T_2 - T_1$ – різниця температур охолоджувальної рідини на виході та вході в двигун, К.

Перепад температури води в двигуні встановлюється в межах 10...15 °С [2], орієнтуючись на статистичні показники витрати води у двигунів подібної потужності та класу.

Відповідно до статистичних даних теоретична витрата охолоджувальної рідини повинна дорівнювати:

$$G_{\text{вт}} = \frac{N_e \cdot g_w}{3600}, \text{ кг/с}$$

де g_w – питома витрата охолоджувальної рідини, кг/(кВт·год.).

Відповідно до [2] для високооберткових двигунів (ВОД) – $g_w = 35...100 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$. Відповідно

$$G_{\text{вт}} = 0,58...1,67 \text{ кг/с}.$$

Таким чином, обчислене значення витрати, яке дорівнює 0,66 кг/с, відповідає всім відомим умовам при визначенні розходу.

Розрахунок витрати масла. Відповідно до рівняння теплового балансу

$$Q_M = G_M \cdot C_{p_M} \cdot \Delta T_M, \text{ кВт}$$

З нього

$$G_M = \frac{Q_M \cdot 10^3}{C_{p_M} \cdot \Delta T_M}, \text{ кг/с},$$

де Q_m – теплота, яка відводиться від двигуна в масло, кВт;

$Cp_m = 1900$ Дж/(кг·К) – теплоємність масла;

$\Delta T_m = T_2 - T_1$ – різниця температур охолоджувальної рідини на виході та вході з двигуна, К.

Різниця температур масла на двигуні обирається у межах 2,5...8,0 °С.

Приймаємо $\Delta T_m = 8$ К.

Після підстановки

$$G_m = \frac{2,797 \cdot 10^3}{1900 \cdot 8} = 0,18 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря через двигун визначена під час розрахунку робочого циклу. Згідно з ним

$$G_B = 0,096 \text{ кг/с.}$$

2.7 Висновок до розділу

На підставі результатів розрахунку робочого циклу й теплового балансу двигуна визначено основні його параметри. Питома ефективна витрата пального становить 0,225 кг/(кВт·год), що свідчить про типові показники економічності та відповідає аналогам інших виробників схожої потужності та розмірності. Середній ефективний тиск P_e дорівнює 689 кПа. Отримані в ході розрахунку значення є важливими для подальших обчислень і наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Значення основних параметрів циклу та вихідних параметрів теплоносіїв

№	Найменування	Параметри	Значення
1.	Температура навколишнього середовища	T_o , К	293
2.	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	293
3.	Максимальний тиск згорання	P_z , МПа	13,131
4.	Максимальна температура згорання	T_z , К	1968,65
5.	Витрата повітря	G_B , кг/с	0,096
6.	Витрата охолоджуючої рідини	G_w , кг/с	0,66
7.	Витрата масла	G_m , кг/с	0,18
8.	Кількість теплоти, що відводиться з відхідними газами	Q_g , кВт	66,34
9.	Кількість теплоти, що надходить у воду	Q_w , кВт	27,98
10.	Кількість теплоти, що надходить у масло	Q_m , кВт	2,80

РОЗДІЛ 3

Аналіз паливних систем дизельних двигунів

3.1 Загальний аналіз паливних систем дизельних двигунів

Система живлення дизельного двигуна відповідає за фільтрацію повітря, подачу палива до циліндрів та виведення відпрацьованих газів.

У дизельних двигунах суміш формується безпосередньо в камері згоряння. Цей процес є багатоступеневим і включає розпилювання палива з утворенням паливного факела, його нагрів, випаровування, подальший нагрів пального пару та змішування з повітрям. Під час цього паливо випаровується та вступає у взаємодію з повітрям у певних пропорціях, що забезпечує швидке та повне згоряння. Фактично, сумішоутворення починається з моменту впорскування палива через форсунку і завершується після його повного згоряння. Процес впорскування палива здійснюється завдяки перепаду тиску між розпилюючими отворами і камерою згоряння.

Паливо повинно бути роздібнене на дрібні краплі та рівномірно розподілене в повітряному середовищі камери згоряння. Проте умови для сумішоутворення в дизельних двигунах є менш сприятливими, ніж у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням. Це пояснюється тим, що час, відведений на розпилювання палива, сумішоутворення та згоряння, у дизельних двигунів приблизно у 10 разів коротший і становить лише 0,001...0,003 с. Крім того, впорскування палива має відбуватися у строго визначені фази циклу, що не завжди можливо забезпечити при роботі дизельного двигуна у всіх режимах.

3.2 Схеми системи живлення дизельних двигунів

В дизельних двигунах використовують дві основні схеми подачі палива: розділену та нерозділену. У системі з розділеною паливоподачею паливо від окремого насоса високого тиску подається через паливопроводи до форсунок. Натомість, у нерозділеній системі насос високого тиску та форсунка об'єднані

					КРМ.142.6221м.13.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		33

в один вузол — насос-форсунку, що усуває необхідність використання паливопроводу високого тиску (рис. 3.1).

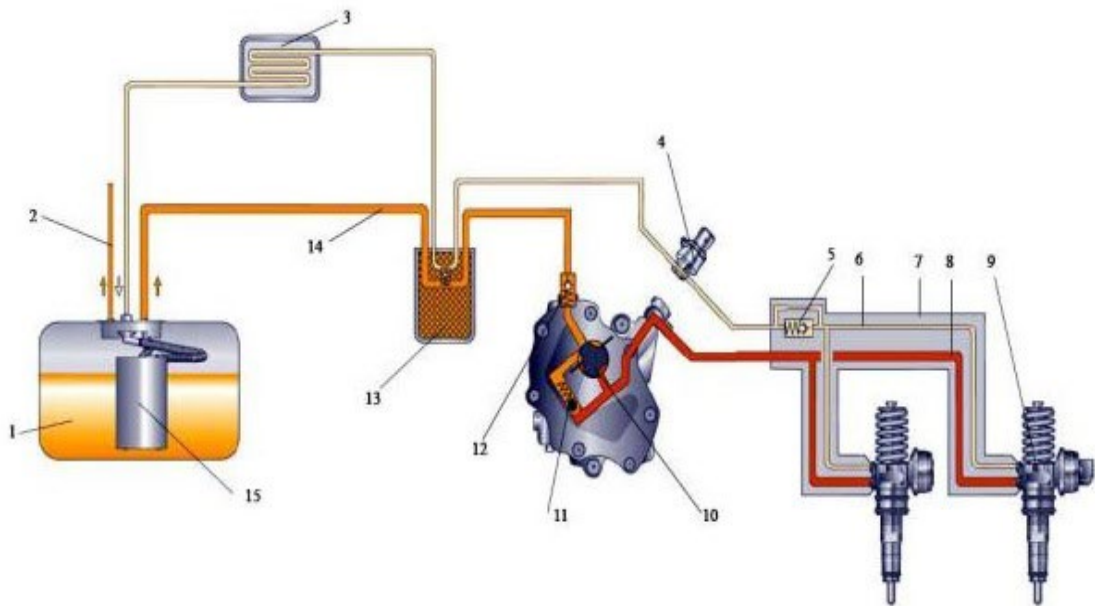


Рис. 3.1. Схема паливної системи дизельного двигуна з насос-форсунками: 1 – бак паливний; 2 – паливопровод до підігрівача; 3 – охолоджувач палива; 4 – датчик температури палива; 5 – клапан обмежувальний в зливному трубопроводі; 6 – трубопровод зливний; 7 – розподільник палива; 8 – трубопровод високого тиску; 9 – насос-форсунка; 10 – насос паливопідкачуючий; 11 – клапан редуційний; 12 – клапан зворотній; 13 – фільтр паливний; 14 – паливопровод низького тиску; 15 – насос паливопідкачуючий

Найбільшого поширення набула розділена система живлення (рис. 3.2).

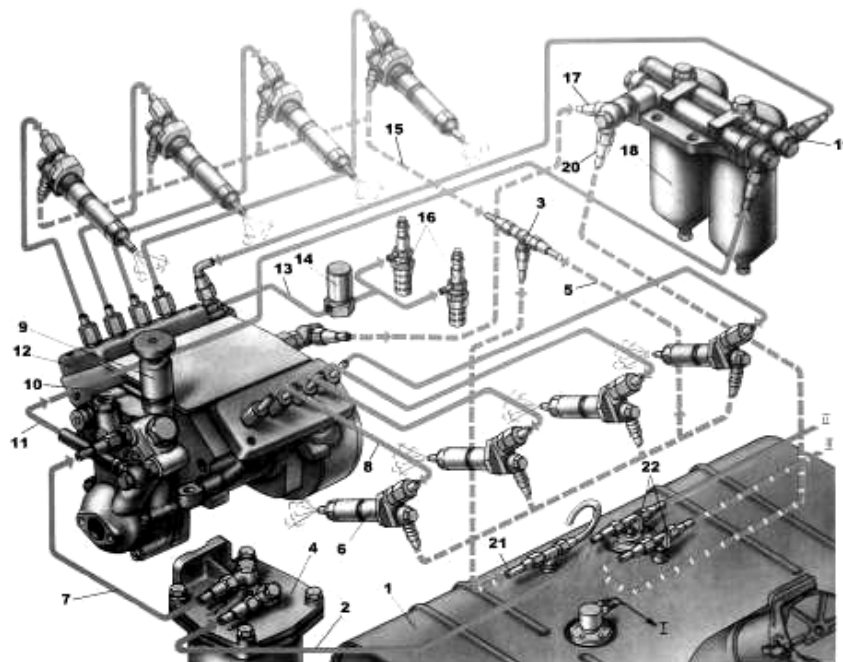


Рис. 3.2. паливна система дизельного двигуна

В даній системі паливо з бака 1, під впливом розрідження, яке створюється паливоподкачуючим насосом 10 низького тиску, проходить через фільтри для грубого 4 та тонкого 18 очищення. Далі, за допомогою паливопроводів і магістралі низького тиску 2, 7, 11 і 19, паливо надходить до насоса 12 високого тиску, а від нього – через паливопроводи високого тиску 8 – подається до форсунок 6 відповідно до порядку роботи двигуна. Невикористане паливо та повітря, що потрапили в систему, відводяться через перепускний клапан насоса високого тиску та клапан-жиклер фільтра тонкого очищення по зливних паливопроводах 17 і 20. Надлишкове паливо з форсунок через паливопроводи 5, 15 і 21 повертається в бак через трійник 3 та відповідний паливопровід.

Якість розпилювання палива є ключовим чинником, що впливає на ефективність згоряння в двигуні, а отже, і на його економічність та енергетичні характеристики.

Незважаючи на вжиті заходи для покращення сумішоутворення, паливо, що вприскується в камеру згоряння, не розподіляється достатньо рівномірно, що призводить до неповного згоряння. Щоб забезпечити більш повне згоряння, дизельні двигуни працюють із високим коефіцієнтом надлишку повітря (від 1,6 і більше), що, в свою чергу, знижує середній ефективний тиск і літрову потужність, а також спричиняє збільшення маси двигуна.

Через надзвичайно обмежений час для сумішоутворення необхідно забезпечити умови, що сприяють максимально швидкому та ефективному розпиленню палива і його рівномірному розподілу в камері згоряння. Це призводить до надзвичайно інтенсивної роботи паливної системи.

Впорскування палива в камеру згоряння через форсунку відбувається під тиском від 10 до 150 МПа. При цьому паливо потрапляє у середовище стисненого повітря, де тиск становить 3...4 МПа, а температура – 1000...1200 °С, і швидкість його витікання може досягати 100...400 м/с.

Розпилювання палива та його розподіл у повітряному середовищі камери згоряння залежать від низки факторів, серед яких конструктивні

параметри двигуна (зокрема, форма камери згоряння) і паливної системи (тиск впорскування), а також особливості процесів, що відбуваються в циліндрі.

Оцінку якості розпилювання палива та аналіз впливу різних чинників на цей процес можна здійснити шляхом вимірювання розмірів крапель палива.

Тонкість розпилювання визначається середнім діаметром більшості крапель палива. Дослідження показують, що якість розпилювання покращується - із збільшенням швидкості струменя, що досягається за рахунок підвищення тиску впорскування (рис. 3.3).

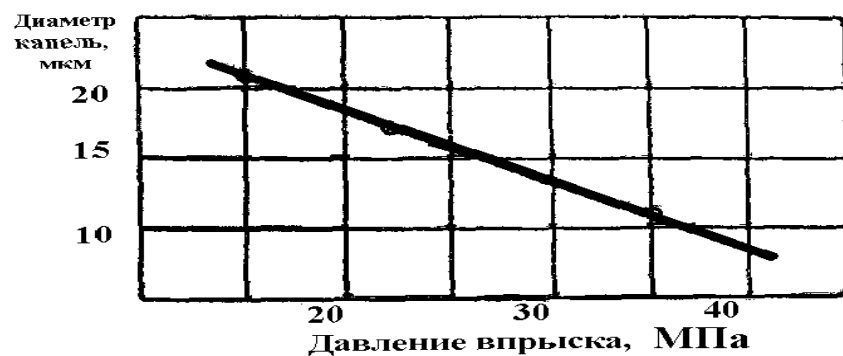


Рис. 3.3. Залежність діаметру крапель палива від тиску впорскування

- зі збільшенням протитиску повітря, стисненого в камері згоряння (рис. 3.4);

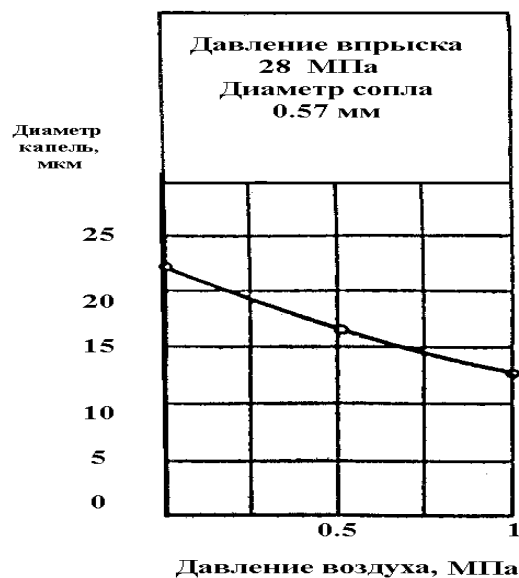


Рис. 3.3. Залежність діаметру крапель палива від відношення тиску в камері згоряння до тиску впорскування

- при зменшенні діаметрів соплових отворів форсунки.



Рис. 3.3. Залежність діаметру крапель палива від діаметру соплових отворів форсунки

Проте зменшення середнього діаметра крапель не завжди позитивно впливає на роботу двигуна. Це пояснюється тим, що дрібніші краплі палива, маючи меншу масу, не завжди здатні проникнути через щільне повітря у всі ділянки камери згоряння, що може призводити до їхнього неповного згоряння через недостатню кількість кисню.

Таким чином, під час впорскування палива необхідно забезпечити утворення дрібних крапель, які одночасно здатні проникати в усі куточки середовища стисненого повітря в камері згоряння. Глибина проникнення крапель безпосередньо залежить від далекобійності паливного струменя.

При зниженій далекобійності паливного струменя краплі не досягають віддалених частин камери згоряння, що призводить до неповного згоряння, зростання питомої витрати палива та зниження потужності двигуна. Натомість, при підвищеній далекобійності частина крапель, що не встигає спалахнути, осідає на стінках камери згоряння та на днищі поршня; їх подальше згоряння утворює нагар, що також спричиняє збільшення витрат палива та зниження потужності двигуна.

Нормальна далекобійність струменя означає, що всі краплі палива встигають згоріти протягом того часу, за який струмінь, пройшовши всю камеру згоряння, майже досягає протилежних стін. За такої умови двигун забезпечує

максимальну потужність і економічність. Тому важливо правильно узгоджувати далекобійність струменя з розмірами камери згоряння.

Дальнобійність паливного струменя, як правило, визначається двома ключовими факторами:

– тиску упорскування (рис. 3.4);

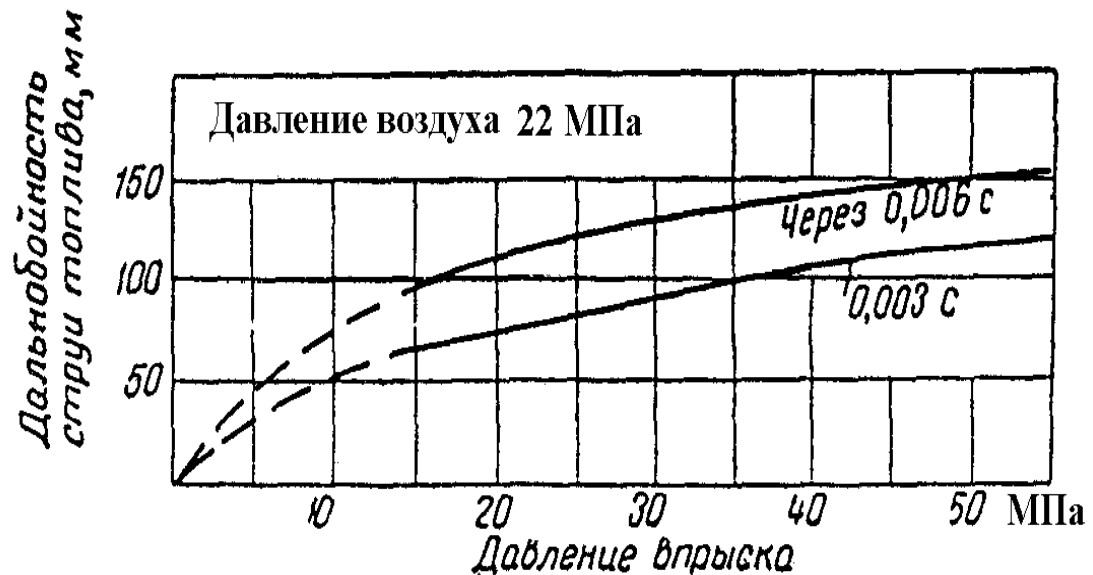


Рис. 3.4. Залежність далекобійності паливного струменя від тиску упорскування

– протитиску повітря в камері згоряння (рис. 3.5);

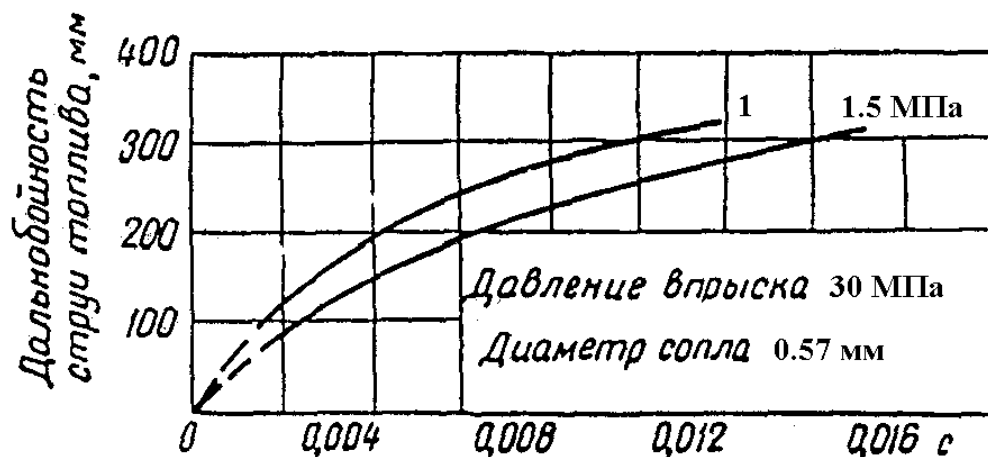


Рис. 3.4. Залежність далекобійності паливного струменя від протитиску повітря в камері згоряння

Для оптимального сумішоутворення важливо одночасно забезпечити ефективне розпилювання палива та правильний рух повітря в камері згоряння.

Це дозволить досягти більш рівномірного розподілу палива і провести процес згоряння з використанням мінімальної кількості повітря.

Форма камери згоряння має:

- відповідати напрямку і далекобійності впорскуваного палива;
- забезпечувати впорядкований рух повітря, сприяти інтенсивному змішуванню палива з повітрям та повному згорянню палива за короткий проміжок часу з використанням мінімальної кількості повітря;
- сприяти плавному наростанню тиску в циліндрі, досягненню помірного максимального тиску під час згоряння та мінімізації теплових втрат;
- створювати сприятливі умови для легкого запуску двигуна.

За конструкцією дизельні двигуни поділяються на дві основні групи: з нерозділеними та розділеними камерами згоряння. У двигунах з нерозділеними камерами як сумішоутворення, так і згоряння палива відбуваються в одному циклі. У випадку розділених камер, вони розділені на дві частини: основну та додаткову, які з'єднані горловиною. При цьому паливо впорскується безпосередньо у додаткову камеру.

За способом процес сумішоутворення поділяють на об'ємний, плівковий та комбінований.

При об'ємному сумішоутворенні паливо впорскується безпосередньо в об'єм камери згоряння, при цьому лише незначна його частина потрапляє в пристінковий шар. Цей процес характерний для нерозділених камер згоряння.

Плівкове сумішоутворення використовується у ряді конструкцій камер згоряння, де майже все паливо спрямовується до зони стін. При цьому в центральну частину камери потрапляє лише близько 5...10 % палива, що впорскується форсункою, тоді як решта розподіляється по стінках у вигляді тонкої плівки (товщиною 10...15 мкм). Спочатку спалахує частина палива, що осіла в центральній зоні, де відсутній рух заряду і досягається найвища температура. Згодом, у міру випаровування та змішування з повітрям, горіння переходить до основної частини палива, розташованого у пристінковому шарі. При плівковому сумішоутворенні не потрібно настільки тонке розпилювання палива,

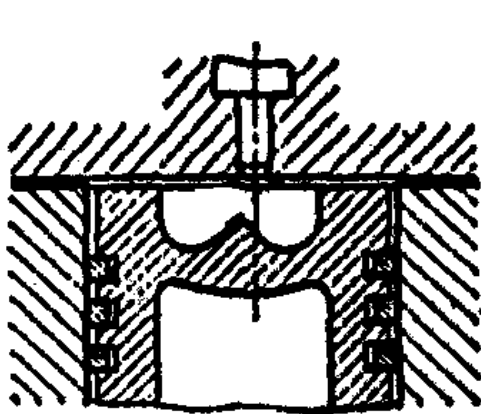
тому застосовують форсунки з одним сопловим отвором, а тиск впорскування не перевищує 17...20 МПа. Плівкове сумішоутворення забезпечує кращі економічні показники двигуна в порівнянні з об'ємним, а також спрощує конструкцію паливної апаратури. Основним недоліком є низькі пускові властивості двигуна при низьких температурах через недостатню кількість палива, що бере участь у початковому згоранні, що усувають шляхом підігріву впускного повітря або збільшення кількості палива для створення початкового вогнища.

Комбіноване сумішоутворення характерне для камер згоряння меншого діаметру, коли частина палива досягає стінки камери та накопичується у пристінковому шарі, а інша частина розташовується у центральній області заряду. При цьому на стінках осідає приблизно 50 % палива. Важливо, що при впуску до камери не формується обертальний рух заряду; він переміщується шляхом витіснення з надпоршневого простору, що супроводжується утворенням вихору зі швидкістю руху до 40...45 м/с. Відмінною рисою даного процесу, на відміну від плівкового сумішоутворення, є зустрічний рух струменя палива і витісненого заряду, що сприяє збільшенню кількості палива, що залишається в об'ємі камери згоряння, і наближає процес до об'ємного сумішоутворення. Для цього використовують форсунки з розпилювачами, обладнаними 3–5 сопловими отворами.

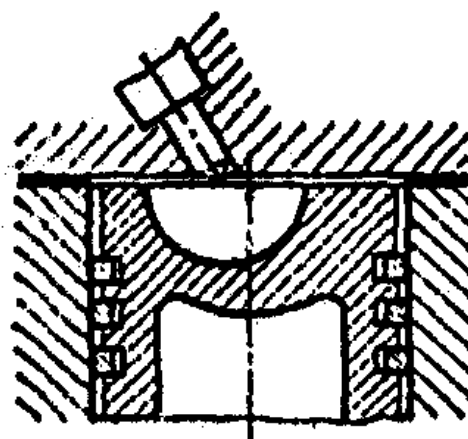
У дизельних двигунах паливо безпосередньо впорскується у камеру згоряння за допомогою форсунок, що працюють під тиском 15...30 МПа. Ці форсунки оснащені розпилювачами з багатьма отворами (5...7 отворів) та мають соплові канали з малим діаметром (0,15...0,32 мм). Використання високих тисків обумовлено тим, що розпилювання палива та його змішування з повітрям здійснюється головним чином завдяки кінетичній енергії, яку паливо набуває під час впорскування. Для досягнення рівномірного розподілу палива в камері згоряння форсунки таких двигунів часто виконують з кількома отворами.

На рис. 3.5 зображено камери згоряння двигунів з безпосереднім упорскуванням, що забезпечують об'ємне сумішоутворення.

					КРМ.142.6221м.13.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		40



а – напівсферична



б – тороїдальна

Рис. 3.5. Нерозділені камери згоряння для об'ємного сумішоутворення

Для оптимізації процесу сумішоутворення забезпечують обертальний рух повітря навколо осі циліндра завдяки завихрювачам, розміщеним у впускному колекторі (рис. 3.6).



Рис. 3.6. Схема вихрового руху повітря

Камера згоряння з безпосереднім впорскуванням, що використовується при плівковому сумішоутворенні, розташовується співвісно з циліндром. Форсунка, зміщена від осі, спрямовує паливний струмінь під гострим кутом на стінку камери згоряння, яка має сферичну форму (рис. 3.7).

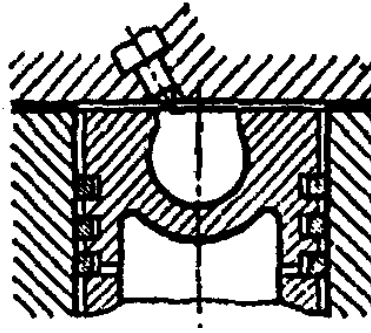


Рис. 3.7. Схема встановлення форменки під кутом

Заряд зазнає інтенсивного обертального руху (тангенціальна швидкість руху може досягати 50...60 м/с), що сприяє розповсюдженню паливних крапель по стінках камери згоряння. Крім того, при плівковому сумішоутворенні камеру згоряння іноді виконують у вигляді тарілки (рис. 3.8).

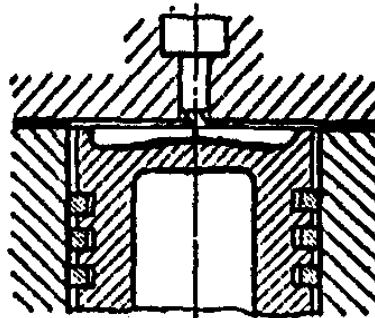


Рис. 3.8. Тарілкоподібна камера згоряння

Через невелику відстань, яку долає паливний струмінь з форсунки, він досягає дна камери і осідає там у вигляді тонкої плівки.

Камери згоряння, розроблені ЦНДДІ, відносяться до комбінованих камер з об'ємно-плівковим сумішоутворенням. Такі камери, інтегровані в поршень, мають форму усіченого конуса, причому основа з меншим діаметром розташована біля входної горловини, діаметр якої становить 0,35...0,37 діаметра циліндра.

Струмені палива потрапляють на стінку під гострим кутом, пройшовши порівняно коротку відстань, і близько 50 % палива осідає на конічній поверхні камери.

Основна перевага камер згоряння з безпосереднім впорскуванням у порівнянні з іншими типами полягає в наступному:

					КРМ.142.6221м.13.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

1. Компактність і ефективність: Їх проста та компактна конструкція сприяє зниженню теплових втрат під час згоряння, що забезпечує вищий ефективний ККД.

2. Покращені пускові характеристики: Менш інтенсивне охолодження повітря під час стиснення (зумовлене компактністю камери і порівняно слабким вихровим рухом) створює сприятливі умови для запуску. У результаті, час для запуску двигуна з безпосереднім впорскуванням скорочується в 1,8–3,6 разів порівняно з двигунами, обладнаними іншими типами камер згоряння.

3. Спрощена конструкція головки циліндра: Це сприяє зниженню складності конструкції в цілому.

Недоліки камер згоряння з безпосереднім впорскуванням включають наступне:

1. Високі тиски впорскування: Сумішоутворення відбувається при тисках до 30 МПа, що підвищує вимоги до конструкції та точності паливної апаратури.

2. Інтенсивне наростання тиску: Процес згоряння супроводжується значним підвищенням тиску та його швидким наростанням, що збільшує навантаження на кривошипно-шатунний механізм і вимагає збільшення запасу міцності конструктивних елементів двигуна.

3. Малі соплові отвори: Розмір соплових отворів форсунки (0,1...0,25 мм) потребує високої точності виготовлення. При недостатньому очищенні палива існує ризик засмічення отворів, тому паливо повинно бути ретельно очищеним. Навіть незначні відхилення від норми можуть погіршити роботу двигуна.

Передкамерні дизельні двигуни оснащені камерою згоряння, розділеною на дві частини (рис. 3.9). Основна камера розташовується безпосередньо над поршнем і займає приблизно 60...75 % загального об'єму камери згоряння. Решта об'єму відводиться передкамері, яка виконана у головці циліндра і займає близько 25...40 % загального об'єму.

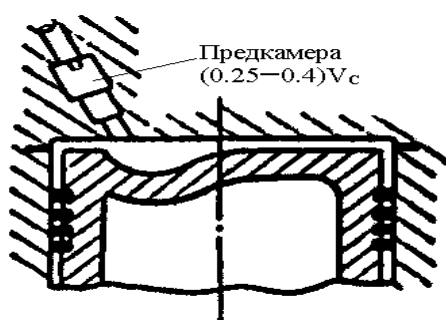


Рис. 3.9. Предкамера

Предкамера з'єднується з основною камерою через один або декілька каналів. У передкамері відбувається згоряння приблизно 20–30 % палива, що відповідає кількості кисню, наявного в її об'ємі. Під час згоряння в передкамері температура і тиск зростають, після чого горючі гази разом з незгорілим паливом переходять до основної камери, де процес згоряння продовжується і завершується в стадії розширення.

У передкамерних двигунах інтенсивне сумішоутворення забезпечується переважно завдяки енергії, що вивільняється при частковому згорянні палива у передкамері. Це згоряння створює перепад тиску між передкамерою та основною камерою (зазвичай близько 1,5 МПа), що сприяє інтенсивному сумішоутворенню та забезпечує більш тонке розпилювання палива, попередньо розпиленого у передкамері.

Процес сумішоутворення сприяє виникненню вихрових рухів повітря, коли воно переміщується з основної камери в передкамеру під час стиснення. Форсунка таких двигунів зазвичай виконується з одним отвором.

Двигуни з вихровими камерами, як і передкамерні, оснащені камерою згоряння, розділеною на дві частини (див. рис. 3.10). Основна камера, розташована безпосередньо над поршнем, має порівняно невеликий об'єм. Вихрова камера виконується в головці циліндра, має обтічну форму (схожу на кулю або сплюснений шар) і охолоджується водою. Її об'єм становить від 50 до 75 % загального об'єму камери згоряння, що забезпечує можливість залучення великої кількості повітря до вихрового руху. Основна та вихрова камери сполучені між собою за допомогою горловини.

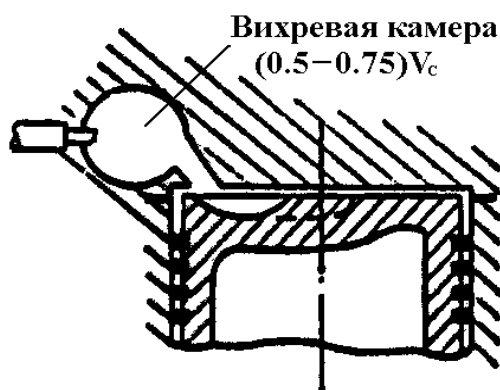


Рис. 3.10. Вихрова камера

Під час стиснення повітря витісняється з основної камери у вихрову, що завдяки їх взаємному розташуванню сприяє сумішоутворенню. Форсунка подає паливо безпосередньо у вихрову камеру, де його струмінь охоплюється повітряним потоком, інтенсивно змішується з ним, самозаймається та частково згоряє.

Під час згоряння у вихровій камері спостерігається різке зростання тиску, що спричинює переміщення продуктів згоряння та незгорілого палива в основну камеру. Там процес згоряння продовжується і завершується на стадії розширення.

В двигунах з вихровими камерами суміш утворюється завдяки вихровим потокам повітря, які формуються під час стиснення в цих камерах. Різниця тиску між камерами досить невелика (зазвичай близько 0,6 МПа). Форсунки, що використовуються в таких двигунах, зазвичай мають один отвір, а тиск початку подачі палива становить 8...10 МПа.

У дизельних двигунах із розділеними камерами згоряння досягається бездимна робота навіть при низькому коефіцієнті надлишку повітря. Це дозволяє зменшити вимоги до якості розпилювання палива, тому використовують форсунки закритого типу з одним сопловим отвором великого діаметру (1...2 мм). Тиск упорскування палива становить 12...15 МПа, що сприяє м'якій роботі двигуна. Саме ці дизельні двигуни є найбільш швидкохідними серед усіх дизелів..

Основні недоліки розділених камер згоряння:

- низькі пускові властивості у зв'язку з інтенсивним відведенням тепла;
- висока питома витрата палива, великі втрати тепла та значні витрати енергії на перетікання газів з однієї порожнини камери згоряння до іншої;
- складна конструкція камери згоряння та підвищена теплова напруга окремих деталей.

3.3 Висновок до розділу

У даному розділі проведено детальний аналіз існуючих варіантів паливних систем дизельних двигунів з акцентом на конструктивні особливості камер згоряння, тиск впорскування та інші фактори, що впливають на якість і повноту згоряння палива. Дослідження показало, що тип камери згоряння – чи то нерозділена, чи передкамера, чи вихрова – суттєво визначає умови сумішотворення та згоряння.

					КРМ.142.6221м.13.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

РОЗДІЛ 4

Проектування системи живлення водопаливною емульсією двигуна типу Д-243

4.1 Аналіз конструкцій форсунок для розпилювання води та технічних рідин

Технічно процес гідравлічного розпилювання реалізується за допомогою форсунок, які за принципом дії поділяються на струмені, із зіткненням струменів, ударно-струминні, відцентрові, відцентрово-струминні та комбіновані форсунки.

Струменеві форсунки являють собою насадок з циліндричним або будь-якої іншої форми отвором. Струмінь, що виривається з форсунки під дією перепаду тиску, розпадається на краплі, утворюючи грубий полідисперсний факел з малим кореневим кутом.

Робота форсунок із зіткненням струменів заснована на взаємному розбиванні на краплі кількох струменів, що вириваються із відповідних насадок. Із точки зіткнення двох циліндричних струменів результуючий потік розтікається радіально, утворюючи плоску плівку, що розпадається на краплі. При зіткненні трьох і більше циліндричних струменів виключається викид частини рідини у верхню напівплощину, а зіткнення плоских струменів дозволяє отримати факел, що має в перерізі форму, близьку до прямокутної.

В ударно-струминних форсунках (рис. 4.1) розпилювання відбувається за рахунок удару струменя у розташований навпроти сопла відбивний елемент.



Рис. 4.1. Форсунка ударно-струминна

					КРМ.142.6221м.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		47

Залежно від конструкції відбивача утворюється факел у вигляді одиночного порожнього конуса, або у вигляді кількох вставлених один в один конусів.

Відцентрові форсунки (рис. 4.2) мають або тангенціальні входні отвори, або шнек (або аналогічний елемент), що надає рідині, що подається, обертальний рух.

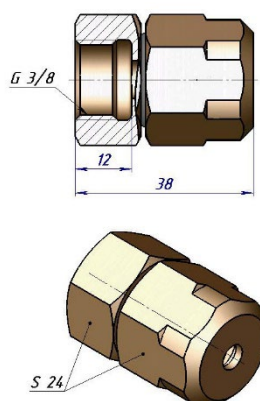


Рис. 4.2. Відцентрова форсунка

У сопловому каналі рідина рухається вздовж стінки у вигляді тонкої плівки, а центр заповнює так званий повітряний вихор. При витіканні із сопла плівка розпадається, утворюючи факел у вигляді порожнього конуса.

Відцентрово-струминні форсунки відрізняються від відцентрових наявністю двох потоків, що взаємодіють у камері змішування, на які розділяється рідина. Першому потоку, периферійному, повідомляється обертання, а другий потік подається в камеру змішування у вигляді осевого струменя. Потік, що обертається, передає частину енергії центральному струменю і частково розкручує його, а сам дещо гальмується. В результаті утворюється єдиний результуючий потік, який за межами соплового каналу руйнується з утворенням факела у вигляді заповненого конуса.

Комбіновані форсунки складаються із двох або більше розпилювачів розглянутих класів, об'єднаних загальним корпусом.

Найбільш поширені струменеві форсунки. За конструкцією складаються із насадки з отвором (соплом) циліндричної або будь-якої іншої форми.

Струмінь що витікає з форсунки під дією перепаду тиску розпадається на краплі з досить великим розкидом розмірів по діаметру.

Гідравлічне розпилення – простий і економічний за споживанням енергії спосіб розпилення. Однак такий спосіб має серйозні недоліки, обумовлені тим, що факел, що створюється при гідравлічному розпиленні, – неоднорідний.

Таким чином, проаналізувавши наведені вище приклади водяних форсунок приходимо до висновку, що для впорскування води доцільно використовувати струменеві форсунки.

4.2 Аналіз конструкцій паливних насосів високого тиску

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) дизельного двигуна входить до числа найбільш складних компонентів паливної системи.

Паливні насоси забезпечують подачу точно відміряних порцій палива в циліндри дизельного двигуна під заданим тиском і в певний момент, відповідно до навантаження. За способом упорскування їх розрізняють на насоси безпосередньої дії та з акумуляторним упорскуванням. У насосі безпосередньої дії плунжер приводиться в рух механічно, що дозволяє одночасно здійснювати нагнітання та упорскування палива. Кожна секція насоса подає необхідну порцію палива в окремий циліндр, при цьому рух плунжера створює потрібний тиск для розпилювання.

Паливні насоси високого тиску поділяються на рядні, V-подібні (багато-секційні) та розподільні. У рядних насосах секції розташовуються послідовно, при цьому кожна з них подає паливо до конкретного циліндра двигуна. Натомість у розподільних насосах, які можуть бути як одноплунжерними, так і дво-плунжерними, одна насосна секція забезпечує подачу палива до декількох циліндрів.

Подача палива з бака до ПНВТ здійснюється за допомогою паливопідкачувального насоса, а редукційний клапан забезпечує стабільність тиску на вході в секцію ПНВТ, яка інтегрована в його корпус.

Плунжерна пара насосної секції виконує роль золотникового пристрою, який регулює обсяг палива, що впорскується, і розподіляє його між циліндрами двигуна згідно з їх послідовністю роботи. Все режимний регулятор гарантує стабільну роботу двигуна на будь-якому заданому режимі за допомогою педалі акселератора, а також обмежує максимальні обороти колінчастого валу. Одночасно регулятор випередження упорскування коригує момент подачі палива в циліндри залежно від швидкості обертання колінчастого валу.

Паливopідкачуючий насос подає в ПНВТ значно більше палива, ніж необхідно для роботи двигуна, при цьому надлишкове паливо повертається до бака через дренажний штуцер. Електромагнітний клапан використовується для зупинки дизеля: при перемиканні ключа запалення у положення "вимкнено" він перекриває подачу палива до плунжерної пари, що, в свою чергу, припиняє його подачу до циліндрів і зупиняє роботу силового агрегату.

Обертання кулачкового валу передається від колінчастого валу через муфту випередження упорскування та зубчасту передачу. При цьому кулачок, набігаючи на штовхач, викликає його зміщення, що стискає пружину та піднімає плунжер. На початковій стадії підняття плунжера він спочатку закриває впускний канал, а потім починає витісняти паливо, що знаходиться над ним. Під впливом тиску паливо проходить через відкритий нагнітальний клапан і надходить до форсунки.

Під час руху плунжера вгору його гвинтовий канал вирівнюється зі зливальним каналом у гільзі. У цей момент залишки палива, що знаходяться над плунжером, починають відводитись через осьовий, радіальний та гвинтовий канали, які ведуть до зливного каналу гільзи. При опусканні плунжера, завдяки дії пружини, відкривається впускний канал, що дозволяє простору над плунжером заповнюватися паливом від паливopідкачуючого насоса.

Регулювання кількості палива, яке подається до форсунки, здійснюється через всережимний регулятор, що контролює поворот плунжерів від рейки. Якщо під час повороту плунжера гвинтовий канал вирівнюється зі зливним раніше, кількість палива, що впорскується, буде меншою. І навпаки, при

пізнішому збігу каналів під час зворотного повороту, обсяг впорскування зростає.

На відміну від рядного ПНВТ, розподільні паливні насоси високого тиску (рис. 4.3) оснащені одним або двома плунжерами, які забезпечують подачу палива до всіх циліндрів двигуна.



Рис. 4.3. Розподільний паливний насос високого тиску

Розподільні насоси характеризуються меншою масою та компактними габаритами, а також забезпечують більш рівномірну подачу палива. Однак їх недоліком є відносно невисока довговічність сполучних деталей, що визначає їх основне застосування переважно в двигунах легкових автомобілів.

Рядний ПНВТ (див. рис. 4.4) оснащений плунжерними парами, кількість яких відповідає кількості циліндрів двигуна.



Рис. 4.4. Рядний паливний насос високого тиску

Плунжерні пари розміщені в корпусі насоса, в якому також виконані канали для підведення і відведення палива. Рух плунжерів забезпечується кулачковим валом, який приводиться в дію колінчатим валом двигуна, а пружини постійно притискають плунжери до кулачків.

При обертанні кулачкового валу кулачок стикається зі штовхачем плунжера, що спричиняє його підйом по втулці. У процесі цього підняття послідовно закриваються випускний та впускний отвори, що дозволяє створити необхідний тиск для відкриття нагнітального клапана. Під його дією паливо надходить по паливопроводах до відповідної форсунки.

Таким чином, аналіз наведених конструкцій паливних насосів високого тиску дозволяє зробити висновок, що для двигуна Д-243 найбільш доцільним є застосування рядних паливних насосів високого тиску.

4.3 Патентний пошук систем упорскування води в циліндри двигуна

Патент RU 2260144. Пристрій для подачі води у двигун внутрішнього згоряння (рис. 4.5).

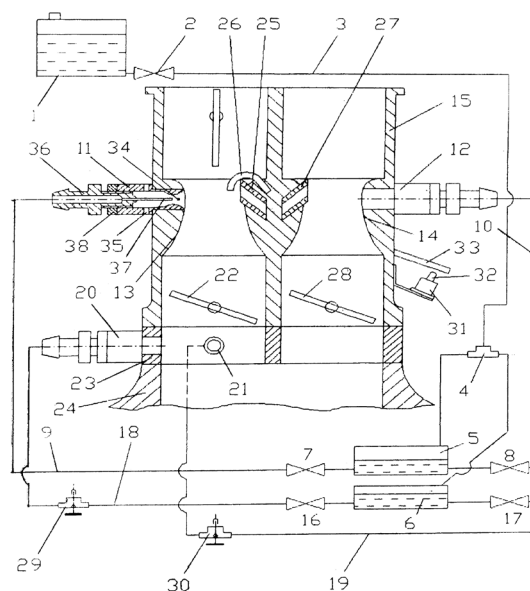


Рис. 4.5. Схема пристрою для подачі води у двигун внутрішнього згоряння

Пристрій для подачі води в двигун внутрішнього згоряння, що містить ємність з водою, камеру поплавця, трубопроводи подачі води і розпилювачі води, приєднані до карбюратора, відрізняється тим, що розпилювачі води

інжекторного типу містять сопло Лавалю з бічними повітряними отворами і підключені: до дифузорів первинної та вторинної змішувальних камер і два розпилювачі – за дросельною заслінкою первинної змішувальної камери карбюратора, трубопроводи яких містять електромагнітні клапани води, один з яких електрично пов'язаний з паливним електромагнітним клапаном холостого ходу, а інший – з кінцевим вимикачем, що приводиться в дію важелем прискорювального насоса карбюратора.

Патент UA 2215893 A1. Пристрій портативний, що емульгує паливну суміш, при двигуні внутрішнього згоряння (рис. 4.6).

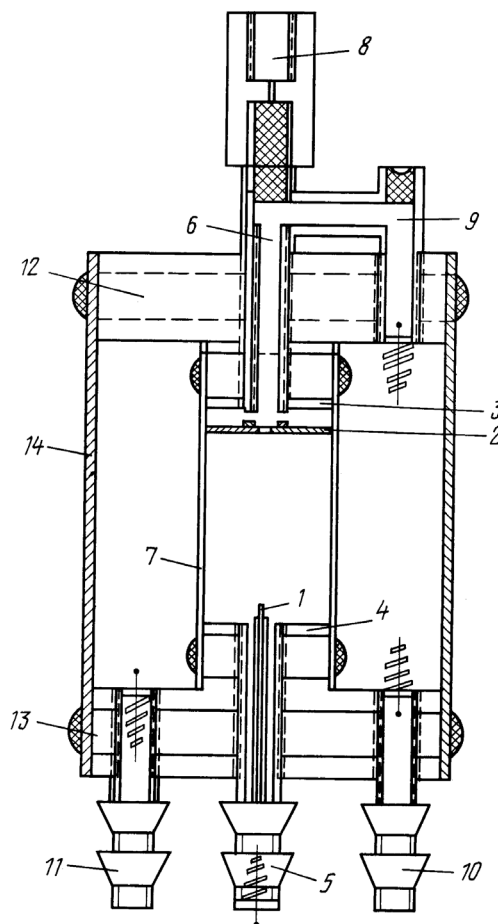


Рис. 4.6. Схема портативного паливного емульгатора

Пристрій портативний, емульгує паливну суміш, при двигуні внутрішнього згоряння, що містить позитивний і негативний електроди, відрізняється тим, що пристрій додатково містить верхній і нижній кумулятивні кіноформи, що відображають іонізоване випромінювання між електродами, патрубок введення води, що направляє воду в утворену зону зниженого тиску – кавітаційну

порожнину, що створюється при утворенні гідравлічного імпульсу у воді, патрубків виведення води із зони гідравлічного імпульсу, що направляє воду далі в зону утворення паливної дрібнодисперсної емульсії, утворені в зоні утворення гідравлічних імпульсів вузла утворення гідравлічних імпульсів, в зону утворення паливної дрібнодисперсної емульсії вузла створення паливної дрібнодисперсної емульсії, генератор електроімпульсного іонізуючого випромінювання – лазер, що направляє електроімпульсне випромінювання між електродами для іонізації робочого середовища, патрубків введення води в зону утворення паливної дрібнодисперсної емульсії, що направляє воду у зовнішній корпус для змішування її з паливом під дією гідравлічних палив дрібнодисперсної емульсії, направляючий паливо, що надходить від електричного насоса, у зовнішній корпус для утворення паливної дрібнодисперсної емульсії, патрубок, іонізуючого випромінювача і є елементом кріплення мембрани та зовнішнього корпусу.

Патент UA 2208178 A3. Пристрій приготування водопаливної емульсії (рис. 4.7).

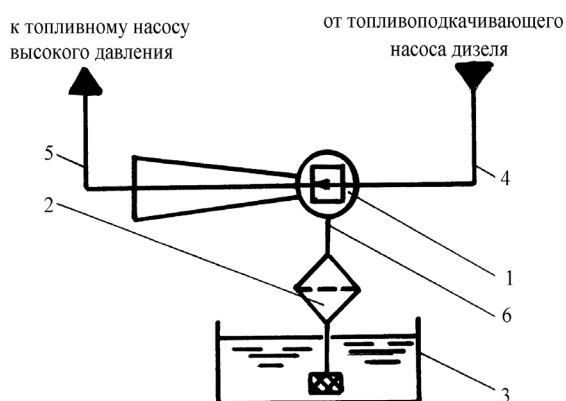


Рис. 4.7. Пристрій приготування водопаливної емульсії

Двигун внутрішнього згорання, що містить бак з водою, карбюратор з дифузоров і дросельною заслінкою, сполучений з циліндром, у верхній частині якого встановлена свічка, вихлопну трубу з випарником, парозбірник, розпилювач пари, який відрізняється тим, що розпилювач пара встановлений між дифузоров, а на свічці в нижній частині закріплена форкамера із зовнішньою сорочкою охолодження, всередині якої виконана кільцева порожнина, що

один циліндр з поршнем, розміщеним у ньому, головку циліндра з двокомпонентною форсункою для подачі палива і води, паливний насос високого тиску і радіатор системи охолодження, що відрізняється тим, що він забезпечений водяним насосом високого тиску, розміщеним в одному корпусі з паливним насосом високого тиску з кутом запізнення спрацювання між ними відповідно до робочого циклу двигуна, причому двокомпонентна форсунка має зворотні клапани в корпусі і отвори в корпусі розпилювача з можливістю почергового замикання паливних і водяних каналів сопловими отворами, а радіатор виконаний у вигляді бака зі спрощеною серцевиною зі сталі.

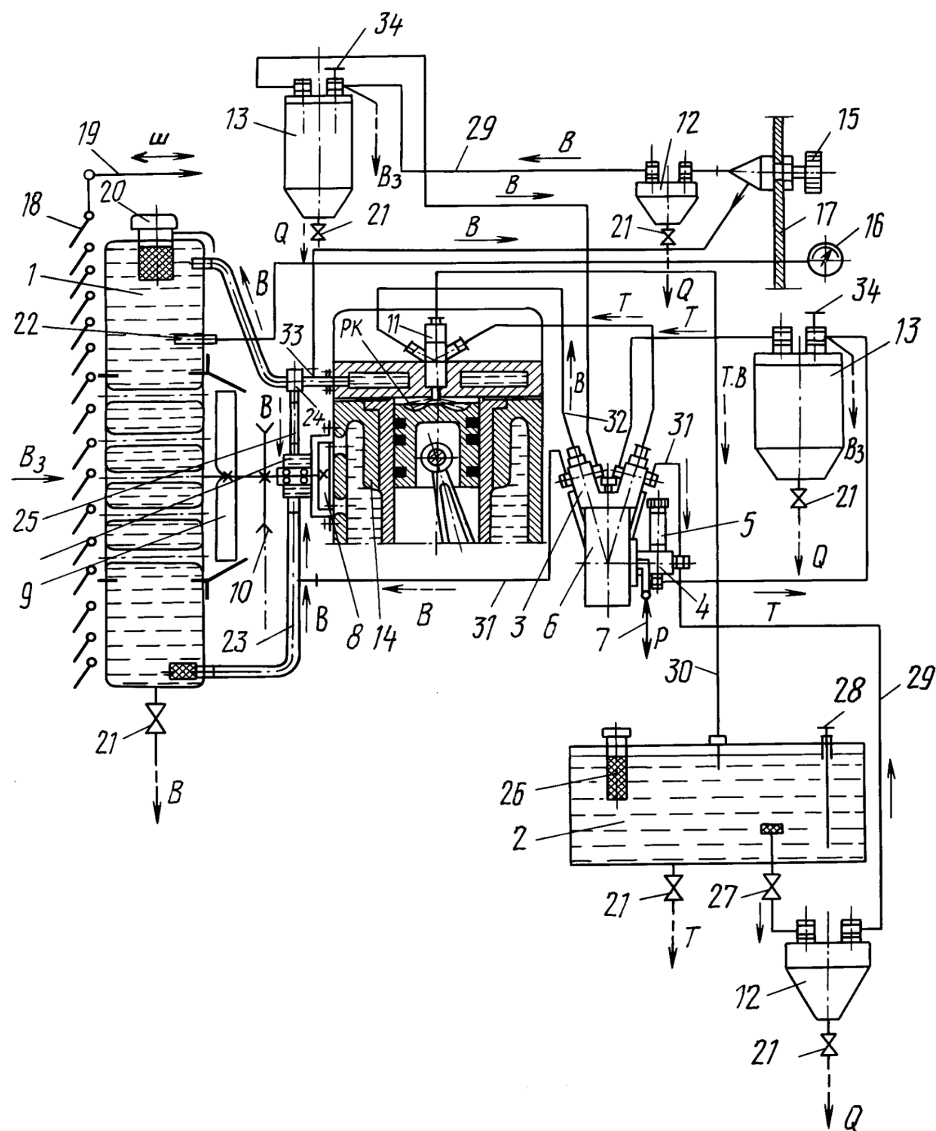


Рис. 4.9. Схема системи живлення водопаливною емульсією
дизельного двигуна

На рис. 4.9 стрілками показані: B – напрямок руху води, T – напрямок руху палива, T, B – напрямок руху палива і води по черзі або в суміші. B_3 – напрям випуску повітря із системи, K – напрям обертання кулачкового валу, Q – злив відстою з фільтрів, PK – робочі камери циліндрів двигуна, Π – напрямки руху тяги управління шибберною заслінкою-шторою радіатора, P – напрямки руху тяги регулятора та паливоподачі.

Система складається з модернізованого водяного бака-радіатора 1, паливного бака 2, встановлених на рамі машини, двокомпонентного насоса високого тиску 3 із приводом від валу двигуна, паливоподкачного насоса-помпи 4 і ручного насоса 5, а також всережимного регулятора швидкості з важелем і тягою управління 7, закріплених на корпусах двигуна і насоса високого тиску, водяного насоса-помпи 8, вентилятора 9, встановлених на єдиному валу і корпусі двигуна, а також привід, що мають від валу двигуна за допомогою кінематичної передачі 10 відомої конструкції, двокомпонентних форсунок 11 по числу циліндрів, встановлених у гніздах на головці блоку циліндрів двигуна і мають з'єднувальні канали з робочими камерами циліндрів через розпилювачі, 12 фільтрів і тонкої 13 очищення палива і води паливних фільтрів машин і корпусі двигуна 14, крана підключення та управління витратою води 15, контрольного показчика рівня та температури води 16, розміщених на приладовому щитку 17 в кабіні водія, а також шибберної заслінки-штори 18 з тягою управління 19 перед баком-радіатором.

Робота системи відбувається наступним чином. Після заповнення бака-радіатора 1, його додаткового бака, водяної сорочки двигуна чистою водою, паливного бака 2 паливом, відкривають магістральний кран паливного бака 27 і, відгвинтивши маховичок ручного насоса 5, відкривши краники 34 на фільтрі тонкого очищення палива 13, випускають повітря та заповнюють її паливом. Після цього фіксують поршень і маховичок ручного насоса в закритому стані, нагвинтивши маховичок на корпус насоса і запускають двигун.

При цьому за допомогою механічного насоса-помпи 4 паливо трубопроводами низького тиску 29 подається з паливного бака через фільтр грубого

очищення палива 12 у фільтр тонкого очищення 13 і впускний канал головки паливопідкачувальних секцій насоса високого тиску 3, відвідний канал яких з'єднаний з насосом-помпою відведення зайвого палива з головки насоса і підтримки в ньому сталості тиску паливопроводом низького тиску 31. Далі під дією кулачків 39 кулачкового вала 38 і пружин 51 плунжери 37 подають у заданій кількості і порядку порції палива в форсунки 11 через нагнітальні клапани 57, штуцери 59, трубопроводи високого тиску 32 і штуцери форсунок 79 Т. Далі, впливаючи на клапани 90, паливо відкриває канали K_T подачі палива і замикає канали K_B подачі води, потрапляє в розпилювач, піднімає голку і, відкривши отвори розпилювача, впорскується в робочі камери циліндрів двигуна у кінці такту стиснення в порядку роботи циліндрів, заданим кулачковим валом. За допомогою крана 15 можна включати подачу води. При цьому під напором, створюваним водяним насосом-помпою 10, вода подається у впускний канал головки водопідкачувальних секцій насоса високого тиску 3 через штуцер 33, трубопроводи низького тиску 29, кран 15, фільтр грубої очистки води 12, фільтр тонкої очистки води 13. При цьому за допомогою краника 34 випускають повітря із системи подачі води, зайва вода з головки насосних секцій повертається в патрубок 23 водяного насоса трубопроводом 31, чим підтримується сталість заданого тиску в головці насосних секцій. Вода порціями із заданим кутом запізнювання $\alpha -30...60^\circ$ повороту колінчатого валу двигуна від моменту упорскування палива насосною секцією подається в штуцер 79 В форсунки. Робота насосних секцій відбувається аналогічно роботі паливопідкачувальних секцій. Далі порції води, пройшовши додаткові фільтри 80, потрапляють у канали K_B і діють на клапани 90 за рахунок різниці тисків над та під клапанами та різниці відповідних площ. Канали K_B подачі води відкриваються, а канали K_T подачі палива закриваються, тому що в них в цей момент тиску падає через перехід плунжерів паливних секцій у такт всмоктування палива. І вода впорскується через той же розпилювач 76 у робочі камери двигуна.

Тиск упорскування палива та води встановлюється регулювальним гвинтом 86 на величину 1,5...2,0 МПа на стенді регулювання форсунок.

					КРМ.142.6221м.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

При роботі форсунок клапани 90 здійснюють зворотно-поступальні рухи. При цьому паливо і вода перетікають із порожнини одного клапана в порожнину іншого по секторній канавці Л, чим забезпечується відповідна робота клапанів і перекриття каналів.

Кут упорскування палива регулюється приводною муфтою кулачкового валу та регулювальними гвинтами 46 штовхачів 48 насосних секцій.

Кут запізнення упорскування води виходить автоматично установкою кута при конструюванні корпусу насоса і додатково підрегулюється регулювальними гвинтами штовхачів водонасосних секцій.

Управління насосом та режимом роботи двигуна відбувається регулятором швидкості 6 та важелем з тягою паливоподачі 7, що має орган впливу в кабіні водія.

Рівень і температуру води в системі контролюють дистанційним показником 16. Температуру води та режим роботи бака-радіатора регулюють положенням шиберної заслінки-штори 18, впливаючи на неї органом управління 19.

У зв'язку з тим, що бак-радіатор має зменшені поверхню та коефіцієнт тепловіддачі, робота в режимі без подачі води в циліндри небажана через можливість перегріву двигуна, особливо в літній час. З огляду на це слід стежити за повнотою водяних баків. Критичний рівень води в системі охолодження контролюється та блокується рівнем установки водозабірної штуцера 33 та датчика 22 показника 16 на рівні термостата 24. Привід насоси одержують від валу двигуна.

4.5 Опис окремих елементів системи живлення водопаливною емульсією двигуна Д-243

Система має двокомпонентний насос і форсунки за кількістю циліндрів, а також водяний бак-радіатор зі спрощеною конструкцією серцевини зі сталі.

Така конструкція системи дозволяє без реконструкції існуючих дизельних двигунів за допомогою одного насоса та форсунок за кількістю циліндрів

					КРМ.142.6221м.13.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

забезпечити послідовне впорскування палива за відомою схемою та води у робочі камери циліндрів у точці Z індикаторної діаграми у такті розширення робочого циклу двигуна.

На рис. 4.10 зображена конструктивна схема двокомпонентного насоса високого тиску в поперечному розрізі.

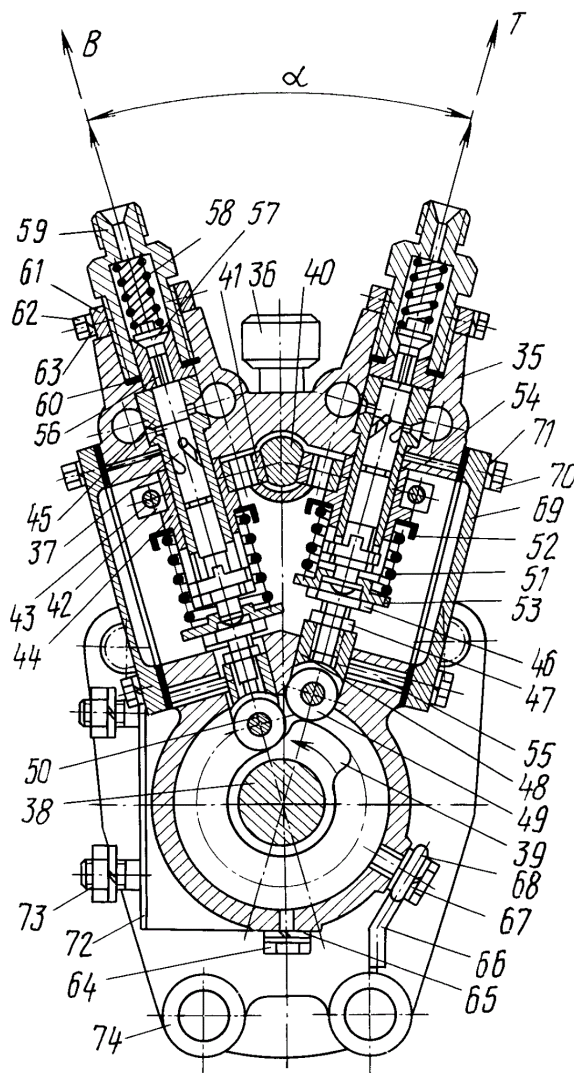


Рис. 4.10. Поперечний розрізі двокомпонентного насоса високого тиску

Підвідний і відвідний канали водопідкачуючих секцій насоса високого тиску за допомогою трубопроводів низького тиску 29 і 31 з'єднані з системою охолодження через фільтр тонкого очищення 13, фільтр грубої очистки води 12, крана управління 15 і штуцера 33 на патрубку термостата 2 у водяний насос-помпу 8. Штуцери 59 на виході із водопідкачуючих секцій високого тиску також з'єднані із відповідними штуцерами 79 форсунок трубопроводами високого тиску 32 паливопроводами високого тиску.

Фільтри мають крани 21 для зливу відстою, а фільтри тонкого очищення мають крани 34 з трубками для випуску повітря з системи.

Двокомпонентний насос високого тиску відрізняється від відомих, наприклад, насоса УТН-5 та ін. наявністю двокомпонентних насосних секцій високого тиску, однакових за конструкцією із плунжерними секціями. В іншому насоси однакові і мають взаємозамінні деталі та вузли.

Насос складається з корпусу 35, на якому розміщені регулятор швидкості, паливопідкачуюча помпа, сапун 36. У корпусі під кутом α -запізнення впо-рскування води розміщені плунжерні насосні секції 37. У картері насоса в підшипниках кочення розміщений вал 38 з кулачками 39, з'єднаний з регулятором швидкості та валом двигуна кінематичними передачами.

Для управління режимом роботи насоса і двигуна в корпусі є рейка 40, з'єднана з регулятором швидкості, а з зубчастими плунжерами планками 41 і вінцями 42, стягнутими гвинтами 43 з шайбами, з поворотними гільзами 44, з'єднаними з плунжерами.

Плунжери 37 розміщені у втулках 45 і знизу упираються в регулювальні гвинти 46 з контргайками 47, встановленими в корпусах штовхачів 48, які розміщені в отворах корпусу насоса та за допомогою роликів 49 з осями обертання 50 контактують з кулачками кулачкового валу. Від розвороту штовхачі та втулки плунжерів фіксовані штифтами 54 та гвинтами 55. При роботі плунжери здійснюють зворотно-поступальний рух під дією кулачків при нагнітальному ході та пружин 51 при ході всмоктування. Пружини встановлені між нерухомими шайбами-тарілками 52 на поворотних гільзах та рухомими шайбами-тарілками на нижніх частинах плунжерів і контактуються з регулювальними гвинтами 46.

Зверху над втулками плунжерів встановлені сідла нагнітальних клапанів 56 з нагнітальними клапанами 57, що упираються зверху в пружини 58. Зміцнюються і герметизуються сідла нагнітальних клапанів в корпусі насоса за допомогою штуцерів 59 і шайб 60. Штуцера насосних секцій за допомогою накидних гайок і трубопроводів високого тиску сполучені відповідними

штуцерами 79 Т або В форсунок. Від мимовільного розгвинчування штуцери фіксовані затискачами 61 стягнутими гвинтами 62 з шайбами 63.

Картери кулачкового валу та насосних секцій мають маслозливну пробку 64 з ущільнювальною шайбою 65, маслозаливний отвір з пробкою-кришкою, маслопереливну трубку 66, закріпленим на корпусі гвинтом-штуцером 67 з шайбами 68, кришки 69 з прокладками, закріпленими на корпусі гвинтами насоса 70 з шайбами 71. Насос-помпа до насоса високого тиску приєднується фланцем 72 за допомогою шпильок 73 з гайками і шайбами. Насос до корпусу двигуна приєднується за допомогою фланця 74 та кріплення. Нагнітальні робочі поверхні деталей насосних секцій ущільнені за рахунок високої чистоти обробки-притирання та селективного складання.

На рис. 4.11 – конструктивна схема двокомпонентної форсунки високого тиску в поздовжньому та поперечному розрізах.

Двокомпонентна форсунка по конструкції аналогічна відомим однокомпонентним та серійно випускається для автотракторних дизельних двигунів.

Вона має взаємозамінні деталі, наприклад, із форсункою двигуна Д37М. Принцип її дії прийнятний також для всіх інших форсунок. Відрізняється пропонована форсунка від серійних відповідною зміною корпусу та розпилювача шляхом введення в конструкцію перепускних клапанів та додаткових каналів для почергової подачі до розпилювача палива та води.

Форсунка має корпус 75, на якому змонтовані корпус розпилювача 76 з голкою розпилювача 77, закріплених на корпусі за допомогою гайки 73, штуцери 79 для приєднання за допомогою накидних гайок трубопроводів високого тиску від насосних секцій відповідного компонента, наприклад, по стрілці В – води і стрілці Т – палива.

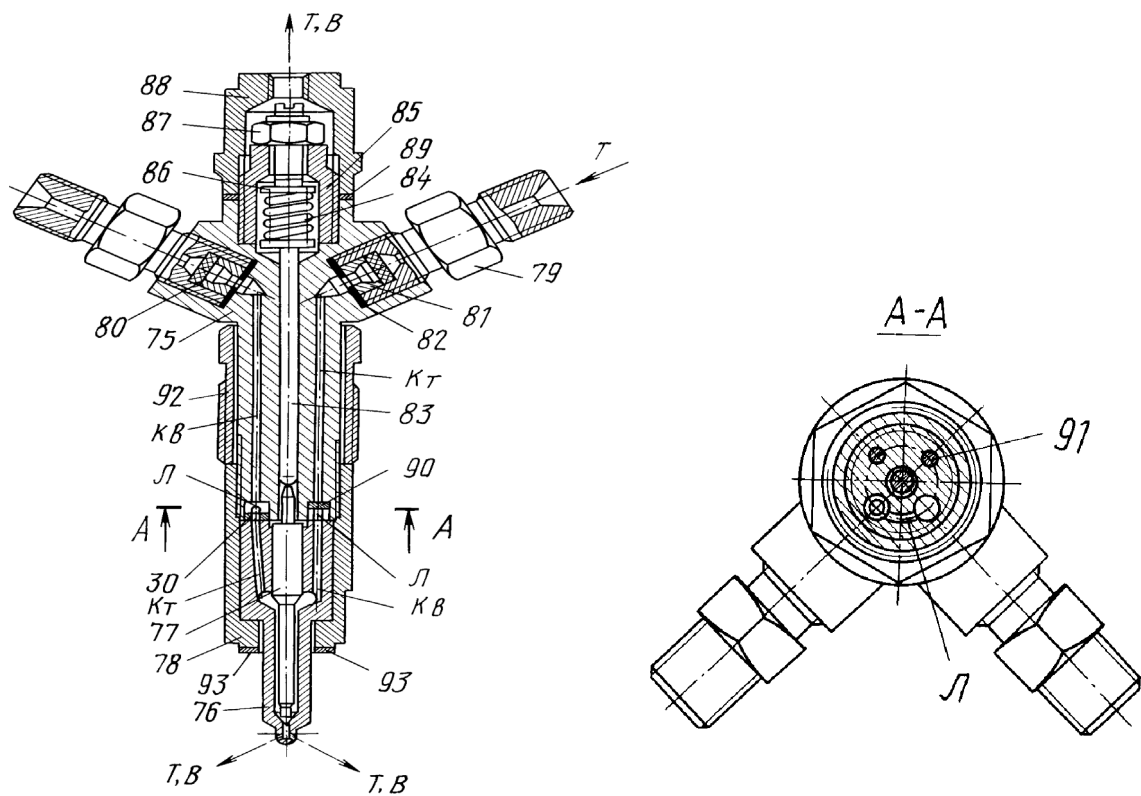


Рис. 4.11. Конструктивна схема двокомпонентної форсунки високого тиску

Усередині штуцерів розміщені індивідуальні фільтри 80 з настановними шайбами-втулками 81 і ущільнюючими шайбами 82.

Всередині корпусу форсунки розміщується штанга 83, що передає зусилля притиску від пружини 84 голці розпилювача. Пружина розміщується у різьбовому стакані-втулці 85, з'єднаному різьбою з корпусом форсунки.

Для регулювання тиску впорскування в різьбовому стакані-втулці є регулювальний гвинт 86, що контактує із пружиною і фіксується контргайкою 87. Зверху на стакані-втулці встановлений ковпак 88 з ущільненням 89. До ковпака за допомогою гвинта-штуцера під'єднується трубопровід низького тиску, що веде до паливного баку для відведення протічок в бак.

Усередині корпусів форсунки та розпилювача є канали для почергового пропуску палива або води: К_в – для подачі води та К_т – для подачі палива. При цьому перемикання каналів відбувається за допомогою клапанів 90, розміщених у відповідних виточках зазначених каналів корпусу форсунки і з'єднаних між собою для перетікання компонентів секторною канавкою Л.

Відносно положення корпусів форсунки та розпилювача фіксується двома штифтами 91.

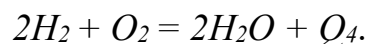
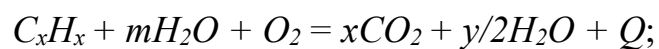
У гніздах головки блоку циліндрів форсунка фіксується за допомогою гайок 92. У гнізді форсунка герметизується мідною шайбою-прокладкою 93.

Робочі поверхні прецизійних пар форсунки герметизовані за рахунок високої чистоти обробки-притирання та селективного складання.

4.6 Аналіз теорії робочого процесу ДВЗ при застосуванні водопаливної емульсії

Проведемо аналіз теорії робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння при використанні багатокomпонентних палив з метою підвищення паливної економічності.

За наявності досить високої температури всередині циліндра двигуна (600...700 °C) у присутності перегрітої пари відбуваються наступні окисні реакції:



Сумарна теплота, одержана в процесі доокислення:

$$Q_{H_2O} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Сумарна внутрішня енергія продуктів згоряння і одержувана від доокислення теплота, які йдуть на пароутворення та перегрів пари, визначають максимальну кількість води (циклову подачу), можливе при подачі в циліндр двигуна для отримання водяної пари. Дана обставина була враховувана як обмеження при проведенні теоретичних досліджень щодо визначення оптимальної циклової подачі води за критерієм максимальної ефективної потужності, а також за критерієм максимального крутного моменту дизельного двигуна.

Зовнішній тепловий баланс дизельного двигуна, що працює на паливо-повітряній суміші з додаванням води, може бути представлений у вигляді наступних складових:

$$\frac{Q_H G_T}{3,6} + Q_{H_2O} = Q_e + Q_r + Q_B + Q_{H.C} + Q_{ост}, \quad (4.1)$$

де Q_e – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, МДж/кг;

Q_r – теплота, втрачена з відпрацьованими газами, МДж/кг;

Q_B – теплота, що передається охолодному середовищу, МДж/кг;

$Q_{H.C}$ – теплота, втрачена через хімічну неповноту згоряння основного палива, МДж/кг;

$Q_{ост}$ – невраховані втрати теплоти, МДж/кг; G_T – годинна витрата палива, кг/год;

Q_H – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг топл; $Q_H = 42,7$ МДж/кг.

Ефективність експлуатації конструкцій сучасних ДВЗ може бути оцінена ефективним ККД двигуна η_e , питомою ефективною витратою палива g_e та рядом інших показників. Ефективний ККД двигуна η_e – відношення кількості енергії, перетвореної на роботу на валу двигуна, до всієї енергії спаленого в двигуні палива:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{H_u + Q_{H_2O}}. \quad (4.2)$$

Прийнявши позначення $H_u = H_u + Q_{H_2O}$, отримаємо

$$\eta_e = \frac{3,6 \times 10^3}{H_u \times g_e}, \text{ тоді } g_{ra} = \frac{10 \times K_{схм}}{H_u \times \eta_e} = \frac{G_T \times 10^3}{N_e}, \quad (4.3)$$

де g_e – питома ефективна витрата основного (вуглеводневого) палива, г/(кВт·год);

G_T – годинна витрата основного (вуглеводневого) палива, кг/год.

Також визначається погектарна витрата основного (вуглеводневого) палива:

$$g_{ra} = \frac{g_e \times K_{схм}}{360 \times \eta_T \times \tau_{см}} \text{ або } g_{ra} = \frac{10 \times K_{схм}}{H_u \times \eta_e \times \eta_T \times \tau_{см}}, \quad (4.4)$$

де $K_{схм}$ – питомий опір сільгоспмашини, що агрегатується, кН/м; η_T – ККД трансмісії трактора (енергетичного засобу);

τ_{cm} – коефіцієнт використання часу зміни.

Аналіз отриманої залежності показує, що питома погектарна витрата палива знижується із підвищенням теплоти згоряння палива та покращенням протікання теплового процесу в двигуні.

Крім того, пароутворення в циліндрі двигуна відстає від процесу горіння вуглеводневого палива, що призводить до підвищення індикаторного тиску в середині такту «робочий хід» і, відповідно, до непропорційного збільшення крутного моменту на валу двигуна і коефіцієнта пристосованості двигуна до зовнішніх навантажень.

$$K_M = \frac{M_{d\ max}}{M_{d\ nom}}, \quad (4.5)$$

де $M_{d\ max}$ – максимальний крутний момент, що розвивається двигуном трактора;

$M_{d\ nom}$ – номінальний крутний момент, що розвивається двигуном трактора.

З урахуванням викладеного, умова безперебійної роботи машинно-тракторного агрегату набуде вигляду:

$$M_{d\ max} \leq K_M \times M_{d\ nom}. \quad (4.6)$$

4.7 Розрахунок двокомпонентних форсунок

Форсунки служать для розпилювання та рівномірного розподілу палива по об'єму камери згоряння дизеля та виконуються відкритими та закритими. У закритих форсунках отвори, що розпилюють, повідомляються з трубопроводом високого тиску тільки в період подачі палива. У відкритих форсунках цей зв'язок постійний.

Розрахунок форсунки зводиться до визначення діаметра соплових отворів.

Тиск у кінці стиснення $p_c = 4,209$ МПа, тиск в кінці згоряння $p_z = 5,892$ МПа.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчатого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 18^\circ$.

Тривалість впорскування палива:

$$\Delta t = \Delta\varphi / (6 \cdot n) = 18 / (6 \cdot 2200) = 0,00136 \text{ с.} \quad (4.7)$$

Середній тиск газу в циліндрі в період упорскування

$$p_{\text{ц}} = (p_c + p_z) / 2 = (4,209 + 5,892) / 2 = 5,05 \text{ МПа.} \quad (4.8)$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним $p_{\text{ф}} = 30 \text{ МПа}$.

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори

$$w_{\text{ф}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{т}}} (p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{842} (30 - 5,05) \times 10^6} = 243,4 \text{ м/с} \quad (4.9)$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним $\mu_{\text{ф}} = 0,7$.

Сумарна площа соплових отворів

$$f_c = \frac{V_{\text{ц}}}{\mu_{\text{ф}} \cdot w_{\text{ф}} \cdot \Delta t \cdot 10^3} = \frac{93,05}{0,7 \times 243,4 \times 0,00136 \times 1000} = 0,4 \text{ мм}^2 \quad (4.10)$$

Число соплових отворів приймаємо рівним $m = 4$.

Діаметр соплового отвору (рис. 4.11)

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi m}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,4}{3,14 \times 4}} = 0,357 \text{ мм} \quad (4.11)$$

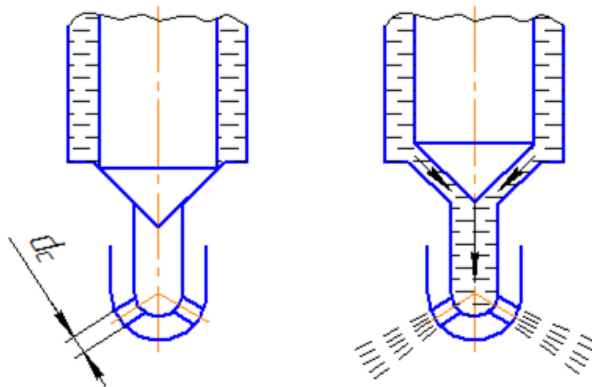


Рис. 4.11. Схема розпилювача форсунки

Наведені вище розрахунки дають можливість лише орієнтовно визначити основні конструктивні параметри паливної форсунки. Пояснюється це тим, що дійсний процес паливоподачі через гідродинамічні явища, які відбувається в паливній системі, значно відрізняється від наведеного в розрахунку.

4.8 Висновок до розділу

При проведенні теоретичних досліджень робочого процесу в двигуні Д-243, що працює на паливоповітряній суміші з додаванням води, були поставлені і вирішені наступні завдання:

1) оцінено вплив термодинамічних факторів на зміну термічного ККД та середнього тиску робочого циклу при використанні води як додаткового компонента до паливоповітряної суміші і на цій основі встановлено раціональні значення термодинамічних факторів для отримання найкращої економічності та максимальної питомої роботи циклу;

2) отримані значення термічного ККД та середнього тиску циклу, які можуть виступати в якості критеріїв для оцінки ступеня підвищення економічності та питомої роботи (потужності) двигуна при використанні води як додаткового компонента до паливоповітряної суміші для двигунів внутрішнього згоряння. Як основне паливо було прийнято дизельне паливо, призначене для тракторних двигунів за ГОСТ 305-82 та ТУ 38.1011348-90. Основним показником якості дизельного палива було цетанове число.

РОЗДІЛ 5

Економічне обґрунтування застосування системи живлення водопаливною емульсією двигуна типу Д-243

5.1 Обґрунтування доцільності застосування системи живлення водопаливною емульсією

В умовах сучасної енергетики та екологічних вимог до роботи дизельних двигунів важливим напрямом удосконалення паливних систем є впровадження технологій, що дозволяють зменшувати шкідливі викиди та підвищувати економічну ефективність. Однією з таких технологій є застосування системи живлення водо-паливною емульсією, що має особливе значення для двигуна типу Д-243.

Водо-паливна емульсія – це суміш палива з певною кількістю води, яка підготовлена спеціальним чином для забезпечення оптимальних характеристик згоряння. Впровадження даної технології дозволяє досягти ряду позитивних ефектів. По-перше, включення води в паливну суміш сприяє зниженню температури згоряння завдяки випаровуванню води, що веде до зменшення утворення оксидів азоту (NO_x) та інших шкідливих речовин. По-друге, зниження температури в камері згоряння позитивно впливає на термічне навантаження на деталі двигуна, що продовжує строк їх експлуатації та знижує витрати на ремонт і технічне обслуговування.

З економічної точки зору, застосування водо-паливної емульсії може сприяти зниженню експлуатаційних витрат двигуна Д-243 за рахунок кількох аспектів. По-перше, зниження температури згоряння спричиняє менше зносу деталей камери згоряння та системи охолодження, що дозволяє зменшити частоту та складність планових ремонтів. По-друге, використання емульсії знижує споживання палива за рахунок більш повного згоряння суміші. Це, в свою чергу, позитивно впливає на економічність експлуатації двигуна, особливо в умовах інтенсивної роботи та при великих навантаженнях, що характерно для промислових застосувань.

Крім того, економічна ефективність впровадження системи водо-паливної емульсії визначається зменшенням викидів шкідливих речовин у атмосферу. В умовах посилення екологічних норм та зростання штрафних санкцій за перевищення допустимих лімітів викидів, перехід на більш чисте паливо дозволяє не лише знизити екологічний вплив роботи двигуна, а й зменшити витрати на ліцензування, модернізацію систем викидів та можливі штрафи. Таким чином, екологічна складова даної технології безпосередньо пов'язана з економічною вигідністю її застосування.

Технічно, система живлення водо-паливною емульсією не потребує кардинальної перебудови існуючої паливної системи двигуна. Можна реалізувати її впровадження за рахунок додаткового обладнання – емульгаторів, пристроїв для точного дозування води та модифікації форсунок, що дозволяє зберегти базову конструкцію двигуна Д-243. Це зменшує початкові інвестиції та ризики, пов'язані з впровадженням нових технологій, порівняно з повною модернізацією двигуна. Водночас, можливе підвищення ефективності роботи системи за рахунок оптимізації співвідношення води і палива, що дозволяє адаптувати технологію до різних режимів експлуатації двигуна.

Не менш важливим є і фактор підвищення надійності та стабільності роботи двигуна. Дослідження показують, що застосування водо-паливної емульсії сприяє більш рівномірному згорянню палива, зменшує ризик виникнення детонації та нерівномірного розподілу теплового навантаження в циліндрах. Це позитивно впливає на експлуатаційні характеристики двигуна, забезпечує більш стабільну роботу при змінних навантаженнях та сприяє збільшенню терміну служби силового агрегату.

Отже, з огляду на вищезазначені технічні, економічні та екологічні аспекти, застосування системи живлення водо-паливною емульсією в двигуні Д-243 є доцільним. Вона дозволяє знизити експлуатаційні витрати за рахунок підвищення економічності палива, зменшення зносу двигуна та скорочення витрат на обслуговування, а також сприяє відповідності сучасним екологічним стандартам. Завдяки можливості інтеграції з існуючими технологіями, система водо-паливної емульсії може стати ефективним рішенням для підвищення

					КРМ.142.6221м.13.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

загальної продуктивності та надійності двигуна, що робить її перспективною як з технічної, так і з економічної точки зору.

5.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з системою живлення водопаливною емульсією

У табл. 5.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу Д-243 з модернізованою системою живлення водопаливною емульсією

Таблиця 5.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	60	52
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹		n	2200	2200
Діаметр циліндра, м		D	0,11	0,11
Хід поршня, м		S	0,125	0,125
Вага, кг		G	430	440
Габарити, м:	довжина	L	1,255	1,255
	ширина	B	0,683	0,683
	висота	H	0,993	0,993
Питома витрати палива, кг/кВт·год.		g_p	0,225	0,235
Питома витрати масла, кг/кВт·год.		g_m	0,00095	0,00095
Механічний ККД		η_m	0,81	0,81
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,85	0,981
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	2000	2000
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	6000	3000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	10000	5000
Ціна установки, грн.		Π	130000	160000
Ціна палива, грн./т		Π_p	50000	50000
Ціна масла, грн./т		Π_m	92000	92000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,85 \cdot 60 \cdot 2000 = 102000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,981 \cdot 52 \cdot 2000 = 102000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{кр}}{t}$.

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{210000}{2000} = 5,0 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{5000}{2000} = 2,5 \text{ роки.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{п} = g_{п} \cdot N \cdot Ц_{п} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією відповідно маємо

$$З_{п1} = 0,255 \cdot 102000 \cdot 50000 \cdot 10^{-3} = 780300,0 \text{ грн.,}$$

$$З_{п2} = 0,235 \cdot 102000 \cdot 50000 \cdot 10^{-3} = 719100,0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot Ц_{м} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією відповідно маємо

$$З_{м1} = 0,00095 \cdot 102000 \cdot 92000 \cdot 10^{-3} = 4069,8 \text{ грн.,}$$

$$З_{м2} = 0,00095 \cdot 102000 \cdot 92000 \cdot 10^{-3} = 4069,8 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}.$$

					КРМ.142.6221м.13.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 2000 \cdot 130000}{6000} = 2166,7 \text{ грн.}, \quad З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 2000 \cdot 160000}{3000} = 6333,3 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 2000 \cdot 130000}{10000 \cdot 1,1} = 7090,9 \text{ грн.}, \quad З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 2000 \cdot 160000}{5000 \cdot 1,1} = 20727,3 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією (2) відповідно маємо

$$U_1 = 780300,0 + 4069,8 + 2166,7 + 7090,9 = 793627,4 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 719100,0 + 4069,8 + 6333,3 + 20727,3 = 750230,4 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з запропонованою системою живлення водопаливною емульсією визначається за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{102000}{102000} \cdot 793627,4 = 793627,4 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[130000 \cdot \frac{102000}{102000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{5,0} + 0,15}{\frac{1}{2,5} + 0,15} \right) + \frac{793627,4 - 750230,4}{\frac{1}{2,5} + 0,15} \right] - 160000 = 1630,9 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна з запропонованою визначається за формулою, років

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

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи живлення водо-паливною емульсією, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = Z_{\text{п1}} - Z_{\text{п2}} + Z_{\text{м1}} - Z_{\text{м2}} + Z_{\text{пр1}} - Z_{\text{пр2}} + Z_{\text{кр1}} - Z_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 43397,0 \text{ грн.}$$

$$\text{Отже, час окупності: } T_{\text{окуп}} = \frac{30000}{43397,0} = 0,6913 \text{ року.}$$

5.3 Висновок до розділу

В розділі проведено детальний аналіз економічних показників експлуатації двигуна типу Д-243 із традиційною системою живлення та з впровадженням водо-паливної емульсії. За допомогою розрахунків було порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна в обох варіантах, що дозволило виявити суттєві переваги запропонованої системи. Зокрема, розрахунки продемонстрували економічний ефект завдяки зниженню витрат на паливо, що є головним чинником у формуванні поточних витрат споживача. Незважаючи на певне збільшення витрат на ремонт через модифікації системи, загальна економія коштів перевищує ці додаткові витрати.

За проведеним аналізом, річний економічний ефект від впровадження системи живлення водо-паливною емульсією складає приблизно 1630 грн. Це досягається завдяки більш повному згорянню суміші, зниженню теплових втрат і, як наслідок, зменшенню споживання палива. Розрахунки враховували типові експлуатаційні режими двигуна, а також передбачали його використання протягом 2000 годин на рік, що еквівалентно приблизно 8 годинам роботи на добу.

Отримані результати підтверджують доцільність впровадження системи водо-паливної емульсії, адже зменшення поточних витрат за рахунок

					КРМ.142.6221м.13.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

зниження споживання палива забезпечує значну економію експлуатаційних коштів. Водночас, навіть з урахуванням деякого збільшення витрат на ремонт і технічне обслуговування, чистий економічний ефект залишається позитивним, що свідчить про високу ефективність технологічного рішення.

За наявних умов проєкту термін окупності складе приблизно вісім місяців, що є досить коротким періодом для повернення інвестицій у впровадження системи. Такий показник дозволяє розглядати проєкт як економічно вигідний і перспективний для широкого застосування, особливо в умовах сучасних вимог до енергоефективності та екологічної безпеки.

Таким чином, комплексний аналіз витрат і вигод демонструє, що застосування системи живлення водо-паливною емульсією для двигуна Д-243 є доцільним з економічної точки зору, що сприятиме зниженню експлуатаційних витрат, покращенню ефективності роботи двигуна та відповідності сучасним екологічним стандартам.

					КРМ.142.6221м.13.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

РОЗДІЛ 6

Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища

6.1 Охорона праці

Охорона праці — це комплекс законів та норм, спрямованих на забезпечення безпеки робочого процесу, а також відповідних соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів. Основною метою охорони праці є мінімізація можливих травм і захворювань серед працівників при забезпеченні комфортних умов роботи і максимальної продуктивності. У реальних виробничих умовах зазвичай спостерігається наявність певних небезпечних і шкідливих факторів. Небезпечним фактором вважається той, вплив якого в конкретних умовах може призвести до захворювання або зниження працездатності співробітника. Межі між небезпечними і шкідливими чинниками не завжди чітко визначені, оскільки один і той самий фактор може як спричинити нещасний випадок, так і вплинути на зниження продуктивності праці.

6.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

Обслуговування дизельного двигуна супроводжується низкою виробничих факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я та працездатність персоналу. Ці фактори мають як фізичний, так і хімічний характер, і їх аналіз дозволяє визначити необхідні заходи для забезпечення безпечних умов праці.

Під час роботи дизельного двигуна рівень шуму може перевищувати допустимі норми, що встановлені законодавством. Постійний вплив шуму може призводити до погіршення слуху, розвитку стресових розладів, а також впливати на психоемоційний стан співробітників. Шум утворюється як від самих двигунних процесів (вибухове згоряння, рух поршнів, робота насосів), так і від допоміжного обладнання (систем охолодження, вентиляції). Особливо

небезпечним є постійне перебування персоналу в безпосередній близькості до двигуна без застосування засобів індивідуального захисту.

Вібраційне навантаження є ще одним суттєвим фактором, що впливає на робітників. Двигун, особливо при високих обертах або в разі дисбалансу його компонентів, генерує значні вібрації, які передаються на конструкції кріплення та робочі місця. Тривале перебування в умовах підвищеної вібрації може спричиняти проблеми з опорно-руховою системою, м'язову втоми та розлади кровообігу, а також впливати на точність виконання робочих операцій.

Обслуговування дизеля пов'язане з роботою з паливом, мастильними матеріалами та іншими хімічними речовинами. Випаровування та можливе розбризкування цих речовин створює ризик інгаляційного отруєння та подразнення шкіри і очей. Особливо небезпечними є токсичні компоненти дизельного палива, а також продукти його неповного згоряння, що можуть міститися у вихлопних газах. Наявність цих речовин в робочому середовищі вимагає застосування систем вентиляції, регулярного моніторингу якості повітря, а також використання засобів індивідуального захисту, таких як респіратори і захисні окуляри.

Під час роботи двигуна виділяється велика кількість тепла, що створює підвищені температури в робочій зоні. Це може призводити до теплового стресу, зневоднення та перегріву організму, особливо в умовах недостатньої вентиляції або при роботі в жаркому кліматі. Підвищена температура також впливає на швидкість виникнення втоми та зниження концентрації, що може впливати на якість виконання робочих завдань.

Обслуговування двигуна пов'язане з ризиком механічних травм. Це можуть бути порізи, удари, забиття пальців у рухомих частинах агрегата, що особливо актуально при роботі з насосами, системами охолодження, ремнями приводу та іншими компонентами, що мають рухливі елементи. Небезпека зростає при виконанні робіт в обмежених просторових умовах або на висоті.

Персонал, який обслуговує двигун, часто змушений працювати в незручних позах, що може спричиняти опорно-рухові порушення. Тривале перебування в такому положенні, а також необхідність переміщення важкого

					КРМ.142.6221м.13.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

обладнання можуть призвести до хронічних проблем із спиною, суглобами та м'язами.

Наявність шкідливих виробничих факторів – високий рівень шуму, вібрацій, хімічних випарів і теплового навантаження – сприяє виникненню психофізіологічного стресу. Стрес може позначатися на загальному стані здоров'я, знижувати працездатність і збільшувати ймовірність помилок під час виконання обслуговуючих робіт.

Крім щоденних робочих факторів, обслуговування дизеля пов'язане з ризиком аварійних ситуацій, таких як витoki палива, короткі замикання, перевантаження електроустаткування, що можуть призводити до пожеж або вибухів. Наявність відповідних систем аварійного оповіщення, планів евакуації та заходів першої допомоги є необхідними умовами для зниження потенційних ризиків.

Таким чином, аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при обслуговуванні дизеля виявляє комплекс проблем, що впливають на здоров'я персоналу. Ці фактори включають шум, вібрації, хімічне забруднення, теплове навантаження, механічні небезпеки, ергономічні проблеми, психофізіологічний стрес, а також потенційні аварійні ситуації. Визначення та кваліфікація цих факторів є необхідним етапом для розробки ефективних заходів з охорони праці, що забезпечать безпечні умови роботи для персоналу, який обслуговує дизельний двигун.

6.1.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації створюваних двигуном

Рівень шуму, що виробляється двигуном Д-243, розраховується за наступною формулою:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2200 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 60 \text{ кВт}$.

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(2200 + 60^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{2000}{2200}\right) = 86,2 \text{ дБ.}$$

Допустимий рівень шуму відповідає встановленим нормам. Для зниження аеродинамічного шуму, що генерується двигуном, застосовують глушники різних конструкцій, що дозволяють зменшити загальний рівень шуму на 10...12 дБ [10].

Для зниження повітряного шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна, застосовують звукоізолюючі кожухи або бокси, які дозволяють зменшити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а в окремих випадках – на 20 дБ і більше.

Для зниження механічного шуму слід зменшити зазори між деталями та вузлами, використовувати матеріали з високим коефіцієнтом внутрішнього тертя та застосовувати шумопоглинаючі покриття в конструкціях..

Рівень вібрації для двигуна Д-243 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{ Гц}$$

де m – маса двигуна, $m = 430$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2200 \cdot 60^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 60}{430} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{430}{60}} \right) + 30 \lg \left(\frac{2000}{2200} \right) = 78,7 \text{ Гц.}$$

Для зниження рівня вібрації в конструкції двигуна здійснюють підбір поршнів і шатунів відповідно до їх вагових груп, використовують маховик для вирівнювання сил інерції, а також застосовують противаги для балансування неврівноважених мас.

6.1.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Для забезпечення комфортних і безпечних умов праці, а також для підвищення експлуатаційної ефективності дизельного двигуна, необхідно

вживати комплекс заходів, спрямованих на зниження рівня шуму та вібрації, що виникають під час його роботи.

Одним із ключових напрямків є зниження повітряного шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна. Для цього застосовують звукоізолюючі кожухи або бокси, які ефективно поглинають звукові хвилі та знижують загальний рівень шуму. Завдяки цим конструктивним рішенням можливо зменшити аеродинамічний шум на 10...15 дБ, а в окремих випадках – навіть на 20 дБ і більше. Використання глушників різних конструкцій також сприяє зниженню шуму, що генерується роботою двигуна, що позитивно впливає на загальний акустичний фон робочої зони.

Щодо механічного шуму, він безпосередньо залежить від конструктивних особливостей агрегата. З метою його зниження рекомендується зменшення зазорів між деталями і вузлами, що зменшує ударні навантаження при контакті рухомих частин. Важливим заходом є використання матеріалів з високим внутрішнім тертям, що дозволяють природним чином поглинати частину механічних коливань. Застосування шумопоглинаючих покриттів на поверхнях елементів двигуна також сприяє зниженню рівня шуму.

Вібраційне навантаження, яке впливає на конструкцію двигуна та комфорт робітників, можна мінімізувати за допомогою ретельного підбору компонентів. Вибір поршнів і шатунів відповідно до їх вагових груп дозволяє забезпечити більш рівномірний розподіл мас у двигуні. Використання маховика для урівноваження сил інерції сприяє зменшенню коливань, що виникають при роботі двигуна. Крім того, неуврівноважені маси усуваються шляхом застосування спеціальних противаг, що дозволяє значно знизити амплітуду вібрацій.

Комплексне застосування перелічених заходів дозволяє досягти значного зниження рівня шуму і вібрації, що позитивно впливає на здоров'я персоналу та продовжує термін служби агрегату. Такий підхід сприяє створенню більш комфортних умов для роботи і забезпечує відповідність сучасним стандартам охорони праці та екологічним вимогам.

					КРМ.142.6221м.13.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

6.1.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, передбачає комплексний підхід, що включає як технічні, так і організаційні рішення. Одним із основних напрямків є модернізація обладнання та оптимізація технологічних процесів, що дозволяє знизити рівень шуму, вібрацій, теплового навантаження та впливу хімічних речовин на робочому місці. Це досягається шляхом встановлення сучасних систем вентиляції та очисних споруд, що зменшують концентрацію токсичних випарів у повітрі, а також застосування інноваційних технологій, таких як шумоізоляційні конструкції, антивібраційні підкладки та системи охолодження.

Крім того, важливу роль відіграють організаційні заходи. Серед них – розробка та впровадження інструкцій з охорони праці, регулярне проведення навчань та тренінгів для співробітників, що забезпечує своєчасне інформування про можливі ризики та способи їх мінімізації. Ретельне планування режиму роботи, організація перерв та ротації робітників сприяє зниженню впливу шкідливих факторів на здоров'я персоналу.

Не менш значущим є застосування засобів індивідуального захисту, таких як спеціальні захисні окуляри, респіратори, навушники та інший захисний одяг, що дозволяє персоналу ефективно захищатися від негативного впливу шуму, вібрації, хімічних речовин і високих температур.

Впровадження систем моніторингу робочих умов із використанням сучасних приладів для вимірювання рівня шуму, вібрацій, температури та концентрації шкідливих речовин дозволяє в режимі реального часу контролювати параметри робочого середовища та вчасно вживати коригувальних заходів. Такий підхід сприяє не лише поліпшенню умов праці, а й зниженню ризиків аварійних ситуацій, що може вплинути на здоров'я працівників.

Таким чином, розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів на персонал базується на комплексі технічних, організаційних та індивідуальних заходів, що разом створюють безпечне

					КРМ.142.6221м.13.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81

та комфортне робоче середовище, сприяють підвищенню продуктивності праці та забезпеченню високих стандартів охорони праці..

6.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це сукупність законодавчих норм, які гарантують стабільне функціонування біосфери, незважаючи на вплив природних чи антропогенних чинників. Однією з ключових умов здорової та високопродуктивної праці є підтримання чистоти повітря і створення сприятливих метеорологічних умов у робочих приміщеннях. Комплексне запобігання впливу шкідливих виробничих чинників, таких як гази, пари, пил, надмірна температура і висока вологість, та забезпечення здорового повітряного середовища є важливою народногосподарською задачею, яку потрібно вирішувати разом з основними виробничими питаннями. Шкідливі речовини проникають в організм людини переважно через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею, і більшість із них відносяться до небезпечних виробничих чинників через свій негативний вплив на здоров'я.

6.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

Експлуатація дизельного двигуна супроводжується викидами різноманітних шкідливих речовин, які мають негативний вплив на якість повітря, здоров'я людей та стан екосистем. Основними джерелами забруднення є вихлопні гази, що містять токсичні сполуки, а також частки сажі і інші домішки, що виникають під час неповного згоряння палива.

Одним із найважливіших аспектів є склад вихлопних газів дизельного двигуна. Серед основних компонентів можна виділити оксиди азоту (NO_x), які сприяють утворенню кислотних дощів та негативно впливають на дихальну систему людини. Окрім NO_x , дизельні двигуни викидають сажу (частки чорного вуглецю), що є джерелом дрібнодисперсійних часток у повітрі і може спричиняти респіраторні захворювання, а також впливати на клімат через поглинання сонячного випромінювання. Крім того, викиди містять невеликими

кількостями такі шкідливі речовини, як оксиди сірки (SO_x), вуглеводні (HC) та монооксид вуглецю (CO), які також є причинами забруднення повітря і утворення смогу.

Важливо відзначити, що забруднення повітря від дизельних двигунів має не лише локальний, але й регіональний характер. Вихлопні гази, що виділяються під час роботи двигуна, сприяють підвищенню концентрації забруднюючих речовин у повітрі, що може призводити до формування шкідливих атмосферних смуг, зниження видимості та загострення екологічної ситуації в промислових та міських районах.

Крім прямого впливу на атмосферу, дизельні двигуни можуть спричинити і побічне забруднення. Наприклад, витоки палива, мастильних матеріалів та інших супутніх речовин під час експлуатації та обслуговування двигунів можуть забруднювати ґрунтові та підземні води. Також технічне обслуговування двигуна, особливо у разі порушення технології, може призводити до накопичення небезпечних відходів, що потребують спеціального поводження для уникнення шкоди довкіллю.

З метою мінімізації негативного впливу на навколишнє середовище проводяться численні заходи з модернізації вихлопних систем. Серед них – впровадження систем рециркуляції вихлопних газів (EGR), використання каталізаторів для перетворення токсичних сполук у менш шкідливі, а також застосування сажових фільтрів, що сприяють значному зниженню кількості викиду сажі. Також значну роль відіграє впровадження альтернативних технологій, зокрема водо-паливної емульсії, що сприяє більш повному згорянню палива та зменшенню температури згорання, що в свою чергу дозволяє знизити утворення NO_x і сажі.

Ефективне вирішення проблеми забруднення навколишнього середовища при експлуатації дизельного двигуна є комплексним завданням, яке потребує як технічних інновацій, так і удосконалення організаційних підходів. Сучасні технології дозволяють зменшити негативний вплив викидів на довкілля, забезпечуючи при цьому високий рівень продуктивності двигуна. Водночас, постійний контроль за станом повітря, ґрунту та водних ресурсів є

					КРМ.142.6221м.13.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		83

невід’ємною складовою екологічного менеджменту, що допомагає своєчасно виявляти та усувати можливі негативні наслідки експлуатації дизельних агрегатів.

Отже, забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації дизеля, є багатofакторним процесом, що включає як атмосферне, так і ґрунтове забруднення. Реалізація комплексних заходів з модернізації вихлопних систем, застосування альтернативних технологій та впровадження систем моніторингу дозволяє значно знизити рівень шкідливих викидів і забезпечити більш сталий розвиток виробництва, що відповідає сучасним екологічним стандартам.

6.2.2 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Основними способами зниження токсичності та димності відхідних газів є застосування технологій післяобробки вихлопних газів та оптимізація процесу згоряння палива в двигуні. До таких способів належать:

Перш за все, системи рециркуляції вихлопних газів (EGR) дозволяють зменшити температуру згоряння, що сприяє зниженню утворення оксидів азоту (NO_x) – одних із найтоксичніших компонентів вихлопних газів. Зменшення температури в камері згоряння знижує швидкість реакцій, що веде до неповного згоряння, і, відповідно, зменшує кількість утвореної сажі.

Ще одним ефективним методом є використання каталізаторів – пристроїв, що перетворюють токсичні речовини на менш шкідливі шляхом хімічних реакцій. Каталізатори здатні зменшити вміст оксидів азоту, вуглеводнів та монооксиду вуглецю, що позитивно впливає на якість вихлопних газів.

Не менш важливим є застосування сажових фільтрів (DPF), які спрямовані на уловлювання часток сажі, що утворюються в процесі згоряння. Завдяки цим фільтрам значно знижується кількість дрібнодисперсійних часток, що потрапляють у атмосферу, що особливо актуально для міських умов та зони з високою концентрацією забруднення.

Альтернативним підходом є застосування водо-паливної емульсії, яка дозволяє досягти більш повного згоряння палива за рахунок нижчої

					КРМ.142.6221м.13.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		84

температури згоряння та більш рівномірного розподілу теплового навантаження в камері згоряння. Використання такої технології сприяє зниженню як токсичності, так і димності вихлопних газів, оскільки зменшується утворення сажі та інших шкідливих компонентів.

Також до сучасних методів належить застосування систем селективного каталізатора відновлення (SCR), що за допомогою введення реагенту (зазвичай розчину сечовини) дозволяє перетворювати оксиди азоту на безпечні азот та воду. Це рішення є особливо ефективним для важких транспортних засобів та стаціонарних установок, де високі вимоги до екологічної безпеки.

Таким чином, комплексне застосування зазначених заходів – від оптимізації процесів згоряння до впровадження сучасних систем післяобробки вихлопних газів – дозволяє значно знизити токсичність і димність відхідних газів, що сприяє поліпшенню екологічних показників експлуатації дизельних двигунів та відповідає сучасним екологічним стандартам.

6.3 Висновок до розділу

Аналіз виробничих факторів та впливу експлуатації дизельного двигуна на охорону праці і навколишнього середовища дозволяє зробити наступні висновки. Ризики для здоров'я персоналу пов'язані з високим рівнем шуму, вібраціями, впливом шкідливих речовин та тепловим навантаженням, тому впровадження заходів з шумоізоляції, антивібраційного кріплення, поліпшення вентиляції та використання засобів індивідуального захисту є надзвичайно важливим. З точки зору охорони навколишнього середовища, основну увагу слід приділити зниженню токсичності і димності вихлопних газів через впровадження систем рециркуляції, післяобробки газів та застосування альтернативних технологій, таких як водо-паливна емульсія. Загалом, комплекс заходів, спрямованих на зниження негативного впливу як на персонал, так і на екосистему, дозволяє забезпечити безпечну та екологічно чисту експлуатацію дизельного двигуна, що відповідає сучасним вимогам охорони праці та навколишнього середовища.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Проведені в кваліфікаційній роботі дослідження паливної системи двигуна Д-243 на водопаливній емульсії підтвердило, що впорскування води істотно знижує температуру паливоповітряної суміші, що призводить до збільшення її щільності, а це в свою чергу впливає на збільшення маси суміші, яка надходить у циліндр, забезпечуючи підвищення літрової потужності. Вода у невеликих краплях, яка надходить в циліндри двигуна, поглинає тепло і знижує тиск при стисканні заряду, цим самим зменшуючи роботу на стиск суміші. Додатковий ефект виникає під час згоряння, коли вода поглинає значну кількість тепла при випаровуванні, знижуючи пікову температуру і, як наслідок, забезпечує зменшення утворення NO_x , а також знижує втрати теплової енергії, які поглинаються стінками циліндра. Це дозволяє перетворити додаткову частину енергії, яка отримується при згорянні палива, з теплової в механічний тиск на поршень. Коли краплі води випаровуються, поглинаючи тепло, вони перетворюються на пару під високим тиском. Кінцевий результат – отримання заряду паливно-повітряної суміші з більш високим тиском.

Більшість сучасних двигунів транспортних засобів працюють із заздалегідь визначеною пропорцією палива та повітря, тому додавання води без зміни цих співвідношень, швидше за все, не принесе жодної користі і може навіть знизити показники або зовсім пошкодити двигун. Використання методу прямого впорскування води призводить до втрати потужності, оскільки водяна пара замінює повітря, яке потрібне для здійснення процесу згоряння та вироблення енергії. Тому, для отримання ефекту від впорскування води в циліндри двигуна необхідно ретельно досліджувати робочий цикл двигуна.

Експлуатація правильно спроектованої системи живлення водопаливною емульсією двигуна призводить до підвищення його потужності до 5 %, зниження викидів у відхідних газах до 4 % і зниження витрати палива до 13 %.

					КРМ.142.6221м.13.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		86

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
3. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
6. Дьяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с
7. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
8. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судовій енергетиці / В. В. Кузнецов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
9. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
10. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.
11. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

					КРМ.142.6221м.13.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		87

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Справ. №		A1			KPM.14.2.6221м.13.04	Складальне креслення	1			
						Складальні одиниці				
		Б4		1		Плунжерна насосна секція	2			
						Деталі				
		Б4		2		Штуцер	2			
		Б4		3		Пружина	2			
		Б4		4		Нагнітальний клапан	2			
		Б4		5		Шайба	2			
		Б4		6		Втулка	2			
		Б4		7		Шайба-тарілка	1			
Подп. и дата		Б4		8		Пружина	2			
		Б4		9		Корпус	1			
		Б4		10		Кришка	2			
Инв. № дцкл.						Інші вироби				
Взам. инв. №				11		Сапун 50-4608059	1			
Подп. и дата										
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	KPM.14.2.6221м.13.04			
		Разраб.	Попов С.В.				Паливний насос високого тиску двокомпонентний	Лит.	Лист	Листов
		Пров.	Гогаренко О.А.							
		Консульт.								
		Н.контр.								
		Утв.	Гогаренко О.А.							
							НУК			

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №						Документація			
	A2				KPM.142.6221M.13.05	Складальне креслення	1		
						Деталі			
	Б4		1			Корпус	1		
	Б4		2			Ковпак	1		
	Б4		3			Розпилювач	1		
	A4		4			Шайба	1		
	A3		5			Втулка	2		
Подп. и дата									
Инв. № дубл.									
Взам. инв. №									
Подп. и дата									
Инв. № подл.									
					KPM.142.6221M.13.05				
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Форсунка двокомпонентна	Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Попов С.В.							1
	Пров.	Гогоренко О.А.							
	Консульт.								
	Н.контр.								
	Утв.	Гогоренко О.А.					НУК		