

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідуючий кафедрою ДВЗУ та ТЕ

д.т.н., професор

Тимошевський Б.Г.

« ____ » _____ 2021 р.

ВИПУСКНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Тема: «Модернізація паливної системи двигуна

7ДКРН60/280»

«Improvement of the fuel system for the engine 7ДКРН60/280»

Виконав студент Матвеєв В.В.

підпис

Керівник Тимошевський Б.Г.

підпис

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація
Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр
Спеціальність Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗУ та ТЕ

_____ Б.Г.Тимошевський
" ____ " _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

_____ Матвеев Віктор Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи «Модернізація паливної системи двигуна 7ДКРН60/280»
керівник проекту (роботи) _____ Тимошевський Б.Г.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від " ____ " _____ 20 ____ року № ____
- Строк подання студентом проекту (роботи) _____
- Вихідні дані до проекту (роботи) Двигун – 7ДКРН60/280; паливо – дизельне, газоподібне; потужність двигуна – 17920 кВт; частота обертання колінчастого валу – 97 хв⁻¹
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 7ДКРН60/280 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «MERKUR FJORD». 2. АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА. 3. ПРОЕКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7ДКРН60/280 СУДНА «MERKUR FJORD». 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. 5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Двигун 7ДКРН60/280. 2. Загальний вигляд розміщення газового обладнання на судні. 3. Характеристики роботи головного двигуна на газовому паливі. 4. Схема паливної системи двигуна. 5. Схема роботи модуля управління подачею газу. 6. Газова форсунка. 7. Система управління головним двигуном.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розділ № 1		
2	Розділ № 2		
3	Розділ № 3		
4	Розділ № 4		
5	Розділ № 5		
6	Оформлення дипломної роботи		

Студент _____
(підпис)_____
(прізвище та ініціали)Керівник проекту _____
(підпис)_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати дослідження малообертового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 17920 кВт та частотою обертання 97 хв^{-1} для контейнеровозу «MERKUR FJORD».

В якості базового був обраний двигун 7ДКРН60/280, який виробляється компанією «MAN» (7G60ME). В якості робочого циклу був обраний газодизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, а також розроблено систему подачі газового палива.

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 двигуна 7ДКРН60/280. Розглянуто заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головного двигуна.

Економічні розрахунки, наведені у роботі, довели доцільність модернізації паливної системи двигуна 7ДКРН60/280.

Магістерська робота виконана українською мовою на 102 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 15 джерел. Графічна частина представлена на 7 кресленнях формату А1.

					<i>ВМР.142.6221м.06.ПЗ</i>	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 7ДКРН60/280 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «MERKUR FJORD».....	7
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	8
1.2 Опис енергетичної установки.....	10
1.3 Аналіз особливостей конструкції двигуна 7ДКРН60/280.....	10
2. АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА.....	20
2.1 Передумови використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів.....	21
2.2 Характеристика газових палив.....	23
2.2.1 Гази, які використовуються в ДВЗ.....	23
2.2.2 Фізико-хімічні властивості газових палив.....	27
2.3 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі.....	39
2.4 Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки.....	44
2.5 Висновок.....	48
3. ПРОЕКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7ДКРН60/280 КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «MERKUR FJORD».....	49
3.1 Розміщення газового обладнання на контейнеровозі «MERKUR FJORD».....	50
3.2 Особливості роботи двигуна 7ДКРН60/280 на газовому паливі	55

3.3	Обґрунтування запропонованих технічних рішень шляхом виконання теплового розрахунку робочого циклу двигуна 7ДКРН60/280 на газовому паливі	59
3.4	Модернізація паливної системи двигуна 7ДКРН60/280.....	67
3.5	Особливості системи управління двигуном.....	74
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	80
4.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах..	81
4.2	Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна 7ДКРН60/280.....	82
4.2.1	Небезпечні фактори в машинному відділенні.....	83
4.2.2	Шкідливі фактори в машинному відділенні.....	84
4.3	Дії екіпажу при гасінні пожежі.....	87
4.3.1	Боротьба з пожежами на судах.....	87
4.3.2	Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння.....	89
5.	ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА.....	93
	ВИСНОВКИ.....	100
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	101

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи суднових дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників суднових дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо [1].

На сьогоднішній день більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50% зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згоряння. За існуючими оцінками в перспективі очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20 %, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря його продуктами викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим альтернативним паливом наразі визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перекривають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Скоріш за все, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

					<i>ВМР.142.6221м.06.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В якості джерел постачання газового моторного палива можна використовувати окремі малі місця добування газу, невиключені в систему, а також родовища, що знаходяться на завершальній стадії експлуатації, включаючи й такі, використання яких для видобутку газу стало економічно нераціональним.

Реалізація перелічених передумов за рахунок газу дозволять здійснити перелом у забезпеченні транспорту паливом, зняти обмеження на розвиток морського господарства, що накладаються нестачею важкого і дизельного палива.

Мета даної роботи – розробити умови поліпшення показників роботи головного двигуна контейнеровозу шляхом використання газового палива.

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів та визначення основних проблем переведення суднових двигунів на газове паливо.

2. Модернізація паливної системи.

3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт в МВ та екологічної безпеки судна.

					<i>ВМР.142.6221м.06.ПЗ</i>	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент		Матвеев В.В.				ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 7ДКРН60/280 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «MERKUR FJORD»			Літ.		Аркуш	Аркушів		
											7	13		
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК ім. адмірала Макарова					

РОЗДІЛ 1
ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 7ДКРН60/280 НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ
«MERKUR FJORD»

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Контейнеровоз «MERKUR FJORD» (IMO 9620607), взяте у якості прототипу у даній роботі, призначене для вантажів упакованих в контейнери. Ходить під Мальтійським прапором.

Судно спроектовано і побудовано згідно з правилами класифікаційного товариства Det Norske Veritas в Китаї (Shanghai Shipyard) у 2012 році. Позивний – 9HA3340, MMSI – 229452000.

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	228,00
Довжина між перпендикулярами, м	217,50
Ширина найбільша, м	37,30
Максимальна осадка, м	12,50
Повна вантажопідйомність судна, т	51100
Швидкість судна, вуз	12,1

Судно повністю обладнане незакріпленими кріпильними матеріалами/фітингами/конусами для штабелювання контейнерів 20 футів, 40 футів, 45 футів під та на палубі. Судно повністю обладнане згідно з правилами OSHA.

Вантажні трюми 1, 2, 3 та 4 придатні для перевезення небезпечних вантажів. Усі трюми обладнані системою пожежогасіння та автоматичного виявлення диму CO₂.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «MERKUR FJORD»

					BMP.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Опис енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений двотактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 7ДКРН60/280 з діаметром циліндра 600 і ходом поршня 2800 мм [1].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигун характеризується високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 17920$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n = 97$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- чотири допоміжних автоматизованих дизель-генераторів (1 x MAN B&W 5L27/38 потужністю 1500 кВт, 3 x MAN B&W 6L27/38 потужністю 1980 кВт);
- один аварійний дизель-генератор Zhenjiang Chian Marine Xiandai Gen. Co., Ltd (Cammins & Stanford), 1 x FJ 200 E потужністю 200 кВт.

1.3 Аналіз особливостей конструкції двигуна 7ДКРН60/280

Двигун 7ДКРН60/280 (рис. 1.2) – це двохтактний, семициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами.

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

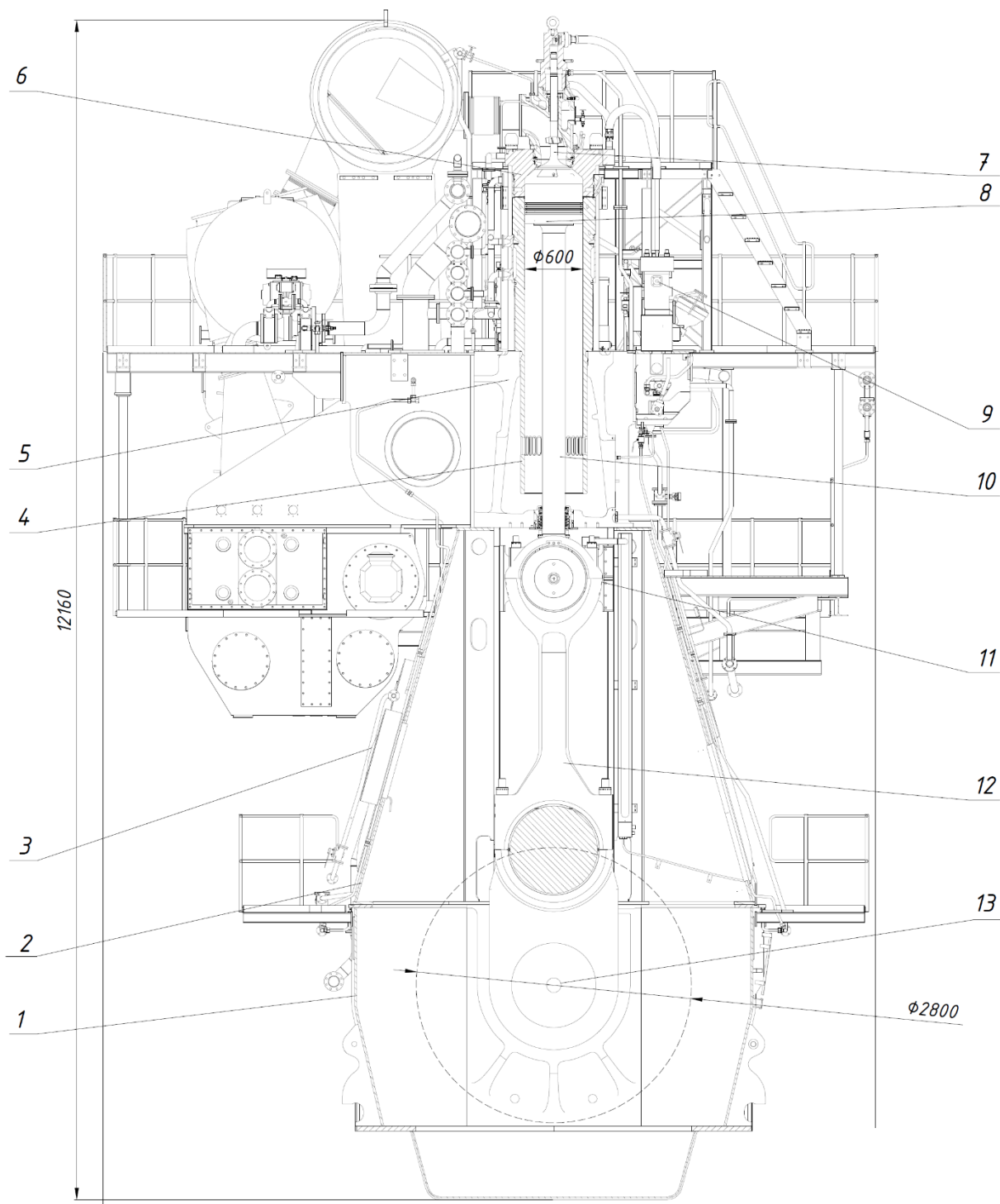


Рисунок 1.2 – Двигун 7ДКРН60/280:

1 – фундаментна рама; 2 – картер; 3 – смотровий люк; 4 – втулка циліндра;
 5 – блок циліндрів; 6 – кришка циліндрів; 7 – випускний клапан; 8 – поршень;
 9 – сервомотор; 10 – шток поршня; 11 – крейцкопф; 12 – шатун;
 13 – колінчастий вал

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

Фундаментна рама та головний підшипник. Фундаментна рама виконана з упорним підшипником в кормовій частині двигуна. Фундаментна рама складається з високих зварних поздовжніх балок і зварних поперечних балок з несучими опорами з литої сталі. Для установки на фундамент двигуна на судні використовуються довгі пружні притискні болти і гідравлічні затискні пристрої. Фундаментна рама виконана без конусності для двигунів, встановлених на епоксидних подушках. Масляний піддон, який виготовлений із сталевих листів і приварений до станини, збирає повернення мастила з примусової системи змазки і охолодження масляної системи. Виходи мастила з масляного піддону стандартно вертикальні і забезпечені ґратами. Рамові підшипники складаються з тонкостінних сталевих вкладишів, облицьованих білим металом. Нижній вкладиш рамового підшипника можна висувати і опускати за допомогою спеціальних інструментів в поєднанні з гідравлічними інструментами для підйому колінчастого вала. Вкладиші утримуються кришкою підшипника.

Картер двигуна. Картер – зварний. З боку випуску він забезпечений запобіжними клапанами для кожного циліндра, а з боку маневрування - з великим відкидним люком для кожного циліндра. Напрямні крейцкопфа приварені до картера. Основу рами прикручено до фундаментної плити. Фундаментна рама, картер і блок циліндрів стягуються разом стопорними болтами.

Блок циліндрів і сальник штоку. Блок циліндрів відлитий і забезпечений кришками для доступу для очищення простору продувочного повітря, якщо це необхідно, і для перевірки продувних отворів і поршневих кілець з боку маневрування. Разом з втулкою він утворює простір для продувочного повітря. Блок циліндрів забезпечений патрубками для впуску охолоджуючого масла поршня. Ресивер продув очного повітря, турбонагнітач, повітроохолоджувач і кронштейни розташовані на блоці циліндрів. У нижній частині корпусу циліндра знаходиться сальник поршневого штока, забезпечений кільцями ущільнювачів для продувочного повітря і кільцями для знімання мастила, які

					BMP.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

запобігають потраплянню картерного мастила в простір для продувочного повітря. Сальники розташовані в нижній частині корпусу циліндра.

Втулка циліндра виготовлена з легованого чавуну і підвішена в блоці циліндра з низько розташованим фланцем. Верх втулки циліндра забезпечений сорочкою охолодження. Втулка циліндра має продувні отвори і просвердлені отвори для мастила циліндра. На двигунах типу 95-80 в базову конструкцію входять втулки циліндрів, підготовлені для установки датчиків температури. Для всіх інших двигунів цей тип втулки доступний в якості опції.

Кришка циліндра з кованої сталі, цільна, має отвори для охолоджуючої води. Вона має центральний отвір для випускного клапана, а також отвори для форсунок, пускового клапана і індикаторного клапана. Кришки циліндрів кріпляться до блоку циліндрів шпильками і гайками, затягує гідравлічними домкратами.

Колінчастий вал напівзіставний, з кованої або литої сталі. На задньому кінці, колінчастий вал забезпечений комірцем для упорного підшипника, фланцем для установки шестерні для приводу в рух гідравлічного джерела живлення (якщо він встановлений на двигуні), фланець для повороту колеса і для стяжних болтів до проміжного валу. На передньому кінці колінчастий вал забезпечений буртиком для демпфера осьових коливань і фланцем для установки валоповоротного колеса. При бажанні фланець також можна використовувати для відбору потужності. Стяжні болти і гайки для з'єднання колінчастого вала з проміжним валом зазвичай не поставляються.

Упорний підшипник. Упор гвинта передається через упорний заплічик на фундаментну раму і таким чином на корпус судна. Упорний підшипник розташований в кормовій частині двигуна. Упорний підшипник типу B & W Michell має ковзання, і складається в основному з упорного коміру на колінчастому валу, підшипникової опори, і вкладишів сталі з білим металом. Двигуни з 9 і більше циліндрами будуть оснащуватися упорними підшипниками типу 360 градусів, в той час як тип 240 градусів буде

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

використовуватися у всіх інших двигунах. Упорний вал є невід'ємною частиною колінчастого вала і змащується системою мастила двигуна.

Підвищувальна шестерня. У разі гідравлічного джерела живлення з механічним приводом від двигуна головні гідравлічні масляні насоси приводяться в дію від колінчастого вала через підвищувальну шестерню. Підвищувальна шестерня змащується від системи головного двигуна.

Валоповоротний механізм. Валоповоротне колесо встановлено на упорний вал, і він приводиться в рух валом валоповоротного механізму яке розташоване на фундаментній рамі. Валоповоротний механізм приводиться в рух електродвигуном з вбудованим гальмом. Блокуючий пристрій запобігає запуск головного двигуна при ввімкненому поворотному механізмі.

Ввімкнення і вимикання поворотного механізму здійснюється вручну за рахунок осьового переміщення шестерні. Пристрій управління поворотним механізмом, що складається з пускача і блоку ручного управління, входить в базову конструкцію.

Гасник осьових коливань. Двигун забезпечений демпфером осьових коливань, встановленим на передньому кінці колінчастого вала. Демпфер складається з поршня і роз'ємного корпусу, розташованого перед переднім корінним підшипником. Поршень виконаний як єдине кільце на головній шийці кривошипа, а корпус закріплений на опорі головного підшипника. Для перевірки працездатності гасника коливань передбачена механічна спрямовуюча, а електронний датчик вібрації може поставлятися в якості опції. Для двигунів з більш 9 циліндрів і вище необхідний датчик осьової вібрації з індикацією перевірки стану демпфера осьових коливань і висновками сигналізації і уповільнення.

Шатун виготовлений з кованої або литої сталі і забезпечений кришками підшипників крейцкопфа і шатунних підшипників. Кришки крейцкопфа і шатунних підшипників кріпляться до шатуна шпильками і гайками, затягуючими гідравлічними домкратами. Підшипник крейцкопфа складається з набору сталевих тонкостінних вкладишів, облицьованих несучим металом.

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кришка підшипника крейцкопфа є цілісною, з кутовим вирізом для штока поршня. Шатунний підшипник забезпечений тонкостінними сталевими вкладишами, облицьованими підшипниковим металом. Мастило подається по каналах крейцкопфа і шатуна.

Поршень складається з головки поршня і спідниці поршня. Головка поршня виготовлена з жароміцної сталі. Кільце для очищення поршня, розташоване в самому верху втулки циліндра, збирає надлишки золи і нагару на верхній поверхні поршня. Поршень має три або чотири кільцевих канавки, які мають тверде хромування як на верхній, так і на нижній поверхні канавок. Залежно від типу двигуна встановлюються три або чотири поршневих кільця. Найвище поршневі кільця відноситься до типу CPR (контрольований скид тиску), тоді як два інших або три поршневих кільця відносяться до типу CPR або мають косий розріз. Залежно від типу двигуна верхнє поршневе кільце знаходиться вище за інших. Всі кільця мають алюмінієве покриття на зовнішній поверхні для приробітки. Спідниця поршня виготовлена з чавуну з бронзовим або молібденовим покриттям.

Шток поршня виготовлений з кованої сталі і загартований на робочій поверхні сальника. Шток поршня з'єднаний з крейцкопфом чотирма болтами. Шток поршня має центральний отвір, який разом з трубкою для охолоджуючого масла утворює вхід і вихід для охолоджуючого масла.

Крейцкопф виготовлений з кованої сталі і забезпечений направляючими башмаками з литої сталі з білим металом на робочій поверхні. Направляючий башмак - низькофрикційний, а підшипники крейцкопфа - конструкції з широкою колодкою. Телескопічна труба для входу мастила і труба для виходу мастила встановлені на напрямних башмаках.

Система продувочного повітря. Подача повітря в турбокомпресор відбувається безпосередньо з машинного відділення через глушник на впуску турбокомпресора. Від турбонагнітача повітря спрямовується через трубу наддувочного повітря, повітроохолоджувач і ресивер продувочного повітря до

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

продувальних вікнон втулок циліндрів. Ресивер продувочного повітря має D-подібну конструкцію.

Охолоджувач наддувочного повітря. На кожен турбокомпресор встановлюється охолоджувач продувочного повітря моноблочного типу. Охолоджувач продувочного повітря зазвичай охолоджується прісною водою з центральної системи охолодження. В якості альтернативи він може охолоджуватися морською водою з системи охолодження морської води або комбінованої системи охолодження з окремими насосами для морської води і прісної води. Робочий тиск до 4,5 бар. Охолоджувач наддувочного повітря сконструйований таким чином, що різниця між температурою наддувочного повітря і температурою води на вході при заданому MCR повинна бути близько 12 ° C.

Допоміжний вентилятор. Двигун забезпечений вентиляторами продувочного повітря з електричним приводом, вбудованими в охолоджувач продувочного повітря. Сторона всмоктування нагнітачів з'єднана з простором продувочного повітря після повітроохолоджувача. Між повітроохолоджувачем і ресивером продувочного повітря встановлені лічильники води, які автоматично закриваються при подачі повітря допоміжними вентиляторами. Допоміжні вентилятори почнуть працювати послідовно перед запуском двигуна, щоб забезпечити достатній тиск продувочного повітря для безпечного запуску.

Система газовипуска. Від випускних клапанів газ прямує в ресивер вихлопних газів, де нестійкий тиск в окремих циліндрах врівноважується, а загальний обсяг газу направляється в турбокомпресор (и). Після турбокомпресора (ів) газ прямує в зовнішню систему випуску відпрацьованих газів. Компенсатори встановлюються між випускними клапанами і ресивером, а також між ресивером і турбонагнітачем (ами). Ресивер вихлопних газів і вихлопні труби мають ізоляцію, покриту оцинкованою сталлю. Між ресивером вихлопних газів і турбонагнітачем встановлена захисна решітка.

Вихлопний турбонагнітач. Двигуни оснащений турбокомпресором АВВ.

					ВМР.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Реверс двигуна здійснюється електронним способом і управляється системою управління двигуном шляхом зміни моменту впорскування палива, активації випускного клапана і пускових клапанів.

Компенсатори моменту 2-го порядку зазвичай застосовуються тільки для 5- або 6-циліндрових двигунів і можуть встановлюватися або на кормі, або на носовій і кормовій частинах двигуна. Кормовий компенсатор складається з противаг, що приводяться в рух ланцюгом. Цівка-компенсатор складається з противаг, що приводяться в рух від передньої частини колінчастого вала.

Гідравлічний блок живлення (HPS) фільтрує і нагнітає мастило для використання в гідравлічній системі. HPS складається або з основних насосів з механічним приводом (від двигуна) і пускових насосів з електричним приводом. Гідравлічний тиск 300 бар. HPS з механічним приводом приводиться в дію двигуном і встановлюється на кормі для двигунів з ланцюговим приводом на кормі (8 циліндрів або менше) і посередині для двигунів з ланцюговим приводом, розташованим посередині (9 циліндрів або більше).

HPS з електричним приводом зазвичай встановлюється в кормовій частині двигуна. Комбінований HPS з механічним приводом і електричними пусковими/резервними насосами з резервної продуктивністю доступний в якості опції.

Гідравлічний циліндр. Гідравлічний блок циліндрів (HCU), по одному на кожен циліндр, складається з опорної плити, на якій встановлений розподільний блок. Розподільний блок забезпечений одним або декількома гідроаккумуляторами для забезпечення необхідної максимальної витрати гідравлічного мастила під час впорскування палива. Розподільний блок служить механічною опорою для гідропідсилювача тиску палива і приводу випускного клапана з гідравлічним приводом. Одностінні трубопроводи використовуються в гідравлічних системах на 300 бар.

Підсилювач тиску палива і трубопроводи високого тиску палива. Двигун забезпечений одним гідроаккумулятором палива з гідравлічним приводом на кожен циліндр. Впорскування палива активується багатоходовим клапаном

					BMP.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(FIVA), яким електронно управляє блоком управління циліндром (CCU) системи управління двигуном. Трубопроводи палива високого тиску двостінні, з вбудованою конічної опорою. Труби ізолювані, але не обігріваються. У двигуні система «витоку палива» для кожного циліндра виявляє вилив палива і негайно зупиняє впорскування в фактичний циліндр.

Паливні форсунки і пусковий паливний клапан. Кришка циліндра оснащена двома або трьома паливними форсунками, пусковим повітряним клапаном і контрольним краном. Відкриття паливних форсунок контролюється рідким паливом під високим тиском, створюваним підсилювачем тиску рідкого палива, а клапани закриваються пружиною.

Автоматична вентиляційна заслінка забезпечує циркуляцію палива через клапан і трубопроводи високого тиску при зупиненому двигуні. Вентиляційна заслінка також запобігає заповненню камери стиснення паливом в разі заїдання шпинделя клапана. Масло з вентиляційної заслінки і інших стоків відводиться в закриту систему. Подача пускового повітря забезпечується одним електромагнітним клапаном на циліндр, керованим блоками CCU системи управління двигуном. Пусковий клапан відкривається керуючим повітрям, синхронізується системою управління двигуном, і закривається пружиною. Повільний проворот перед запуском - це програма, яка включена в базову систему управління двигуном.

Випускний клапан складається з тарілки клапана і шпинделя клапана. Тарілка клапана неохолоджуваного типу Millenium виготовлена з чавуну. Тарілка забезпечена сталевим дном з водяним охолодженням і негорючим сідлом конструкції з широким сідлом. Шпиндель випускного клапана є шпиндель DuraSpindle, корпус якого забезпечений направляючою шпинделя. Випускний клапан кріпиться до кришки циліндра шпильками і гайками. Випускний клапан відкривається гідравлічно за допомогою електронної системи активації клапана і закривається пневматично пружиною. Випускний клапан має конструкцію з низьким зусиллям, а робота випускного клапана регулюється багатоходовим клапаном (ELVA або FIVA). Під час роботи

					BMP.142.6221м.06.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шпиндель клапана повільно обертається під дією вихлопних газів, що впливають на лопаткове колесо, прикріплене до шпинделя. Ущільнення направляючої шпинделя випускного клапана забезпечується за допомогою Controlled Oil Level (COL), масляної ванни в нижній частині повітряного циліндра над кільцем ущільнювача. Ця масляна ванна також змащує направляючу шпинделя випускного клапана і кільце ущільнювача.

					<i>BMP.142.6221м.06.01.ПЗ</i>	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Матвеев В.В.			АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА				Літ.	Аркуш	Аркушів		
											20	29	
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

2.1 Передумови використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів

Останнім часом усе більш широкого поширення набувають газові двигуни (двигуни, що працюють на газовому паливі) і газорідинні (двохпаливні) двигуни, що працюють на газовому і дизельному паливах. Це пояснюється рядом переваг газоподібного палива в порівнянні з рідким. Хороші антидетонаційні якості газових палив, сприятливі умови сумішоутворення, широкі межі займання в сумішах з повітрям забезпечують високі техніко-економічні показники двигунів [2].

По питомій потужності і паливній економічності кращі сучасні газові і газорідинні двигуни близькі до рідинних, а по токсичності ВГ і зносу мають значні переваги перед ними.

Вживані газові і газорідинні двигуни відрізняються великою різноманітністю способів організації робочих процесів і конструкцій, але їх можна підрозділяти за типом вживаного газового палива, особливостями організації процесів сумішоутворення, займання і згявання, а також за принципом регулювання цих двигунів.

Газові двигуни розрізняють за типом організації процесу займання газоподібного палива. Їх зазвичай створюють на базі серійних двигунів, що працюють на рідкому паливі.

Створені газові двигуни з внутрішнім сумішоутворенням і форкамерно-факельним запаленням. Всі вони працюють на стислому газі.

Пізніше були створені двигуни з системами паливоподачі зрідженого газу.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У цих системах зріджений газ спочатку перетворювався в газоподібний стан, а потім змішувався з повітрям в газоповітряному змішувачі, встановленому у впускному трубопроводі, тобто організовувалося зовнішнє сумішоутворення (у пристроях змішувачів, схожих за принципом роботи з карбюраторами, забезпечуючи тими ж засобами необхідний склад суміші на всіх режимах).

При цьому були розроблені системи паливоподачі з кількісним, якісним і змішаним регулюванням газових двигунів.

Займання газоподібного палива в камері згоряння (КЗ) дизеля можливо від додаткової свічки запалення (форкамерно-факельне запалення) за рахунок теплоти стискування газоповітряної суміші і від запальної дози дизельного палива.

Газові двигуни з форкамерно-факельним запаленням є значно складнішими, ніж двигуни із зовнішнім сумішоутворенням, і в даний час не знайшли широкого вживання. Безпосереднє використання газоподібних палив в дизелях без додаткової свічки запалення можливо лише при мірі стискування 22 і вище, що обумовлене високою температурою самозаймання цих палив. Тому переважного поширення набули газодизелі, в яких в кінці такту стискування газоповітряної суміші здійснюється уприскування дози дизельного палива. Причому запальна доза залежить від особливостей газодизеля (його розмірності, рівня форсування, властивостей газоподібного палива) і може вагатися в широких межах (від 5 до 50%).

При конвертації дизеля в газодизель потрібне мінімальне переобладнання двигуна, що полягає в установці газоповітряного змішувача у впускний трубопровід з системою регулювання подачі газу при зміні режиму (якісне регулювання) навантаження і деякої конструктивної модернізації регулювальника подачі запальної дози дизельного палива.

Газодизелі з подачею запальної дози дизельного палива розроблені для суднових, дизель-генераторних і транспортних установок, для використання на газоперекачуючих станціях.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Характеристика газових палив

2.2.1 Гази, які використовуються в ДВЗ

Горючі гази, вживані як палива в газодизельних двигунах, можна підрозділити на два основні види: стислі і зріджені. До першого виду палив відносяться горючі гази, що піддаються стисканню при високому тиску (близько 20,0 МПа), до другого – гази, що мають високу критичну температуру і що зріджуються при звичайній температурі й відносно невисокому тиску (до 1,5...2,0 МПа). Гази першого виду підрозділяють на висококалорійні (з нижчою теплотою згоряння $H_u > 23000$ кДж/м³), середньокалорійні ($H_u = 15000...23000$ кДж/м³) і низькокалорійні ($H_u < 15000$ кДж/м³).

До висококалорійних відносяться природні гази, що отримуються зі свердловин газових і газоконденсатних родовищ, а також нафтові гази - метаностанові фракції газів, що отримуються зі свердловин попутно з нафтою й при її переробці. Крім того, деякі з середньокалорійних газів, розглянутих нижче, після спеціальної обробки також володіють високою калорійністю.

Основним компонентом природних газів є метан CH_4 , вміст якого складає 95...99%. В дуже невеликій кількості в них присутні також етан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} , пентан C_5H_{12} і вищі вуглеводні. Крім того, ці гази містять азот і вуглекислий газ (1...4%). Відносна щільність газів вагається в межах 0,56...0,58, теплота згоряння таких палив складає 34000...35600 кДж/м³, а тепловий еквівалент дорівнює 1,25...1,35.

Гази, що добуваються з газоконденсатних родовищ, в основному складаються з метану, кількість якого вагається в широких межах. Відносна щільність їх складає 0,53...0,90, а вміст метану – 63...95%.

У метаностанових фракціях попутних нафтових газів, що отримуються при видобутку нафти та її прямій перегонці, кількість етану зростає до 30...60% від кількості метану. У метаностанових фракціях газів деструктивної переробки нафти, особливо термічного крекінгу, окрім CH_4 і C_2H_6 з'являються в значній кількості H_2 і прості алкени, зокрема етен C_2H_4 . У цих газах вміст

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вуглеводнів з двома атомами вуглецю досягає 40...60% і більше від вмісту CH_4 . У метаноетанових фракціях газів, що отримуються при видобутку і переробці нафти, присутність більш високомолекулярних вуглеводнів (з C_3 і вище) залежить від якості проведеного фракціонування і вагається у відносно широких межах (від доль відсотка до декількох відсотків). Як домішки в нафтових газах присутні CO_2 , H_2S , N_2 , а також органічні похідні останнього і пари води.

До середньокалорійних газів відносяться коксовий і світильний газ, що отримуються з кам'яного вугілля в результаті його газифікації. Від висококалорійних ці газы відрізняються великим вмістом водню H_2 (25...50%) і меншим вмістом метану (15...35%). Оскільки теплота згоряння одиниці об'єму водню менша, ніж метану (відповідно 9372 і 35797 кДж/м³), ці газы відрізняються меншою теплотою згоряння. Крім того, до складу коксового і світильного газів входить в досить великій кількості (10...20% і більш) CO , що має об'ємної теплоти згоряння H_i , лише трохи більшу (12029 кДж/м³), ніж у водню. Кількість же азоту N_2 і його похідних в коксовому і світильному газах значно вища (10...20% і більше), ніж у висококалорійних газах. У цих газах в невеликих кількостях присутні також CO_2 (3...6%), O_2 (до 1%), H_2S і пари води.

Для підвищення теплоти згоряння коксового і світильного газів до рівня висококалорійних вони можуть бути піддані збагаченню (метанізації). При метанізації газы CO і H_2 у присутності каталізатора (Co , Ni і ін.) звертаються в метан; одночасно віддаляються сірчисті з'єднання, кисень, органічні сполуки азоту та інші шкідливі домішки.

До середньокалорійних відносяться також газы полукоксування (40...50% CH_4 , 5...10% H_2 , $H_u = 25000$ кДж/м³) і побічні газоподібні продукти виробництва синтетичного каучуку, що містять окрім метану також неграничні газоподібні вуглеводні.

До низькокалорійних відносяться доменний (колошниковий) і силовий (генераторний) газы. Доменний газ виробляється як побічний продукт

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

технологічного процесу на металургійних заводах. Генераторні гази отримують шляхом високотемпературної газифікації корисних копалини органічного походження (торф, буре вугілля та ін.) і біомаси (деревина, відходи сільськогосподарського виробництва, водорості та ін.). Основним горючим компонентом цих газів є оксид вуглецю CO (25...30%). Окрім горючої частини, ці гази містять в дуже великій кількості (до 65% і більше) негорючі компоненти, серед яких N₂ (до 50% і більше) і CO₂ (до 10...15% і більше). Тому теплота згоряння таких газів дуже мала (3800...5000 кДж/м³). Проте при хорошому очищенні і збагаченні газ, отриманий з біомаси, має $H_u = 30000...35000$ кДж/м³ і не поступається по цьому показнику природному газу.

Проводяться дослідження по вивченню придатності біогазу для використання в газодизелях. Біогаз отримують з органічних відходів методом бродіння. Біогаз на 40...80% за об'ємом складається з метану і на 20...55% – з вуглекислого газу. У невеликих кількостях - до 2%, в біогазі містяться пари води, до 3% – сірчистий водень і менше 1% – азот і водень.

Основним паливом залишаються природні гази, що добуваються зі свердловин газових і газоконденсатних родовищ. Після очищення від небажаних домішок і збагаченні (при необхідності) з природних газів отримують газоподібні палива, що заправляються в балони під високим тиском.

Основним компонентом стислих природних газів є метан, вміст якого не має бути нижче 90% для газу марки А і 85% – для марки Б. Вміст в них важчих вуглеводнів обмежено з метою виключення утворення відкладень в агрегатах газової апаратури. Вміст негорючих складових (N₂, O₂, CO₂) також обмежений, оскільки їх велика концентрація в газоподібних паливах знижує теплоту згорання. Оскільки при дроселюванні газу, що знаходиться під високим тиском, його температура значно знижується і можливе виділення з газу кристалів криги, щоб уникнути закупорки кригою елементів системи паливоподачі виробляється ретельне обезводнення газу. Лімітується також вміст в газі корозійно-агресивних речовин - сірки і її з'єднань.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Метан і багаті їм горючі гази можна використовувати як паливо для транспортних двигунів не лише в стислому вигляді, але також в зрідженому при низькій температурі (нижче -162°C), і атмосферному тиску. Вживання зрідженого природного газу дозволяє значно підвищити енергоємність цього вигляду палива, але ускладнено рядом обставин. Вартість зрідженого метану значно вища, ніж компримірованого, а зберігання складніше: при поводженні з рідиною, що має температуру нижче -162°C , потрібні особливі запобіжні засоби. Крім того, при зберіганні і транспортуванні зрідженого метану неминучі втрати унаслідок випару, що досягають 7,2...7,5% в добу. Це не лише приводить до втрат палива, але і збільшує пожаро і вибухонебезпеку. Тому зріджений природний газ може отримати вживання на транспорті при здешевленні зріджування метану й удосконаленні методів його зберігання і транспортування.

В порівнянні із зрідженими природними газами (метаном) пропан-бутанові фракції, що мають відносно високу критичну температуру і температуру кипіння, зріджуються при нормальній температурі і порівняно невисокому тиску (близько 1,5 МПа). Деякі фізико-хімічні властивості цих палив, що нормуються ДСТУ 20488-80 і ДСТУ 27578-87.

Принципово можливе використання як паливо: водню, аміаку, ацетилену і ряду інших газів. Однією з основних проблем, стримуючих вживання цих газів на транспорті, є складність і нерентабельність їх здобуття і зберігання в умовах експлуатації.

Найбільший інтерес викликає використання водню як паливо для дизелів. Водень характеризується високою масовою теплотою згоряння, не утворює шкідливих речовин в продуктах згоряння і має величезну сировинну базу. Широкі концентраційні межі займання воднево-повітряних сумішей (4...75% (об.)) дозволяють забезпечити оптимальні умови його згоряння з позиції паливної економічності, показників динаміки процесу згоряння, токсичності ВГ. Основна проблема використання водню як моторне паливо пов'язана з його зберіганням. Температура кипіння водню рівна $252,8^{\circ}\text{C}$. Тому зберігати його на

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

транспортному засобі можна в газоподібному вигляді при звичайних температурах і високому тиску, в зрідженому вигляді при температурах нижче за його температуру кипіння або з використанням проміжного носія. Для експлуатації найбільш раціональне використання проміжного носія водню. Такими носіями є гідриди металів (магнію, ванадію, заліза та ін.) і їх сплави. Водень в них зберігається в хімічно зв'язаному стані і при необхідності витягується із з'єднання при термічній, хімічній або термохімічній діях. Проте, в даний час роботи по переведенню дизеля на водень поки ще не вийшли із стадії окремих лабораторних досліджень.

Можливість використання газоподібного палива в двигунах внутрішнього згоряння визначається його фізико-хімічними властивостями.

2.2.2 Фізико-хімічні властивості газових палив

Найбільш важливими критеріями придатності газів як паливо в газових і газодизельних двигунах є їх детонаційна стійкість і схильність до самозаймання в камері згоряння (КЗ) дизеля, теплотворна здатність газів, вміст в них шкідливих речовин і механічних домішок, фізичні властивості зріджених газів (тиск насиченої пари, коефіцієнт об'ємного розширення, щільність, в'язкість і стисливість рідкої фази) та ін.

Важливою властивістю газоподібних палив є антидетонаційна стійкість, що оцінюється октановим і метановим числами. Велика частина компонентів газоподібних палив мають вищі ОЧ, ніж автомобільні бензини, тому в газових двигунах можна використовувати на 20...25% більшу міру стискування і реалізувати вищий термодинамічний ККД, ніж в бензинових.

Метанове число (МЧ) характеризує антидетонаційні властивості палив, що знаходяться за нормальних умов в газоподібному стані. Метан є дуже стійким до детонації газом, і його МЧ прийняте рівним 100. Водень, навпаки, володіє більш низькими антидетонаційними властивостями, і його МЧ прийняте рівним 0. Метанові числа деяких індивідуальних вуглеводнів – компоненти стислих і зріджених газів. Оскільки вуглекислий газ і азот

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

термостійкі, їх наявність у великих кількостях в горючих газах підвищує МЧ. Наприклад, МЧ природного газу складає 70...100, копальневого газу – 100...120, каналізаційного газу (біогазу) – 120...135, газу в сховищах відходів, що містить максимальну кількість CO_2 і N_2 – 130...150. Виходячи з ефективності використання в двигунах внутрішнього згорання з примусовим займанням різних газів, запропонована наступна орієнтовна оцінка їх придатності залежно від МЧ. > 100 – дуже хороші; 85...100 – хороші; 70...85 – придатні; 55...70 – важковживані; < 55 – вкрай важковживані. Використання в двигунах газів з низькими значеннями МЧ, наприклад, коксового газу (МЧ 30...40) або суміші пропану і бутану (МЧ 20...35), вимагає внесення відповідних змін до регулювання двигуна, а інколи і в його конструкцію (зміна міри стискування, форми КЗ та ін.). Так, суміш пропану і бутану знайшла вживання як паливо в автомобільних двигунах, але їх потужність в цьому випадку виходить меншою, ніж при використанні газів, стійких до детонації.

При використанні газових сумішей з високими МЧ в газодизельних двигунах досить високі показники потужності, паливна економічність і показники токсичності ВГ можуть бути досягнуті при збереженні незмінної міри стискування і займання від запальної дози дизельного палива. Природні гази, МЧ, що мають, від 70 до 100, використовують лише в газодизельних двигунах з подачею запальної дози дизельного палива. Застосовані як паливо для таких двигунів нафтові гази з МЧ від 60 до 90. При використанні в дизелях газових сумішей з МЧ менше 55 (суміш пропану і бутану), що мають знижену термічну стійкість, можлива робота дизеля без запальної дози дизельного палива. Для дизелів, що працюють на термостійких природних газах, запальна доза дизельного палива складає не менше 30% від загальної його витрати.

Слід також відзначити, що в газових двигунах займання і стійке горіння газоподібних палив можливе при вищих, ніж в бензинів, коефіцієнтах надлишку повітря α . Так, при згорянні бензинів вкрай допустимий діапазон зміни α складає 0,3...1,75, для природного газу він дорівнює 0,65...2,00, а для

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пропану – 0,4...1,7. Тому газоподібні палива більшою мірою, ніж бензини, придатні до роботи двигуна на бідних сумішах, і їх можна спалювати з більшою паливною економічністю.

Розглянуті властивості газоподібних палив більшою мірою характеризують можливість їх використання в бензинових двигунах з примусовим займанням, ніж в дизельних двигунах. Одним з найважливіших критеріїв придатності газів як паливо в дизельних двигунах є їх ЦЧ.

У легких вуглеводневих газів (метан, етан та ін.) ЦЧ = 3...8, а температура їх самозаймання складає 650...700°C. Тому спалювання природного газу в дизельних двигунах без додаткового джерела займання (свічка запалення, запальна доза дизельного палива) теоретично можливо при значному збільшенні міри стискання (у гіпербарних двигунах), але практично важкоздійсненна. Отже, більш переважні в цьому випадку зріджені пропан-бутанові суміші, що мають ЦЧ 16...25, і температуру самозаймання 550...600 °C. Їх спалювання по дизельному циклу із займанням від стискання можливо при мірах стиснення 22 і вище або при використанні інших методів підвищення температурного рівня повітряного заряду і деталей КЗ.

Пропан і бутан мають вищу в порівнянні з дизельними паливами термічну стабільність, що приводить до значного збільшення тривалості передполум'яних реакцій, тобто збільшенню періоду затримки займання (ПЗЗ). Дослідження, проведені на віхрекамерному дизелі 1Ч10,5/13 з теплоізолюваною вихровою КЗ, показали, що стійке займання пропаноповітряної суміші можливо лише на режимах, близьких до номінального. При використанні в аналогічних умовах бутану його стійке займання виявилось можливим практично на всіх експлуатаційних режимах роботи дизеля. Проте, відмічено жорсткіше згоряння бутаноповітряної суміші. На номінальному режимі ПЗЗ у вихровій і основній КЗ склав відповідно 1,17 і 1,33 мс при роботі на дизельному паливі і 2,08 і 1,9 мс при роботі на бутані, тобто при роботі на бутані спостерігається початкове займання суміші в основній КЗ. Подальший процес згоряння бутаноповітряної суміші

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

супроводиться більшими, ніж при використанні дизельного палива, значеннями максимального тиску згоряння p_z і максимальній швидкості наростання тиску відповідно на 12 і 14,5%.

ЦЧ пропан-бутанових сумішей залежить від вмісту в них цих двох вуглеводнів. Чистий бутан має ЦЧ, рівне 25, пропан – 16. У сумішах ЦЧ змінюється у вказаних межах практично по лінійному закону (рис. 2.1, а). Одним з шляхів поліпшення самозаймання пропан-бутанової суміші в дизелі є введення в її склад деякої кількості дизельного палива. На рис. 2.1 б заштрихована площа, знаходиться між кривими 1 і 2, відповідає ЦЧ різних по складу сумішей бутану з пропаном і дизельним паливом.

Оскільки для сучасних транспортних дизелів, не пристосованих до роботи на різних паливах, мінімально допустимим для нормального протікання робочого процесу є ЦЧ, рівне 40, а на паливах з ЦЧ 25...30, пуск холодного двигуна надзвичайно ускладнений, надійна робота дизеля на паливній суміші забезпечується при вмісті в ній 60...85% (об.) дизельного палива і 15...40% (об.) пропан-бутанової суміші (див. рис. 2.1, б). Вміст дизельного палива в суміші до 10% (об.) дозволяє збільшити її ЦЧ лише до 22...29 (залежно від вмісту бутану). Тому такий спосіб поліпшення самозаймання пропан-бутанової суміші є недостатньо ефективним.

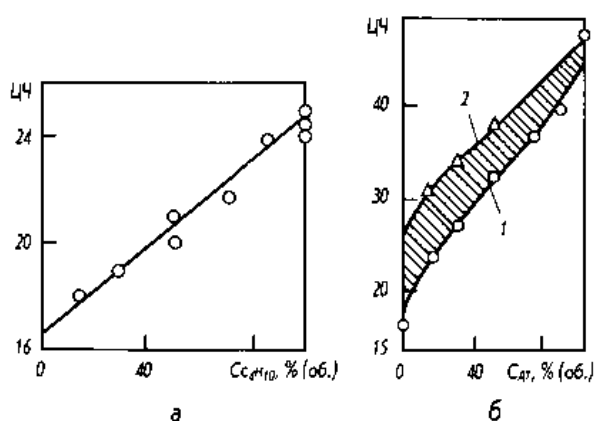


Рисунок 2.1 – Залежність цетанового числа зріджених газів та їх сумішей з дизельним паливом від їх складу: а – суміш пропана та бутана; б – суміші пропана (1) та бутана (2) з дизельним паливом; $C_{C_4H_{10}}$ – концентрація бутана в суміші; $C_{дт}$ – концентрація дизельного палива

Ефективнішим шляхом поліпшення самозаймання зріджених газів є введення в них присадок, що інтенсифікують горіння. При додаванні в стандартне дизельне паливо 1...1,5% (об.) такої присадки їх ЦЧ збільшується на 6...12 одиниць. Такий же приріст ЦЧ пропан-бутанової суміші можливий при введенні в неї 40...50% (об.) дизельного палива (див. рис. 2.1, б). Як присадки, що підвищують ЦЧ пропан-бутанової суміші, застосовують бутілнітрат, гідропероксид кумолу та ін. Введення в паливну суміш 1...1,5% присадок підвищує її ЦЧ на 5...10 одиниць (рис. 2.2, а).

У зв'язку з тим, що введення дизельного палива в паливну суміш необхідне для змащування деталей паливоподаючої апаратури, мінімальна кількість його обмежується, а додаткове поліпшення самозаймання суміші досягається введенням відповідних присадок. Так, додавання в пропан-бутанову суміш 15% (об.) дизельного палива підвищує її ЦЧ на 8 одиниць, а додаткове введення 1...1,5% (об.) бутілнітрата збільшує його ще на 6...8 одиниць (рис. 2.2).

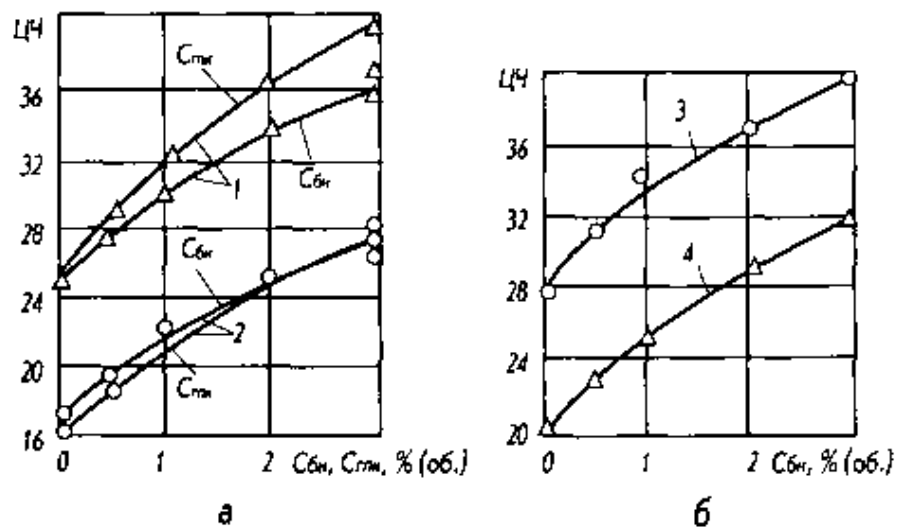


Рисунок 2.2 – Залежність ЦЧ зріджених газів і їх сумішей з дизельним паливом від вмісту присадки: 1 – бутан; 2 – пропан; 3 – суміш бутан + пропан + 15% (об.) дизельного палива; 4 – суміш бутан + пропан; Cbn – концентрація бутілнітрата; Ctpk – концентрація гідропероксида кумолу.

Одним з найбільш істотних недоліків вживання газоподібних палив в газових двигунах є зменшення їх потужності, обумовлене в основному меншою теплотворною здатністю цих палив в порівнянні з рідкими нафтовими. Це відноситься в першу чергу до двигунів без наддуву. Так, нижча теплота згоряння природного газу складає 33000...37000 кДж/м³, пропану – 91250 кДж/м³, ізомерів бутану - не менше 115000 кДж/м³, але для згорання 1 м³ вказаних газових палив потрібний відповідно 9,65; 23,8 і 30,9 м³ повітря. Тому подається в циліндри двигуна газоповітряна суміш стехіометричного складу, яка має теплоту згоряння 3230 кДж/м³ для природного газу, 3460 кДж/м³ для пропану і 3410 кДж/м³ для бутану.

Проведені дослідження газового двигуна з робочим об'ємом циліндра $V_h = 12$ л без наддуву, що працює на газоповітряних сумішах стехіометричного складу ($\alpha = 1$) на швидкісному режимі $n = 1000$ хв⁻¹, показали, що при $H_u > 15000$ кДж/м³ теплотворна здатність газоповітряних сумішей і потужність двигуна трохи міняються при зміні виду газового палива (рис. 2.3). Так, при переведенні двигуна з природного газу на біогаз, а потім і на світільний газ, що відповідає зниженню теплотворної здатності газу з 35500 до 17000 кДж/м³, теплотворна здатність газоповітряної суміші збереглася на рівні 3300 кДж/м³, а циліндрова потужність двигуна зменшилася всього з 82 до 78 кВт. При використанні як паливо генераторного газу з $H_u = 5000$ кДж/м³ ці характеристики знижуються відповідно до 2300 кДж/м³ і 52 кВт/цил. Тому робота двигуна на низькокалорійних газах вкрай небажана.

Зменшення потужності двигуна, що працює на газовому паливі, можна уникнути при вживанні турбонаддува і внутрішнього сумішоутворення (якісного регулювання двигуна). Найпростіше це можна здійснити в газодизельних двигунах, в яких внутрішнє сумішоутворення дозволяє подавати в КЗ необхідну кількість газового палива, а турбонаддув забезпечує подачу в циліндри двигуна необхідного повітряного заряду. Тому в цих двигунах можливе здобуття потужності, в 1,3...1,4 рази, що перевищує потужність

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуна, який працює на штатному дизельному паливі, тобто теплотворна здатність газу не є критерієм обмеження потужності газодизельних двигунів.

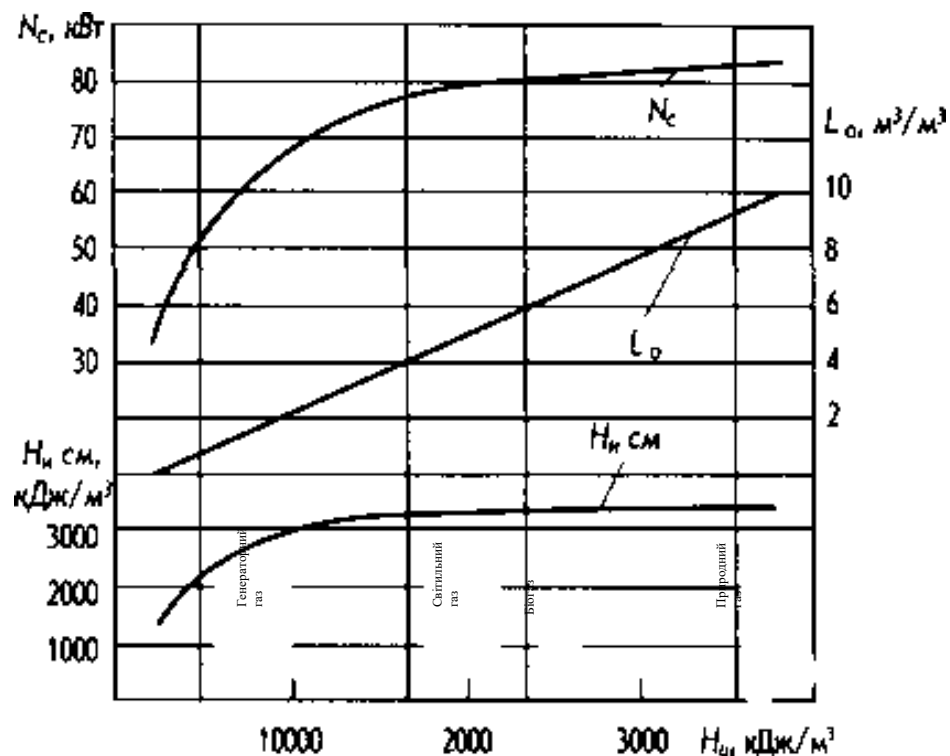


Рисунок 2.3 – Залежність теплотворної здатності газоповітряної суміші $H_{icш}$ теоретично необхідної для згоряння 1 м^3 палива кількості повітря L_0 і середній ефективній потужності N_e газового двигуна, що працює при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ і $\alpha = 1$ від теплотворної здатності газу H_u

Вживання газових палив в газових і газодизельних двигунах можливо лише при обмеженому вмісті в них шкідливих речовин і механічних домішок. До вказаних належать ті, що містяться в газів: волога, сірководень та інші сірчисті з'єднання, а також хлор і фтор. Вміст в газах вказаних речовин або їх продуктів згоряння може привести до труднощів в організації ефективного робочого процесу, зниженню заданих потужностних і екологічних показників, зменшенню терміну служби деталей двигуна і змащувального масла.

Для зменшення зносу деталей двигуна необхідно забезпечити очищення газу від пилу та інших механічних домішок. У транспортних установках забрудненість газоповітряної суміші досягає $0,15 \text{ г/м}^3$. Фірма «Дейтц» (ФРН)

допускає вміст пилу в газах, що виникають при зберіганні і переробці відходів, до $0,025 \text{ г/м}^3$. Причому допустимий вміст механічних домішок в газові залежить від його теплотворної здатності, яка обернено пропорційна витраті газу. Так, для газів з низькою теплотворною здатністю (наприклад, генераторний газ) вміст механічних домішок обмежується значенням $0,01 \text{ г/м}^3$, тоді як для природного газу воно може складати $0,05 \text{ г/м}^3$.

Окрім розглянутих фізико-хімічних властивостей газоподібних палив при оцінці можливості їх використання в газових двигунах застосовують і ряд інших параметрів: теплоту випару, теплоємність, схильність до нагароутворення і т. д.

Окремо слід розглянути фізичні властивості зріджених газів (пропан-бутанових сумішей), подача яких в КЗ дизеля в рідкій фазі принципово можлива штатною паливоподаючою апаратурою дизельних двигунів (при деякій її модифікації). Найбільш важливими з цих властивостей, такими, що роблять значний вплив на процес паливоподачі, є тиск насиченої пари газів, їх щільність, в'язкість і стисливість.

Зріджені гази можуть подаватися в циліндри двигуна в газовій і рідкій фазах. У першому випадку паливо поступає до двигуна під тиском пари газу в балоні, тому величина цього тиску має важливе значення. Не менш значимий цей параметр і при подачі газового палива в КЗ дизеля в рідкій фазі штатним ПНВТ дизеля. В цьому випадку високий тиск насиченої пари може привести до утворення пароповітряних пробок в лінії низького тиску системи паливоподачі й порушенню її нормальної роботи.

Для надійної подачі палива в газовій фазі в КЗ двигуна в балоні із зрідженим газом має бути надлишковий тиск не менше $0,035 \dots 0,05 \text{ МПа}$ в широкому діапазоні температур навколишнього повітря. Зріджені гази зберігаються в балонах, розрахованих на порівняно невеликий тиск (близько $1,6 \text{ МПа}$), тому обмежується і максимальний тиск насиченої пари.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вуглеводні, що входять до складу зріджених газів, значно розрізняються по тиску насиченої пари (рис. 2.4), що дозволяє виробляти зріджені газы, відповідні порі року і кліматичним умовам вживання.

Тиск насиченої пари пропан-бутанових сумішей залежно від концентрації компонентів може змінюватися в діапазоні, обмеженому кривими 4 і 6 на рис. 2.4. Зріджений газ, пропан (більше 70%), що містить в основному, добре відповідає вимогам зимової експлуатації. У літній період необхідно збільшувати вміст в суміші бутану.

При переводі дизеля з дизельного палива на зріджений газ, що подається в рідкій фазі в КЗ паливним насосом високого тиску, спостерігаються зменшення коефіцієнта подачі ПНВТ і зниження масової циклової подачі палива (ЦПП), обумовлені високою випаровуваністю зрідженого газу, його меншою щільністю і в'язкістю, і більшою стисливістю.

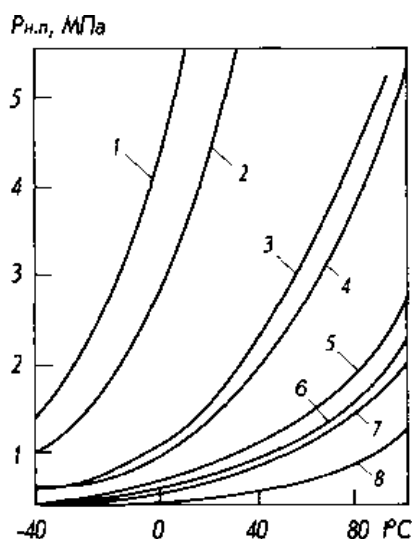


Рисунок 2.4 – Залежність тиску насиченої пари вуглеводнів, що входять до складу зріджених газів, від температури: 1 – етилен; 2 – етан; 3 – пропилен; 4 – пропан; 5 – ізобутан; 6 – н-бутан; 7 – бутилен; 8 – пентан

Зріджений газ легко переходить в газоподібний стан при падінні тиску в процесі наповнення надплунжерного простору ПНВТ, внаслідок чого воно заповнюється сумішшю рідкої і парової фаз газового палива. Наявність парової фази призводить до зниження коефіцієнта подачі, оскільки частина активного

ходу плунжера витрачається на стискання її до тиску конденсації, що призводить до зниження ЦПП і навіть виключення подачі. Уникнути цього можна шляхом підвищення тиску палива в лінії низького тиску - тиску підкачування, що забезпечує підвищення швидкості вступу палива в надплунжерну порожнину і мінімізацію парової фази [2].

Важливою для експлуатації особливістю зріджених газів є їх відносно високий коефіцієнт об'ємного розширення. Так, щільність рідкого пропану при 0°C рівна 530 кг/м³, а при 50°C – 610 кг/м³, тобто його питомий об'єм зростає на 15,4%. Це приводить до необхідності наявності великого (до 10...15%) вільного об'єму в паливних балонах. При експлуатації цей об'єм заповнений парами вуглеводнів, що входять до складу зріджених сумішевих палив. Проте відбір газового палива необхідно організувати в рідкій фазі. Тривала робота двигуна з відбором палива з вільного об'єму недопустима, оскільки це приводить до переохолодження палива (із-за витрат теплоти на випар) і нерівномірної витрати компонентів, що входять в його склад. В першу чергу витрачаються компоненти, що володіють найбільшим тиском насиченої пари, - пропан і пропилен. Це приводить до зміни властивостей зріджених сумішей і може викликати порушення роботи паливоподачі системи.

В порівнянні з дизельним паливом зріджений газ має меншу кінематичну в'язкість (рис. 2.5), що приводить до збільшення витоків палива в ПНВТ і форсунках, і погіршенні умов роботи прецизійних пар паливоподавної апаратури. Для запобігання підвищеному зносу плунжерних пар, нагнітальних клапанів і розпилювачів форсунок, обумовленого меншою в'язкістю зрідженого газу (близько 0,3 мм²/с, тобто в 10...20 разів менше, ніж в дизельного палива), в зріджений газ вводять 5...10% (об.) дизельного палива або моторного масла.

Масло і дизельне паливо добре розчиняються в зрідженому газі, утворюючи стійкі суміші з вищою в'язкістю. Це не лише покращує змащуючі властивості палива, але і полегшує його займистість в КЗ дизеля.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

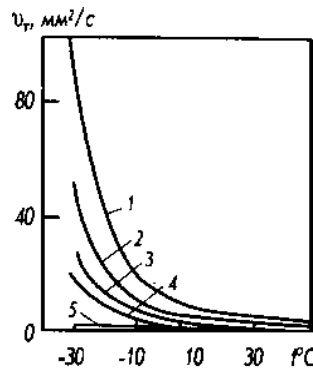


Рисунок 2.5 – Залежність в'язкості паливних сумішей від температури: 1 – паливо 3 (ДСТУ 305-82); 2 – 50% (об.) зрідженого газу + 50% (об.) палив 3; 3 – 75% (об.) зрідженого газу + 25% (об.) палива 3; 4 – 85% (об.) зрідженого газу + 15% (об.) палив 3; 5 – зріджений газ (50% (об.) бутану + 50% (об.) пропану)

Стисливість (коефіцієнт стисливості) пропан-бутанових сумішей при 20°C і тиску в балоні близько 1,5 МПа складає $\alpha = (350... 400) \cdot 10^{-1} \text{ Па}^{-1}$ (рис. 2.6, а), що в 5...7 разів перевищує стисливість дизельних палив. Причому із збільшенням температури палива ця різниця помітно зростає.

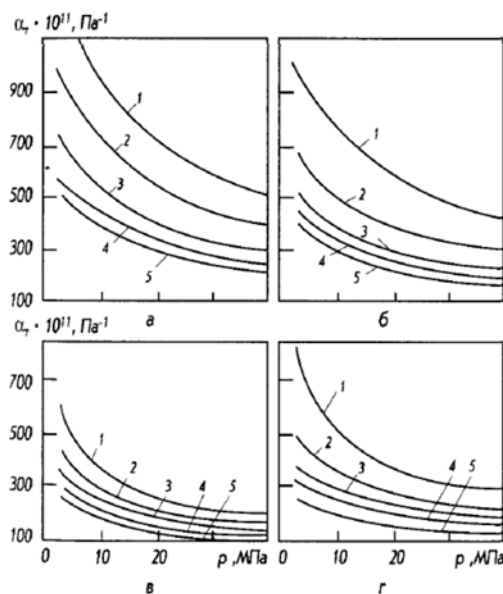


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта стисливості паливних сумішей від тиску при 90 (1), 70 (2), 50 (3), 30 (4) і 10°C (5): а – зріджений газ (45,88% (об.) бутану + 54,12% (об.) пропана); б – 80% (об.) зрідженого газу + 20% (об.) палива Л; в – 40% (об.) зрідженого газу + 60% (об.) палив Л; г – 60% (об.) зрідженого газу + 40% (об.) палив Л

Підвищена стисливість зріджених газів, обумовлена їх легким фракційним складом і підвищеною випаровуваністю вхідних в них вуглеводнів, несприятливо позначається на процесі паливоподачі, приводячи до зменшення ЦПП і повному виключенню подачі, особливо на режимах з неповним навантаженням. Додавання в зріджений газ дизельного палива з метою збільшення його в'язкості і поліпшення займистості сприятливо позначається і на стисливості палива (рис. 2.6, б, в, г). Так, стисливість суміші, що складається з 80% (об.) зрідженого газу і 20% (об.) палив Л, на 25...35% нижче за стисливість чистої пропан-бутанової суміші (див. рис. 2.6, б).

Спільний вплив трьох розглянутих фізичних властивостей зріджених газів і їх підвищена випаровуваність приводять до значного зменшення ЦПП, що досягає 50% при роботі на номінальному режимі.

Уникнути значного зменшення ЦПП при роботі на зріджених газах, що подаються в КЗ дизеля штатним ПНВТ, можливо або шляхом коректування ЦПП за допомогою пристроїв, що коректують, або шляхом заміни серійних плунжерних пар парами більшого діаметру.

Зріджені гази володіють високою теплотою випару, що перевищує в 1,5...1,7 разу теплоту випару дизельного палива. Тому подача в КЗ зрідженого газу і його подальший випар приводять до значного охолодження повітряного заряду, що позитивно впливає на екологічні показники дизеля.

Газові палива можуть подаватися в циліндри двигунів з балонів, як із стислим, так і із зрідженим газом. Крім того, фізичні властивості цих палив відрізняються від фізичних властивостей традиційних нафтових палив (дизельних, гасу та ін.). Всі ці чинники приводять до того, що вживані в дизелях системи паливоподачі не можуть забезпечити подачу газоподібного палива в КЗ.

Отже, необхідні оригінальні системи паливоподачі для газових і газодизельних двигунів, що відрізняються від класичних систем паливоподачі.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі

Поршневі газові ДВЗ розрізняють за трьома основними ознаками: методом запалення робочої суміші, способом сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішою, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з *іскровим, форкамеро - факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива* (газодизельний процес) [3].

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є висока температура займання природного газу (650...700 °С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320...380 °С).

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газопускного клапана.

Третя ознака – це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунах на

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизеля.

Примусове запалювання передбачає створення в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг, прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворює в об'ємі, охопленому факелом (факелами) вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови роботи свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120...130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

Важливим, особливо у високо форсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахування. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з **форкамеро - факельним запалюванням**. Раніше вже відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри [4]. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамеро - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

На рис. 2.7, наведена типова схема живлення форкамери газом двотактних двигунів. Основним елементом схеми служить газовий клапан, через який подається додаткова порція газу, яка продуває форкамеру від залишкових газів і збагачує суміш в форкамері. По своєму виконанню клапан може бути автоматичним або приводним. Головне завдання досягти у форкамері до моменту подачі іскри суміші належного складу.

Інша особливість при здійсненні форкамеро - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2...6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_{ϕ} до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15...70 %.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

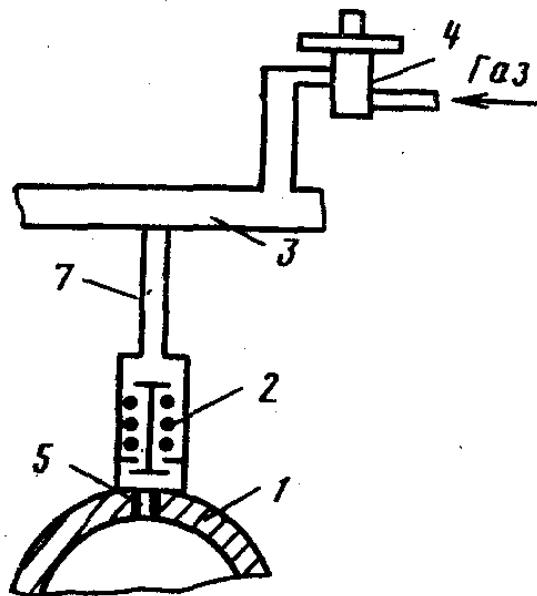


Рисунок 2.7 – Схема живлення газом двотактного двигуна:
 1 – форкамера; 2 – автоматичний клапан; 3 – колектор форкамерного газу;
 4 – редуктор; 5 – жиклер; 7 – трубка

Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так, збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відносини V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згоряння форкамеру необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або, як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері звичайно надають форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність [5].

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згоряння в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11...12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення ККД і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згоряння, що може призводити до детонації або «жорсткої» роботі двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згоряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиснення повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання.

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25...30% від номінальної.

При більш низьких навантаженнях робота двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива [6]. За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витоку газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціональне застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі тому, що це дозволяє уникнути втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск зазвичай не перевищує тиск мережі клапанів.

2.4 Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки

Доцільність використання природного газу як моторне паливо в районах, пов'язаних з видобутком і транспортуванням газу, ніколи не бралася під сумнів.

					<i>BMP.142.6221м.06.02.ПЗ</i>	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Сучасний етап розвитку економіки лише вніс ряд коректив до цієї проблеми. Що ж до дизелів, які складають енергетичну основу водного транспорту, то їх перехід на газ гальмується рядом чинників [6].

Виникаючі проблеми можна розділити на три тісно зв'язані групи. Перша - питання зберігання газу. В даний час зберігання природного газу на судні найпростіше здійснюється в стислому вигляді. Балони з армованого пластика забезпечують порівняно хороші показники за питомим обсягом і масою системи зберігання. Проте, для двигунів високої потужності, що мають значну тривалість автономного плавання, перспективним є криогенний спосіб зберігання. Перший варіант вже успішно проходить дослідну експлуатацію на судах СЗРП, по другому розроблена технічна документація для судів типа «Метеор».

Друга, надзвичайно важлива для суднових установок проблема - безпека експлуатації. В цьому відношенні накопичений чималий світовий і вітчизняний досвід, що показує, що токсична небезпека при використанні природного газу мінімальна, а пожаро і вибухобезпечність можуть бути зведені до мінімуму за допомогою ряду конструктивних і організаційних заходів.

Нарешті, третя група питань пов'язана безпосередньо з роботою моторної установки. До них відносяться організація робочого процесу, паливоподачі і регулювання.

При переведенні на газове паливо дизельного двигуна, найбільш очевидним варіантом організації робочого процесу є газодизельний. При цьому можна зберегти незмінними основні параметри й регулювання базового двигуна, обмежившись створенням системи подачі газу в двигун і зміною системи регулювання потужності. За таким принципом здійснений, зокрема, перехід на газ двигунів ЗДб теплохода «Нева-1», що знаходиться в дослідній експлуатації. При цьому, навіть така нескладна схема забезпечує зниження витрат на паливо майже удвічі при значному поліпшенні показників димності та токсичності відпрацьованих газів (зниження димності в 5...10 разів, NO_x – на 20%). Проте ці показники значно поступаються тим, які досягаються в

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

досконаліших газодизельних системах. В основі цього - значно вища, ніж це мінімально необхідно, величина запальної порції дизельного палива.

Згідно з літературними даними, сучасні газодизельні двигуни стійко працюють при дозі палива, відповідною 6...8% від номінального підведення теплоти. Спеціальні заходи (форкамерне займання) дозволяють понизити цю дозу до 3...5%. Проте, в останньому випадку потрібна істотна переробка двигуна. У згаданих вище дослідних двигунах ця величина складає 15...20%, причому на малих навантаженнях подача дизельного палива повинна підвищуватися.

Розтягнуте згоряння основного (газового) палива приводить до погіршення показників економічності та токсичності. Зменшити тривалість поширення полум'я в газодизелі можна, зменшивши довжину пробігу фронту полум'я за рахунок перенесення джерела займання від центру камери згоряння до її периферії, для чого необхідно збільшити далекобійність паливного струменя. Проте паливна апаратура дизелів, яка зазвичай використовується для подачі запальної порції, налаштовується на номінальний режим з таким розрахунком, щоб далекобійність паливного струменя відповідала розміру камери згоряння. Із зменшенням подачі тиск впоркування, а в той же час і далекобійність струменя, падає. Одночасно спостерігаються такі явища, як нестабільність подачі від циклу до циклу і нерівномірність її розподілу по циліндрах. Таким чином, першочерговим завданням при організації газодизельного процесу є забезпечення ефективного впоркування при малих подачах. При вживанні газоподібного палива в суднових дизелях повинні виконуватися спеціальні вимоги до конструкції двигуна і паливних систем, що забезпечують тривалу безпечну експлуатацію [7]. Природний газ і, зокрема, його основний компонент (CH_4) є досить безпечним. Природний газ за нормальних умов практично в два рази легше за повітря, тому при витоках він швидко спрямовується вгору та розсіюється в повітряному середовищі. Та і швидкість поширення полум'я в суміші, що містить 10% метану, складає всього 35 см/с, що менше, ніж в інших видів палива, і ця швидкість зменшується з

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

наближенням до верхнього або нижнього концентраційним межам займання (ВКМЗ і НКМЗ відповідно), а температура займання збільшується.

Досить високий поріг НКМЗ, необхідний для утворення горючої суміші, полегшує виявлення витоків за допомогою приладів-сигналізаторів і представляє обслуговуючому персоналу деякий час для виявлення та ліквідації небезпечної ситуації. Боротьба з вогнищем займання метану в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездідною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче за температуру займання. Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе короточасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних масел. Тому в цілях безпеки первинне заповнення систем газом слід виробляти після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

У зв'язку з тим, що в паливній системі газового двигуна два види палива: рідке і газоподібне, для безпечної і безаварійної роботи газодизеля необхідно зберегти всі види захисту дизеля і доповнити специфічними захистами:

1. Відключення подачі газу при падінні тиску рідкого палива в трубопроводі низького тиску для виключення пропуску спалахів в циліндрах через відсутність запального палива.

2. По тиску газоподібного палива, що забезпечує відключення його при недопустимих відхиленнях тиску.

					ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. На кришках люків картера мають бути встановлені запобіжні клапани з сітками.

4. Пуск, зупинка і робота при навантаженні менше 15% $P_{e\text{ном}}$ виконується лише на рідкому паливі.

5. У машинному відділенні необхідна система контролю наявності метану в зонах можливих витоків і скупчення газу з попереджувальною сигналізацією при концентрації 20% НКПВ та аварійною (виконавчою) сигналізацією при 50...70% НКПВ.

6. Газові трубопроводи двигуна і система випуску відпрацьованих газів повинні мати можливість продування інертним газом або повітрям.

7. Відсічні клапани на вході газу в машинне відділення мають бути дубльовані.

8. З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

Вище перелічені заходи відповідають основним вимогам для тривалої безаварійної роботи суднових газових дизелів, своєчасного виявлення витоків газу і усунення небезпечних наслідків від них.

2.5 Висновок

Таким чином, в результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Також було з'ясовано, що єдиним економічно виправданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу – промислової підготовки.

Визначено, що для двигуна 7ДКРН60/280 найефективнішим буде газодизельний цикл.

					<i>ВМР.142.6221м.06.02.ПЗ</i>	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент		Матвеев В.В.				ПРОЕКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7ДКРН60/280 КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «MERKUR FJORD»			Літ.		Аркуш	Аркушів		
											49	31		
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК ім. адмірала Макарова					

РОЗДІЛ 3

ПРОЕКТ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7ДКРН60/280 КОНТЕЙНЕРОВОЗИ «MERKUR FJORD»

3.1 Розміщення газового обладнання на судні «MERKUR FJORD»

Спочатку питання використання газів в якості моторного палива на флоті став для газовозів і нафтоналивних танкерів.

У газовозів, що перевозять природний газ в зрідженому стані (ЗПГ або LNG) при температурах нижче $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ в спеціальних криогенних ємностях відбувається постійне випаровування газу в кількості 0,135...0,15% від загального об'єму вантажу в добу. Повторне зрідження газу – процедура досить дорога, тому найбільш раціональним вважається використання парів газу в якості палива для суднової енергетичної установки (рис. 3.1).

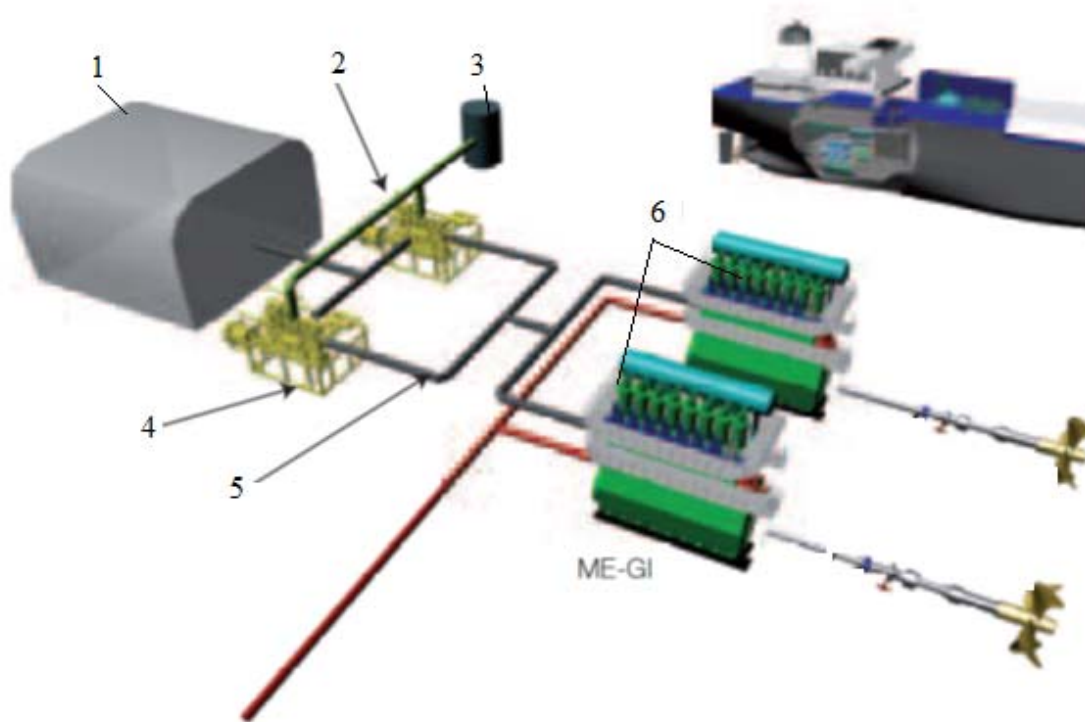


Рисунок 3.1 – Приклад використання ЗПГ на газовозі: 1 – газовий танк;
2,4 – компресор; 3 – окислювач; 5 – газ під високим тиском; 6 – головний
двигун

У танкерів, що перевозять сиру нафту, під час бункерування і транспортування спостерігається виділення з вантажу газових фракцій, що складаються з суміші вуглеводневих газів (VOC). Ці гази змішуються з інертними газами, що подаються в танки для запобігання можливості загоряння вантажу. У міру насичення вуглеводнями інертний газ замінюється, а віддалені з танків газові суміші надходять на обробку, в ході якої з них витягуються вуглеводневі гази. За час рейсу танкера дедвейтом 300000 тон з району Перської затоки в північно-західну Європу з вантажем легкої перської нафти кількість випарів може досягти 0,6% від загального обсягу вантажу. Це кількість можна порівняти з витратами палива на головний двигун [8].

Накопичення досвіду експлуатації танкерів і газовозів дозволило розширити область використання газового палива в двигунах суден інших типів. Сьогодні використання ЗПГ розглядається як перспективний напрямок для суден – контейнеровозів, пасажирських, автовозів, поромів і т.і.

Для балкерів, нафтоналивних танкерів і контейнеровозів для використання ЗПГ в якості палива потрібен бункерний танк. Тому бункерні танки ЗПГ встановлюються разом з системою подачі паливного газу, яка доставляє ЗПГ до головного двигуна.

Можливо необхідно створення конструкції корабля, в якій буде достатньо місця для установки танків без втрати місця для насипних вантажів, нафти і контейнерів.

При встановлених бункерних танків ЗПГ компресори високого тиску не потрібні, а система подачі газу складається тільки з насоса високого тиску і випарника. Саме така система і пропонується для встановлення на контейнеровозі «MERKUR FJORD» (рис. 3.2).

Для торгових суден є кілька варіантів оснащення судна танком для ЗПГ. Для суден меншого розміру можна знайти готові криогенні резервуари з вакуумною ізоляцією в широкому діапазоні розмірів з допустимим робочим тиском до 20 бар. Деякі з цих резервуарів встановлені і вже експлуатуються на поромках і судах постачання.

					BMP.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

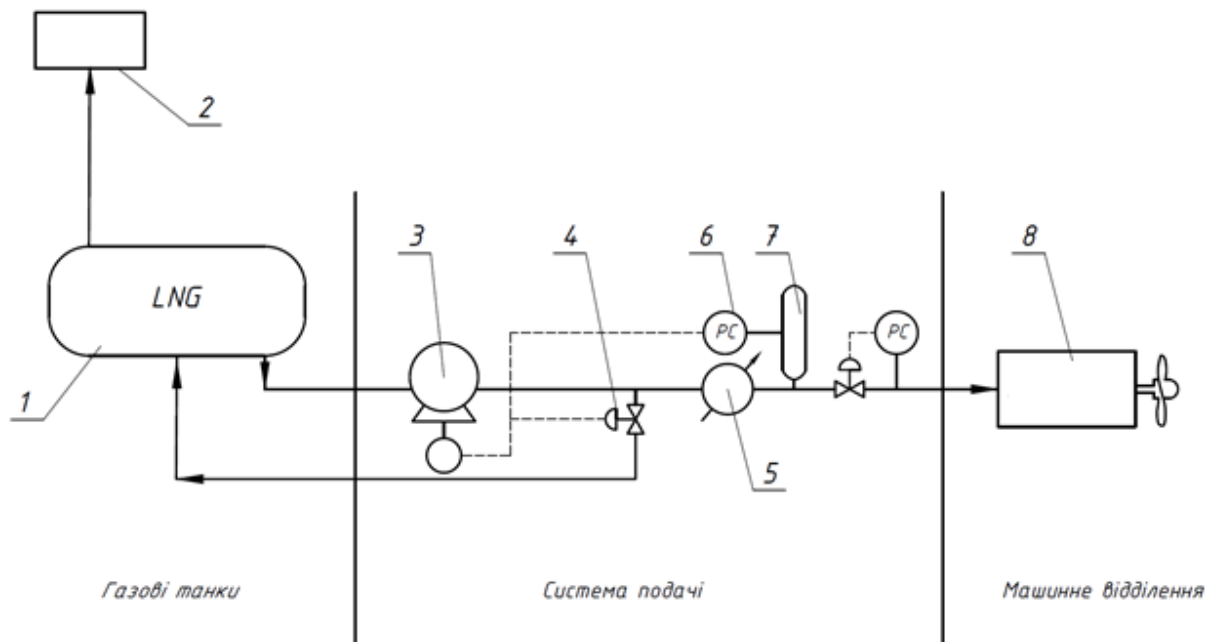


Рисунок 3.2 – Система подачі зрідженого природного газу до двигуна:

1 – газовий танк; 2 – установка для спалювання; 3 – насос високого тиску; 4 – контактний клапан; 5 – випарник природного газу; 6 – датчик тиску; 7 – газовий демпфер; 8 – головний двигун

Для більш крупних суден існує кілька інших варіантів танків, деякі з яких перераховані нижче:

1. Мембранний танк.

Домінує серед газовозів ЗПГ, але схильний до вихлюпування. Діапазон випарки 0,14...0,2%/добу.

2. Сферичні танки.

Самонесучі і невразливі для вихлюпування, але існують проблеми з габаритами і дуже мало виробників. Діапазон випарки 0,14...0,2%/добу.

3. Танки ІНІ типу В

Невразливі для вихлюпування. Резервуари низького тиску будуються за ліцензією на деяких верфях. Діапазон випарки 0,14...0,2%/добу.

4. Танки TGE типу С

Одно- або подвійна конструкція, яка забезпечує тиск на 0,4 МПа (до 50 днів в дорозі), самонесуча і невразлива для ударів.

Діапазон випарки 0,21...0,23%/добу.

Конструкція танка ІНІ типу В і конструкція типу С TGE є найбільш ймовірними для використання на крупних суднах. Загальним для обох конструкцій танків є те, що судно можна експлуатувати з частково заповненим танком, що є основною вимогою при використанні резервуара для зберігання палива. Вищевказані конструкції резервуарів мають переваги і недоліки.

Наприклад, в конструкції ІНІ можна адаптувати форму танка, щоб вона відповідала формі судна. Можна вибрати практично будь-який розмір танка. У конструкції TGE форма корпусу може бути дотримана тільки до певної міри, якщо конструкція є подвійна. Макс. розмір танка в подвійній конструкції знаходиться в межах 20000 м³.

Простір, який необхідний для танків зрідженого природного газу, майже в 2,5 рази перевищує розмір системи танків з важким рідким паливом через більш низьку щільність і важку ізоляцію, яка необхідна для збереження зрідженого природного газу в холодному стані – ще одна проблема, де верфям необхідно розробити нові ідеї компонування.

Перевагою конструкції резервуару TGE є здатність накопичувати випарні гази в танку під час роботи завдяки допустимому робочому тиску до 0,4 МПа. Якщо використовується конструкція бака, що не знаходиться під тиском, в систему подачі паливного газу повинен бути включений альтернативний метод обробки випарних газів. Основним недоліком є обмеженість місця для встановлення, що може привести до розробки нових типів призматичних танкерів в майбутньому.

На контейнеровозі «MERKUR FJORD» пропонується використовувати 2 танки типу С ємністю 2000 м³ кожний, в яких усунута необхідність в будь-якій системі повторного зрідження. Це стандартні надійні резервуари з великим досвідом експлуатації. Вони здатні створювати тиск при нульовому споживанні і можуть витримувати високі швидкості бункерування. Установка також виконується швидко і легко. Розміщення танків показано на рис. 3.3

					BMP.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

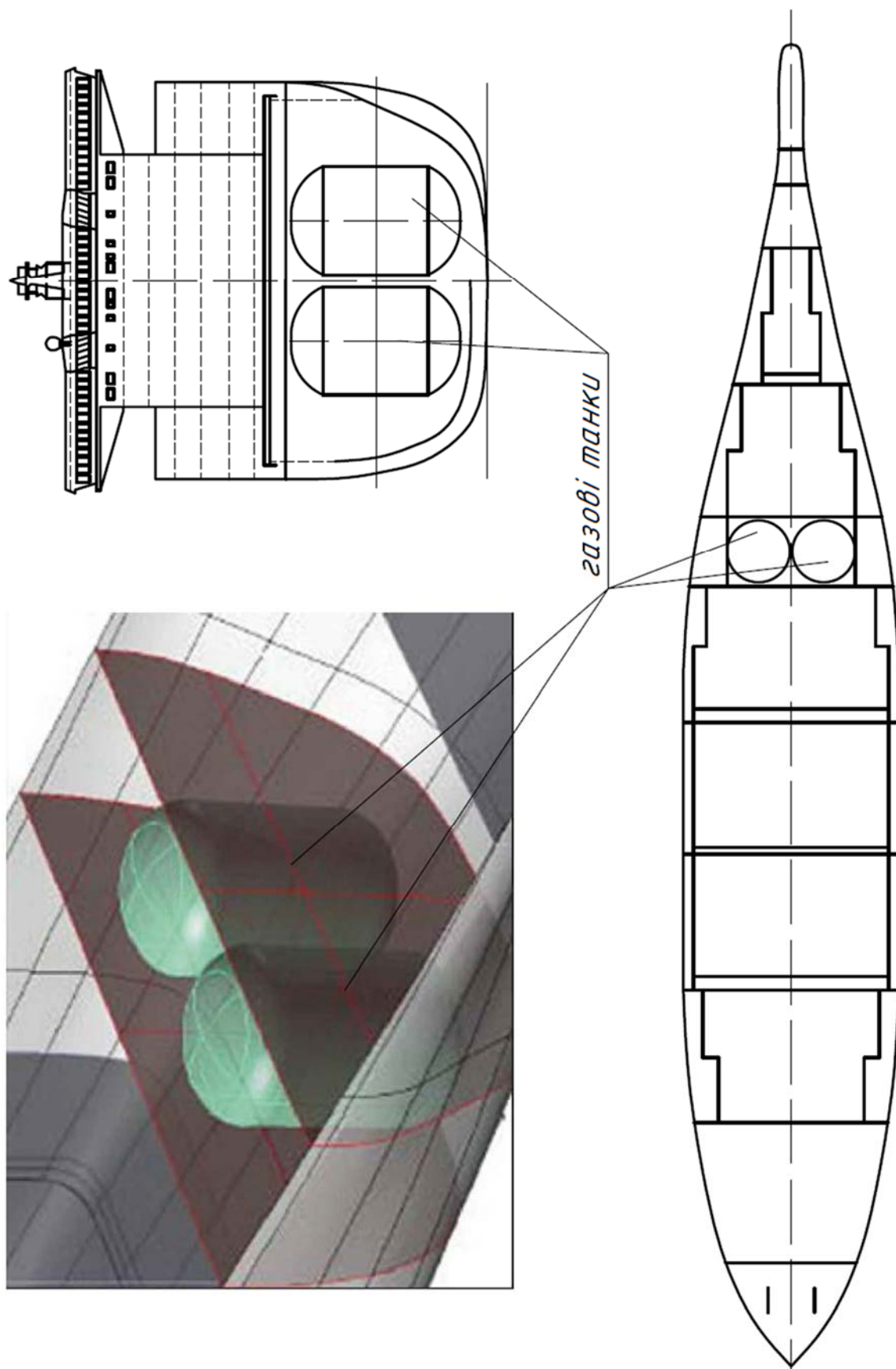


Рисунок 3.3 – Розміщення газових танків на контейнеровозі «MERKUR FJORD»

3.2 Особливості роботи двигуна 7ДКРН60/280 на газовому паливі

У двотактних двигунах організувати зовнішнє сумішоутворення досить складно, так як перед надходженням в робочий циліндр повітря заповнює підпоршневу порожнину, що має досить великий об'єм. Наявність такої великої кількості газо-повітряної суміші збільшує небезпеку вибуху і серйозність його наслідків.

Тому в сучасних двотактних двигунах використовується внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо подається в робочий циліндр вже після закриття газорозподільних органів [9].

До внутрішнього сумішоутворенню існує два основних підходи:

- газ подається в робочий циліндр відразу після закриття випускного клапана на початку такту стиснення;
- газ подається в камеру згоряння разом з запальним паливом в кінці такту стиснення.

Перевагами першого підходу є: гарне перемішування газо-повітряної суміші в ході процесу стиснення і можливість подавати газ в робочий циліндр під відносно невеликим тиском (рис. 3.4).

Недоліками такої схеми сумішоутворення є: можливість виникнення детонаційного згоряння і ймовірність просочування газоповітряної суміші через нещільності поршневих кілець в підпоршневий простір на такті стиснення.

Перевага другого підходу полягає в тому, що, при подачі газового палива безпосередньо в камеру згоряння, можна повністю виключити виникнення детонації, але необхідно подавати газ під високим тиском (рис. 3.5).

В даному дипломному проєкті пропонується використовувати другий підхід, а саме модернізувати штатну паливну систему двигуна для роботи по газодизельному циклу з впорскуванням природного газу під високим тиском.

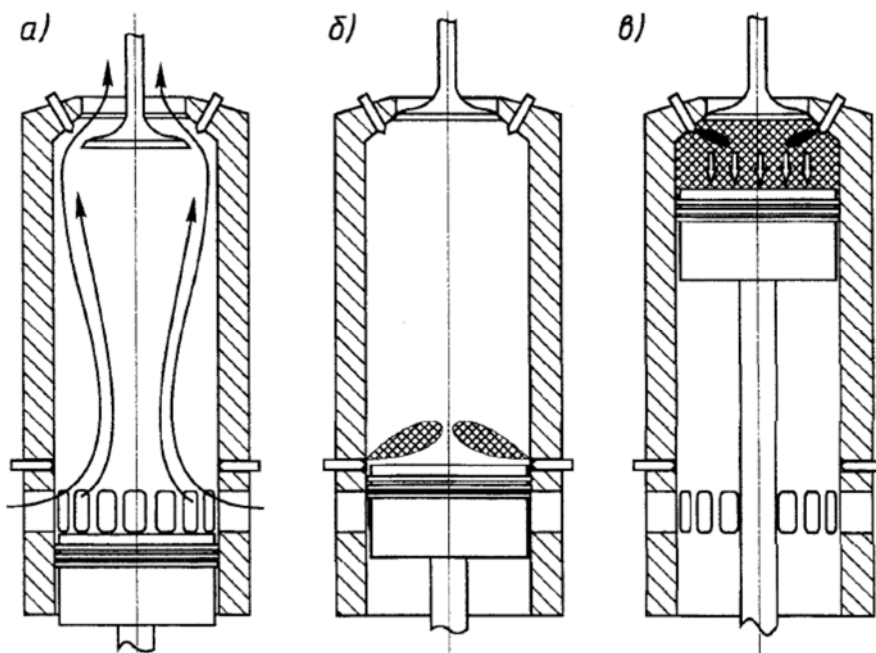


Рисунок 3.4 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в робочий циліндр після закриття випускного клапану на початку такту стиснення: а – продувка циліндра; б – подача газу; в – запалення, згоряння, робочий хід

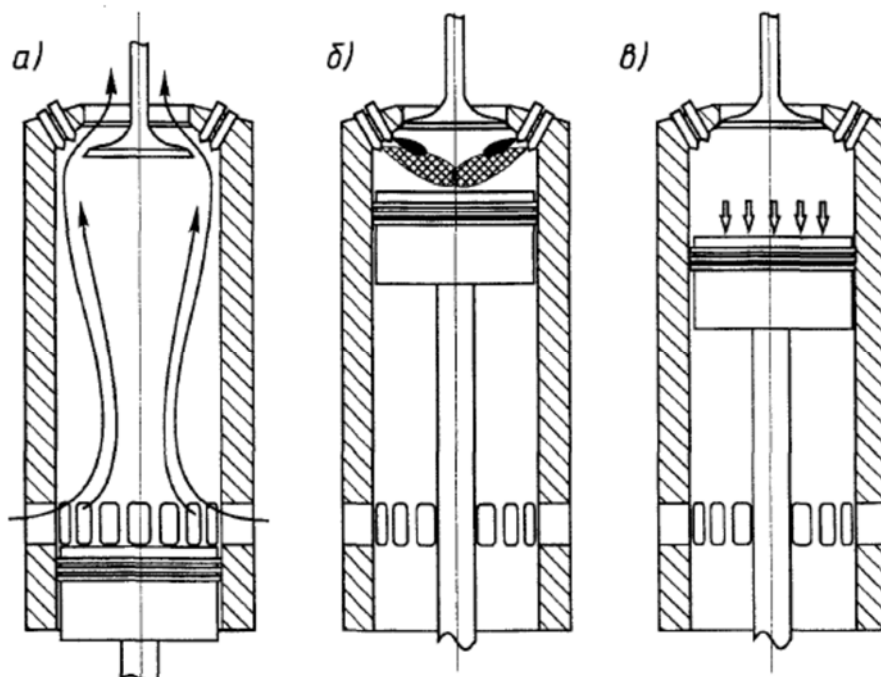


Рисунок 3.5 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в кінці такту стиснення: а – продування циліндра; б – подача газу, займання і згоряння; в – робочий хід

Для роботи на рідкому паливі і для впорскування запальної порції використовується штатна паливна система двигуна. Це спрощує конструкцію (відсутня спеціальна система уприскування запального палива), дозволяє скоротити витрату рідкого палива на пілотне запалювання, частка якого, для даного двигуна, становить 5 %.

Для головного двигуна 7ДКРН60/280 розглядається два можливих режими роботи:

– газовий режим – при постійній подачі запального палива (рис. 3.6), коли на режимі пуску і малих навантажень двигун працює на рідкому паливі (MDO, MGO, HFO). Починаючи з 25% навантаження встановлюється постійна запальна подача, а необхідна потужність регулюється шляхом зміни кількості газу, що подається в циліндр;

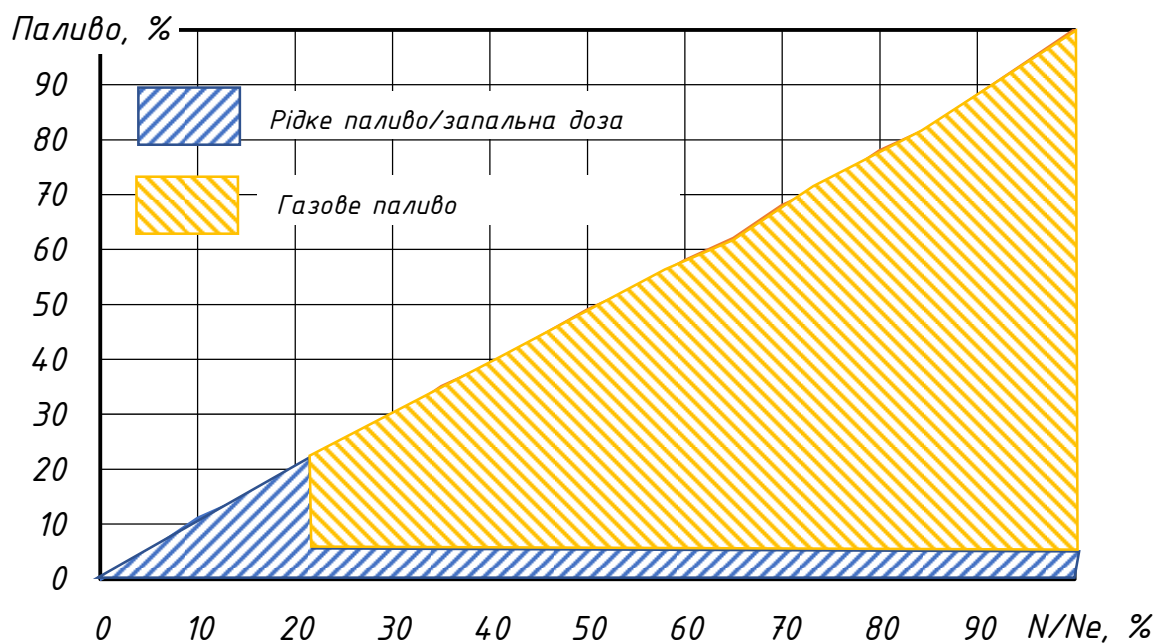


Рисунок 3.6 – Газовий режим роботи

– змішаний режим роботи – при використанні всього наявного газу (рис. 3.7), коли на малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На більш високих навантаженнях все газове паливо надходить в циліндри, а необхідна потужність регулюється шляхом подачі рідкого палива.

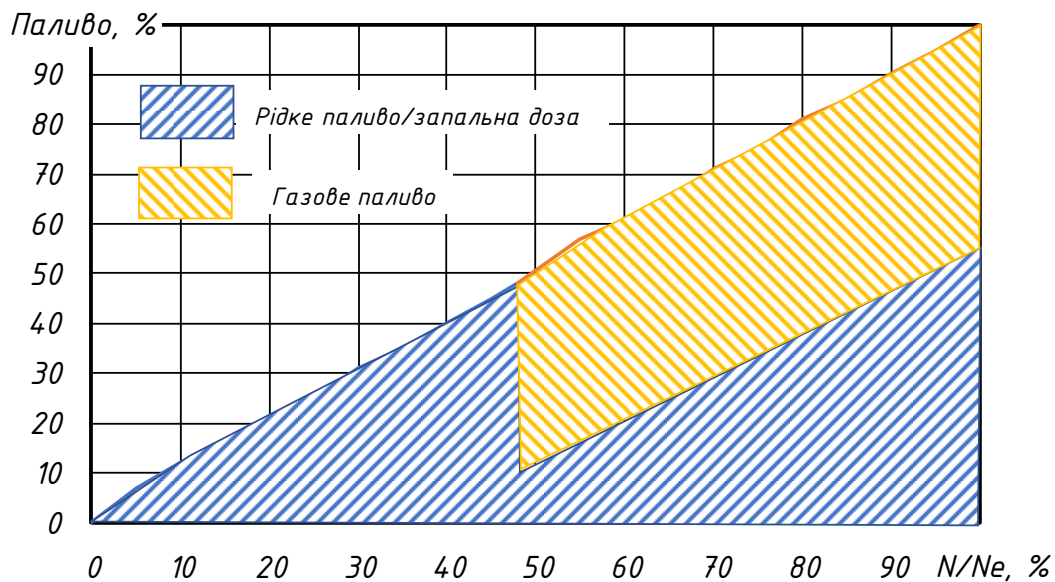


Рисунок 3.7 – Змішаний режим роботи

Перехід з одного виду палива на інший, як і перехід з режиму на режим здійснюється автоматично без зниження потужності на валу у всьому діапазоні можливих навантажень роботи двигуна.

На рис. 3.8 показана зміна екологічних показників роботи двигуна при роботі на газовому режимі.

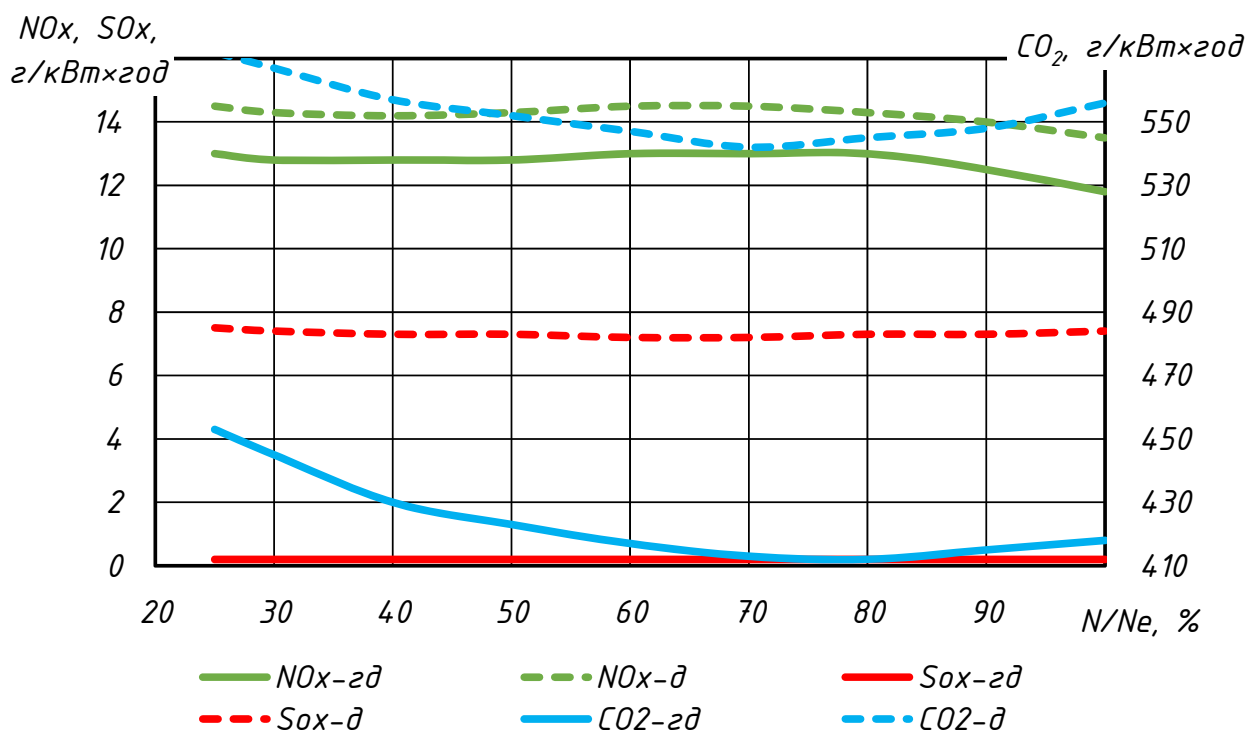


Рисунок 3.8 – Екологічні показники роботи двигуна

Так при використанні в якості основного палива – природного газу значно зменшуються шкідливі викиди з двигуна , а саме: CO₂ на 25 %, NO_x на 11% та SO_x на 95 %.

3.3 Обґрунтування запропонованих технічних рішень шляхом виконання теплового розрахунку робочого циклу двигуна 7ДКРН60/280 на газовому паливі

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання 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

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

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

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ 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 $\varepsilon = 14,5$.

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 $\alpha = 2,43$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

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

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,14$.

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 $\Delta T_a = 10$ 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 $\eta_m = 0,95$.

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 $T_r = 700$ К [6].

Співвідношення палива. Розрахунок проводиться при використанні 5 % дизельного палива та 95 % газового.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Масовий склад газового палива:

Водень – $H_2 = 0,033$ кг;

Метан – $CH_4 = 0,94$ кг;

Двоокис азоту – $N_2 = 0,001$ кг;

Аміл – $C_5H_{12} = 0,0058$ кг;

Пропан – $C_3H_8 = 0,008$ кг;

Бутан – $C_4H_{10} = 0,004$ кг;

Ацетилен – $C_2H_2 = 0,012$ кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо для дизельного палива $Q_n = 42700$ кДж/кг, а для газового $Q_n = 36083$ кДж/м³.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,6$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 2-тактних двигунів $\phi_n = 0,08$.

Розрахунок номінального режиму роботи

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,37}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 517,2$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 517,2 - 0,89 \times (517,2 - 293) = 317,2$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{37,7 + 10 + 0,02 \times 800}{1 + 0,02} = 336,5$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,37 - 0,005 = 0,365$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,99 \times P_s = 0,98 \times 0,365 = 0,361$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{14,5}{14,5 - 1} \times \frac{0,361}{0,365} \times \frac{317,2}{336,5} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,9042$$

Розрахунок процесу стиску

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

$$n_l = 1,371$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,361 \times 14,5^{1,371} = 14,13$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 336,5 \times 14,5^{1,371 - 1} = 907,6$$

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу згоряння

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,38} = 0,9049$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0,9049 + 0,02}{1 + 0,02} = 0,9068$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,98} = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{0,9049 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,959 = 0,9106$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1900$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1918$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 14,13 = 16,109$$

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{0,9106}{1,12} \times \frac{1918}{907,6} = 1,688$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14,5}{1,688} = 8,59$$

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 приймемо:

$$n_2 = 1,277$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1918 \times \frac{1}{8,59^{1,277-1}} = 1056$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,109}{8,59^{1,277}} = 1,0339$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{14,13}{14,5 - 1} \times \left[1,12 \times (1,688 - 1) + \frac{1,12 \times 1,688}{1,277 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,59^{1,277-1}} \right) - \frac{1}{1,371 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14,5^{1,371-1}} \right) \right] = 2,31$$

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 2,31 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 2,104$$

Індикаторна питома витрата газового палива, м³/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,37 \times 0,9042}{2,43 \times 0,495 \times 315,2 \times 2,02} = 0,19$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,19 \times 36083} = 0,527$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,104 \times 0,95 = 1,998$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,527 \times 0,95 = 0,478$$

Питома ефективна витрата газового палива, м³/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,19}{0,95} = 0,2$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,6^2 \times 2,8 \times 1 \times 1,998 \times 97 \times 7 = 17926,6$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{17926,6 - 17920}{17926,6} = 0,037\%$$

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

					BMP.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Модернізація паливної системи двигуна 7ДКРН60/280

Всі газопроводи на двигуні виконуються суцільнозварними і тільки в місцях приєднання трубок, що підводять газове паливо на блоки управління подачею, використовуються фланцеві з'єднання, необхідні для обслуговування елементів газової системи.

Конструкція трубопроводів спроектована таким чином, щоб компенсувати теплові розширення при нагріві двигуна. Всі труби газової системи розраховані на тиск, що перевищує робочий на 50%, а під час заводських випробувань їх обпресовують тиском на 150% вище робочого.

Всі газові труби поміщаються в захисні оболонки, здатні витримати тиск, який може виникнути при розриві основної магістралі. Внутрішній простір між оболонкою і трубопроводом з'єднується з системою примусової вентиляції, яка протягом години забезпечує приблизно 30-кратну зміну повітря.

До вентильованих відносяться і порожнини, прилеглі до основних елементів паливної системи, в яких може виникнути витік газу. На виході з системи вентиляції встановлюється датчик наявності газу, з'єднаний з системою аварійної сигналізації.

Розташування трубопроводів підібрано так, щоб вони не були пошкоджені в разі падіння важких предметів при ремонті і обслуговуванні двигуна. Фрагмент газової магістралі представлений на рис. 3.9.

Для підвищення безпеки експлуатації двигунів у складі енергетичної установки передбачена система інертних газів, яка дозволяє під тиском 0,4...0,8 МПа продути як всю систему подачі газового палива, так і деякі окремі елементи.

Таке очищення є обов'язковою процедурою при переході на роботу по дизельному циклу або при пошкодженні якого-небудь з ділянок системи газопостачання.

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

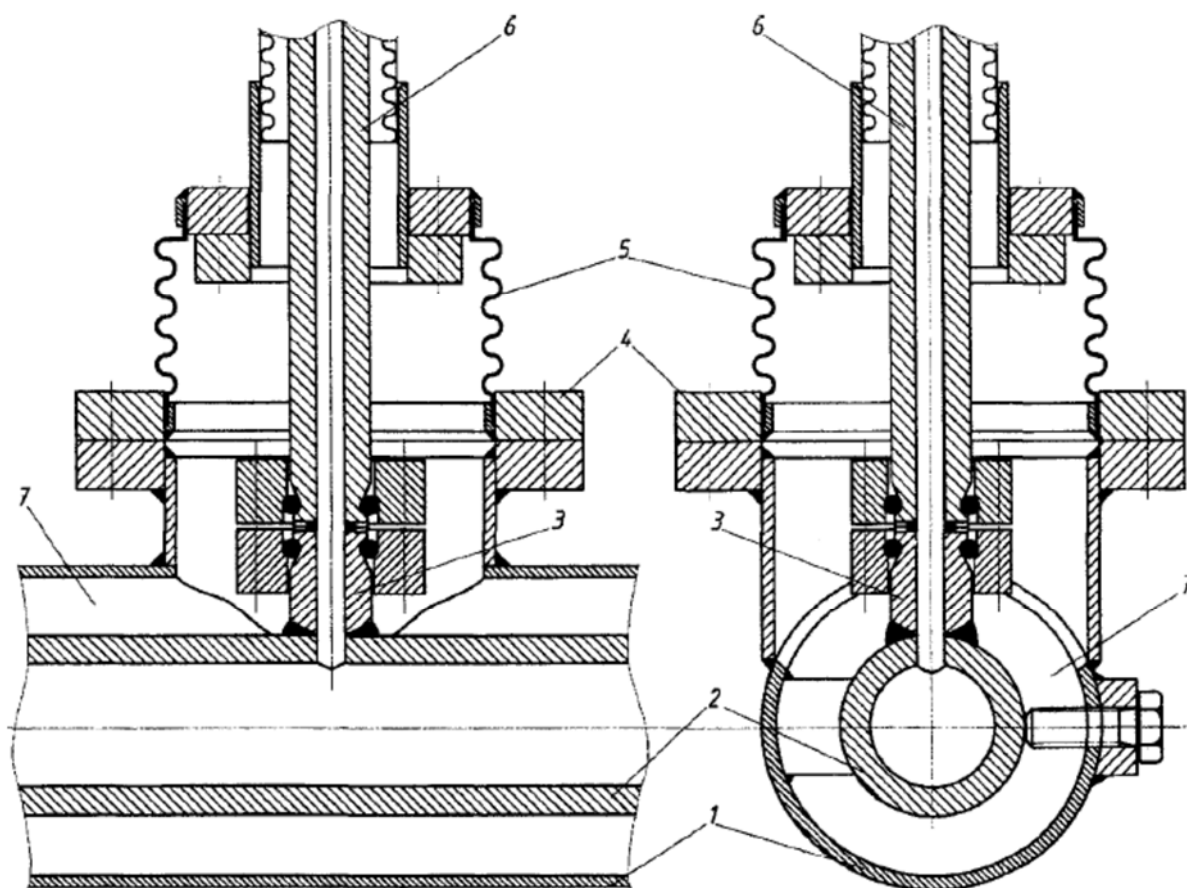


Рисунок 3.9 – Фрагмент газової магістралі двигуна: 1 – захисна оболонка; 2 – газова магістраль; 3 – приєднувальний штуцер; 4 – з'єднувальний фланець; 5 – захисна гофрована оболонка; 6 – трубки відводу газу до блоку управління подачею; 7 – вентильований простір

Двигун дообладнується системою подачі газового палива в робочий циліндр. Схематично система живлення дизельного двигуна показана на рис. 3.10 а.

З рисунка 3.10, б видно, що подача газу в камеру згоряння здійснюється відразу після того, як в циліндр подана і запалала запальна порція рідкого палива.

Таким чином досягається високий ступінь вигорання палива і запобігається небезпека потрапляння газу через нещільності поршневих кілець в підпоршневий простір.

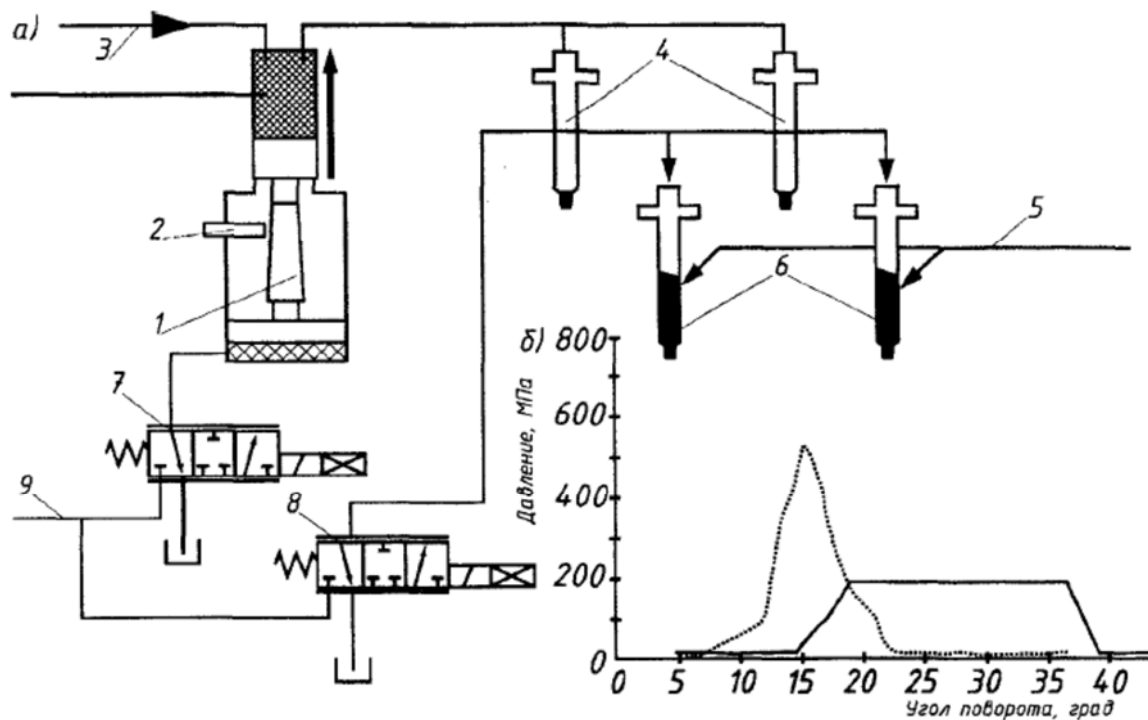


Рисунок 3.10 – Схема паливної системи двигуна (а) і закони подачі запального та газового палива (б): 1 – ПНВТ з гідравлічним приводом; 2 – датчик величини подачі рідкого палива; 3 – підведення рідкого палива; 4 – форсунки для впорскування рідкого палива; 5 – підведення газу; 6 – газові форсунки; 7 – золотниковий клапан управління ТНВД (FIVA); 8 – золотниковий клапан керування гідроприводом форсунок (ELGI); 9 – підведення керуючого масла під тиском 30 МПа; ----- подача запального палива; 10 – подача газу

Всі елементи управління подачею газу скомпоновані в одному модулі, який включає: газовий акумулятор, головний відсічний клапан з гідравлічним приводом, клапана продувки системи інертним газом, клапана керування гідроприводом форсунок.

Сам модуль кріпиться до кришки циліндра, яка має внутрішні свердління для підведення газу від модуля управління до газових форсунок, встановленим в кришці циліндра поруч з форсунками для впорскування рідкого палива.

Загальний устрій модуля керування подачею газу представлено на рис. 3.11. Схема модуля і порядок його роботи представлені на рис. 3.12.

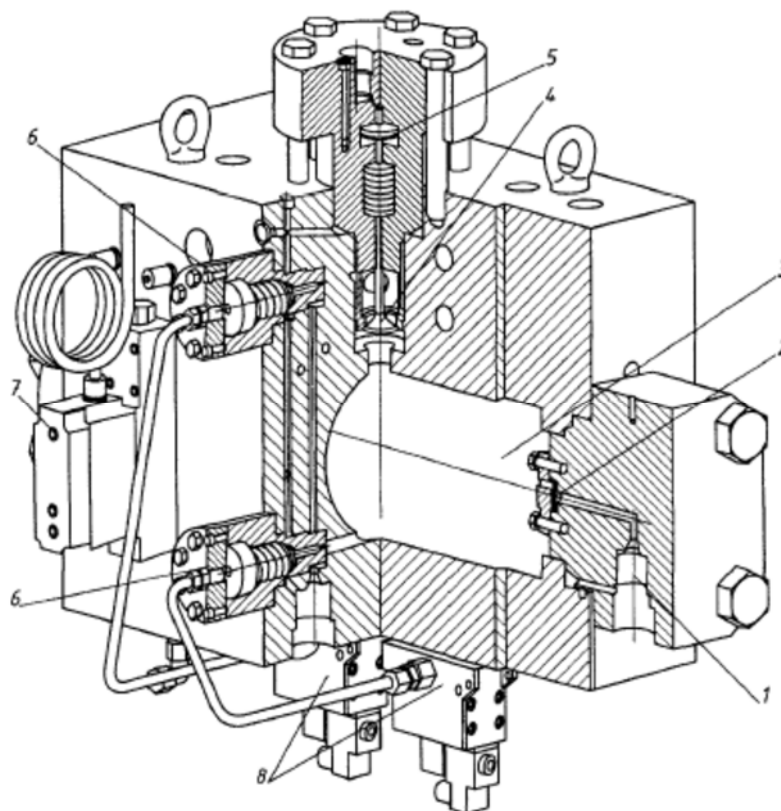


Рисунок 3.11 – Модуль управління подачею газу: 1 – вузол введення газового палива; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнина акумулятора тиску; 4 – головний відсічний клапан; 5 – поршень приводу головного відсічного клапана; 6 – клапан продувки системи інертним газом; 7 – блок управління головним відсічним клапаном; 8 – блок управління клапаном продувки системи інертним газом

Газове паливо з підвідної магістралі через зворотний клапан надходить в акумулятор тиску, виконаний як порожнина в корпусі модуля управління. Ємність акумулятора еквівалентна приблизно 20 циклових подач газу на номінальному навантаженні.

Наявність акумулятора в блоці управління служить для зменшення падіння тиску в процесі впорскування палива. Стабільний тиск необхідно, щоб

система управління могла правильно визначити час уприскування, яким і задається величина циклової подачі.

При відсутності керуючого сигналу на блок управління головним відсічним клапаном останній закритий і газ не надходить до газових форсунок (рис. 3.12, а).

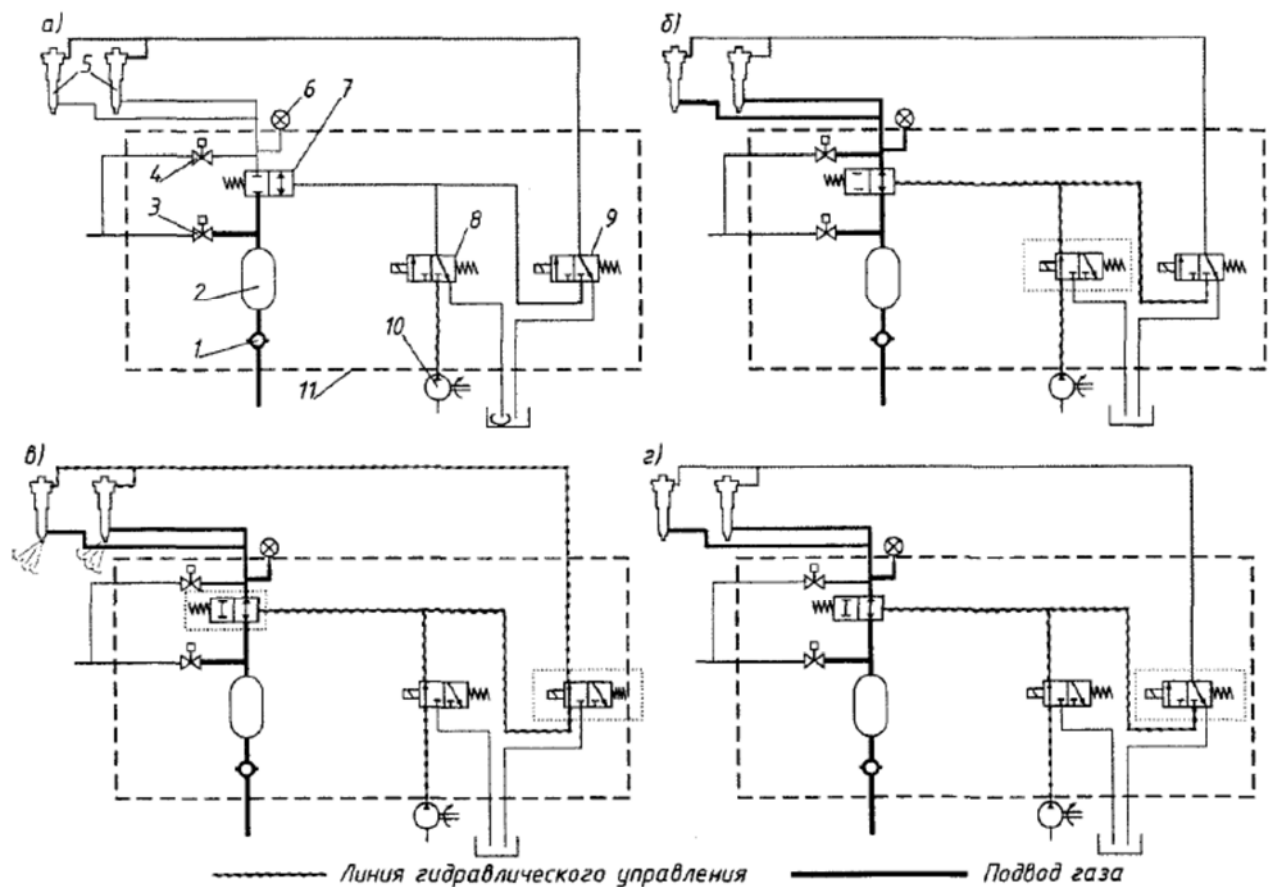


Рисунок 3.12 – Схема модуля керування подачею газу і порядок його роботи: а – подача газу на газові форсунки відсутня; б – подача газу на газові форсунки; в – подача керуючого масла на форсунки, упорскування палива; г – закриття клапанів форсунок, припинення впорскування; 1 – газова магістраль; 2 – акумулятор; 3 – клапана продувки; 4 – клапан аварійного скидання; 5 – газові форсунки; 6 м датчик тиску газу; 7 – головний відсічний клапан; 8 – блок управління головним відсічним клапаном; 9 – блок керування гідроприводом форсунок; 10 – насос керуючого масла; 11 – модуль керування подачею

При надходженні електричного сигналу з блоку управління двигуном на блок управління головним відсічним клапаном його золотник переміщується і подає керуюче масло на механізм гідроприводу головного відсічного клапана. Клапан відкривається, і газ надходить до форсунок, голчасті клапана яких на цей момент залишаються закритими (рис. 3.12, б)

Заповнюючи канали між модулем і форсунками, газ впливає на датчик тиску. Інформація про фактичний тиск, отримана з датчика, надходить на блок керування двигуном і використовується при обчисленні необхідного часу відкриття форсунки для забезпечення заданої величини циклової подачі.

На підставі отриманої інформації блок управління формує сигнал, що подається на блок керування гідроприводом форсунок. Під дією сигналу золотник блоку переміщується і подає керуюче масло на привід форсунок (рис. 3.12, в). Відкриваючись, форсунки виконують подачу газу в камеру згоряння двигуна.

Після зняття керуючого сигналу з блоку управління гідроприводом форсунок золотник, переміщуючись, перемикає масло з контуру гідроприводу на злив, в результаті чого клапана форсунок закриваються, і подача палива припиняється (рис. 3.12, г).

Зняття сигналу з блоку управління головним відсічним клапаном призводить до його закриття, і система повертається в початковий стан (рис. 3.12, а).

У розглянутій схемі подачі газу в робочий циліндр застосовано двоступеневе підключення спочатку через головний відсічний клапан, а потім через клапана форсунок. Таке рішення дозволяє підвищити рівень безпеки експлуатації, а в разі необхідності, очистити пошкоджені порожнини, продув їх через спеціальні клапана інертними газами.

Загальний устрій газової форсунки представлено на рис. 3.13.

Встановлюються газові форсунки по дві на циліндр в спеціальних колодязях, виконаних в кришці циліндра і розташованих в безпосередній близькості від форсунок рідкого палива. Газ підводиться до форсунки через

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

свердління в кришці циліндрів і надходить до запірного конусу голчастого клапана через отвори в її корпусі. Для запобігання витоків газу між корпусом форсунки і кришкою циліндра встановлюються ущільнюючі кільця. Порожнини, розташовані за межами ущільнень, з'єднуються із загальною вентиляційною системою.

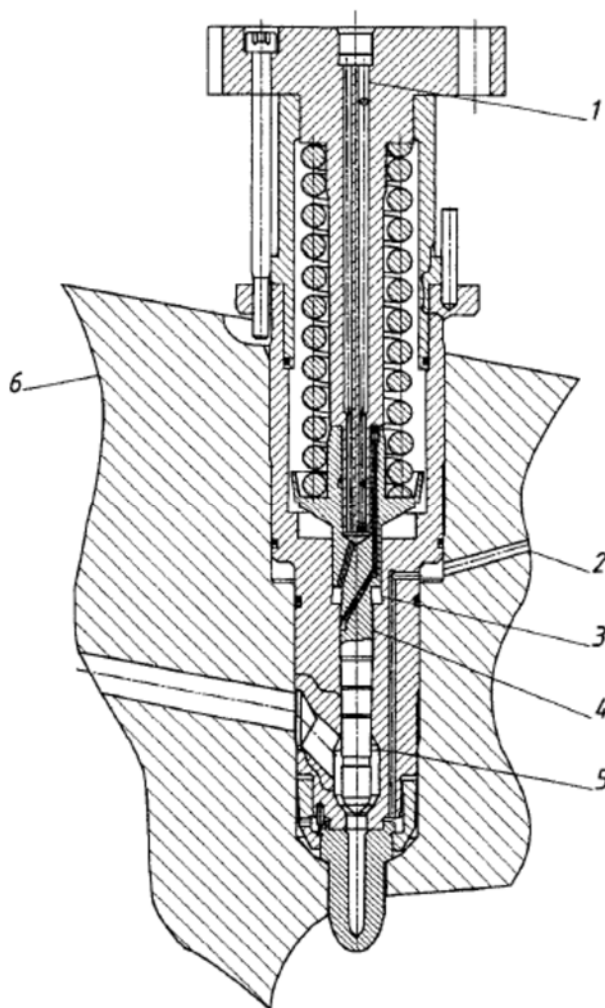


Рисунок 3.13 – Газова форсунка двигуна: 1 – канал підведення керуючого масла; 2 – вентиляційний канал; 3 – порожнина гідравлічного управління голчастим клапаном; 4 – голчастий клапан; 5 – газова порожнина; 6 – кришка циліндра

У закритому стані голчастий клапан утримується за рахунок зусилля пружини, діючої на тарілку, виконану з ним як одне ціле. У нижній частині голчастого клапана є борт, прецизійно підігнаний до корпусу, що виконує роль

гідравлічного поршня. По каналах в направляючій і в тілі голчастого клапана масло від модуля управління подачею надходить в кільцеву порожнину під бурти, змушуючи голчастий клапан відкриватися. Для запобігання просочування газу між голчастим клапаном і корпусом розпилювача в зазор між ними постійно подається спеціальне ущільнююче масло під тиском на 0,2...0,3 МПа вище, ніж тиск газу перед розпилювачем. Ущільнююче масло надходить по системі каналів в кільцеву проточку на тілі голчастого клапана.

3.5 Особливості системи управління двигуном

На додаток до стандартної системи управління (МЕ), спеціальна система (газова частина (ГЧ)) встановлюється для управління подачею газу і контролю безпеки, коли двигун працює на стисненому газоподібному паливі (рис. 3.14) ГЧ пов'язує разом всі двопаливні частини внутрішньої і зовнішньої системи.

ГЧ розроблена як додаток до стандартної системи управління МЕ. Таким чином, панель на містку 10, головна панель управління 11 і локальна панель управління 13 оснащені лампою індикації роботи на газі.

Всі операції в газовому режимі виконуються виключно з машинного відділення, а робота з містка однакова, як на газі, так і на мазуті.

Управління газовим паливом

Система управління газовим паливом складається з трьох частин:

- управління впорскуванням газу та запальною дозою;
- управління установкою газового палива;
- управління безпекою газового палива.

Управління впорскуванням газу та запальною дозою – це додаткова функція, що додається до блоку управління двигуном 14 і блоку управління циліндром 16 системи МЕ, в той час як управління газовою установкою і контроль безпеки здійснюються додатковими блоками: основний 7 і додатковий блок управління газовим паливом 6, блок безпеки газового палива 8 і циліндровий блок безпеки газового палива 9.

					BMP.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

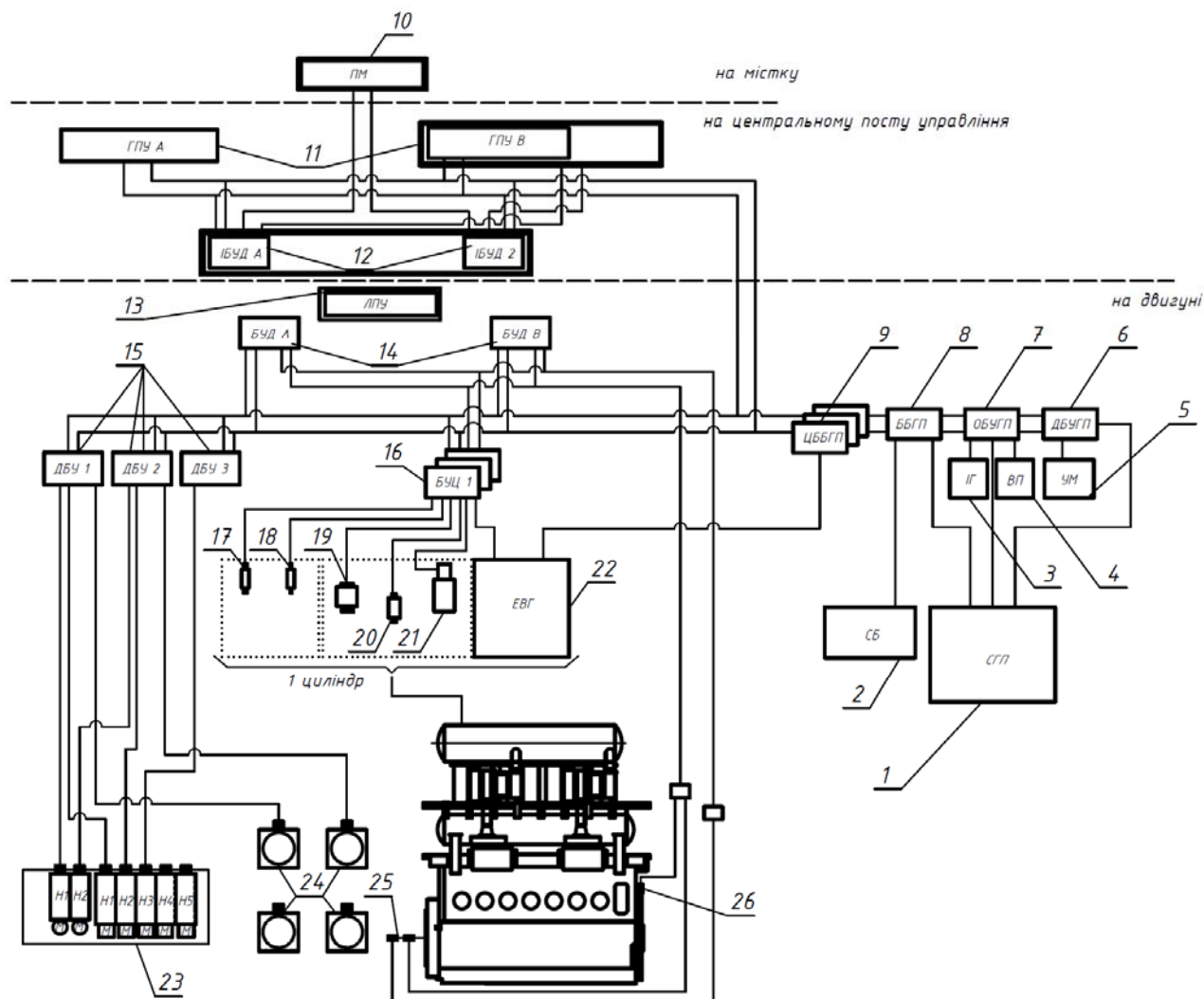


Рисунок 3.14 – Система управління головним двигуном: 1 – система газопостачання; 2 – система безпеки; 3 – інертний газ; 4 – вентиляційне повітря; 5 – ущільнювальне масло; 6 – додатковий блок управління газовим паливом; 7 – основний блок управління газовим паливом; 8 – блок безпеки газового палива; 9 – циліндровий блок безпеки газового палива; 10 – панель на містку; 11 – головна панель управління; 12 – інтерфейсний блок управління двигуна; 13 – локальна панель управління; 14 – блок управління двигуном; 15 – допоміжний блок управління; 16 – блок управління циліндром; 17 – датчик положення паливного насосу; 18 – датчик положення випускного клапана; 19 – актюатор лубрикаторної системи змащення; 20 – актюатор пускового клапана; 21 – багатоходовий клапан; 22 – електронне впорскування газу; 23 – гідравлічний блок живлення; 24 – допоміжна повітродувка; 25 – енкодер; 26 – датчик кутових переміщень

Управління впорскуванням газу та запальною дозою

Завдання управління впорскуванням газу та запальною дозою полягає в тому, щоб визначити кількість газового палива і кількість запальної дози в при роботі в різних режимах.

Управління установкою газового палива

Управління установкою газового палива має наступні функції:

- функція А – контролює подачу газу з системи подачі паливного газу в двигун безпечним способом;
- функція В – перекриває подачу газу в двигун після закінчення роботи на газі.

Функція А:

- очищає газові труби від атмосферного повітря до подачі газу;
- запускає двотрубну систему вентиляції і включає виявлення витоків;
- поетапно подає газ до двигуна і перевіряє наявність витоків і правильну роботу клапана, при цьому тиск газу збільшується;
- запускає систему ущільнювального масла при попаданні газу в кришку циліндра.

Функція В:

- закриває запірні клапани (газова арматура);
- скидає тиск газу;
- зупиняє ущільнювальну масляну систему;
- починає продування газових труб;
- зупиняє двотрубну вентиляцію.

Крім того, завдання управління установкою газового палива – управляти перемиканням між двома режимами: газовий режим та режим роботи на рідкому паливі.

Управління установкою газового палива може управляти всім газовим обладнанням. Для роботи потрібно, щоб управління безпекою дозволяла їй працювати, в іншому випадку управління безпекою буде скасовувати і повернеться в безпечний для газу стан.

					<i>BMP.142.6221м.06.03.ПЗ</i>	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Управління безпекою газового палива

Завдання управління безпекою газового палива – контролювати:

- ручне і зовнішнє автоматичне відключення газу;
- сигнал зупинки двигуна від системи безпеки двигуна;
- двухтрубна вентиляція і герметичність;
- тиск ущільнювального масла;
- тиск газу;
- тиск згоряння в межах норми;
- герметичність газової форсунки.

Якщо буде виявлено одна з вищезазначених несправностей, газовий запобіжник запускає послідовність відключення паливного газу:

- головний газовий клапан закривається;
- клапани електронного впорскування газу 22 будуть відключені;
- паливний газ буде випущений шляхом відкриття газоотводного клапана, продувних клапанів;
- система газопроводів буде продута інертним газом.

Принципи безпеки системи управління двигуном

Робота в газовому режимі не впливає на маневреність судна, так як двигун буде продовжувати працювати на рідкому паливі, якщо станеться ненавмисна зупинка подачі газу. Двома основними принципами безпеки обладнання для газу є в порядку пріоритетності:

- безпека персоналу повинна бути принаймні на тому ж рівні, що і для звичайного дизельного двигуна;
- несправність двопаливного обладнання повинна призводити до зупинки роботи на газі і переходу в режим рідкого палива, які в деякій мірі доповнюють один одного.

Основна панель управління

Основна панель управління є спільною для МЕ системи та газової частини. Всі ручні операції можна запустити з основної панелі управління.

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Функції основної панелі управління включають засоби для ручного запуску або зупинки роботи на газу.

Крім того, можна переключатися між різними режимами роботи, і оператор має можливість вручну ініціювати продування газового трубопроводу інертним газом.

Додатковий блок управління газовим паливом (ДБУГП) та основний блок управління газовим паливом (ОБУГП)

Коли «Запуск двопаливного режиму» запускається оператором вручну, ОБУГП запускає послідовність автоматичного запуску.

ОБУГП і ДБУГП містять функції, необхідні для управління і моніторингу допоміжних систем. Вони контролюють:

- запуск/зупинка насосів, вентиляторів і системи газопостачання;
- герметизація уставок тиску масла;
- уставки тиску в системі газопостачання;
- продування інертним газом;

ОБУГП контролює стан наступного:

- система газопостачання;
- ущільнювальна масляна система;
- двухтрубная вентиляція;
- система інертного газу;

і, якщо збій все ж станеться, ОБУГП автоматично перерве роботу в режимі запуску газового режиму та поверне установку в режим рідкого палива.

Блок безпеки газового палива (ББГП)

ББГП здійснює моніторинг безпеки системи паливного газу і контролює відключення паливного газу.

ББГП контролює наступне:

- витік газу в зовнішню трубу подвійного трубопроводу;
- трубна вентиляція подвійного трубопроводу;
- тиск ущільнювального масла;
- тиск паливного газу;

					ВМР.142.6221м.06.03.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– сигнал готовності циліндрового блоку безпеки газового палива.

Якщо один з перерахованих вище параметрів (що відносяться до відповідного стану паливного газу) відрізняється від нормального робочого значення, БПГП скасовує будь-які інші сигнали, і відключення газу буде реалізовано.

Після усунення причини припинення подачі газу можна відновити роботу на паливному газі вручну.

Циліндровий блок безпеки газового палива (ЦББГП)

Призначення ЦББГП – контролювати готовність циліндрів до впорскування паливного газу.

ЦББГП відстежує:

1) Коливання тиску газу в газовому блоці:

- негерметичність і несправність газової форсунки;
- негерметичність продувочного клапана;
- відновлення протікання клапана і несправність (при наявності);
- сенсорний контроль.

2) Тиск у циліндрі двигуна:

- низький тиск стиснення;
- занадто високий максимальний тиск;
- низький тиск розширення/пропуски запалювання;
- занадто швидке підвищення тиску згоряння.

3) Падіння тиску в акумуляторі паливного газу при впорскуванні.

Якщо один з параметрів є ненормальним, клапан електронний клапан закривається, і блокування подачі паливного газу активується ЦББГП.

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Матвеев В.В.			ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ				Літ.	Аркуш	Аркушів		
										80	13		
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 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 [12].

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).

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

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.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна 7ДКРН60/280

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;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

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

4.2.1 Небезпечні фактори в машинному відділенні

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.

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.

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 ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

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

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

Небезпека виникнення пожежі. 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 досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [13].

4.2.2 Шкідливі фактори в машинному відділенні

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 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.

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						84
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі.

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 індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ [14].

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 ГОСТ 12.1.003-83.

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 ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот». Загальні вимоги безпеки. 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), спричиняють виражений вплив на організм людини.

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 12.1.005 – 88. 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»

Нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, є ГОСТ 12.1.005-88 та 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.

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 сходинах трапа і проходах - не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів - 75 лк, на сходинах трапа - 20 лк [15].

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3 Дії екіпажу при гасінні пожежі

4.3.1 Боротьба з пожежами на судах

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

- 1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;
- 2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;
- 3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, суднові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;
- 4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;
- 5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

Д – пожежі, викликані загорянням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних судових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

Вуглекислий газ використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Порошки теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

4.3.2 Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Система призначена для гасіння пожеж вуглекислим газом об'ємним способом в машинних, котельних і насосних відділеннях, приміщеннях аварійних дизель-генераторів і пожежних дизель-насосів, в суховантажних і рефрижераторних трюмах, комор, виробничих та інших приміщеннях, передбачених Правилами Регістру.

Система вуглекислотного пожежогасіння складається з наступних основних елементів: балонів для зберігання вуглекислого газу; балонів пускових (при дистанційному управлінні системою); колекторів: сигнальних, збірних групових та розподільчих; трубопроводів (труб і арматури); випускних сопел; пускових і сигнальних пристроїв; контрольно-вимірювальних приладів.

1. Необхідна кількість вуглекислого газу:

$$G = 1,79 \times V_n \times \varphi, \text{ кг}$$

де $V_n = 3600 \text{ м}^3$ – об'єм приміщення (75% від об'єму машинного відділення);

$\varphi = 0,35$ – коефіцієнт заповнення приміщення вуглекислим газом;

$$G = 1,79 \times 3600 \times 0,35 = 2255,4 \text{ кг.}$$

2. Маса вуглекислого газу в одному балоні:

$$G_{\phi} = \kappa \times V_{\phi}, \text{ кг}$$

де $V_{\phi} = 40 \text{ л}$ – об'єм балону;

$\kappa = 0,675 \text{ кг/л}$ – коефіцієнт заповнення балонів;

$$G_{\phi} = 0,675 \times 40 = 27 \text{ кг.}$$

3. Необхідна кількість балонів:

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						89
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_1 = \frac{G}{G_6} = \frac{2255,4}{27} = 84$$

4. Розміщуємо балони в двох станціях. До встановлення приймаємо у одній станції 2 батареї по 21 балонів і 3 пускових балона стисненого повітря (один резервний).

5. Діаметр збірного колектору для вуглекислотної батареї, яка складається з 21 балонів:

$$d_1^{(21)} = d_0 \times \sqrt{n}, \text{ м}$$

де $d_0 = 0,01$ м – діаметр отвору випускної головки балона;

$n = 21$ – кількість одночасно відкриваємих балонів;

$$d_1^{(21)} = 0,01 \times \sqrt{21} = 0,046 \text{ м.}$$

6. Діаметр з'єднувальної труби для 42 балонів:

$$d_1^{(42)} = 0,01 \times \sqrt{42} = 0,065 \text{ м.}$$

7. Відповідно до ООП5.9586, з урахуванням мінімальної товщини стінки за Правилами Регістру, приймаємо:

– для збірного колектору батареї з 21 балонів - трубу 57×5 ($d_2^{(21)} = 0,046$ м);

– для з'єднувальної труби - трубу 76×5 ($d_2^{(42)} = 0,065$ м).

8. Діаметр трубопроводу до захищеного приміщення:

$$d_3 = 0,8 \times d_2^{(42)} = 0,8 \times 0,065 = 0,052 \text{ м.}$$

9. Відповідно до ООП5.9586, з урахуванням мінімальної товщини стінки за Правилами Регістру, приймаємо трубу 57×5 ($d_4 = 0,052$ м).

10. Розрахункова кількість випускних сопел:

$$n_2 = \frac{0,8 \times d_4^2}{d_5^2} = \frac{0,8 \times 0,052^2}{0,015^2} = 12 \text{ шт}$$

де $d_5 = 0,015$ м – діаметр випускного сопла.

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

11. Час випуску вуглекислого газу:

$$T = 0,85 \times t \times \frac{n_1 \times d_0^2}{n_2 \times d_5^2} = 0,85 \times 40 \times \frac{42 \times 0,01^2}{21 \times 0,015^2} = 110 \text{ с}$$

де $t = 40 \text{ с}$ – час випорожнення балона.

12. Об'єм пускового балона стисненого повітря:

$$V_{\text{пб}} = \frac{(P_1 + P_a) \times (V_1 + V_2)}{0,9 \times (P_0 - P_2)}, \text{ л}$$

де $P_1 = 1 \text{ МПа}$ – робочий тиск повітря в пневмопристрої;

$P_a = 0,1 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск, МПа;

$P_0 = 3,0 \text{ МПа}$ – початковий тиск повітря в балоні;

$P_2 = 1,5 \text{ МПа}$ – кінцевий тиск повітря в балоні;

V_1 – сумарний об'єм циліндрів одночасно розкриваємих пневмопристрої, л;

V_2 – об'єм заповнюваних трубопроводів стисненого повітря, л.

$$V_1 = V_1' + V_1'',$$

де V_1' – об'єм одночасно включених пневмоциліндрів тросового приводу пуску вуглекислотних батарей, л;

$V_1'' = 0,4 \text{ л}$ – об'єм пневмоциліндра дистанційно-керованого клапана.

$$V_1' = v \times n' = 0,2 \times 10 = 2 \text{ л},$$

де $v = 0,2 \text{ л}$ – об'єм одного пневмоциліндра;

$n' = 10$ – число пневмоциліндрів.

$$V_1 = 2 + 0,4 = 2,4 \text{ л}$$

$$V_2 = \frac{\pi \times d^2}{4} \times L \times 10^3, \text{ л}$$

де $d = 0,01 \text{ м}$ – внутрішній діаметр трубопроводу стисненого повітря;

$L = 150 \text{ м}$ – довжина трубопроводу;

$$V_2 = \frac{3,14 \times 0,01^2}{4} \times 150 \times 10^3 = 11,8$$

$$V_{нб} = \frac{(1 + 0,1) \times (2,4 + 11,8)}{0,9 \times (3 - 1,5)} = 11,6$$

Приймаємо до установки пускові балони типу 12-100 за ГОСТ 949.

13. Витрата вільного повітря:

$$V_{нб} = \frac{V_{нб} \times (P_0 - P_2)}{P_a \times t} = \frac{0,012 \times (3 - 1,5)}{0,1 \times 2} = 0,09 \text{ м}^3/\text{с},$$

де $t = 2 \text{ с}$ – час спрацьовування пневмопристроїв.

Приймаються до установки редукційний клапан по ГОСТ 5.5143,
 $P_p = 6 - 1,5 \text{ МПа}$; $P_{ред} = 2 - 1 \text{ МПа}$.

Висновки до розділу

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації обладнання та механізмів, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм членів екіпажу на судні.

					ВМР.142.6221м.06.04.ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ВМР.142.6221м.06.05.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Матвеев В.В.				ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА			Літ.		Аркуш	Аркушів	
											93	7	
Керівник		Тимошевський Б.Г.							НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

Визначення економічного ефекту від модернізації і вдосконалення суднового механізму

Мета економічного розділу полягає у доведенні доцільності модернізації енергетичної установки та удосконалення конструкцій і умов роботи суднових механізмів шляхом розрахунку річного економічного ефекту [14].

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

$$E_p = (B_{\delta} - B_{np}) \times A_{np}, \quad (5.1)$$

де B_{δ} 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 (5.1) значення приведених витрат і згрупувавши їх за елементами, отримуємо нову формулу для розрахунку (5.2), яка дозволить значно скоротити розрахунок за окремими статтями витрат:

$$E_p = [(B_{\delta} + E_n \times K_{\delta}) - (B_{np} + E_n \times K_{np})] \times A_{np} = [(B_{\delta} - B_{np}) - E_n \times (K_{np} - K_{\delta})] \times A_{np} = (\Delta B - E_n \times K_{\delta}) \times A_{np}, \quad (5.2)$$

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

K_{δ} – додаткові інвестиції на модернізацію і удосконалення суднового 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 капітальні вкладення на спорудження судна, а досить

визначити капітальні витрати на заміну старих пристроїв новими, або на їх модернізацію. Таким чином, при розрахунках економічного ефекту достатньо визначити додаткові капітальні 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 суднових механізмів

У дипломному проекті, модернізації піддалася паливна система двигуна, а саме, до паливної системи двигуна було включено додаткове обладнання, що дозволяє використовувати у головному двигуні газове паливо. У результаті суттєво 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 7ДКРН60/280 загальною вартістю \$ 1,8 млн.;
- зменшення витрати важкого палива з 0,173 кг/(кВт×год) до 0,0088 кг/(кВт×год) та витрата газового палива – 0,144 кг/(кВт×год) .

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:

$$C_n = C_0 - \sum_{i=1}^m C_{0i} + \sum_{j=1}^n C_{nj}, \quad (5.3)$$

					ВМР.142.6221м.06.05.ПЗ	Аркуш
						95
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

C_{nj} – сумарна ціна нових агрегатів та вузлів ($C_{nj} = 656000$ \$);

m – кількість агрегатів СЕУ, що модернізуються (у нашому випадку $m=1,0$);

n – кількість нових агрегатів СЕУ (у нашому випадку $n=1,0$).

Оптова ціна базових двигунів приймається за даними заводу-будівника. У нашому випадку $C_{\delta} = 18000000$ \$;

$$C_n = 1800000 - 0 + 656000 = 2456000\$$$

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:

$$K_{\delta n} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{\delta i}. \quad (5.4)$$

$$K_{\delta n} = 2456000 \times 1 - 0 \times 1 = 2456000\$$$

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 10 \$ (для закордонних виробників – від 70 до 100 \$). Додаткові інвестиції зводимо до таблиці 5.1.

					ВМР.142.6221м.06.05.ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 – Додаткові інвестиції

Вид робіт	Тривалість, людино- години	Вартість нормо- год., \$	Вартість робіт (K _в), \$
Монтаж системи	16	100	1600
Настройка автоматики	6	120	720
Випробування двигуна	8	60	480
Регулювання елементів системи	18	80	1440
Всього	48	-	4240

Таким чином, додаткові інвестиції складуть величину:

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

$$K_{\partial} = 2456000 + 4240 = 2460240 \$.$$

Розрахунок експлуатаційних витрат судна

Оскільки після модернізації періодичність T_{ϵ} 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_{ϵ}), 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:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_0$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 2460240 = 491200 \$.$$

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

$$B_{пал} = N \times g_e \times T_e \times B_n$$

де N – потужність двигуна (для базових та модернізованих двигунів при 100% навантаженні – 17920 кВт);

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,173 кг/(кВт×год); для модернізованого двигуна – 0,144 кг/(кВт×год) природного газу, для запальної дози рідкого палива – 0,0088 кг/(кВт×год);

T_e – години роботи двигуна при повному навантаженні на дизельному паливі в рік, (для базового та модернізованого двигуна – 2600);

B_n – вартість 1 кг палива, \$, для дизельного палива 0,8 \$, для газу 0,64 \$.

$$B_{пал(Б)} = 17920 \times 0,173 \times 2600 \times 0,8 = 6448332,8 \$$$

$$B_{пал(М)} = 17920 \times 0,144 \times 2600 \times 0,64 + 17920 \times 0,0088 \times 2600 \times 0,8 = 4293918,72 + 328007,68 = 4621926,4 \$$$

Додатковий економічний ефект від зменшення витрат палива виникає в результаті зменшення питомої витрати палива внаслідок використання додаткової присадки.

Результати розрахунків занесемо до таблиці 5.2.

					BMP.142.6221м.06.05.ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $B_{ам}$	—	491200	491200
Витрати на паливо $B_{пал}$	6448332,8	4621926,4	– 1826406,4
Всього	6448332,8	5113126,4	– 1335206,4

Обчислення техніко-економічних показників проекту

Загальний балансовий річний прибуток Π_6 розраховують за формулою:

$$\Pi_6 = \Delta B - E_n \times K_n$$

$$\Pi_6 = (6448332,8 - 4621926,4) - 0,2 \times 2460240 = 1335206,4 \$$$

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

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

$$\Pi_ч = 0,82 \times 1335206,4 = 1094869,25 \$$$

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

$$T_{OK} = K_d / \Pi_ч$$

$$T_{OK} = 2456000 / 1094869,25 = 2,24 \text{ року}$$

Таким чином, запропоновані в проекті заходи дозволяють зекономити близько \$ 1826406 на рік, в основному, за рахунок економії важкого палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 2,24 року.

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даної дипломної роботи розглянуто передумови використання горючих газів в якості палива, специфіку робочого процесу та проблеми конвертації суднових двигунів. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що єдиним економічно виправданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу – промислової підготовки. Визначено, що для двигуна 7ДКРН60/280 найефективнішою буде газодизельний цикл.

Також були розглянуто питання: розміщення газового обладнання на судні «MERKUR FJORD»; особливості роботи двигуна 7ДКРН60/280 на газовому паливі; обґрунтування запропонованих технічних рішень шляхом виконання теплового розрахунку робочого циклу двигуна; модернізація паливної системи двигуна та особливості системи управління двигуном.

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 двигуна 7ДКРН60/280. Розглянуто заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головного двигуна.

					ВМР.142.6221м.06.ПЗ	Аркуш
						100
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ 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. **Фомин Ю.А., Горбань А.И.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с
6. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. **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.
8. **Зенкин А.С., Петко В.И.** Допуски и посадки в машиностроении: Справочник.-3-е издание. – К.: Техника. 1990.
9. **Балабанов А.Н.** Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов. 1992.
10. **Кузьменко В.К.** Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.
11. **Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н.** Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
12. **Юдицкий Ф.П.** Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

					<i>ВМР.142.6221м.06.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		101

13. **Нунупаров С.М.** Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

14. **Захаров Ю.В., Шостак В.П., Марченко С.Г.** Технико-экономическое обоснование технических решений в судовой энергетике. Учебное пособие, – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.

					<i>ВМР.142.6221м.06.ПЗ</i>	Аркуш
						102
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		