

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників дизельного двигуна потужністю 950 кВт при роботі на паливній емульсії з розробкою системи підготовки палива

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22з
_____ ***Волков О. О.***
(підпис)

Керівник роботи:
_____ ***Д.Т.Н. професор***
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Тимошевський Б.Г.***
(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Волкову Олегу Олеговичу

Тема: «Покращення техніко-економічних показників дизельного двигуна потужністю 950 кВт при роботі на паливній емульсії з розробкою системи підготовки палива»

Керівник роботи Тимошевський Б.Г.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 15.12.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН26/34 потужністю 870 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4.

Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний перетин двигуна (СК). 2. Принципова схема паливної системи (СП). 3. Форсунка (СК). 4. Корпус розпилювача (РК) 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2023	
4	Науковий розділ.	15.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2023	

Студент _____ Волков О.О.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Тимошевський Б.Г.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

сторінок 68, рисунків 9, таблиць 7, бібліографія 9

В кваліфікаційній магістерській роботі «Покращення техніко-економічних показників дизельного двигуна потужністю 950 кВт при роботі на паливній емульсії з розробкою системи підготовки палива». приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН26/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз паливних систем ДВЗ, обґрунтовано рішення по вдосконаленню паливної системи дизеля-прототипу, яка передбачає застосування рослинної олії у вигляді водопаливної емульсії і її попередній підігрів та застосування форсунки з покращеною конструкцією розпилювача. В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна, форсунки, принципова схема паливної системи, робоче креслення розпилювача, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, водо-паливна емульсія, форсунка, розпилювач.*

ANNOTATION

pages 68, figures 9, tables 7, bibliography 9

In the qualification work "Development of a fuel system for a 4-stroke diesel engine with a capacity of 950 kW running on fuel emulsion". the description of engine design - prototype 6ChN26 / 34 is given, calculations of working process, heat balance and engine dynamics are made, the analysis of fuel systems of internal combustion engines is carried out, the decision on improvement of fuel system of diesel-prototype which provides application of vegetable oil in the form of water fuel emulsion and the use of a nozzle with an improved spray design.

In the graphic part of the work the assembly drawing of the engine, injectors, the schematic diagram of the fuel system, the working drawing of the atomizer, the indicator diagram and the diagrams of the forces operating in the CSM are made.

Keywords: *Diesel engine, indicator diagram, force diagrams, heat balance, water-fuel emulsion, injector, atomizer.*

3MCT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	13
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	22
2.4 Розрахунок теплового балансу	26
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	31
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів.....	35
3.2 Типи систем живлення дизелів.....	37
3.3 Призначення та типи форсунок.....	38
3.4 Опис запроектованої паливної системи.....	41
3.5 Опис вузлів, що входять в систему паливоподачі.....	44
3.6 Розробка удосконаленої конструкції розпилювача форсунки.....	47
3.7 Розрахунок системи підготовки палива.....	50
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	53
4.2 Захист навколишнього середовища	56
ВИСНОВКИ.....	59
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	61

					ПІНІ НУК 131.61.23.03 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив	Волков				Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів		
Перевірів	Тимошевський							н		3	67	
Н. контр	Тимошевський							61-ТЕМмаг-22з				
Затвердив	Нестеренко											

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А	Дизель 6ЧН 26/34 (Поперечний розріз), Ск, А1	63
ДОДАТОК Б	Принципова схема паливної системи, СП, А1	64
ДОДАТОК В	Форсунка, СК, А1	65
ДОДАТОК Г	Корпус розпилювача, РК, А1	66
ДОДАТОК Д	Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД, А1	67

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скороченням запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах автотракторного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням автомобільного парку. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинної олії, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива рослинного походження, що виробляються із поновлюваної сировини. Використання біопалива значно розширить сировинну базу для виробництва моторних палив, зробить її практично невичерпною. До таких біопаливам відносяться і рослинні олії, які мають фізико – хімічні властивості, які дозволяють використовувати їх в якості палива для дизельних двигунів. Використання рослинної олії та її похідних в якості моторного палива забезпечить зниження викидів в атмосферу вуглекислого газу, що відноситься до групи «парникових газів», оскільки вуглекислий газ, що утворюється при згорянні біопалива, поглинається в процесі вирощування культур, що містять олію.

Значного підвищення економічності роботи дизеля можна досягти шляхом спалювання рослинної олії у вигляді водопаливної емульсії (ВПЕ). Покращення показників роботи дизеля на ВПЕ є наслідком того, що вода, яка у вигляді дрібних крапель рівномірно розподілена по всій масі палива, сприяє інтенсифікації горіння розпиленого палива. Для покращення техніко-економічних показників дизелів, що працюють на ВПЕ, забезпечення їх

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

надійності, характеристик шумності, токсичності та димності відпрацьованих газів необхідне проведення складних робіт по конструюванню, випробуванню та дослідженню паливної апаратури [8], [9].

На процес сумішоутворення в дизелі відводиться дуже малий проміж уток часу, протягом якого точно відміряна кількість палива повинна бути подана в камеру згоряння по визначеній характеристиці та під великим тиском, перемішане із стиснутим повітрям та підготовлене для найбільш ефективного згоряння. У зв'язку з цим до паливних систем дизелів пред'являються жорсткі вимоги.

На сьогодні ще не розроблені теоретичні методи підбору оптимальних характеристик впорскування палива, кінематичних та динамічних характеристик основних елементів паливної системи. Їх підбирають головним чином при спільній доводці паливної системи та в цілому дизеля на стендах, що потребує великих затрат часу та коштів.

В кваліфікаційній роботі розроблена паливна система, яка завдяки застосуванню форсунки з поліпшеною конструкцією розпилювача забезпечить якісне розпилювання ВПЕ на основі рослинної олії та її згоряння, що приведе до зниження витрати палива.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції двигуна - прототипу

Двигун – прототип 6ЧН26/34 застосовується в якості приводного двигуна в стаціонарному дизель-генераторі ДГА-800, який є джерелом електроенергії змінного трьох фазного струму в режимі автономної або паралельної роботи поміж собою або з промисловою мережею.

Таблиця 1.1 Основні параметри та характеристики ДГА-800 [11]:

Параметри	Величина
Номінальна потужність (тривала експлуатаційна потужність) на клеммах генератора	800 кВт
Потужність перегрузки (тривалістю не більше 1 години протягом 6 годин роботи)	880 кВт
Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі	200 кВт
Середній ефективний тиск	1,35 МПа
Максимальний тиск згоряння	11,5 МПа
Тиск на початку впорскування палива	27,0 МПа
Частота обертання колінчастого валу	750 хв ⁻¹
Середня швидкість поршня	8,5 м/с
Число циліндрів	6
Діаметр циліндру	260 мм
Хід поршня	340 мм
Робочий об'єм циліндра	18,04 л
Загальний літраж двигуна	108,25 л
Ступінь стиску	12,5 : 1
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Напрямок обертання	праве
Об'єм масла в системі змащування	800 л

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Об'єм води в системі охолодження	210 л
Об'єм масла в регуляторі швидкості 1.ОРН-100	2,4 л
Питома витрата палива на номінальній потужності, приведеної до теплоти згоряння 42700 кДж/кг	0,223кг/кВт год
Витрата палива на номінальній потужності за годину	178+10 кг/год
Питома витрата палива: - на угар - сумарна з врахуванням зливання при заміні	1,0 г/кВт год 1,3 г/кВт год
Годинна витрата масла на угар на номінальній потужності	0,92 кг/год
Рід струму - змінний, трьохфазний - частота - напруга - струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi=0,8$	50 Гц 400 В 1445 А
Габаритні розміри: - довжина - ширина - висота	5980 мм 2070 мм 3160 мм
Маса дизель-генератора (суха), в зборі на подмоторній рамі із всіма навішаними агрегатами, охолоджувачами і фільтрами	21950 ⁺⁶⁵⁰ кг

Загальна будова дизель-генератора та дизеля.

Дизель-генератор ДГА-800 складається із дизеля 6ЧН26/34 та генератора СБГ 800-750, змонтованих на спільній рамі, шафів управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо (бачок води розширювальний, пускові балони, компресор для підкачування балонів, глушник - іскрогасник).

З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

сторони генератора).

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестерневий привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун_- стальний з прямим розємом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплені до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестерневого паливопідкачного насоса з редукційним клапаном, здвоєного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мкм) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

У варіанті поставки ДГА-800 з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільовача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;

- масла до фільтра;
- палива після фільтра;
- циркуляційної води;
- води зовнішнього контуру;
- пускового повітря;
- наддувочного повітря;

2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;

- масла, що поступає в дизель;
- палива охолодження форсунок.

3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

Генератор синхронний типу СБГ 800-750 ОМ4, трьохфазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

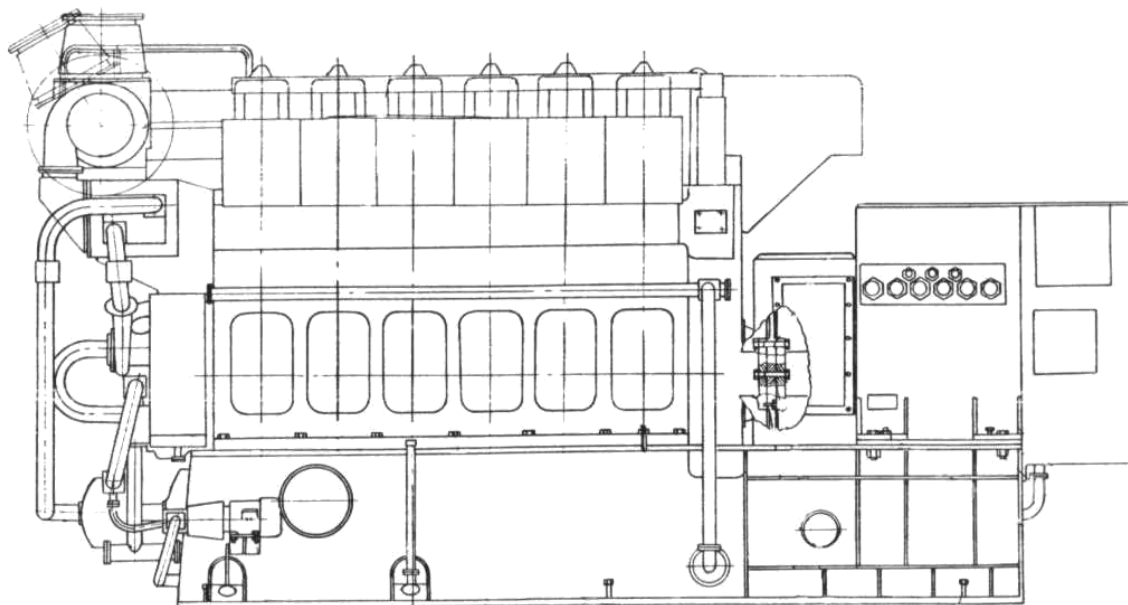


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

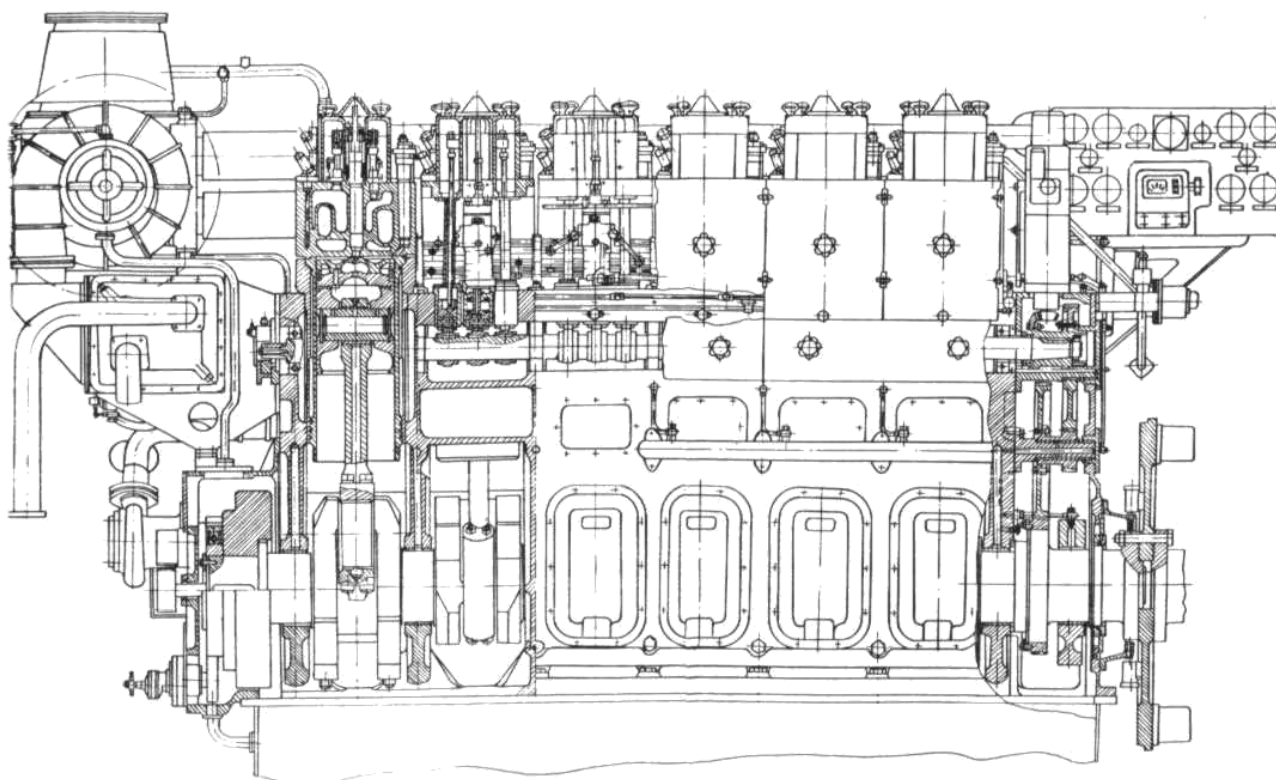


Рис. 1.2 Дизель 6ЧН26/34 (сторона управління)

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ [6] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 12,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згорання рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ [6] і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [6] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згорання при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згорання $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [6]

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [4]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [4] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [4].

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 100^\circ\text{C}$ [6]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [4] стор.125.

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [4]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [4]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 950 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,26 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,17$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,24 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,82$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$

Паливо:

Пальне – водопаливна емульсія на основі рвпакової олії

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,70 \quad H_2 = 0,09 \quad O = 0,11 \quad S = 0 \quad H_2O = 0,10$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(O - S) = 34013 \cdot 0,7 + 125600 \cdot 0,09 - 10900 \cdot 0,11 = 33914 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,70}{12} + \frac{0,09}{4} - \frac{0,11}{32} \right) = 0,36861 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,95 \cdot 0,3686 = 10,67 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,17 \times 0,3686 = 0,7998 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,70/12 = 0,0583 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 + \text{H}_2\text{O} = 0,09/2 + 0,1 = 0,145 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,17 - 1) \cdot 0,3686 = 0,0906 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,17 \times 0,3686 = 0,6318 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0583 + 0,145 + 0,0906 + 0,6318 = 1,052 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,26}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 401,6 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_6 = (0,9 - 0,95) \times 0,26 = 0,247$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_6 - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{401,6 - 80 + 10}{750} \times \frac{0,24}{12,5 \times 0,247 - 0,24} = 0,037$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120)^\circ$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 80 \text{ K}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_6 - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{401,6 - 80 + 10 + 0,037 \times 750}{1 + 0,037} = 346,6 K$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_6 - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,247}{0,26} \times \frac{401,6 - 80}{346,6 (1 + 0,037)} = 0,924$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_g \times 10^6}{R_n \times (T_g - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,260 \times 10^6}{287 \times (401,6 - 80)} = 2,82 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_n = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 1000$ хв-1

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1} = 0,247 \times 12,5^{1,38} = 8,06 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 346,7 \times 12,5^{1,38-1} = 905,0 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c,$$

$$= 19,88 + 0,002638 \times 905, = 22,27 \text{ кДж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,052}{0,7998} = 1,157$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,157 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,157$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі:

$$\text{для } O_2: mC_{v'}_{O_2} = 23,3 + 0,00155T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v'}_{N_2} = 21,55 + 0,00145T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v'}_{CO_2} = 38,61 + 0,00335T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v'}_{H_2O} = 25,46 + 0,00444T_Z$$

					ПІННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right] \text{ КДж} / (\text{ККмоль} \times K) =$$

$$= \frac{1}{1,052} \left[0,0583 \times (38,61 + 0,00335) + 0,145 \times (25,46 + 0,00444) + 0,0906 \times (23,3 + 0,00155) + 0,6318 \times (21,55 + 0,00146) \right] \text{ КДж} / (\text{ККмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,14 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \cdot K$$

де: $a = 23,14 \text{ КДж/моль}$

$v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, = 23,14 + 0,0018T_z + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z = 31,41 + 0,0021 \times T_z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

де: $a = 31,725 \text{ КДж/кмоль} \times K$

$v = 0,0021$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} = 1,6 \times 8,06 = 12,9 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де: $A = 0,0024$

$B = 36,54$

$C = 65453,1$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-36,54 + \sqrt{36,54^2 + 4 \times 0,0024 \times 65453,1}}{2 \times 0,0024} = 1621,2 K$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,157 \times 1621,2}{1,6 \times 905} = 1,29$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,29} = 9,69$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{750} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\delta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{12,9}{9,69^{1,25}} = 0,76 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\delta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1621,2}{9,69^{1,25-1}} = 926,0 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$

$$\frac{8,06}{12,5 - 1} \times \left[1,6 \times (1,29 - 1) + \frac{1,6 \times 1,29}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,69^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,702 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,95 \times 1,702 = 1,617 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\delta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,617 \times 0,3686 \times 2,17}{33914 \times 2,82 \times 0,924 \times 10^{-3}} = 0,42$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кг}/(\text{квт.год.}) = \frac{3600}{33914 \times 0,42} = 0,250 \text{кг}/(\text{квт.год.})$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0148 \times 8,50 = 0,215 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{МПа} = 1,617 - 0,215 = 1,402 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,402}{1,617} = 0,867$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,42 \times 0,867 = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кг}/(\text{квт. год}) = \frac{3600}{33914 \times 0,37} = 0,289 \text{ кг}/(\text{квт. год})$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{кг}/\text{год} = 0,289 \times 950 = 274,2 \text{ кг}/\text{год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{л} = 30 \times 4 \times \frac{950}{1,402 \times 750} = 108,4 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Робочий об'єм циліндра. $V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108,4}{6} = 18,1 \text{ л}$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа $D_{пр} = 260 \text{ мм}$

Хід поршня двигуна – прототипа $S_{пр} = 340 \text{ мм}$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр} = 340/260 = 1,31$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 18,1}{3,14 \times 1,31}} = 259,9 \text{ мм}$$

Хід поршня. $S = m \times D = 1,31 \times 180,4 = 220,2 \text{ мм}$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 260 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 340 \text{ мм}$

Літраж двигуна. $V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 260^2 \times 340 \times 6}{4 \times 10^6} = 108,3 \text{ л}$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,402 \times 108,4 \times 750}{30 \times 4} = 948,6 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{ср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{948,6 + 950}{2} = 949,3 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{ср}$ відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ср}} \times 100\% = \frac{949,3 - 250}{949,3} \times 100\% = -0,1 \%$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним [6], [7].

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,617
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	8,06
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,9
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,29
8.Ступінь послідуного розширення	δ	-	9,69
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,9 \cdot 1,29^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,73 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	8,05	161,0	12,9	258
1,29	5,71	114,2	12,9	258
1,75	3,78	75,6	8,82	176,4
2,0	3,15	63,0	7,46	149,2
2,5	2,35	47,0	5,65	113,0
3,0	1,82	36,4	4,50	90,0
4,0	1,25	25,0	3,12	62,4
5,5	0,81	16,2	2,10	42,0
7,0	0,59	11,8	1,55	31,0
8,5	0,46	9,2	1,23	24,6
10	0,37	7,7	1,1	22,0
12,5	0,28	5,6	0,76	15,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,24$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 8,06$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,9$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0748	8,5
f , до ВМТ	10	0,0188	2,3
b , після ВМТ	130	1,7146	197,7
r' , до ВМТ	70	0,7663	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,4291	49,5
d , до ВМТ	150	1,8969	218,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,24/0,05 = 4,8$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 8,06 = 9,67$ МПа; $p_{c''}/m_p = 9,67/0,05 = 193,4$ мм.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 12,9$ МПа.

$$p_{zd}/m_p = 12,9/0,05 = 258 \text{ мм.}$$

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,236 / 2 = 20,1$ мм.

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478$ мм/мм.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,1 / 1,478 = 13,3 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Е. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

1.1 Ефективна потужність:	$P_e = 950 \text{ кВт}$
1.2 Частота обертання колінчастого валу:	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
1.3 Діаметр циліндру:	$D = 260 \text{ мм}$
1.4 Хід поршня:	$S = 340 \text{ мм}$
1.5 Число циліндрів:	$i = 6$
1.6 Коефіцієнт тактності:	$z = 4$
1.7 Нижча теплота згорання водопаливної емульсії	$Q_H = 33914 \text{ кДж/кг}$
1.8 Годинна витрата пального:	$B_r = 274,2 \text{ кг/год}$
1.9 Індикаторний ККД:	$\eta_i = 0,42$
1.10 Ефективний ККД:	$\eta_e = 0,37$
1.11 Кількість свіжого заряду повітря	$M_1 = 0,912 \text{ кмоль/кг}$
1.12 Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 0,941 \text{ кмоль/кг}$
1.13 Температура залишкових газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
1.14 Температура на початку стиску	$T_d = 347,0 \text{ К}$
1.15 Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,17$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{Г} + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{Г}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3600 = 274,2 \cdot 33914 / 3600 = 2583 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 950 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 950 / 2583 \cdot 100\% = 36,8\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р.} + W_{вып}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,11 + 0,023) \cdot 2883 = 343,6 \text{ кВт}$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вып}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,11$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вып} = 0,02$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 120 \text{ кПа}$$

де $a = 0,12$; $b = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с} \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т} = 0,6 \cdot P_{мд} = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{ср.т} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,01804 \cdot 750 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 48,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,26^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,01804 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}} = 48,7 \text{ кВт}$$

2.3.3 Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо кількість води, необхідної для відведення теплоти:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п.}} = 343,6 + 48,7 = 392,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{392,3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,015 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Де $K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{мв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\text{в}} = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,015 \cdot 98 / 0,56 = 2,70 \text{ кВт}$$

де $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,56$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 2,70 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 343,6 + 48,7 + 2,70 = 395 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100\% = 395 / 2583 \cdot 100\% = 15,3\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \cdot t_{\text{сп.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot t_d \right] =$$

$$\frac{274,2}{3,6 \cdot 22,4} [0,941 \cdot 34,08 \cdot 477 - 0,912 \cdot 29,09 \cdot 74] = 1015 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma}/Q_{\Pi} \cdot 100\% = 1015/2583 \cdot 100\% = 39,3\%$$

2.5 Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,Д}) - Q_{В.} = (343,6 + 206,6) - 395,5 = 155,7 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi.} = 0,08 \cdot 2583 = 206,6 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi}) \cdot \eta_i = (120/1617) \cdot 0,42 = 0,08$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{Q_{M1} \cdot \kappa}{\rho_M \cdot C_{mM} \cdot \Delta T_M} = \frac{155,7 \cdot 1,5}{900 \cdot 2,1 \cdot 8} = 0,0144 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ щільність масла;}$$

$$C_{mM} = 2,1 \text{ кДж/кг - середня теплоємність масла.}$$

$$\Delta T_M = 8 \text{ К - температурний перепад масла в охолоджувачі.}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = V_M \cdot p_M / 1000 \cdot \eta_{M.H.} = 0,0144 \cdot 0,40 \cdot 10^6 / 1000 \cdot 0,85 = 6,80 \text{ кВт}$$

де $p_M = 0,40 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta = 0,85$ - механічний к.к.д масляного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{M2} = P_{MH} = 6,8 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 155,7 + 6,8 = 162,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 162,5 / 2583 \cdot 100\% = 6,3\%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi.} - (Q_e + Q_{В.} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 2583 - (950 + 395 + 1015 + 162,5) = 61 \text{ кВт},$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{н.в.} = Q_{н.в.}/Q_{\Pi} \cdot 100\% = 61/2583 \cdot 100\% = 2,4\%$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	950	36,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	395	15,3
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	1015	39,3
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	162,5	6,3
Невраховані теплові втрати, $Q_{н.в.}$	61	2,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	2583	100

2.5 Динамічний розрахунок дизеля 6ЧН 26/34. [7]

Для проведення розрахунків на міцність деталей дизеля, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

- нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,26\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 258 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 12,9 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| к) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| л) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$. |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в таблиці 2.5, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	F_{r}	$F_{\text{и}}$	F_{d}	F_{N}	F_{r}	F_{k}	F_{r}	$F_{\text{и}}$	F_{d}	F_{N}	F_{r}	F_{k}
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,5	8,59	-105,18	-96,60	0,00	-96,60	0,00	3,5	-42,9	-39,4	0,0	-39,4	0,0
15	3,5	8,59	-99,52	-90,94	-5,80	-86,34	-29,14	3,5	-40,6	-37,1	-2,4	-35,2	-11,9
30	3,5	8,59	-83,49	-74,90	-9,28	-60,23	-45,49	3,5	-34,0	-30,5	-3,8	-24,6	-18,5
45	3,5	8,59	-59,69	-51,10	-9,03	-29,75	-42,52	3,5	-24,3	-20,8	-3,7	-12,1	-17,3
60	3,5	8,59	-31,82	-23,24	-5,07	-7,23	-22,66	3,5	-13,0	-9,5	-2,1	-2,9	-9,2
75	3,5	8,59	-3,86	4,72	1,16	0,11	4,86	3,5	-1,6	1,9	0,5	0,0	2,0
90	3,5	8,59	20,77	29,35	7,45	-7,45	29,35	3,5	8,5	12,0	3,0	-3,0	12,0
105	3,5	8,59	39,83	48,42	11,84	-23,97	43,70	3,5	16,2	19,7	4,8	-9,8	17,8
120	3,5	8,59	52,59	61,18	13,34	-42,14	46,31	3,5	21,4	24,9	5,4	-17,2	18,9
135	3,5	8,59	59,69	68,28	12,06	-56,81	39,75	3,5	24,3	27,8	4,9	-23,2	16,2
150	3,5	8,59	62,72	71,31	8,84	-66,17	28,00	3,5	25,6	29,1	3,6	-27,0	11,4
165	3,5	8,59	63,55	72,14	4,60	-70,87	14,23	3,5	25,9	29,4	1,9	-28,9	5,8
180	3,5	8,59	63,65	72,24	0,00	-72,24	0,00	3,5	25,9	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,5	8,68	63,55	72,24	-4,61	-70,97	-14,25	3,5	25,9	29,4	-1,9	-28,9	-5,8
210	3,7	9,08	62,72	71,80	-8,90	-66,63	-28,19	3,7	25,6	29,3	-3,6	-27,2	-11,5
225	4,0	9,81	59,69	69,50	-12,28	-57,83	-40,46	4,0	24,3	28,3	-5,0	-23,6	-16,5
240	4,5	11,04	52,59	63,63	-13,87	-43,83	-48,17	4,5	21,4	25,9	-5,7	-17,9	-19,6
255	5,3	13,00	39,83	52,83	-12,92	-26,16	-47,69	5,3	16,2	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	6,6	16,19	20,77	36,96	-9,38	-9,38	-36,96	6,6	8,5	15,1	-3,8	-3,8	-15,1
285	9,1	22,32	-3,86	18,46	-4,52	0,42	-19,00	9,1	-1,6	7,5	-1,8	0,2	-7,7
300	13,7	33,61	-31,82	1,78	-0,39	0,55	-1,74	13,7	-13,0	0,7	-0,2	0,2	-0,7
315	22,9	56,18	-59,69	-3,51	0,62	-2,05	2,92	22,9	-24,3	-1,4	0,3	-0,8	1,2
330	42,3	103,8	-83,49	20,28	-2,51	16,30	-12,32	42,3	-34,0	8,3	-1,0	6,6	-5,0
345	81,3	199,4	-99,52	99,92	-6,37	94,86	-32,02	81,3	-40,6	40,7	-2,6	38,7	-13,1
360	#####	311,5	-105,2	206,4	0,00	206,37	0,00	127,0	-42,9	84,1	0,0	84,1	0,0
375	#####	405,3	-99,52	305,7	19,51	290,27	97,97	165,2	-40,6	124,6	8,0	#####	39,9
390	#####	247,0	-83,49	163,5	20,27	131,5	99,32	100,7	-34,0	66,7	8,3	53,6	40,5
405	57,8	141,8	-59,69	82,10	14,50	47,80	68,31	57,8	-24,3	33,5	5,9	19,5	27,8
420	36,3	89,05	-31,82	57,22	12,48	17,81	55,80	36,3	-13,0	23,3	5,1	7,3	22,7
435	25,0	61,33	-3,86	57,46	14,06	1,29	59,14	25,0	-1,6	23,4	5,7	0,5	24,1
450	18,8	46,12	20,77	66,88	16,98	-16,98	66,88	18,8	8,5	27,3	6,9	-6,9	27,3
465	15,1	37,04	39,83	76,87	18,81	-38,06	69,39	15,1	16,2	31,3	7,7	-15,5	28,3
480	12,8	31,40	52,59	83,99	18,31	-57,86	63,58	12,8	21,4	34,2	7,5	-23,6	25,9
495	10,6	26,00	59,69	85,69	15,14	-71,30	49,89	10,6	24,3	34,9	6,2	-29,1	20,3

продовження таблиці 2.5

510	9,0	22,08	62,72	84,80	10,51	-78,69	33,30	9,0	25,6	34,6	4,3	-32,1	13,6
525	7,4	18,15	63,55	81,71	5,21	-80,27	16,11	7,4	25,9	33,3	2,1	-32,7	6,6
540	6,0	14,72	63,65	78,37	0,00	-78,37	0,00	6,0	25,9	31,9	0,0	-31,9	0,0
555	4,5	11,04	63,55	74,59	-4,76	-73,28	-14,71	4,5	25,9	30,4	-1,9	-29,9	-6,0
570	3,9	9,57	62,72	72,29	-8,96	-67,08	-28,39	3,9	25,6	29,5	-3,7	-27,3	-11,6
585	3,2	7,85	59,69	67,54	-11,93	-56,19	-39,32	3,2	24,3	27,5	-4,9	-22,9	-16,0
600	3,2	7,85	52,59	60,44	-13,18	-41,63	-45,75	3,2	21,4	24,6	-5,4	-17,0	-18,7
615	3,2	7,85	39,83	47,68	-11,66	-23,61	-43,04	3,2	16,2	19,4	-4,8	-9,6	-17,5
630	3,2	7,85	20,77	28,62	-7,26	-7,26	-28,62	3,2	8,5	11,7	-3,0	-3,0	-11,7
645	3,2	7,85	-3,86	3,99	-0,98	0,09	-4,10	3,2	-1,6	1,6	-0,4	0,0	-1,7
660	3,2	7,85	-31,82	-23,97	5,23	-7,46	23,38	3,2	-13,0	-9,8	2,1	-3,0	9,5
675	3,2	7,85	-59,69	-51,84	9,16	-30,18	43,13	3,2	-24,3	-21,1	3,7	-12,3	17,6
690	3,2	7,85	-83,49	-75,64	9,37	-60,82	45,94	3,2	-34,0	-30,8	3,8	-24,8	18,7
705	3,2	7,85	-99,52	-91,67	5,85	-87,04	29,38	3,2	-40,6	-37,4	2,4	-35,5	12,0
720	3,2	7,85	-105,18	-97,33	0,00	-97,33	0,00	3,2	-42,9	-39,7	0,0	-39,7	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Вимоги, що пред'являються до паливних систем дизелів

Система живлення є однією із важливих систем дизеля. Вона призначена для забезпечення нормального живлення дизеля паливом при різних режимах його роботи. Від ступеню досконалості системи живлення та її технічного стану в процесі експлуатації залежать показники робочого процесу дизеля, його надійність, а також експлуатаційні характеристики. У зв'язку з цим до систем живлення дизелів виставляються високі вимоги. Системи живлення усіх дизелів повинні виконувати наступні функції [2] :

- дозувати паливо у відповідності з режимом роботи дизеля;
- подавати паливо в камеру згоряння під високим тиском на усіх режимах роботи дизеля;
- забезпечувати заданий початок подачі палива на всіх експлуатаційних режимах;
- виконувати найкращу тривалість подачі, що забезпечує повне згоряння всього впорскнутого палива за період, коли поршень знаходиться біля верхньої мертвої точки;
- подавати паливо у відповідності з характеристикою впорскування, найбільш сприятливою для протікання процесу згоряння;
- забезпечувати чітке відсікання подачі палива для запобігання підтікання форсунок, яке призводить до за коксування соплових отворів, кінця розпилювача та інших деталей форсунок, а також їх перегрівання;
- реалізовувати добре розпилювання палива та рівномірне його розпилювання по об'єму камери згоряння;
- усувати небажані додаткові впорскування палива після закінчення процесу згоряння на всіх режимах роботи дизеля;
- забезпечувати ідентичність впорскування по окремим циліндрам, що заключається в подачі однакових порцій палива в однакові фази робочого процесу всіх циліндрів дизеля;

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ефективно очищувати паливо від механічних домішок з моменту заправки до моменту подачі палива в камеру згоряння; забезпечувати зберігання запасу палива, необхідного для роботи дизеля протягом визначеного часу.

У відповідності з перекисленими функціями виставляють і вимоги, яким повинні задовольняти системи живлення дизелів. Системи живлення дизелів повинні забезпечувати [3]:

- виконання всіх перелічених вище функцій при різних швидкостях та загрузочних режимах їх роботи;
- стабільність показників процесу подачі палива протягом всього періоду експлуатації дизеля;
 - зручність обслуговування окремих вузлів та їх регулювання, можливість монтажу та демонтажу форсунок і насосів, розбори та заміни деяких зношених деталей;
 - надійну роботу всіх вузлів протягом встановленого терміну служби; максимально можливий термін роботи всіх деталей;
- отримання необхідних швидкісних та загрузочних характеристик подачі палива;
 - можливість зміни кута випередження подачі палива в залежності від режимних умов роботи дизеля;
 - стійку роботу дизеля на малих швидкісних та загрузочних режимах без пропусків подачі палива окремими форсунками;
 - можливість прокачки об'ємів з метою з метою видалення із них повітря та відведення парів палива із підходящої мережі;
 - можливість виключення подачі палива окремими насосами у випадку виходу із ладу циліндрів судових дизелів;
- здійснення реверсу головних судових двигунів;
 - швидкий та надійний пуск двигунів при різних температурах навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Типи систем живлення дизелів

Системи живлення дизелів звичайно включають витратні паливні баки, відстійники, підкачувальні насоси, що подають паливо із баків в прийомні порожнини насосів високого тиску через паливо проводи низького тиску, паливні фільтри грубого та тонкого очищення, які встановлюються на лінії низького тиску, паливні фільтри високого тиску, форсунки, паливо проводи для відведення палива, що пере пускається, та інші елементи. В залежності від типу системи живлення деякі із цих елементів можуть бути відсутніми, інші можна з'єднувати в один або вводити нові елементи. В результаті створюють паливні системи різних типів. Визначальний вплив на конструкцію системи живлення має спосіб подачі та розпилювання палива. По способу подачі та розпилювання системи живлення сучасних дизелів розділяють на системи безпосередньої дії та акумуляторні системи [2].

Системи живлення безпосередньої дії знайшли широке поширення на дизелях різного призначення. Основними елементами цієї системи є насос високого тиску, форсунка, фільтри грубого та тонкого очищення, привід плунжера високого тиску. По способу приводу плунжера ці системи розділяють на системи з механічним, газовим, пружинним та пневмо-гідравлічним приводами.

Паливні системи акумуляторного типу звичайно складаються із насоса, який нагнітає паливо в акумулятор, спеціального розподільника та форсунки. Принципова відмінність цих систем від систем безпосередньої дії заключається в тому, що паливо надходить в камеру згоряння дизеля не безпосередньо від насоса високого тиску, а із акумулятора, в якому підтримується необхідний тиск.

Системи акумуляторного типу дозволяють забезпечувати високі тиски подачі палива в камеру згоряння дизеля на режимах малих частот обертання колінчастого валу та подач. В цьому основна їх перевага перед іншими системами. Вони забезпечують високі середні тиски впорскування та полегшують боротьбу з небажаними повторними впорскування.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В паливних насосах з акумуляторами великого об'єму паливні насоси високого тиску прості в порівнянні з насосами в системах безпосередньої дії. Число робочих плунжерів цих насосів не пов'язано з числом циліндрів і може бути зведено навіть до одного. Подача палива плунжера не пов'язана по фазам з робочим процесом дизеля, тому вона не регулюється. Широкому розповсюдженню цих систем заважає велика складність в порівнянні із системами безпосередньої дії.

3.3 Призначення та типи форсунок

Форсунки дизелів призначені для введення палива в камеру згоряння і розпилювання його у повітряному заряді. Форсунки разом із паливними насосами високого тиску повинні [2]:

- при об'ємному сумішоутворенні забезпечувати добру дисперсність розпилювання, яка характеризується мілкими та однакового розміру каплями, і отримання необхідної дальності розпиленої струї палива;
- при об'ємно-плівковому та плівковому сумішоутворенні подавати паливо в пристінковий об'єм або ж на стінку камери згоряння;
- розподіляти введе паливо по всьому об'ємі камери згоряння у відповідності з типом камери згоряння та способом сумішоутворення;
- забезпечувати високі тиски впорскування на початку та вкінці подачі і середні тиски впорскування;
- мати просту конструкцію та можливо менше рухомих деталей;
- створювати мінімальний гідравлічний тиск паливу, що рухається по каналах форсунок;
- мати мінімальні габаритні розміри з тим, щоб займати як можна менше місця в кришках циліндрів та головках дизеля;
- не допускати сильний нагрів палива, що рухається у форсунці;
- мати невисоку вартість виготовлення;
- бути надійними в роботі та простими в обслуговуванні.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Створити форсунку, яка б в однаковій мірі добре задовольняла б всім цим вимогам, важко. На сьогодні в наявності є велика різноманітність форсунок, які відрізняються як по принципу роботи, так і по конструктивному оформленню. Привести достатню обґрунтовану класифікацію форсунок важко. В дизелях застосовують наступні форсунки: відкриті, клапанні – соплові; клапанні, мембранні, форсунки із запірною голкою: без штифтові та штифтові, акумулюючі форсунки, форсунки з гідравлічним навантаженням та інші.

Відкриті та клапанні – соплові форсунки

Відкриті форсунки (рис.3.1) [2] не мають спеціального запірного органу, що роз'єднує камеру згоряння та паливний трубопровід. Необхідний тиск впорскування в системах з відкритими форсунками створюється внаслідок гідравлічного опору соплових отворів та підвищеній швидкості руху плунжера насоса високого тиску.

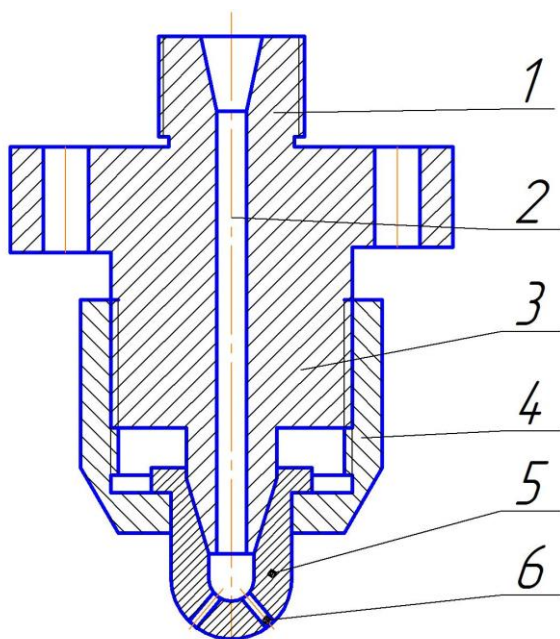


Рисунок 3.1 Конструкція відкритої форсунки
1- штуцер; 2 - вісьовий канал; 3 - корпус; 4 - гайка кріплення сопла; 5 - сопло; 6 - соплові отвори;

У відкритій форсунці нагнітаючий паливо провід приєднується до штуцера 1, і паливо поступає до осьового каналу 2, який виконаний в корпусі 3 форсунки.

За допомогою гайки 4 до корпусу прикріплюють сопло 5 із отворами розпилювання 6. Через ці отвори паливо впорскується в камеру згоряння дизеля.

Малі тиски початку та кінця подачі, порівняно низькі середні тиски впорскування, посилене підтікання форсунок після закінчення впорскування, різке зниження середнього тиску впорскування при зменшенні частоти обертання колінчастого валу дизеля – всі ці недоліки відкритих форсунок є причиною не широкого їх застосування в дизелях.

Клапані –соплові форсунки

Клапані – соплові форсунки (рис.3.2) [2] роз'єднують паливопровід системи та камеру згоряння дизеля за допомогою клапана. Тому частково зменшуються ділянки початку та кінця подачі, що характеризуються малими тисками впорскування, підтікання палива після закінчення впорскування, покращується герметичність закриття внаслідок дії тиску газів.

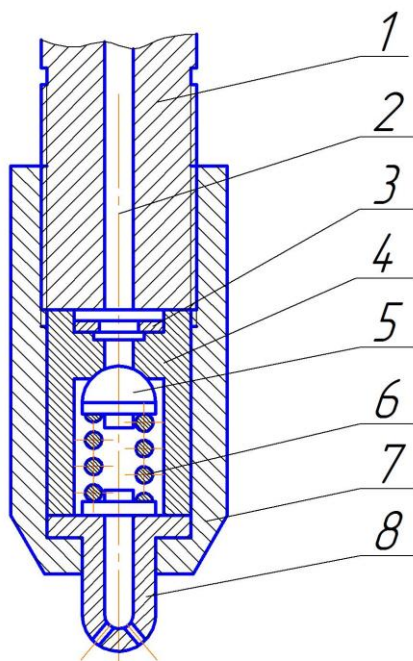


Рисунок 3.2 Конструкція клапана – соплової форсунки

1- корпус форсунки; 2 – вісьовий канал; 3 – пластинчастий клапан; 4 – корпус зворотнього клапана кріплення сопла; 5 – зворотній клапан; 6 – пружина; 7 – гайка; 8 – сопло

В клапано-сопловій форсунці в гайку 7, яку кріплять до корпусу 1 форсунки, встановлюють сопло 8 з отворами, зворотній клапан 5 з пружиною 6, корпус зворотного клапана 4 та пластинчатий клапан 3. Пружина зворотного клапана має попередню натяжку, що дорівнює 8 – 11 МПа. Паливо поступає через

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

центральный канал 2 корпуса 1 форсунки, віджимає пластинчатий клапан 6, що вільно пропускає його до розташованого нижче каналу, і, подолавши натяг пружини зворотного клапана, впорскується через соплові отвори в камеру згоряння. Зворотній клапан має обмежувач, яким він упирається у виступ сопла при повному відкритті.

При закінченні подачі пружина щільно прижимає зворотний клапан до сидла і роз'єднується камера згоряння та паливний паливо провід. У випадку нещільного прилягання клапана до гнізда пластинчатий клапан 3, притискується до корпусу, чим запобігає попаданню газів у паливний трубопровід. Наявність зворотного клапана з обмежувачем та пружиною безпосередньо перед соплом забезпечує зменшення об'єму форсунки та зниження підтікання палива після закінчення подачі.

Клапано –сопловим форсункам притаманні недоліки, характерні для відкритих форсунок, тому вони також не знайшли широкого поширення в дизелях.

3.4 Опис запроектованої паливної системи дизеля.

Паливна система дизеля 6ЧН 26/34 проточна (рис.3.3) і забезпечує роботу дизеля як на дизельному паливі так і на водопаливній емульсії (ВПЕ) [6],[8]. При роботі дизеля на дизельному паливі воно самопливом із витратного бака 20 подається через фільтр тонкого очищення 9 до паливних насосів 3. ВПЕ перед подачею в паливну систему дизеля попередньо підігрівається до температури 70 - 75 °С в системі підготовки палива, яка складається із витратного бака 12, котла електричного водогрійного 13, насоса водяного 16, бака розширювального 17, насоса подачі ВПЕ 14 з редуційним клапаном 5, насоса подачі палива у витратний бак 15.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

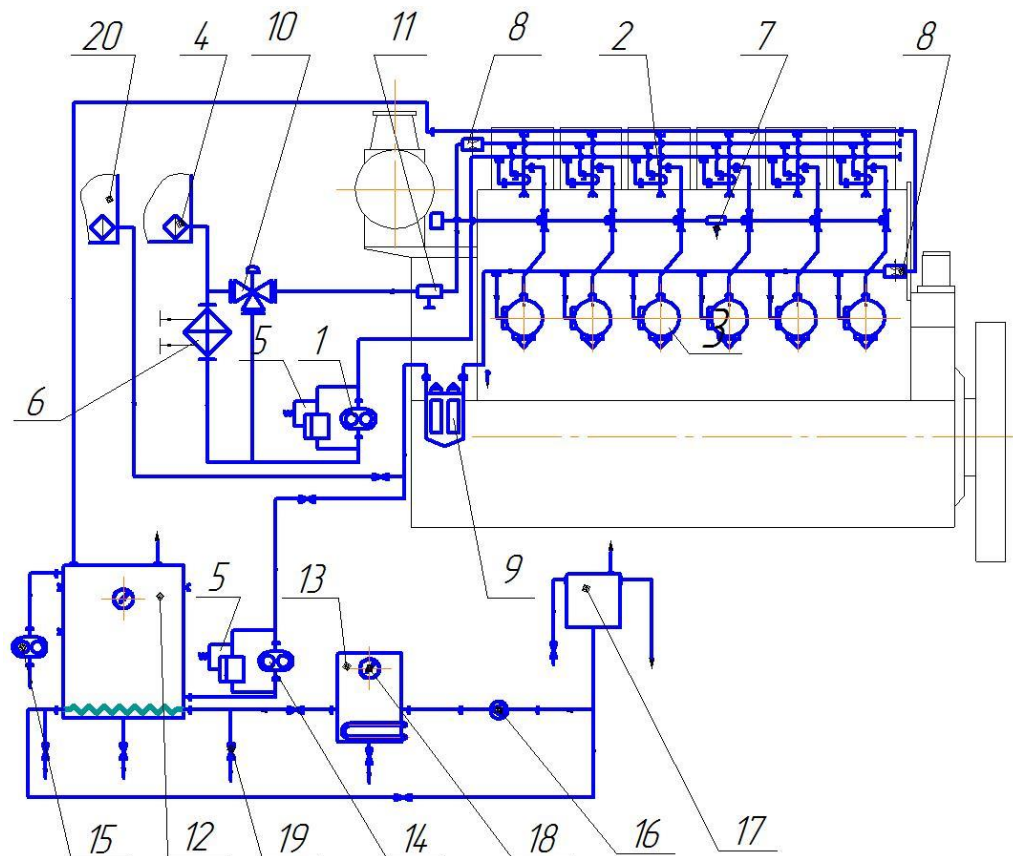


Рисунок 3.3 Принципова схема паливної системи дизеля при роботі на дизельному паливі та на водопаливній емульсії

1 – насос паливопідкачний; 2 – форсунка охолоджувана; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – сітчастий фільтр; 5 – клапан редукційний; 6 – охолоджувач палива; 7 – клапан розгрузочний; 8 – дросель; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – регулятор температури; 11 – ресивер; 12 – витратний бак рослинного масла; 13 – котел електричний; 14 – насос подачі палива до двигуна; 15 – насос подачі водопаливної емульсії у витратний бак; 16 – насос водяний; 17 – бак розширювальний; 18 – термометр; 19 – вентиль запірний; 20 – витратний бак дизельного палива.

Підігрівається ВПЕ у витратному баку 12 за допомогою води, яка нагрівається в котлі електричному 13 та подається циркуляційним насосом 16 в змійовик бака. Для контролю температури води і ВПЕ на корпусах бака 12 та котла 13 встановлені термометри 18. Регулювання режиму роботи паливної системи та системи підготовки палива виконується вентиллями запірними 19. Паливо, що пройшло підігрів та фільтрацію в системі паливо підготовки подається насосом 14 до двигуна і через паливний фільтр 9 поступає в головну паливну мережу до паливних насосів високого тиску 3 (ПНВТ) і із паливної мережі вертається назад у витратний бак палива 12. У відповідності з порядком роботи циліндрів, по трубкам високого тиску ПНВТ подають дозовану кількість палива в охолоджувальні форсунки 2. Кількість палива і тиск, під яким паливо

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

подається в форсунки, визначається режимом роботи дизеля, надлишкове паливо із форсунок збирається в колекторі збору протікань палива і також направляється у витратний бак палива.

Для підтримання в головній паливній мережі необхідного тиску, на трубі повернення палива у витратний бак встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм.

Для захисту від підвищення тиску палива на паливопідкачному насосі охолодження форсунок 1 встановлений редукційний клапан 5 (рис.3.3), відрегульований на тиск 0,3 МПа (3 кГс/см²).

Дизельне паливо для охолодження форсунок відбирається із окремого паливного бачка, встановленого на передньому торці дизеля. Після охолодження форсунок паливо через регулятор температури 10 і охолоджувач палива 6 поступає на вхід паливо підкачного насоса 1. Для створення підпору на виході із колектору зливу палива із форсунок встановлена дросельна шайба 8 з отвором $\varnothing$ 1 мм. Дизельне паливо охолодження форсунок циркулює по замкнутому контуру.

Паливні трубопроводи високого тиску мають захисні кожухи. Внутрішні порожнини захисних кожухів з'єднані з колектором збору протікань. На колекторі збору протікань встановлений датчик тиску палива для попереджувальної сигналізації у випадку витікання палива при розриві трубопроводу. На колекторі збору витоків встановлений також розвантажувальний клапан 7 для скидання високого тиску палива в колекторі у випадку розриву трубок, що подають паливо від ПНВТ до форсунок. При заповненні системи дизельним паливом повітря із трубопроводів та ПНВТ видаляється через пробки, які розташовані на корпусах ПНВТ (поз.27 на рисунку 3.4), та на корпусі фільтру тонкого очищення палива

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Опис вузлів, що входять в систему паливоподачі.

3.5.1 Паливний насос високого тиску

На дизелі 6ЧН26/34 встановлені паливні насоси високого тиску типу ТН-18, одноплунжерні, золотникові, з роликовим приводом від розподільчого валу, діаметр плунжера - 18 мм, хід плунжера - 26 мм (рис.3.4). Паливний насос високого тиску призначений для подачі дозованої кількості палива під високим тиском у форсунку.

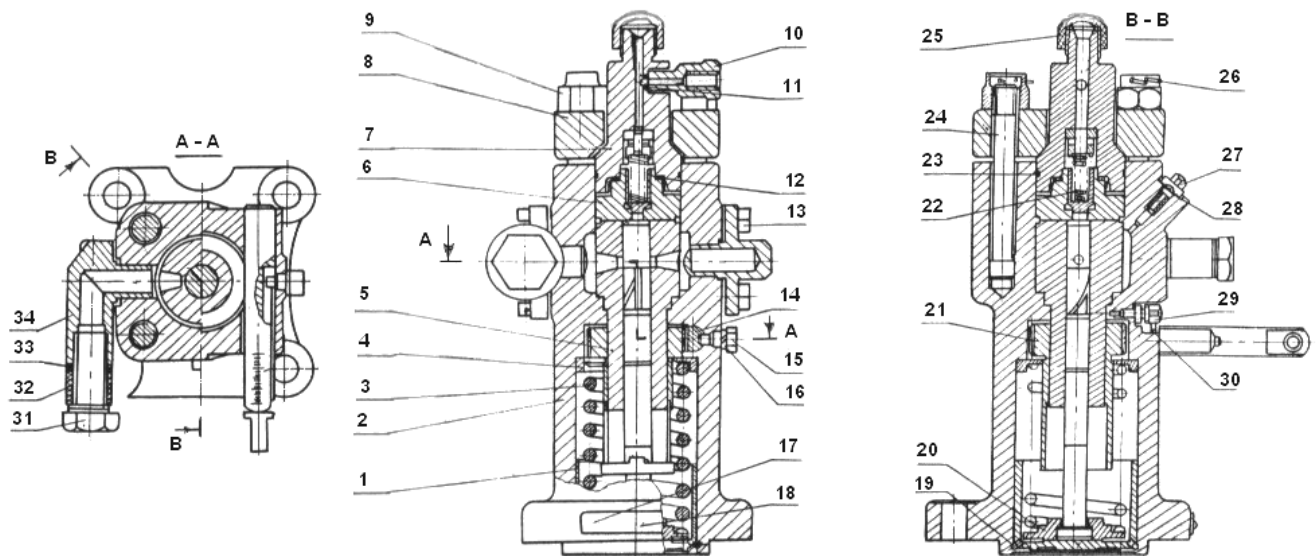


Рисунок 3.4 Паливний насос високого тиску

1 – стакан, 2 – корпус, 3 – пружина плунжера, 4 – тарілка пружини, 5 – пара плунжерна, 6 – клапан нагнітаючий, 7 – штуцер натискний, 8 – фланець натискний, 9 – гайка, 10 – болт натискний, 11 – прокладка запобіжна, 12 – прокладка, 13 – болт M10x25, 14 – рейка, 15 – болт, 16 – шайба пружинна, 17 – заклепка, 18 – табличка, 19 – кільце установочне, 20 – тарілка пружини нижня, 21 – шестерня, 22 – пружина клапана, 23 – кільце ущільнююче, 24 – шпилька, 25 – заглушка, 26 – дріт контровочний, 27 – пробка випуску повітря, 28 – прокладка мідна, 29 – гвинт стопорний, 30 – пломба, 31 – ніпель, 32 – кільце для транспортування, 33 – прокладка мідна, 34 – фланець.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

В корпусі 2 насоса встановлена плунжерна пара 5, що складається із втулки та плунжера. До верхнього торця втулки плунжера фланцем натискним 8 прижимається через штуцер натискний 7 клапан нагнітаючий 6. Пружиною 22 нагнітаючий клапан 6 прижимається до посадочного конуса корпуса.

Зовні на втулці плунжера встановлена шестерня 21, яка входить в зачеплення із зубцями рейки 14, переміщенням якої забезпечується регулювання величини циклової подачі.

Положення втулки плунжера в корпусі 2 насоса визначається установочним болтом 15, який стопориться в корпусі шайбою пружинною 16.

Шестерня 21 втримується у верхньому положенні тарілкою 4, яка прижимається до корпусу 2 насоса пружиною 3. Нижній торець пружини 3 через нижню тарілку 20 опирається на кільце установочне 3.

Для запобігання випадання стакану 3, в канавку корпуса 2 встановлено стопорне кільце 1. На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні 21. Таким чином, при поступальному русі рейки 14 повертається шестерня 21 та плунжер насоса.

Переміщення рейки 14 обмежується стопорним болтом 15 з пружинною шайбою 16.

Встановлений в корпусі 2 пробка випуску повітря 27 призначена для випуску повітря із нагнітаючої порожнини корпуса насоса.

Підведення палива в насос здійснюється через фланець 34, ущільнений в корпусі прокладкою 33.

Принцип дії насоса: від паливного кулака розподільчого валу, через привід паливного насоса плунжер отримує зворотно - поступальний рух. До моменту перекриття торцем плунжеру верхнього отвору втулки плунжера, паливо із над плунжерної порожнини витісняється в нагнітаючу порожнину «А» корпуса насоса. Після перекриття плунжером верхнього отвору паливо, що залишилося над плунжером починає діяти на нагнітаючий клапан 6, піднімаючи його.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нагнітаючий клапан 6, піднімаючись під дією тиску палива, стискає пружину і упирається в обмежувач. До форсунки паливо поступає по трубці високого тиску, приєднаною накидною гайкою до штуцера 7 насоса. Подача палива буде продовжуватися до моменту, коли спіральна кромка плунжера дійде до нижнього отвору втулки плунжера.

В цей момент порожнина над плунжером через отвір в плунжері - спіральний паз та нижній отвір у втулці з'єднується з нагнітаючою порожниною «А» корпусу насоса, проходить відсікання палива. Тиск палива над плунжером падає, нагнітаючий клапан закривається, подача палива до форсунки припиняється.

Таким чином, початок подачі палива у форсунку проходить в один і той же момент, незалежно від режиму роботи дизеля. Кінець подачі палива (кількість палива) змінюється в залежності від положення відсічної (спіральної) кромки плунжера відносно нижнього отвору у втулці, що визначається положенням рейки насоса (загрузкою дизеля).

3.5.2 Форсунка

Форсунка ФД-45.2 (рис.3.5) призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання. Форсунка закритого типу, з гідравлічним керуванням підйому голки та охолодженням розпилювача. Розпилювач має вісім соплових отворів діаметром 0,4 мм, розташованих під кутом 150°.

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щільовий фільтр 4 і по канаві Б в корпусі форсунки 2 надходить до розпилювача 1. Сила, що виникає при тиску палива, діє на диференціальний поясок голки, долає силу пружини 5 і піднімає голку, забезпечуючи впорскування палива в циліндр через отвори розпилювача.

Пружина затянута так, що голка піднімається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає 25+1 МПа (250+10 кГс/см²). Затяжка пружини регулюється гвинтом 9, який стопориться контргайкою 7. Поверхні корпусу форсунки 2 і корпусу розпилювача фіксуються

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

штифтом 11. Витік палива через зазор поміж голкою і корпусом розпилювача відводиться по канаві регулювочного гвинта 9 у відвід витоків.

Підведення дизельного палива охолодження розпилювача здійснюється через штуцер 8 і підводиться по свердленим канавам в корпусі 2 до розпилювача 1. Охолодивши розпилювач, дизельне паливо по другому свердленному каналу в корпусі 2 надходить в охолоджувач палива

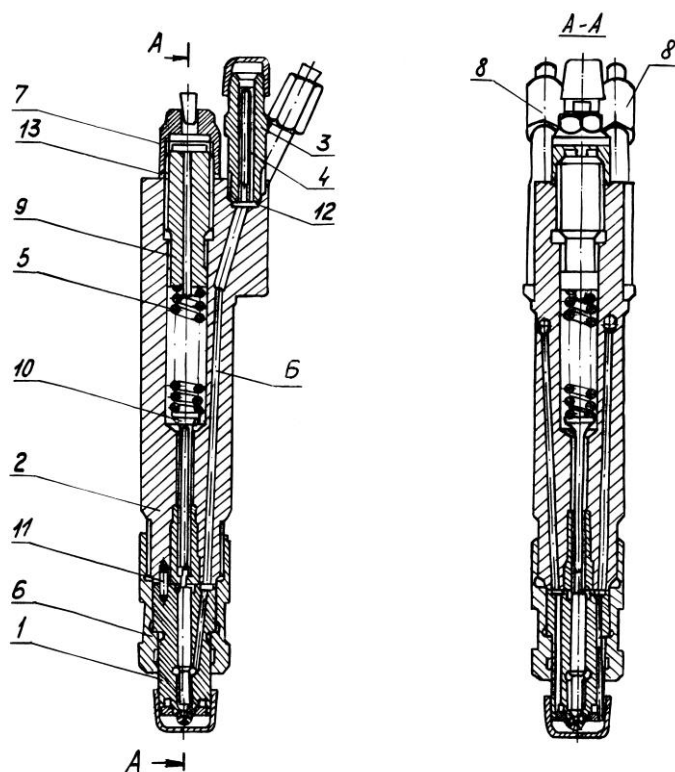


Рисунок 3.5 Форсунка ФД-45.2

1 – розпилювач; 2 – корпус; 3 – штуцер; 4 – фільтр; 5 – пружина; 6 - ковпак нажимний; 7 – контргайка; 8 – штуцер; 9 – гвинт регулювочний; 10 – штовхач; 11 – штифт; 12, 13 – прокладка

При складанні форсунки різьбу на корпусі 2 та ковпаку натискному 6 потрібно змащувати жаростійкою змазкою.

3.6 Пропозиції по удосконаленню конструкції розпилювача форсунки

Для покращення якості процесу сумішоутворення при роботі на ВПЕ із рослинної олії пропонується використати розпилювач, схема якого представлена на рис. 3.6 Розпилювач містить корпус 1 з циліндричною порожниною 2,

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

конусною замикаючою поверхнею 3, носиком розпилювача 4, під голковою порожниною 5 і декількома розпилюючими отворами 6,7, виконаними попарно і розташованими рівномірно по поверхні носика розпилювача. При цьому осі розпилюючих отворів 6,7 розташовані в площині, яка проходить через вісь циліндричної порожнини корпусу розпилювача і виконані під кутом ψ один відносно одного. Вхідні кромки 8, 9 розпилюючих отворів 6,7 розташовані на конусній замикаючій поверхні 3 корпусу 1 розпилювача.

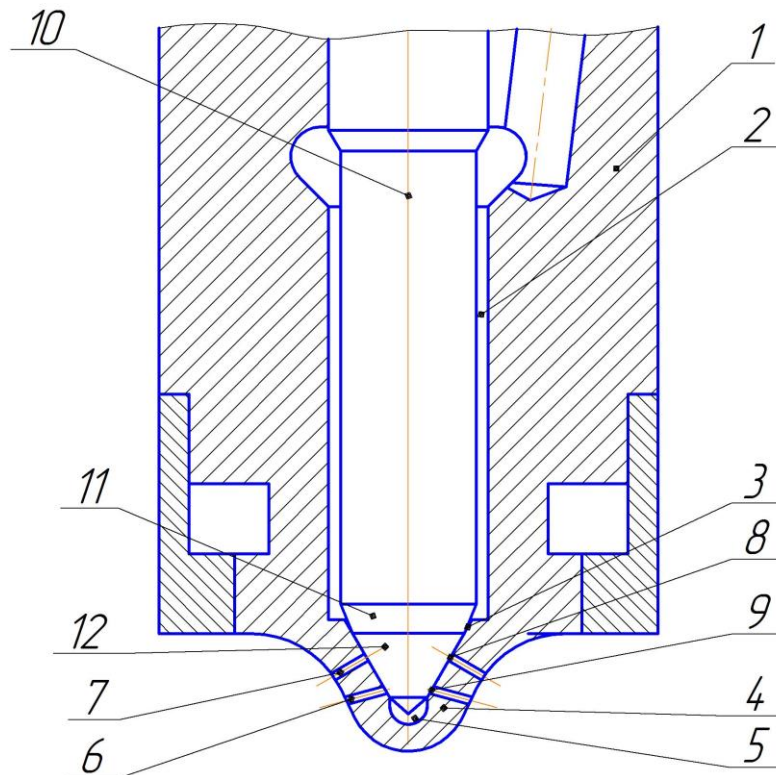


Рисунок 3.6 Розпилювач покращеної конструкції

1- корпус; 2 - циліндрична порожнина; 3 - конусна закриваюча поверхня;
4-носик розпилювача; 5 - підголкова порожнина; 6,7 - розпилюючі отвори;
8,9 - вхідні кромки розпилюючих отворів; 10 - голка; 11 - конусна поверхня;
12 - конусна закриваюча поверхня

Голка 10 розпилювача притиснута пружиною до корпусу 1 і має конусну поверхню 11 та конусну замикаючу частину 12, що стикується з конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача.

В процесі паливоподачі паливо від паливного насосу високого тиску по нагнітальному паливопроводу подається до форсунки і по каналах, виконаних в корпусі 1, поступає в циліндричну порожнину 2. Паливо, що знаходиться в

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

порожнині 2 під високим тиском, діє на конусну поверхню 11 голки 10. В результаті голка 10 піднімається вгору, долаючи силу деформованої пружини. При цьому поміж конусною замикаючої частини 12 голки та конусною замикаючою поверхнею 3 корпусу 1 розпилювача утворюється кільцева щілина, по якій паливо поступає до входних кромок 8 та 9 розпилюючих отворів 6 і 7. Даліше паливо протікає по розпилюючим отворам 6 і 7 і поступає в камеру згоряння дизеля. Кожен розпилюючий отвір формує струмінь розпилюваного палива. Струмені спарених отворів 6 і 7, осі яких пересікаються під кутом ψ , стикаються один з одним на деякій відстані від поверхні носика 4 розпилювача. При цьому струмені палива додатково турбулізуються і утворюється один загальний струмінь більшого об'єму, що поширюється в об'ємі камери згоряння. Причому, довжина цього струменю дещо менше струменю палива, що формується одним розпилюючим отвором, який має ефективний прохідний переріз, що дорівнює сумі ефективних прохідних перерізів розпилюючих отворів 6 та 7.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7 Розрахунок системи підготовки палива

Мета розрахунку

Завданням розрахунку системи підготовки палива є знаходження поверхні теплообміну нагрівальних елементів витратного бака палива, потужності ТЕНів електричного котла та витрати горячої води, що прокачується через нагрівальні елементи.

Вихідні дані

1. Номінальна потужність дизеля	$P =$	950	кВт
2. Питома витрата водопаливної емульсії (ВПЕ)	$b_e =$	0,289	кг/кВт·год
3. Теплоємність ВПЕ на основі ріпакової олії	$c_m =$	1,92	кДж/кг·град
4. Об'єм витратного бака для ВПЕ	$V =$	0,5	м ³
5. Густина ВПЕ	$\rho =$	915	кг/м ³
6. Температура ВПЕ:			
- холодної	$t_1 =$	20	°C
- нагрітої	$t_2 =$	80	°C
7. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку	$\tau =$	3	години
8. Коефіцієнт, що враховує втрати тепла від витратного бака в навколишнє середовище, $a = 0,8 - 0,9$	$a =$	0,9	
9. Коефіцієнт теплопередачі від горячої води до ВПЕ	$k =$	125	Вт/м ² ·град
10. Температура гріючої води на вході у витратний бак палива	$t_{в1} =$	90	°C
11. Температура гріючої води на виході із витратного бака палива	$t_{в2} =$	85	°C
12. Густина води	$\rho =$	1000	кг/м ³
13. Теплоємність води	$c_B =$	4,19	кДж/кг·град
14. Швидкість води в трубках водопідігрівача	$v =$	0,9	м/с
15. Мінімальний об'єм палива у витратному баку, при якому спрацьовує датчик нижнього рівня	$V_{min} =$	0,4	м ³

15.Об'єм долитої холодної ВПЕ (до верхнього рівня) $\Delta V = V - V_{\min}$ $\Delta V = 0,1 \text{ м}^3$

Розрахунок

- Витрата ВПЕ за годину

$$B_{\Gamma} = b_e \cdot P$$
 $B_{\Gamma} = 274,6 \text{ кг/год}$
- Розрахункова потужність підігрівача для нагрівання ВПЕ споживаної дизелем на номінальній потужності

$$P_{II} = c_M \cdot B_{\Gamma} \cdot (t_2 - t_1) / (a \cdot 3600)$$
 $P_p = 8,8 \text{ кВт}$
- Прийнята електрична потужність ТЕНів для нагрівання води в котлі електричному
 $P_{\phi} = 9 \text{ кВт}$
- Розрахункова витрата води для нагріву ВПЕ у витратному баку

$$G_B = \frac{3600 \cdot P_{\phi}}{c_B \cdot (t_{B1} - t_{B2})}$$
 $G_B = 1546,5 \text{ кг/год}$
- Прийнята витрата води для підігріву палива у витратному баку
 $G_p = 1600 \text{ кг/год}$
- Кількість теплоти необхідної на попередній підігрів рослинної олії у витратному баку

$$Q_T = c_M \cdot V \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) / a$$
 $Q_T = 58560 \text{ кДж}$
- Тривалість попереднього підігріву олії у витратному баку

$$\tau = \frac{Q_T}{3600 \cdot P_{\phi}}$$
 $\tau = 1,8 \text{ годин}$
- Площа поперечного перерізу труб підігрівача

$$f = \frac{G_B}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$
 $f = 0,00049 \text{ м}^2$
- Кількість труб підігрівача
 $i = 1 \text{ шт}$
- Розрахунковий внутрішній діаметр труби підігрівача

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi \cdot i}}$$
 $d = 0,025 \text{ м}$
- Зовнішній діаметр труби підігрівача
 $D_3 = 0,032 \text{ м}$
- Фактичний внутрішній умовний діаметр труби 1G
 $D_y = 0,025 \text{ м}$

12. Середньо - арифметичний перепад температур теплоносіїв в підігрівачеві

$$\Delta t = \frac{t_{B1} + t_{B2}}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\Delta t = 37,5 \quad ^\circ\text{C}$$

12. Площа поверхні теплообміну підігрівача

$$F = \frac{1000 \cdot P_{\phi}}{\kappa \cdot \Delta t}$$

$$F = 1,92 \quad \text{м}^2$$

13. Робоча довжина змішувача витратного бака

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D_3}$$

$$L = 19,1 \quad \text{м}$$

Висновки

Згідно із результатами проведеного розрахунку, параметри системи підігріву палива із рослинно] олії повинні бути наступними:

1. Об'єм витратного бака

$$V = 0,5 \quad \text{м}^3$$

2. Теплова потужність електричного котла

$$P_{\Pi} = 9 \quad \text{кВт}$$

3. Температура палива на виході із витратного бака

$$t_2 = 80 \quad ^\circ\text{C}$$

4. Температура гріючої води на виході із котла електричного $t_{B1} = 90^\circ\text{C}$

$$t_{B1} = 90 \quad ^\circ\text{C}$$

5. Продуктивність циркуляційного насоса гріючої води

$$G_B = 1600 \quad \text{кг/год}$$

6. Тривалість попереднього нагріву палива у витратному баку

$$\tau = 3 \quad \text{години}$$

7. Площа поверхні теплообміну підігрівача

$$F = 1,92 \quad \text{м}^2$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Основні положення техніки безпеки при роботі з ДВЗ

При обладнанні моторного відділення повинен бути забезпечений вільний доступ до всіх частин і механізмів двигуна, що підлягають періодичному мастилу або спостереженню під час роботи, а також створені умови для зручного обслуговування обладнання та трубопроводів, розбирання деталей та вузлів, що потребують періодичного огляду, ремонту або заміни.

При встановленні двох вертикальних двигунів їх мають зазвичай паралельно, маховиками в один бік і вихлопними трубами в іншу. Прохід між двигунами та стінкою або будь-яким обладнанням слід залишати не менше 1 метра, а прохід у передній частині двигуна з боку пульта керування – не менше 2 метрів. Повинно бути забезпечене достатнє освітлення машинного відділення.

Для розбирання, огляду та ремонту циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму необхідно над двигуном обладнати вантажопідйомний пристрій (пересувну таль). Машинне відділення дизельної установки повинно мати щонайменше два виходи. Двері повинні відчинятися з приміщення, а замки у дверей – з приміщення без ключа.

За протипожежними нормами безпосередньо у машинному відділенні допускається розміщення витратних паливних та масляних баків, якщо їх сумарна ємність не перевищує 5 м³. Розміщувати сховища рідкого палива, включаючи знімні паливні цистерни, та проводити паливні труби над двигунами внутрішнього згоряння та їх глушниками та вихлопними трубами не дозволяється.

Горловини паливних цистерн необхідно забезпечити глухими кришками з вогнестійкими, газонепроникними прокладками, що не роз'їдаються паливом, вони повинні герметично закриватися. Під витратними паливними цистернами встановлюються металеві піддони розміри яких перевищують габарити цистерни. Піддони повинні мати зливні труби діаметром 20-25мм. Переливні труби від витратних паливних цистерн та зливні труби піддонів відводяться в основні

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

паливні або стічні цистерни. Паливні цистерни для своєчасного виявлення течії повинні бути пофарбовані фарбою світлого кольору. Газовипускні (вихлопні) труби та глушники двигунів слід встановлювати на відстані 450-500мм від перебірок та вигородок вугільних бункерів та інших приміщень. Газовипускні труби мають бути ізольовані або мати водяну сорочку охолодження. Товщина ізоляції або охолодження водою повинна бути такою, щоб температура на зовнішній поверхні вихлопної труби або глушника не перевищувала 60°C. Водяна сорочка або ізоляція повинні бути розташовані від паливної або олійної цистерни на відстані не менше 350 мм, а фланцеві з'єднання – на відстані не менше 1 метра.

Машинне відділення треба утримувати у чистоті. Підлога має бути протерта. На двигуні не повинні лежати ніякі предмети, як-то: інструменти, деталі, обтиральні матеріали та інше, оскільки це може спричинити поломку двигуна та травмування обслуговуючого персоналу. Контрольно-вимірювальні прилади необхідно встановлювати у доступному та добре освітленому місці.

Однією з основних вимог безпеки є огороження працюючих у машинному відділенні від рухомих і обертових частин і механізмів; якщо застосована ремінна передача, то розміри огорож повинні виключати можливість аварій та нещасних випадків при розриві ременя. Огороження на майданчиках за правилами треба робити заввишки не менше 1 метра. При розташуванні майданчиків на висоті від підлоги 1,5 метра та більше їх виготовляють суцільними.

З граничною обережністю слід проводити обмацування підшипників частин, що рухаються. Якщо двигун не працює, то промацування підшипників слід проводити при відкритих індикаторних або пробних кранах, щоб у разі потрапляння стисненого повітря в циліндри уникнути травм від роботи механізму.

При виїмці важких частин (поршнів, шатунів та ін.) необхідно стежити за тим, щоб вони були надійно застромлені і не могли, зірвавшись, заподіяти каліцтва людям, які працюють у двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час опресування форсунок не можна протирати пальцями сопло розпилювача, оскільки паливо, що прорвалося через соплові отвори, проникає під шкіру і може заподіяти небезпечну травму. При роботі з акумуляторами необхідно бути обережними, оскільки сірчана кислота і гази, що виділяються, можуть викликати опіки. Акумулятори повинні бути встановлені у міцних ящиках із кришками. У процесі заряджання акумуляторів, особливо при їх кипінні, виділяються гази. У тому числі – водень. Змішуючись з повітрям, останній утворює гримучий газ, що легко вибухає. Щоб уникнути вибуху, акумулятори необхідно встановлювати в добре вентильованих приміщеннях.

Забруднення повітря машинного відділення газами походить також від пропуску газу в з'єднаннях трубопроводів та внаслідок нещільності поршневих кілець. Щоб повітря в машинному відділенні було чисте, необхідно обов'язково влаштовувати природну вентиляцію, а якщо вона не надійна, то примусову. Вентиляційні пристрої слід систематично оглядати та утримувати в чистоті.

Надзвичайно важливим є правильне зберігання паливно-мастильних матеріалів та правильне поводження з ними. Забороняється входити до цистерни з-під пального до того, як з неї буде видалено гази; за будь-яких умов необхідно вжити заходів, що забезпечують легкий вихід із цистерн.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища при експлуатації ДВЗ

Токсичність двигунів внутрішнього згорання визначається складом і властивостями відпрацьованих газів, основними компонентами яких є оксиди азоту, сажа, а також сполуки, що мають неприємний запах. Через принципову відмінність утворення в циліндрі двигуна продуктів неповного згорання палива та оксидів азоту неможливо зменшити токсичність відпрацьованих газів будь-яким одним універсальним способом. За допомогою найбільш ефективних методів каталітичної та рідинної нейтралізації не можна забезпечити їх очищення від оксидів азоту. Оскільки ще не знайдено прийнятний спосіб нейтралізації оксидів азоту шляхом обладнання випускної системи додатковими пристроями, теоретично єдиним можливим рішенням є вплив на робочий процес дизеля.

Для зниження токсичності відпрацьованих газів та підвищення потужності та економічності дизеля використовують такі способи впливу на робочий процес: застосовують роздільні та напівроздільні камери згорання; зменшують максимальну циклову подачу; зменшують кут випередження впорскування палива; зменшують ступінь стиснення; впорскують воду у впускний колектор дизеля; частково рециркулюють відпрацьовані гази; збагачують повітря паливом на впуску; застосовують антидимні присадки.

У дизелях з роздільними камерами згорання зменшується виділення оксидів азоту з двох причин: через розшарування паливної суміші у зв'язку з упорскуванням палива у вихрову камеру або передкамеру та внаслідок зменшення температури в процесі згорання через велику поверхню охолодження камер.

При зниженні максимальної циклової подачі палива зменшуються викиди з відпрацьованими газами сажі, окису вуглецю і вуглеводнів, але збільшується вміст альдегідів. При зменшенні кута випередження впорскування палива знижується вміст оксидів азоту у газах, що відпрацьовали, так як зменшується максимальна температура циклу. При зниженні ступеня стиснення зменшується

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

виділення оксидів азоту, тому що при цьому знижується максимальна температура циклу і згоряння зміщується у бік процесу розширення.

При впорскуванні води у впускний трубопровід дизеля різко скорочується утворення оксидів азоту, причому концентрація їх знижується суттєвіше, ніж при додаванні води в паливо. Для забезпечення хорошого змішування води з повітрям зазвичай застосовують карбюратор від бензинового двигуна, який встановлюється на колектор впускний дизеля.

Розглянуті методи зменшення утворення оксидів азоту супроводжуються деяким погіршенням ефективних показників економічності і тому потрібні конструктивні зміни двигунів.

При рециркуляції або перепуску частини газів, що відпрацювали, на всмоктування різко скорочується викид в атмосферу токсичних речовин, хоча при цьому мінімально погіршуються ефективні показники та економічність дизеля. Цей спосіб базується на тому, що в циліндрі дизельного двигуна завжди є надлишок кисню. Зниження концентрації оксидів азоту при рециркуляції є наслідком зменшення максимальної температури циклу, концентрації кисню і викиду відпрацьованих газів. Вміст сажі та окису вуглецю в них при рециркуляції збільшується. Однак сумарний викид токсичних компонентів зменшується, оскільки зменшується викид в атмосферу. Зниження концентрації токсичних компонентів при рециркуляції визначається кількістю випускних газів, що перепускаються на всмоктування і режимів роботи двигуна. При збільшенні димності вище існуючих норм неможливо застосувати рециркуляцію на режимах 78-100% номінального навантаження.

Збагачення повітря паливом на впуску сприяє зменшенню виходу продуктів неповного згоряння палива. Цей спосіб з додатковою подачею бензину у впускний трубопровід отримав назву ефекту стиснення. Сутність ефекту стиску полягає в тому, що за час такту стиснення виникають активні вогнища горіння та утворюються нестійкі продукти попереднього окиснення. Тому дизельне паливо, впорскуване форсункою, займається швидше і згоряє повніше.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Антидимні присадки до палива є ефективним засобом зменшення димності газів, що відпрацювали. Присадки на основі лужноземельних металів знижують димність завдяки інтенсифікації дифузійних потоків реагуючих речовин та збільшення швидкості горіння частинок вуглецю безпосередньо в циліндрах двигуна. Проведені дослідження дозволили розробити для практичного застосування найефективнішу з усіх димових присадок – присадку на барієвій основі. Вважають, що токсичність газів, що відпрацювали, за наявності барієвих сполук не збільшується.

Димність відпрацьованих газів суднових дизелів однієї моделі при роботі в тих самих умовах може бути різною. Тому основним засобом зменшення їхньої димності є своєчасне технічне обслуговування та якісний ремонт паливної апаратури в експлуатації.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Покращення техніко-економічних показників дизельного двигуна потужністю 950 кВт при роботі на паливній емульсії з розробкою системи підготовки палива" містить конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 26/34, розробку принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки, які забезпечують підготовку палива рослинного походження та якісне його розпилювання. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 950 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях з постійним споживанням електричної та теплової енергії та є в наявності порівняно дешева і в достатніх об'ємах рослинна олія. В загальному розділі виконаний опис конструкції дизеля -прототипу 6ЧН26/34. Загальний вигляд конструкції дизельного двигуна 6ЧН26/34 показаний на кресленнях Додатку А графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 950\text{кВт}$) виконаний розрахунок параметрів робочого циклу та розрахунок теплового балансу.

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Е графічної частини роботи.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка принципової схеми паливної системи та конструкції форсунки для подачі та розпилювання палива із рослинної олії в циліндр дизеля. В розділі 3 пояснювальної записки приведений детальний опис паливної системи та її елементів, а також виконаний розрахунок основних параметрів системи

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підготовки палива. В графічній частині роботи (Додатки В, Г, Д) розроблена принципова схема паливної системи, виконане складальне креслення форсунки, розроблене робоче креслення її основної деталі – розпилювача, конструкція якого є оригінальною і забезпечує якісне розпилювання водопаливної емульсії.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, тому значне місце в кваліфікаційній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

3. О. Cherednichenko, М. Tkach, В. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80ME металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. -2014. № 1.– С.35-41.

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10. С. Доценко, А. Грабовенко, И. Швець Когенерационная установка на базе дизель-генератора ДГА - 900 работающая на соевом масле. «Транспорт, экология, устойчивое развитие»//Варна. Болгария. Международный журнал № 1 2019 - С. 5-11.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

12. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

					ПННІ НУК 131.61.23.03 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		