

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ
ДВИГУНА MWM/TVD 510L6**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

М. В. Будуєв

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

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

Будуєву Михайлу Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація паливного насосу високого тиску двигуна
MWM/TBD 510L6

2. Керівник роботи к.т.н., доцент Проскурін А. Ю.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1850 кВт; частота обертання
колінчатого валу – 600 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості використання двигуна MWM/TBD 510L6 на
суховантажному судні «Ditzim»; Визначення напрямків модернізації паливної
системи середньооберткових двигунів; Модернізація паливного насосу головного
двигуна MWM/TBD 510L6 шляхом використання електромагнітного клапану зливу
палива; Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна;
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна MWM/TBD 510L6; Схема паливної системи; Секція
ПНВТ; ПНВТ; Схема системи подачі газового палива; Визначення геометричних
розмірів елементів ПНВТ; Визначення параметрів елементів керування рухом
клапана

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню ефективності роботи двигуна з ПНВТ з електрокерованим клапаном зливу.

В роботі було проаналізовано сучасні способи підвищення надійності роботи паливної апаратури та конструкцій паливних насосів високого тиску.

Був модернізований штатний паливний насос високого тиску шляхом використання електромагнітного клапану зливу.

Проведенні розрахунки економічної доцільності модернізації штатного ПНВТ.

Розглянуті питання охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи.

Робота виконана українською мовою на 80 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 6 кресленнях формату А1.

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		2

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА MWM/TBD 510L6 НА СУХОВАНТАЖНОМУ СУДНІ «DITZUM».....	7
1.1 Загальна характеристика суховантажного судна «Ditzum».....	8
1.2 Опис та характеристики двигуна MWM/TBD 510L6.....	10
2. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ	17
2.1 Тенденції розвитку паливної апаратури середньообертових двигунів.....	18
2.2 Аналіз схем і конструкцій сучасних паливних систем високого тиску	19
2.3 Висновок.....	32
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ДВИГУНА MWM/TBD 510L6 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНУ ЗЛИВУ ПАЛИВА.....	33
3.1 Загальні відомості про штатний паливний насос високого тиску двигуна MWM/TBD 510L6.....	34
3.2 Модернізація ПНВТ шляхом використання електромагнітного клапану зливу палива.....	38
3.3 Тепловий розрахунок двигуна MWM/TBD 510L6.....	48
3.4 Порівняльний аналіз параметрів роботи двигуна до і після модернізації ПНВТ.....	57
4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.....	60
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

5.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах.....	69
5.2	Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головного двигуна MWM/TBD 510L6.....	72
	ВИСНОВОК	79
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	80

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Техніко-економічні показники дизеля значною мірою визначаються роботою паливної системи. Забезпечення надійності паливної апаратури і стабільності параметрів паливоподачі протягом тривалої експлуатації – найважливіші вимоги, пропоновані до судових дизелів.

Критеріями досконалості паливоподачі є показники економічності, потужності і гучності роботи, динамічності, надійності пуску; викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами; коефіцієнт пристосовності; дотримання обмежень по тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температурі газів перед турбіною.

Сучасні паливна апаратура повинна забезпечувати:

- гнучке регулювання циклової подачі відповідно до заданого швидкісним режимом двигуна; необхідну зовнішню швидкісну характеристику двигуна (не обов'язково жорстко заданою);
- мінімальну нерівномірність подачі по циліндрах або, навпаки, оптимальну нерівномірність подачі і кут випередження запалення (КВЗ) для кожного циліндра відповідно до його особливостями конструкції, виготовлення та поточного технічного стану;
- оптимальне регулювання КВЗ відповідно до режиму роботи;
- автоматизацію пуску, необхідне збагачення при пуску, вимикання подачі палива на примусовому холостому ході, регулювання на перехідних режимах;
- відключення циліндрів і циклів на часткових режимах.

Сучасні норми викиду шкідливих речовин не можуть бути виконані тільки регулюваннями або зміною конструктивних або режимних параметрів дизеля, тому їх дотримання являє собою суперечливу задачу. Укластися в норми викиду шкідливих речовин дозволяють паливні апаратури з збільшеним тиском уприскування. Однак при цьому не слід максимально

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

скорочувати тривалість упорскування так як мінімум викидів NO_x при мінімумі витрати палива досягається при оптимальній тривалості впорскування.

ПНВТ з електрокерованим клапаном зливу палива не мають звичної рейки, механізму повороту плунжера, плунжер позбавлений ускладненою золотниковою частиною. У такій паливній апаратурі використовується звичайна форсунка, зберігаються прийоми обслуговування і регулювання. На відміну від ПНВТ з дроселюванням палива на лінії нагнітання, тут немає втрат палива під час впорскування, упорскування починається енергійно, є чітка відсічення, а спосіб регулювання не знижує тиску уприскування і залишає можливим індивідуальну подачу залежно від теплового і, можливо, технічного стану циліндра.

Паливні апаратури з подібними ПНВТ забезпечують швидке, точне управління в широких межах зміни параметрів, включаючи і характеристику уприскування.

Мета даної кваліфікаційної роботи – розробити умови по підвищенню ефективності, надійності і стабільності роботи паливної апаратури головного двигуна суховантажного судна шляхом модернізації паливного насоса високого тиску.

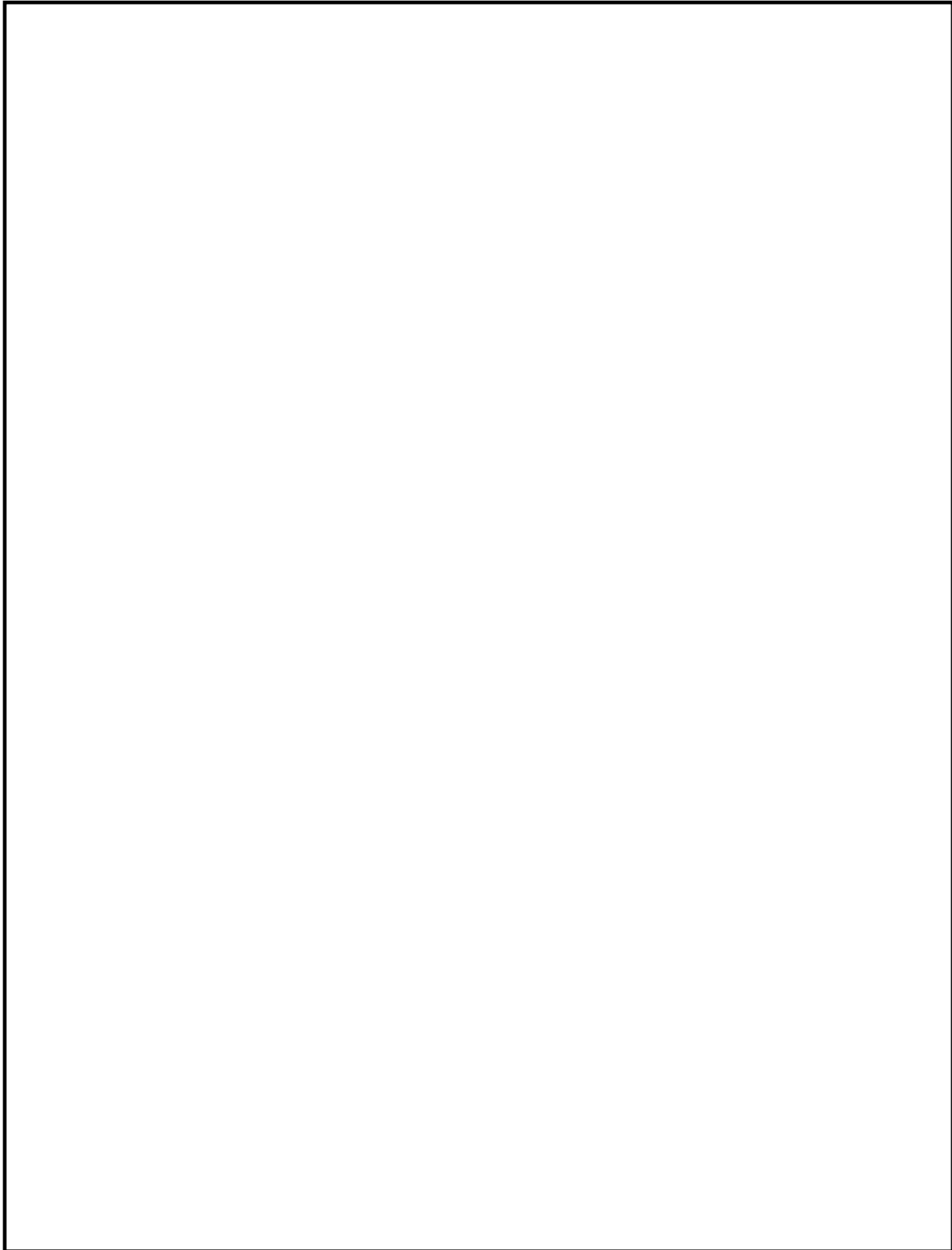
Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Проведення комплексного аналізу конструкцій ПНВТ, які встановлені в сучасних середньооберткових двигунах та визначення основних тенденцій розвитку паливної апаратури.
2. Розробка ПНВТ з електрокерованим клапаном зливу палива.
3. Оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт в МВ та екологічної безпеки судна.

Об'єктом дослідження є паливний насос високого тиску.

Предметом дослідження є параметри процесу паливоподачі.

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6



КРМ.142.6221м.03.01.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Будуев М.В.			ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА MWM/TBD 510L6 НА СУХОВАНТАЖНОМУ СУДНІ «DITZUM»	Літ.	Аркуш	Аркушів
							7	10
Керівник		Проскурін А.Ю.			НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА MWM/TVD 510L6 НА СУХОВАНТАЖНОМУ СУДНІ «DITZUM»

1.1 Загальна характеристика суховантажного судна «Ditzum»

Суховантажне судно «DITZUM», яке взяте у якості прототипу у даному дипломному проєкті представляє собою одногвинтовий однопалубний вантажний теплохід, для транспортування контейнерів, вугілля, зерна, солі, дерева, і звичайних вантажів, з подвійним днищем і з бортами в районах вантажних трюмів, з баком і надбудовою та з рубкою на кормі.

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	100,60
Довжина між перпендикулярами, м	94,20
Ширина, м	14,00
Висота до верхньої палуби, м	7,45
Висота до твіндеку, м	6,00
Дедвейт, т	4461
Швидкість, вуз	13
Верхній трюм, м	62,30×11,10×3,75
Нижній трюм, м	62,30×11,10×3,85
Пасажирські приміщення, кіл/персон	13/15
Місткість паливних систем, м ³	240
Місткість цистерн прісної води, м ³	58



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «DITZUM»

					<i>КРМ.142.6221м.03.01.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		9

Швидкість ходу судна в повному вантажі при нормальному стані моря становить 3 вузлів.

Машинне відділення має кормове розташування. Дизель-редукторний агрегат встановлений в трюмі машинного відділення на фундаментах, пов'язаних з набором днища корпусу. Для зручності обслуговування двигуна довкола нього є достатні площі, на яких можна розташувати великі деталі, витягнуті з двигуна для ремонту. Наявність редуктора дозволяє використовувати двигун на гребний вал при частотах обертання, які відповідають найбільшому ККД гвинта, крім того, покращуються експлуатаційні характеристики установки.

В якості головного двигуна на судні встановлено чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням MWM/TBD 510L6 (6ЧН33/36) з діаметром циліндра 330 і ходом поршня 360 мм [1].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 730 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 1850$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n = 600$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- два допоміжних автоматизованих дизель-генераторів MWM/TBD 234 V8 220 кВт кожний;
- аварійний дизель-генератор потужністю 53 кВт;
- валогенератор DKBN 49 300-4 потужністю 53 кВт.

1.2 Опис та характеристики двигуна MWM/TBD 510L6

Двигуни MWM/TBD 510L6 є шестициліндровими, чотирьотактними, нереверсивними двигунами внутрішнього згорання з рядним розташуванням циліндрів (рис 1.2).

					<i>KPM.142.6221м.03.01.ПЗ</i>	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Компоновка двигунів забезпечує вільний доступ до його основних агрегатів через люки в блоці дозволяють оглядати і при необхідності замінити деталі шатунно-поршневої групи, не знімаючи дизель з фундаментної рами.

Поршень (рис. 1.3) виготовлений з чавуну з кулевидним графітом і охолоджується змащувальним маслом двигуна, яке підводиться вгору через палець поршня з подальшим введенням в кільцеподібну порожнину [2]. Звідти масло стікає через один отвір в масляний піддон картера двигуна. Верхні дві з кільцеподібних канавок загартовані.

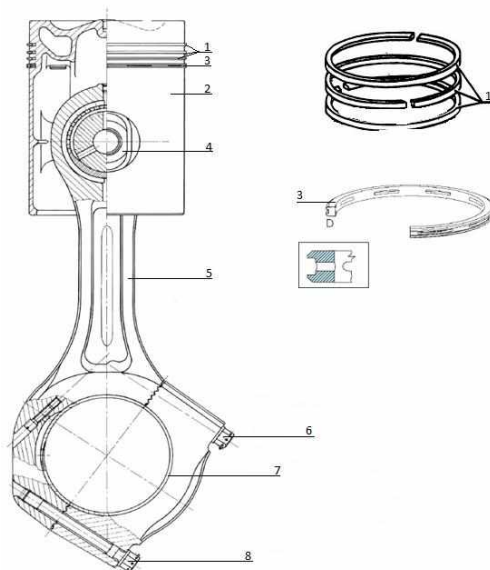


Рисунок 1.3 – Кривошипно-шатунний механізм:

1 – кільця поршневі компресійні; 2 – поршень; 3 – кільця поршневі маслос`ємні; 4 – палець поршневий; 5 – шатун; 6 – болт шатунний короткий; 7 – вкладиш шатунового підшипника; 8 – болт шатунний довгий

Шатун виготовлений методом гарячого штампування. Роз'єми його мотильової голівки має зубчасту поверхню для міцної фіксації нижньої кришки мотильового підшипника. Вкладиші мотильового підшипника виготовлені з тришарового металу, як і рамових підшипників. Мотильовий підшипник отримує мастило через рамовий підшипник і зі свердління в колінній валу.

Поршневий палець виконаний порожнистим і забезпечений радіальними отворами для подачі масла з шатуна в поршень. Краї поршневого пальця

					КРМ.142.6221м.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

заглушені, що унеможлиблює витоку з них масла. Поршневий палець закріплений в поршні овальними стопорними кільцями, що запобігають його осьовому переміщенню.

Кришка циліндра з клапанами. У кожну кришку (рис. 1.4) вмонтовано два впускні клапани, два випускні клапани, форсунку в центрі, клапан пускового повітря і індикаторний клапан. Впускні і випускні клапани ідентичні, із стелітовим покриттям поверхнь їх гнізд і хромованими стрижнями; ущільнення здійснюється за допомогою запресованих в кришку кілець.

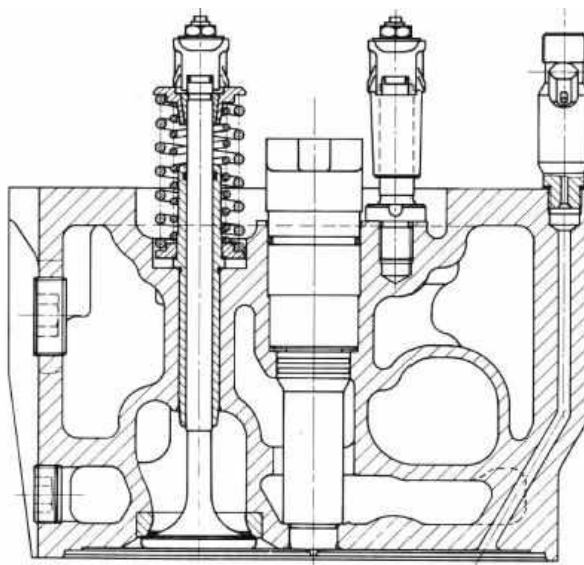


Рисунок 1.4 – Кришка циліндра

В *клапанний механізм* входять: штовхальники, що рухаються загальною напрямляючою блоці з чавуну, трубчасті штовхальні штанги з кульовими шарнірами, штамповані важелі, що коливаються, мають впресовані втулки і що сидять на пальці стійки, а також траверси з напрямляючим потоком. У нормальних умовах клапанний механізм не вимагає обслуговування, але перевірка зносу і огляд деталей потрібні з періодами, вказаними в інструкції [3].

Колінчастий вал виконаний з однієї цілісної поковки (рис. 1.5). Перший рамовий підшипник від маховика, забезпечений фланцями і виконує функцію

упорного підшипника. У V-образних двигунах весь колінчастий вал обладнаний противагами, а в однорядних двигунах мотилі коленвала завжди не мають противаг.

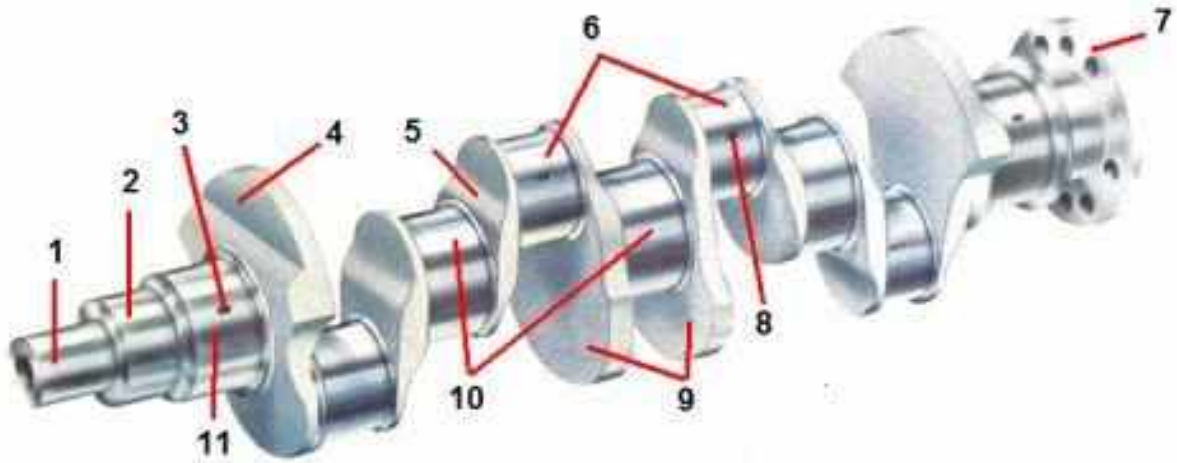


Рисунок 1.5 – Колінчастий вал:

- 1 – носок колінчастого валу; 2 – посадочне місце зірочки (шестерні) приводу розподільного валу; 3 – отвір підведення масла до корінної шийки; 4 – противага; 5 – щока; 6 – шатунні шийки; 7 – фланець маховика; 8 – отвір підведення масла до шатунової шийки; 9 – противаги; 10 – корінні шийки; 11 – корінна шийка наполегливого підшипника.

Противаги прикріплюються нажимними болтами до щік мотилів. На торцевій частині валу, з боку маховика, насаджено гарячою посадкою масло відбійне кільце, застережливе пропуски масла і газів, а також встановлена роз'ємна шестерня.

Розподільний вал. Розподільний вал складається з штапованих секцій, по одній на кожен циліндр, приєднаних один до одного фланцевими з'єднаннями. Кулачки виковані на валу і мають бігові доріжки, загартовані струмами високої частоти.

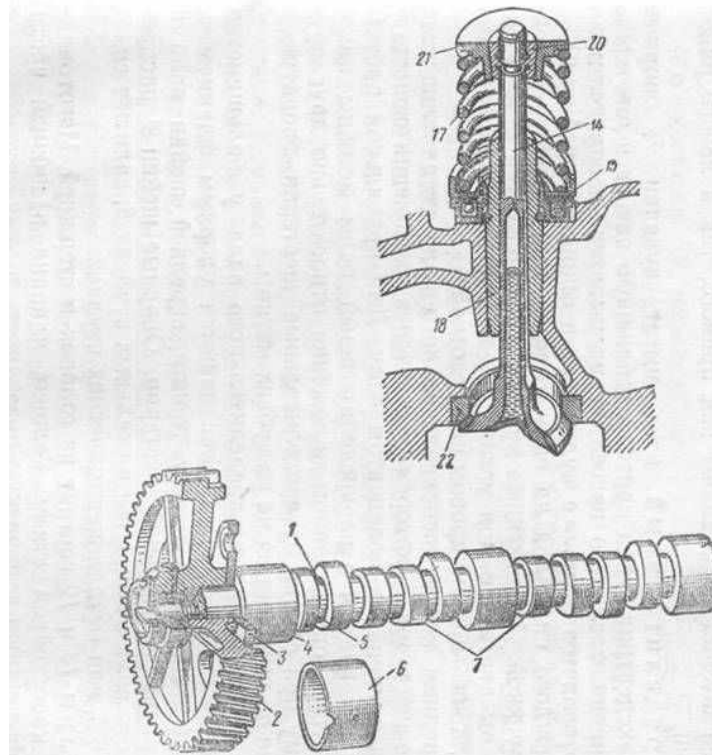


Рисунок 1.7 – Розподільний вал:

1 – розподільний вал; 2 – розподільна шестерня; 3 – упорний фланець;
 4 – опорна шийка; 5 – ексцентрик приводу паливного насоса; 6 – втулка шийки розподільного валу; 7 – кулачки розподільного валу; 8 – шестерня приводу масляного насоса і переривника-розподільника; 9 – стійка коромисла клапана;
 10 – коромисло клапана; 11 – вісь коромисла; 12 – штовхальники клапана;
 13 – штовхач; 14 – випускний клапан; 15 – механізм обертання випускного клапана; 16 – регульовальний гвинт; 17 – пружина клапана; 18 – напрямна;
 19 – впускний клапан; 20 – сухар; 21 – опорна шайба пружини клапана;
 22 – сідло клапана

Маховик прикріплений до колінчастого валу чотирма кріпильними болтами, і частково, болтами кріплення валу відбору потужності. У нормального виконання ці болти проходять вільно в отвори в двох фланцях, між якими затискається маховик. Передача потужності здійснюється тертям, що створюється між плоскістю фланців. Двигуни певних типів можуть бути забезпечені відбором потужності з протилежною до маховика сторони.

					<i>КРМ.142.6221м.03.01.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		15

Валоповоротний механізм в двигунах складається з приводної шестірки, що зчіплюється з пальцем квадратного перетину рукоятки з тріскачкою. Напрямок обертання валу міняють шляхом зміни напрямку обертання тріскачки. При включеному валоповоротному механізмі на приладовому щитку двигуна горить сигнальна лампочка, яка згасне після відокремлення валоповоротного пристрою.

					<i>КРМ.142.6221м.03.01.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		16

КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Будуев М.В.			ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ	Літ.	Аркуш	Аркушів
							17	16
Керівник		Проскурін А.Ю.			НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

2.1 Тенденції розвитку паливної апаратури середньооберткових двигунів

Постійне вдосконалення дизелів обумовлює розвиток паливної апаратури. Основні напрями вдосконалення паливної апаратури наступні.

1. Головним типом паливної системи високого тиску дизеля залишається система, що складається з ПНВТ з механічним приводом від кулачкової шайби і закритої форсунки, сполучених між собою паливопроводом високого тиску.

У двотактних дизелях з клапано-щілинною схемою газообміну і розташуванням клапана в центрі кришки циліндра, ПНВТ подає паливо в дві, а іноді в три форсунки, встановлені на одному циліндрі [3].

Насос-форсунки, що відрізняються компактністю, встановлюють в основному у ВОД. У автотракторних дизелях використовують розподільні паливні насоси.

2. Для МОД використовують паливні насоси золотникові і рідко клапанні, для СОД і ВОД - тільки золотникові. Практично на усіх дизелях встановлені закриті форсунки з пружинним замиканням голки.

3. Для МОД застосовується паливна апаратура, характерна для конкретної фірми. У ВОД в більшості випадків встановлюється уніфікована паливна апаратура, при цьому з тенденцією повної уніфікації. У СОД з високою циліндровою потужністю часто застосовується індивідуальна для кожної фірми паливна апаратура, але широке поширення отримує і уніфікована паливна апаратура. Така паливна апаратура може встановлюватися в дизелях з циліндровою потужністю до 1100...1500 кВт і більш.

4. МОД і СОД мають паливні насоси, автономні для кожного циліндра, у ВОД - рядні на групу циліндрів або на увесь двигун.

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

5. Паливну апаратуру МОД і СОД з великою циліндровою потужністю конструюють для впорскування низькосортного в'язкого палива за умови забезпечення міцності деталей при тиску палива до 80...250 МПа в циклових подачах до 150 г і більш.

6. Для дизелів, високофорсованих по середньому ефективному тиску, велике значення має надійне управління процесом уприскування палива. Воно може бути забезпечене кулачковими шайбами із спеціальним профілем різними конструкціями плунжерних пар і інших вузлів паливної апаратури, а також застосуванням паливних насосів з двома плунжерами в кожному або форсунок з електронним управлінням.

7. У МОД і СОД широко поширені паливні системи, в яких нагнітальний клапан встановлюють або у форсунки, або безпосередньо в ній. Такі системи дозволяють усунути підвприскування і ерозійний знос деталей внутрішньої порожнини розпилювача, а також забезпечити коригування циклової подачі палива [4].

2.2 Аналіз схем і конструкцій сучасних паливних систем високого тиску

Критеріями досконалості паливоподачі є показники економічності, потужності і гучності роботи, динамічності, надійності пуску; викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами; коефіцієнт пристосовності; дотримання обмежень по тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температурі газів перед турбіною.

Сучасні паливна апаратура повинна забезпечувати:

- гнучке регулювання циклової подачі відповідно до заданого швидкісним режимом двигуна; необхідну зовнішню швидкісну характеристику двигуна (не обов'язково жорстко заданою);

- мінімальну нерівномірність подачі по циліндрах або, навпаки, оптимальну нерівномірність подачі і кут випередження запалення (КВЗ) для

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		19

кожного циліндра відповідно до його особливостями конструкції, виготовлення та поточного технічного стану;

- оптимальне регулювання КВЗ відповідно до режиму роботи;
- автоматизацію пуску, необхідне збагачення при пуску, вимикання подачі палива на примусовому холостому ході, регулювання на перехідних режимах;
- відключення циліндрів і циклів на часткових режимах.

Сучасні норми викиду шкідливих речовин не можуть бути виконані тільки регулюваннями або зміною конструктивних або режимних параметрів дизеля, тому їх дотримання являє собою суперечливу задачу. Укласти в норми викиду шкідливих речовин дозволяють паливні апаратури з збільшеним тиском уприскування. Однак при цьому не слід максимально скорочувати тривалість упорскування так як мінімум викидів NO_x при мінімумі витрати палива досягається при оптимальній тривалості впорскування.

Насос-форсунки

Синонім насос-форсунки - паливна система неподіленого типу (мається на увазі, що не розділена нагнітальним паливопроводом). У одному корпусі розміщується ПНВТ і форсунка, і цей вузол встановлюється в голівці циліндрів на місці форсунки.

Насос-форсунки застосовувалися на дизелях завжди, але ставлення до них змінювалося не раз.

Ще до 80-90-х років вони не вважалися перспективними. Американська промисловість (General Motors, Cummins) не припиняла використання насос-форсунок навіть в 60-70-роки - роки зниженого до них інтересу.

Насос-форсунки з золотниковим регулюванням принципово не відрізняються від паливних насосів за способом регулювання циклової подачі і моменту початку впорскування палива. Різниця полягає лише в тому, що насосна секція разом з механізмом провертання плунжера змонтована в одному корпусі з розпилювачем форсунки.

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

У результаті конструкція виходить більш компактною, що дозволяє звести до мінімуму внутрішній об'єм і зменшити його шкідливий вплив на процес паливоподачі.

Досвід експлуатації даних насос-форсунок показав, що їх використання можливо тільки на відносно невеликих двигунах з обмеженим за обсягом цикловими подачами. Щоб забезпечити необхідну швидкодію при збільшенні циклових подач, виникала необхідність збільшення розмірів керуючого клапана, що призвело б до необхідності докладання значних сил для його відкриття. Створення необхідного зусилля за допомогою соленоїда виявилось достатньо проблематичним, оскільки вимагало б великих струмів через котушку, які при обмежених розмірах соленоїда привели б до його швидкого перегріву і виходу з ладу.

Підвищення інтересу до насос-форсунок в останні роки було обумовлено найбільш повною відповідністю двом найважливішим тенденціям вдосконалення ПА при максимальній простоті конструкції: інтенсифікації впорскування та введенню електронного управління. Давно відомі переваги насос-форсунок: підвищення тиску впорскування за рахунок мінімізації обсягів стисливого палива, відсутність підвприскування, зменшення номенклатури деталей, різке відсічення подачі, меншу закоксовуваність і більший ресурс розпилювача, менші витрати потужності, відсутність необхідності в нагнітальному клапані, зниження запізнювання впорскування щодо нагнітання плунжера, що зменшує розкид КВЗ по частотах обертання і зменшує необхідний діапазон його регулювання.

Насос-форсунки забезпечують відносно більш пологий передній фронт подачі, що відповідає екологічним вимогам. Більш пологий передній фронт і більш різкий задній сприяють зниженню жорсткості згорання, шумності, викидів NO_x , отриманню великих крапель в кінці впорскування, зниженню сажеутворенню.

Сьогодні насос-форсунки використовуються в дизелях з діаметром циліндра 67...300 мм. У дизелях FOCS Lamborghini вони представляють Г -

					<i>KPM.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

подібну конструкцію з перпендикулярними осями насосної секції і розпилювача. Електрокерованими насос-форсунками забезпечені швидкохідні дизелі Caterpillar, Cummins, Detroit Diesel, Volkswagen, MAN, Scania та ін. У останніх в 2006 було досягнуто рекордний тиск впорскування – 250 МПа.

Обмежували застосування насос-форсунок недоліки: ускладнені умови компонування головки, збільшений діаметр форсуночної частини, більше зниження тиску впорскування на часткових режимах роботи, ускладнені і менш точні умови регулювання рівномірності подачі по циліндрах, ускладнення приводу рейок і спеціального приводу автоматичного регулятора, часто відсутність спеціально пристосованих для насос-форсунок випробувальних паливних стендів.

У зв'язку з використанням електронного управління число переваг виросло, а недоліків - зменшилася. Так, плунжерна пара максимально спростилася, зник механізм повороту плунжера, рейкові тяги і індивідуальний автоматичний регулятор, відпала необхідність вирівнювання подачі по циліндрах при регулюванні, виникла можливість забезпечення двофазної подачі, регулювання КВЗ, а тому, підвищилися економічність, надійність пуску, знизилася емісія ШР. Дорогі паливні стенди почали комплектувати спеціальним обладнанням. Насос-форсунки будуть використовуватися і в майбутньому.

ПНВТ розподільного типу

У багатоплунжерних насосах в процесі експлуатації порушується рівномірність подачі палива по окремих циліндрах і змінюється кут випередження впорскування, в результаті чого погіршуються показники робочого процесу в окремих циліндрах дизеля. Постійне регулювання ПНВТ ускладнює технічну експлуатацію дизеля і його обслуговування. Крім того, вартість виготовлення багатоплунжерних насосів досить висока. Тому ведуться роботи зі створення ПНВТ з мінімальним числом плунжерних пар.

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуси</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		22

Штовхач 8 насоса робить поступальний рух під впливом кулачка 9, вала 10 і пружини 12, а його обертальний рух здійснюється шестернею 11 через втулку 6 (з торцевим зубчастим вінцем) і штифт 7. Обидва рухи передаються основному плунжеру 4 насоса, що має розподільний паз 5. Паливо дозують дроселюючою голкою 3, пов'язаної з регулятором.

Максимальну подачу встановлюють додатковим плунжером 2, навантаженим пружиною 1. Плунжер 2 переміщується вгору під дією тиску палива, стисливого основним плунжером 4. Зі зменшенням натягу пружини 1 плунжер піднімається на велику висоту, об'єм, в якому стискається паливо, збільшується і в результаті цього максимальна циклова подача зменшується. Число профілів на початковій окружності визначається числом циліндрів, що обслуговуються насосом. Насос має один нагнітальний клапан 13, після якого паливо надходить по спеціальних каналах в корпусі втулки, в кільцеву виточку на основному плунжері і по пазу 5 по чергово підводиться до каналів, сполученим нагнітальними паливопроводами з форсунками.

Для забезпечення можливості використання розподільних ПНВТ на дизелях з числом циліндрів більше чотирьох-шести створений двосекційний розподільний ПНВТ, кожна секція якого може обслуговувати три-чотири циліндри.

Системи з насосами розподільного типу мають як позитивні якості, що відрізняють їх від звичайних паливних систем дизелів так і недоліки. До переваг цих систем можна віднести:

- насоси розподільного типу мають менші габаритні розміри і масу;
- в розподільних насосах до мінімуму зменшується кількість прецизійних пар;
- поліпшується рівномірність, в результаті чого створюється велика ідентичність характеристик для окремих циліндрів;
- спрощується обслуговування і регулювання систем, так як відпадає необхідність у регулюванні подачі палива по окремих циліндрах.

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		24

Однак суттєві недоліки цих систем не дозволяють в даний час витіснити звичайні системи з багатоплунжерними насосами високого тиску. До них відносяться:

– збільшений знос плунжерних пар і невеликий термін їх служби в результаті великої частоти зворотно-поступального і обертального руху плунжера;

– інтенсивні коливальні рухи отсїчної і наповнювальної магістралей системи внаслідок великої циклічності роботи насоса порушують нормальне протікання робочого процесу системи, зокрема, ці коливання погіршують наповнення робочої порожнини насоса;

– значний гідравлічний опір руху палива в, результаті наявності розподільника палива, а також багатьох розподільних каналів в корпусі насоса. Це призводить до зниження тиску на 2...3 МПа і більше;

– знос штовхача і кулачка і скорочення терміну їх служби в результаті підвищених контактних напруг, що виникають внаслідок великої циклічності.

Common rail

Акумуляторні паливні системи з механічним керуванням мали деяке поширення на суднових дизелях в середині ХХ століття, але через високу вартість, складності і недостатньої надійності були витіснені системами з безпосереднім приводом плунжерів. Сучасний етап розвитку акумуляторних систем нового покоління почався в 70-х роках минулого століття. В основу їх роботи був покладений принцип електронного управління режимом паливоподачі, що забезпечує найбільш повну оптимізацію протікання робочого процесу дизеля у всьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів. У західній літературі подібні системи одержали назву Common Rail. Широке впровадження на суднових дизелях систем Common Rail обумовлюється необхідністю підвищення їх паливної економічності та виконання постійно ужесточаючихся норм на токсичність відпрацьованих газів. Досвід останніх десятиліть показав, що значного прогресу в поліпшенні ефективних та

					<i>KPM.142.6221m.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		25

екологічних показників можна домогтися шляхом вдосконалення процесу паливоподачі.

Основними критеріями досконалості процесу упорскування палива є показники економічності, потужності, шумності, токсичності відпрацьованих газів, а також дотримання обмежень по тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температурі газів перед турбіною. На сьогодні акумуляторні системи упорскування з електронним управлінням дозволяють найбільш повно задовольнити зрілі вимоги щодо вдосконалення робочих процесів в судових дизелях на всіх режимах їх роботи.

В акумуляторних системах тиск упорскування може підтримуватися постійним незалежно від перерахованих факторів. Більш того, регулювання тиску уприскування і фаз паливоподачі здійснюється незалежно один від одного. Уприскування палива починається при максимальному тиску, що сприяє якісному розпилу перших порцій палива, що надходять в камеру згоряння, і швидшому протіканню предпламеневих процесів.

Використання електронного управління спільно з акумуляторною системою впорскування дає ще цілий ряд істотних переваг перед традиційними системами паливоподачі:

- забезпечення гнучкого регулювання закону подачі і кількості уприскуваного палива відповідно до заданих навантажувально-швидкісним режимом роботи дизеля;
- забезпечення необхідної нерівномірності подачі палива по циліндрах, у тому числі з урахуванням індивідуальних характеристик окремих елементів системи паливоподачі, їх технічного стану і стану елементів самого двигуна;
- відключення циліндрів на режимах часткових навантажень;
- поєднання функції управління з функцією діагностування двигуна через систему контрольних датчиків, забезпечення аварійного захисту двигуна.

Протягом останніх років провідні виробники судових середньообертових дизельних двигунів провели значні дослідницькі і проектні роботи з розробки акумуляторних систем уприскування для середньообертових двигунів. В

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		26

результаті цих робіт на ринку з'явився принципово новий клас дизелів, які можуть виконати існуючі і перспективні норми щодо вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Основна маса двигунів створювалася на базі вже існуючих моделей, які добре зарекомендували себе в експлуатації. У той же час фірма MAN випустила на ринок принципово новий двигун серії L(W)32/44CR, який спочатку проектувався з системою впорскування common rail. Згодом розроблена для цього двигуна система уприскування була використана на інших моделях, що випускаються цією фірмою.

При розробці систем common rail для середньообертових дизелів практично всі виробники відмовилися від використання єдиного акумулятора великого обсягу, замінивши його на кілька акумуляторних модулів, що забезпечують паливоподачу, як правило, двох-трьох циліндрів двигуна. Таке рішення пояснюється такими міркуваннями:

- в середньообертових двигунах використовується більш широка номенклатура палив, які для досягнення заданої в'язкості вимагають різних температур підігріву, знаходяться в діапазоні 25... 150 °С. Це, у свою чергу, викликає значні відмінності в лінійному тепловому розширенні акумулятора;

- в довгому акумуляторі неминуче наявність радіальних свердлінь для установки приєднувальних арматур і трубопроводів, відвідних паливо до окремих циліндрах двигуна. Ці свердління є концентраторами значних напруг, що послаблюють конструкцію. Величина цих напруг пропорційна тиску в акумуляторі і його внутрішньому діаметру. Зниження шкідливого впливу цих напруг, наприклад, шляхом збільшення товщини стінок, інколи веде до невиправданого збільшення габаритів і маси системи паливоподачі в цілому;

- скорочення діаметра акумулятора призводить до скорочення його обсягу, що, за умови досить великих циклових подач, ускладнює досягнення однакових умов впорскування в різних циліндрах, особливо якщо паливо під високим тиском підводиться до акумулятора з одного боку. Крім того, в акумуляторі можуть виникати надмірні коливання тиску, що порушують режим паливоподачі;

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
						27
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

– використання акумуляторів малого об'єму дозволяє простіше інтегрувати їх у вже існуючу конструкцію двигуна, використовуючи для їх кріплення штатні привалочні поверхні.

Слід зазначити, що використання декількох секцій акумулятора не повною мірою відповідає назві системи common rail (у перекладі єдина магістраль), проте вже традиційно ця назва застосовується до всіх паливних систем дизелів акумуляторного типу.

Акумуляторні паливні системи мають ряд переваг перед звичайними системами впрыскування палива, які зводяться до наступного:

1. Показники уприскування акумуляторних паливних систем мало залежать від швидкісного режиму роботи двигуна, завдяки цьому забезпечується якісне розпилювання і стійка робота двигуна на малих обертах. У цьому основна їхня перевага перед іншими системами.

2. Вони забезпечують отримання високих тисків уприскування і полегшують боротьбу з небажаними повторними впрысками.

3. Наявність значних тисків палива в акумуляторі полегшує запуск двигуна.

4. Паливні насоси високого тиску більш прості в порівнянні з системами безпосереднього уприскування. При застосуванні акумуляторів великої ємності число обертів вала насоса і число плунжерних елементів може бути більше числа обертів колінчастого валу і числа циліндрів двигуна, що дозволяє здійснити великі циклові подачі при порівняно малих розмірах плунжерних пар, а, отже, без застосування громіздких приводів.

5. Число робочих плунжерів цих насосів не пов'язане з числом циліндрів і може бути зведене навіть до одного. Подача палива плунжерами не пов'язана по фазах з робочим процесом двигуна, тому не регулюється.

ПНВТ з клапанним управлінням

Блочні ПНВТ з електронним управлінням базуються на використанні традиційних технічних рішень і технологій виробництва. У найпростішому випадку від традиційного, такий ПНВТ може відрізнитися тільки заміною

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		28

механічного регулятора на електронний. ПА з електронними регулятором сьогодні найбільш підготовлена до широкого використання, але в найменшій мірі використовує можливості електронного управління. Рейкове управління електронними регуляторами слід розглядати як підхід корисний, але тимчасовий.

Двухрєсчні блочні насоси. На відміну від розподільних ПНВТ, гнучке регулювання КВВП в блочних ПНВТ утруднено. Регулювання КВВП за рахунок конструкції насосної секції та другої рейки (валу, тяги) було реалізовано в ПНВТ фірми Zexel (раніше - Diesel Kiki), фірми R.Bosch для ПНВТ типів MW і P (рис. 2.2). ПНВТ має незалежне управління циклової подачею нижньою рейкою і КВВП верхнім поворотним валом.

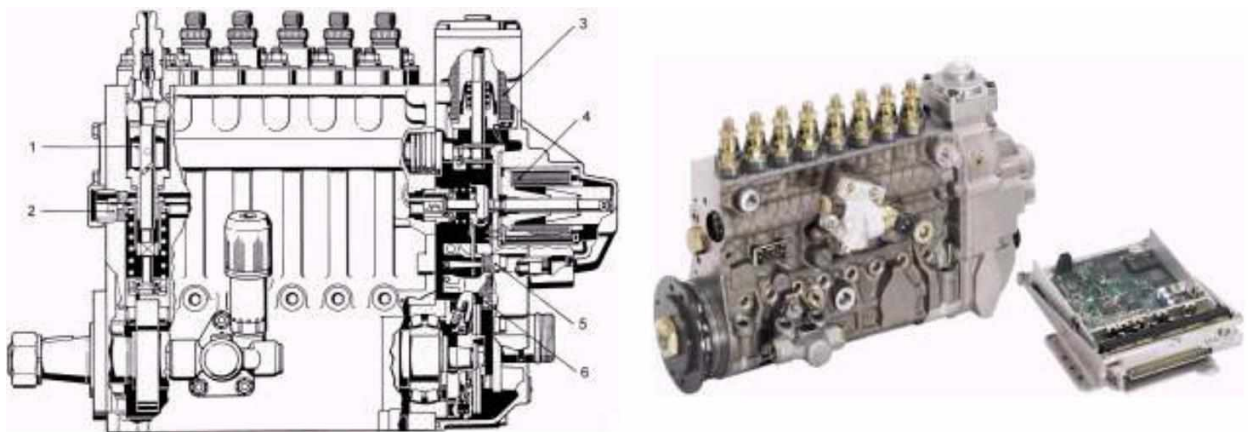


Рисунок 2.2 – Блочний ПНВТ PR 39 фірми R.Bosch с електронним регулюванням подачі і КВВП:

1 – муфта регулювання КВВП; 2 – рейка циклової подачі; 3 – електромагніт регулювання КВВП; 4 – електромагніт регулювання циклової подачі; 5 – датчик рейки циклової подачі; 6 – датчик частоти обертання валу

Муфта 1 (рис. 2.2) переміщається повідцем, закріпленому на валу, який повертається пропорційним електромагнітом 3 управління КВВП. Є можливість попереднього регулювання КВВП кожної секції шляхом повороту навколо вала розслабленого повідця при знятій заглушці. Аналогічно переміщають рейку циклової подачі. Положення рейки g_u і валу КВВП контролюється власними датчиками переміщення. Для ПНВТ з секціями

						<i>KPM.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			29

використаний електромагнітний привід рейки із зусиллям 75 Н, для 8...12 секціями - 90 Н. Гідропідсилювач живиться від двох ТПН з тиском 0,3 МПа. Геометричний початок подачі обумовлюється не закриттям вікон втулки 2 (рис. 2.3), а закриттям вікна 6 плунжера 8 тілом регулюючої муфти 3. Так, при зміні вертикального положення муфти досягається регулювання КВВП. Відсічення подачі настає при відкритті спіральної виточки 5, повідомленої з надплунжерною порожниною 1, відсічним вікном 4.

Як і раніше, циклова подача регулюється поворотом плунжера. Порожнина 7 є впускною і відсічною. У ПНВТ PR39, PR43 при діаметрі плунжера 12 мм і ході 14...18 мм хід муфти становить 5,5 мм, що забезпечує регулювання КВВП на 6 по кулачковому валу (12 по колінчастого валу).

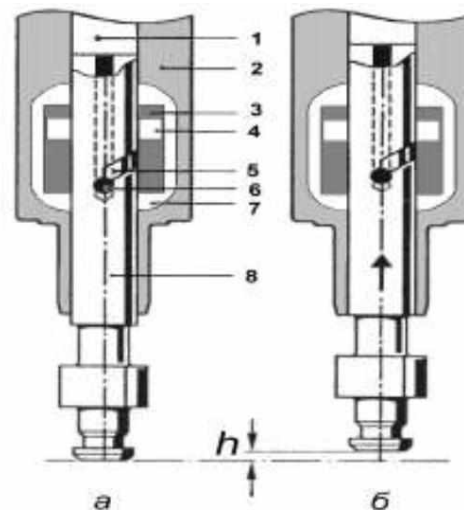


Рисунок 2.3 – Управління подачею в ПНВТ PR 39 фірми R.Bosch:
а – початок подачі; б – кінець подачі

Індивідуальні ПНВТ з електроуправлінням клапаном на зливі (ПНВТ з клапанним управлінням) конструктивно відносно прості: не мають звичної рейки, механізму повороту плунжера, плунжер позбавлений ускладненою золотниковою частиною, як правило, відсутній нагнітальний клапан (рис. 2.4). У такій ПА використовується звичайна форсунка, зберігаються звичні компоновальні рішення, прийоми обслуговування і регулювання. Уприскування в таких ПНВТ починається енергійно, є чітке відсічення, і цей спосіб регулювання навіть забезпечує деяке підвищення тиску впорскування,

						<i>KPM.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			30

залишає можливість індивідуальної подачі по циліндрах, а, можливо, і здійснення двофазного упорскування.



Рисунок 2.4 – Компонування, зовнішній вигляд і розріз індивідуального ПНВТ фірми R.Bosch для дизелів вантажних автомобілів з швидкодіючим електромагнітним клапаном зливу:

1 – штовхач; 2 – плунжер; 3 – порожнини підкачки і зливу; 4 – канал відсічення; 5 – канали високого тиску; 6 – канали низького тиску; 7 – клапан управління зливом; 8 – електромагнітний привід

Зважаючи специфічності процесів у нових елементах ПНВТ необхідно з увагою ставитися до порушень нормальної ЛНТ, роботи клапанів. ЛНТ важлива не стільки тому, що обумовлює швидкість зміни тиску нагнітання, скільки тому, що через неї і клапан здійснюється наповнення плунжерної порожнини. Будь-яка нештатна заміна елементів ЛНТ (паливопроводів, додаткових клапанів і жиклерів) може змінити налагоджений процес. Типові дефекти при цьому: перегрів елементів ЛНТ, підвищене піноутворення, і, як наслідок, нестабільність подачі, її зменшення (втрата потужності).

Швидкодіючий клапан управління - єдино складний і нетрадиційний елемент ПНВТ. Такі клапани використовуються також в розподільних ПНВТ і насос-форсунках. У високооборотному дизелі він повинен спрацьовувати в обидві сторони за час 0,1...0,2 мс. Це виявляється можливим не тільки при малих масах і зусиллях електромагніту більше 250 Н, а й гідравлічної

						<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			31

розвантаженості клапана, тобто рівною нулю рівнодіючої від значних гідравлічних сил.

На рис. 2.5 представлений клапан найбільш популярної геометрії.

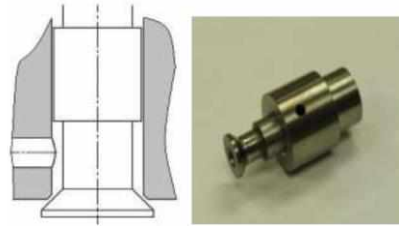


Рисунок 2.5 –Управляючий клапан ПНВТ

Для розвантаження від сил високого тиску в центральній камері, повідомленої з плунжерною порожниною, використовують розвантажувальне стебло клапана з прецизійним сполученням з сідлом. Здавалося б, з негерметичністю такого клапана можна було б миритися: витоку багато менше корисної подачі. Однак, ці витоку погіршують параметри малих подачі і призводять до перегріву клапана. ПА з такими насосами - найбільш проста, традиційна відносно виробництва та експлуатації і, в той же час, ефективна в регулюванні система. З цих причин ПА з ПНВТ з електрокерованим клапаном можна вважати найбільш реальною перспективою серед систем нового покоління.

2.3 Висновки

Оскільки одним з найважливіших вимог до паливної апаратури є забезпечення максимальної наступності нової та існуючої ПА, а також можливість виготовлення розробленої ПА на існуючому обладнанні і максимальна простота виготовлення, приймаємо тип ПА – ПНВТ з клапаном управління зливом. Застосування даної ТПА можливо без заміни існуючої форсунки і трубопроводів лінії високого тиску. А, отже, без зміни конструкції звичної головки блоку циліндрів і компоновальних рішень. Також ПНВТ з електрокерованим зливом можливо зробити на базі існуючого рядного ПНВТ.

					<i>КРМ.142.6221м.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Будуев М.В.			МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ДВИГУНА MWM/TVD 510L6 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНА ЗЛИВУ ПАЛИВА	Літ.	Аркуш	Аркушів
							33	27
Керівник		Проскурін А.Ю.			НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 3
МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ДВИГУНА MWM/TBD 510L6
ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО КЛАПАНУ
ЗЛИВУ ПАЛИВА

3.1 Загальні відомості про штатний паливний насос високого тиску двигуна MWM/TBD 510L6

На двигуні MWM/TBD 510L6 встановлений шестисекційний паливний насос (рис. 3.1) золотникового (плунжерного) типу з регулюванням кількості палива, що подається в циліндр, перепуском палива в кінці ходу нагнітання. Паливний насос встановлений з правого боку блоку циліндрів та укріплений чотирма шпильками.

Насос керується всережимним регулятором відцентрового типу з гідравлічним зворотним зв'язком та автономним живленням від масляної помпи.

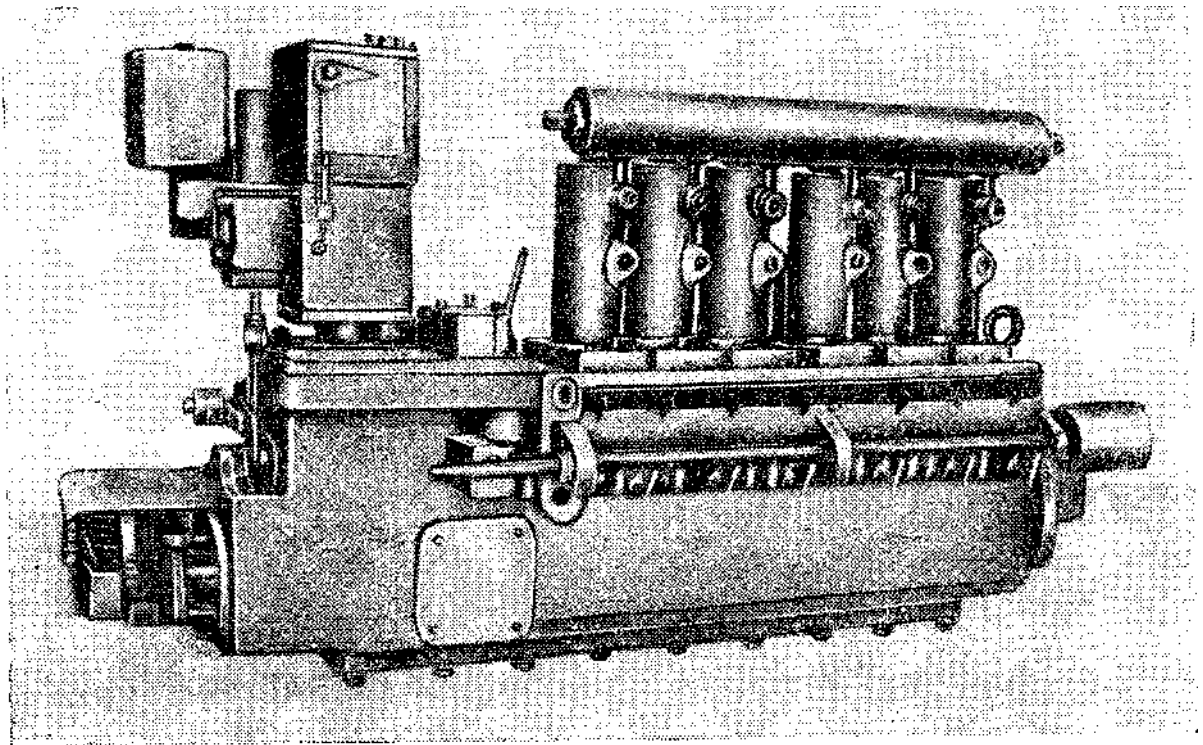


Рисунок 3.1 – Загальний вид ПНВТ

					<i>КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Картер паливного насоса служить для монтажу всіх частин, що належать до насоса, та кріплення паливного насоса до блоку циліндрів. Усередині картера у нижній його порожнині розташовані три поперечні перегородки з розточеними отворами. В отвори з натягом запресовані підшипники (втулки). В підшипники покладений кулачковий вал.

Середній підшипник по зовнішньому діаметру має кільцеву виточку, забезпечену чотирма радіальними отворами діаметром, призначеними для відведення олії до штовхачів.

Кулачковий вал паливного насоса служить для передачі зворотно-поступального руху плунжерам секцій. Всі шість кулачків валу виконані з одного загального кування і розташовуються один щодо іншого під кутом 60° . Профіль кулачка має крутий підйом від циліндричної частини, що забезпечує швидке наростання тиску палива над плунжером і, як наслідок, різке і чітке впорскування палива через форсунку в циліндр.

Вал має три шийки, якими спирається на підшипники. На поверхні середньої шийки зроблена кільцева виточка з радіальним отвором, що служить для підведення мастила до підшипника та штовхачів. На крайніх шийках також є радіальні отвори, призначені для підведення масла до підшипників.

До отворів масло підходить по осьовому каналу кулачкового валу, звідки воно проходить і до шестерень приводу регулятора обертів двигуна.

З правого боку кулачковий вал має фланець, яким він за допомогою шести призонних болтів жорстко з'єднаний із фланцем проміжного валу приводу. На протилежному кінці кулачкового валу змонтований корпус регулятора безпеки з циліндричною шестернею, яка за допомогою малої циліндричної шестерні пари конічних шестерень приводить у обертальний рух регулятор обертів.

Над кулачковим валом всередині картера розташована горизонтальна перегородка, що відокремлює нижню порожнину картера від верхньої і має шість розточених вертикальних отворів, геометричні осі яких точно збігаються

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		35

з серединами кулачків вала. Ці отвори служать направляючими корпусів штовхачів.

Штовхач представляє собою порожнистий стакан. З лівого боку корпусу прорізано вертикальну канавку прямокутного перерізу. Геометрична вісь канавки під прямим кутом перетинається з віссю горизонтального отвору, в який встановлюється палець з одягненим на нього роликом.

Основним елементом секції паливного насоса (рис. 3.2) є корпус. Корпус служить для встановлення в ньому насосного елемента (гільзи та її плунжера), нагнітального клапана (клапану та його сідла), поворотної гільзи, рейки, пружини плунжера з тарілкою, пружини нагнітального клапана та інших деталей. Корпуси секцій оброблені за всіма розмірами з такими допусками, які забезпечують взаємозамінність як секцій між собою, так і їх частин, змонтованих у секції, за винятком прецизійних (особливо точно пригнаних) пар (плунжера з гільзою та нагнітального клапана з корпусом), які замінюються на комплект.

У корпус секції 1 через верхню частину встановлена сталева гільза 13 плунжера, яка своїм нижнім кільцевим буртом притерта до кільцевої виточки корпусу. У верхній частині гільзи є два горизонтальні радіальні отвори діаметром. Один з цих отворів на зовнішній поверхні гільзи має конічне зенкування, а інше має вертикальну канавку. У канавку із зазором входить кінець стопорного гвинта 5, повернутого на різьбі в тіло корпусу 1 і утримує гільзу 13 від провертання. Гвинт 5 встановлений таким чином, що його торець залишає отвір відкритим 6 для вільного проходу палива, що знаходиться під тиском 0,25 МПа в кільцевій виточці корпусу. Паливо до гільзи 13 надходить із загального колектора через пустотілий штуцер 27, повернутий на різьбі в тіло корпусу. На верхній торець гільзи плунжера після попереднього притирання (без прокладки) встановлена клапанна пара-корпус з клапаном нагнітальним і пружиною. Корпус клапана через кільцеву мідну прокладку 10 затиснутий натискним штуцером 8.

					<i>КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

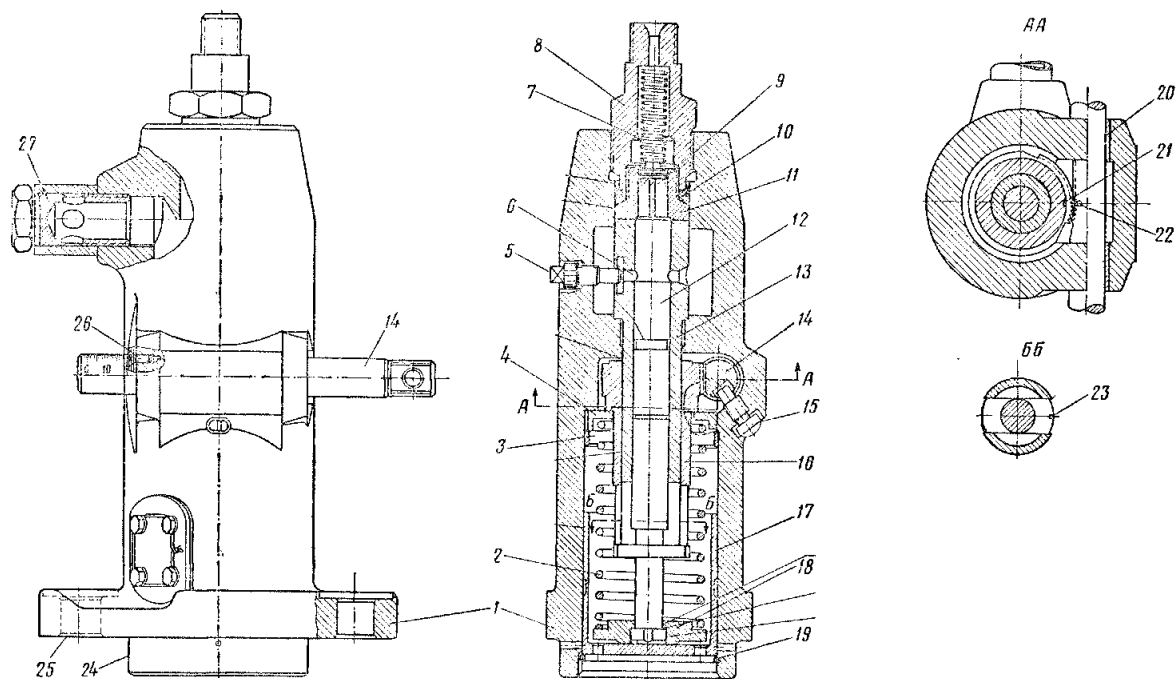


Рисунок 3.2 – Секція паливного насосу:

1 – корпус секції; 2 – пружина плунжера; 3 – пружинне кільце; 4 – опорна шайба; 5 – стопорний гвинт, що фіксує положення гільзи плунжера секції; 6 – отвір у гільзі; 7 – пружина нагнітального клапана; 8 – натискний штуцер; 9 – нагнітальний клапан; 10 – мідна ущільнювальна прокладка; 11 – корпус нагнітального клапана; 12 – плунжер; 13 – гільза плунжера; 14 – регулювальна рейка; 15 – гвинт; 16 – поворотна гільза; 17 – спрямовуючий стакан пружини плунжера; 18 – опорна шайба пружини; 19 – пружинне замкове кільце; 20 – бронзова втулка; 21 і 22 – контрольні мотки рейки та поворотної гільзи; 23 – мітка на повідку плунжера; 24 – напрямна частина корпусу; 25 – отвір для кріплення секції до картера насоса; 26 – покажчик поділів рейки; 27 – штуцер паливного колектора

Зовні штуцера нарізана різьба, на яку нагвинчується накидна гайка нагнітальної трубки високого тиску. У корпусі секції 1 збоку є горизонтальний отвір з запресованими бронзовими втулками 20, в які входить регулююча рейка 14. На циліндричній поверхні вздовж рейки профрезерована канавка, а в тіло корпусу на різьбі ввернут гвинт 5, хвостовик якого входить із зазором у

						КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			37

канавку рейки. Таким чином, хвостовик 15 гвинта не дає рейці 14 повернутися навколо її осі і одночасно обмежує її максимальне переміщення.

На нижню частину гільзи 13 встановлена гільза поворотна 16, на верхній частині якої нарізаний зубчастий вінець. Зуби вінця входять у зачеплення з зубами рейки 14. Для забезпечення правильного зчеплення проти шостої западини між зубами на рейці 14 вибита керном мітка 22, а у шостого зуба вінця поворотної гільзи 16 на торці зроблена мітка (скос) 2.

При випадковій відсутності зазначених міток 21 і 22 з'єднання вінця з рейкою здійснюється так, щоб перший зуб на вінці увійшов до першої западини рейки. Поворотна гільза 16 утримується знизу опорною шайбою 4, що упирається в кільцевий заплечик корпусу 1. У свою чергу опорна шайба 4 утримується на місці пружинним кільцем 3, встановленим знизу в циліндричну частину корпусу секції.

Гільза і плунжер є плунжерною парою, що становить основний елемент секції паливного насоса. Всередині гільза 13 має строго циліндричну поверхню, яка після шліфування піддається спеціальному притиранню та доведенню разом з плунжером за допомогою паст або спеціальної пастки з окису алюмінію.

Для забезпечення точного початку та кінця подачі палива всі кромки на плунжері та в отворах гільзи виконані гострими. Гільзу 13 встановлюють на місце через верхній отвір корпусу секції при вийнятому плунжері 12; плунжер вводять у гільзу з нижньої сторони знятої з насоса секції. При постановці плунжера 12 в гільзу 13 необхідно стежити, щоб мітка 23 на напрямному повідку плунжера збіглася з міткою на вирізі поворотної гільзи 16.

3.2 Модернізація ПНВТ шляхом використання електромагнітного клапану зливу палива

Штатний ПНВТ являє собою класичний ПНВТ з керуючої паливною рейкою. Йому притаманні багато недоліки цих систем: тиск і характеристика

					<i>КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

уприскування небажано змінюються при зміні швидкісного і навантажувального режиму роботи, погане розпилювання на режимах холостого ходу, при пуску є труднощі забезпечення ідентичності характеристик подачі по секціях. Штатний ПНВТ обладнаний механічним регулятором і механічною системою відключення секцій насоса.

Модернізована секція ПНВТ (рис. 3.3) відрізняється від секції штатного ПНВТ наявністю електрокерованого клапана 2. Клапан нормально відкритий.

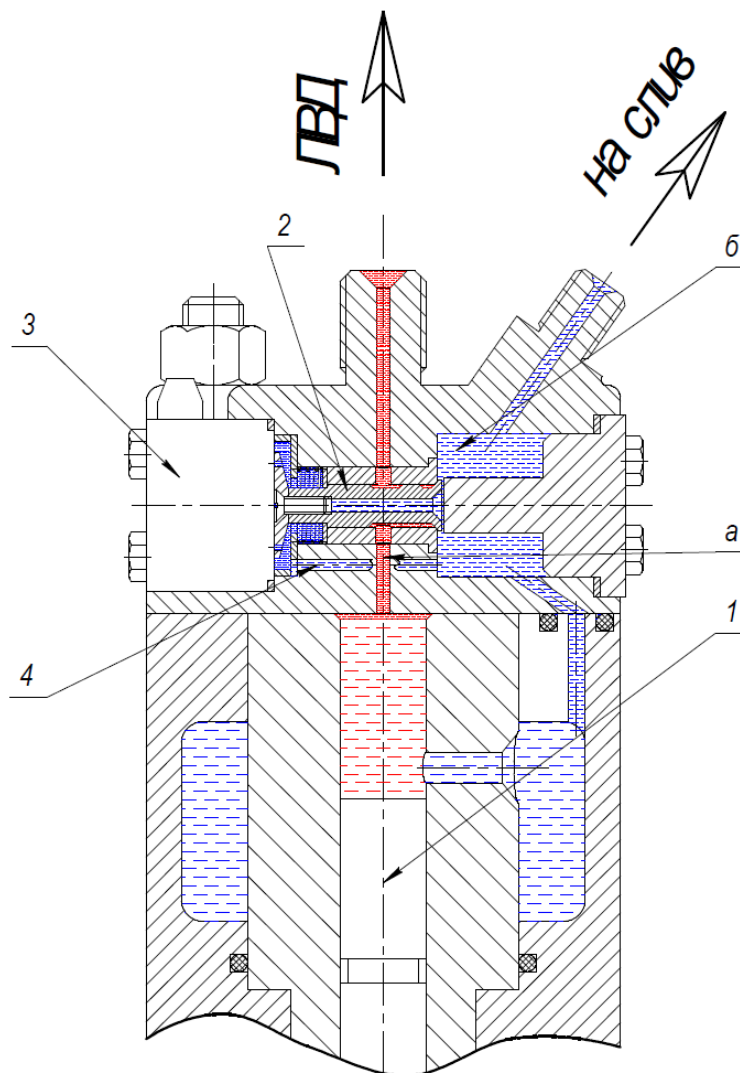


Рисунок 3.3 – Ескіз секції ПНВТ з клапаном управління зливом:

- 1 – плунжер; 2 – електрокерований клапан; 3 – електромагніт;
4 – балансувальний канал; а – порожнина високого тиску; б – порожнина тиску підкачки

Процес подачі відбувається так. Плунжер 1 піднімається зі свого нижнього положення, і нагнітає паливо в порожнину високого тиску а (червоний колір). Однак на початку подачі клапан 2 відкритий, і весь надлишок палива стравлюється на злив (синій колір). У певний момент часу на електромагніт подається робоча напруга, і клапан втягуючись відсікає порожнину А від порожнини б. У порожнині а тиск підвищується і відбувається уприскування. Через деякий час електромагніт вимикається, клапан під дією пружини відкривається. Подача закінчується.

Клапан є гідравлічно розвантаженим як по високому, так і по низькому тиску. Для розвантаження клапана по низькому тиску зроблений балансувальний канал 4, який вирівнює тиск з обох сторін клапана.

Дана система дозволяє регулювати як кут випередження впорскування палива (моментом включення електромагніту), так і циклову подачу (часом, протягом якого клапан закритий). Параметри подачі не твердо задані, а можуть змінюватися залежно від режиму роботи дизеля і від поточного теплового або навіть технічного стану циліндра.

Модернізований паливний насос (рис. 3.4) дозволяє забезпечувати набагато вищий тиск уприскування, ніж штатний. Це, в свою чергу, сприятиме підвищенню економічності та екологічності роботи двигуна. Розглянемо можливість підвищення тиску уприскування зі 100 МПа, який забезпечується штатним насос, до 150 МПа.

Розглянемо можливі способи підвищення тиску впорскування в модернізованому насосі.

Зміна профілю кулачка

До недоліків штатного кулачка можна віднести відсутність ділянки постійної швидкості на діаграмі $h_{пл} = f(\varphi_{кул})$.

З іншого боку цю обставину можна використовувати для цілей стабілізації тиску уприскування при різних частотах обертання дизеля. З урахуванням трудомісткості зміни виробництва складного кулачка і неефективності заходи, від цього рішення доцільно відмовитися.

					<i>KPM.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		40

Перегляд діаметра плунжера

Збільшення діаметра плунжера – найпопулярніший спосіб інтенсифікації уприскування. Як показує практика конструювання, вибір діаметра плунжера на підставі забезпечення заданої продуктивності не забезпечує сучасних тисків уприскування. Крім того, обраний спосіб управління ПНВТ вимагає запасу продуктивності при спробі зміни випередження в значному діапазоні. На графіку 3.5 показана залежність тиску уприскування від діаметру плунжера.

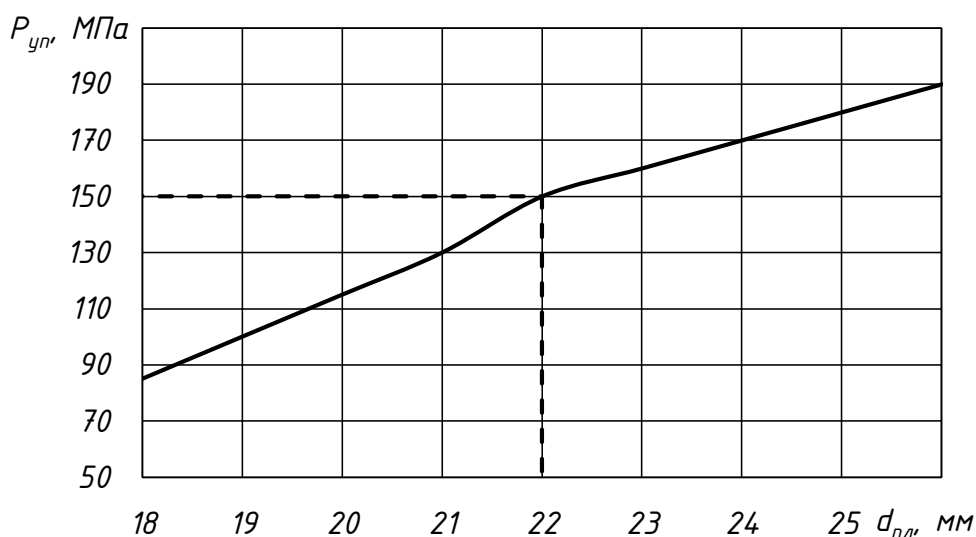


Рисунок 3.5 – Залежність тиску уприскування від діаметру плунжера

Приймаємо плунжер діаметром 22 мм. Даний діаметр плунжера може забезпечити прийнятні тиску уприскування (150 МПа), і, разом з тим, залишається можливість розмістити секції ПНВТ в існуючому корпусі.

Вибір внутрішнього діаметру трубопроводу

Внутрішній діаметр трубопроводу лінії високого тиску (ЛВТ) сильно впливає на тиск уприскування, що добре ілюструється графіком на рис. 3.6.

З одного боку при великих діаметрах трубопроводу ЛВТ збільшується мертвий обсяг усієї ЛВТ, а як наслідок, подає тиск уприскування. З іншого боку, при занадто маленькому діаметрі трубопроводу сили граничного тертя сильно знижуватимуть тиск уприскування. Згідно рис. 3.6, оптимальний діаметр трубопроводу дорівнює 2,4 мм.

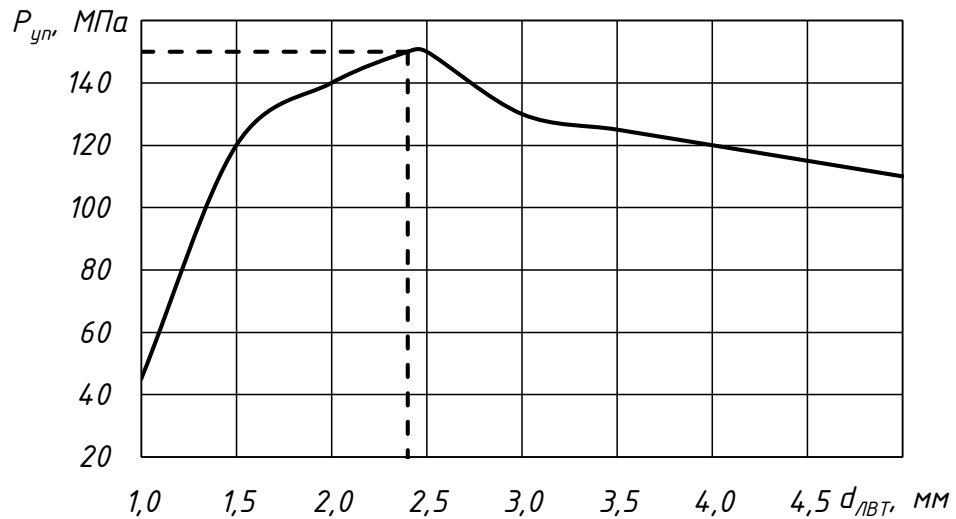


Рисунок 3.6 – Залежність тиску уприскування від діаметру трубопроводу лінії високого тиску

Вибір довжини трубопроводу лінії високого тиску

Очевидна необхідність знижувати довжину лінії високого тиску, однак на практиці вона визначається компонувальними міркуваннями (рис. 3.7).

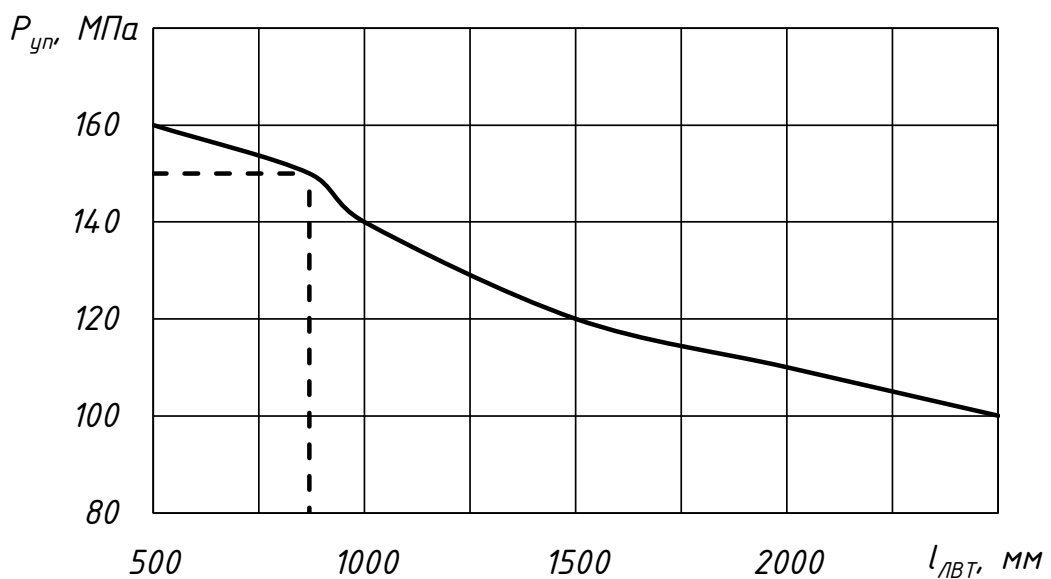


Рисунок 2.7 – Залежність тиску уприскування від довжини лінії високого тиску

Приймаються довжину ЛВТ рівний штатної довжині, 870 мм.

Вибір тиску початку уприскування

Попередня затягування пружини форсунки сприяє інтенсифікації вприскування. Разом з тим вище 30 МПа зазвичай $P_{\phi 0}$ не збільшують: прискорюється знос конуса, страждає міцність розпилювача, утрудняється пуск дизеля. В інтервалі 12...35 МПа великого впливу цього фактору не знайдено (рис. 3.8).

Приймаємо тиск початку уприскування 22 МПа.

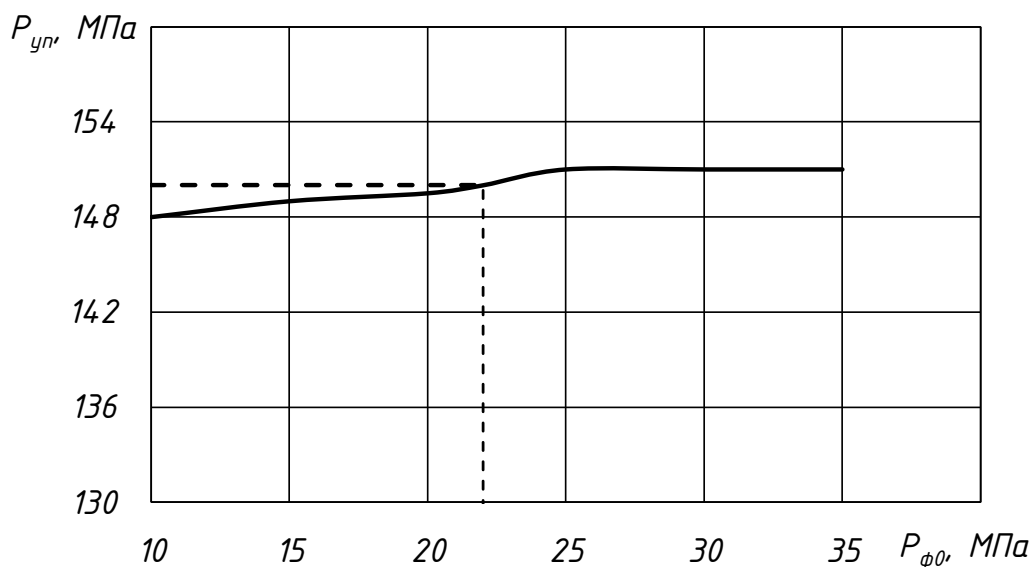


Рисунок 3.8 – Залежність тиску уприскування від тиску початку уприскування

Вибір зусилля попереднього затягування і жорсткості пружини електрокерованого клапана, зусилля електромагніту, маса рухомих частин клапана, ходу клапана та зазору між електромагнітом та якорем

Ці параметри мало впливають на максимальні тиск уприскування. Існують граничні значення деяких параметрів, при яких система ще працює. Чисельно ж ці параметри визначаються з умови забезпечення швидкодії клапана (рис. 3.9 – 3.13).

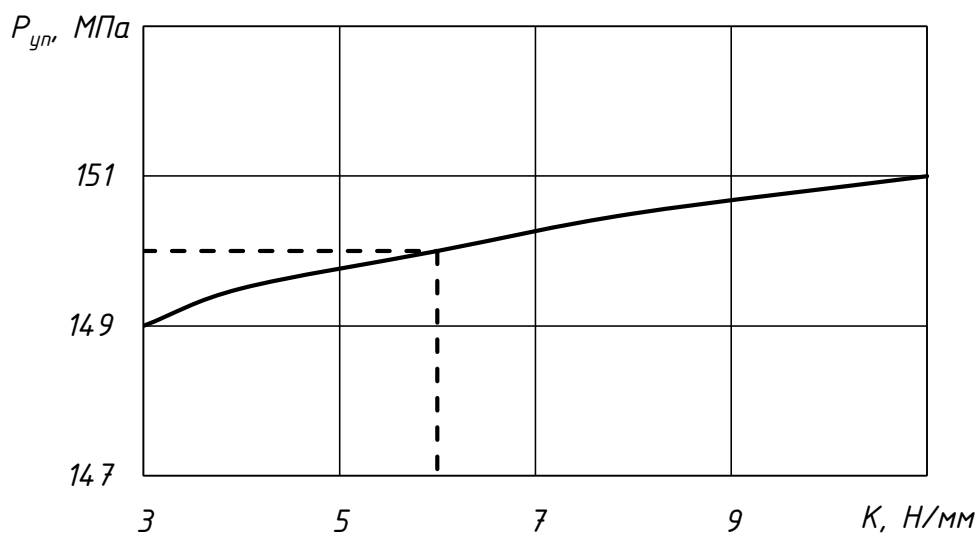


Рисунок 3.9 – Залежність тиску уприскування від жорсткості пружини

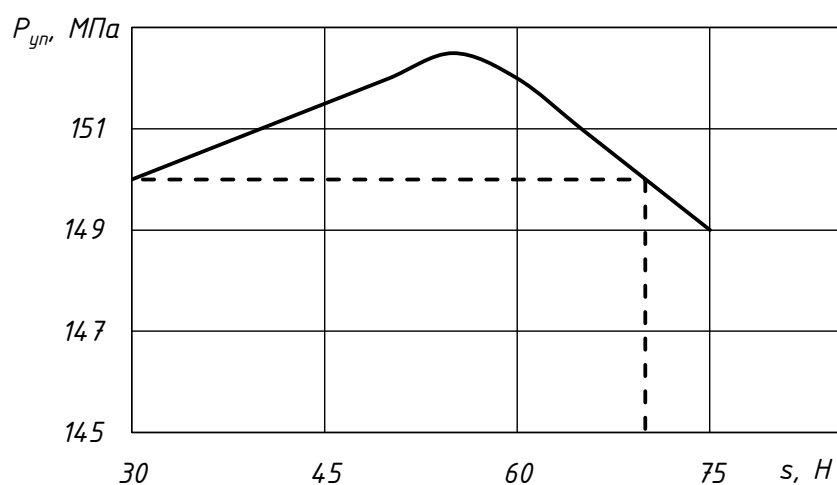


Рисунок 3.10 – Залежність тиску уприскування від зусилля попереднього зтягування пружини

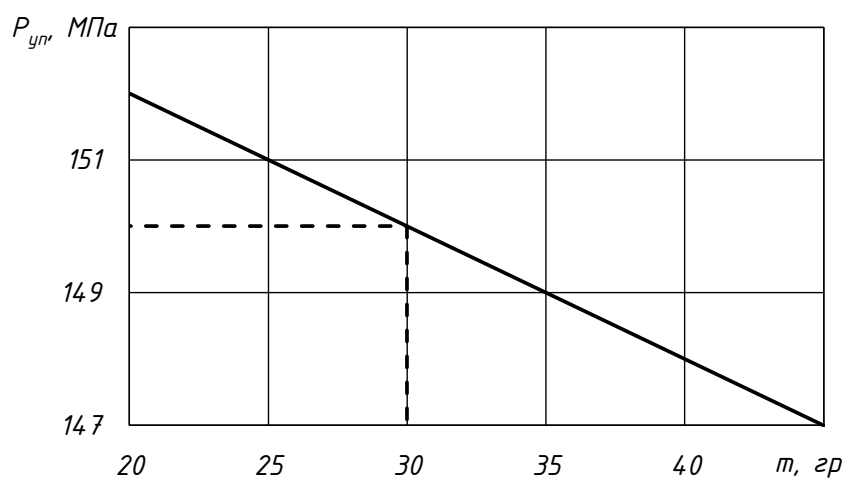


Рисунок 3.11 – Залежність тиску уприскування від маси рухомих частин

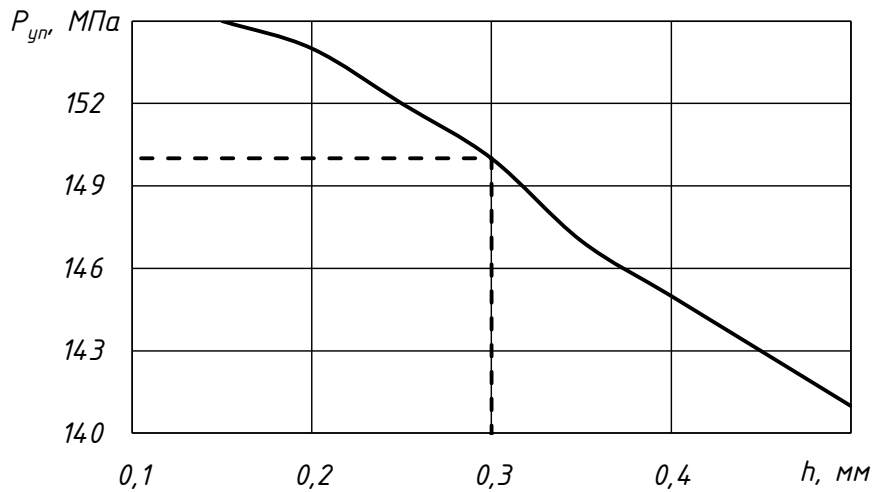


Рисунок 3.12 – Залежність тиску уприскування від ходу клапана

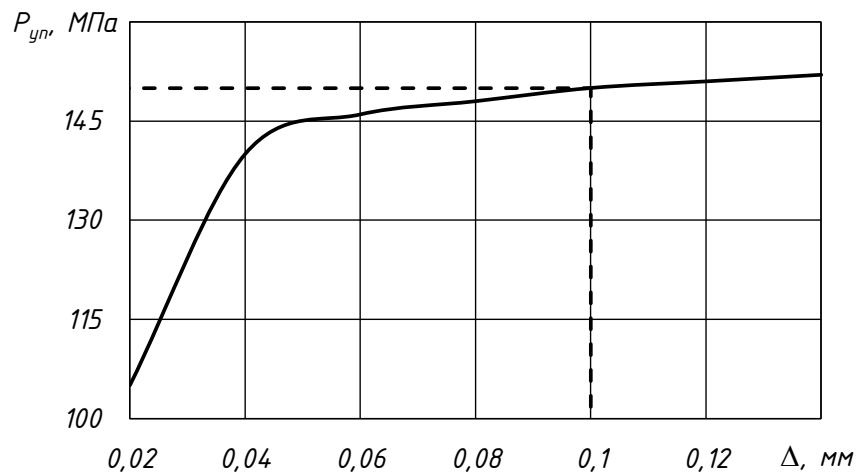


Рисунок 3.13 – Залежність тиску уприскування від зазору між електромагнітом та якорем

До швидкодії клапана пред'являються підвищені вимоги, він повинен спрацьовувати в обидві сторони за час не більше 0,15 мс. Для забезпечення цієї швидкодії необхідна гідравлічне розвантаження клапана, а також підбір параметрів елементів, керуючих рухом клапана.

Прийняті параметри:

- жорсткість пружини клапана $K = 6,0 \text{ Н/мм}$;
- зусилля попереднього затягування пружини $s = 70 \text{ Н}$;
- зусилля електромагніту 250 Н ;
- маса клапана $m = 30 \text{ гр}$;

– хід клапана $h = 0,3$ мм;

– зазор між електромагнітом і якорем $\Delta = 0,1$ мм.

На рис. 3.14 показано креслення втулки та електрокерованого клапана зливного елемента.

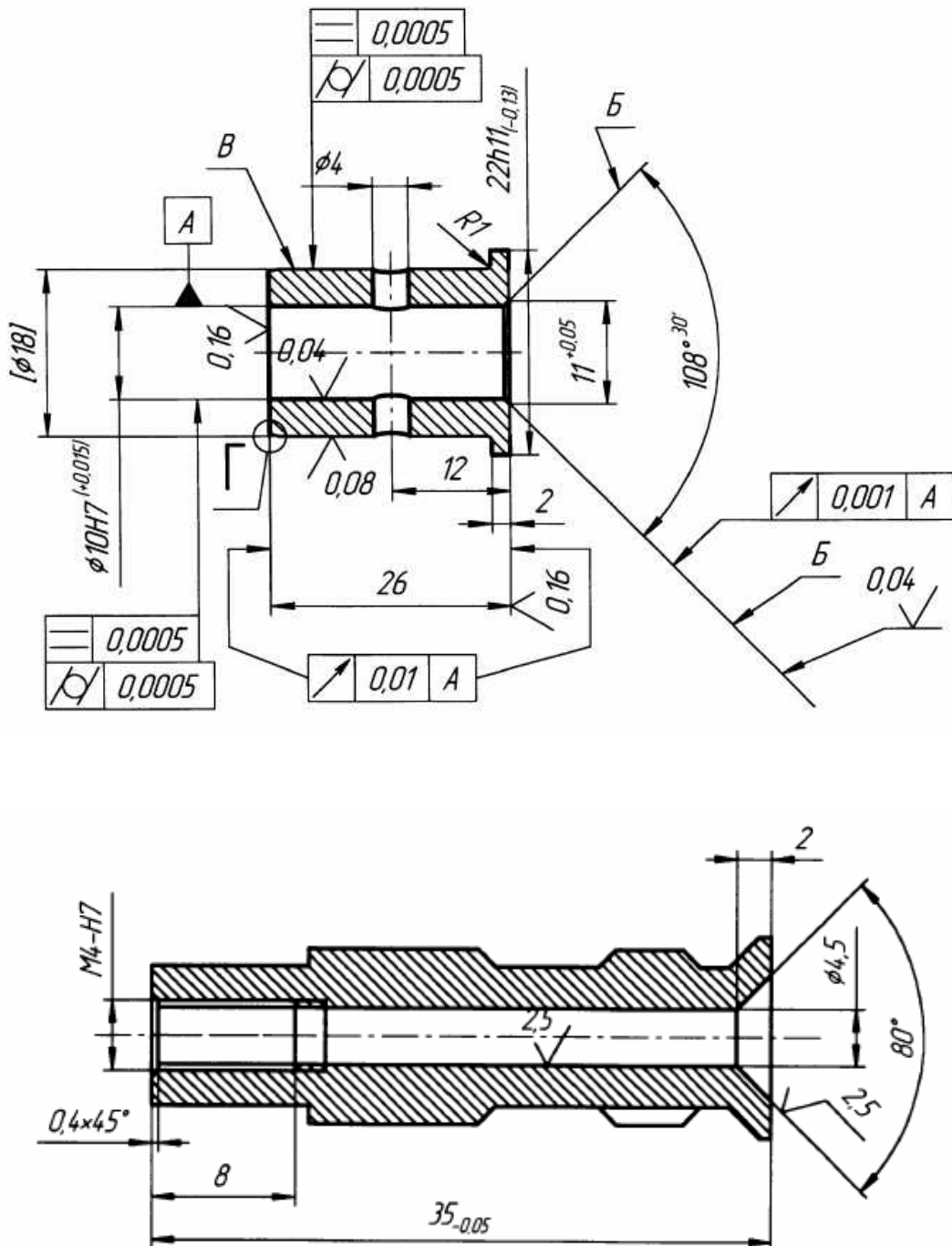


Рисунок 3.14 – Креслення втулки та електрокерованого клапана

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.03.03.ПЗ

Аркуш

47

3.3 Тепловий розрахунок головного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захарашений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і

					<i>КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження [6].

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 12,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 1,733$.

Показник адіабати повітря $k_\varepsilon = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t,m} = 0,95$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m,ad} = 0,76$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,4$.

					КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 850$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [8]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню [7].

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

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-тактних двигунів $\varphi_n = 0$.

Розрахунок робочого циклу

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятьох процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

					КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5 %. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 298 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,27}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,73} \right] = 432,111.$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 432,111 - 0,86 \times (432,111 - 298) = 316,775.$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316,775 + 20 + 0,025 \times 850}{1 + 0,025} = 349,293.$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,27 - 0,005 = 0,265.$$

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,98 \times P_s = 0,98 \times 0,27 = 0,26.$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,26}{0,265} \times \frac{316,775}{349,293} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,942.$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,364.$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,26 \times 12,5^{1,364} = 8,133.$$

Температура в кінці процесу стиску, К

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 349,293 \times 12,5^{1,364-1} = 875,134.$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1,733}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,857.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 0,857} = 1,0369.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0369 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,036.$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,97} = 0,969.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0369 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,969 = 1,035.$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + \left[c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z,$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B},$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z,$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314),$$

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + \left[(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c.$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1874.$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,4 \times 8,133 = 11,387.$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,035}{1,4} \times \frac{1874}{875,134} = 1,753.$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,753} = 7,133.$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,26.$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2074 \times \frac{1}{7,133^{1,26-1}} = 1245,312.$$

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,387}{7,133^{1,26}} = 0,958.$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{8,133}{12,5 - 1} \times \left[1,4 \times (1,753 - 1) + \frac{1,4 \times 1,753}{1,26 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{7,133^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,364 - 1}} \right) \right] = 2,246.$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 2,246 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,224.$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,265 \times 0,942}{1,733 \times 0,495 \times 316,775 \times 2,224} = 0,179.$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,179 \times 42700} = 0,471.$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,224 \times 0,9 = 2,002.$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,471 \times 0,9 = 0,424.$$

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,179}{0,9} = 0,1988.$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,33^2 \times 0,36 \times 0,5 \times 2,002 \times 600 \times 6 = 1850,334.$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{1850,334 - 1850}{1850,334} \times 100\% = 0,018\%.$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5 %.

3.4 Порівняльний аналіз параметрів роботи двигуна до і після модернізації ПНВТ

Згідно з опитними даними [8] при збільшенні тиску впорскування у 1,5 рази – зі 100 до 150 МПа, ККД двигуна збільшується на 2,5 %, витрата палива зменшується на 2,5 %, а емісія NO_x зменшується на 25 %.

В таблиці 2.1 представлені значення питомої ефективної та індикаторної витрати палива, ККД двигуна та емісії NO_x двигуна MWM/TBD 510L6 до і після модернізації паливного насоса високого тиску.

Визначено, що в результаті модернізації ПНВТ:

- питома ефективна та індикаторна витрата палива зменшилась на 0,005 кг/(кВт·год);
- питомий ефективний ККД двигуна збільшився з 0,424 до 0,435;
- питомий індикаторний ККД двигуна збільшився з 0,471 до 0,482;
- емісія NO_x зменшується на 2,1 г/(кВт·год)

					<i>KPM.142.6221m.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

Таблиця 3.1 – Показники роботи двигуна до і після модернізації

Показник	До модернізації	Після модернізації
Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)	0,179	0,174
Індикаторний ККД	0,471	0,482
Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,199	0,194
Ефективний ККД двигуна	0,424	0,435
Емісія NO _x , г/(кВт·год)	7,5	5,4

Висновок до розділу

На підставі аналізу схем і конструкцій сучасних паливних систем високого тиску було прийнято рішення використовувати ПНВТ з клапаном управління зливом, оскільки однією з найважливіших вимог до паливної апаратури, що розробляється, є забезпечення максимальної наступності нової та існуючої апаратури, а також можливість виготовлення розробленої апаратури на існуючому обладнанні та максимальна простота виготовлення.

Застосування даного ПНВТ можливе без заміни існуючої форсунки та трубопроводів лінії високого тиску. Отже, без зміни конструкції звичної головки блоку циліндрів і компоновальних рішень. Також ПНВТ з електрокерованим зливом можна зробити на базі існуючого рядного ПНВТ.

Паливна система дозволяє регулювати як кут випередження впорскування палива (моментом включення електромагніта), так і циклову подачу (час, протягом якого клапан закритий). Параметри подачі не жорстко задані, а можуть змінюватись в залежності від режиму роботи дизеля та від поточного теплового або навіть технічного стану циліндра.

Модернізовано штатний паливний насос високого тиску шляхом використання електромагнітного клапана зливу палива.

Модернізований паливний насос дозволяє забезпечувати набагато вищий тиск упорскування, ніж штатний. Це, у свою чергу, сприятиме підвищенню економічності та екологічності роботи двигуна. Розглянуто можливість підвищення тиску упорскування зі 100 МПа, що забезпечується штатним насосом, до 150 МПа за рахунок збільшення діаметра плунжера.

Виконані підбирання геометричних розмірів елементів ПНВТ та підбір параметрів елементів керування рухом клапана.

Згідно з досвідчено даними палива зменшується на 2,5% (у нашому випадку на 5 г/(кВт×год)), а емісія NOx зменшується на 25% – з 7,5 до 5,6 г/(кВт×год).

					<i>КРМ.142.6221м.03.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		59

КРМ.142.6221м.03.04.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Будуєв М.В.			Літ.	Аркуш	Аркушів
						60	8
Керівник		Проскурін А.Ю.			НУК ім. адмірала Макарова		

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ
ВПРОВАДЖЕННЯ
МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

Мета економічного розділу полягає у доведенні доцільності модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи суднових механізмів шляхом розрахунку річного економічного ефекту.

Річний економічний ефект від удосконалення управління і роботи суднових механізмів визначається за формулою:

$$E_p = (B_{\sigma} - B_{np}) \times A_{np}, \quad (4.1)$$

де B_{σ} і B_{np} – річні приведені витрати за базовим і запропонованим варіантами, тис. грн. або \$;

A_{np} – кількість суден, на яких впроваджуватимуться запропоновані проектні рішення.

Підставляючи у формулу (4.1) значення приведених витрат і згрупувавши їх за елементами, отримуємо нову формулу для розрахунку (4.2), яка дозволить значно скоротити розрахунок за окремими статтями витрат:

$$E_p = [(B_{\sigma} + E_n \times K_{\sigma}) - (B_{np} + E_n \times K_{np})] \times A_{np} = [(B_{\sigma} - B_{np}) - E_n \times (K_{np} - K_{\sigma})] \times A_{np} = (\Delta B - E_n \times K_{\delta}) \times A_{np}, \quad (4.2)$$

де ΔB – витрати за змінними експлуатаційними статтями, які виникнуть при впровадженні запропонованих рішень, тис. грн. або \$;

K_{δ} – додаткові інвестиції на модернізацію і удосконалення судового механізму, тис. грн. або \$.

Розрахунок зведеться до визначення лише тих статей експлуатаційних витрат, які змінюються при нововведенні.

Так як модернізація торкнулась лише елементів СЕУ, немає сенсу враховувати повні інвестиційні вкладення на спорудження судна, а досить

визначити інвестиційні витрати на заміну старих пристроїв новими, або на їх модернізацію. Таким чином, при розрахунках економічного ефекту достатньо визначити додаткові інвестиційні витрати на здійснення рекомендованих заходів та величини зміни експлуатаційних витрат судна, на які будуть впливати запропоновані нововведення.

Економічні наслідки модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи судових механізмів

У дипломному проекті, модернізації піддалася паливна система двигуна, а саме, організовано можливість роботи двигуна з електрокерованим паливним насосом високого тиску. У результаті не змінюється швидкість ходу, а витрати на паливо, поточний ремонт, сума амортизаційних відрахувань і загальний об'єм (розмір) експлуатаційних витрат та ін. – зменшуються.

При цьому головними вихідними даними є:

- двигун марки MWM/TBD 510L6 загальною вартістю \$ 3,1 млн.;
- зменшення питомих витрат дизельного палива зі 199 до 194 г/(кВт×год), при роботі двигуна з модернізованим насосом [розділ 3].

Збільшення або зменшення величини витрат з приведених показників у тій або іншій мірі впливає на економічну ефективність судна загалом. При цьому основними енергозберігаючими чинниками виступають, зменшення питомої витрати палива, циліндрового та циркуляційного масла, скорочення витрат на технічне обслуговування.

Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень

Оптова ціна судна після його модернізації за рахунок удосконалення елементів СЕУ визначається по формулі:

$$C_n = C_0 - \sum_{i=1}^m C_{0i} + \sum_{j=1}^n C_{nj}, \quad (4.3)$$

де C_0 , C_n – оптова ціна двигуна до і після модернізації (тобто базового і нового варіантів) \$;

C_{0i} – сумарна ціна агрегатів що підлягають заміні ($C_{0i} = 5000$ \$);

C_{nj} – сумарна ціна нових агрегатів та вузлів ($C_{nj} = 45000$ \$);

					<i>KPM.142.6221m.03.04.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
						62
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

m – кількість агрегатів СЕУ, що модернізуються (у нашому випадку $m = 1$);

n – кількість нових агрегатів СЕУ (у нашому випадку $n = 1$).

Оптова ціна базових двигунів приймається за даними заводу-будівника. У нашому випадку $C_{\bar{o}} = 3100000\$$;

$$C_n = 3100000 - 5000 + 45000 = 3140000 \$$$

Замість визначення ціни базового і проектного варіантів двигуна по наведеній формулі, знайдемо їх різницю, оскільки лише два члени у цієї формули будуть розрізнятися і саме ця різниця складе додаткові інвестиції:

$$K_{\partial n} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{\bar{o}i}. \quad (4.4)$$

$$K_{\partial n} = 45000 \times 1 - 5000 \times 1 = 40000 \$$$

Запропоноване технічне рішення потребує значних зусиль і витрат, тому воно може бути здійснене при капітальному ремонті судна, або під час планового докування, як силами машинної команди так і силами судноремонтного підприємства.

Для розрахунку вкладень на модернізацію використовуємо узагальнені показники, якими являються робоча година на виконання та вартість 1-го нормочасу даних робіт, у залежності від їх складності, яка для України в середньому складає близько 240 грн., або 10 \$ (для закордонних виробників – від 70 до 100 \$). Додаткові інвестиції зводимо до таблиці 4.1.

Таким чином, додаткові інвестиції складуть величину:

$$K_{\partial} = K_{\partial n} + K_{\epsilon}$$

$$K_{\partial} = 40000 + 510 = 40510 \$.$$

					<i>KPM.142.6221м.03.04.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		63

Таблиця 4.1 – Додаткові інвестиції

Вид робіт	Тривалість, людино-години	Вартість нормо-год., \$	Вартість робіт (K_B), \$
Монтаж елементів паливної системи	12	10	120
Випробування двигуна	12	15	180
Регулювання елементів системи	16	15	210
Всього	40	-	510

Розрахунок експлуатаційних витрат судна

Оскільки після модернізації періодичність T_e та склад машинної команди не зазнає змін, витрати на обслуговування не зміняться. Оскільки вага агрегату значно не змінилась провозоздатність судна теж залишилась на старому рівні. Оскільки нововведення, що пропонуються в дипломній роботі, не позначаються на величині експлуатаційної швидкості (V_e), то немає необхідності визначення ходових і стоянкових годин.

Заміна ж елементів СЕУ позначиться на наступних статтях:

1. Амортизація від додаткових інвестицій.
2. Загальні експлуатаційні витрати по незмінним статтям.
3. Розрахунок балансового й чистого прибутку.
4. Розрахунок терміну окупності додаткових інвестицій.

Розрахунок необхідно провести одночасно для порівняння двох варіантів, так званих базового й нового, що пропонується, у наступній послідовності:

Витрати на амортизаційні відрахування $B_{ам}$ при порівняльній ефективності визначаються по нормах амортизації (H_A) і беруться в розмірі 20 % від величини додаткових інвестицій K_0 . Розраховуються по формулі:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_0$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 40510 = 8102 \$.$$

Витрати на паливо-мастильні матеріали, так звані змінні, розраховуються з урахуванням витрат палива та мастильних матеріалів на ходу для головного двигуна при 100 % навантаженні.

Витрати на паливо:

$$B_{нал} = N \times g_e \times T_e \times B_n,$$

де N – потужність двигуна (для базового та модернізованого двигуна при 100% навантаженні – 1850 кВт) [розділ 1];

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,199 кг/кВт×год [розділ 3]; для модернізованого двигуна – 0,194 кг/кВт×год) [розділ 3];

T_e – години роботи двигуна при повному навантаженні на дизельному паливі в рік, (для базового та модернізованого двигуна – 5000);

B_n – вартість 1 кг палива, \$, (1) [16].

$$B_{нал}(B) = 1850 \times 0,199 \times 5000 \times 1 = 1840750,00 \$$$

$$B_{нал}(M) = 1850 \times 0,194 \times 5000 \times 1 = 1794500,00 \$$$

Додатковий економічний ефект від зменшення витрат палива виникає в результаті економії витрат на його завантаження, контроль, зберігання та роботу паливних насосів для транспортування.

Питомі витрати мастильних матеріали для двигуна MWM/TBD 510L6 складають 0,2 % витрат на паливо [2,4].

Витрати на мастильні матеріали, \$ рік:

$$B_{мм} = B_{нал} \times 0,2\%$$

$$B_{мм}(B) = B_{нал}(B) \times 0,2\% = 1840750,00 \times 0,2\% = 3,663 \$$$

$$B_{мм}(M) = B_{нал}(M) \times 0,2\% = 1794500,00 \times 0,2\% = 3,589 \$.$$

Результати розрахунків занесемо до таблиці 4.2.

					<i>KPM.142.6221m.03.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $V_{ам}$	–	8102	8102
Витрати на паливо $V_{пал}$	1840750	1794500	- 46250
Витрати на мастильні матеріали $V_{пал}$	3663	3589	- 74
Всього	1844413	1806191	- 38222

Обчислення техніко-економічних показників проекту

Загальний балансовий річний прибуток Π_6 розраховують за формулою:

$$E_p = \Delta B - E_n \times K_d$$

$$\Delta B = (V_{пал(Б)} + V_{мм(Б)}) - (V_{пал(М)} + V_{мм(М)})$$

$$E_p = ((1840750 + 3663) - (1794500 + 3589)) - 0,2 \times 40510 = 38222 \$$$

Чистий прибуток ($\Pi_ч$) визначається як різниця між балансовим прибутком (Π_6) та податком на прибуток:

$$\Pi_ч = \Pi_6 - (0,18 \times \Pi_6) = 0,82 \times \Pi_6$$

$$\Pi_ч = 0,82 \times 38222 = 31342,04 \$$$

Термін окупності додаткових інвестицій (T_{OK}) визначається за формулою:

$$T_{OK} = K_d / \Pi_ч$$

$$T_{OK} = 40510 / 31342,04 = 1,29 \text{ року}$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 4.3.

Таким чином, запропоновані в проекті заходи дозволяють зекономити близько \$ 38222 на рік, в основному, за рахунок економії дизельного палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 1,29 року або 471 добу.

Таблиця 4.3 – Техніко-економічні показники проекту

Найменування показника	Одиниця виміру	Базовий варіант	Новий варіант	Відхилення
Двигун	од.	1	1	–
Додаткові інвестиції	тис. \$	0	40,51	40,51
Експлуатаційні витрати по статтях, усього	тис. \$	1844,41	1806,19	– 38,22
У тому числі на:				
Амортизаційні відрахування	тис. \$	0	8,1	8,1
Витрати на паливо	тис. \$	1840,75	1794,50	– 46,25
Окупність додаткових інвестицій	років	–	–	1,29

КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Будуев М.В.			ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	Літ.	Аркуш	Аркушів
							68	11
Керівник		Проскурін А.Ю.			НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [9].

Україна - учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		69

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охорони праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на суднах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		70

- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Кожна підготовка повинна підтверджуватися кожні п'ять років.

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

У СУБ, вживаною на суднах, повинно бути вказано, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій відносно рішень, які він вважає якнайкращими на користь забезпечення безпеки пасажирів, екіпажа, судна, вантажу і попередження забруднення навколишнього середовища. Відсутність Сертифікату по МКУБ автоматично переводить компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		71

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головного двигуна MWM/TBD 510L6

Судно у цілому в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні.

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- безпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- безпека вибуху;
- безпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи

					КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів.

Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки.

За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробую ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ДСТУ EN 60204-1:2015.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		73

процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ДСТУ EN 1127-1:2014.

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден**, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		74

досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [10].

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій в машино-котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м . Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		75

індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівнем шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугастого шуму на робочих місцях регламентується ДСТУ 2867-94.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань . Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСНіП 3.3.6.096-2002. Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричинюють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		76

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456–94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативним документом, що регламентує параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для підтримки гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь огорожуючих приміщень. Вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси. Нормування параметрів мікроклімату полягає у встановленні їх оптимальних або допустимих величин стосовно конкретних виробничих умов. Воно проводиться з урахуванням таких характеристик: ступеня важкості виконуваної роботи; пори року; кількості надлишкового тепла, що надходить у робочу зону від устаткування.

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		77

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору - при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого освітлення норм, а на сходах трапа і проходах - не менш 5 лк. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів - 75 лк, на сходах трапа - 20 лк.

					<i>КРМ.142.6221м.03.05.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		78

ВИСНОВОК

У ході підготовки та написання даної кваліфікаційної роботи було проаналізовано сучасні способи підвищення надійності роботи паливної апаратури та конструкцій паливних насосів високого тиску.

Оскільки одним з найважливіших вимог до паливної апаратури є забезпечення максимальної наступності нової та існуючої, а також можливість модернізації паливної апаратури на існуючому обладнанні і максимальна простота виготовлення, був прийнятий паливний насос високого тиску з клапаном управління зливом, який забезпечує швидке, точне управління в широких межах зміни параметрів, включаючи і характеристику уприскування. Параметри подачі не твердо задані, а можуть змінюватися залежно від режиму роботи дизеля і від поточного теплового або навіть технічного стану циліндра.

Був модернізований штатний паливний насос високого тиску шляхом використання електромагнітного клапану зливу.

Економічні розрахунки підтвердили ефективність моденізації ПНВТ.

Розглянуті питання охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи.

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		79

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В.. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей: Учебное пособие. - Уфа: Изд-во БГАУ, 2008. - 240 с.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. – Одеса, 2008. – 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>КРМ.142.6221м.03.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		80