

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Використання у головному судновому двигуні Wartsila 6RT-Flex50-B газowego палива на основі природного газу

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22з
_____ ***Дзюбенко А.М***
(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Галинкін Ю.М.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 77 сторінок, 44 рисунки, 5 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс заходів для зниження витрат на паливну складову суднової енергетичної установки з головним двигуном Wartsila 6RT-Flex50-B шляхом використання газового палива. Виконано економічні розрахунки ефективності використання запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, газове паливо, зріджений газ, витрати

Abstract

The diploma project includes 77 pages, 44 drawings, 5 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project developed a set of measures to reduce the cost of the fuel component of the marine power plant with the main engine Wartsila 6RT-Flex50-B through the use of gas fuel. The economic calculations of efficiency of the use of the proposed technical solutions are executed.

Keywords: internal combustion engines, gas fuel, liquid natural gas, costs

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	6
1.1 Опис судна	6
1.2 Опис енергетичної установки	9
1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна.....	9
РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ природнього газу В	26
2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна	26
2.3 Суднові системи подачі газового палива малооборотних двигунів, що працюють на природньому газі	37
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТА СУДНОВОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА	42
3.1 Впровадження суднових малооборотних газових двигунів на флоті	42
3.2 Концепція суднового малооборотного газового двигуна, що працює на природньому газі	45
3.2.1 Особливості роботи суднового ДВЗ на газу	45
3.2.2 Концепція суднового малооборотного газового двигуна	47
3.2.3 Режим роботи двигуна.....	50
3.2.4 Контроль викидів газу в паливній системі двигуна	53
3.3 Суднова система подачі газового палива	54
3.4 Система впорскування газового палива	59
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	67
4.1 Заходи для забезпечення безпечної експлуатації суднового газового малооборотного двигуна.....	67
4.2 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно- котельному відділенні.....	68
4.3 Дії екіпажу в надзвичайних ситуаціях	71
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	76

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Дзюбенко А.М.			Використання у головному судновому двигуні Wartsila 6RT-Flex50-B газового палива на основі природнього газу	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Галинкін Ю.М.					3	77
						61-ТЕМма222з		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Високі ціни на нафтове паливо (MDO, HFO) змушують двигунобудівні компанії та судновласників шукати йому заміну та проводити пошук альтернативних джерел енергії. Одним з таких джерел є природний газ, який часто транспортують суднами торгівельного флоту.

Широкий досвід використання газового палива у двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів різного типу (наприклад автомобілів) існує у вітчизняній та зарубіжній промисловості. Але широке використання газових двигунів на флоті розпочалося лише протягом останніх десятиліть і пов'язано з активним розвитком електронних паливних систем, що дозволило сформулювати та використати концепцію двопаливного двигуна (для компенсації недостатнього розвитку газової інфраструктури).

Використання газового палива в серійних малообертових двигунах започаткувала фірма MAN Diesel & Turbo, яка, починаючи з 2012 року, отримала значну кількість замовлень на двигуни серії ME-GI. Перший з них був призначений для серії з двох контейнеровозів, замовлених компанією TOTE. В них використана перша газова система, розроблена для малообертового головного двигуна 8L70ME-C8-GI контейнеровозу з дедвейтом 3100 т. Це перше у своєму роді комерційний судно, що працює на природному газі, яке побудоване без будь-яких додаткових державних субвенцій. Судно побудоване суднобудівним заводом NASSCO, завершене в 2015 році.

Крім того, було замовлено ще десять машин СПГ до Teeka. Вони також оснащені газовими малообертовими двигунами, ці транспортні засоби для перевезення СПГ побудовані компанією DSME, і перше судно спущено на воду в 2016 році.

Перші два типи суден досить різні. Транспортні судна для перевезення СПГ вже мають на борту газове паливо, тому завдання по до оснащенню для

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

цього типу суден полягало в розробці ефективної системи газопостачання, що використовують як сам транспортний газ, так і випарки газу (BOG).

Обидва замовлення істотно змінили ринкові умови, оскільки вони встановлюють новий стандарт паливної ефективності суден та низький рівень шкідливих викидів.

Судновласник при цьому забезпечує себе конкурентоспроможним судном незалежно від того, яке паливо є найдешевшим. Це дуже важливо на сьогоднішньому ринку, коли конфлікти приходять у багаті газо-нафтові регіони.

Концепція малообертового газового двигуна пропонує паливну систему, що гарантує надійне згоряння палива, це забезпечує найвищу ефективність використання. Потужне згоряння також забезпечує високу ефективність з незначною долею детонації метану (дослідження показали не більше 0,2 %), коли двигун працював при низькому навантаженні.

Мета даного дипломного проекту – розробити схемні та конструктивні рішення, що забезпечать можливість використання у головному двигуні газового палива для зниження витрат на паливну складову.

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення комплексного аналізу використання природного газу в якості палива для суднових двигунів та визначення основних проблем переведення суднових двигунів на газ.

2. Модернізація паливної системи двигуна.

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

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис судна

HUA YUN (IMO 9566344) – перший нафтовий танкер у серії з двох одиниць, які були побудовані за загальними структурними правилами (common structural rules (CSR)) та має стандартне виконання за захисних шарів (performance standard for protective coatings (PSPC)) на верфі CSBC для судновласника, корпорації CPC, Taiwan. Власник судна брав участь у деяких аспектах проектування та будівництва [1].

Класифікація та позначення: нафтовий танкер, CMS(CAU)+BV: I +Hull +Mach Oil Tanker, CSR, CPS(WBT), ESP, +AUT-UMS, VCS, Unrestricted navigation, CARGOCONTROL , MON-SHAFT, INWATERSURVEY, CLEANSHIP 7+.

Гофровані перегородки з верхньою кришкою та посиленням дном були використані в конструкції вантажних нафтових резервуарів для легкого очищення танків та зменшення кількості залишкової нафти при розвантаженні. Вантажні нафтові танки та мазутні танки захищені конструкцією подвійного корпусу.

Чотири вантажних нафтових резервуара можуть використовуватися як резервуари для водяного баласту в надзвичайних ситуаціях, але кількість води для баласту достатня для баластових рейсів, навіть якщо вантажні нафтові танки не використовуються. Тестування моделі на фірмі HSVA, Німеччина, виявило швидкість експлуатації спроектованої форми корабля, яка була кращою, ніж вимоги власника судна.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Щоб відповідати вимогам PSPC, процес проектування та будівництва був відповідним чином скорегований. Включаючи з'єднувальні конструкції, особливості монтажу та зварювання, графік робіт, та інші аспекти спрямовані на задовільнення суворого нагляду судновласника та інспекторів.

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	182,00
Довжина між перпендикулярами, м	174,00
Ширина найбільша, м	32,20
Висота до головної палуби, м	17,30
Осадка, м	11,00
Дедвейт, т	40522
Швидкість судна при 90 % МСК, вуз	15,4
Об'єм вантажних трюмів, м ³	46518
Бункерний об'єм важкого палива, м ³	1513
Бункерний об'єм дизельного палива, м ³	189
Бункерний об'єм водяного баласту, м ³	18967

Одним з унікальних досягнень судна є те, що конструкція та будівництво відповідають вимогам BV "CLEANSHIP 7+". Це судно відповідає новим вимогам щодо захисту навколишнього середовища, і, під час випробувань, жодних речовин не було викинути в море протягом семи послідовних днів.

У Європі все більше і більше судновласників та портів вводять такі високі стандарти, а в Азії HUA YUN – це перше судно, яке задовільняє таким вимогам. Незважаючи на те, що конвенція управління баластними водами ще не вступила в силу, для захисту океанської екології була встановлена система очищення баласту озонного типу.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд контейнеровозу «HUA YUN»

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Опис енергетичної установки

Судно оснащується головним двигуном Wartsila 6RT-flex50-B, який виробляє 9960 кВт (MCR) при 124 обертів на хвилину, та дозволяє досягти швидкості судна 15,51 вузла (визначено в результаті морських випробувань). Цей тип двигуна обладнаний системою common rail для палива та сервоприводу з імпульсною масляною системою для змащування циліндрів, що забезпечує поліпшені витрати палива та масла в циліндрі. Сучасна система MAPEX-PR може визначати температуру стінки циліндрів і зношування для безперервного контролю поведінки поршневої групи та дає сигнал попередження, якщо виникають несприятливі умови. Дизельний головний двигун та генератори відповідають вимогам MARPOL за викидами NOx рівня II.

Суднова електроенергетична установка містить чотири дизельні генератори у складі двигунів Hyundai / HiMSEN7H17 / 28 та генераторів HHI-EES / HFC7 504-84K-EH потужністю 770кВт при 900 хв⁻¹. Один паровий котел AALBORG INDUSTRIES K.K. продуктивністю пари 18000 кг/год.

Вантажний електрогідравлічний кран DongNam SWL 10 тонни x 22 м.

1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна

Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см і оборотів від 67 до 127 хв⁻¹. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндричну потужність, фірма вдавалася до збільшення ходу поршня - збільшення відносини S/D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M, i), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см.) [2].

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

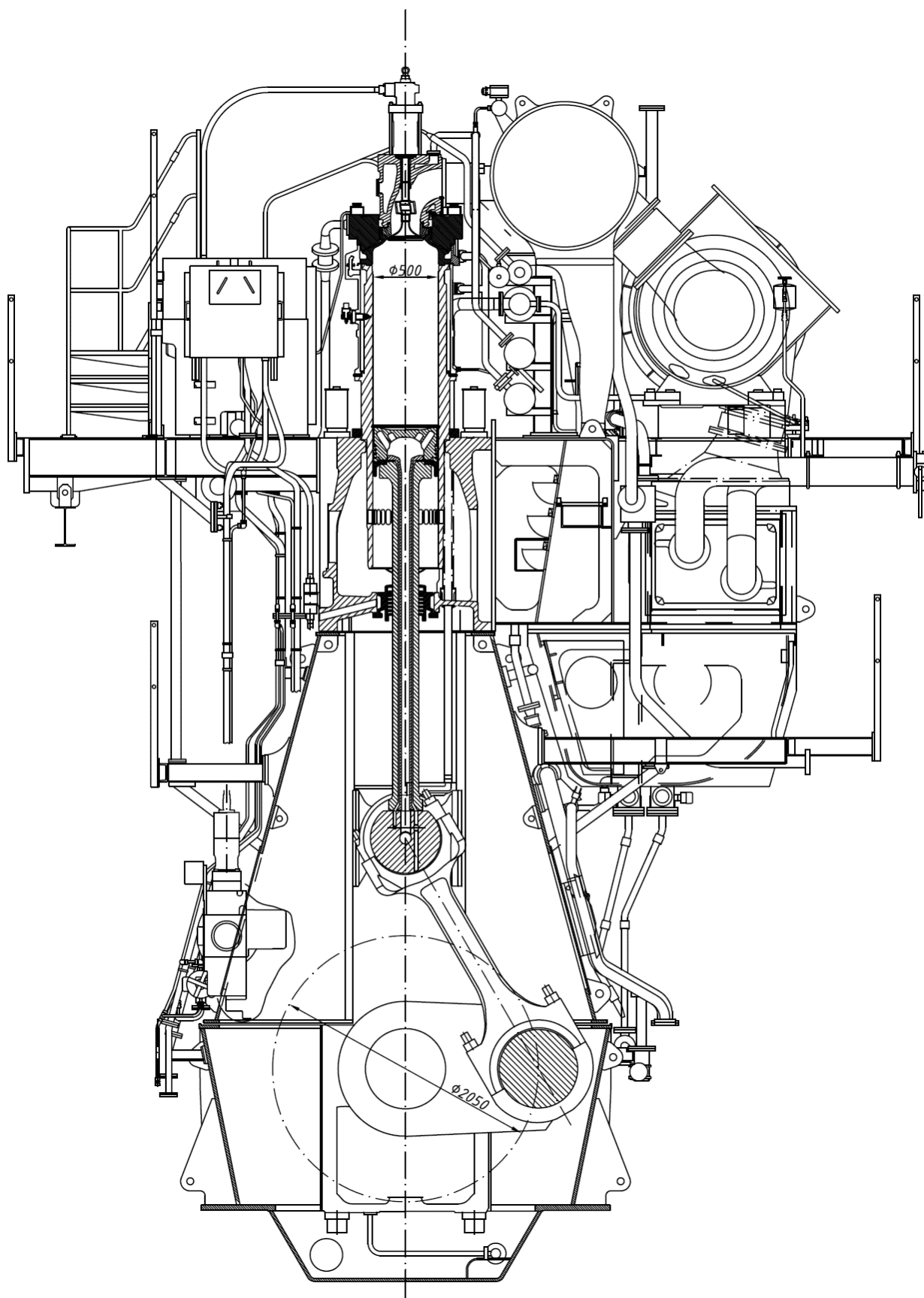


Рисунок 1.2 – Поперечний переріз двигуна Wartsila RT-flex50-B

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш 10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначалося на сумішоутворенні в камері згоряння і, тим самим, сприяло зниженню витрати палива.

Остов двигуна складається з чавунної литої фундаментної рами гондольного типу, окремих, для кожного циліндра, зварних колон, з'єднаних між собою болтами та індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що з'єднуються болтами в жорсткий єдиний блок. Розтягуючі зусилля сприймаються анкерними зв'язками. Упорний підшипник сегментного типу інтегрований в фундаментну раму. Колінчастий вал включає елементи, що складаються з поковок: мотильова шийка і дві щоки, в які запресовуються рамні шийки. Вкладиші рамних підшипників залиті спеціальним металом. Крейцкопфні підшипники мають тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. Їх змащення здійснюється під тиском, що забезпечує роботу підшипників в умовах гідростатичного тертя, при якому виключається контакт шийки металу та підшипника.

Сальники штоків поршня дозволяють істотно зменшити втрати циркуляційного масла (в середньому вони становлять 5...15 літрів/циліндр/день залежно від розмірності двигуна, режимів роботи) і запобігти забрудненню циркуляційного масла відпрацьованим циліндровим, що стікає з під поршневого простору.

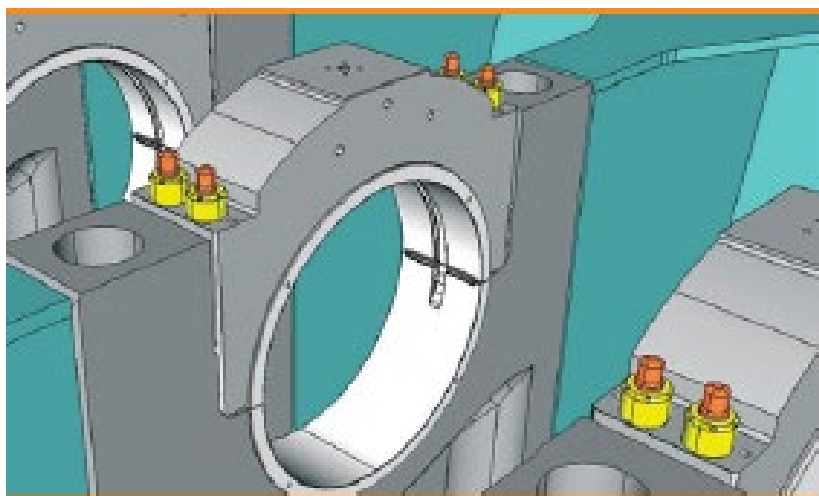


Рисунок 1.3 – Корінний підшипник

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

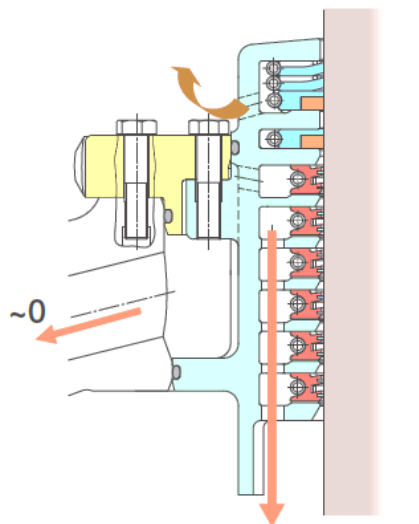


Рисунок 1.4 – Сальники штоку циліндру

Камера згоряння в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Добре зарекомендував себе в попередніх моделях принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камеру і сприймають основні теплові потоки, після низки удосконалень знайшов застосування і в двигунах ряду RTA. Підбір перерізів отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють керувати їхнім температурами і термічними напруженнями, а також напруженнями від механічних навантажень.

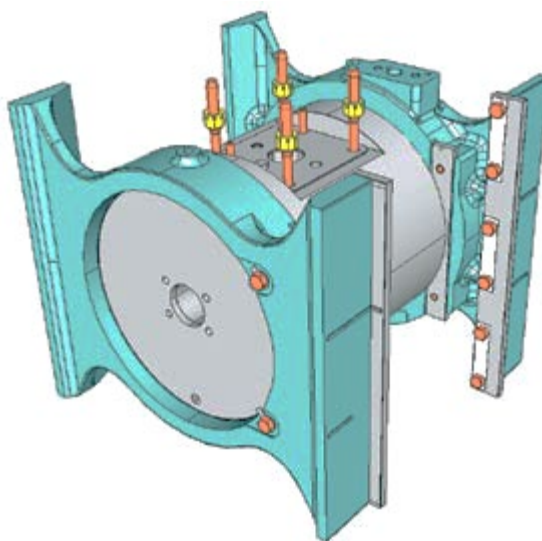


Рисунок 1.5 – Повзун

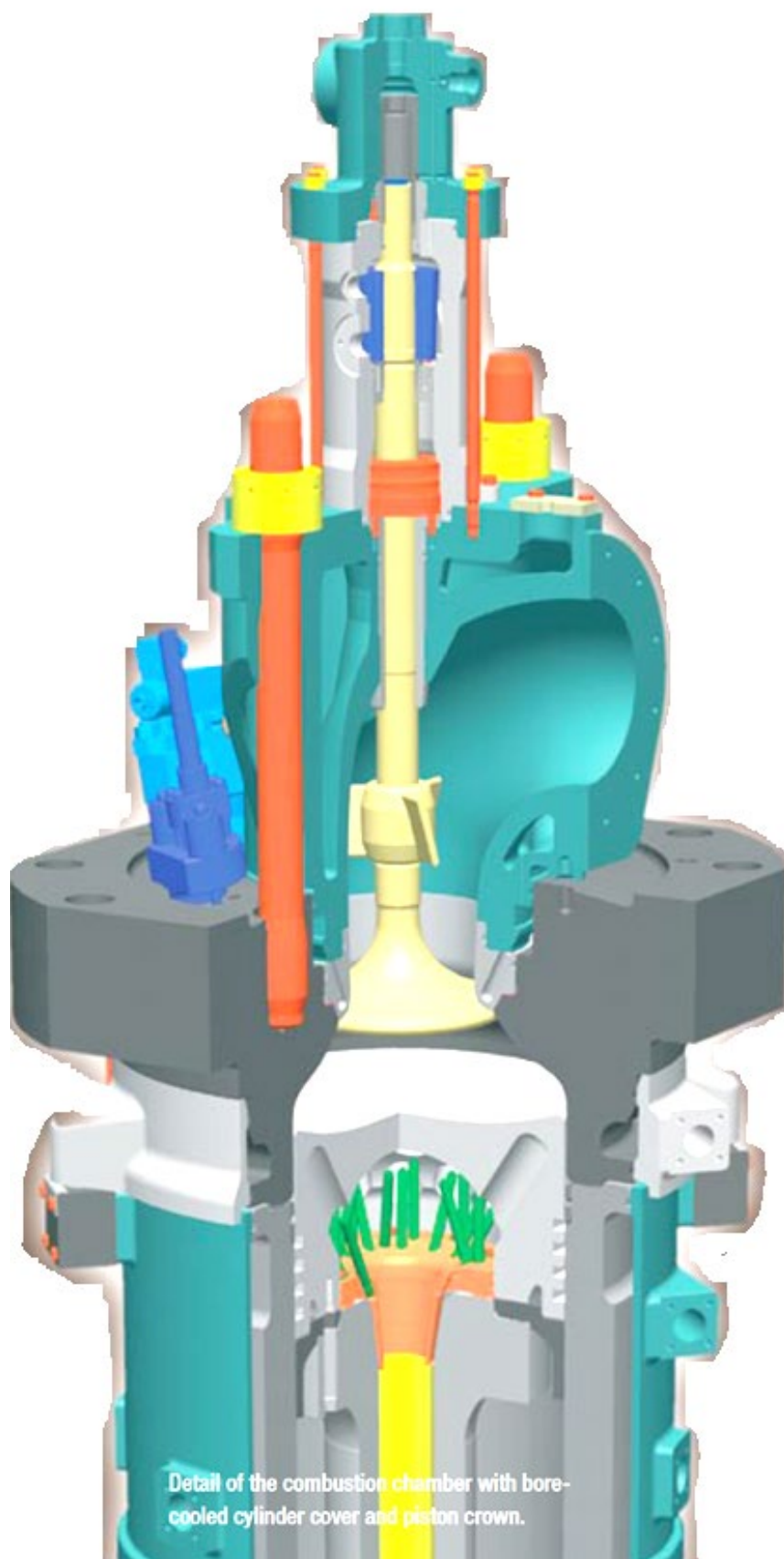


Рисунок 1.6 – Розріз циліндру двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Сталева кришка кріпиться до блоку вісьмома еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується вихлопний клапан, який розміщується в окремому корпусі, що виготовляється з жаростійкого сплаву Німонік 80А, що має антикорозійні властивості. Температури клапана в зоні ущільнювального конуса і сідла не перевищують 450 °С, що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії. Встановлений на штоку клапана імпеллер, під дією потоків газу, обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і чистоту поверхні. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором. Замість спіральної пружини, яка під впливом вібрацій періодично ламалася, для повернення клапана в закриті положення використовується пневматична пружина. На відміну від сталеві пружини, що раніше застосовувалася, повітряна пружина разом з гідравлічним актюатором забезпечує м'яку посадку клапана в сідло, що істотно покращує стан посадкового пояса.

У двигунах RTA-T з метою поліпшення умов для згоряння палива і підвищення економічності при переході на навантаження менше 50% збільшується ступінь стиснення в циліндрах. Це досягається шляхом більш ранньої посадки вихлопного клапана і, відповідно, більш раннім початком стиснення повітря.

Циліндро - поршнева група

Період часу між мотоочистками в сучасних малообертових двигунах у значній мірі визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. Тому фірма Зульцер розробила і впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включають:

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;
- ретельну обробку робочої поверхні втулок з глибоким хонінгуванням по всій їх довжині;

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- теплову ізоляцію втулок в середині ходу поршня а також установка ізольованих трубок в охолоджуючі свердління у верхній частині циліндрових втулок;

- попереднє профілювання всіх поршневих кілець;
- хромо-керамічне покриття верхніх кілець;
- обкатне покриття всіх інших кілець;
- установку анти-полірувального кільця у верхній частині втулок;
- збільшення товщини хромового покриття канавок поршневих кілець.

Ключовим елементом у цьому пакеті є глибоке хонінгування, що додає оптимальну мікроструктуру і ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

Антиполіровочне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагару на верхній поверхні головки поршня, що руйнує плівку масла на втулці і що сприяє поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримання температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації пари води. В іншому випадку неминуча холодна (сірчиста) корозія, що призводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині і установка ізольованих трубок в свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація. Боротьба з конденсацією води в циліндрах не виключає необхідності виділення вологи з надувочного повітря після повітроохолоджувача. Для цього за ним встановлюється високоефективний сепаратор води лопаточного типу.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її оновлення на всьому протязі ходу поршня. Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла в

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

залежності від навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрати. Витрата циліндрового масла складає 1,4 г/(кВт×год).

Знос циліндрів в двигунах РТА лежить в межах 0,1 мм/1000 годин, поршневих кілець – менше 0,4 мм/1000 годину. Низький знос і висока надійність дозволяють експлуатувати двигуни РТА між мотоочистками протягом трьох років.

Головки поршнів двигунів РТА 48 і 50 охолоджуються маслом, що надходять в шток поршня, а з нього у, вставлені в головку, сопла, з яких струмені масла направляються в свердління в головці. Злив масла з головки здійснюється через вставлену в шток трубу.

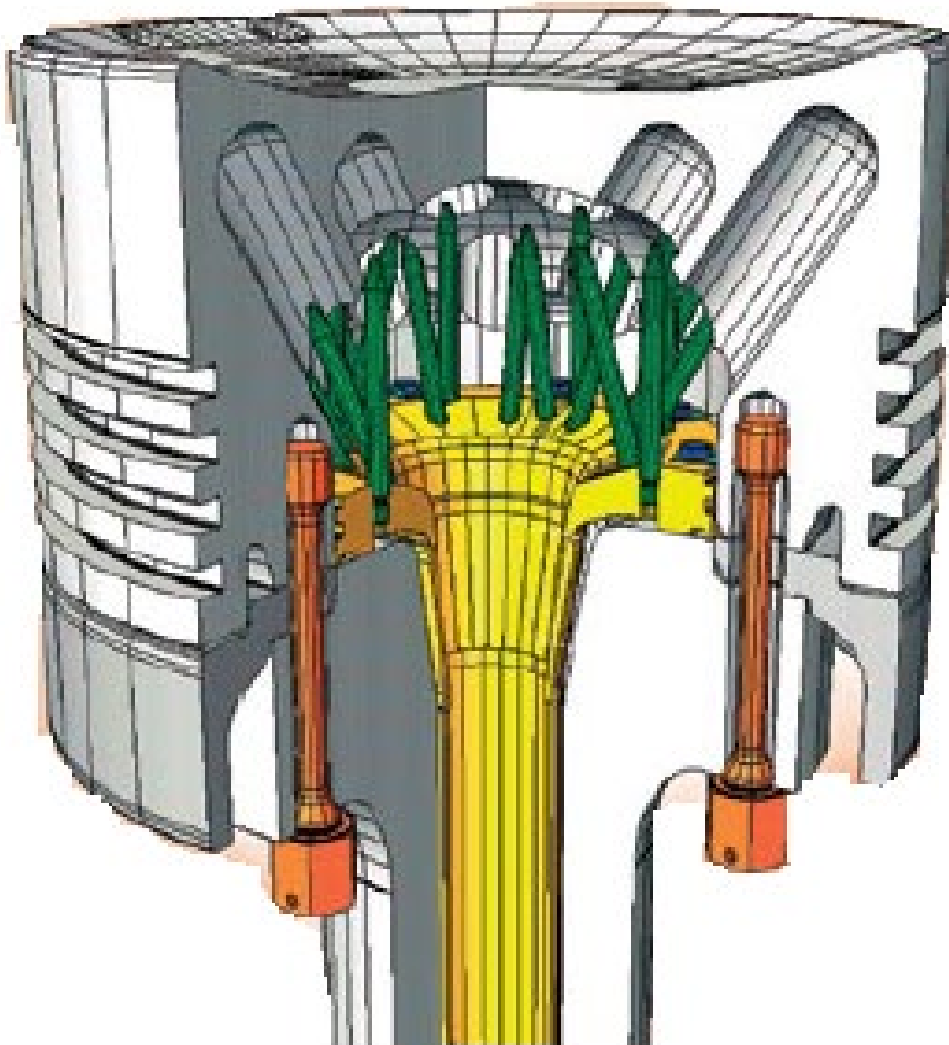


Рисунок 1.7 – Поршень

Особливу увагу було приділено надійності і ресурсу поршневих кілець, так перше (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття і заздалегідь заданий профіль робочої поверхні, решта кілець також спрофільовані і забезпечені покриттям, що забезпечує відсутність задирів при обкатці.

Колінчастий вал складається з двох частин включає об'єднані шатунні шийки-щоки, ковані з твердих злитків і корені шийки, які садять в щоки. Кожен корінний підшипник утримується еластичними штифтами.



Рисунок 1.8 – Установка колінчастого валу

Турбонадув і система надувного повітря

Двигун RT-flex з прямоточно-клапанною продувкою забезпечений випускними вікнами в нижній частині циліндра і єдиним центральним випускним клапаном в кришці циліндра. Надувне повітря подається системою надуву з постійним тиском, одним або декількома турбонагнітачами, що приводяться в обертання випускними газами. Для роботи на холостому ходу подача надувного повітря збільшується електрично-приводними вентиляторами часткового провітрювання.

Система складається з турбонагнітача, ресивера надувного повітря підвішеного типу з вбудованим перепускним клапаном, повітроохолоджувачів, вологовідокремлювачів і вентиляторів часткового провітрювання. Турбонагнітач встановлений на ресивері надувного повітря, також здійснюють підтримку випускного трубопроводу.

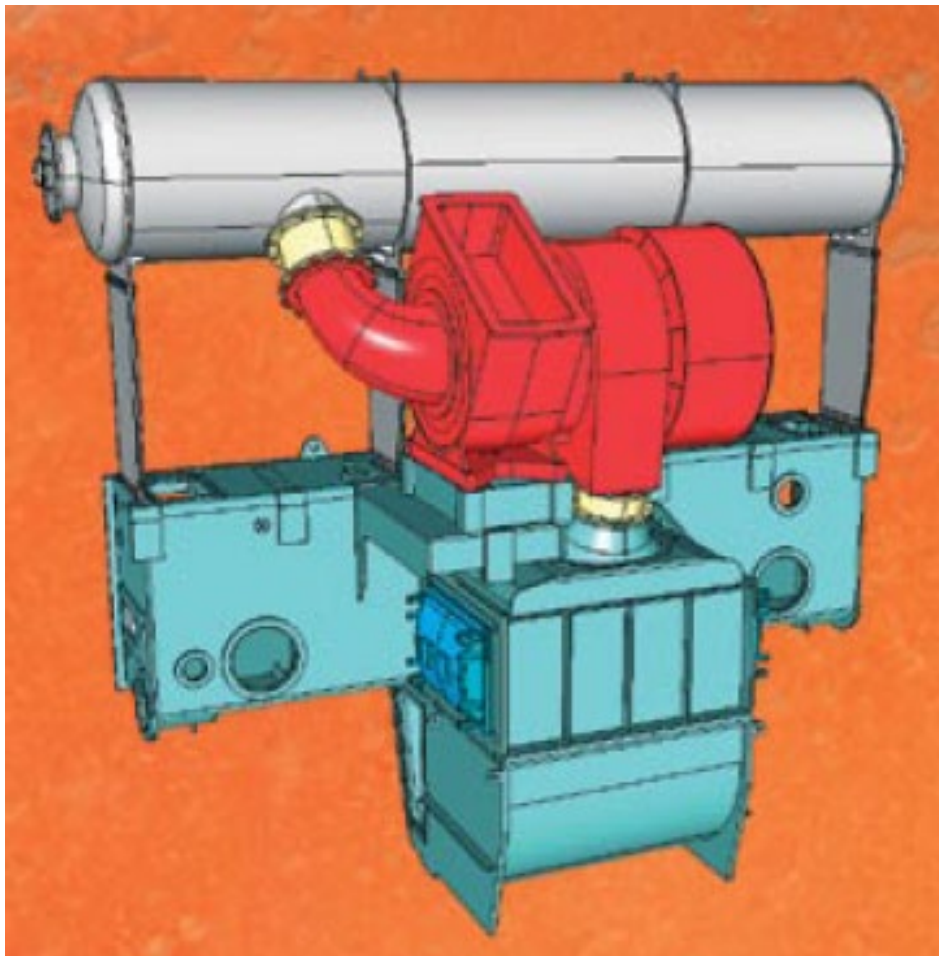


Рисунок 1.9 – Турбокомпресор и система надува

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Відразу після горизонтального повітряного охолоджувача надувне повітря різко змінює напрямок на 180° до циліндрів двигуна, через вертикальні вологовідокремлювачі. Високоєфективні вологовідокремлювачі складаються з рядних лопаток, які відхиляють повітряний потік і збирають воду. Щоб повністю видалити зібрану конденсовану воду використовується дренаж, це забезпечує ефективне відділення конденсованої води з потоку надувного повітря.

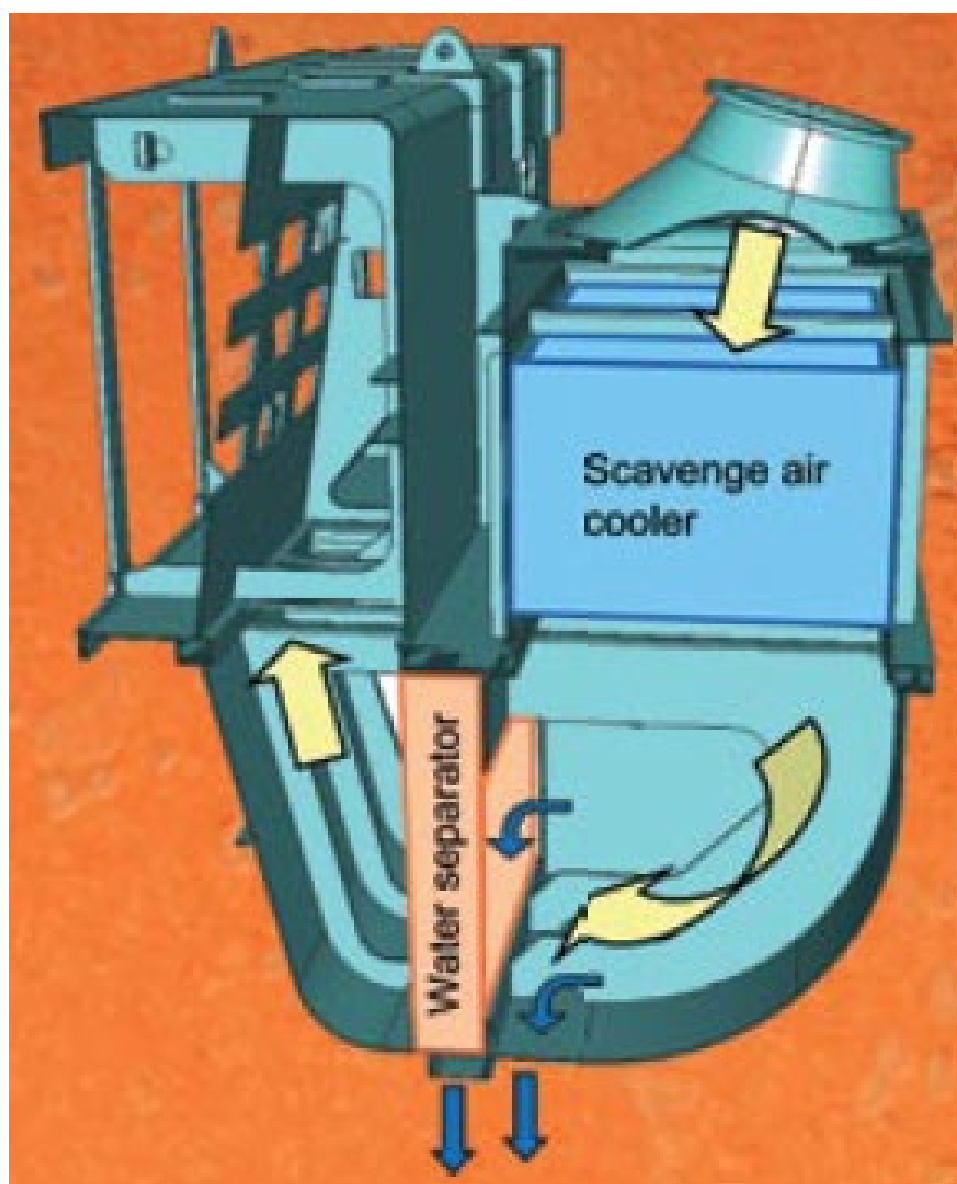


Рисунок 1.10 – Схема руху надувного повітря

Особливості системи *RTflex*

Бурхливий розвиток електроніки в останні десятиліття дозволив спочатку в двигунах малої розмірності, а потім і в суднових середньо- і малообертових дизелях впровадити мікропроцесорну техніку, на яку було покладено завдання контролю за роботою двигуна і дистанційного керування, а потім - управління процесами паливоподачі, газорозподілу, подачі мастила циліндрів і ін.

Перші двигуни з електронним управлінням робочим процесом були введені в експлуатацію фірмою «Зульцер» в 2001 році. У двигуні Зульцер з електронною системою управління, в його новій модифікації *RTflex*, замість розподільних валів з їх приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів вихлопних клапанів була застосована акумуляторна система уприскування палива і управління вихлопними клапанами, що істотно спростило його конструкцію. У двигуні з електронним управлінням привід гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо поруч з колінчастим валом. На рівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла і палива. Там же розташовуються сервоприводи паливних насосів високого тиску і вихлопних клапанів.

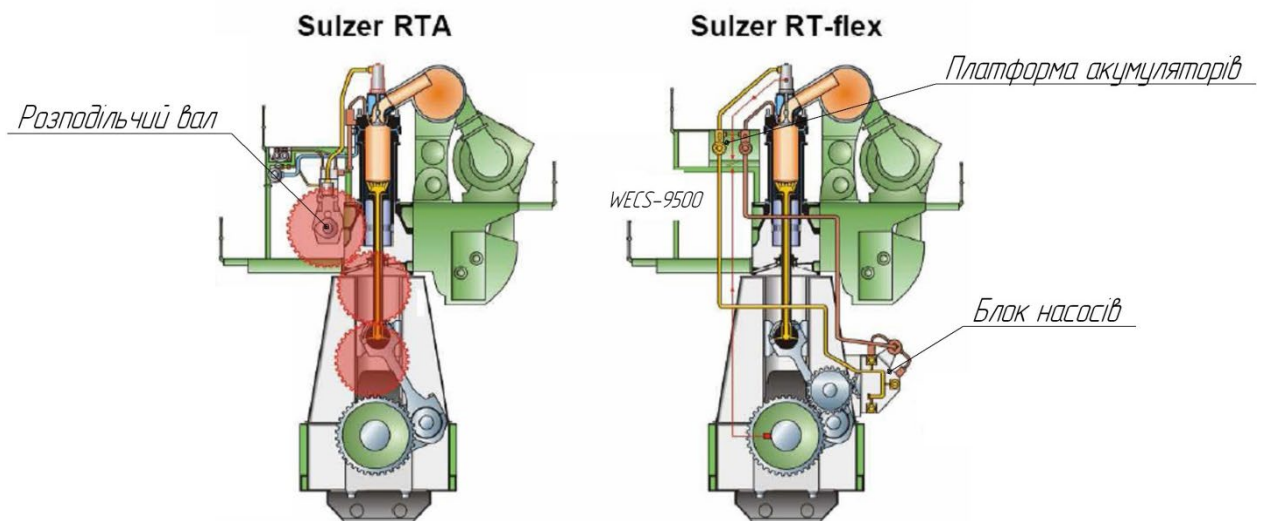


Рисунок 1.11 – Розташування основних механізмів

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

Завдання впровадження електронного управління полягало в подальшій оптимізації робочого процесу двигунів RTA, скороченні шкідливих викидів з вихлопними газами і зниженні питомої витрати палива. Електроніка дозволила підвищити гнучкість в управлінні кутом випередження уприскування палива, законом подачі палива і їх оптимізації на всьому діапазоні робочих режимів

Також було реалізовано управління фазами закриття вихлопного клапана (VEC - Variable Exhaust valve Closing). Більш раннє закриття клапана на режимах малих навантажень дозволило підвищити дійсну ступінь стиснення в циліндрах і, тим самим, створити кращі умови для згорання палива і уникнути димлення.

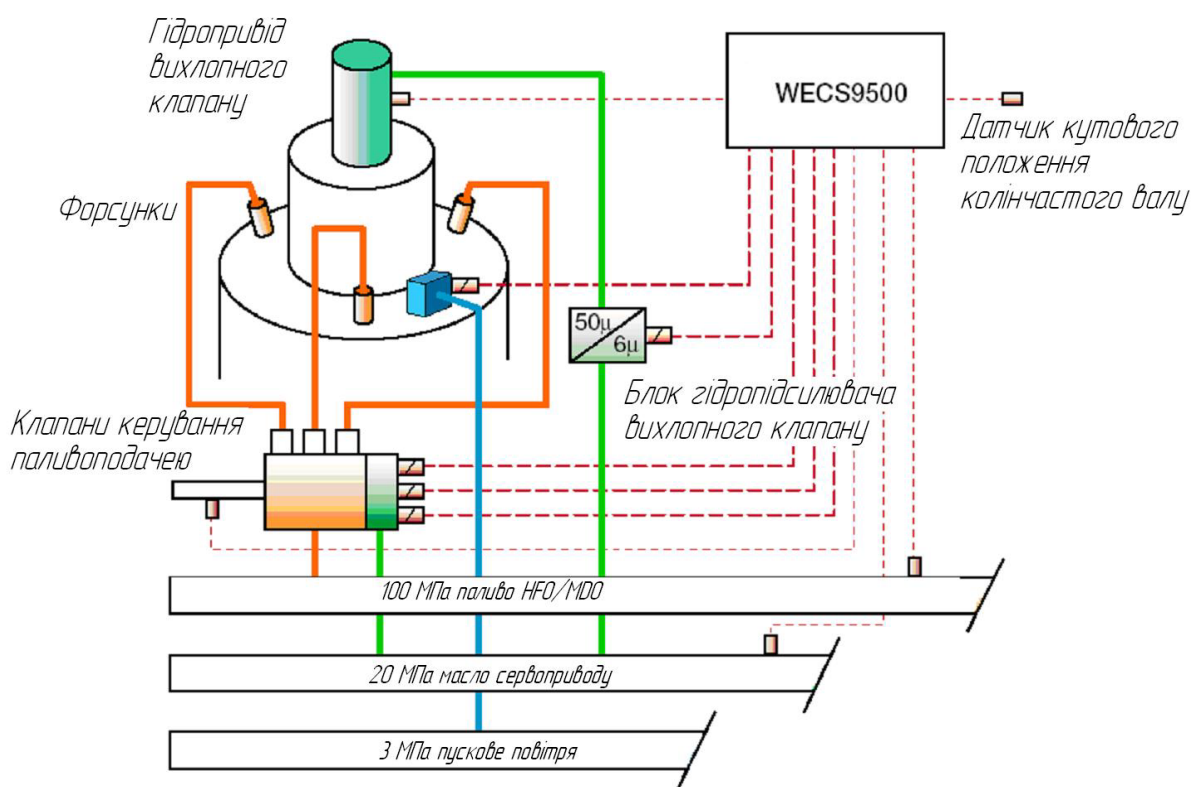


Рисунок 1.12 – Акумуляторні системи управління паливоподачею та вихлопним клапаном

Одним з найважливіших змін в двигуні стало впровадження акумуляторної системи паливоподачі, що складається з паливного насосу

високого тиску, що створює тиск в 100 МПа, акумулятора палива та електронно-керованих клапанів, які розподіляють паливо по форсунках.

Акумулятор являє собою товстостінну трубу, що йде по всій довжині двигуна на рівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для впорскування обсяг палива, що знаходиться під тиском 100 МПа

Подача і стиснення палива до зазначеного тиску здійснюється в звичайних паливних насосах високого тиску, плунжери яких приводяться в дію кулачковим валом.

З акумулятора паливо надходить до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що потрапляє до кожної з них від керуючого клапана. Останній встановлює момент відкриття голки, кут випередження, кількість палива, що впорскується і форму кривої подачі палива (закон подачі).

Три форсунки в кожному циліндрі управляються незалежно одна від одної, програмується на роботу кожна окремо в міру необхідності в унісон. Управління клапаном здійснюється за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління WECS 9500, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю ж систему покладено функції контролю за всім двигуном.

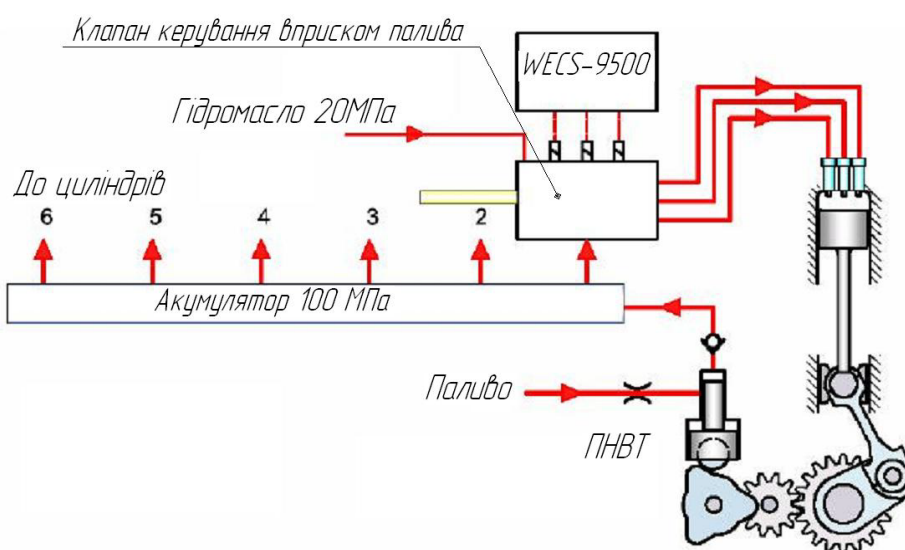


Рисунок 1.13 – Акумуляторна система паливоподачі

Ключовими рисами акумуляторної системи паливоподачі є:

- відмірювання величини об'ємної подачі палива з високою точністю, що забезпечує більш рівномірну роботу двигуна і низький рівень вібрацій, що викликаються неврівноваженими силами і моментами;
- можливість змінювати форму кривої подачі (закон подачі) і величину тиску упорскування;
- ідеально відповідає використанню важких палив з різними характеристиками;
- забезпечує стійку роботу на найменших оборотах;
- повне згоряння палива без видимих слідів диму на вихлопі.

Як вже зазначалося, електронна система включає також управління гідроприводом вихлопного клапана і системою пуску двигуна.

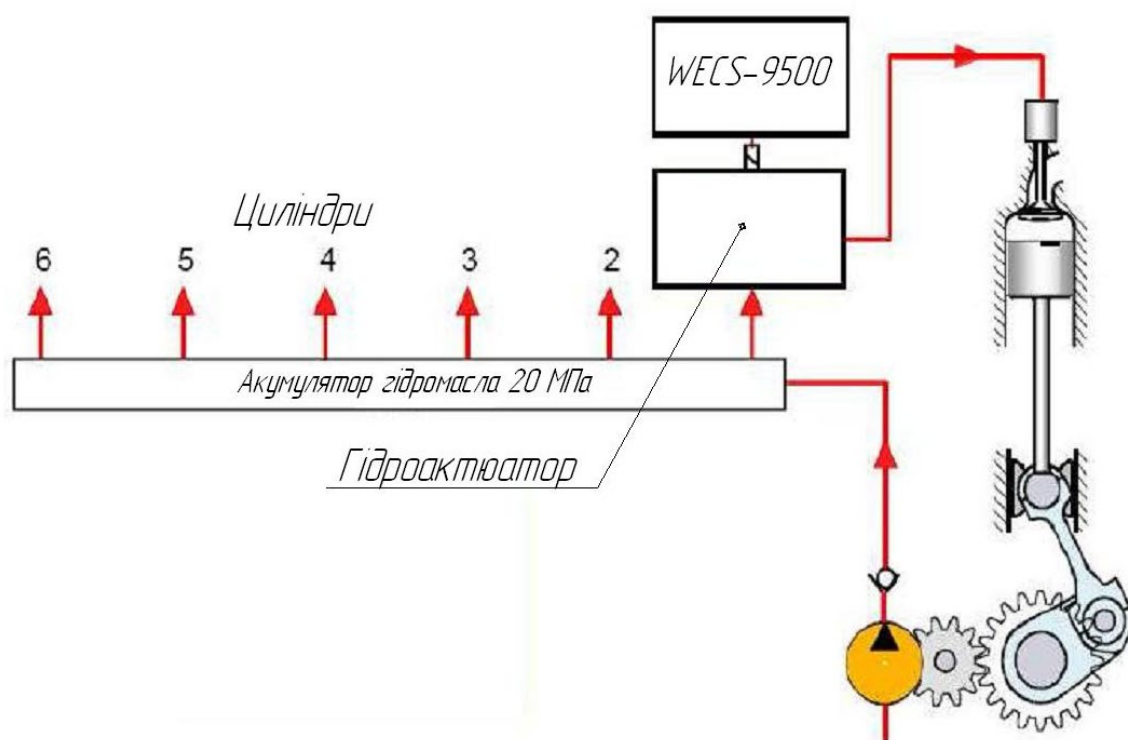


Рисунок 1.14 – Система керування вихлопним клапаном

Відкриття та закриття вихлопних клапанів здійснюється аналогічно тому, як це реалізовано в двигунах RTA, але гідроштовхач приводиться в дію

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гідромаслом, попередньо стиснутим до 20 МПа і знаходяться в акумуляторі. Стискається масло спеціальним насосом, розташованим в одному блоці з ПНВТ. Електронно керований блок гідропідсилювача клапана дозволяє для кожного клапана в широких межах змінювати фази його відкриття і закриття. Як уже зазначалося, фірма, з метою збільшення тиску стиснення в циліндрах, вдається до скорочення тривалості відкриття клапана. Завдяки цьому тиск в циліндрі на часткових навантаженнях істотно збільшується, і це позитивно відбивається на повноті згоряння палива.

Двигуни мають прості фундаменти розташування з невеликим числом болтів і бічних упорів. Ні кінцевих упорів або осьових скоб, так, як осьова трансмісія оснащена болтами і осьовими втулками, які застосовуються до номера затяжних болтів. Отвір у вершині блоку для осьових втулок може бути зроблено шляхом свердління або пропалювання. Після вирівнювання фундаментальної плити використовується фіксуючий матеріал - епоксидна смола, яку заливають навколо осьових втулок.

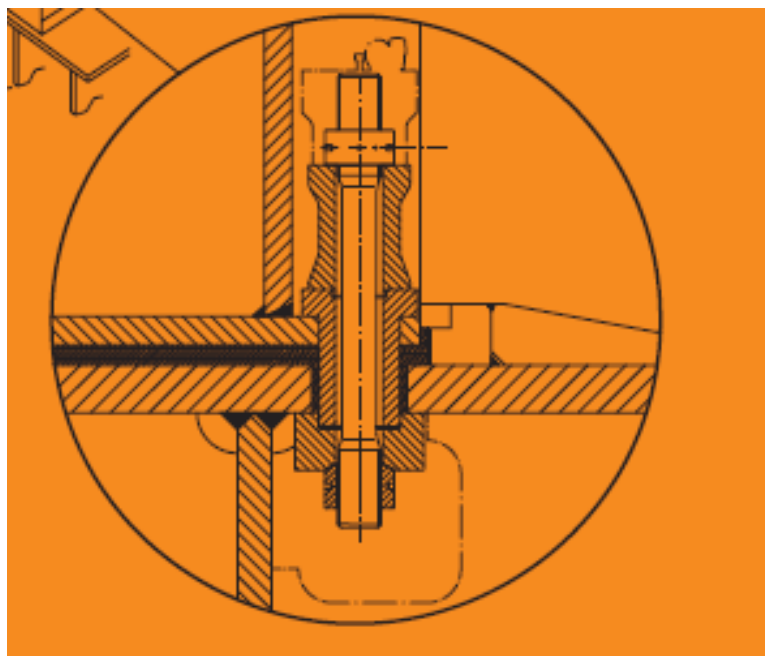


Рисунок 1.15 – Кріплення двигуна до фундаменту

Розташування допоміжного обладнання, такого як насоси, ємкості, баки, оптимізовано, щоб зменшити установку та експлуатаційні витрати.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		24

Число з'єднань труб двигуна погоджено з суднобудівним заводом і мінімізовано. Потреби в енергії двигуна для допоміжних потреб зводяться до мінімуму.

Стандартний електричний інтерфейс, що використовується для управління роботою двигуна, відомої як DENIS задовольняє всі вимоги для контролю, моніторингу, безпеки та аварійних функцій. Всі відповідності системи дистанційного керування і системи управління судна затверджено постачальниками.

Двигун оснащений вбудованим осьовим пристроєм налаштування резонансної системи на вільному кінці колінчастого валу.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна

В даному дипломному проєкті буде розглядатися розрахунковий цикл, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким в 1907 р. А після, радянські вчені Е. К. Мазінг, Н. Р. Брілінг, А. С. Орлін, Б. С. Стечкин розвинули цей метод стосовно до різних типів двигунів.

Метод теплового розрахунку заснований на загальновідомих положеннях термодинаміки і термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі, і являє собою інженерне аналітичне дослідження [3]. На його основі можна:

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

Розрахунковий цикл поршневого ДВЗ значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі ДВЗ змінюються кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння і дисоціації продуктів згоряння, прихована в паливі хімічна енергія, виділяється не миттєво. У процесі розширення відбуваються догоряння палива і відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. У

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємністю, так як температура і склад газів в циліндрі значно змінюються. У розрахунковому циклі є також теплові та аеродинамічні втрати.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, незважаючи на те, що цикл, який протікає в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів у двигуні.

Розрахунковий цикл судових ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиску, згорання палива, розширення і випуску.

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

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора [4].

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

Розрахунок циклу

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298 \text{ K}$.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,56.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

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

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтакткових дизельних МОД η_m знаходиться у межах $0,85 \dots 0,95$. Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 1200$ К. Приймаємо $T_r = 600$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

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

Ступінь підвищення тиску при згорянні P_z/P_c . Приймаємо $P_z/P_c = 1,1$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 2 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,85$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 15$ К.

Ступінь підвищення тиску. $P_k = 4,0$.

Адіабатний ККД турбокомпресору $\eta_{ад}$. Приймаємо $\eta_{ад} = 0,8$.

Адіабатний ККД турбіни η_{adt} . Приймаємо $\eta_{adt} = 0,84$.

Механічний ККД турбіни η_{mt} . Приймаємо $\eta_{mt} = 0,98$.

Діаметр циліндру: $D = 0,5$ м.

Хід поршня: $S = 2,05$ м.

Частота обертів колінчастого валу: $n = 124$ хв⁻¹.

Число циліндрів: $I = 6$.

Ефективна потужність N_e = 9960 кВт.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 477,21$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 477,21 - 0,9 \times (477,21 - 293) = 315,921$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,921 + 15 + 0,04 \times 600}{1 + 0,04} = 341,27$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,005 = 0,395$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,395 = 0,383$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,383}{0,395} \times \frac{315,921}{341,27} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,851$$

Розрахунок процесу стиску

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 розрахунку:

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,383 \times 15^{1,362} = 15,338$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 341,27 \times 15^{1,362 - 1} = 910,763$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,56}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,202$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,202} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

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

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,025$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1685$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,1 \times 15,338 = 16,872$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,025}{1,1} \times \frac{1685}{910,736} = 1,724$$

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,724} = 8,702$$

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

$$n_2 = 1,288$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1685 \times \frac{1}{8,702^{1,288-1}} = 904,149$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,872}{8,702^{1,288}} = 1,041$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{13,338}{15 - 1} \times \left[1,1 \times (1,724 - 1) + \frac{1,1 \times 1,724}{1,288 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,702^{1,288-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 2,328$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,328 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 2,121$$

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,395 \times 0,851}{2,56 \times 1,202 \times 315,921 \times 2,121} = 0,171$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,171 \times 42700} = 0,518$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,121 \times 0,94 = 1,993$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,518 \times 0,94 = 0,487$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,171}{0,94} = 0,182$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 2,05 \times 1 \times 1,993 \times 124 \times 6 = 9957$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{9960 - 9957}{9960} = -0,026\%$$

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

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Універсальна газова стала $R = 287$, Дж/кг*К

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

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \right) \times 2,05 \times \left(\frac{0,395 \times 10^6}{287 \times 315,921} \right) \times 0,518 \times 5 \times 1 \times \left(\frac{127}{60} \right) \times 1,1 = 20,357$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 20,357 + 0,181 \times \frac{9957}{3600} = 20,861$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,85 \times 0,40 = 0,34$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 904,149 \times \left(\frac{0,34}{1,041} \right)^{\frac{1,288-1}{1,288}} = 704,233$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,827}{12} \right) + \left(\frac{0,125}{2} \right) + [0,21 \times (2,56 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,56 \times 0,495) = 1,295$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,827}{12 \times 1,295 \times 189} + \frac{0,125}{2 \times 1,295 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,56 - 1) \times 0,495}{1,295 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,56 \times 0,495}{1,295 \times 296,8}} = 287,821$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 689,042) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,381$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t \right]}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,381 - 1} \right) \times 287,821 \times 704,233 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,34}{0,101} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \times 0,98 \times 0,84 \times 20,861 \right]}{20,861 \times 287 \times 298 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,98}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,486$$

Тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,851 \times 0,101 = 0,397$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,397 - 0,4}{0,4} = 0,45\%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку.

2.3 Суднові системи подачі газового палива малооборотних двигунів, що працюють на природньому газі

Системи використання випарного газу для двопаливних малооборотних газових двигунів можна поєднувати з системою подачі газу у двигун багатьма різними способами, таким чином, пропонуючи ряд схем, які особливо актуальні для носіїв СПГ. Але в основному доступні два різних варіанти.

Рисунки 2.3 та 2.4 ілюструють дві різні конфігурації системи газопостачання: одна система, в якій поршневий компресор подає до головного двигуна газове паливо високого тиску; друга – в якій насос для зрідженого природного газу та парогенератор подають газове паливо до головного двигуна під високим тиском. Слід зазначити, що ці дві системи пропонуються у багатьох різних конфігураціях у різних виробників.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

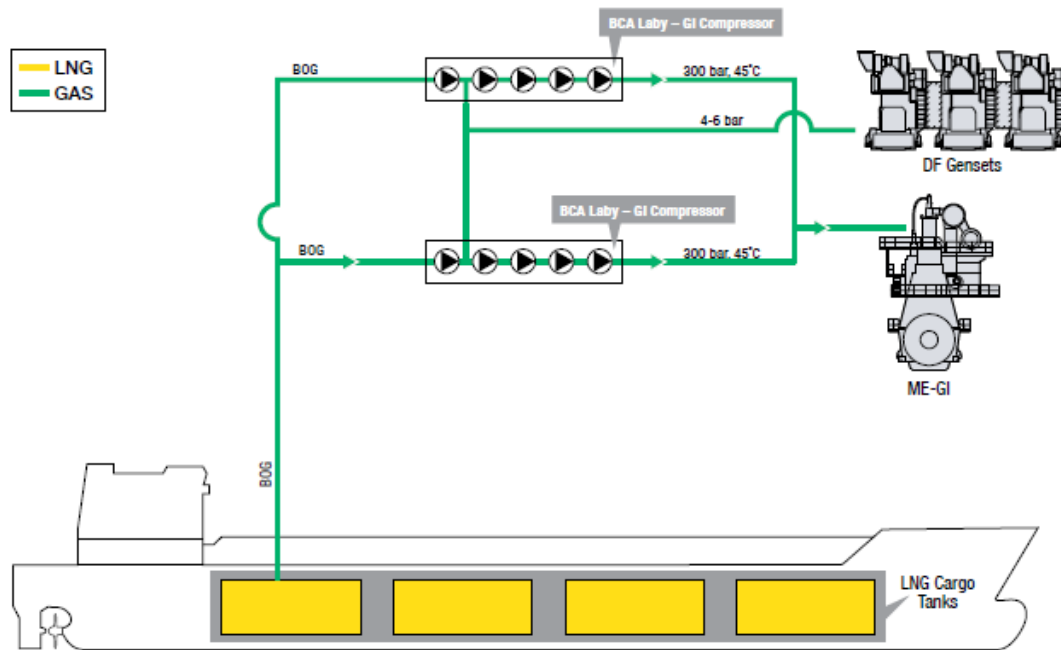


Рисунок 2.3 – Двигун ME-GI з компресорною системою Laby-GI (блок регазифікації не показаний)

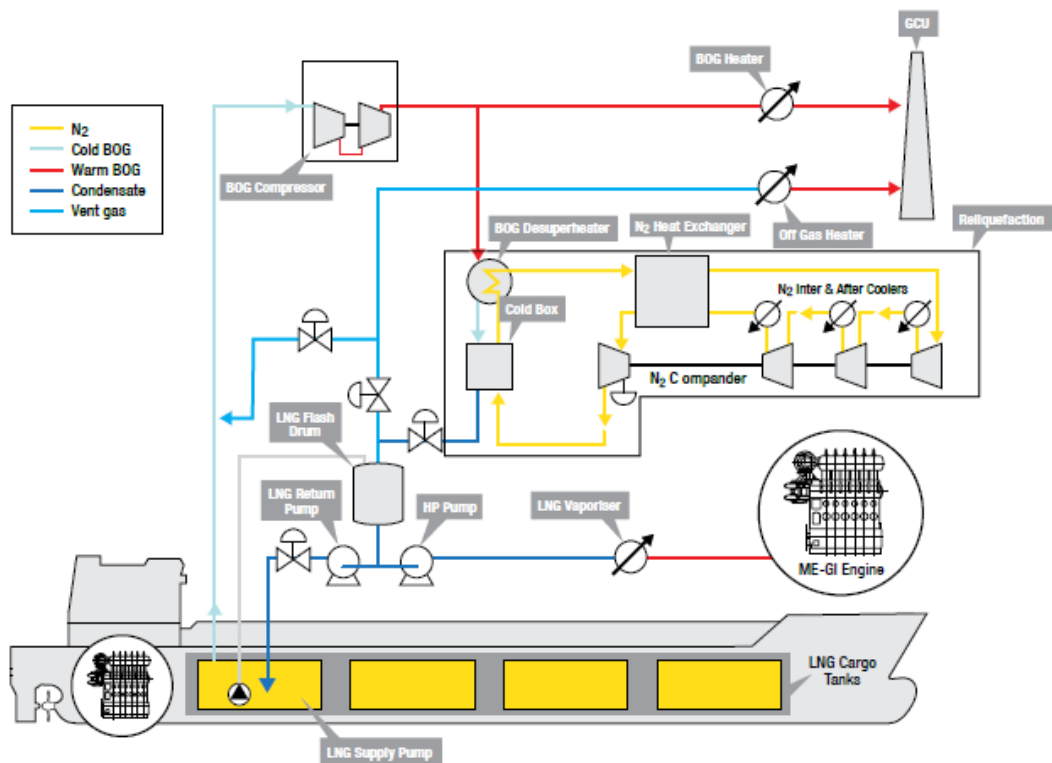


Рисунок 2.4 – Суднові системи подачі газового палива з насосом та випарником

Teekay бачить користь в обох варіантах, і вони вирішили об'єднати компресор LNG і насос високого тиску. Крім надмірності, ця комбінація пропонує дуже ефективну систему газопостачання. У умовах навантаження, коли в BOG є достатня кількість енергії, високоефективний компресор низького тиску забезпечує подачу газу до головного двигуна, а також до двопаливних генераторів. В умовах баласту також працює рідинний насос газу високого тиску, (рис 2.5). Повна або часткова система повторного зрідження може бути інтегрована та використана у випадках, якщо все ще є надлишок газу.

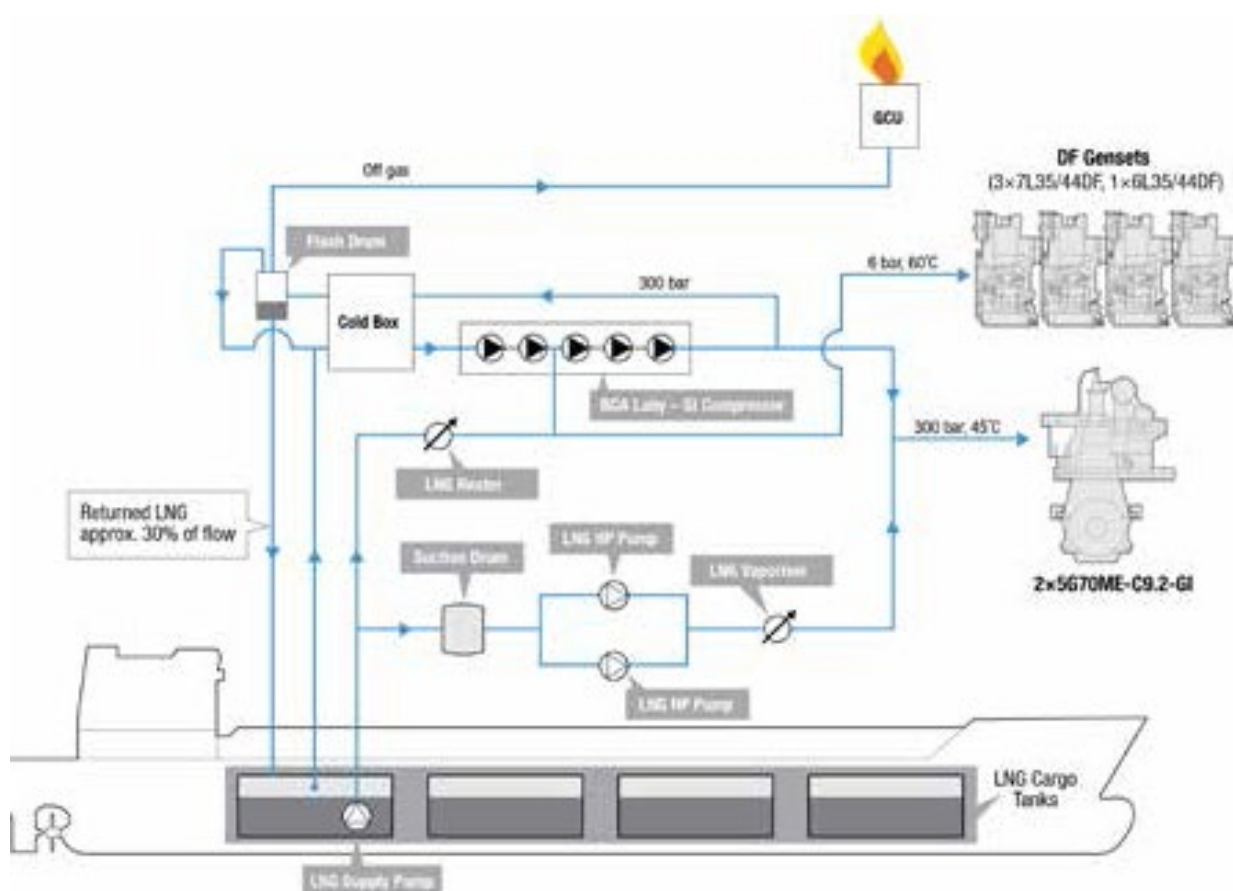


Рисунок 2.5 – Компресор та насос високого тиску з частковою регазифікацією

Гібридне рішення, яке використовують двигуни G-типу, забезпечують економію пального 15...20 %, порівняно з найкращим стандартом DFDE на сьогоднішній день.

З 2004 року MDT співпрацює з Burckhardt Compression, яка розробила і впровадила систему газопостачання ME-GI, використовуючи компресор Laby GI. У 2009 році Burckhardt Compression отримав перше замовлення для компресора Laby-GI, було проведено повномасштабну демонстраційну перевірку, і зовсім недавно Laby-GI успішно встановлено на судно-і передано власнику.

Під час цієї роботи компанія усвідомила, наскільки важливим є вихід на новий ринок з виробником, який розробляє системи безпеки, надійність роботи та задовільнення вимог замовників для проектування та виготовлення їх компонентів.

Hamworthy та MDT сумісно працювали при розробці ряду проектів протягом багатьох років. Сьогодні Hamworthy пропонує системи газопостачання, які використовують як компресор Laby-GI така і систему, робота якої заснована рідинних насосах СПГ.

MDT також має тривалий досвід співпраці з Cryostar. Криогенні насоси фірми Cryostar, яка протягом десятиліть дуже успішно працює в криогенному бізнесі, були використані і встановлені у сухопутних виробничих потужностях. Вже в 2006 році Cryostar і MDT розробили систему подачі газу високого тиску, що включає в себе насос для зрідженого природного газу та випарник. У 2009 році Cryostar продемонстрував свою систему газопостачання ME-GI на своїх об'єктах у Франції.

TGE та MDT працювали разом протягом відносно короткого періоду. Але TGE продемонстрував, що вони мають значні досягнення в області використання криогенних газових технологій, і детальне розуміння всієї концепції безпеки в аспектах, пов'язаних з використанням криогенних газів. TGE пропонує як модернізацію систем подачі газового палива з компресором Laby-GI так і систему газопостачання для суден, що працюють на СПГ, так і розроблені системи газопостачання для судновласників суден різних типів, зацікавлених у використанні СПГ.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ННІ та Mitsui є частиною ліцензійної сім'ї MAN, і обидва ліцензіати оголосили, що вони підготували свої виробничі потужності для будівництва двигунів ME-GI. Газові установки тестового зразку були підготовлені на їх виробничих потужностях, а потім випробувані, шляхом повноцінної установки та тестування з малообертовим двигуном ME-GI. У зв'язку з цим, ННІ розробила власну систему газопостачання, яку вони також пропонують для інших суднобудівних компаній. Mitsui використовує систему газопостачання, розроблену МНІ, для своїх установок, що використовують газове паливо. Обидві системи газопостачання були успішно продемонстровані разом із повномасштабним випробуванням двигуна

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТА СУДНОВОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА

3.1 Впровадження суднових малообертових газових двигунів на флоті

Новий «газовий контейнеровоз «Jones Act» встановив новий стандарт. У зв'язку з цим замовленням буде побудована нова станція для бункерування СПГ, що забезпечить також доступ до СПГ інших суден. Сама низька ціна на газ в більшості країн робить його надзвичайно привабливим для використання на транспортних судах [6].

Поточні ціни на газ пропонують заощадження майже 50 % витрат на паливо в порівнянні з важким нафтовим паливом (HFO). Порівняння з морським газойлем (MGO), яке необхідне, коли судна працюють у районах контролю викидів (ECAs), робить інвестиції ще привабливішими. Обидва контейнеровози працюють на газі як всередині, так і за межами зон ECAs, оскільки доцільним є використання газу, як палива, для обох випадків.

Регулювання безпеки при використанні СПГ, охоплює процес доставки, ведеться будівництво заправочних терміналів для бункерування СПГ, наприклад, в Прибалтиці. Крім того, на сьогоднішній день наявне розташування терміналів СПГ в Середземному морі, в Сінгапурі та Східній Азії. СПГ, як паливо, без сумніву незабаром стане реальністю у всьому світі.

Для суден, що виконують транспортування СПГ, використання його набагато простіше, оскільки постачання СПГ у силову енергетичну установку відбувається вже на борту, і існує базова культура та технічні можливості безпечного поводження з таким видом палива. Для інших типів

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

суден розробляються правила та процедури поводження з LNG на борту. Досвід роботи з СПГ в Норвегії встановлює новий стандарт [6].

Компанія MAN Diesel & Turbo (MDT) виконала повномасштабне випробування на дослідницькому двигуні 4T50ME-GI у Копенгагені. Це було зроблено для того, щоб продемонструвати, що двигун зміг виконати вимоги Tier II, а пізніше – Tier III у поєднанні з системою EGR, розробленою MDT. Іншою важливою метою було продемонструвати, що двигун може працювати на газі високого тиску, доставленому з системи подачі паливного газу, що включає в себе насос для зрідженого природного газу та випарник.

У лютому 2010 року MAN Diesel & Turbo підписав угоду про розвиток з Korea's Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd. (DSME), завдяки чому спільно розробляються та експлуатуються адаптаційні системи криогенного газопостачання високого тиску DSME для інтеграції з тестовим двигуном ME-GI. Контейнеровози TOTE, рис. 3.1, оснащені як новою конструкцією двигуна, так і системою газопостачання від DSME.



Рисунок 3.1 – Новий контейнеровоз TOTE на базі двопаливного двигуна
MAN B & W ME-GI

Проте різні судна можуть вимагати різних систем газопостачання, і ряд проектів показав, що оператори та судновласники вимагають альтернативних рішень. Тому MDT має на меті підготовку, випробування та доступність ряду різних систем газопостачання. MDT, таким чином, тісно співпрацює з іншими виробниками газу, такими як Burckhardt Compression, TGE, Cryostar, HHI, SHI, MHI і Hamworthy. MDT вже запланував і завершив нові спільні випробування з деякими з цих виробників у різних місцях.

MAN Diesel & Turbo та інші показали, що двопаливні суднові двигуни можуть бути більш ніж просто економічно обґрунтованим вибором для носіїв з СПГ, VLCC (Very Large Crude Carrier – дуже великих перевізників сирої нафти (танкерів)) та контейнеровозів. Двопаливні двигуни вважаються безпечними, надійними та екологічно чистішими з досвіду, отриманого протягом багатьох років експлуатації двотактних суднових дизельних двигунів для одновинтових, а також двогвинтових суден у всіх видах комерційної діяльності.

Більш конкретно для суден перевізників СПГ оптимальний тип газопостачання, яке використовується, залежить від типу торговельних рейсів перевізників СПГ (рейсових маршрутів), наприклад експлуатація перевізника між двома напрямками або торговельними маршрутами на спотовому ринку.

У січні 2011 року для 45 об'єктів для транспортування СПГ для газопроводу Катар було поставлено 90 одиниць двопаливних двигунів S70ME-C MAN B&W. Також ще вісім двигунів були підготовлені для подальшого перетворення в тип GI для носіїв з СПГ.

Всі ці двигуни, однак, призначені для експлуатації на рідкому паливі, тобто HFO, MDO та MGO, як і більш ніж 17000 двигунів типу MC / ME у всьому світі для різних типів суден на морському ринку.

У грудні 2012 року для Teeкау було замовлено 4+6 двигунів типу 5G70ME-B9.2-GI двигунів. У червні 2013 року було заказано ще 4 двигуна. Варто зазначити, що власник вибрав новий двигун G-типу, який працює з

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

меншою кількістю обертів колінчастого валу за хвилину. Судновласники можуть скористатися цією перевагою для встановлення нових видів гребних гвинтів, щоб підвищити ефективність рушійного комплексу судна, рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Судна для СПГ ME-GI

3.2 Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на природньому газі

3.2.1 Особливості роботи суднового ДВЗ на газу

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.

Для стиснення природного газу необхідно використання багатоступневих компресорів, а для вприскування скрапленого газу - спеціальних насосів з діафрагмовим роздільником [6].

Сьогодні фірма MAN випускає малооборотні газодизельні двигуни, які можуть використовуватися в якості головних, в тому числі і не тільки на газовозах або нафтоналивних танкерах, але і на інших типах судів. В якості базових моделей для газодизельних двигунів використовуються двотактні малооборотні дизелі серій ME. Модернізовані під газодизельний процес двигуни отримали додатковий індекс GI (Gas Injector). При цьому на двигуни з механічним управлінням (MC) установлюється додатково електронна система управління процесом подачі газу, а на двигунах з електронним управлінням (ME) функції реагування покладаються на штатну систему управління. Конструктивно блоки керування подачею газу для всіх модифікацій мало відрізняються [7].

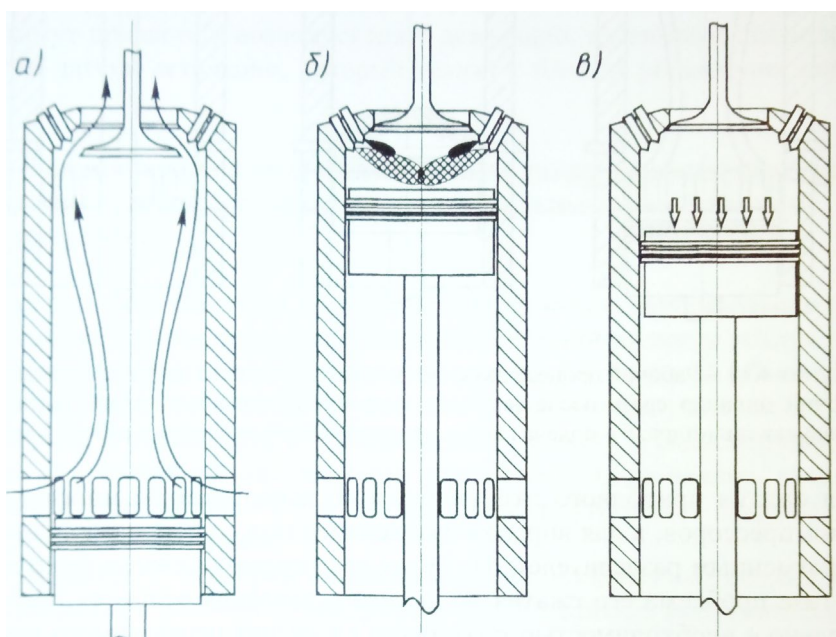


Рисунок 3.3 – Робочий процес двотактного газодизельного двигуна з подачею газу в кінці такту стиснення: а - продування циліндра; б - подача газу, займання і згоряння; в - робочий хід

Для роботи на рідкому паливі і для вприскування запальної порції використовується штатна паливна система двигунів. Це спрощує конструкцію (відсутня спеціальна система уприскування запального палива), але не дозволяє значно скоротити витрату рідкого палива на пілотне запалювання, частка якого, для даного типу двигунів, становить 5...8%.

3.2.2 Концепція суднового малообертового газового двигуна

Малообертові двигуни фірм MAN, WARTSILA та MITSUBISHI використовувались практично на будь-якому виді морського суден: на контейнерних суднах, танкерах всіх розмірів, балкерах, автомобільних носіях RoRo та спеціалізованих вантажних суднах.

Існує багато вагомих причин для вибору двотактних двигунів з прямою передачею на гребний гвинт, наприклад висока енергетична ефективність, надійність, доступність та безпека, а також той факт, що це просте і надійне рішення, яке забезпечує однакову навантажувальну здатність при роботі на газовому паливі.

Концепція двигунів GI (Gas Injection) була розроблена і пройшла комплекс випробувань на початку 90-х років. У 1994 році перший двигун GI, 12K80MC-GI-S, був введений в експлуатацію на електростанції в Chiba, Токіо, Японія. Двигун Chiba працював у складі електростанції, яка використовувалась для компенсації пікових навантажень майже 20 000 годин на газі високого тиску. У 2003 році двигун був переведений на керосин через зростання цін на газове паливо [8].

У 1994 році всі основні класифікаційні товариства схвалили концепцію GI для стаціонарних та морських енергоустановок. Це було повторено в грудні 2012 року для найновішої концепції ME-GI. Тест на затвердження двигунів цього типу був проведений на об'єктах ННІ з використанням системи подачі паливного газу, побудованої ННІ.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Технічно, між двигунами, що спалюють рідке паливо та газ, існує лише невелика різниця, але двигун GІ забезпечує паливну адаптивність. На рис. 3.4 показано компоненти, які необхідно модифікувати або додавати до двигуна, щоб він міг працювати на газі.

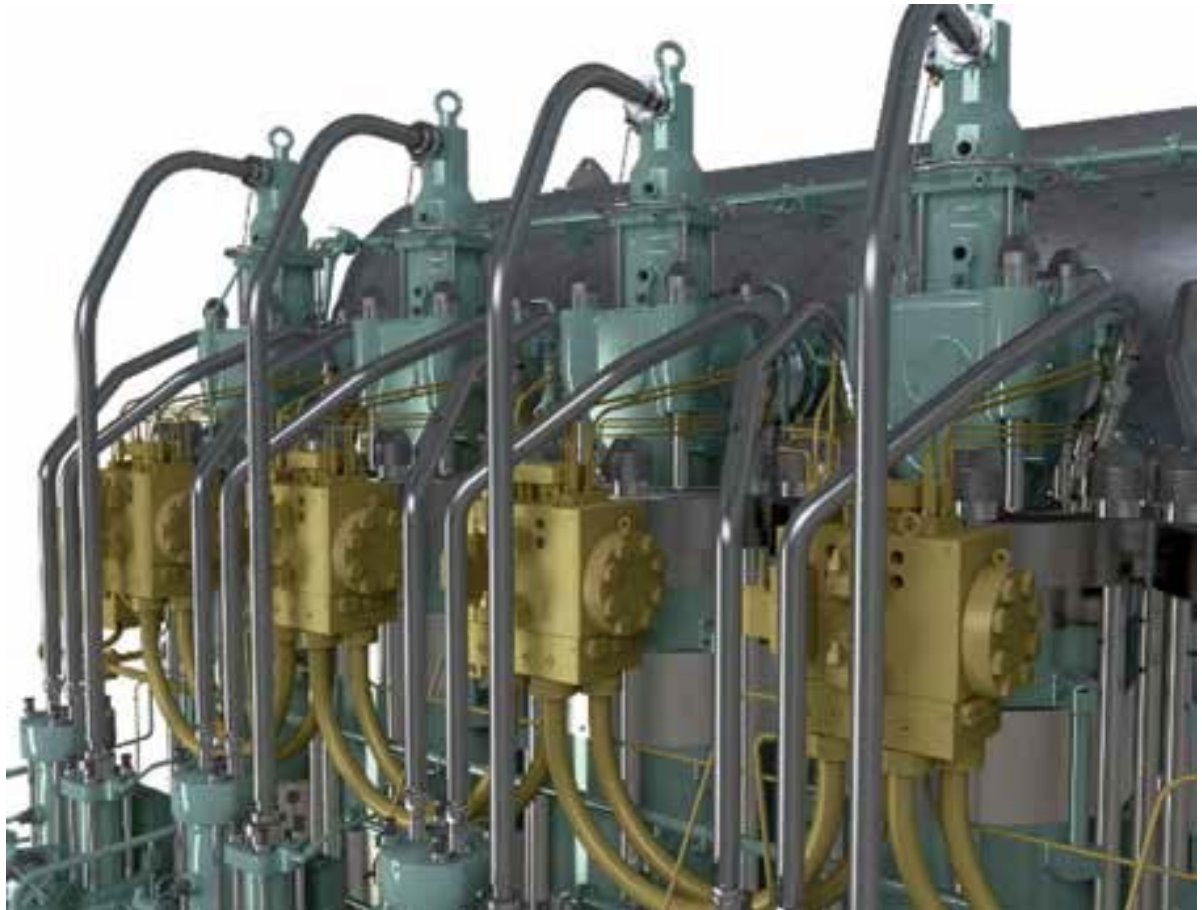


Рисунок 3.4 – Газові модулі

Лінія подачі газу виконана як вентильований двостінний трубопровід, включаючи датчики для індикації витоків. Для управління газовим двигуном система керування та безпеки двигуна GІ додана до добре перевіреної системи керування ME, аналогом якої є система RT-flex фірми Зельцер [8].

Окрім цих систем, сам двигун та його допоміжні пристрої складаються з декількох нових елементів. Найважливіші, окрім системи газопостачання, наведені нижче.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нові елементи:

- система вентиляції для продувки простору між внутрішньою та зовнішньою стінками трубопроводів;
- ущільнювальна масляна система, що поставляє герметизуюче масло до ~~газових клапанів~~.
- система інертного газу, яка дозволяє очищати газову систему двигуна інертним газом.
- система контролю та безпеки, що включає вуглеводневий аналізатор для перевірки вмісту вуглеводнів у повітрі та у двостінних газових трубах.

Система керування та безпеки створена таким чином, щоб унеможливити створення небезпечних ситуацій. Всі несправності, виявлені під час експлуатації газового палива, включаючи несправності самої системи управління, призведуть до зупинки використання газового палива та переходу до експлуатації двигуна на важкому паливі (HFO), вентиляції та газорозрядження газопроводів високого тиску та системи газопостачання. Перехід на режим важкого палива здійснюється без втрати потужності двигуна. Звичайна газова зупинка відбувається повністю безперервно, тобто користувач не відчуває, який тип палива використовується.

Подача газу високого тиску протікає через головну "ланцюгову" трубу, яка з'єднує газовий клапанний блок і акумулятор кожного блоку. Конструкція цієї магістралі "ланцюговий" труби (див. рис. 2.5) виконує дві важливі функції:

- відокремлює кожен блок циліндра від решти з точки зору, використовуючи добре перевірену концепцію штатної паливної системи двигуна ME;
- функціонує як гнучкий механічний зв'язок між жорсткою системою основної паливної магістралі та конструкцією двигуна, що створює додаткові напруги в паливних трубах, зумовлені неминучими відмінностями в термічному розширенні системи газопроводу та конструкції двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Буферний резервуар, містить приблизно в 20 разів більшу кількість циклових подач при максимальній тривалій потужності (MCR), також виконує дві важливі функції:

- подає кількість газу для впорскування при невеликому, але заздалегідь визначеному падінні тиску.
- є важливою частиною системи безпеки.

Оскільки трубопровід газопостачання є загальною конструкцією ланцюгового клапану для подачі газу, він повинен контролюватися допоміжною системою контролю масла. Складається з системи гідравлічного управління масляною системою ME та клапанів ELGI & ELWI (електронний газовий інжектор та електронний віконний інжектор), забезпечує подачу контролюючого масла високого тиску для клапана введення газу (газової форсунки), таким чином контролюючи час відкриття газового клапана [9].

3.2.3 Режими роботи двигуна

Однією з переваг двигуна ME-GI є його паливна адаптивність, що є головною перевагою. Спалювання відкачуваного газу з різною теплою згоряння ідеально підходить для принципу роботи дизеля. На початку рейсу природний газ містить велику кількість азоту, і теплота згоряння є низькою. Двотактний газовий двигун із газовою паливною системою високого тиску може спалювати ці різні види палива, не відчуючи падіння теплової ефективності двигуна. Концепція управління складається з трьох різних режимів, рис. 3.5:

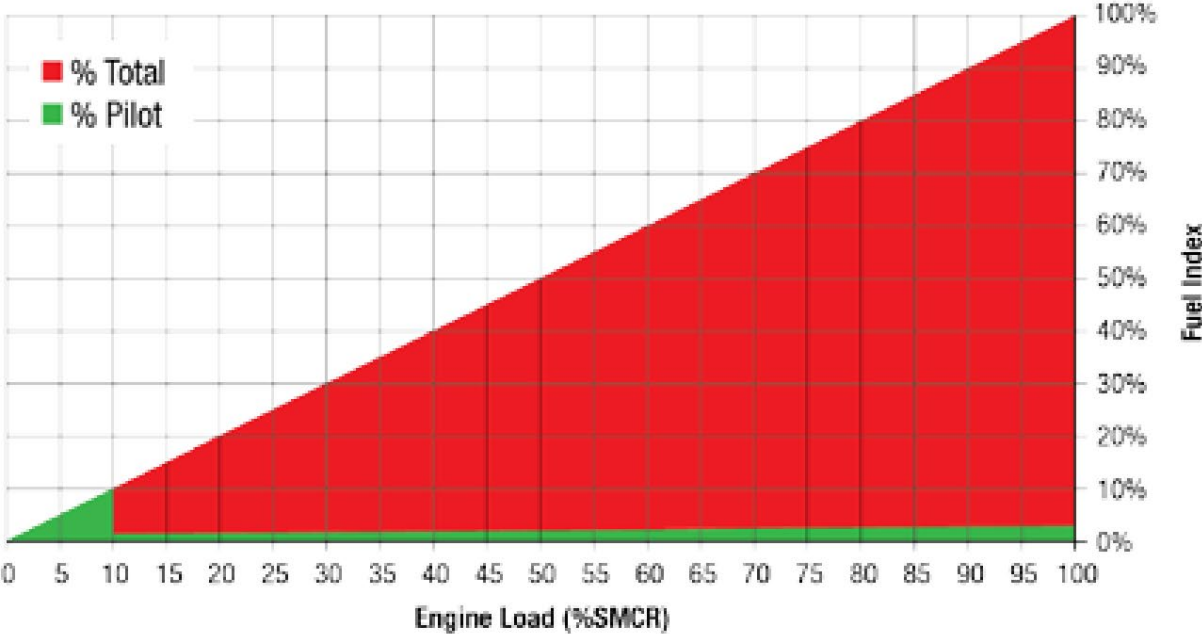
- режим fuel-oil-only (нафтове паливо);

Режими газу:

- pilot oil (мінімальна доза запального палива, основне паливо – газ);
- specified dual fuel operation (задане співвідношення нафтового та газового палива).

Режим fuel-oil-only використовує дизельно-мазутний режим, тобто працює на важкому або легкому дизельному паливі. У цьому режимі двигун вважається "газово-безпечним".

Min. Fuel Mode



Mixed Mode

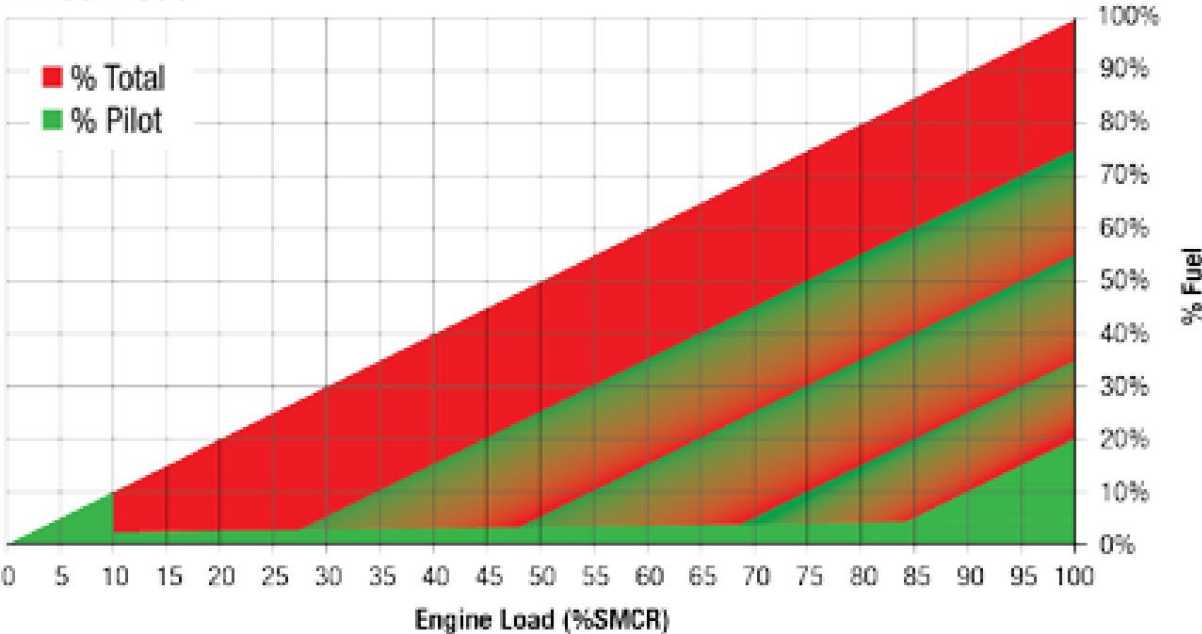


Рисунок 3.5 – режими типу палива для ME-GI двигунів для суден з СПГ

Режим specified dual fuel operation розроблений для експлуатації газу, і його можна запустити вручну лише оператором на головній робочій панелі (Gas Main Operating Panel – GMOP). У цьому режимі система керування дозволить використовувати будь-яке співвідношення між мазутом і газовим паливом з мінімальною обмеженою кількістю мазуту, який буде використовуватися. Якщо виникне несправність в газовій системі, це призведе до вимкнення газу та повернення до режиму " fuel-oil-only " [10].

Зазначений режим подвійного палива пропонується аби надати оператору повну паливну адаптивність та можливість ввести фіксовану кількість газового палива. Система управління буде додавати мазут, поки не досягне потрібного навантаження при експлуатації.

У режимі pilot oil передбачена мінімальна кількість мазуту (пілотного палива), що буде використовуватися, становить максимум 3 % при 100 % завантаженні двигуна. При зниженні навантаження двигуна доля пілотного палива зменшується до приблизно 1,5 % при навантаженні двигуна 10 %. Як пілотне паливо можна використовувати як важке паливо так і морське дизельне паливо, а також морський газойль.

Коли оператор запускає режим роботи газу, двигун залишатиметься у газовому режимі, поки оператор не вирішить припинити роботу на газу. Випробування показали, що зниження долі запального палива до 1,5 % можливе, однак двигун буде мати певні обмеження по навантаженню в режимі fuel-oil-only.

Газове паливо відповідає паливам з низьким вмістом сірки, і для такого типу палива рекомендується використовувати змащення циліндра змазкою TBN40. Відмінний стан циліндра з допомогою цього мастила був досягнутий у газовому двигуні на електростанції "Chiba".

Для важкого мазуту з високим вмістом сірки потрібно використовувати масло для змащення циліндра TBN 70. Судновласникам, які мають намір запустити свій двигун на високо сірчистому паливі протягом тривалого

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

періоду часу, рекомендується встановлювати два масляні резервуари для системи змащення. При переході до режиму pilot oil, також слід змінювати мастило.

3.2.4 Контроль викидів газу в паливній системі двигуна

У порівнянні з роботою HFO, газове паливо дає більш чистий вихлоп. Оксиди сірки SO_x, що мають дуже низьку концентрацію або відсутні в них. Будуть значно зменшені доля твердих частинок, а також викидів NO_x та CO₂. На рисунку 3.6 наведено довільне порівняння викидів від горіння HFO для двигуна 70ME-GI.

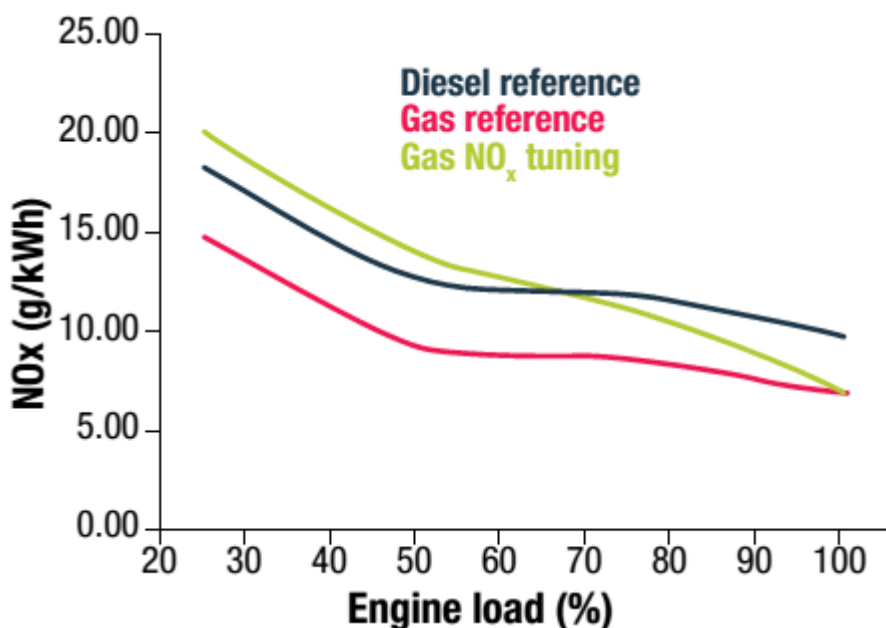


Рисунок 3.6 – Рівень викидів токсичних речовин у газовому двигуні

Усі типові методики зменшення NO_x можуть використовуватися на газовому двигуні, за винятком емульгування води. У кінцевому рахунку використання, каталізатору SCR може скоротити викиди NO_x до 98%, як це було на стаціонарних машинах 12K80MC-GI в Chiba, Японія.

Система EGR також є прийнятним варіантом зменшення шкідливих викидів. Якщо система EGR поєднується з експлуатацією газу, двигун може

легко виконати Рівень III. Рівень NO_x при експлуатації на газі на 20-30 % нижче, ніж у роботі HFO, і лише близько 30 % відпрацьованих газів потрібно пропускати через EGR, це призведе до підвищення ефективності газу порівняно з роботою HFO на рівні III зони. Очищення скрубберної води EGR є ще одним питанням, яке стає набагато простішим при експлуатації двигуна на газі, оскільки вихлопні гази містять обмежений вміст твердих частинок і SO_x [11].

На морському ринку вже працюють п'ять суден з двотактними двигунами газодизельними двигунами із системою SCR, це також стосується 15 електростанцій. Всі вони демонструють зниження NO_x на 94...98 %.

3.3 Суднова система подачі газового палива

Обладнання для подачі газового палива під високим тиском включає в себе компресори, теплообмінні апарати, систему підведення газового палива до робочих циліндрів,

Для газопостачання високого тиску до кожного блоку клапанів необхідно встановити систему подачі газу з загальною ємністю. Газові труби виконані з подвійними стінками, зовнішня захисна труба розроблена таким чином, щоб запобігти витoku газу в машинне відділення у випадку розриву або витoku з внутрішньої газової труби. Проміжний простір, включаючи простір навколо клапанів, фланців та тощо, обладнаний окремою механічною вентиляційною системою і змінюється приблизно 30 раз в годину. Тиск у проміжному просторі знаходиться нижче від тиску машинного відділення з двигунами внаслідок оснащення витяжними вентиляторами, розташованими поза вентиляційними каналами. Вентиляційне вхідне повітря береться з небезпечної зони.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Газові труби розташовані таким чином, що повітря всмоктується в систему трубопроводу з подвійними стінками з впускного отвору труби. Далі повітря направляється через окремі блоки керування газовими форсунками, а потім повертається назад до ланцюгової труби та в атмосферу через відсмоктувач, рис. 3.7 та 3.8.

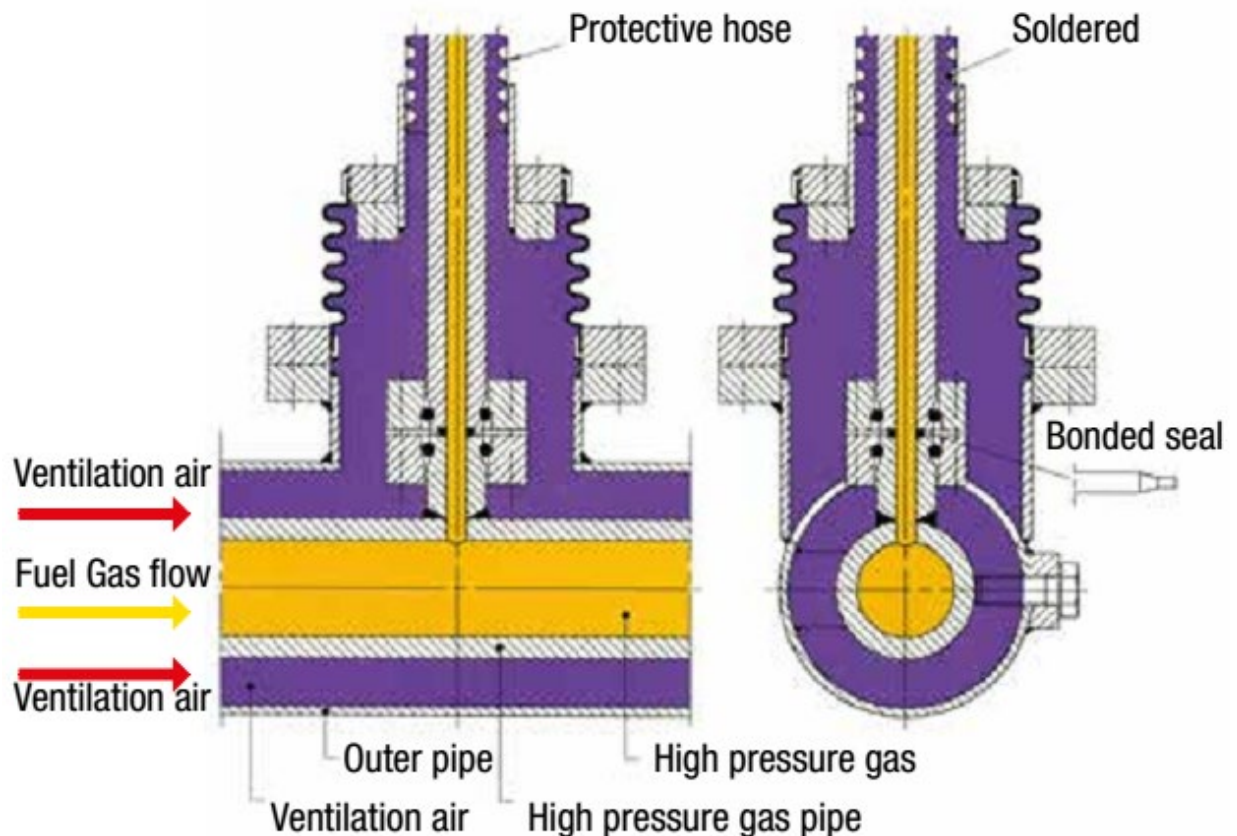


Рисунок 3.7 – Двостінні труби подачі газу

Вентиляційне повітря забирається у вогнезахисному місці. Система подвійної стінки конструюється так, що кожна частина вентиляється. Всі шви, пов'язані з ущільненням об'єму газу високого тиску, вентиляються. Тому будь-який витік газу буде спрямований на вентиляльовану частину системи двостінних трубопроводів та буде виявлений датчиками.

Газові труби двигуна розроблені на 50% вище тиску, ніж нормальний робочий тиск, і вони підтримуються, щоб уникнути механічних коливань.

Крім того, газові труби захищені від падіння важких предметів, а на стороні двигуна вони розташовані під блоком газового клапана в конструкції ланцюгової труби. Труби випробовували тиском у 1,5 рази більше робочого тиску. Конструкція повинна бути повністю зварена, наскільки це можливо практично, використовуючи конічну герметизацію з металу на метал. З'єднання фланців використовуються, лише якщо це необхідно для обслуговування.

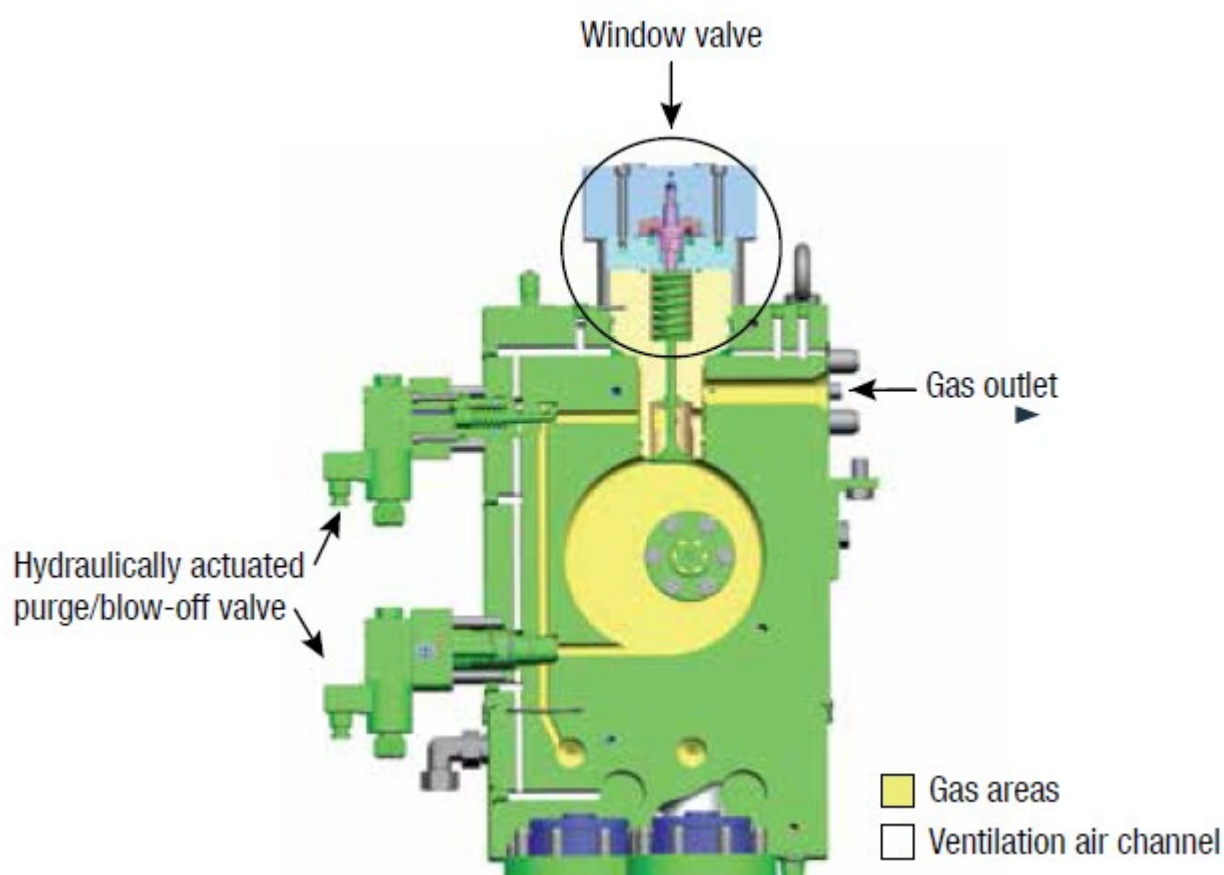


Рисунок 3.8 – Блок контролю газових клапанів

Конструкція ланцюгової труби до окремих циліндрів спроектована з достатньою гнучкістю, щоб впоратися з тепловими деформаціями двигуна від холодного до гарячого стану. Система газопроводів також розроблена таким чином, щоб уникнути надмірних коливань тиску газу під час експлуатації.

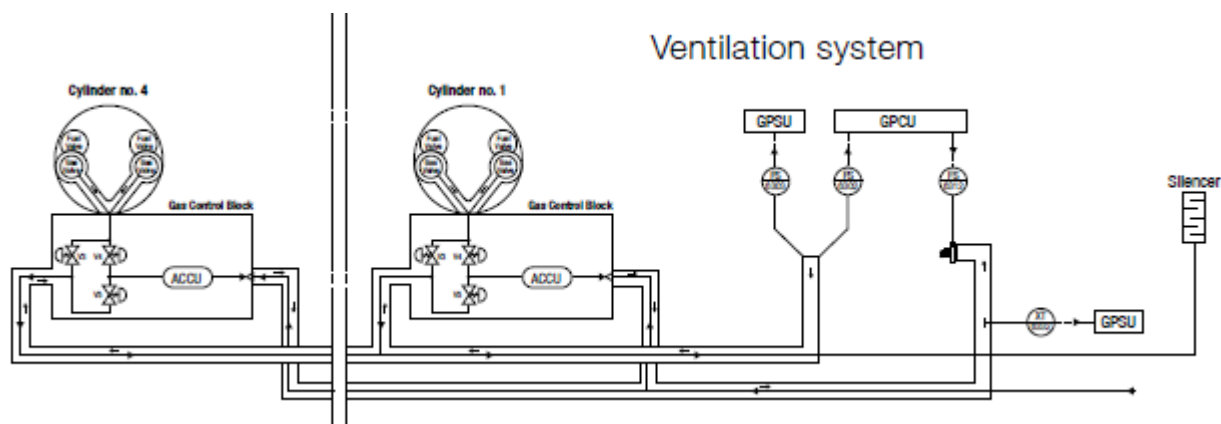


Рисунок 3.9 – Розгалуження системи газопроводів

Для очищення системи після використання газу, газові труби з'єднані з системою інертного газу тиском у 0,9 МПа. У разі виходу з ладу системи труб газової високого тиску, тиск газу знижується, а потім автоматично продувається вся система. Під час нормальної зупинки газу, автоматичне очищення буде запущено через 30 хвилин. Таким чином, залишається доступним час для швидкого перезапуску в газовому режимі.

Використання двопаливних малообертових двигунів, здатних працювати на зрідженому природному газі, змусило виробників стійко та економічно забезпечити морську промисловість рішеннями для забезпечення умов їх експлуатації. Яскравим прикладом такого рішення є блок підготовки газового палива (fuel consumption modules) FCM One Gas.

FCM One Gas призначений для підготовки зрідженого природного газу (ЛНЖ), що знаходиться у витратній ємності, до використання у якості палива малообертового двигуна, при цьому автоматично контролюється тиску, температури та витрата газу згідно зі споживаними параметрами двигуна, рис. 3.10. З криогенних резервуарів при приблизно $-164\text{ }^{\circ}\text{C}$ СПГ доставляється до насосів високого тиску, які піднімають його до 25-32 МПа, перш ніж він надходить у випарник. Особливу роль відіграє фаза переходу, що відбувається у випаровувачі. Саме тут криогенний СПГ досягає надкритичного стану через температуру та високий тиск, необхідний судновим малообертовим двигунам.

FCM One Gas пропонує неперевершений захист двигуна завдяки належній обробці СПГ та автоматичним процедурам, які підтримують постійний зв'язок з головним двигуном. Ці процедури контролюють весь процес підготовки газу. Всі компоненти (включаючи компоненти для нагріву та охолодження) ретельно підібрані та випробувані для забезпечення надійності та правильної роботи.

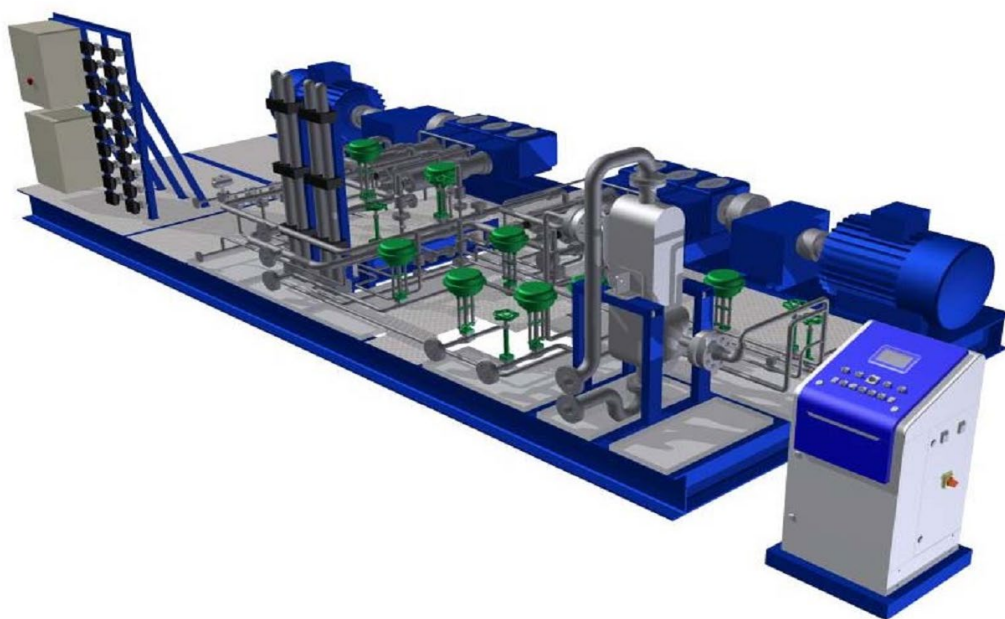


Рисунок 3.10 – Блок FCM One Gas

FCM One Gas повністю замкнений, повністю автоматизований та ретельно інтегрований в систему постачання паливного газу судна. Екіпажі, які мають досвід використання інших систем Alfa Laval, знайдуть свій користувальницький інтерфейс Alfa Laval Touch Control, незважаючи на новий вид та вимоги до палива.

Автоматичне охолодження, запуск, зупинка, аварійне вимкнення та очищення послідовно керуються автоматичною системою Alfa Laval.

FCM One Gas є вбудованою системою, основні компоненти якої розроблені для безпеки. Повністю автоматичний контроль всього процесу

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

підготовки пального забезпечує захист корпусу судна від екстремального низькотемпературного теплового удару. Крім того, він забезпечує захист від розрядження СПГ і тимчасовий надлишковий тиск модуля під час очікування та зупинки.

Конструкція FCM One Gas поєднує великий досвід компанії Alfa Laval у розробці морських модулів, що відповідає вимогам щодо мінімального розміру та оптимального місця для обслуговування в небезпечних зонах.

FCM One Gas забезпечує найнижчі експлуатаційні витрати будь-якої будь-яка система подачі паливного газу високого тиску, доступна сьогодні. VFD-керовані насоси та використання найефективнішого випарника на ринку теплообмінників типорозмірного ряду Alfa Laval (PCHE), сприяє економічності всього модуля [11, 12].

3.4 Система впорскування газового палива

Для двопаливного режиму потрібно впорскувати як запальне паливо, так і газове. Для цього використовуються різні типи форсунок – дві призначені для введення газу та два для запального палива. Також необхідно забезпечити наступні умови, які необхідні для експлуатації газового двигуна:

- подача газу високого тиску;
- подачу рідкого палива (запальної дози палива);
- контроль подачі масла для керування газовою форсункою.

Конструкція газопоршневої форсунки показана на рис. 3.11. Її конструкція відповідає традиційним принципам проектування. Газ надходить до такої форсунки через отвори в кришці циліндра. Щоб запобігти витoku газу, між газовою форсункою та корпусом кришки циліндру встановлено кільця ущільнення, виготовлені з температуро- та газостійкого матеріалу. Будь-який витік газу через газові ущільнюючі кільця буде проходити через отвори у клапані подачі газу до проміжку між внутрішньою та зовнішньою

захисною трубою двосторонніх газових трубопроводів, де витoki будуть виявлені датчиками витoku газу.

Газ постійно давить на шпindelь клапана при максимальному тиску близько 300 бар (30 МПа). Щоб запобігати надходженню газу в контрольну систему управління через зазор навколо шпинделя, шпindelь герметично закривають ущільнюючим маслом при тиску вище тиску газу (2,5...5,0 МПа та вище).

Форсунка для впорскування запальної дози палива залишається стандартною [11]. Як паливо для пілотних доз, можна використовувати HFO, MGO та MDO

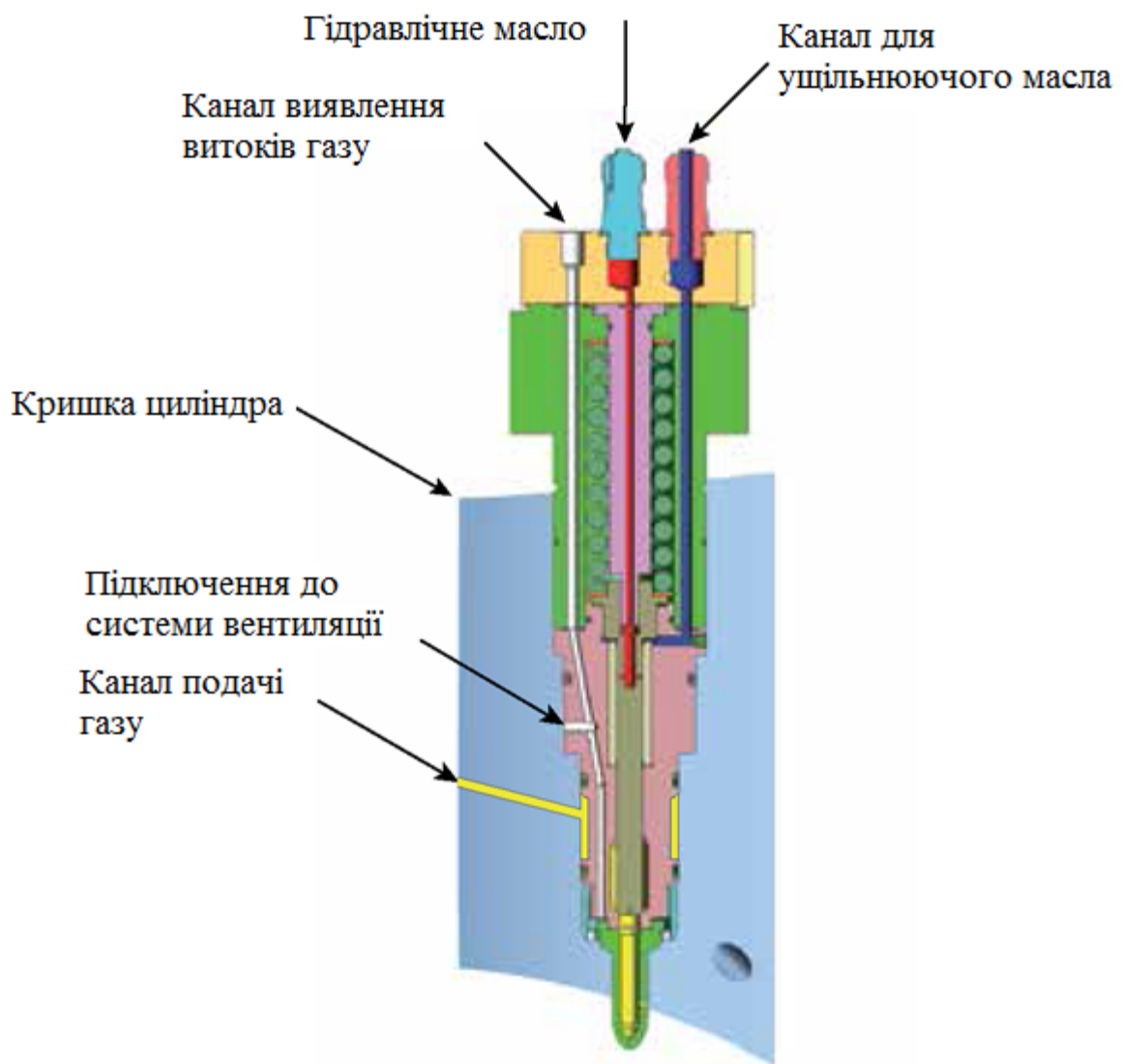


Рисунок 3.11 – Газова форсунка

Конструкція форсунки для впорскування рідкого палива дозволяє працювати виключно на мазуті у діапазоні потужності від 15 % потужності. Також модернізований двигун може працювати на мазуті при 100 % навантаження в будь-який час без зупинки двигуна. Для тривалої експлуатації на мазуті рекомендується змінювати форсунки щоб підвищити ефективність при роботі при повній потужності двигуна.

Як видно з рис. 3.12, система впорскування складається з:

- двох форсунки рідкого палива;
- двох форсунки газового палива;
- ELGI ((electronic gas injection valve – електронний клапан подачі газу)

для відкриття та закриття клапанів паливного газу

- клапан FIVA (fuel injection valve actuator – клапан подачі рідкого палива) для керування профілем впорскування важкого палива через форсунку.

- ELWI (electrical window and gas shutdown – електричний вікно та вимикання подачі газу) клапан для управління положення вікна клапана як додаткова функція безпеки, щоб запобігти витoku газу, і, таким чином утворити систему подвійного контролю в камері згоряння. Крім того, він складається з традиційного підсилювача тиску рідкого палива та забезпечує поставку пілотних доз палива в двопаливному режимі.

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 вприскування рідкого палива.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

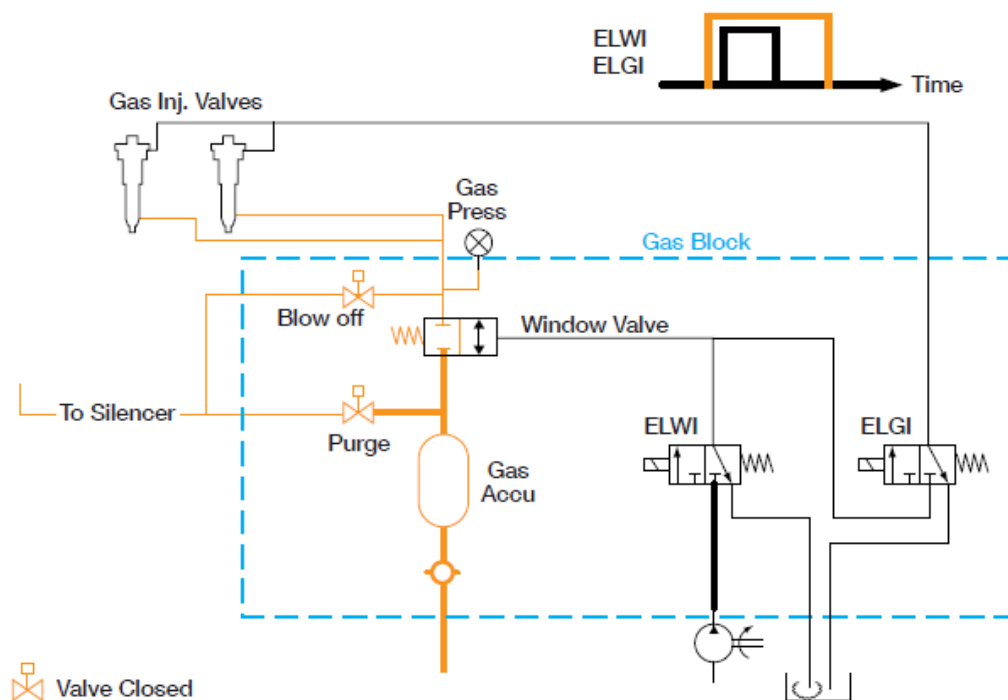


Рисунок 3.12 – Система впорскування газового палива

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

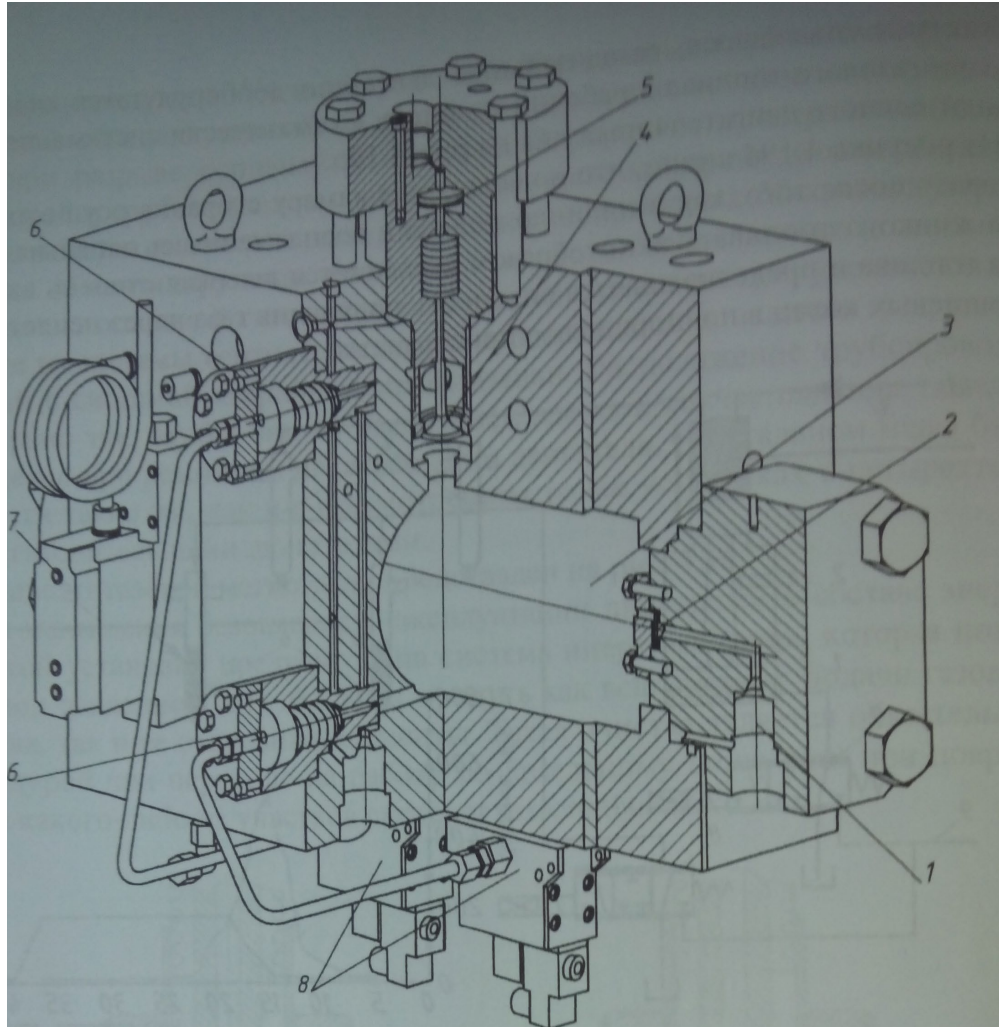


Рисунок 3.11 – Модуль управління подачею газу:

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

Заповнюючи канали між модулем і форсунками, газ впливає на датчик тиску. Інформація про фактичний тиск, отримана з датчика, надходить на

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

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. 3.112, 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.

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 свердління в кришці циліндрів і надходить до запірною 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

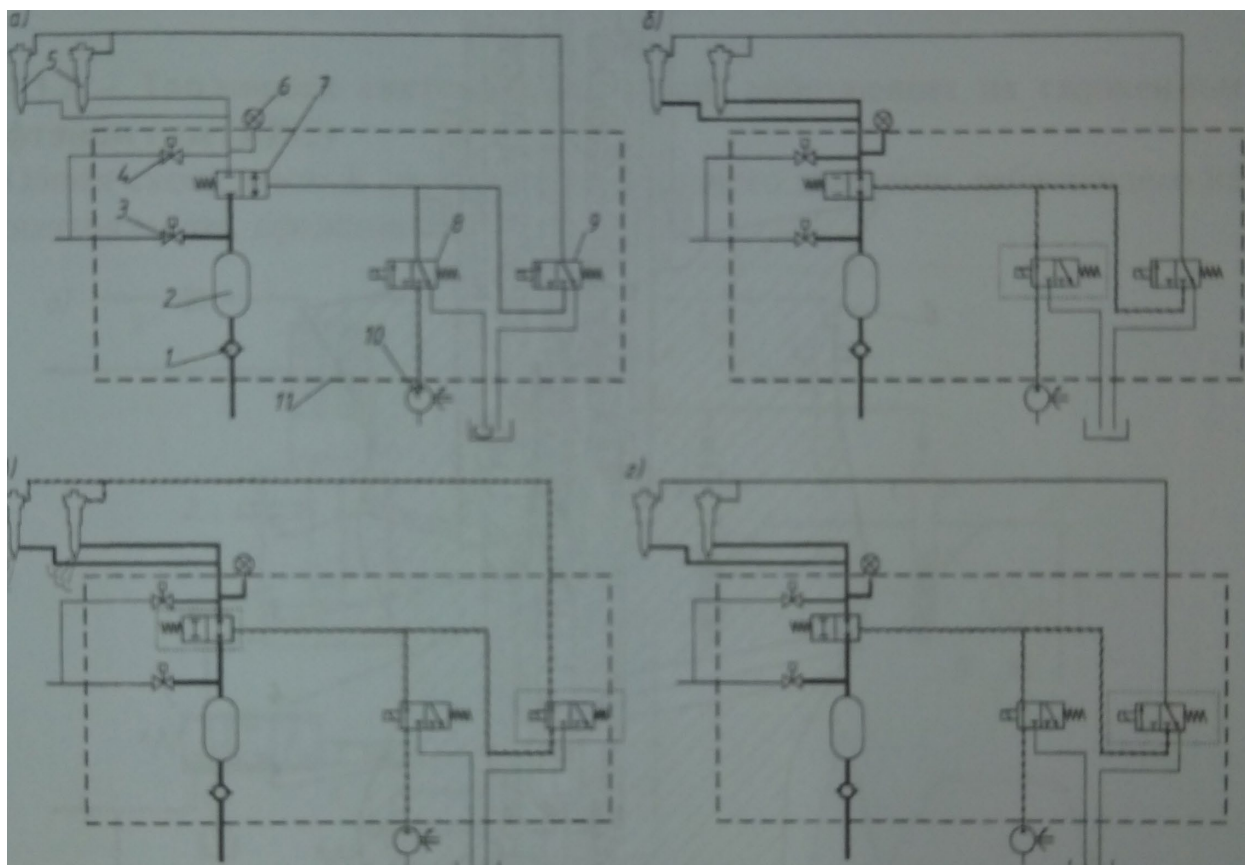


Рисунок 3.12 - Схема модуля керування подачею газу і порядок його роботи:

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 - 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

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.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Заходи для забезпечення безпечної експлуатації суднового газового малообертового двигуна

Під час звичайної роботи, де не виявлено пошкоджень клапана мазуту, клапан паливного газу відкривається з правильним кутом випередження, газ подається. Газ подається безпосередньо в камеру згорання. Отже, ризик отримання незгорілого газу, що може прослизнути мимо поршневих кілець і в повітряний ресивер, вважається малоймовірним. Моніторинг тиску повітряного приймача, і стан згорання також запобігає виникненню аварійних ситуацій.

Мета безпечної експлуатації полягає в попередженні на ранній стадії, якщо виникають витoki газу через клапани для закачування газу. Вікно клапана має подвійну функцію безпеки, що гарантує, що введення газу в камеру згорання можливе лише за правильного часу вприскування. У разі виходу з ладу газ може також заблокувати витікання газу в камеру згорання, тим самим гарантуючи, що буде надходити лише дуже невелика кількість газу.

Датчик тиску розташований між віконним клапаном і клапаном подачі газу. Малий об'єм газу в кришці циліндра (на кожному циліндрі) виявляє тиск газу протягом одного циклу. За цією системою будь-який ненормальний потік газу буде виявлений негайно, незалежно від того, чи варто для захоплення клапанів для закачування газу, протікання газових клапанів або запірних клапанів. Газопостачання буде зупинено, а газопроводи очищені інертним газом. Також у такій ситуації двигун продовжуватиме працювати лише на мазуті без втрати потужності.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, постійно контролюється тиск згорання у циліндрі двигуна. У випадку занадто високого тиску згорання газовий режим зупиняється, а двигун повертається до роботи на важкому паливі.

4.2 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Умови перебування у відсіку судна, що відповідають нормам і вимогам санітарних правил для морських суден до температури, повинні забезпечуватися системи вентиляції. У МВ передбачена екранізація теплообміну всього приміщення, яка сполучається з потоком повітря на робочому місці. Наведений розрахунок вентиляції машинного відділення був виконаний з метою визначення необхідної продуктивності системи кондиціонування, яка буде встановлюватися на судні. Продуктивність системи кондиціонування розраховується враховуючи максимальне тепловиділення в літню пору.

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається рівнянням:

$$L_{\Pi} = \frac{\sum Q_{над}}{C_{\Pi} \times \rho_{\Pi} \times \Delta t}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\sum Q_{над}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год;

$C_{\Pi} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×К);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам: $\Delta t_{літо} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{зима} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

ρ_{Π} - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³:

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho_{II} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_n}{273}}$$

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м^3 ;

t_n - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, даного судна, визначаються за виразом:

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ДГ}} - Q_{\text{зв}}$$

Надлишкове тепловиділення для ДВЗ визначається за формулою:

$$Q_{\text{ГД}} = K_3 \times g_e^{\text{ГД}} \times N^{\text{ГД}} \times Q_H^{\text{II}} \times m \times n, \text{ кДж/год},$$

де $K_3 = 0,84$ – коефіцієнт завантаження головного двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,173 \text{ кг/(кВт} \times \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N^{\text{ГД}} = 8080 \text{ кВт}$ – потужність головного двигуна;

$Q_H^{\text{II}} = 50324 \text{ кДж/кг}$ – нижня теплота згоряння палива;

$m = 0,013$ – частка тепловиділення у навколишнє середовище;

$n = 4$ – кількість головних двигунів.

$$Q_{\text{ГД}} = 0,84 \times 0,173 \times 8080 \times 50324 \times 0,013 \times 4 = 3072655,24 \text{ кДж/год}.$$

Кількість тепла, яке сприймає забортна вода, обраховується за формулою:

$$Q_{\text{зв}} = S \times \eta \times (t_{\text{МВ}} - t_{\text{зв}}),$$

де $S = 2 \times L_{\text{М}} \times H = 2 \times 28 \times 12 = 672 \text{ м}^2$ – площа лівого та правого бортів, які відносяться до машинного відділення;

$\eta = 24 \text{ кДж/ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – коефіцієнт розсіювання тепла;

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$t_{MB} = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура у машинному відділенні згідно останніх вимог ІМО;

$t_{3B} = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$ – середня температура води за бортом судна.

$$Q_{3B} = 24 \times 672 \times (38 - 19) = 306432 \text{ кДж.}$$

Сумарне надлишкове тепловиділення у машинному відділенні становить величину, яку обраховують за формулою:

$$Q_{над} = Q_{ГД} - Q_{3B} = 3072655,24 - 65664 = 2766233,24 \text{ кДж.}$$

Щільність повітря при зовнішній температурі $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ буде:

$$\rho_{\Pi} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204, \text{ кг/м}^3$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{\Pi}^{літо} = \frac{2766233,24}{1,01 \times 1,204 \times 8} = 28719,20, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{\Pi}^{зима} = \frac{13006991,24}{1,01 \times 1,204 \times 25} = 9190,14, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції для літа та зими становить:

$$n_{літо} = \frac{L_{\Pi}^{літо}}{V_M}$$

$$n_{літо} = \frac{L_{\Pi}^{літо}}{V_M}$$

де V_M – об'єм машинного відділення, який приблизно дорівнює:

$$V_M = s \times H_{суд} = 386 \times 12 = 4632 \text{ м}^3$$

де $H_{суд} = 12 \text{ м}$ – висота борту судна до верхньої палуби [розділ 1].

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тоді кратність циркуляції для літа та зими буде:

$$n_{\text{літо}} = \frac{28719,2}{4632} \approx 6,2 \text{ год}^{-1}$$

$$n_{\text{зима}} = \frac{9190,14}{4632} \approx 1,98 \text{ год}^{-1}$$

Даний повітрообмін дозволяє витримувати нормативні документи, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99.

4.3 Дії екіпажу в надзвичайних ситуаціях

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, судові 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

Основною метою боротьби з пожежами на судні є:

- порятунок пасажирів і екіпажу;
- локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів);
- гасіння пожежі всіма наявними засобами;
- способами збереження остійності й запасу плавучості.

Тактика боротьби з пожежами містить у собі:

- оголошення пожежної тривоги;
- при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі;
- визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

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]:

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;

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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.

Спеціальна речовина для гасіння *галони* складаються з вуглецю або декількох галогенів: фтору, хлору, бром у і йоду. Галони застосовуються для гасіння різних типів пожеж крім пожеж класу D. При об'ємному способі використання галона необхідно вилучити людей з аварійного приміщення.

Впровадження в дію систем пожежогасіння на основі галону, вуглекислого газу – системи об'ємного хімічного пожежогасіння (ОХП) на приміщення, що захищається, здійснюється за вказівкою капітана судна. Перед включенням системи необхідно вивести людей із приміщення,

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

загерметизувати приміщення. Після пуску вогнегасника необхідно контролювати температуру приміщення і, якщо пожежа не була погашена, перевірити герметизацію приміщення й пустити вогнегасник від резервної системи (якщо вона передбачена на судні). Перед оглядом аварійного приміщення його необхідно провентилувати, перевірити склад повітря за допомогою газоаналізатора за вмістом кисню й (незалежно від результатів аналізу повітря) провести первинний огляд аварійного приміщення в ізолюючих засобах захисту органів дихання.

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

Порошки для пожежогасіння загального призначення охолоджують палаючу речовину, припиняють доступ кисню й тепла до палаючої речовини й тим самим переривають ланцюгову реакцію горіння.

Крім зазначених вище вогнегасників для гасіння пожежі використовують природний пісок, ошурки, просочені содою, ковдри (повстина) з різних тканин, водяна пара.

Після ліквідації пожежі за приміщеннями, які були охоплені вогнем, повинен бути встановлений контроль з метою виключення повторних загорянь від осередків тління, що залишилися, коротких замикань електроустаткування й інших причин.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості двохтактного середньообертового двигуна Wärtsilä 6RT-flex 50, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що завдяки створена сучасна концепція фірмою виробником та використання оригінальних технічних рішень дає можливість двигуну застосовуватися на багатьох сучасних судах.

Відносно високий рівень цін на нафтове паливо змушую конструкторів двигунів та судновласників шукати заміну такому паливу. Одним з найбільш доступних, економічно ефективних та наявних на сьогоднішньому ринку є природний газ (LNG). Особливо привабливою для використання робить цей вид палива ціна, саме тому останні роки характеризуються широким розповсюдженням газових двигунів на судах різного типу.

У дипломному проекті запропоновано використати добре перевірені технічні рішення, розроблені провідною фірмою-двигунобудівником, піонером ефективних рішень серед газових малообертових машин – фірмою MAN Diesel & Turbo SE, для переведення на газове паливо головного двигуна Wärtsilä 6RT-flex 50. Для цього розглянуто концепцію судового малообертового газового двигуна, що працює на природньому газі , розроблено судову систему подачі газового палива , систему впорскування газового палива , враховані особливості роботи малообертових двигунів на газовому, розраховано робочий цикл двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Balticshipping.com [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.balticshipping.com/vessel/imo/9566344>
2. Wartsila [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.wartsila.com/media/news/01-10-2007-upgraded-wartsila-rt-flex50-engines>
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
5. Wartsila pure-gas-engines [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.wartsila.com/marine/products/engines-and-generating-sets/pure-gas-engines/wartsila-31sg>
6. MAN Energy Solutions [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.man-es.com/oil-gas/products/high-pressure-vessels>
7. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння. Том 5. Екологізація ДВЗ [Текст]: / А.П. Марченко, І.В. Пареданов, Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, А.Ф. ШЕХОВЦЕВ. – Х.: «Прапор», 2004. – 360 с.
8. Марченко, А.П. Вплив профілю проточної частини газоподаючого модуля на процес подачі газового палива в малооборотному газодизельному двигуні [Текст] / А.П. Марченко, Є.В. Білоусов, В.П. Савчук, В.С.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вербовський, М.Є. Рибальченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – № 1 2021, № 1. – С.59-65.

9. Okubo, M. New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines./ M. Okubo, T. Kuwahara. – Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.

10. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС / Е.В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 72-78.

11. Juliussen L.R. MAN B&W ME-GI Engines. Recent research and results. / L.R. Juliussen, M.J. Kryger, A. Andreasen // MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2012. – 6 p.

12. Наливайко В.С. Режимы работы судовых ДВЗ. [Текст]: / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко – Миколаїв НУК, 2011. – 100 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		