

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА

ТИПУ 8ЧН 25/34 (WARTSILA 8L25)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти



Р. Ю. Кожин

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Кожин Роман Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 25/34 (Wartsila 8L25)

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

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип – 8ЧН 25/34 (Wartsila 8L25),
потужність двигуна – 3000 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 8ЧН 25/34; Розрахунок робочого циклу та
динамічних зусиль двигуна 8ЧН 25/34; Розробка системи змащення двигуна 8ЧН
25/34; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна 8ЧН 25/34; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Система змащення двигуна 8ЧН 25/34

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Р. Ю. Кожин/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового дизельного двигуна 8ЧН 25/34 (Wartsila 8L25), потужністю 3000 кВт та 1000 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також системи змащення. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 47 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун, шатун, масло, паливо.

The qualification work presents the results of calculations for the main ship diesel engine 8ЧН 25/34 (Wartsila 8L25) with a power of 3000 kW and 1000 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the lubrication system. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 47 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: engine, connecting rod, oil, fuel.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ЧН 25/34.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 8ЧН 25/34.....	16
Розділ 3. Розробка системи змащення двигуна 8ЧН 25/34.....	29
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	39
Висновки.....	42
Список використаної літератури.....	44
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 8ЧН 25/34.....	45
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	46
Додаток В. Система змащення двигуна 8ЧН 25/34.....	47

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасному суднобудуванні ключову роль відіграє енергетична установка, яка забезпечує надійну, економічну та екологічно безпечну експлуатацію судна. Дизельні двигуни внутрішнього згоряння є основним типом силових агрегатів, що застосовуються на більшості морських і річкових суден. Їхня популярність зумовлена високим ККД, простотою обслуговування, надійністю у роботі та адаптивністю до різних експлуатаційних умов.

Особливу увагу в судновій галузі приділяють середньообертовим дизельним двигунам, які поєднують у собі високу ефективність і універсальність використання як у головних, так і у допоміжних енергетичних установках. Одним із представників цього класу є двигун Wärtsilä 8L25, що належить до типу 8ЧН 25/34 (8-циліндровий, чотиритактний, наддувний дизель із циліндром діаметром 250 мм і ходом поршня 340 мм) [1].

Метою даної дипломної роботи є виконання комплексного технічного розрахунку судового дизельного двигуна типу 8ЧН 25/34, що включає аналіз робочого циклу, теплові та індикаторні розрахунки, визначення геометричних параметрів деталей, оцінку навантажень на основні вузли та перевірку ефективності роботи турбонаддуву. Окрему увагу приділено дотриманню екологічних вимог та перспективам підвищення енергоефективності двигуна.

Об'єктом дослідження виступає судовий дизельний двигун Wärtsilä 8L25, що використовується як головний силовий агрегат на морських транспортних судах.

Предметом дослідження є процеси, що відбуваються в робочому циклі двигуна, а також параметри, які визначають його техніко-економічні характеристики.

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдання роботи полягає у визначенні основних параметрів двигуна, побудові індикаторних діаграм, розрахунку силових навантажень, оцінці ефективності системи змащення.

Виконання даної роботи дозволить глибше засвоїти теоретичні основи суднової енергетики, набути навичок інженерного аналізу та технічного розрахунку елементів двигуна, що є необхідними для подальшої професійної діяльності інженера-механіка.

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 25/34

Двигун 8ЧН 25/34 (рис. 1.1) — це сучасний середньообертовий чотиритактний судновий двигун, розроблений на основі надійної та перевіреної модульної платформи Wärtsilä 31. Двигун доступний у конфігураціях з 6...9 циліндрами (рядного типу) та забезпечує діапазон потужності від 1,7 до 3,4 МВт. 8ЧН 25/34 вирізняється винятковою паливною гнучкістю, оскільки доступний у версіях для роботи на дизельному паливі, у двопаливному режимі з використанням ЗПГ (зрідженого природного газу), а також на аміаку.

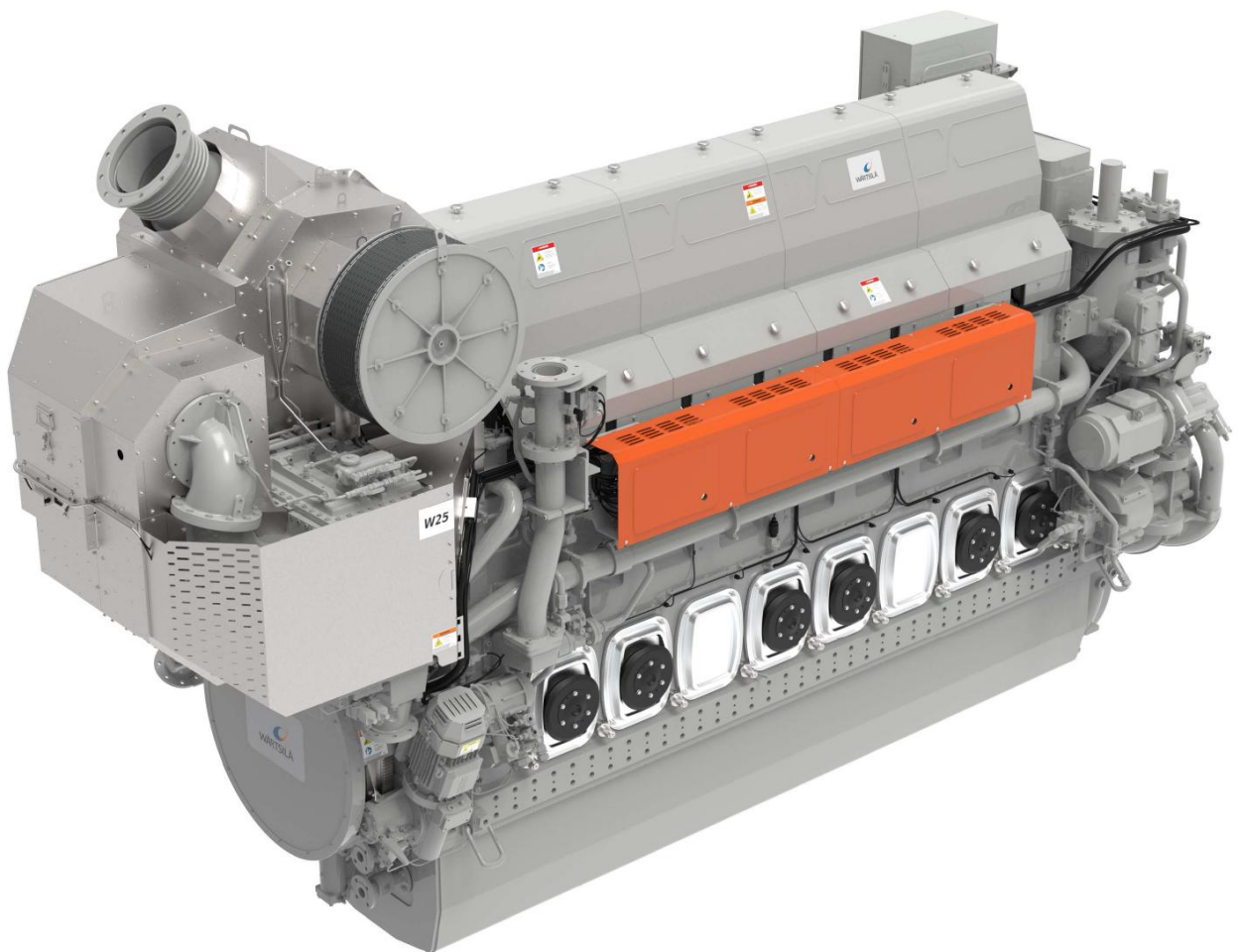


Рисунок 1.1 – Загальний вид двигуна 8ЧН 25/34

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Wärtsilä 25 уже сьогодні готовий працювати на вуглецево-нейтральних біопаливах та безвуглецевому аміаку, що значно полегшує досягнення навіть амбітніших цілей щодо скорочення викидів. Завдяки модульній конструкції з можливістю модернізації, цей двигун є рішуче орієнтованим на майбутнє: спочатку він може використовуватись як надійний дизельний або двопаливний (на ЗПГ) двигун, а згодом – легко адаптується до більш екологічних видів палива.

Wärtsilä 25 демонструє високу надійність як головний двигун у механічних, дизельно-електричних та гібридних установках, а також є економічно ефективним рішенням як допоміжний двигун. Він ідеально підходить як головний двигун для менших вантажних суден, риболовецьких траулерів, буксирів, земснарядів та суден технічного флоту.

Двигун оптимізовано для роботи як у режимі постійної швидкості, так і по гвинтовій характеристиці – залежно від вимог конкретної експлуатації.

Основні переваги двигуна 8ЧН 25/34

Висока питома потужність одного циліндра – дозволяє зменшити загальну кількість циліндрів, що забезпечує компактнішу конструкцію двигуна.

Зменшення кількості капітальних ремонтів завдяки збільшеному ресурсу компонентів – інтервал між ремонтами збільшено щонайменше на 30%.

Відмінна паливна економічність, низький рівень викидів та робота без димлення на всіх режимах навантаження.

Опція NextDF (для двопаливних двигунів у газовому режимі) забезпечує наднизькі викиди метану – лише 1,1% від обсягу палива у широкому діапазоні навантажень.

Легко відповідає вимогам IMO Tier III – дизельна версія двигуна може комплектуватися інтегрованим каталітичним нейтралізатором Wärtsilä NOR® для зниження NO_x.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Модульна конструкція спрощує оновлення та переобладнання під майбутні типи палива.

Ідеально підходить для механічних, дизельно-електричних та гібридних енергетичних установок.

Забезпечує 100% потужності з обох кінців колінчастого вала.

Оптимізований для роботи як на постійній швидкості, так і за гвинтовою характеристикою (змінною швидкістю).

Блок циліндрів

Блок двигуна виготовлено з високоміцного (високографітного) чавуну і відливається єдиним корпусом для всіх варіантів кількості циліндрів. Конструкція блоку дозволяє підтримувати підвісний колінчастий вал. Завдяки жорсткій та довговічній конструкції, блок ефективно сприймає внутрішні навантаження, що дозволяє монтувати двигун на пружній (еластичній) основі без проміжного фундаменту.

Усередині блоку інтегровані канали для охолоджувальної води та повітря наддуву – як основні, так і бічні. Також у блоці розміщено опори підшипників розподільного вала. Двигун обладнано вибухозахисним клапаном картера з полум'ягасником, що забезпечує безпеку у разі внутрішнього займання.

Основні підшипники

Кришки основних підшипників, також виготовлені з високоміцного чавуну, кріпляться двома гвинтами з гідравлічним натягом знизу. Вони спрямовуються боковими й вертикальними напрямними блоку двигуна. Для забезпечення високої жорсткості вузла кріплення колінчастого вала, на нижніх напрямних додатково встановлюються горизонтальні бічні гвинти з гідравлічним натягом.

Для підйому та опускання кришок основних підшипників (наприклад, під час їх огляду) використовується гідравлічний домкрат, розташований у

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

масляному картері. Через цей домкрат також подається мастило до підшипників.

Масляний картер

Масляний картер має полегшену зварну конструкцію та кріпиться до блоку знизу. Існує дві конструктивні версії: мокрий або сухий картер, залежно від вимог застосування.

У мокрому картері передбачено всмоктувальну трубку для подачі мастила до насоса, а також магістраль розподілу мастила, всмоктувальні трубопроводи та зворотні канали для мастильного сепаратора.

У сухому картері реалізовано магістраль розподілу мастила та дренажні отвори з обох боків, які ведуть до окремого зовнішнього масляного бака системи.

Монтаж двигуна

Для полегшення монтажу на жорсткий або пружний фундамент, болти кріплення двигуна до основи затягуються гідравлічно.

Колінчастий вал

Лінія колінчастого вала складається з кількох елементів: сам колінчастий вал, противаги, розбірне зубчасте колесо розподільного вала, а також механізм приводу насосів.

Колінчастий вал кований із суцільної заготовки. За наявності відповідної системи контролю, температура головних підшипників контролюється безперервно.

На кожному щоківому диску встановлені противаги, що забезпечують високий ступінь балансування вала, утворюючи стійку товсту плівку мастила у всіх підшипниках.

Шатуни розташовані поруч один з одним, а діаметри шатунних і корінних шийок однакові, незалежно від кількості циліндрів.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За потреби, на вільному кінці колінчастого вала можуть встановлюватися гасники крутильних коливань або балансувальні маси. Основними особливостями конструкції колінчастого вала є застосування технології "чистої сталі", яка знижує вміст шлакоутворюючих домішок і забезпечує високу довговічність матеріалу.

Юстування (центрування) колінчастого вала проводиться тільки на повністю прогрітому двигуні після його зупинки.

Обертний пристрій

На двигуні встановлено електропривідний механізм прокручування колінчастого вала, який включає електродвигун і приводить у рух маховик. Блок керування з кабелем дозволяє виконувати обертання з будь-якої зручної точки навколо двигуна. Швидкість обертання маховика становить приблизно 0,96 об/хв.

Привод обертання вводиться та виводиться із зачеплення вручну важелем із замком. Механізм оснащено пружинним виводом, що запобігає випадковому входженню шестерні в зачеплення з зубчастим вінцем маховика, коли система не використовується.

Блокування запуску двигуна унеможливорює його пуск, якщо механізм обертання увімкнений.

Для точного позиціонування колінчастого вала передбачено маховик ручного обертання.

Маховик і передача крутного моменту

Маховик виготовлено зі структурної сталі з обробленою поверхнею і зубчастим вінцем. Він компенсує коливання кутової швидкості, які виникають через нерівномірний крутний момент поршневого двигуна протягом робочого циклу.

Передачу обертального моменту можна здійснювати як з боку маховика, так і з протилежного вільного кінця колінчастого вала. На маховику закріплено зубчастий вінець для реалізації запуску та обертання двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Якщо потужність знімається з боку маховика, між блоком двигуна і генератором встановлюється захисний кожух маховика, який захищає з'єднання маховика та муфти.

Якщо основна потужність знімається з протилежного боку (навпроти маховика або турбокомпресора), весь маховик закривається захисним кожухом.

Шатун

Шатун виготовлений з кованої легованої сталі. Усі шпильки шатуна затягуються гідравлічно. Конструкція шатуна тристороння, що дозволяє зменшити висоту розбирання й знімати поршень без розбирання шатунного підшипника.

Корінні та шатунні підшипники

Корінні й шатунні підшипники мають тришарову конструкцію: сталеву основу, бронзову середню частину та м'який робочий шар. Поверхня підшипників покрита олов'яною плівкою (Sn-flash) для захисту від корозії. У період припрацювання можуть проявлятися незначні відхилення форми, що не впливають на роботу підшипника.

Гільза циліндра

Гільзи циліндрів відлиті центрифугою зі спеціального легованого чавуну. У верхній частині гільзи передбачено охолоджувальний кожух, який рівномірно розподіляє охолоджувальну рідину через канали гільзи, забезпечуючи ефективне керування температурою. Система змащення гільзи подає масло до пальцевого підшипника та охолоджує днище поршня через внутрішні масляні канали.

Поршень

Поршень має складену конструкцію: сталеве днище та юбка з високоміцного (сфероїдального) чавуну. Для змащення пари "поршнева юбка – гільза циліндра" використовується система змащення з масляними каналами, розташованими в канавці юбки. Днище поршня також охолоджується маслом

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

за допомогою тієї ж системи. Канавки для поршневих кілець загартовані для підвищення ресурсу.

Поршневі кільця

Комплект поршневих кілець встановлюється у днищі поршня й складається з двох компресійних кілець напрямленої дії та одного маслоснімного кільця з пружним компенсатором. Робоча поверхня компресійних кілець покрита хромокерамікою, що забезпечує високу зносостійкість.

Головка циліндра

Головка циліндра — перехресного потоку, виготовлена з високоміцного чавуну. Механічне навантаження сприймається вогнестійкою плитою, яка разом із верхньою платформою та стінками утворює жорстку коробчасту конструкцію. Головка кріпиться до блоку чотирма гідравлічно затягнутими болтами.

Клапанні сідла та вогнева плита мають ефективне пряме водяне охолодження. Сідла клапанів виготовлені з легованої сталі, що забезпечує їхню зносостійкість. Усі клапани керуються гідравлічно, оснащені напрямними втулками, пружинами та обертовими пристроями (ротаторами).

До головки циліндра приєднано такі елементи:

- Патрубок подачі наддувного повітря до ресивера;
- Вихлопна труба до системи випуску;
- Охолоджувальна водяна сорочка;
- Напрямні паливопроводи високого тиску (jumper rails);
- Гідравлічний привод клапанів.

Розподільний вал і клапанний механізм

Кулачки інтегровані безпосередньо у ковану заготовку розподільного вала. Опорні шийки виготовляються окремо й з'єднуються з основними частинами вала фланцевими з'єднаннями. Опори розподільного вала є частиною литого корпусу двигуна та повністю закриті.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Установлення та демонтаж підшипників здійснюється за допомогою гідравлічного інструмента. Кожен циліндр має окрему кришку розподільного вала, яка ущільнюється по блоку за допомогою О-подібного кільця.

Штовхачі клапанів – поршневого типу з самоналаштуванням ролика відносно кулачка для рівномірного розподілу контактного тиску. Пружини клапанів забезпечують динамічну стабільність механізму.

Гідравлічний клапанний привід

На Wärtsilä 25 застосовується гідравлічний коромисловий привід, який передає рух від розподільного вала до клапанів через систему гідроканалів, штовхачів і штовхаючих поршнів [2].

Система включає:

- Гідравлічний механізм закриття впускного клапана з змінним моментом (Variable Inlet valve Closing — VIC);
- Гідравлічні компенсатори зазору, що усувають вплив виробничих допусків;
- Пружини штовхачів, інтегровані в гідравлічний блок HVA;
- Соленоїдні клапани керування функцією VIC, розміщені в корпусі HVA.

Привод розподільного вала

Розподільний вал приводиться в рух від колінчастого вала через зубчасту передачу. Зубчасте колесо кріпиться розпирними болтами між колінвалом та торцевим елементом.

Для двигунів 7L та 9L передача до розподільного вала і балансувального вала здійснюється з боку маховика.

Для 6L і 8L двигунів балансувальні ваги не встановлюються.

На вільному кінці зубчастої передачі розміщується балансувальна маса, якщо необхідно.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ЛЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Турбонаддув і охолодження наддувного повітря

Обрані турбокомпресори забезпечують оптимальне поєднання високих ступенів підвищення тиску та ефективності на повному й частковому навантаженні.

Оснащуються внутрішніми підшипниками ковзання, що дозволяє обслуговувати картридж зі сторони компресора.

Турбокомпресор змащується мастилом двигуна через інтегровані канали.

Для очищення компресорної частини під час роботи передбачено водяну промивну систему з резервуаром на двигуні.

Регулювання тиску наддуву

Exhaust Waste Gate (EWG) – керує тиском наддуву й циліндрів на високих навантаженнях.

Air Waste Gate (AWG) – запобігає помпажу та перенавантаженню EWG за низьких температур на вході повітря.

Air By-Pass (ABP) – безступінчастий клапан, який запобігає помпажу компресора під час швидкого зниження навантаження. Також покращує роботу двигуна на низьких обертах.

Охолоджувач наддувного повітря

Система охолодження наддувного повітря (CAC) – одноступінчастий теплообмінник, охолоджується прісною водою.

Паливна апаратура

У системі електронного упорскування пального паливо спочатку подається по трубопроводах низького тиску (LP) до насосів високого тиску (HP), де воно стискається та подається через трубопровідну систему “jumper rail” до кожного форсункового клапана.

Кількість насосів високого тиску залежить від конфігурації циліндрів і призначення двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Подача пального насосом регулюється клапаном контролю подачі палива (Flow Control Valve, FCV).

На початку магістралі високого тиску (common rail) розташовано:

Запобіжний клапан (входить до блоку НР-з'єднання),

Об'єм для скидання тиску пального.

Ці два вузли є окремими компонентами. Запобіжний клапан виконує функцію механічного захисту від надлишкового тиску — у разі перевищення тиску він відкриває канал до резервуару для скидання палива, який з'єднаний із системою низького тиску.

Форсунка обладнана одногловим соплом, що забезпечує точне і контрольоване впорскування пального у камеру згоряння.

Система автоматизації

Двигун Wärtsilä обладнаний електронною системою керування UNIC [3].

Система UNIC включає:

- Провідний інтерфейс (hardwired) для реалізації керувальних функцій;
- Інтерфейс шинної передачі даних для сигналізації та моніторингу параметрів;
- Управління впорскуванням пального — у версіях двигуна з електронно керованими форсунками, що оптимізують подачу палива.

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ
ДВИГУНА 8ЧН 25/34

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Методика Гріневецького–Мазинга є однією з найпоширеніших аналітичних моделей для розрахунку робочого циклу чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння. Вона дозволяє з достатньою точністю визначити зміну тиску в циліндрі на різних фазах циклу, а також побудувати умовну індикаторну діаграму – основу для подальших розрахунків потужності, термодинамічної ефективності та навантажень на елементи КШМ.

Метод Гріневецького–Мазинга базується на допущенні, що робочий цикл можна розділити на окремі ізохорні, адіабатичні та ізобарні процеси, які відбуваються послідовно. Кожна фаза моделюється як термодинамічний процес з використанням рівняння Пуассона або рівняння стану ідеального газу.

Для виконання розрахунку за методом Гріневецького–Мазинга необхідно задати:

- геометричні параметри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стискання);
- коефіцієнти наповнення та залишкових газів;
- температури і тиски на впуску та випуску;
- хімічний склад палива та стехіометричне співвідношення;
- теплоту згоряння та її ефективне використання.

У результаті можна визначити:

- Індикаторні параметри: середній індикаторний тиск, індикаторна потужність, термічний ККД;
- Форма та площа індикаторної діаграми (p – V діаграми);

- Температурні та тискові криві в циліндрі;
- Початкові умови для динамічного аналізу КШМ.

Методика дозволяє аналітично враховувати вплив різних факторів, таких як зміни складу заряду, ефективність наповнення, втрати тепла на стінки, вплив залишкових газів. Хоча метод не враховує всі складності реального циклу (наприклад, турбулентність або реальну кінетику згоряння), він широко застосовується в навчальній, розрахунково-конструкторській та оптимізаційній практиці при аналізі середньо- та великооб'ємних двигунів внутрішнього згоряння [4].

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позн.	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	3000
Частота обертання	n	хв^{-1}	1000
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	298
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,4
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	y_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98
Ступінь стиснення	ε		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,2
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,94

Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,7
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_r	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		8
Діаметр циліндра	D_c	м	0,25
Хід поршня	S_c	м	0,34
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,07
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,95
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_a		0,95
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,74

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позн	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	505,4
Температура повітря в ресивері	T_s	К	308,512
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	346,647
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,396
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,376

Коефіцієнт наповнення	η_n		0,867
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	16,368
Температура в кінці стиснення	T_c	К	942,661
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,024
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0309
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0297
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,028
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1931
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	19,642
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,756
Ступінь подальшого розширення	δ		9,112
Показник політропи розширення	n_2		1,271
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1060
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,184
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,899
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,87
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,164
Індикаторний ККД	η_i	-	0,514
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,698
Ефективний ККД	η_e	-	0,484
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,174
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	3004
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	4,531
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	4,676

Температура газів	T_t	К	788,838
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,056
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,359
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,373
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	Π_k		4,003
Розрахунковий тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,4003

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є одним із ключових інструментів аналізу роботи двигуна внутрішнього згоряння. Вона відображає зміну тиску в циліндрі в залежності від об'єму або кута повороту колінчастого вала протягом одного робочого циклу. Побудова індикаторної діаграми дозволяє не лише оцінити термодинамічну ефективність двигуна, а й провести попередню перевірку конструктивних та експлуатаційних характеристик.

Основна мета розрахунку індикаторної діаграми – визначення середнього індикаторного тиску, потужності, термічного ККД, а також навантажень, які виникають у кривошипно-шатунному механізмі в результаті дії газових сил. Отримана діаграма є основою для подальшого динамічного аналізу.

Обчислення координатних значень для процесів стиснення та розширення, які описуються політропними залежностями, проводиться за наступними виразами [5]:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{\left(V/V_c\right)^{n_1}}$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(V/V_c\right)^{n_2}}$$

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,271
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,368
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,642
Ступінь попереднього розширення ρ	1,756
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,64	
1,00	16,37	19,64
1,76	7,61	19,64
2,47	4,79	12,74
3,18	3,39	9,23
3,89	2,57	7,14
4,60	2,05	5,77
5,32	1,68	4,80
6,03	1,42	4,10
6,74	1,22	3,55
7,45	1,06	3,13
8,17	0,94	2,79
8,88	0,84	2,50
9,59	0,75	2,27
10,30	0,68	2,07
11,01	0,62	1,90
11,73	0,57	1,76
12,44	0,53	1,63
13,15	0,49	1,52
13,86	0,46	1,42
14,58	0,43	1,33
15,29	0,40	1,26
16,00	0,38	1,18
16,00		0,38

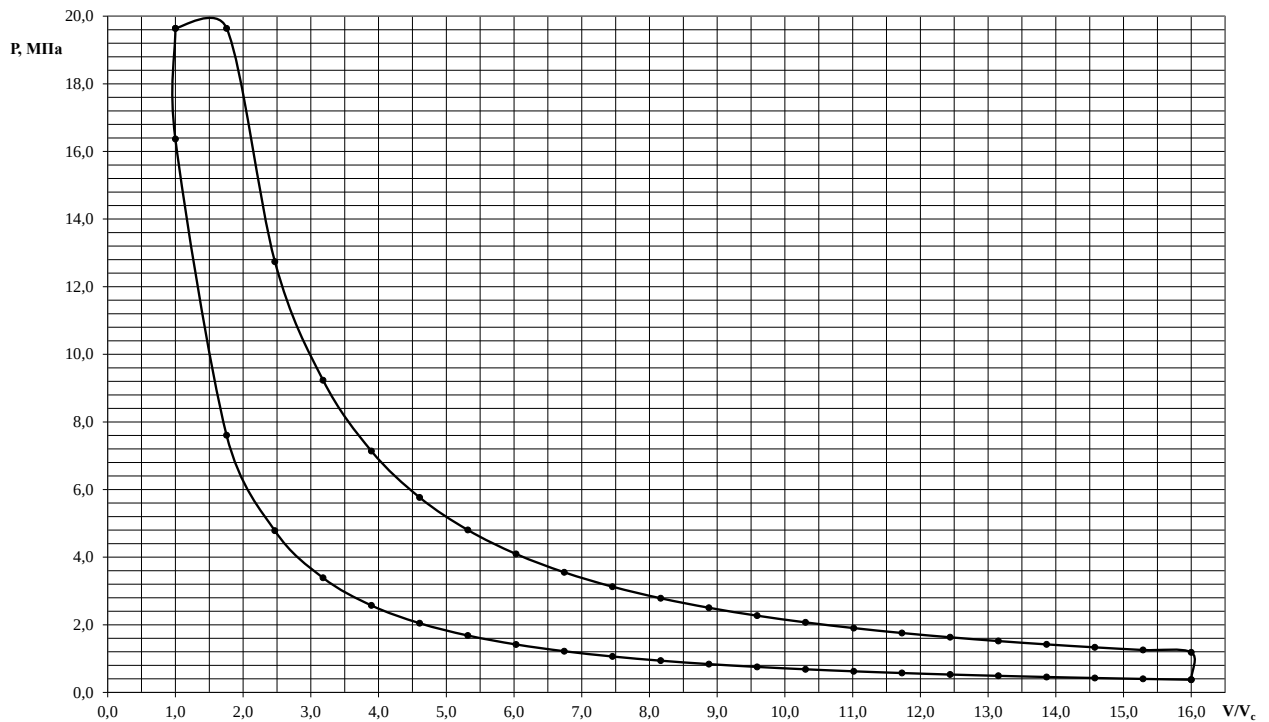


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Діаграми динамічних навантажень використовуються для визначення зусиль, які виникають у колінчастому валі під час його обертання в межах повного циклу кута. Такі графічні побудови є важливою складовою у процесі оцінювання механічної надійності критичних вузлів вала та рівня його динамічного балансування. Формування цих діаграм базується на результатах теплового аналізу робочого процесу двигуна з урахуванням змін дії внутрішніх і зовнішніх сил упродовж обертального руху [5].

До основних сил, що враховуються у розрахунках і візуалізуються на діаграмах, належать:

P_g – газова сила, яка впливає на поршень унаслідок тиску згорілих газів;

P_j – інерційна сила, що виникає внаслідок зворотно-поступального руху мас;

P_{dv} – вертикальна сила, що прикладається на осі поршневого пальця (виконує функцію рушійної);

N – сила, перпендикулярна до осі поршня, яка притискає його до стінки втулки;

Q – сила, яка передається вздовж осі шатуна;

T – тангенціальна (дотична) сила, що діє по дузі обертання кривошипа;

Z – сила, напрямлена вздовж осі кривошипного вала.

Схематичне розташування зазначених зусиль у кривошипно-шатунному механізмі зображено на рисунку 2.2.

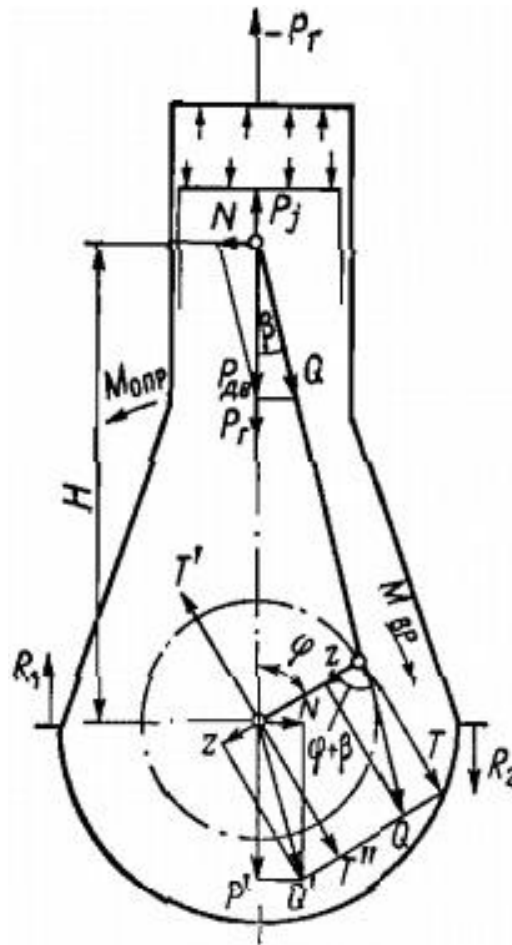


Рисунок 2.2 – Схематичне зображення сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

У таблиці 2.4 наведено початкові дані, використані під час динамічного розрахунку. Підсумки обчислень представлені у таблицях 2.5 та 2.6, які слугували основою для побудови графіків, наведених на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 показано:

P_{Γ} – тиск газів, що діє на поршень;

P_j – інерційне навантаження від одного циліндра;

P_{dv} – вертикальне рушійне зусилля.

На рисунку 2.4 зображено:

N – сила взаємодії між поршнем і втулкою;

Z – осьове зусилля у кривошипному валі;

T – дотична складова сили.

На рисунку 2.5 подано:

$T\Sigma$ – сумарні дотичні сили, що діють у системі;

$T_{cp}\Sigma$ – середнє значення сумарного дотичного навантаження за цикл.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,25
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	1000
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	19,642
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,368
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_{Γ}	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,272
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	90
Радіус кривошипа	м	r	0,17
Ступінь стиснення		ϵ	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,271
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,756
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

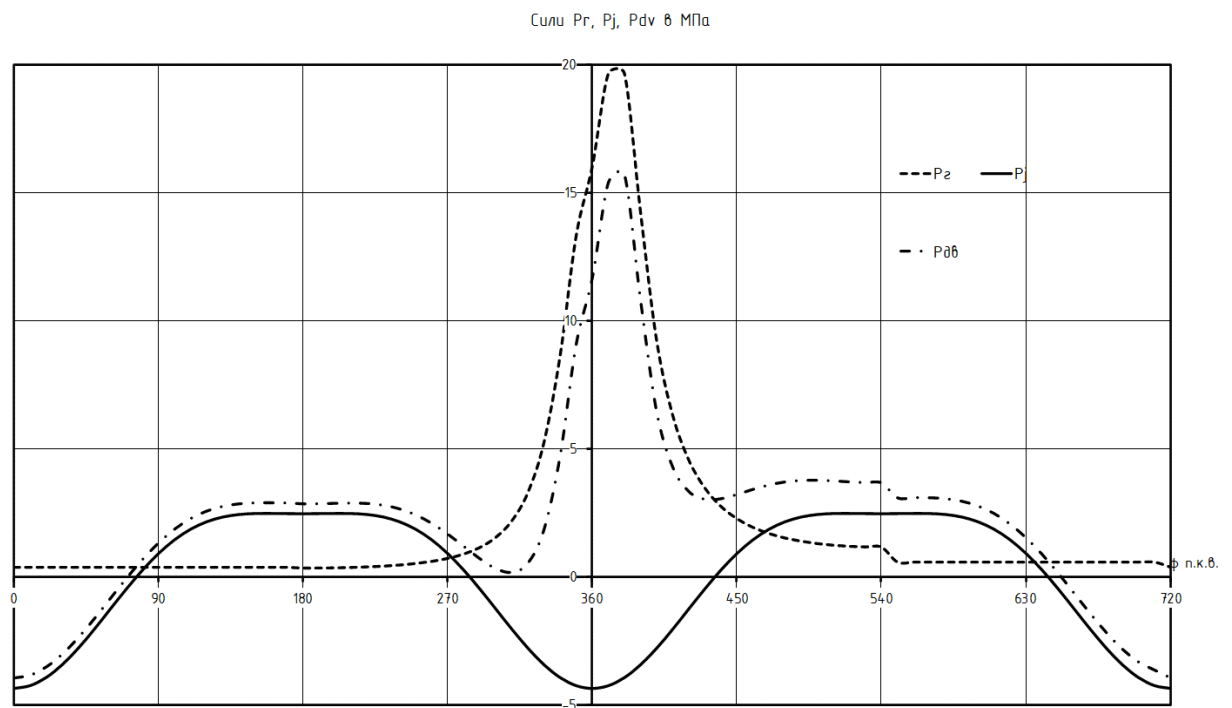
φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-4,3456	-3,9456	0,0000	-3,9456	0,0000
10	0,4000	-4,2376	-3,8376	-0,1814	-3,7478	-0,8450
20	0,4000	-3,9221	-3,5221	-0,3286	-3,1973	-1,5134
30	0,4000	-3,4232	-3,0232	-0,4137	-2,4113	-1,8699
40	0,4000	-2,7784	-2,3784	-0,4201	-1,5519	-1,8507
50	0,4000	-2,0346	-1,6346	-0,3456	-0,7860	-1,4743
60	0,4000	-1,2435	-0,8435	-0,2025	-0,2464	-0,8318
70	0,4000	-0,4566	-0,0566	-0,0148	-0,0055	-0,0583
80	0,4000	0,2800	0,6800	0,1866	-0,0657	0,7020
90	0,4000	0,9292	1,3292	0,3707	-0,3707	1,3292
100	0,4000	1,4664	1,8664	0,5123	-0,8286	1,7491
110	0,4000	1,8803	2,2803	0,5959	-1,3398	1,9390
120	0,4000	2,1728	2,5728	0,6175	-1,8212	1,9193
130	0,4000	2,3573	2,7573	0,5830	-2,2190	1,7375
140	0,4000	2,4557	2,8557	0,5044	-2,5118	1,4492
150	0,4000	2,4940	2,8940	0,3960	-2,7043	1,1040
160	0,4000	2,4985	2,8985	0,2704	-2,8161	0,7372
170	0,4000	2,4912	2,8912	0,1367	-2,8710	0,3675
180	0,3680	2,4871	2,8551	0,0000	-2,8551	0,0000
190	0,3706	2,4912	2,8618	-0,1353	-2,8419	-0,3637
200	0,3787	2,4985	2,8771	-0,2684	-2,7954	-0,7318
210	0,3928	2,4940	2,8868	-0,3950	-2,6976	-1,1013
220	0,4143	2,4557	2,8700	-0,5070	-2,5244	-1,4564
230	0,4448	2,3573	2,8021	-0,5925	-2,2550	-1,7657
240	0,4874	2,1728	2,6602	-0,6385	-1,8830	-1,9846
250	0,5465	1,8803	2,4268	-0,6341	-1,4259	-2,0635
260	0,6290	1,4664	2,0954	-0,5751	-0,9302	-1,9637
270	0,7460	0,9292	1,6752	-0,4672	-0,4672	-1,6752
280	0,9160	0,2800	1,1960	-0,3283	-0,1156	-1,2348
290	1,1709	-0,4566	0,7143	-0,1867	0,0689	-0,7351
300	1,5682	-1,2435	0,3247	-0,0779	0,0949	-0,3202
310	2,2161	-2,0346	0,1815	-0,0384	0,0873	-0,1637
320	3,3233	-2,7784	0,5449	-0,0963	0,3556	-0,4240
330	5,2816	-3,4232	1,8583	-0,2543	1,4822	-1,1494
340	8,6581	-3,9221	4,7360	-0,4419	4,2993	-2,0350
350	13,3284	-4,2376	9,0907	-0,4297	8,8780	-2,0018
360	16,0197	-4,3456	11,6742	0,0000	11,6742	0,0000

370	19,6420	-4,2376	15,4044	0,7281	15,0439	3,3920
380	19,6420	-3,9221	15,7199	1,4666	14,2702	6,7547
390	14,2545	-3,4232	10,8312	1,4822	8,6390	6,6992
400	9,2484	-2,7784	6,4700	1,1429	4,2217	5,0343
410	6,3345	-2,0346	4,2999	0,9091	2,0675	3,8783
420	4,5864	-1,2435	3,3429	0,8023	0,9766	3,2962
430	3,4912	-0,4566	3,0346	0,7930	0,2927	3,1228
440	2,7759	0,2800	3,0559	0,8387	-0,2953	3,1551
450	2,2915	0,9292	3,2208	0,8983	-0,8983	3,2208
460	1,9540	1,4664	3,4204	0,9388	-1,5185	3,2055
470	1,7136	1,8803	3,5939	0,9391	-2,1117	3,0560
480	1,5400	2,1728	3,7128	0,8911	-2,6281	2,7698
490	1,4139	2,3573	3,7713	0,7974	-3,0349	2,3764
500	1,3230	2,4557	3,7787	0,6675	-3,3237	1,9176
510	1,2590	2,4940	3,7530	0,5136	-3,5070	1,4317
520	1,2166	2,4985	3,7151	0,3466	-3,6096	0,9449
530	1,1924	2,4912	3,6836	0,1741	-3,6579	0,4682
540	1,1845	2,4871	3,6716	0,0000	-3,6716	0,0000
550	0,6000	2,4912	3,0912	-0,1461	-3,0696	-0,3929
560	0,6000	2,4985	3,0985	-0,2891	-3,0105	-0,7881
570	0,6000	2,4940	3,0940	-0,4234	-2,8912	-1,1803
580	0,6000	2,4557	3,0557	-0,5398	-2,6877	-1,5507
590	0,6000	2,3573	2,9573	-0,6253	-2,3799	-1,8635
600	0,6000	2,1728	2,7728	-0,6655	-1,9627	-2,0685
610	0,6000	1,8803	2,4803	-0,6481	-1,4574	-2,1090
620	0,6000	1,4664	2,0664	-0,5672	-0,9174	-1,9366
630	0,6000	0,9292	1,5292	-0,4265	-0,4265	-1,5292
640	0,6000	0,2800	0,8800	-0,2415	-0,0850	-0,9085
650	0,6000	-0,4566	0,1434	-0,0375	0,0138	-0,1476
660	0,6000	-1,2435	-0,6435	0,1545	-0,1880	0,6346
670	0,6000	-2,0346	-1,4346	0,3033	-0,6898	1,2939
680	0,6000	-2,7784	-2,1784	0,3848	-1,4214	1,6950
690	0,6000	-3,4232	-2,8232	0,3863	-2,2518	1,7462
700	0,6000	-3,9221	-3,3221	0,3100	-3,0158	1,4275
710	0,6000	-4,2376	-3,6376	0,1719	-3,5525	0,8010
720	0,4000	-4,3456	-3,9456	0,0000	-3,9456	0,0000

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	90				
φ°	T_E								T_E	
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	1,329	0,000	-1,675	0,000	3,221	0,000	-1,529	1,346	
10	-0,845	1,749	-0,364	-1,235	3,392	3,205	-0,393	-0,909	4,602	
20	-1,513	1,939	-0,732	-0,735	6,755	3,056	-0,788	-0,148	7,834	
30	-1,870	1,919	-1,101	-0,320	6,699	2,770	-1,180	0,635	7,551	
40	-1,851	1,737	-1,456	-0,164	5,034	2,376	-1,551	1,294	5,421	
50	-1,474	1,449	-1,766	-0,424	3,878	1,918	-1,864	1,695	3,412	
60	-0,832	1,104	-1,985	-1,149	3,296	1,432	-2,069	1,746	1,544	
70	-0,058	0,737	-2,064	-2,035	3,123	0,945	-2,109	1,427	-0,033	
80	0,702	0,367	-1,964	-2,002	3,155	0,468	-1,937	0,801	-0,408	
90	1,329	0,000	-1,675	0,000	3,221	0,000	-1,529	0,000	1,346	
									31,268	

Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

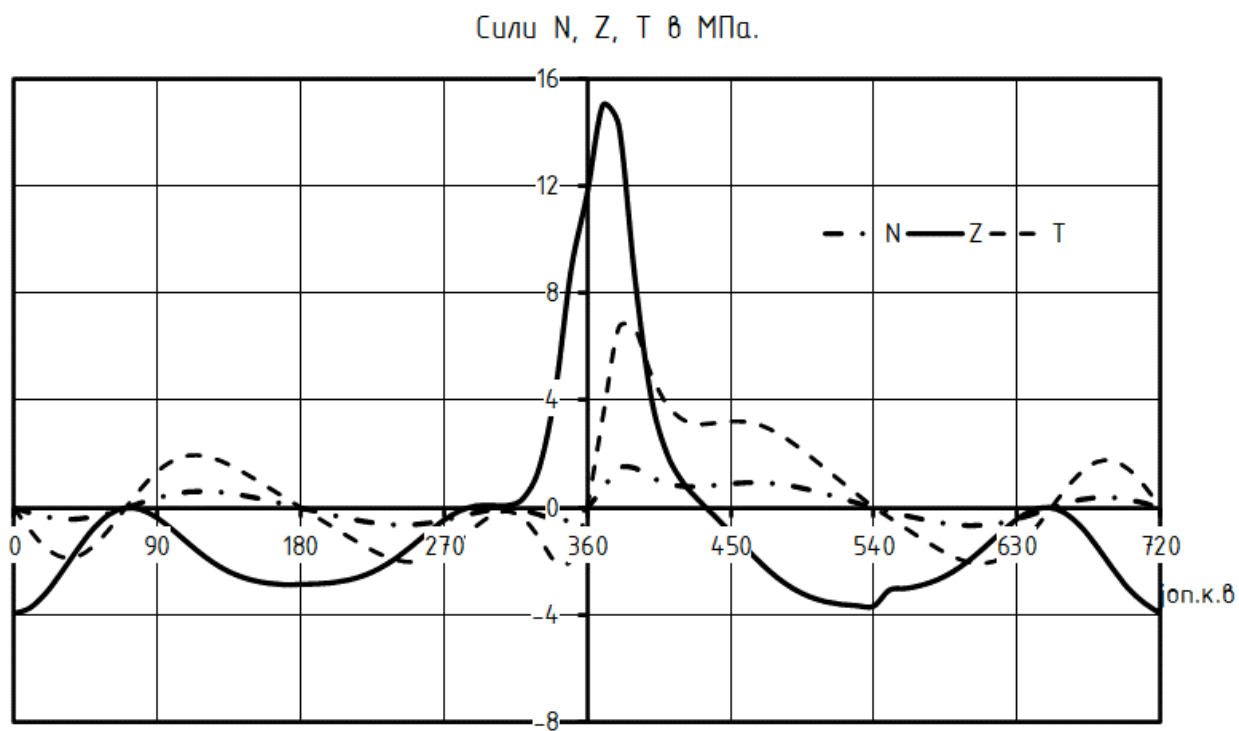


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

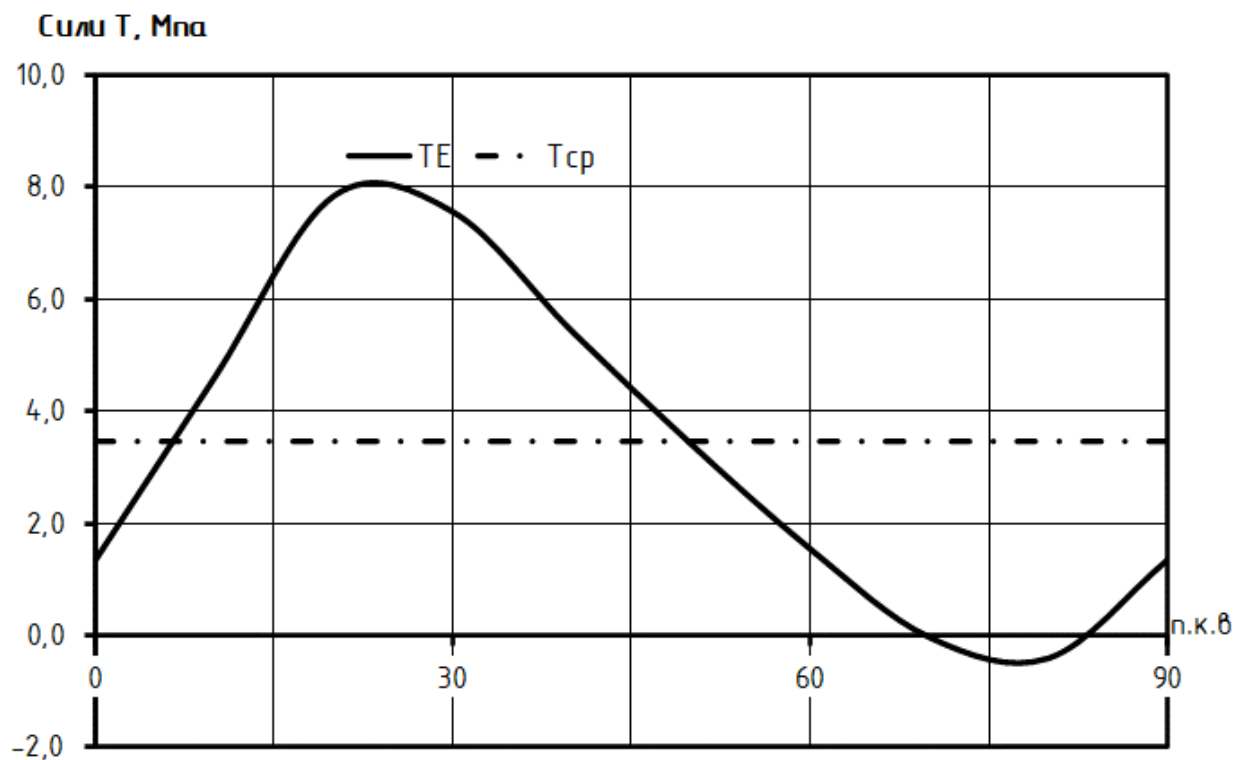


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ДВИГУНА 8ЧН 25/34

Вимоги до масла

Масло повинно відповідати класу в'язкості SAE 40 і мати індекс в'язкості (VI) не менше 95.

Лужність мастила (BN) повинна відповідати виду палива, що використовується. Для роботи на дистилятному паливі або рідкому біопаливі необхідна лужність мастила визначається якістю пального відповідно до наведених далі таблиць.

BN – це аббревіатура від Base Number (лужне число). Це значення показує кількість міліграмів KOH (гідроксиду калію) на 1 грам оливи.

Таблиця 3.1 – Вимоги до лужного числа мастила залежно від типу пального

Категорія	Стандарт пального	Маркування пального	Лужне число мастила (BN)
A	ASTM D 975-01, BS MA 100:1996, CIMAC 2003, ISO 8217:2017(E)	GRADE NO. 1-D, 2-D, 4-D, DMX, DMA, DX, DA, DB, ISO-F-DMX	10...30
B	ASTM D 975-01, BS MA 100:1996, CIMAC 2003, ISO 8217:2017(E)	GRADE NO. 1-D, 2-D, 4-D, DMX, DMA, DX, DA, DB, ISO-F-DMX	15...30
C	ASTM D 975-01, ASTM D 396-04, BS MA 100:1996, CIMAC 2003, ISO 8217:2017(E)	GRADE NO. 4-D, GRADE NO. 5-6, DMC, RMA10–RMK55, DC, A30-K700, RMA10–RMK 700	30...55

У випадку використання дистилятного палива з низьким вмістом сірки (макс. 0,4 % за масою) рекомендується застосовувати мастило з BN у межах 10–15.

При роботі на мазутному паливі (residual fuel) першочергово рекомендується використовувати мастила з BN 50–55. Ця рекомендація

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ЛІЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

особливо актуальна для двигунів із мокрим картером мастила, що працюють на мазуті з вмістом сірки понад 2,0 % за масою.

Мастила з BN 40 також можуть застосовуватись при експлуатації на мазуті, якщо практичний досвід підтверджує, що рівень нейтралізаційної здатності масла (рівноважне BN) залишається в допустимих межах.

Застосування мастил з BN 30 при роботі на мазуті рекомендується лише у виняткових випадках, наприклад, для установок, обладнаних SCR-каталізаторами. Мастила з нижчим BN можуть позитивно впливати на чистоту каталізатора SCR.

При використанні масел BN 30 інтервали заміни мастила можуть бути коротшими, проте завдяки зростанню загальної доступності обладнання (за умови подовження сервісних інтервалів каталізатора SCR) експлуатаційні витрати можуть зменшитись.

Якщо двигун експлуатується чергово на дистилатному та мазутному паливі, якість мастила повинна відповідати вимогам до роботи на мазуті, тобто мінімальний BN – 30. Оптимальне значення BN у такому режимі залежить від тривалості періодів роботи на кожному типі палива, а також від вмісту сірки в паливі. У деяких випадках може бути доцільним використання мастил із BN 40 або навіть вищим.

Якщо застосовується ультранизькосірчисте паливо (ULSFO) з вмістом сірки до 0,10 % мас., яке класифікується як мазутне паливо, тоді дозволено використання мастила з BN 20.

Змішування мастил різних брендів не допускається, якщо це не погоджено з постачальником мастильних матеріалів. У разі, якщо двигун перебуває на гарантії, змішування має бути підтверджено компанією Wärtsilä.

Оновлений перелік перевірених мастил надається для кожної установки.

Змішування мастил різних виробників заборонено, якщо це не дозволено постачальниками мастильних матеріалів. У випадку, якщо двигун

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

перебуває на гарантії, змішування мастил також повинно бути погоджене з компанією Wärtsilä.

Оновлений перелік схвалених мастильних матеріалів постачається для кожної конкретної установки.

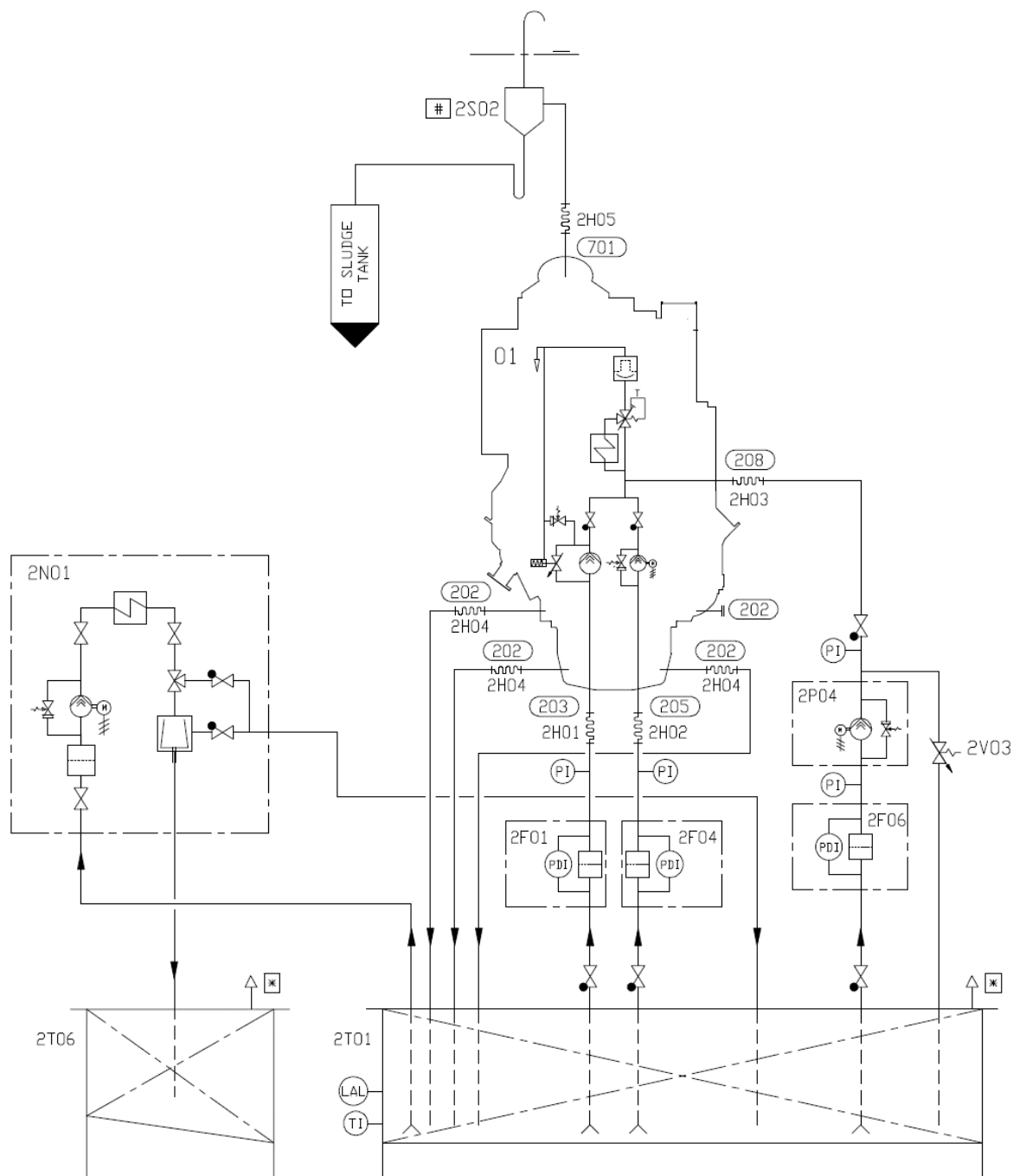


Рисунок 3.1 – Схема зовнішньої системи змащення

Система сепарації

Блок сепарації

Для суднових двигунів рекомендується байпасна обробка мастильного масла за допомогою сепаратора [6].

Можливе також використання альтернативних рішень замість мастильного сепаратора, якщо забезпечується належна якість і чистота масла. Допускається застосування одного спільного сепаратора для декількох двигунів, за умови, що міжмоторне змішування мастила мінімізовано, а також що час роботи сепаратора пропорційно розподіляється між двигунами (за співвідношенням "години сепарації/години роботи двигуна").

Загальні вимоги до сепаратора:

- Сепаратор має бути розрахований на безперервне центрифугування.
- Кожна система мастила повинна мати окремий сепаратор.
- Добова кратність очищення всього об'єму масла: приблизно 5 разів за 24 години.
- Температура центрифугування: 95 °С.

Сепаратори зазвичай постачаються у вигляді попередньо змонтованих агрегатів.

Типова комплектація блоку сепарації мастила:

- Насос подачі з всмоктувальним фільтром і запобіжним клапаном;
- Попередній нагрівач;
- Сепаратор;
- Шафа керування.

Блок може також оснащуватись проміжним шламовим баком і насосом для шламу, що дозволяє гнучкіше розміщувати сепаратор без обов'язкового встановлення бака безпосередньо під ним.

Насос подачі до сепаратора

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ</i>	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Насос повинен відповідати рекомендованій продуктивності сепаратора. Зазвичай він поставляється та налаштовується виробником сепаратора. Під час підбору електродвигуна насоса необхідно враховувати мінімально можливу температуру мастила в системному баку після тривалої зупинки.

Попередній нагрівач сепаратора

Попередній нагрівач слід підбирати за продуктивністю насоса подачі та температурою мастила в системному баку. При роботі двигуна температура в баку зазвичай становить 65...75 °С. Щоб забезпечити ефективну сепарацію при зупиненому двигуні, нагрівач повинен самостійно підтримувати температуру 95 °С, без надходження тепла від двигуна.

Рекомендована температура мастила після нагріву — 95 °С.

Слід враховувати, що при режимі очікування без циркуляції води низькотемпературного контуру (LT), нагрівач сепаратора може підігріти весь об'єм мастила в баку до температури, що перевищує номінальну на вході в двигун після охолоджувача, що:

- може спричинити підвищений знос компонентів;
- у найгірших випадках — пошкодження обладнання, спрацювання сигналізації при запуску двигуна або автоматичне зниження навантаження через PMS.

Температура поверхні нагрівача не повинна перевищувати 150 °С, щоб уникнути перегріву або пригоряння масла.

Нагрівачі повинні бути обладнані запобіжними клапанами і дренажними трубками до резервуару для витоків, щоб можна було виявити можливе підтікання.

Сепаратор

Перевагу слід надавати сепараторам з контрольованим (керованим) скиданням осаду з барабана, що дозволяє мінімізувати втрати мастильного масла.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шламовий бак

Шламовий бак повинен бути розташований безпосередньо під сепараторами або якомога ближче під ними, якщо він не інтегрований у блок сепаратора.

Шламовідвідна труба повинна мати постійний ухил донизу.

Бак системного масла

Бак системного масла зазвичай розміщується під фундаментом двигуна. Бак не повинен виступати під редуктор або генератор, а також має бути симетричним у поперечному напрямку відносно двигуна. Місце розташування повинно забезпечувати, щоб температура мастила не знижувалася нижче нормальної робочої температури.

Особливо важливо враховувати висоту всмоктування при використанні насоса з приводом від двигуна. Втрати тиску в фільтрах та інших елементах додаються до геометричної висоти всмоктування. Максимальна здатність насоса до всмоктування зазначена в онлайн-конфігураторі.

З'єднання між масляним піддоном двигуна та мастильним баком повинне бути гнучким, щоб уникнути пошкоджень внаслідок температурного розширення. Зливні труби з піддона повинні закінчуватися нижче мінімального рівня мастила в баку. Крім того, зливні труби не повинні розташовуватись в тому ж куті бака, що й всмоктувальна труба насоса.

Всмоктувальна труба насоса повинна мати воронкоподібний або конічний вхід, щоб зменшити втрати тиску. З тієї ж причини всмоктувальна труба повинна бути якомога коротшою і прямою, а також мати достатній діаметр. Біля входу в насос потрібно встановити манометр. Всмоктувальна труба також має бути обладнана зворотним клапаном типу лепесткового клапана без пружини. Такий клапан особливо важливий при двигунному приводі насоса і повинен бути встановлений так, щоб забезпечити автоматичне закриття.

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ</i>	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Всмоктувальні та зливні труби сепаратора не повинні бути розташовані поруч у баку.

Вентиляційна труба від бака системного мастила не повинна бути поєднана з вентиляційними трубами картера двигуна.

Після тривалої зупинки повинна бути можливість підвищення температури мастила в баку. У холодних умовах може знадобитися наявність нагрівальних спіралей у баку, щоб забезпечити помпованість мастила. Зазвичай для підігріву мастила після запуску можна використовувати нагрівач сепаратора. Додаткове тепло може передаватися мастилу від попередньо підігрітого двигуна, якщо в'язкість мастила і, відповідно, споживання потужності передпусковим насосом не перевищує можливості електродвигуна.

Всмоктувальні фільтри

Рекомендується встановлювати всмоктувальний фільтр перед кожним насосом, щоб захистити насос від пошкоджень. Всмоктувальний фільтр і всмоктувальна труба повинні бути достатньо великими за розміром, щоб мінімізувати втрати тиску.

Фільтр завжди має бути обладнаний сигналізацією про надмірний перепад тиску.

Попередній масляний насос

Попередній масляний насос є шнековим або шестеренчастим насосом, який обов'язково має бути обладнаний запобіжним клапаном.

Цей насос встановлюється окремо й оснащується частотним перетворювачем. Встановлення попереднього насоса змащення є обов'язковим. Замість нього не допускається використання електричного головного насоса або резервного насоса навіть за наявності повного тиску, оскільки максимально допустимий тиск становить 200 кПа (2 бар) — це обмеження запобігає витоку масла через лабіринтове ущільнення турбокомпресора (ця проблема не виникає під час роботи двигуна). Також

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ</i>	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двошвидкісний електродвигун для головного або резервного насоса не допускається.

Прокладка трубопроводів повинна бути виконана таким чином, щоб попередній насос заповнював головний масляний насос, якщо останній приводиться в дію від двигуна.

Попередній насос повинен працювати завжди, коли двигун зупинений.

Залежно від очікуваної температури масла після тривалої зупинки, необхідно особливо враховувати всмоктувальну здатність насоса та геометричну висоту всмоктування, оскільки високов'язке масло ускладнює роботу.

Насос має бути оснащений клапаном регулювання тиску або зовнішнім байпасним клапаном, який повертає масло назад у всмоктувальну лінію. Якщо регулятор тиску інтегрований у насос, необхідно підтвердити у виробника, що насос здатен забезпечити приблизно 50% рециркуляції.

При холодному маслі тиск у насосі досягатиме тиску спрацювання запобіжного клапана.

Система вентиляції кривошипної камери

Метою системи вентиляції картера є виведення газів із кривошипної камери, щоб забезпечити допустимий тиск усередині неї [7].

Кожен двигун повинен мати власну вентиляційну трубу, що виходить у відкритий простір. Заборонено об'єднувати вентиляційні трубопроводи картера з іншими системами вентиляції, наприклад, із трубами вентиляції системного масляного бака.

Діаметр вентиляційної труби має бути достатньо великим, щоб уникнути надмірного зворотного тиску. Усе додаткове обладнання в цій трубі повинно також бути спроектоване та розраховане з урахуванням мінімального опору потоку.

Поблизу двигуна у вентиляційній трубі має бути встановлено конденсатовідвідник та зливний пристрій.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

З'єднання між двигуном і трубопроводом повинне бути гнучким. Надзвичайно важливо, щоб вентиляційна труба картера була жорстко закріплена до опори відразу після гнучкого шланга, який виходить із вентиляційного отвору. Додаткове навантаження на детектор масляного туману необхідно уникати.

На ділянці закріплення мають бути точки фіксації з обох боків труби. Рекомендується абсолютно жорстке кріплення труби до опори. При цьому кріплення повинно допускати теплове розширення та конструктивні деформації корпусу судна.

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	38,651
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	840656,25
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,175
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	2250,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	48,314
3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{MЦ} = K_c \frac{W_{MG}}{z}$	1,26
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	50
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{CM} = 0,6 \cdot V_{MЦ}$	0,754
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_e = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{MЦ}$	1,507
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	33,228
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0

7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{m\omega}}{t_c}$	0,47
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Система змащення є важливою складовою будь-якої енергетичної установки, включаючи суднові та стаціонарні двигуни внутрішнього згоряння. Її функція полягає у зниженні тертя між рухомими деталями, охолодженні елементів двигуна та очищенні їх від продуктів зношування. При експлуатації, обслуговуванні та ремонті системи змащення виникають численні виробничі ризики, що потребують дотримання вимог охорони праці з метою збереження здоров'я персоналу, попередження нещасних випадків та забезпечення безперебійної роботи обладнання [8].

1. Загальні вимоги безпеки

До виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту системи змащення допускаються лише особи, що пройшли навчання та перевірку знань з охорони праці. Перед початком робіт необхідно переконатися у справності інструментів, справності захисного заземлення, відсутності витоків мастила та тиску в системі. Працівники повинні бути ознайомлені з інструкціями, планами евакуації та місцями розташування засобів пожежогасіння.

2. Організаційні заходи

Організаційні заходи включають розробку та впровадження інструкцій з охорони праці, регулярне проведення інструктажів, ведення журналів обліку допусків до робіт підвищеної небезпеки. Особливу увагу слід приділяти роботам в обмежених просторах, де можливе накопичення парів мастила, – у таких випадках необхідно організовувати контроль за складом повітря, використовувати примусову вентиляцію.

3. Технічні заходи безпеки

Система змащення повинна мати пристрої захисту від перевищення тиску, датчики температури та рівня мастила, аварійні клапани та сигналізацію. Роботи на трубопроводах системи змащення проводяться лише

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

після скидання тиску та охолодження. При демонтажі агрегатів слід враховувати можливе витікання гарячого мастила. Всі з'єднання, фланці, ущільнення перевіряються на герметичність перед повторним запуском системи.

4. Засоби індивідуального захисту

Під час роботи з системами змащення працівники повинні використовувати ЗІЗ: захисні рукавички, спецодяг, окуляри, а в разі можливого утворення аерозолів або парів – респіратори. ЗІЗ мають відповідати вимогам ДСТУ EN, бути в належному стані та замінюватися у разі пошкодження.

5. Пожежна безпека

Мастила – це легкозаймисті рідини, тому в зоні обслуговування та ремонту систем змащення має бути заборонено користування відкритим вогнем, паління. Необхідно обладнати робочі місця первинними засобами пожежогасіння: порошковими або вуглекислотними вогнегасниками, покривалами. У випадку загоряння мастила забороняється використовувати воду, оскільки це призводить до розбризкування та поширення полум'я.

6. Екологічна безпека

При ремонті та обслуговуванні системи змащення необхідно запобігати потраплянню мастила до навколишнього середовища. Відпрацьоване мастило збирається в герметичні ємності та передається на утилізацію згідно з нормативними вимогами. Забороняється злив мастил у каналізацію або ґрунт.

7. Профілактичні заходи

Для запобігання травмам та аваріям проводяться регулярні перевірки технічного стану системи, виявляються дефекти ущільнень, перевіряється справність системи контролю тиску та температури. Планові зупинки двигуна для профілактики повинні супроводжуватися перевіркою масляного насоса, фільтрів, клапанів та стану трубопроводів.

Забезпечення вимог охорони праці під час експлуатації, обслуговування та ремонту систем змащення є критично важливим для

					КРБ.142.4227ст.25.11.00.ЛЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

безпеки персоналу і надійної роботи двигуна. Виконання всіх організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та протипожежних заходів дозволяє уникнути аварійних ситуацій, знизити виробничі ризики та продовжити ресурс системи змащення. Кожен працівник повинен усвідомлювати свою відповідальність за дотримання вимог безпеки, а керівництво – створити умови, які гарантують збереження життя та здоров'я персоналу.

					КРБ.142.4227ст.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У процесі виконання дипломної роботи було проведено всебічний аналіз і розрахунок суднового дизельного двигуна середньообертового типу 8ЧН 25/34 (Wärtsilä 8L25), що застосовується як головна рушійна установка на малотоннажних транспортних та допоміжних судах.

Опрацьовано технічні характеристики, конструктивні особливості та функціональні можливості двигуна Wärtsilä 8L25, зокрема його модульну конструкцію, гнучкість у виборі палива та високий ККД.

Виконано розрахунок основних параметрів робочого циклу двигуна методом Гріневецького–Мазинга, що дозволило встановити значення середнього ефективного тиску, індикаторного ККД, термічного ККД та інших техніко-економічних показників.

Побудовано індикаторні діаграми, на основі яких визначено особливості протікання процесів згоряння палива, розширення, випуску та впуску в межах одного циклу роботи.

Проведено динамічний аналіз навантажень кривошипно-шатунного механізму для оцінки зусиль, що діють на колінчастий вал, шатун, поршень, і обґрунтовано міцність їх конструкцій.

Обґрунтовано вибір турбокомпресора на основі аналізу витрати повітря та ступеня наддуву, що забезпечує оптимальні параметри наддувального тиску та ефективну роботу системи газообміну.

Розглянуто конструкцію й принцип дії елементів системи змащення, систем охолодження, паливоподачі, кривошипно-шатунного механізму, ГРМ та автоматики.

Надано рекомендації щодо охорони праці під час експлуатації та обслуговування системи змащення, включаючи організаційні, технічні заходи та використання засобів індивідуального захисту.

					<i>КРБ.142.4227см.25.11.00.ІІЗ</i>	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У результаті виконаної роботи підтверджено, що двигун Wärtsilä 8L25 має високу надійність, економічність та відповідає сучасним вимогам екологічної безпеки, зокрема щодо роботи на альтернативних видах палива, таких як скраплений природний газ і аміак. Розрахункові параметри підтверджують ефективність його застосування в суднових енергетичних установках для середньотоннажного флоту.

					КРБ.142.4227см.25.11.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.