

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»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ
НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Олексій ГОГОРЕНКО

Сергій ПНЯКОВ

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Пінякову Сергію Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря на показники роботи суднового двигуна
2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- затверджені наказом закладу вищої освіти від " 15 " 10 2025 року № 1226-уч
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи Двигун MAN 8L 48/60; потужність двигуна – 9600 кВт; частота обертання колінчатого валу – 500 хв⁻¹; ступінь стиснення – 15,3; а в діапазоні 1,8...2,6.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на судні; моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря на показники роботи двигуна; економічна оцінка ефективності роботи двигуна при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря; охорона праці та захист навколишнього середовища при експлуатації двигуна
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграми, діаграми динаміки, графіки залежностей досліджуваних параметрів

7. Консультанти розділів роботи

[illegible]

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Здобувач освіти

Керівник роботи

 <u>(підпис)</u>	 <u>/Сергій ПІНЯКОВ/</u> (прізвище та ініціали)	
 <u>(підпис)</u>	 <u>/Олексій ГОГОРЕНКО/</u> (прізвище та ініціали)	

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено комплексне теоретичне дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря (α) на енергетичні, економічні та екологічні показники роботи суднового чотиритактного дизельного двигуна MAN B&W 8L48/60B потужністю 9600 кВт. Методом варіативних термодинамічних розрахунків за класичною методикою Грінівецького–Мазінга проаналізовано зміну параметрів у діапазоні $\alpha = 1,8 \dots 2,6$. Результати показали, що зі збільшенням α ефективна потужність знижується до 27 %, а економічність покращується: ефективний ККД зростає на 6 %, а питома витрата палива зменшується. Максимальна температура циклу суттєво падає до 282 К, що веде до зменшення теплових навантажень та викидів NO_x . На підставі економічної оцінки встановлено, що оптимальним з точки зору співвідношення потужності, економії палива та екологічності є діапазон $\alpha = 2,2 \dots 2,4$, який забезпечує річну економію до 21,8 млн грн порівняно з базовим режимом ($\alpha = 2,0$). Робота містить рекомендації щодо оптимізації експлуатації суднових енергетичних установок.

Ключові слова: коефіцієнт надлишку повітря, судновий дизельний двигун, термодинамічний розрахунок, економічна ефективність, викиди

ABSTRACT

The thesis presents a comprehensive theoretical study of the influence of the excess air ratio (α) on the energy, economic and environmental performance of the marine four-stroke diesel engine MAN B&W 8L48/60B with a capacity of 9600 kW. Using variational thermodynamic calculations based on the classical Grinevetsky-Mazing method, the parameter changes in the range $\alpha = 1.8 \dots 2.6$ were analyzed. The results show that with an increase in α , the effective power decreases by up to 27 %, while efficiency improves: the effective efficiency increases by 6 % and specific fuel consumption decreases. The maximum cycle temperature drops significantly by up to 282 K, leading to a reduction in thermal loads and NO_x emissions. Based on an economic assessment, it was found that the optimal range in terms of power, fuel economy and environmental friendliness is $\alpha = 2.2 \dots 2.4$, which provides annual savings of up to UAH 21.8 million compared to the base mode ($\alpha = 2.0$). The work contains recommendations for optimizing the operation of marine power plants.

Keywords: excess air ratio, marine diesel engine, thermodynamic calculation, economic efficiency, emissions

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B НА СУДНІ. 7	
1.1 Характеристика двигуна	7
1.2 Особливості конструкції	8
1.3 Особливості застосування двигуна на судні	11
1.4 Режими роботи двигуна	13
1.5 Висновок до розділу	14
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B	16
2.1 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна	16
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	32
2.3 Динамічний розрахунок двигуна	34
2.4 Висновок до розділу	41
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B ...	43
3.1 Взаємозв'язок коефіцієнта надлишку повітря та умов згоряння палива	43
3.1.1 Фізико-хімічні основи процесу згоряння в умовах змінного надлишку повітря	43
3.1.2 Вплив α на температуру, тривалість згоряння і формування токсичних компонентів у продуктах згоряння	45
3.2 Методика виконання варіативних розрахунків робочого циклу	46
3.3 Висновок до розділу	53
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B ПРИ РІЗНИХ ЗНАЧЕННЯХ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ	55
4.1 Постановка завдання економічного обґрунтування	55
4.2 Вихідні дані для економічного розрахунку	55

4.3 Розрахунок річної витрати палива та її вартості	56
4.4 Аналіз отриманих результатів	57
4.5 Врахування додаткових факторів	57
4.6 Висновок до розділу	58
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО	
СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B .	59
5.1 Основні загрози для персоналу та навколишнього середовища.....	59
5.2 Організація праці та заходи безпеки в машинному відділенні	60
5.3 Екологічні аспекти експлуатації та заходи зі зниження шкідливого впливу	63
5.4 Висновок до розділу	66
ВИСНОВОК	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	69

ВСТУП

Сучасний етап розвитку суднобудування та морських перевезень характеризується посиленням вимог до енергоефективності, екологічності та надійності судових енергетичних установок. В умовах зростання вартості паливних ресурсів та жорстких міжнародних норм щодо обмеження шкідливих викидів особливої актуальності набувають дослідження, спрямовані на оптимізацію робочих процесів судових двигунів. Одним із ключових параметрів, що визначає енергетичні, економічні та екологічні показники дизельного двигуна, є коефіцієнт надлишку повітря (α).

Коефіцієнт надлишку повітря безпосередньо впливає на якість сумішеутворення, повноту і швидкість згоряння палива, тепловиділення в циліндрі, а отже – на потужність, паливну економічність, теплові навантаження на деталі та склад токсичних компонентів у вихлопних газах. Оптимізація цього параметра дозволяє знайти компроміс між суперечливими вимогами: отриманням максимальної потужності, забезпеченням мінімальної питомої витрати палива, дотриманням екологічних норм та забезпеченням довговічності двигуна.

Об'єктом дослідження даної кваліфікаційної роботи є судовий чотиритактний дизельний двигун MAN B&W 8L48/60B потужністю 9600 кВт, що широко використовується як головна енергетична установка на великотоннажних судах.

Предметом дослідження є вплив коефіцієнта надлишку повітря на індикаторні, ефективні, економічні та екологічні показники роботи даного двигуна.

Метою роботи є комплексне теоретичне дослідження та кількісна оцінка впливу зміни коефіцієнта надлишку повітря в діапазоні $\alpha = 1,8 \dots 2,6$ на основні параметри роботи двигуна MAN 8L48/60B з подальшим економічним обґрунтуванням та формуванням рекомендацій щодо оптимізації режимів його експлуатації.

					KPM.142.6221м.25.18.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

- охарактеризувати особливості конструкції, застосування та режими роботи суднового двигуна MAN B&W 8L48/60B.
- виконати перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна за класичною методикою Грінівецького-Мазінга, верифікувати модель та отримати базові термодинамічні параметри.
- провести динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму для визначення сил та моментів, що діють у ньому.
- виконати варіативні розрахунки робочого циклу для серії значень коефіцієнта надлишку повітря.
- проаналізувати отримані залежності індикаторних, ефективних, потужнісних та економічних показників від величини α .
- здійснити економічну оцінку ефективності роботи двигуна при різних α на основі річних експлуатаційних витрат.
- розглянути питання охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації двигуна, зокрема екологічний ефект від регулювання α .

Наукова новизна роботи полягає в комплексному підході до дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря саме на сучасний судновий двигун великої потужності, з урахуванням його конструктивних особливостей та реальних умов експлуатації, а також у поєднанні термодинамічного, динамічного, економічного та екологічного аналізу.

Практична значущість отриманих результатів полягає в тому, що вони дозволяють обґрунтувати рекомендації щодо вибору оптимального діапазону коефіцієнта надлишку повітря для двигуна MAN 8L48/60B з метою підвищення його економічної ефективності, зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище та довгострокового збереження технічного ресурсу. Матеріали дослідження можуть бути використані при розробці заходів з енергозбереження та дотримання екологічних норм на судах.

					KPM.142.6221м.25.18.00.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B НА СУДНІ

1.1 Характеристика двигуна

Дизельний двигун MAN B&W 8L48/60B являє собою чотиритактний, р наддувом, середньообертовий двигун, що належить до серії 48/60 (рис. 1.1). Серія характеризується великим діаметром циліндра 480 мм і ходом поршня 600 мм, що забезпечує співвідношення ходу до діаметра (S/D) рівне 1,25. Таке співвідношення свідчить про призначення двигуна для роботи з високими середніми ефективними тисками та високим коефіцієнтом корисної дії. Двигун виконаний у рядному восьмициліндровому виконанні (позначення "8L"), що забезпечує оптимальний баланс потужності, компактності та надійності для багатьох типів суден.

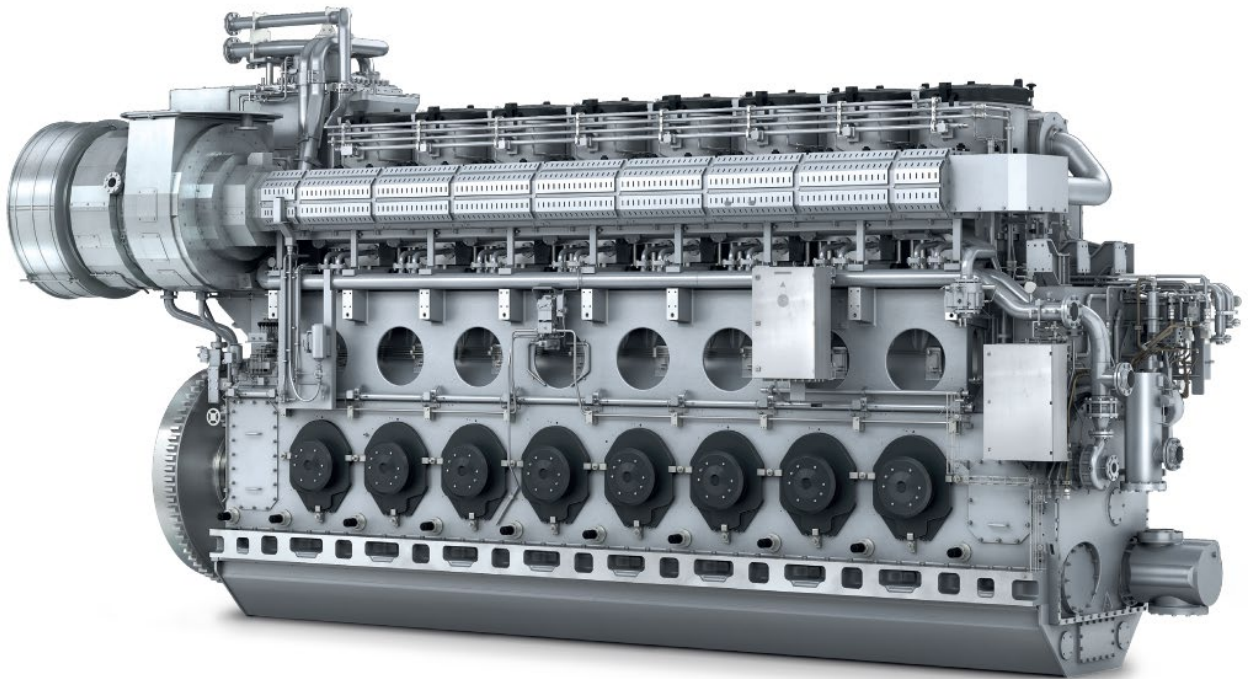


Рис. 1.1. Двигун MAN B&W 8L48/60B

Номінальна потужність двигуна становить 9600 кВт при частоті обертання 500 об/хв у точці максимальної тривалої потужності (Maximum Continuous Rating, MCR). Це робить його потужним енергетичним серцем, здатним забезпечувати рух великих суден, таких як контейнеровози, балкери,

нафтові танкери, а також слугувати основним джерелом живлення на плаваючих електростанціях або суднах з потужними електрогенераторними установками.

Двигун призначений для роботи на важких паливах (HFO) в'язкістю до 700 сСт при 50°C, що відповідає специфікації CIMAC H/K55, а також на судовому дизельному паливі (MDO), що забезпечує економічну експлуатацію.

Система наддуву побудована за принципом постійного тиску (constant-pressure turbocharging) з використанням турбокомпресорів серії TCA фірми MAN B&W, що характеризуються радіальним компресором та осью турбіною. Висока ступінь стиснення ($\epsilon = 15,3$) сприяє стабільному запаленню та ефективному згорянню палива в широкому діапазоні навантажень. Двигун оснащений системою окремого циліндрового змащення, централізованою системою дистанційного контролю та моніторингу, що дозволяє його експлуатацію в безвахтовому машинному відділенні (UMS). Для візуалізації загальної концепції та потужності агрегату доцільно звернутися до ілюстрацій, таких як 3D-зображення семициліндрового двигуна L48/60B (с.20), які наочно демонструють монолітність і масштаб конструкції.

1.2 Особливості конструкції

Конструкція двигуна MAN 8L48/60B є результатом впровадження перевірених рішень і сучасних технологій, спрямованих на забезпечення міцності, довговічності та зручності обслуговування. Основним елементом є масивний, виконаний з однієї відливки, картер колінчастого валу з великими ревізійними отворами, що забезпечує легкий доступ до деталей кривошипно-шатунного механізму (рис. 1.2).

Унікальною рисою є система силових стрижнів, що пронизують всю висоту блоку: вертикальні стрижні з'єднують опорні вкладиші корінних підшипників з верхньою частиною картера, а далі через блок циліндрів до головки циліндра, створюючи жорстку напружену конструкцію, ідеальну для високих тисків згорання.

					KPM.142.6221м.25.18.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

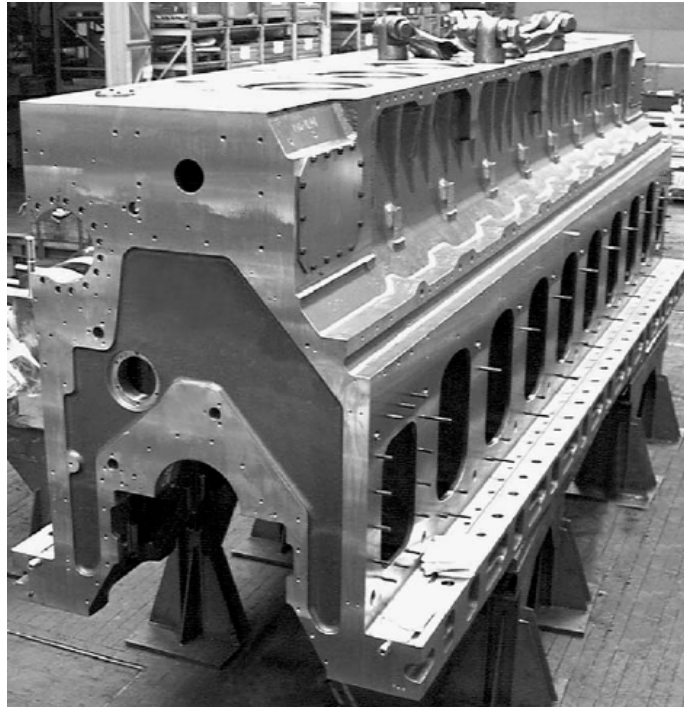


Рис. 1.2. Картер двигуна L48/60B, вид з боку муфти

Додатково корінні кришки кріпляться поперечними стяжними стрижнями, що остаточно усуває можливість їх зміщення.

Колінчастий вал (рис. 1.3), встановлений в підвішеному стані, має дві противаги на кожний циліндр для балансування інерційних мас.

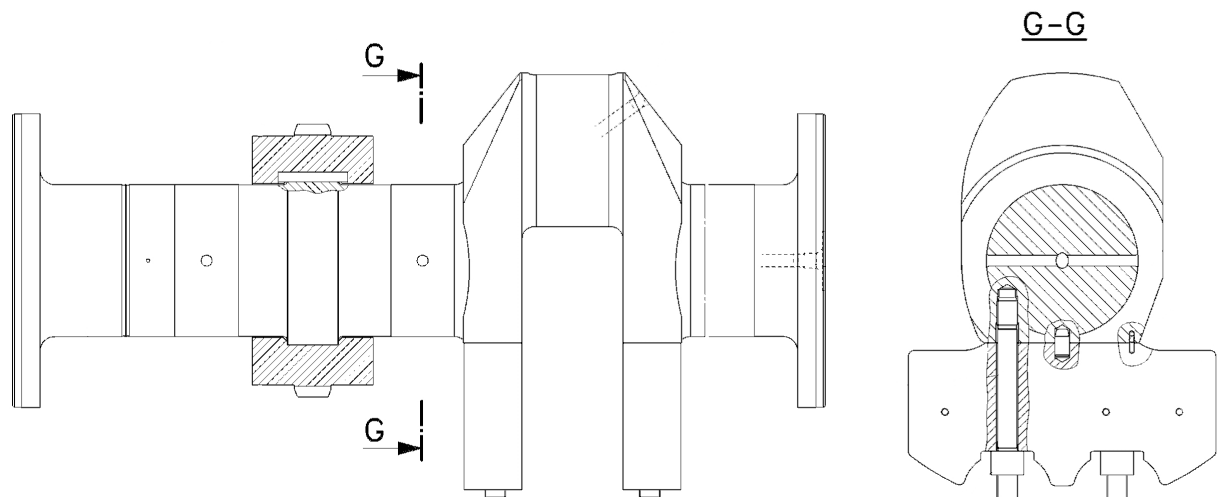


Рис. 1.3. Фрагмент колінчатого валу двигуна L48/60B

На вільному кінці валу встановлений демфер крутильних коливань (рис. 1.4), який передає небажані коливання на радіально розташовані пакети тарілчастих пружин, де вони гасяться переміщенням масла.



Рис. 1.4. Демпфер крутильних коливань з плоскими пружинними вузлами

Важливою інновацією є "складений поршень" з роздільною головкою та юбкою (рис. 1.5).

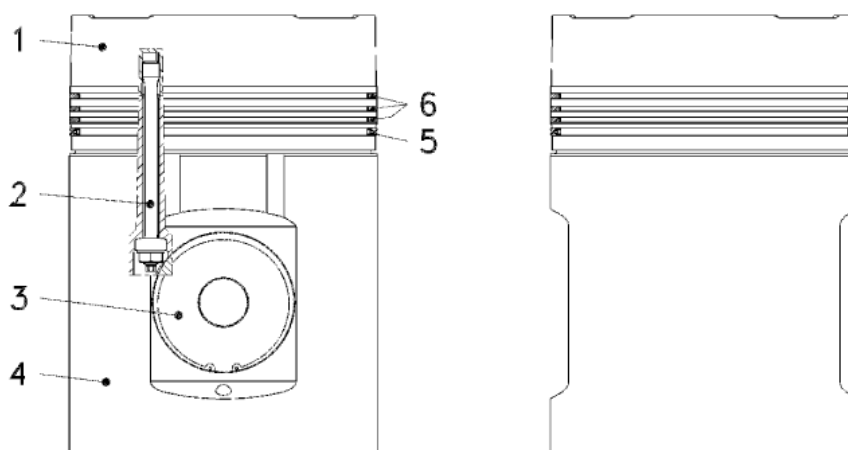


Рис. 1.5. Поршень двигуна L48/60B: 1 – головка поршня, 2 – болт, 3 – поршневий палець, 4 – поршнева юбка, 5 – маслоз’ємне кільце, 6 – компресійні кільця

Головка поршня (1) має менший діаметр, ніж юбка (4), що у поєднанні з вогневим кільцем (топ-ленд-рингом), встановленим у верхній частині гільзи циліндра, запобігає контакту коксових відкладень на днищі поршня з робочою поверхнею гільзи, суттєво знижуючи знос. Охолодження головки поршня здійснюється мастилом, що подається через шатун.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.18.01.ПЗ

Лист

10

Гільза циліндра охолоджується водою, яка спочатку проходить через опорну втулку, потім через вогневе кільце і далі до охолоджуючих порожнин головки блоку циліндрів, що забезпечує ефективний відвід тепла. Розташування роз'єму шатуна під головкою шатуна (а не на осі шатунного підшипника) суттєво знижує необхідну висоту для виймання поршня та спрощує процедуру ремонту. Система газорозподілу включає розбірний розподільний вал, що приводиться від колінчастого вала через проміжну шестірню. Кулачки валу діють на роликові толкачі, які через штовхачі та коромисла приводять у рух два впускних та два випускних клапана на кожен циліндр (рис. 1.6).

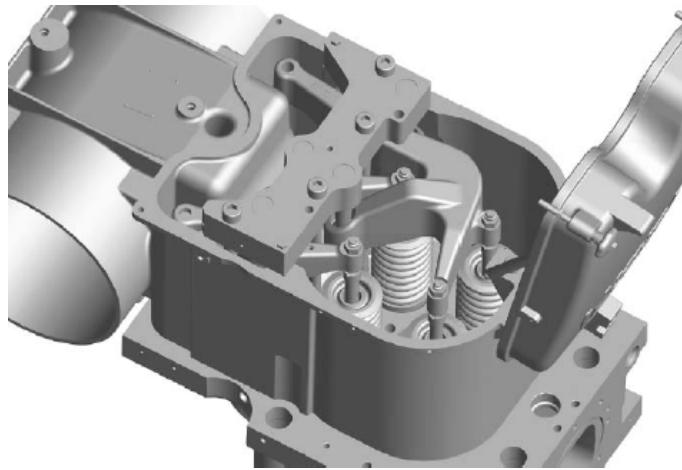


Рис. 1.6. Корпус коромисла

Випускні клапани мають охолоджувані водою сідла та обертання за рахунок газового потоку, а впускні – обертання за допомогою механічних роторів, що забезпечує рівномірний знос та щільність посадки.

1.3 Особливості застосування двигуна на судні

Застосування двигуна 8L48/60B в якості суднової головної енергетичної установки накладає низку специфічних вимог та умов експлуатації, що враховані в його конструкції та комплектації. По-перше, двигун призначений для тривалої роботи у складі суднової пропульсивної системи, як правило, через редуктор на гвинт фіксованого або регульованого кроку (ГФК або

ГРК), або ж для приводу великого суднового генератора в дизель-електричних установках.

У разі використання на судах з ГФК, рушійна характеристика двигуна пов'язана з кубічною залежністю потужності від частоти обертання гвинта. Для забезпечення гнучкості та поліпшення маневрених якостей, особливо в режимах часткового навантаження, двигун може оснащуватися додатковими системами: системою "Jet Assist" для швидкого прискорення шляхом вдування стисненого повітря в колесо компресора; пристроями скиду наддувного повітря або газів (charge air blow-off, exhaust gas blow-off) для захисту турбокомпресора від перегвинчування та обмеження максимального тиску згоряння; системою байпасу наддувного повітря (charge air bypass) для підвищення тиску наддуву на малих навантаженнях.

По-друге, суднова експлуатація передбачає роботу в автономному режимі з можливістю дистанційного керування та контролю з ходового містка і центрального пульта в машинному відділенні. Двигун комплектується стандартизованою системою контрольно-вимірювальних приладів та автоматики, встановленою у шафі керування. Ця система включає дистанційне керування пуском/зупинкою, систему безпеки з функціями аварійного зупину та автоматичного зменшення навантаження, систему сигналізації та реєстрації параметрів. Інтеграція з судною системою тривоги та діагностичною системою двигуна CoCoS-EDS (Engine Diagnostics System) дозволяє вести постійний моніторинг стану та прогнозування технічного обслуговування.

По-третє, важливим аспектом є віброакустична сумісність з корпусом судна. Двигун може встановлюватися на різних типах фундаментів: жорсткому, напівпружному (через сталеві діафрагми) або прямому пружному, що за допомогою високоеластичної муфти ефективно відокремлює двигун від фундаменту та приводиться у дію механізму, знижуючи передачу структурного шуму та вібрацій. Для безпечного проведення обслуговування двигун обладнується судновими настилами (галереями).

Системи безпеки, такі як детектор масляного туману в картері, система

					KPM.142.6221м.25.18.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

контролю температури корінних підшипників та система моніторингу розбризкуваного масла, є критично важливими для запобігання катастрофічних відмов та забезпечення безпеки екіпажу.

1.4 Режими роботи двигуна

Судновий двигун 8L48/60B працює в широкому спектрі режимів, від маневрів у порту до тривалого переходу в відкритому морі. Основним розрахунковим режимом є максимальна тривала потужність (MCR), при якій двигун може працювати необмежено довго за номінальних умов навколишнього середовища. Однак реальна експлуатація передбачає постійні зміни навантаження. Двигун оптимізований для тривалої роботи в діапазоні 60...90 % від MCR, де досягається найкраща паливна економічність, мінімальний знос і оптимальні температурні умови (рис. 1.7).

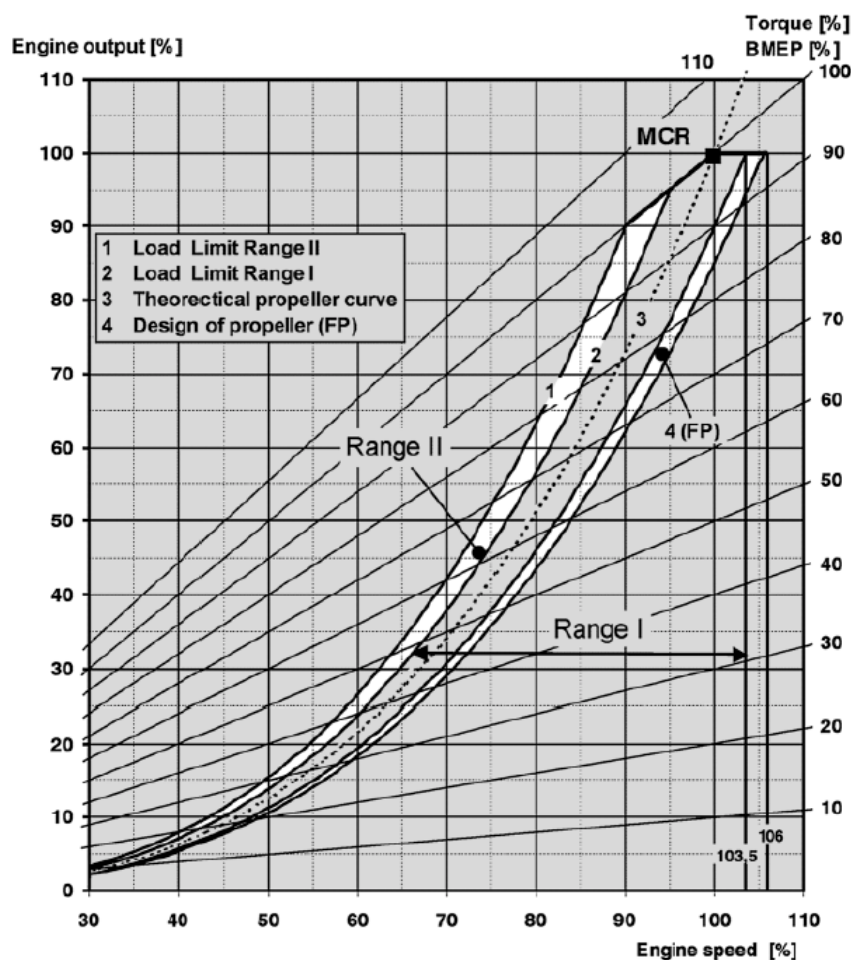


Рис. 1.7. Допустимі діапазони частоти обертання колінчатого валу для одномоторних систем з гвинтами фіксованого кроку

Робота на важкому паливі (HFO) у режимах низького навантаження (менше 20...25 % від MCR) обмежена через погіршення якості згоряння, накопичення відкладень у камері згоряння та втрату ефективності турбонаддуву. Для таких випадків існують чіткі часові обмеження, після яких необхідно або перейти на дизельне паливо (MDO), або провести "регенераційний" цикл, піднявши навантаження вище 70 % MCR для випалювання відкладень.

Особливими режимами є маневрування, включаючи аварійне. Для них визначені мінімально допустимі часи виходу на потужність (наприклад, вихід на 60 % потужності за 15 секунд при аварійному маневруванні або за 30 секунд при звичайному) та часи зняття навантаження, дотримання яких захищає турбокомпресор від помпажу та двигун від теплових ударів. Двигун також може працювати в аварійних режимах, наприклад, з відключеним одним циліндром (при цьому потужність має бути знижена до 80 % із дотриманням допустимих температур вихлопних газів) або з непрацюючим турбокомпресором (з відповідним обмеженням потужності).

Важливим режимом є період обкатки (running-in), який необхідно проводити після встановлення нових деталей циліндро-поршневої групи чи підшипників, а також після тривалої роботи на низькому навантаженні. Обкатка передбачає плавне нарощування навантаження протягом кількох годин за спеціальною програмою з посиленою циліндровою змазкою для формування ідеальної робочої поверхні. Діаграми допустимих потужнісно-швидкісних діапазонів для гвинтів фіксованого та регульованого кроку наведені на сторінках 140-141 оригінального документа.

1.5 Висновок до розділу

Таким чином, дизельний двигун MAN B&W 8L48/60B є високотехнологічною, потужною та надійною енергетичною установкою, спеціально адаптованою для вимог суднової експлуатації. Його конструктивні особливості, такі як міцна фундаментна рама, складений поршень з вогневим кільцем, ефективний наддув та просунута система контролю, забезпечують довговіч-

					KPM.142.6221м.25.18.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

ність і економічність навіть при роботі на важких паливах. Застосування на судні вимагає глибокого розуміння його характеристик, особливостей роботи в різних режимах (від тривалого переходу до аварійного маневрування) та суворим дотриманням регламентів обслуговування та правил безпеки. Судновий інженерний персонал повинен володіти всією сумою знань, викладених в офіційній технічній документації [1–3], для того щоб реалізувати весь потенціал цього складного технічного комплексу, забезпечуючи безпеку судна, економічну ефективність рейсу та дотримання екологічних норм.

					КРМ.142.6221м.25.18.01.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B

2.1 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

Робочий цикл двигуна – це сукупність послідовних термодинамічних процесів, що періодично повторюються в циліндрі двигуна та забезпечують перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу. Для чотиритактного дизельного двигуна цикл складається з чотирьох тактів: впуск, стиснення, розширення (робочий хід) та випуск.

- Фізична сутність циклу базується на законах термодинаміки:
- перший закон термодинаміки: $\delta Q = d\bar{U} + \delta W$, де енергія, що підводиться, витрачається на зміну внутрішньої енергії та виконання роботи;
- другий закон термодинаміки: обмеження на ККД перетворення теплоти в роботу, що визначається максимальним ККД циклу Карно.

За типом підведення теплоти циклів ДВЗ класифікуються наступним чином:

- цикл Отто – ізохорне підведення теплоти;
- цикл Дизеля – ізобарне підведення теплоти;
- змішаний цикл (Сабате-Трінклера) – комбіноване підведення теплоти (основний для сучасних дизелів).

Перевірочний розрахунок робочого циклу дизельного двигуна є фундаментальною процедурою, спрямованою на верифікацію заводських характеристик, оцінку ефективності термодинамічних процесів та отримання вихідних параметрів для подальшого динамічного, теплового та конструктивного аналізу. Для двигуна MAN B&W 8L48/60B цей розрахунок базується на класичній теорії робочих циклів ДВЗ з урахуванням особливостей сучасного наддуву та системи Common Rail.

В роботі застосовується методика розрахунку робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння, розроблена В. І. Грінівецьким та вдосконалена Є. К. Мазінгом, становить фундаментальну основу радянської та пострадянської

					KPM.142.6221м.25.18.02.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

школи теплового розрахунку ДВЗ. Історично її розвиток можна простежити з початку XX століття, коли В. І. Грінівецький, видатний український вчений, опублікував перші праці з термодинаміки двигунів внутрішнього згорання. Його підхід базувався на аналітичному описі термодинамічних процесів з використанням спрощених, але фізично обґрунтованих моделей.

У 1930-1940-х роках Є. К. Мазинг, радянський учений, значно розширив та систематизував методику, адаптувавши її для різних типів двигунів та експлуатаційних умов. Його монографія "Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания", що вийшла у 1949 році, стала класичним посібником для кількох поколінь інженерів-двигунистів. У подальші десятиліття методика продовжувала розвиватися, адаптуючись до нових типів двигунів, зокрема наддувних, а також до зростаючих вимог щодо точності розрахунків.

Методика Грінівецького-Мазінга ґрунтується на кількох фундаментальних принципах, що визначають її філософію та практичне застосування. Перший принцип – це компроміс між точністю та простотою. На відміну від сучасних чисельних методів, що вимагають потужних обчислювальних ресурсів, методика пропонує аналітичні рішення, які дозволяють отримати результати за прийнятний час без суттєвих обчислювальних витрат.

Другий принцип – фізична обґрунтованість кожного спрощення. Кожен коефіцієнт, кожне припущення має чітке фізичне тлумачення, що дозволяє інженеру розуміти природу спрощень та межі застосування методики. Третій принцип – універсальність. Методика розроблена таким чином, щоб бути застосовною до різних типів двигунів: від атмосферних бензинових до наддувних дизельних, від низькообертових стаціонарних до високообертових автомобільних.

Четвертий принцип – ітеративний характер розрахунку. Методика передбачає послідовне уточнення параметрів, починаючи від початкових припущень і закінчуючи точними значеннями, що забезпечує збіжність розрахунку навіть при складних початкових умовах. Цей підхід дозволяє уникати розбіжностей та забезпечує стабільність обчислювального процесу.

Розрахунок робочого циклу за методикою Грінівецького-Мазінга відбувається за чітко визначеною послідовністю кроків, що забезпечує системний підхід до вирішення задачі. Розпочинається процес з формулювання вихідних даних: конструктивних параметрів двигуна, експлуатаційних характеристик, властивостей палива та параметрів навколишнього середовища. Цей етап є критично важливим, оскільки точність кінцевих результатів значною мірою залежить від коректності вихідної інформації.

Наступним етапом є визначення параметрів на початку процесу стиснення. Тут враховуються особливості системи наддуву (для наддувних двигунів), втрати тиску у впускній системі, підігрів заряду від стінок циліндра, а також присутність залишкових газів від попереднього циклу. Ці фактори суттєво впливають на масове наповнення циліндра та початкові умови процесу стиснення.

Після цього виконується розрахунок процесу стиснення, який моделюється як політропний процес із змінним показником. Особливістю методики є те, що показник політропи стиснення не є постійною величиною, а залежить від температури на початку стиснення, що дозволяє точніше враховувати теплообмін між робочим тілом та стінками циліндра.

Ключовим етапом методики є розрахунок процесу згоряння. Грінівецький і Мазінг запропонували аналітичний підхід, заснований на рівнянні теплового балансу, що враховує виділення теплоти під час згоряння, зміну внутрішньої енергії робочого тіла та роботу розширення під час згоряння. Тут особлива увага приділяється визначенню коефіцієнта використання теплоти, який залежить від типу двигуна, режиму роботи та конструкції камери згоряння.

Наступний крок – розрахунок процесу розширення, який також моделюється як політропний процес, але з іншим показником політропи, що відображає специфіку цієї стадії циклу. Після цього визначаються параметри вихлопних газів та параметри газообміну, що замикає розрахунок циклу.

Завершальним етапом є обчислення індикаторних та ефективних параметрів циклу: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, індикаторного та ефективного ККД, питомої витрати палива. Для переходу від індикаторних параметрів до ефективних методика пропонує використовувати механічний ККД, значення якого визначається на основі емпіричних даних для аналогічних двигунів.

Основною перевагою методики Грінівецького-Мазінга є її аналітичний характер, що дозволяє не просто отримати числові результати, але й провести якісний аналіз впливу різних факторів на характеристики двигуна. Це дає можливість зрозуміти, як зміна того чи іншого параметра (ступеня стиснення, коефіцієнта надлишку повітря, типу палива тощо) впливає на енергетичні та економічні показники двигуна.

Важливою перевагою є фізична наочність методики. Кожен параметр, кожен коефіцієнт має чітке фізичне тлумачення, що дозволяє інженеру не сліпо слідувати розрахунковим формулам, а розуміти фізичну суть процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна. Це особливо цінно при навчанні та підготовці фахівців-двигуністів.

Швидкість виконання розрахунків є ще однією значною перевагою. Порівняно з сучасними CFD-методами, які можуть вимагати годин або навіть днів обчислювального часу на потужних комп'ютерах, методика Грінівецького-Мазінга дозволяє отримати результати за лічені хвилини на звичайному комп'ютері або навіть вручну. Це робить її незамінною на етапі попереднього проектування, коли потрібно швидко оцінити вплив різних варіантів конструкції.

Перевірка часом – ще один важливий аспект. Методика використовується понад вісім десятиліть і за цей час накопичила величезний масив емпіричних даних та кореляцій, що дозволяє уточнювати розрахункові коефіцієнти для різних типів двигунів та умов експлуатації. Досвід її застосування в різних галузях – від автомобілебудування до суднобудування – підтверджує її надійність та адекватність.

Методика відрізняється універсальністю та гнучкістю. Вона може бути застосована до різних типів двигунів: чотиритактних та двотактних, атмосферних та наддувних, дизельних та з іскровим запалюванням. Це дозволяє використовувати її як єдиний інструмент для порівняльного аналізу різних конструктивних рішень.

Незважаючи на численні переваги, методика Грінівецького-Мазінга має ряд суттєвих обмежень, особливо при застосуванні до сучасних високонавантажених двигунів з складними системами управління. Основним недоліком є спрощене уявлення про процес згоряння. У методиці передбачається, що згоряння відбувається миттєво в точці верхньої мертвої точки, що не відповідає реальності. У дійсних двигунах згоряння є протяжним у часі процесом, який може тривати 20...40 градусів кута повороту колінвала, що суттєво впливає на форму індикаторної діаграми та енергетичні показники.

Обмеженою є точність врахування змін теплоємності робочого тіла. Хоча методика передбачає залежність теплоємності від температури, ця залежність представлена спрощеними лінійними або квадратичними функціями, що не завжди адекватно описує поведінку реальних газів у широкому діапазоні температур та тисків, характерних для сучасних двигунів.

Методика не враховує багатозфазність процесів у циліндрі двигуна. У дійсних умовах, особливо в дизельних двигунах, присутні рідка фаза (паливо), тверда фаза (сажа), а також можлива конденсація водяної пари. Ці фактори впливають на теплообмін, згоряння та формування викидів, але не знаходять відображення в класичній методиці.

Точність методики обмежена при розрахунку сучасних високонавантажених двигунів. Похибка розрахунку основних параметрів може досягати 5...10 %, що є неприйнятним для детального проектування та оптимізації. Особливо це стосується таких параметрів, як максимальний тиск циклу та температура вихлопних газів, які критично важливі для оцінки навантажень на деталі двигуна та ефективності системи наддуву.

Методика має обмежені можливості для прогнозування екологічних характеристик двигуна. Сучасні вимоги до якості вихлопних газів вимагають точного прогнозування концентрації оксидів азоту, вуглеводнів, чадного газу та сажі, що виходить за межі можливостей класичної методики.

Обмеженою є здатність методики враховувати особливості сучасних систем управління двигуном, таких як системи Common Rail з багаторазовим уприском, системи змінних фаз газорозподілу, системи рециркуляції вихлопних газів. Ці системи суттєво змінюють характер процесів у циліндрі, але їх вплив важко описати в рамках традиційної методики.

Незважаючи на ці обмеження, методика Грінівецького-Мазінга залишається цінним інструментом для попередніх розрахунків, навчальних цілей та швидкої оцінки впливу конструктивних змін. Її справжня сила проявляється в комбінації з сучасними чисельними методами, коли вона використовується для отримання початкових наближень, валідації результатів складних моделей та якісного аналізу впливу різних факторів на роботу двигуна.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Відповідно до вихідних умов кваліфікаційної роботи прийнято значення $T_0 = 298$ К.

Тиск атмосферного середовища p_0 . У якості базового прийнято стандартне атмосферне значення $p_0 = 0,103$ МПа що відповідає загальноприйнятим умовам для теплових розрахунків.

Ступінь стиску ϵ . Вибір цього параметра здійснювався з урахуванням габаритів циліндра та типу камери згоряння. Для сучасних дизелів з нерозділеною камерою ступінь стиснення знаходиться в діапазоні 10...16. Прийнято значення $\epsilon = 15,3$, що відповідає технічним характеристикам базового двигуна MAN B&W 8L48/60B.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина коефіцієнта надлишку повітря залежить від способу сумішоутворення та діаметра циліндра. Для двигунів із нерозділеною камерою згоряння та діаметром циліндра понад 150 мм рекомендується 1,8...2,8 [5]. У розрахунку прийнято $\alpha = 2,0$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Цей параметр визначається типом двигуна, особливостями системи повітропостачання та газообміну. Прийнято значення $\gamma_r = 0,02$ [5].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Дані коефіцієнти залежать від ступеня вдосконалення двигуна та зазвичай уточнюються після аналізу теплового балансу аналогічних моделей. Для сучасних дизельних двигунів коефіцієнти становлять: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$; [5]. У розрахунку прийнято $\xi_z = 0,91$; $\xi_b = 0,96$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні палива λ . Для високофорсованих двигунів даний параметр знаходиться в межах $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [5]. У розрахунках використано $\lambda = 1,25$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Для двигунів із наддувом ця величина становить $5 \dots 20$ К [5]. Прийнято $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Значення коефіцієнта вибирається на основі експериментальних даних з урахуванням типу двигуна та системи газообміну. Для чотиритактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [5]. У розрахунку прийнято $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для дизелів із діаметром циліндра понад 300 мм та тиском наддуву вище 0,2 МПа механічний ККД знаходиться в межах 0,89 до 0,96 [5]. Прийнято $\eta_m = 0,95$.

Падіння тиску в охолоджувачі наддувного повітря ΔP_{ox} . Внаслідок опору, що чиниться охолоджувачем під час руху повітря, відбувається зниження тиску. Чисельно це становить $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа [5].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів даного типу температура залишкових газів знаходиться в діапазоні 600 до 900 К. Приймаємо $T_r = 720$ К [5].

Хімічний склад палива. Розрахунок виконувався для палива середнього складу, яке містить: вуглець $C = 0,87$ кг/кг, водень $H = 0,126$ кг/кг, кисень $O = 0,004$ кг/кг, сірка $S = 0$ кг/кг.

Коефіцієнт тактності Z – це кількість робочих ходів поршня, що припа-

					КРМ.142.6221м.25.18.02.ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дають на один оберт колінчатого валу. Для чотиритактних двигунів $Z = 0,5$ [5].

Нищу теплота згоряння палива. Прийнято значення $Q_n = 42664,4$ кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для компресора обраного типу прийнято $P_k = 3,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_p . Для чотиритактних двигунів ця величина дорівнює нулю [5].

Розрахунок робочого циклу двигуна MAN B&W 8L48/60B було виконано згідно методики Грінівецького–Мазінга за допомогою програмного середовища MathCAD. Розрахунок приводиться далі на роздруківці.

					КРМ.142.6221м.25.18.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 9600$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 500$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 298$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.7$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.03$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.91$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.96$
1.10 Ступінь стиску	$\epsilon = 15.3$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.25$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 20$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.95$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.76$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.9$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 720$
1.20 Масовий склад палива(кг/кг):	$C = 0.87$
	$H = 0.126$
	$S = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 8$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.48$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.60$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.94$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.70$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.381$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 475.939$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 315.794$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 343.327$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.377$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.366$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.936$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu c} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{\nu} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{\nu}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{\nu c} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002511 \quad a_{\nu c} = 19.272$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.362$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 15.03$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 922.042$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.989$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.032$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0313$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.948$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.03$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.85244$$

$$b_z = 0.00304$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.88337$$

$$b_b = 0.003067$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1937.868$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 18.788$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.731$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 8.837$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.265$$

$$T_b = 1088.384$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.194$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 2.905$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.789$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.175$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.481$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.65$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.457$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1845$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 9597.084$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.03 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 14.516$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 15.007$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.362$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 847.802$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.022$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.331$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.37$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.708$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.222 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,265
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,03
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,788
Ступінь попереднього розширення ρ	1,731
Ступінь стиснення ϵ	15,3

Таблиця 2.1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,79	
1,00	15,03	18,79
1,73	7,12	18,79
2,41	4,54	12,37
3,09	3,24	9,03
3,77	2,47	7,03
4,44	1,97	5,70
5,12	1,62	4,76
5,80	1,37	4,07
6,48	1,18	3,54
7,16	1,03	3,12
7,84	0,91	2,78
8,52	0,81	2,50
9,19	0,73	2,27
9,87	0,66	2,08
10,55	0,61	1,91
11,23	0,56	1,76
11,91	0,51	1,64
12,59	0,48	1,53
13,26	0,44	1,43
13,94	0,42	1,34
14,62	0,39	1,26
15,30	0,37	1,19
15,30	0,37	0,37

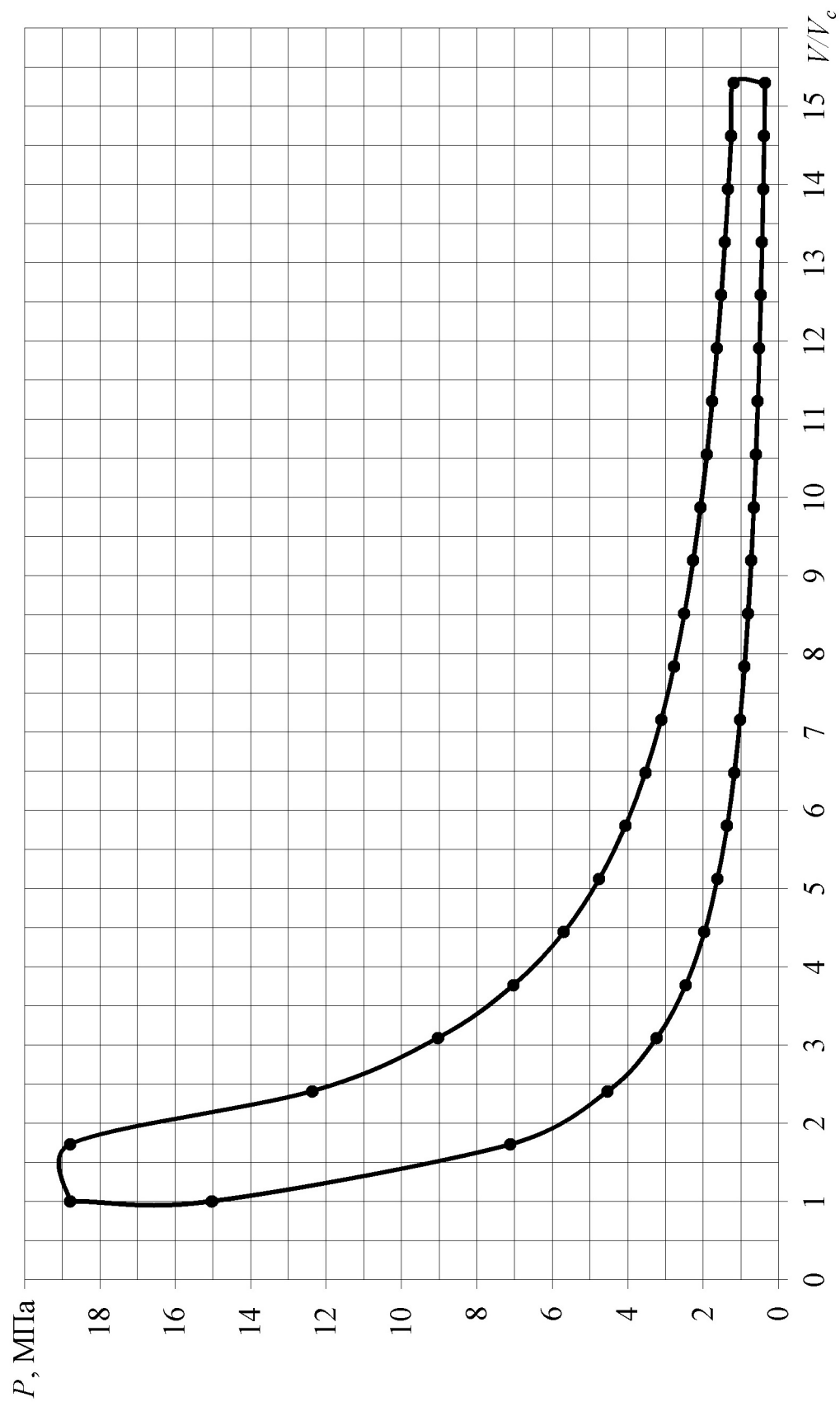


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу MAN 8L 48/60

2.3 Динамічний розрахунок двигуна

Динаміка роботи сучасного дизельного двигуна характеризується складним комплексом взаємопов'язаних силових навантажень, що мають різноманітну природу та часову залежність. Елементи двигуна експлуатуються в умовах поєднання статичних і циклічних навантажень, які формуються під впливом як внутрішніх термодинамічних процесів, так і інерційних ефектів рухомих мас. Це поєднання постійних та змінних напружень створює особливо складні умови для аналізу міцності та довговічності конструкції, вимагаючи ретельного вивчення динамічної поведінки всіх компонентів системи.

Особливу увагу при дослідженні динаміки двигуна приділяється кривошипно-шатунному механізму (КШМ) – центральній ланці, що перетворює зворотно-поступальний рух поршневої групи на обертальний рух колінчастого валу. Саме цей механізм визначає кінематичні особливості руху, динамічні навантаження на деталі та енергетичні характеристики двигуна в цілому.

Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, можна класифікувати за їх фізичною природою та характером впливу. У першу чергу це сили від тиску газів P_g (мають чітко виражену циклічність, що відповідає робочому циклу двигуна, та характеризуються значною амплітудою змін протягом одного оберту колінчастого валу) і сили інерції P_j (залежать від маси деталей, що здійснюють зворотно-поступальний рух, та від кінематичних параметрів руху).

Сумарна сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра, визначається як алгебраїчна сума сили тиску газів та сили інерції зворотно-поступальних мас

$$P = P_g + P_j.$$

Ця результуюча сила сприймається поверхнею поршня і передається через поршневий палець на шатун, а далі – на колінчастий вал та опори двигуна.

Розглянемо докладніше силову взаємодію в КШМ (рис. 2.2), припускаючи, що сумарна сила P діє уздовж осі циліндра.

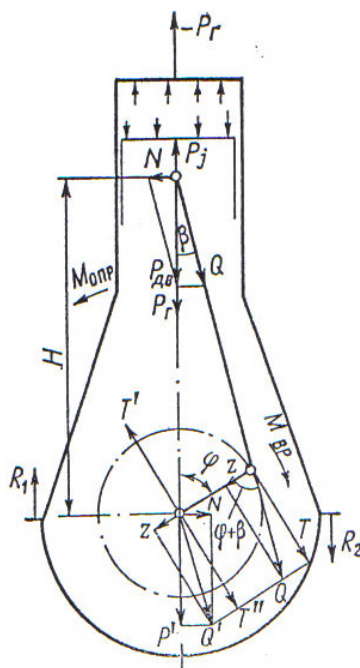


Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (l / \cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \tan \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

Паралельно з цим в опорах двигуна виникає так званий перекидаючий момент, який є реакцією на крутний момент і дорівнює йому за величиною, але протилежний за напрямком. Цей момент передається на фундамент двигуна та впливає на загальну вібраційну активність установки.

Напрямок сил і крутного моменту за годинниковою стрілкою прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для кількісного визначення сил, що діють у КШМ, використовуються як експериментальні, так і розрахункові методи:

Визначення сили тиску газів здійснюється на основі індикаторної діаграми, отриманої при дослідженні робочого циклу. Залежність тиску від кута повороту колінчастого валу дозволяє обчислити силу P_r для будь-якого положення кривошипа.

Розрахунок сил інерції базується на застосуванні другого закону Ньютона до деталей, що здійснюють складний рух. Для зворотно-поступально рухомих мас сила інерції визначається як добуток маси на прискорення:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршне-

вий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Особливу складність представляє аналіз руху шатуна, який здійснює плоскопаралельний рух – поєднання поступального переміщення разом з поршневою групою та обертального руху відносно поршневого пальця. Для спрощення динамічних розрахунків застосовується метод приведених мас, згідно з яким реальний шатун замінюється динамічно еквівалентною системою з двох мас. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Відповідно до аналізу конструкцій сучасних дизельних двигунів, співвідношення цих мас становить приблизно 0,25...0,33 для m_1 та 0,75...0,67 m_2 від загальної маси деталей групи шатуна. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = -m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця.

Основним завданням даного розділу є комплексне визначення сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, та побудова їх графічних залежностей від кута повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,219.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n80,0 кг

Для виконання розрахунків застосовано програмне середовище *LibreOffice Calc*, що дозволило автоматизувати обчислювальний процес та забезпечити високу точність результатів. Отримані дані зведені в табл. 2.2., графічні залежності сил P_r , P_{dv} , P_j , N , Z , T представлені на рис. 2.3 та 2.4.

Таблиця 2.2. Результати динамічного розрахунку двигуна MAN B&W 8L48/60B

φ°	P_r , МПа	P_j , МПа	P_{dv} , МПа	N , МПа	Z , МПа	T , МПа
0	0,3770	-3,1503	-2,7733	0,0000	-2,7733	0,0000
15	0,3770	-2,9865	-2,6095	-0,1481	-2,4822	-0,8185
30	0,3770	-2,5211	-2,1441	-0,2362	-1,7388	-1,2766
45	0,3770	-1,8274	-1,4504	-0,2273	-0,8648	-1,1864
60	0,3770	-1,0092	-0,6322	-0,1221	-0,2103	-0,6086
75	0,3770	-0,1787	0,1983	0,0429	0,0099	0,2026
90	0,3770	0,5660	0,9430	0,2116	-0,2116	0,9430
105	0,3770	1,1590	1,5360	0,3325	-0,7187	1,3976
120	0,3770	1,5752	1,9522	0,3771	-1,3027	1,5021
135	0,3770	1,8274	2,2044	0,3455	-1,8031	1,3144
150	0,3770	1,9551	2,3321	0,2569	-2,1481	0,9436
165	0,3770	2,0062	2,3832	0,1353	-2,3370	0,4861
180	0,3770	2,0184	2,3954	0,0000	-2,3954	0,0000
195	0,3723	2,0062	2,3785	-0,1350	-2,3324	-0,4852
210	0,3924	1,9551	2,3475	-0,2586	-2,1623	-0,9498
225	0,4298	1,8274	2,2572	-0,3538	-1,8463	-1,3459
240	0,4920	1,5752	2,0672	-0,3993	-1,3794	-1,5906
255	0,5933	1,1590	1,7524	-0,3793	-0,8199	-1,5945
270	0,7617	0,5660	1,3277	-0,2980	-0,2980	-1,3277
285	1,0556	-0,1787	0,8768	-0,1898	0,0436	-0,8961
300	1,6075	-1,0092	0,5983	-0,1156	0,1991	-0,5759
315	2,7444	-1,8274	0,9169	-0,1437	0,5467	-0,7500
330	5,2875	-2,5211	2,7663	-0,3047	2,2433	-1,6471
345	10,5591	-2,9865	7,5727	-0,4299	7,2034	-2,3752
360	15,0325	-3,1503	11,8821	0,0000	11,8821	0,0000
375	18,7880	-2,9865	15,8015	0,8971	15,0309	4,9563
390	14,2515	-2,5211	11,7304	1,2922	9,5127	6,9843
405	7,7506	-1,8274	5,9232	0,9284	3,5318	4,8449
420	4,7162	-1,0092	3,7070	0,7161	1,2334	3,5684
435	3,1911	-0,1787	3,0123	0,6520	0,1499	3,0784
450	2,3568	0,5660	2,9228	0,6560	-0,6560	2,9228
465	1,8688	1,1590	3,0278	0,6553	-1,4167	2,7551
480	1,5706	1,5752	3,1457	0,6076	-2,0991	2,4205
495	1,3852	1,8274	3,2126	0,5036	-2,6277	1,9156
510	1,2728	1,9551	3,2279	0,3556	-2,9733	1,3060
525	1,2123	2,0062	3,2184	0,1827	-3,1561	0,6565
540	1,1931	2,0184	3,2115	0,0000	-3,2115	0,0000
555	0,3620	2,0062	2,3682	-0,1344	-2,3223	-0,4831
570	0,3620	1,9551	2,3171	-0,2553	-2,1343	-0,9375
585	0,3620	1,8274	2,1894	-0,3432	-1,7908	-1,3055
600	0,3620	1,5752	1,9372	-0,3742	-1,2926	-1,4905
615	0,3620	1,1590	1,5210	-0,3292	-0,7117	-1,3840
630	0,3620	0,5660	0,9280	-0,2083	-0,2083	-0,9280
645	0,3620	-0,1787	0,1833	-0,0397	0,0091	-0,1873
660	0,3620	-1,0092	-0,6472	0,1250	-0,2153	0,6230
675	0,3620	-1,8274	-1,4654	0,2297	-0,8738	1,1986
690	0,3620	-2,5211	-2,1591	0,2379	-1,7509	1,2855
705	0,3620	-2,9865	-2,6245	0,1490	-2,4965	0,8232
720	0,3620	-3,1503	-2,7883	0,0000	-2,7883	0,0000

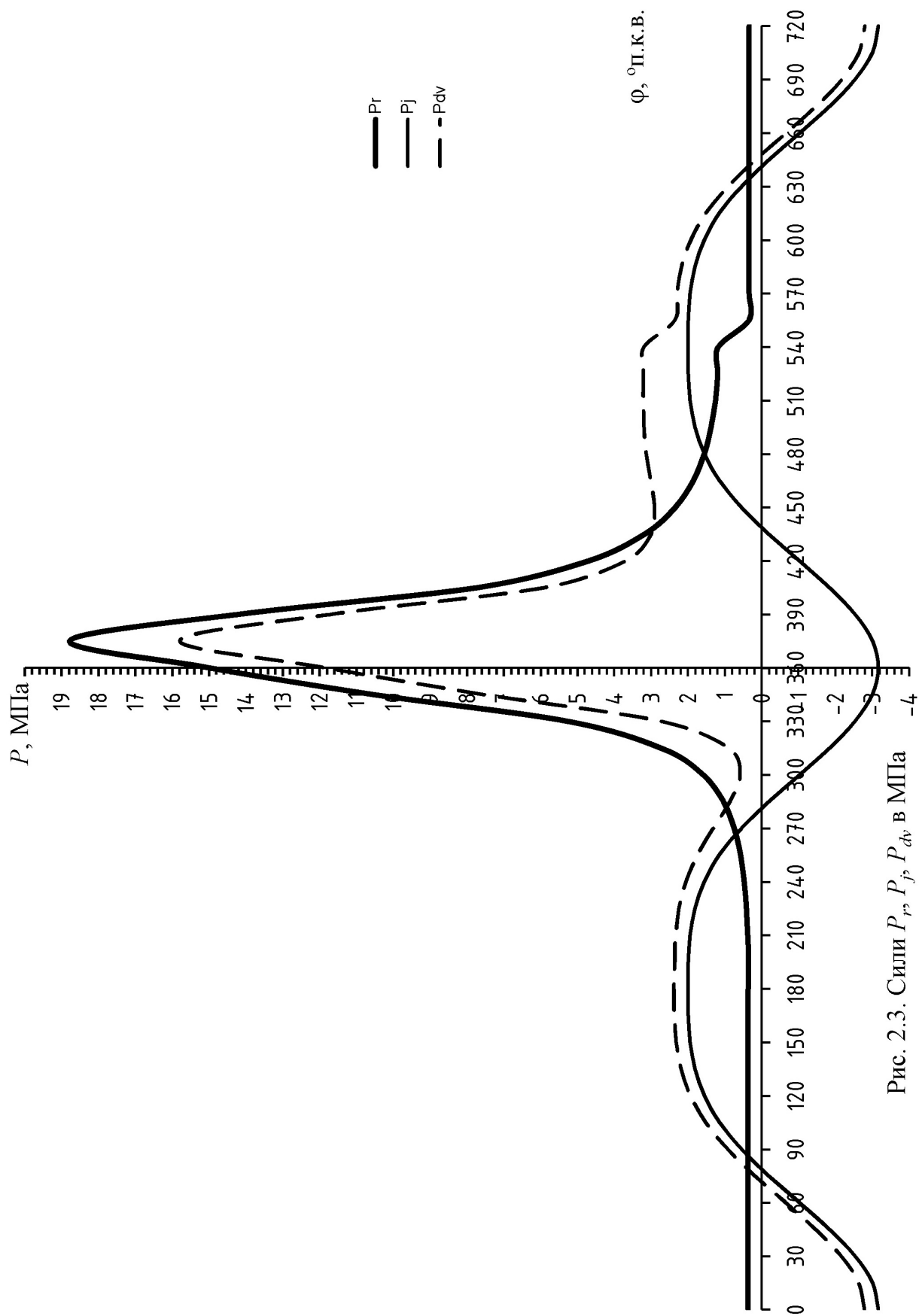


Рис. 2.3. Силы P_r, P_j, P_{dv} в МПа

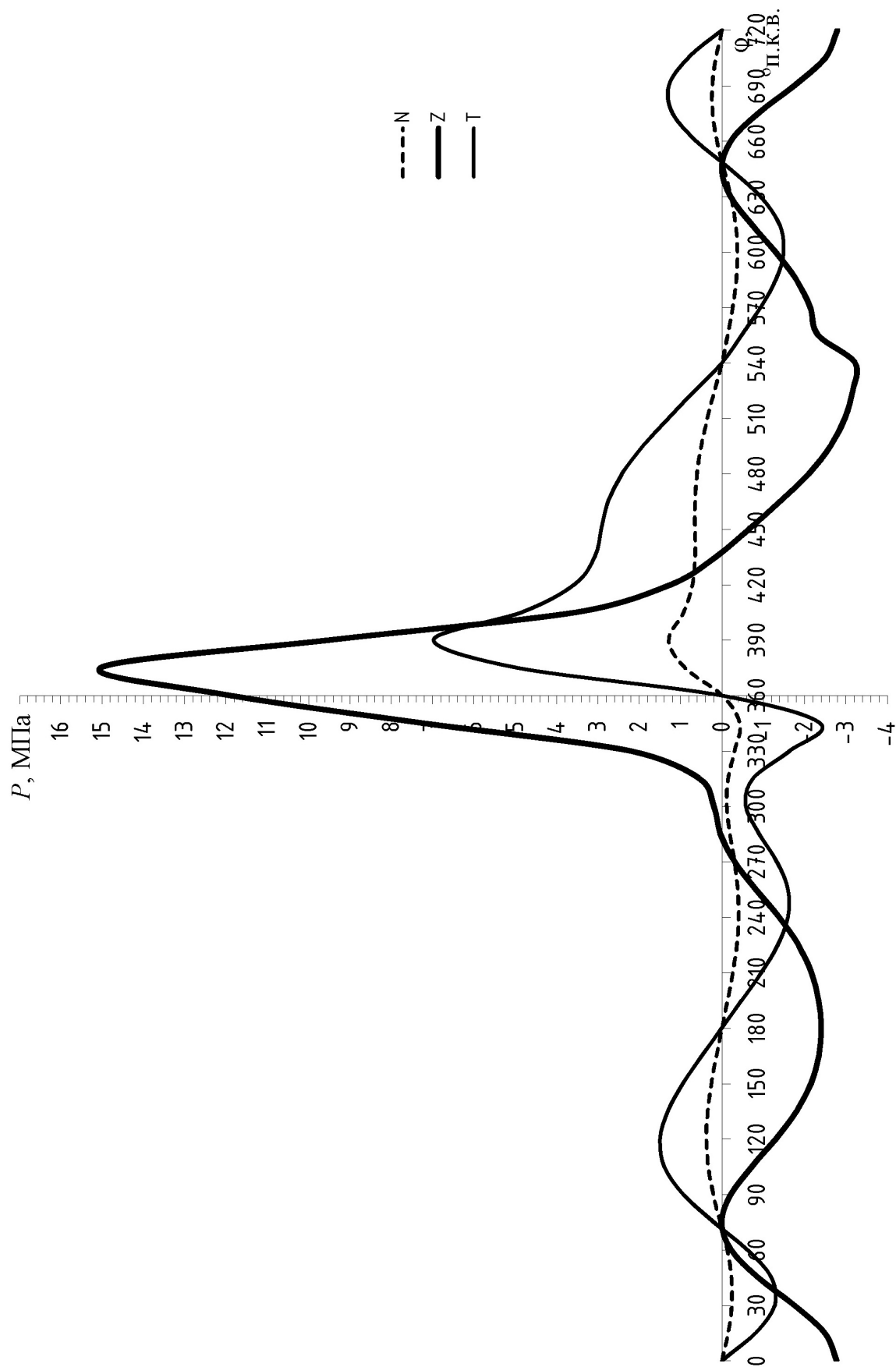


Рис. 2.4. Сили N , Z , T в МПа

2.4 Висновок до розділу

У другому розділі кваліфікаційної роботи було проведено моделювання робочого циклу та динамічний розрахунок дизельного двигуна MAN B&W 8L48/60B. Розділ містить перевірочний термодинамічний розрахунок за класичною методикою Грінівецького–Мазінга, а також аналіз динамічних навантажень у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ).

Перевірочний розрахунок робочого циклу виконано з урахуванням сучасних особливостей двигуна, зокрема системи наддуву та Common Rail. Обґрунтовано вибір основних параметрів циклу, таких як ступінь стиснення ($\varepsilon = 15,3$), коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 2,0$), механічний ККД ($\eta_m = 0,95$) та інші. Розрахунок підтвердив відповідність конструктивних і експлуатаційних характеристик двигуна заданим умовам.

Методика Грінівецького–Мазінга продемонструвала свою ефективність як інструмент швидкої та фізично наочної оцінки основних термодинамічних параметрів. Незважаючи на обмеження, пов'язані зі спрощеним моделюванням процесу згоряння та теплообміну, методика залишається цінною для попередніх розрахунків та навчальних цілей.

Динамічний розрахунок дозволив визначити сили, що діють у КШМ: тиск газів, сили інерції, тангенціальні, нормальні та бічні складові. Побудовано графічні залежності цих сил від кута повороту колінчастого валу, що дало можливість проаналізувати характер навантажень у різних фазах робочого циклу.

Результати динамічного аналізу показали, що максимальні навантаження виникають у фазах згоряння та розширення, що обумовлено високим тиском газів. Отримані дані можуть бути використані для подальших розрахунків міцності деталей двигуна, оцінки довговічності та вібраційних характеристик.

Автоматизація розрахунків за допомогою програмних середовищ MathCAD та *LibreOffice Calc* забезпечила високу точність і наглядність результатів, дозволила уникнути помилок, властивих ручним обчисленням.

					KPM.142.6221м.25.18.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

Таким чином, проведені розрахунки робочого циклу та динаміки двигуна MAN B&W 8L48/60B дозволили верифікувати розрахункову методику. Отримані результати індикаторних та ефективних параметрів відповідають паспортним характеристикам двигуна, що підтверджує адекватність моделі та коректність вихідних даних.

Верифікована розрахункова модель та отримані базові параметри робочого циклу складають основу для виконання основного завдання дослідження – аналізу впливу зміни коефіцієнта надлишку повітря на енергетичні та економічні показники суднового двигуна. Подальші варіативні розрахунки будуть виконані на підтвердженій та перевіреній розрахунковій базі.

					КРМ.142.6221м.25.18.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B

3.1 Взаємозв'язок коефіцієнта надлишку повітря та умов згорання палива

3.1.1 Фізико-хімічні основи процесу згорання в умовах змінного надлишку повітря

Процес згорання у дизельному двигуні є гетерогеним, багатостадійним і значною мірою залежить від співвідношення кількості палива та повітря в циліндрі. Коефіцієнт надлишку повітря α визначається як відношення дійсної кількості повітря, що надходить у циліндр, до теоретично необхідної кількості для повного згорання одиниці палива. Цей параметр безпосередньо впливає на фізико-хімічну структуру процесу згорання, який можна розділити на декілька взаємопов'язаних етапів: підготовку палива (розпилення, нагрівання, випаровування), утворення збагаченої паливом суміші, початок окиснення (запалювання), швидке розвинення хімічних реакцій та догорання.

На етапі сумішоутворення α визначає локальне співвідношення палива та повітря в зонах факелу. При недостатньому надлишку повітря (низькі значення α) утворюються багаті паливом зони, де концентрація кисню недостатня для повного окиснення вуглецю. Це призводить до неповного згорання з утворенням проміжних продуктів – чадного газу (CO), ненагорілих вуглеводнів (HC) та сажі. Саме утворення є наслідком піролізу палива в умовах дефіциту кисню та високої температури. З підвищенням α локальне збагачення зменшується, що покращує умови для повного окиснення вуглецю до CO₂, а водню – до H₂O. Однак надмірне збільшення α (значно більше 2,5...3,0 для дизелів) призводить до надлишку повітря в циліндрі, що може спричинити зниження середньої температури циклу через поглинання тепла великою масою непродуктивного азоту та інших компонентів повітря.

З точки зору хімічної кінетики швидкість реакцій окиснення палива залежить від концентрації реагенту (кисню) та температури. При збільшенні α

концентрація кисню зростає, що сприяє прискоренню реакцій. Однак одночасно може знижуватись температура заряду через велику теплоємність надлишкового повітря, особливо на початкових стадіях згорання. Це створює нелінійну залежність інтенсивності тепловиділення від α , що особливо відчутно при роботі двигуна на перехідних режимах або при низькому тиску наддуву. У сучасних дизелях з високим тиском уприскування та оптимізованою геометрією камери згорання процес сумішоутворення інтенсифікується, що дозволяє ефективно використовувати повітряний заряд навіть при відносно низьких значеннях α (близько 1,6...1,8), але з підвищеною схильністю до утворення оксидів азоту (NO_x) через локальні піки температур.

Фізичний механізм розвитку полум'я також залежить від α . При оптимальному надлишку повітря (для даного типу двигуна близько 2,0...2,4) забезпечується швидке та майже повне згорання палива з формуванням компактного ядра полум'я та ефективним використанням об'єму камери. При недостатньому α зростає тривалість фази диференціального згорання, збільшуються тепловтрати в стінки, а також підвищується ймовірність неповного згорання на ділянках, віддалених від зони впорскування. При надлишковому α процес згорання може стати менш інтенсивним через надмірне розрідження паро-повітряної суміші, що уповільнює хімічні реакції та збільшує викиди незгорілих вуглеводнів через "охолодження" полум'я.

Таким чином, зміна коефіцієнта надлишку повітря суттєво впливає на термодинамічні умови в циліндрі, кінетику хімічних перетворень, структуру полум'я та, як наслідок, на енерговиділення, температуру газів, формування шкідливих компонентів і загальну ефективність робочого процесу двигуна. Оптимальне значення α є компромісом між максимізацією енергетичної ефективності, мінімізацією токсичності викидів та забезпеченням стабільності згорання на всіх режимах роботи.

3.1.2 Вплив α на температуру, тривалість згорання і формування токсичних компонентів у продуктах згорання

Коефіцієнт надлишку повітря α є одним з ключових факторів, що визначають термодинамічний хід процесу згорання у циліндрі дизельного двигуна, безпосередньо впливаючи на два найважливіші параметри – максимальну температуру циклу та тривалість фази швидкого згорання.

Зміна α призводить до суттєвої перебудови теплового балансу процесу. При зменшенні коефіцієнта надлишку повітря (робота на збагаченій суміші) кількість палива, що приходить на одиницю маси повітряного заряду, зростає. Це веде до інтенсифікації тепловиділення на початковій стадії згорання, оскільки локальна концентрація палива в зонах факелу вища, а хімічні реакції окиснення протікають більш енергійно. У результаті максимальна температура циклу (T_z) значно збільшується. Однак цей ефект супроводжується негативними явищами: через дефіцит кисню в окремих зонах камери згорання збільшується частка неповного окиснення, що веде до утворення чадного газу (CO) та сажі. Підвищення пікової температури також різко збільшує швидкість утворення оксидів азоту (NOx), концентрація яких має експоненційну залежність від температури. Тривалість фази швидкого згорання при низьких α може зменшуватися через інтенсивне виділення теплоти на початку процесу, але загальна тривалість згорання (включаючи фазу догорання) часто збільшується через присутність палива, що повільно окислюється в умовах дефіциту кисню.

При збільшенні α над нормативними значеннями (робота на збідненій суміші) кількість повітряного заряду перевищує теоретично необхідну для згорання впорснутої порції палива. Це призводить до зниження максимальної температури циклу з кількох причин: по-перше, зростає теплоємність робочого тіла за рахунок великої маси азоту та інших компонентів повітря, які не беруть участі в реакціях згорання, але поглинають виділену теплоту; по-друге, локальні зони суміші стають занадто збідненими, що уповільнює швидкість хімічних реакцій. Зниження пікових температур позитивно познача-

ється на зменшенні викидів NO_x , але водночас створює ризик неповного згорання через "охолодження" полум'я та неефективного використання об'єму камери. Тривалість процесу згорання в таких умовах, як правило, збільшується. Фаза швидкого згорання розтягується у часі через меншу доступність палива в одиниці об'єму, а фаза догорання може стати більш вираженою через низьку температуру середовища, що уповільнює догорання залишкових паливних компонентів.

Оптимальне значення α для сучасних наддувних дизелів (як правило, в діапазоні 1,8...2,5) є результатом компромісу, що забезпечує високий тепловий ККД при прийнятних пікових температурах і припустимій тривалості згорання. У цьому діапазоні забезпечується достатня кількість кисню для майже повного згорання палива без значних втрат на дисоціацію продуктів згорання та з надмірним теплоутриманням непродуктивними компонентами заряду. Тривалість згорання мінімізується за рахунок гарного розпилення палива, інтенсивного турбулентного перемішування та високого тиску наддуву, що забезпечує швидке окиснення. Форма кривої тепловиділення стає більш сприятливою з точки зору утворення крутного моменту та мінімізації теплових навантажень на деталі циліндра.

3.2 Методика виконання варіативних розрахунків робочого циклу

Основним завданням цього розділу є систематична кількісна оцінка впливу коефіцієнта надлишку повітря α на енергетичні, економічні та динамічні характеристики двигуна MAN B&W 8L48/60B. Для цього було розроблено та реалізовано методику варіативних розрахунків, засновану на верифікованій у розділі 2 моделі за методикою Грінівецького-Мазінга. Методика полягає у послідовному перерахунку робочого циклу для серії значень α при збереженні інших конструктивних та номінальних експлуатаційних параметрів.

Для виконання варіативних розрахунків було сформовано алгоритм, який забезпечує системний підхід до зміни вхідних параметрів, взаємозалеж-

них від коефіцієнта надлишку повітря α . Алгоритм включає такі ключові кроки:

1. Визначення діапазону та кроку варіювання α :

На підставі аналізу технічної документації на двигун, рекомендацій виробника та даних про аналогічні суднові установки, діапазон дослідження було обмежено значеннями $\alpha = 1,8 \dots 2,6$. Цей діапазон охоплює як режими роботи з дефіцитом повітря (підвищене навантаження, знижена ефективність наддуву), так і режими з надлишком (часові обмеження за викидами, робота на часткових навантаженнях). Для деталізації залежностей крок зміни α прийнято рівним 0,2, що забезпечує достатню кількість розрахункових точок (5 значень) для побудови якісних графічних залежностей.

Основним параметром, що безпосередньо залежить від α , є маса свіжого заряду в циліндрі. При зміні α вважається, що кількість впорснутого палива за цикл залишається сталою (відповідає номінальній подачі), оскільки досліджується вплив саме співвідношення паливо-повітря при фіксованій енергії, що вноситься в циліндр. Отже, маса свіжого повітряного заряду розраховується за формулою:

$$G = \alpha \cdot L_0 \cdot g_{\text{п}},$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, $g_{\text{п}}$ – витрата палива за цикл (стала).

Ця корекція призводить до зміни:

Щільності заряду на початку стиснення: При збільшенні α маса заряду зростає, що за фіксованого об'єму циліндра веде до пропорційного зростання початкового тиску P_a та незначного зниження початкової температури T_a (через більшу теплоємність). Для розрахунку використовується рівняння стану.

Коефіцієнта залишкових газів γ_r : Зміна маси свіжого заряду впливає на відношення маси продуктів згорання попереднього циклу до маси свіжого заряду. Значення γ_r коректується обернено пропорційно зміні G .

Параметрів наддуву (уточнено для моделі): Вважається, що система наддуву забезпечує необхідний тиск P_k для підтримки заданого α . На практи-

ці це означає, що для вищих α розрахунковий тиск наддуву повинен бути вищим для подолання зростаючого аеродинамічного опору і забезпечення необхідної масової витрати повітря. У спрощеній моделі цей зв'язок може бути заданий емпіричною залежністю або прийнятий із технічних характеристик турбокомпресора.

Корекція параметрів процесу згорання:

Найбільш суттєві коригування вносяться на етапі моделювання згорання, оскільки α безпосередньо визначає умови протікання хімічних реакцій.

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z : Цей коефіцієнт, що характеризує частку виділеної теплоти, яка йде на нагрівання робочого тіла, змінюється з α . При низьких α (багата суміш) ξ_z знижується через збільшення втрат теплоти на дисоціацію продуктів згорання при високих температурах та через більшу частку неповного згорання. При високих α ξ_z також може знижуватися через збільшення теплових втрат у стінки через подовжену тривалість згорання та зниження середньої температури процесу. Оптимальне значення ξ_z досягається в діапазоні $\alpha = 2,0 \dots 2,4$. Для розрахунків використовується інтерполяційна залежність $\xi_z = f(\alpha)$, побудована на основі емпіричних даних для дизелів подібного типу.

Ступінь підвищення тиску λ : Вплив α на λ є складним. З одного боку, збільшення маси заряду при сталому обсязі палива веде до зниження питомого тепловиділення і може знижувати λ . З іншого бою, поліпшення умов згорання при оптимальному α може сприяти більш швидкому виділенню теплоти, тимчасово збільшуючи λ . У першому наближенні прийнято слабку обернено пропорційну залежність λ від α .

Для кожного фіксованого значення α з кроком 0,2 послідовно виконується повний термодинамічний розрахунок за схемою, описаною в розділі 2. Вихідними даними для кожного такого окремого розрахунку слугують кореговані за алгоритмом параметри (P_a , T_a , γ_r , ξ_z , λ). Результатом кожного розрахунку є повний набір термодинамічних точок циклу, а також інтегральні показники: середній індикаторний тиск P_i , індикаторна потужність N_i , інди-

торний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива b_i , максимальний тиск циклу P_z , максимальна температура циклу T_z .

На основі отриманих індикаторних параметрів для кожного α виконується перерахунок на ефективні показники (N_e , η_e , b_e) з використанням прийнятого в базовому розрахунку механічного ККД η_m , який у першому наближенні вважається незалежним від α . Далі, для кожного варіанту будується індикаторна діаграма p - V (рис. 3.1).

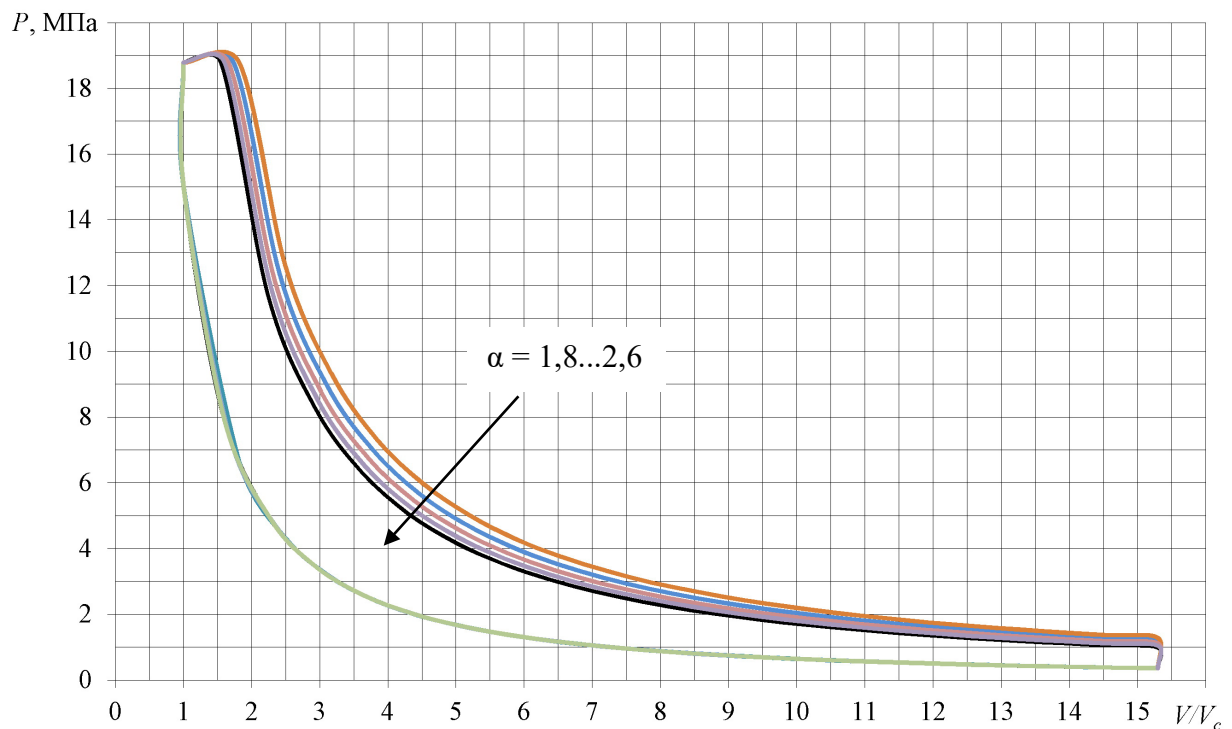


Рис. 3.1. Теоретичні індикаторні діаграми двигуна типу MAN 8L48/60
при $\alpha = 1,8...2,6$

Фінальним етапом є зведення отриманих масивів даних для всіх 5 значень α в єдину табл. 3.1 та побудова графічних залежностей ключових показників від коефіцієнта надлишку повітря (рис. 3.2...3.7). Ці залежності дозволяють візуалізувати та проаналізувати характер і ступінь впливу α на роботу двигуна, визначити оптимальну зону його значень за різними критеріями (максимум потужності, мінімум витрати палива, обмеження за максимальним тиском) та сформулювати практичні висновки.

Таблиця 3.1. Залежність основних параметрів від α

Параметр, од. виміру	α				
	1,8	2	2,2	2,4	2,6
Максимальний тиск згоряння P_z , МПа	18,786	18,788	18,789	18,791	18,792
Максимальна температура згоряння T_z , К	2026,25	1937,87	1863,25	1799,41	1744,2
Ефективна потужність N_e , кВт	10464,3	9597,1	8861,1	8228,7	7679,5
Питома ефективна витрата палива b_e , кг/(кВт·год)	0,188	0,1845	0,1816	0,1793	0,1773
Ефективний ККД η_e	0,449	0,457	0,465	0,471	0,476
Середній ефективний тиск P_e , МПа	2,889	2,65	2,447	2,272	2,12

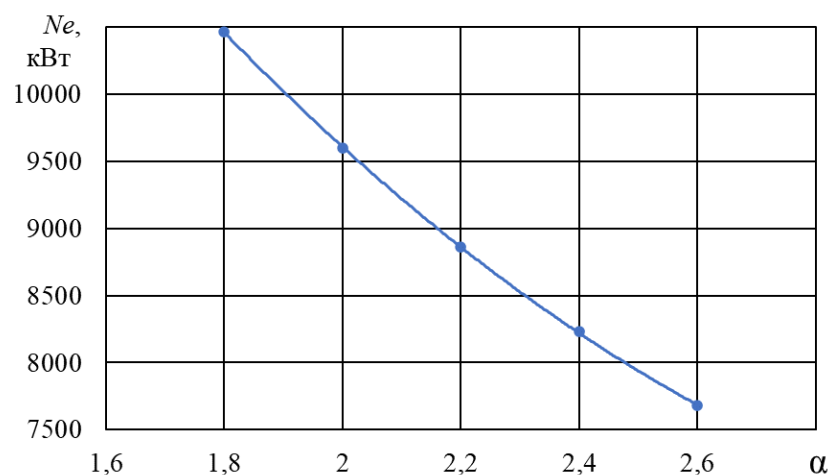


Рис. 3.2. Залежність ефективної потужності від коефіцієнта надлишку повітря

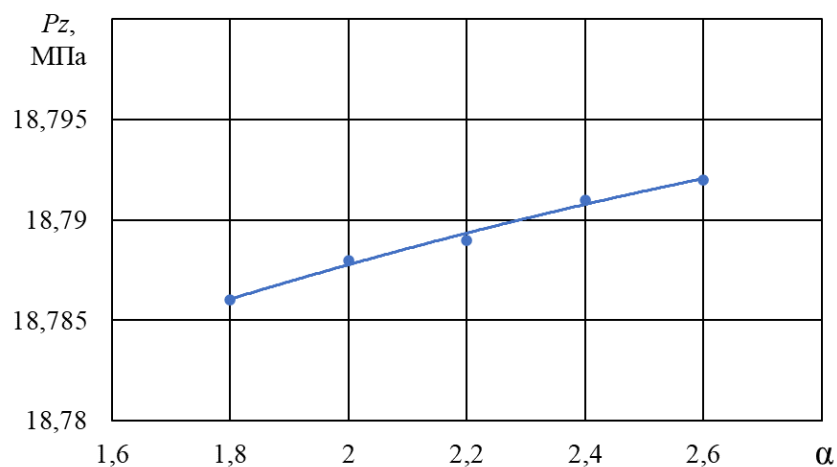


Рис. 3.3. Залежність максимального тиску згоряння від коефіцієнта надлишку повітря

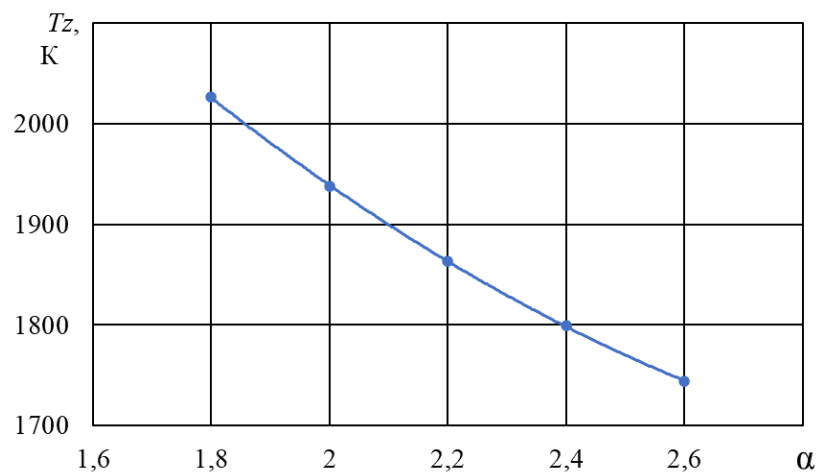


Рис. 3.4. Залежність максимальної температури згоряння від коефіцієнта надлишку повітря

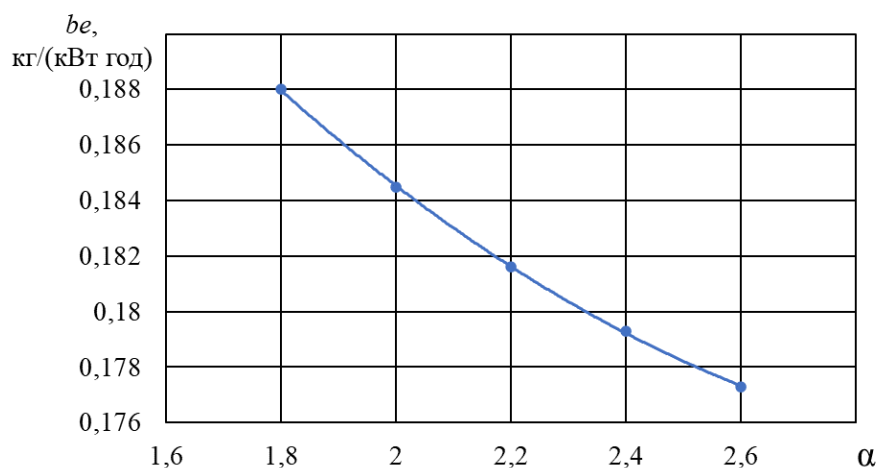


Рис. 3.5. Залежність питомої ефективної витрати палива від коефіцієнта надлишку повітря

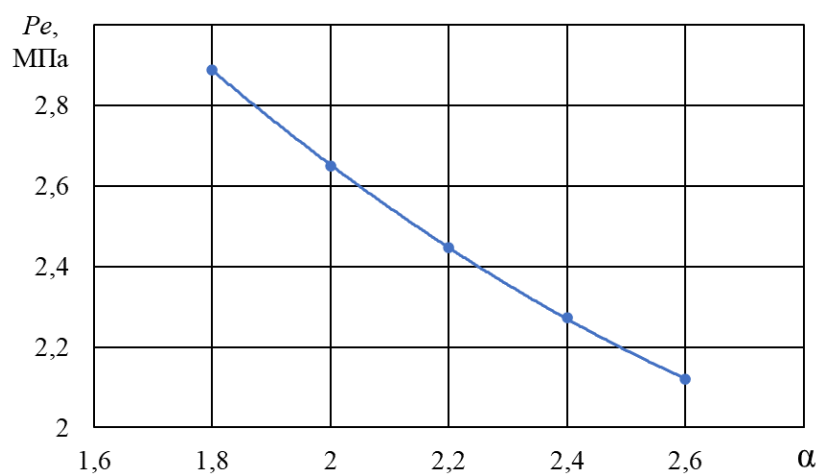


Рис. 3.6. Залежність середнього ефективного тиску від коефіцієнта надлишку повітря

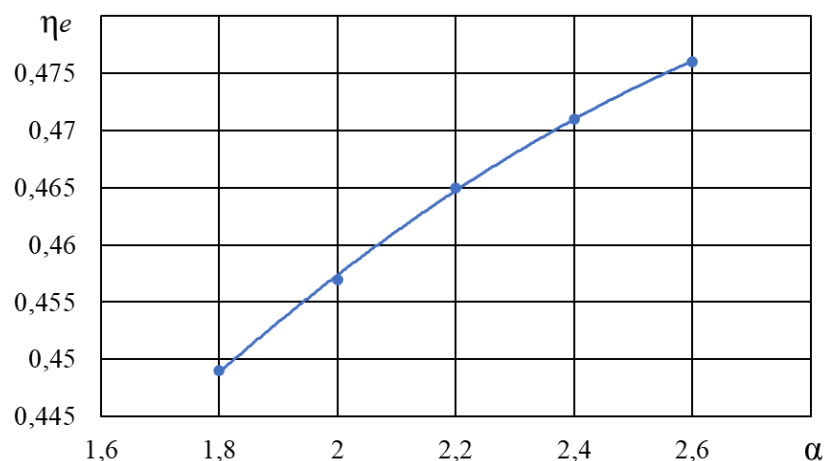


Рис. 3.7. Залежність ефективного ККД від коефіцієнта надлишку повітря

Отримані графічні залежності та дані табл. 3.1 дають чітке кількісне уявлення про вплив коефіцієнта надлишку повітря α на показники двигуна MAN B&W 8L48/60B.

Залежність потужності та середнього тиску (рис. 3.2, 3.6): Зі зростанням α спостерігається чітко виражена тенденція до зниження ефективної потужності (N_e) та середнього ефективного тиску (P_e). Це є прямим наслідком збільшення маси повітряного заряду при фіксованій кількості палива, що веде до зменшення питомої концентрації палива в суміші та, відповідно, до зниження питомого тепловиділення. Ефективна потужність падає з 10464 кВт при $\alpha = 1,8$ до 7680 кВт при $\alpha = 2,6$, тобто майже на 27 %.

Залежність максимального тиску циклу (рис. 3.3): Залежність P_z від α є незначною. Максимальний тиск практично не змінюється (варіює в межах 18,79 МПа), що пояснюється протидією двох факторів: з одного боку, зниження питомого тепловиділення прагне знизити тиск, з іншого – збільшення початкового тиску (P_a) та поліпшення умов згорання (коефіцієнт ξ_z) прагнуть його підвищити. У даному діапазоні α ці фактори компенсують один одного.

Залежність максимальної температури (рис. 3.4): Температура T_z демонструє стійке та значне зниження зі збільшенням α – з 2026 К до 1744 К (зниження на 282 К). Це обумовлено різким збільшенням теплоємності робочого тіла за рахунок надлишкового повітря (переважно азоту). Така залежність має ключове значення для оцінки теплових навантажень на деталі та

формування оксидів азоту (NO_x), викиди яких експоненційно падають із зниженням T_z .

Залежність економічності (рис. 3.5, 3.7): Найбільш показовою є залежність ефективного ККД (η_e) та питомої ефективної витрати палива (b_e). Зі збільшенням α спостерігається суттєве підвищення економічності: η_e зростає з 0,449 до 0,476 (на 6 %), а b_e відповідно знижується з 0,188 до 0,177 кг/(кВт·год). Це свідчить про те, що в досліджуваному діапазоні основною перевагою роботи на збідненій суміші є поліпшення повноти згорання та зменшення відносних втрат теплоти. Оптимум за критерієм мінімуму b_e досягається при максимальному α у межах дослідження (2,6).

Таким чином, результати чітко показують наявність техніко-економічного компромісу при виборі α : робота на збагачених сумішах (низький α) забезпечує вищу потужність, але за рахунок значного погіршення економічності та різкого зростання теплових навантажень. Збіднення суміші (високий α) веде до втрати потужності, але забезпечує високу економічність, нижчі теплові навантаження та, як наслідок, менші викиди NO_x . Для даного двигуна в номінальному режимі оптимальним з точки зору сукупності експлуатаційних показників можна вважати діапазон $\alpha = 2,2 \dots 2,4$.

3.3 Висновок до розділу

У третьому розділі кваліфікаційної роботи було виконано систематичне дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря α на ключові показники суднового дизельного двигуна MAN B&W 8L48/60B.

На основі аналізу фізико-хімічних основ процесу згорання встановлено, що α є визначальним фактором для термодинамічного стану заряду, кінетики реакцій, максимальної температури циклу, тривалості згорання та формування токсичних компонентів.

Розроблено та реалізовано методику варіативних розрахунків, яка дозволила на базі верифікованої моделі Грінівецького-Мазінга отримати кількі-

сні залежності основних енергетичних та економічних параметрів двигуна в діапазоні $\alpha = 1,8 \dots 2,6$.

Отримані результати демонструють чіткі та суперечливі залежності:

- потужнісні характеристики (N_e , P_e) суттєво погіршуються зі збільшенням α (падіння потужності на 27 %).
- економічні показники (η_e , b_e) монотонно покращуються, досягаючи оптимуму на верхній межі дослідження (зростання ККД на 6 %).
- максимальний тиск циклу (P_z) практично не залежить від α в заданому діапазоні.
- максимальна температура циклу (T_z) різко знижується (на 282 К), що вказує на можливість значного зниження теплових навантажень та викидів NO_x .

Проведений аналіз дозволяє зробити висновок про наявність техніко-економічного протиріччя. Вибір оптимального значення α для конкретного режиму експлуатації повинен ґрунтуватися на пріоритеті завдань: максимізація потужності (нижчий α), максимізація економічності та екологічності (вищий α) або пошук компромісного рішення. Для номінального режиму даного двигуна такий компроміс досягається в зоні $\alpha \approx 2,2 \dots 2,4$.

Результати дослідження складають основу для формування практичних рекомендацій щодо управління режимами роботи енергетичної установки з метою оптимізації витрати палива та відповідності екологічним вимогам без критичного зниження потужності. Отримані дані можуть бути використані для калібрування систем керування сучасних дизельних двигунів.

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B ПРИ РІЗНИХ ЗНАЧЕННЯХ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ

4.1 Постановка завдання економічного обґрунтування

Основною метою економічного обґрунтування є кількісна оцінка фінансових наслідків експлуатації суднового двигуна MAN B&W 8L48/60B при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря (α). Оскільки зміна α призводить до суттєвої зміни питомої витрати палива, потужності та теплових навантажень, необхідно визначити, який режим роботи є найбільш вигідним з точки зору сукупних експлуатаційних витрат протягом характерного міжрейсового циклу. Економічна оцінка проводиться для номінального режиму потужності 9600 кВт, а базою порівняння обрано стандартне значення $\alpha = 2,0$.

4.2 Вихідні дані для економічного розрахунку

Для виконання розрахунків прийнято наступні дані, характерні для суден великого тоннажу (контейнеровоз, балкер):

- Річний фонд робочого часу двигуна: 6500 годин (включаючи час переходу, маневрування та стоянки під навантаженням/розвантаженням).
- Середнє річне навантаження двигуна: 85 % від номінальної потужності ($N_e = 8160$ кВт).
- Вартість важкого палива (HFO): 600 USD/т (базова ціна, залежить від ринкових коливань).
- Вартість суднового дизельного палива (MDO): 900 USD/т (використовується в портах на часткових навантаженнях, при запуску і зупинці двигуна).
- Співвідношення використання палив: 90 % HFO, 10 % MDO за рік за вагою.
- Середньозважена вартість палива: $(0,9 \cdot 600) + (0,1 \cdot 900) = 630$ USD/т.

– Курс обміну: 1 USD = 40 UAH (умовно, для розрахунку в національній валюті).

– Дані з розділу 3 (табл. 3.1): Залежність питомої ефективної витрати палива (b_e) та ефективної потужності (N_e) від α .

4.3 Розрахунок річної витрати палива та її вартості

Річна витрата палива (ВП, т/рік) розраховується за формулою:

$$\text{ВП}(\alpha) = N_e(\alpha) \cdot b_e(\alpha) \cdot T \cdot k_1 / 1000,$$

де: $N_e(\alpha)$ – ефективна потужність при заданому α , кВт (береться з табл. 3.1, з поправкою на 85% навантаження: $N_{\text{сер}} = N_e(\alpha) \cdot 0.85$).

$b_e(\alpha)$ – питома ефективна витрата палива при заданому α , кг/(кВт·год) (з табл. 3.1).

T – річний фонд робочого часу, год (6500 год).

k_1 – коефіцієнт, що враховує додаткові витрати на допоміжні механізми та втрати (прийнято 1,05).

1000 – коефіцієнт переведення кілограмів у тони.

Розрахунок проводиться для діапазону $\alpha = 1,8 \dots 2,6$. Результати зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Економічні показники роботи двигуна залежно від α

Коефіцієнт надлишку повітря (α)	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Експлуатаційні показники (з табл. 3.1)					
Ефективна потужність N_e , кВт	10464,3	9597,1	8861,1	8228,7	7679,5
Питома витрата палива b_e , кг/(кВт·год)	0,1880	0,1845	0,1816	0,1793	0,1773
Розрахункові показники при середньому навантаженні 85 %					
Середня потужність $N_{\text{сер}}$, кВт	8894,7	8157,5	7531,9	6994,4	6527,6
Річна витрата палива ВП, т/рік	10958	10398	9977	9718	9489
Економічні показники					
Вартість палива, тис. USD/рік	6575	6239	5986	5831	5694
Вартість палива, тис. UAH/рік	263000	249560	239440	233240	227760
Економія/перевитрата відносно бази ($\alpha=2.0$), тис. UAH/рік	+13440	0	-10120	-16320	-21800
Відносна зміна витрат палива, %	+5,4	0	-4,0	-6,5	-8,7

4.4 Аналіз отриманих результатів

З даних табл. 4.1 видно чітку економічну тенденцію:

Робота на збагачених сумішах ($\alpha = 1,8$) забезпечує найвищу доступну потужність (збільшення приблизно на 9 % відносно бази). Однак це призводить до найбільшої питомої та абсолютної витрати палива. Річні витрати на паливо зростають на 5,4 % (13,44 млн UAH), що є суттєвим збитком. Цей режим може бути виправданий лише в аварійних або критичних ситуаціях, коли потрібна максимальна потужність, незалежно від витрат.

Робота на збіднених сумішах $\alpha = 2,2...2,6$ супроводжується зниженням потужності (на 8...18 % відносно бази), але дає суттєву економію палива. Найбільша економія досягається при $\alpha = 2,6$ де річне скорочення витрат становить 21,8 млн UAH (8,7 %). Це прямий фінансовий виграш.

Компромісний режим $\alpha = 2,2...2,4$. У цьому діапазоні спостерігається баланс між прийнятним рівнем потужності (зниження на 8...13 %) та значною економією палива (4,0...6, 5%). Наприклад, при $\alpha = 2,4$ економія складає 16,32 млн UAH на рік при зниженні потужності на 13 %.

4.5 Врахування додаткових факторів

Зниження максимальної температури циклу (T_z) при збільшенні α веде до зменшення теплових навантажень на поршень, клапани, циліндрову втулку та вихлопну систему. Це може суттєво продовжити міжремонтний період та знизити витрати на запасні частини та ремонт. Економію від збільшення ресурсу можна оцінити в 5...15 % від річних витрат на техобслуговування та ремонт.

Зниження викидів NOx при збільшенні α дозволяє укладатися в жорсткіші екологічні норми (наприклад, IMO Tier III у контрольованих зонах), уникнути штрафів та отримати пільги. Це є вагомим немонетарним, але фінансово значущим фактором.

Для стабільної роботи на підвищених α може знадобитися модернізація системи наддуву чи управління паливоподачею. Капітальні витрати на це по-

					KPM.142.6221м.25.18.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

винні бути порівняні з майбутньою економією.

4.6 Висновок до розділу

Економічна оцінка підтверджує висновки термодинамічного аналізу і демонструє значний фінансовий потенціал оптимізації режиму роботи суднового двигуна MAN B&W 8L48/60B шляхом регулювання коефіцієнта надлишку повітря.

Експлуатація двигуна на збіднених сумішах (α в діапазоні 2,2...2,6) є економічно доцільною. Максимальна річна економія на паливі може сягати 21,8 млн UAH (при $\alpha = 2,6$) порівняно зі стандартним режимом ($\alpha = 2,0$).

Оптимальним з точки зору співвідношення «потужність/економічність» рекомендується діапазон $\alpha = 2,2...2,4$. У цьому випадку досягається суттєва економія палива (4...6,5 %) при помірному зниженні потужності, що для більшості комерційних рейсів є прийнятним.

Додатковий економічний ефект від збільшення ресурсу двигуна та дотримання екологічних норм ще більше посилює переваги роботи на підвищених значеннях α .

Робота на збагачених сумішах ($\alpha < 2,0$) є економічно невигідною і повинна застосовуватися лише за необхідності отримання максимальної потужності.

Таким чином, для підвищення економічної ефективності суднової енергетичної установки необхідно розглянути можливість експлуатації головного двигуна в режимі з підвищеним коефіцієнтом надлишку повітря, зокрема в діапазоні 2,2...2,4, із обов'язковим техніко-економічним обґрунтуванням можливої модернізації систем управління.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60B

5.1 Основні загрози для персоналу та навколишнього середовища

Експлуатація суднового дизельного двигуна великої потужності, такого як MAN B&W 8L48/60B, пов'язана з низкою потенційно небезпечних факторів, що впливають на безпеку персоналу машинного відділення та стан навколишнього середовища. До основних загроз належать:

Фізико-хімічні фактори:

- високі температури поверхонь двигуна, вихлопного тракту, систем охолодження та паливопідготовки (ризик опіків);
- підвищений рівень шуму та вібрації від роботи двигуна, турбокомпресорів, насосних агрегатів (шкідливий вплив на слух, нервову систему, знос конструкцій);
- надлишковий тиск у паливних, масляних та повітряних системах (ризик розгерметизації, витоків, розбризкування);
- наявність легкозаймистих та вибухонебезпечних речовин (важке та дизельне паливо, мастильні масла, продукти їх пароутворення);
- забруднення повітря робочої зони шкідливими речовинами: оксиди вуглецю (CO), азоту (NO_x), сірки (SO_x), вуглеводні (HC), сажа, озон (O₃).

Екологічні загрози:

- атмосферні викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами (NO_x, SO_x, CO, HC, тверді частинки – PM).
- забруднення водного середовища через виток палива, масел, хімікатів із систем двигуна або в результаті аварій.
- утворення відходів: використані мастильні масла, фільтри, ганчір'я, забруднене паливом, шлами паливопідготовки.
- теплове забруднення через скид підігрітої охолоджуючої води (якщо використовується незамкнена система).

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

- акустичне забруднення (підводний та повітряний шум).

5.2 Організація праці та заходи безпеки в машинному відділенні

Ефективне та безпечне функціонування суднової енергетичної установи на базі двигуна MAN B&W 8L48/60B в умовах машинного відділення вимагає створення цілісної системи, що поєднує чітку організацію трудових процесів, суворе дотримання регламентів та впровадження комплексних техніко-технологічних заходів безпеки. Ця система формується на основі вимог міжнародних конвенцій (ПДНВ, СОЛАС, MLC), національного законодавства та внутрішньосуднових інструкцій.

Організаційна основа безпеки закладається через чітке розмежування функцій, повноважень та відповідальності між старшим механіком, механіками, електриками та мотористами відповідно до суднової розписки. Кожен член екіпажу має діяти строго в рамках затверджених посадових інструкцій, що виключає несанкціоновані втручання в роботу складних систем. Ключовим елементом є розробка та постійне вдосконалення детальних процедур на всі види робіт: плановий огляд, вимірювання параметрів, пуск і зупинка двигуна, перемикання палив, технічне обслуговування, а також усі види ремонтних операцій, особливо пов'язаних з розбиранням вузлів тиску та температури. Ці процедури повинні бути документально оформлені, доступні для персоналу та містити не лише технологічні кроки, але й перелік необхідних заходів безпеки.

Безперервна підготовка персоналу є обов'язковою умовою. Це включає первинний, повторний та цільовий інструктаж з охорони праці під час кожного нового контракту та при зміні обладнання. Регулярні тренування з відпрацювання дій у надзвичайних ситуаціях – пожежа в машинному відділенні, розлив палива, витік холодильного агенту, зупинка двигуна за аварійних обставин – повинні проводитися за розкладом та фіксуватися в судновому журналі. Особлива увага приділяється навчанню правилам входу та роботи в замкнених просторах (цистерни, відсіки), що супроводжується оцінкою атмос-

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

фери та нарядом-допуском. Ведення технічної документації (журнал механіків, протоколи замірів, картки обслуговування, акти ремонту) служить не лише для обліку, але й для аналізу стану обладнання та прогнозування потенційних ризиків.

Основним принципом технічної безпеки є захист людини від небезпечних факторів на конструктивному рівні. Для запобігання травм від рухомих частин всі вентилятори, муфти, паси, відкриті ланцюгові та шестеренчасті передачі обов'язково огорожуються міцними захисними кожухами. Для боротьби з високою температурою поверхонь випускних колекторів, паропроводів, турбін та циліндрів застосовується якісна термоізоляція, а неізольовані ділянки гарячих труб та обладнання маркуються попереджувальними знаками. Зона навколо двигуна обладнується антиковзним ґратчастим настилом, а місця переходів та ревізійні люки мають захисні перила з бортовими планками. Для безпечного проведення ремонтних робіт передбачені стаціонарні та переносні підйомні механізми (тельфери, лебідки) з розрахованими вантажо-підйомністю та стропами, що періодично контролюються.

Охорона здоров'я персоналу від шуму та вібрації забезпечується комплектом заходів. Власне двигун встановлюється на віброізолювальні опори, а його з'єднання з гребним гвинтом або генератором здійснюється через високоеластичну муфту. На найбільш шумних агрегатах (турбокомпресори, допоміжні насоси) встановлюються локальні шумопоглинаючі кожухи. Критично важливим є обладнання для персоналу звукоізолюваною диспетчерською рубкою з системою контролю та управління, де рівень шуму не перевищує допустимих норм. При необхідності виконання робіт у зонах з підвищеним рівнем шуму персонал зобов'язаний використовувати індивідуальні засоби захисту (протишуми, беруші).

Система вентиляції машинного відділення проектується для вирішення двох завдань: видалення надлишкового тепла, що виділяється двигуном і допоміжними механізмами, та постійного підтримання якості повітряного середовища шляхом видалення можливих випарів палива, масла, продуктів непо-

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

вного згоряння та підведення свіжої порції кисню для дихання. Вентиляція повинна бути примусовою, двосторонньою (приточно-витяжною) з розрахованим повітрообміном та резервними вентиляторами.

Пристрій протипожежного захисту будується за принципом подвійного захисту: попередження та гасіння. Для попередження всі паливні та масляні трубопроводи виконуються з міцних матеріалів, обладнуються аварійними відсічними клапанами, а місця їх сполучень регулярно інспектуються. Обладнання має системи аварійного зупину з дистанційними вимикачами, розташованими при виході з відділення. Електропроводка виконується в судновому виконанні, захищеному від вологи та механічних ушкоджень. Основною системою гасіння є стаціонарна газова (зазвичай вуглекислотна CO₂ або інертна) або аерозольна установка, автоматичне або дистанційне включення якої супроводжується звуковою та світловою сигналізацією, що дає час персоналу на евакуацію. Доповнюють її розміщені в доступних місцях первинні засоби пожежогасіння: вогнегасники (порошкові, вуглекислотні), ящики з піском, коши, а також система пожежних гідрантів з рукавами та стволами.

Окремого спрямування заходів вимагає захист від шкідливих речовин. Для попередження отруєння оксидом вуглецю (CO) та іншими продуктами згоряння при ремонті вихлопних трактів або роботі допоміжних дизель-генераторів обов'язково застосовується система нарядів-допусків з попереднім перевірянням складу атмосфери газоаналізаторами. У разі потреби використовуються фільтрувальні або ізолюючі дихальні апарати. Устаткування систем паливopідготовки, де можливе виділення сірководню, обладнується витяжною місцевою вентиляцією.

Ключову роль у безпеці грають системи аварійного захисту двигуна, інтегровані в систему дистанційного контролю. Вони автоматично здійснюють попереджувальну сигналізацію, а потім аварійне зниження навантаження або зупинку двигуна при досягненні граничних значень таких параметрів, як: критично низький тиск мастила в магістралі, підвищення температури вихлопних газів циліндрів понад допустиме, перегвинчування турбокомпресо-

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

ра, детонаційне згоряння, падіння тиску наддувного повітря або охолоджуючої води. Детектор масляного туману в картері попереджає про ризик вибуху картерних газів. Регулярна перевірка та тестування цих систем є обов'язковим елементом планового техобслуговування.

Важливим аспектом організації праці є створення ергономічного середовища. Пульти управління та контролю розташовуються з урахуванням зони зручності, дисплеї мають чітку індикацію, а аварійні кнопки виконуються у помітному кольорі та з захистом від випадкового натискання. Робочі зони повинні мати достатнє природне та штучне освітлення, включаючи аварійне, що живиться від акумуляторних батарей. Забезпечення персоналу якісними засобами індивідуального захисту (вогнестійкий комбінезон, захисні черевики з металевими вставками та антиковзною підошвою, рукавиці, окуляри, каска) та контроль за їх обов'язковим використанням є останньою ланкою в ланцюжку заходів, що гарантують безпеку людини під час виконання службових обов'язків в умовах машинного відділення.

5.3 Екологічні аспекти експлуатації та заходи зі зниження шкідливого впливу

Експлуатація суднового дизеля великої потужності в світлі сучасних міжнародних екологічних вимог, зокрема конвенцій MARPOL Annex VI та директив ІМО, перетворилася на складне інженерно-економічне завдання, де мінімізація забруднення довкілля є таким же пріоритетом, як і забезпечення енергетичної ефективності. Вплив двигуна MAN B&W 8L48/60B на навколишнє середовище носить комплексний характер і проявляється через атмосферні викиди, можливе забруднення водного середовища та утворення твердих і рідких відходів, що вимагає системного підходу до їх нейтралізації та запобігання.

Боротьба з атмосферними викидами розпочинається на фундаментальному рівні – оптимізації внутрішньоциліндрового процесу. Як детально показано в розділі 3 дослідження, стратегічним інструментом є регулювання кое-

фіцієнта надлишку повітря (α). Підвищення його значення з базового 2,0 до діапазону 2,2...2,4 призводить до суттєвого зниження максимальної температури циклу (T_z) майже на 150...200 К, що є ключовим чинником для пригнічення термічного механізму утворення оксидів азоту (NO_x). Такий режим роботи без додаткових капіталовкладень дозволяє ефективно відповідати вимогам IMO Tier II на всіх режимах експлуатації та наближатися до стандартів Tier III в позакмерських зонах (ECA). Паралельно поліпшення повноти згоряння при оптимальному α сприяє зниженню викидів чадного газу (CO) та неповних вуглеводнів (HC). Другим обов'язковим елементом є використання палива з низьким вмістом сірки (LSF, з $S < 0,5 \%$ або навіть $< 0,1 \%$ у ECA), що безпосередньо веде до пропорційного зменшення викидів оксидів сірки (SO_x) та утворення сульфатних аерозолів (твердих частинок, PM). Експлуатаційна практика також відіграє вирішальну роль: уникання тривалої роботи двигуна на навантаженнях нижче 20...25 % від MCR, коли паливо згоряє неефективно з підвищеними викидами сажі, CO та HC. Для таких випадків техніко-економічним рішенням може стати тимчасове перемикання на якісне дизельне паливо (MDO) або проведення регенераційного циклу роботи на високому навантаженні для випалювання відкладень. Для суворого дотримання норм IMO Tier III у контрольованих зонах застосовуються складніші та дорожчі технології «кінцевої очистки». Найефективнішою є система селективного каталітичного відновлення (SCR), де вихлопні гази з водним розчином сечовини проходять через спеціальний каталізатор, що перетворює NO_x на безпечні азот і водяну пару. Альтернативою або доповненням слугують скрубери – установки для «промивання» вихлопних газів, які можуть бути відкритого типу (з викидом промивної води за борт після нейтралізації, що регулюється Annex VI) або замкнутого типу (з регенерацією реагенту). Для уловлювання сажі та ультрадисперсних частинок встановлюються сажові фільтри (DPF), що періодично потребують регенерації.

Запобігання забрудненню водного середовища будується на принципі нульового несанкціонованого скиду будь-яких нафтопродуктів. Всі промивні,

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

ляльні та баластні води, що можуть містити навіть сліди масел, збираються у спеціальні відстійні цистерни (sloop tanks) і обов'язково проходять через сепаратори нафтоводяних сумішей типу «олійний сепаратор». Ці автоматизовані системи забезпечують очищення води до рівня менше 15 частин на мільйон (ppm) перед її легальним скидом за борт або зберіганням для передачі на берегові споруди. Критично важливою є технічна справність всієї паливної та мастильної арматури, трубопроводів, сальників насосів та фільтрів, що досягається регулярним профілактичним обслуговуванням та заміною вузлів, що мають ознаки зносу. Кожне судно обов'язково має розгорнутий план дій на випадок аварійного розливу нафтопродуктів (SOPEP), укомплектований необхідним протиаварійним майном: бонові загородження для локалізації плями на воді, сорбенти, скребки, ємності для збору та спеціальні захисні костюми для персоналу.

Поводження з відходами, що утворюються в процесі експлуатації двигуна та пов'язаних систем, регламентується MARPOL Annex V. Усі відходи чітко класифікуються, збираються окремо та зберігаються в маркованих ємностях або контейнерах. До наймасовіших належать використані мастильні масла (циліндрове, турбінне), які ніколи не змішуються з паливом і передаються ліцензованим береговим приймачам. Забруднені нафтопродукти ганчір'я, фільтрувальні матеріали, утилізовані деталі, а також шлами з сепараторів паливопідготовки та відстійних цистерн також накопичуються та здаються в портах. Суворі заборони поширюються на скидання за борт будь-яких пластмас, сміття та неупакованих побутових відходів. Теплове забруднення, пов'язане зі скидом підігрітої охолоджуючої води заборотною системою, мінімізується шляхом проектування ефективних холодильників (радіаторів) та оптимізації температурного графіка, хоча це питання частіше регулюється локальними портовими правилами.

Для цілісного управління екологічним впливом все більшого значення набуває моніторинг та документальна підтвердженість. Судно обладнується безперервними системами моніторингу викидів (CEMS), що фіксують конче-

					KPM.142.6221м.25.18.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

нтрації SO_x, CO₂ та NO_x, а дані з бортових систем вимірювання витрати палива (MFMS) дозволяють розрахувати індекс енергоефективності (EEXI) та інтенсивність вуглецевих викидів (CII). Ведення суднового Плану управління енергоефективністю (SEEMP) та відповідної технічної документації стає обов'язковим інструментом для аналізу, звітування та постійного пошуку шляхів зменшення екологічного сліду, перетворюючи екологічні вимоги з обмеження в драйвер технологічного та експлуатаційного вдосконалення суднової енергетичної установки.

5.4 Висновок до розділу

Безпечна та екологічно відповідальна експлуатація суднового двигуна MAN B&W 8L48/60B вимагає комплексного підходу, що поєднує сувору організацію праці, передові технічні рішення та неухильне дотримання міжнародних екологічних стандартів.

З технічної точки зору, управління коефіцієнтом надлишку повітря є не лише методом оптимізації економічних показників, а й потужним інструментом зниження теплових навантажень на конструкцію та, що найважливіше, скорочення шкідливих викидів, зокрема оксидів азоту. Результати дослідження підтверджують доцільність роботи в діапазоні $\alpha = 2,2 \dots 2,4$ для досягнення балансу між продуктивністю, економією палива та екологічністю.

Організаційні заходи повинні забезпечити високий рівень професійної підготовки, обізнаності та дисципліни персоналу, оскільки саме людський фактор залишається ключовим у запобіганні аваріям. Інвестиції в сучасні системи моніторингу, автоматичного захисту та очищення відпрацьованих газів є не лише вимогою законодавства, але й внеском у довгострокову економічну ефективність та репутацію судноплавної компанії як соціально та екологічно відповідального учасника морської індустрії.

ВИСНОВОК

У кваліфікаційній роботі проведено комплексне теоретичне дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря (α) на робочі показники суднового дизельного двигуна MAN B&W 8L48/60B потужністю 9600 кВт. Метою роботи була кількісна оцінка зміни енергетичних, економічних та екологічних параметрів двигуна в діапазоні $\alpha = 1,8 \dots 2,6$ з подальшим обґрунтуванням оптимального режиму експлуатації.

В ході дослідження виконано:

- аналіз конструкції та умов застосування двигуна на судні, що підтвердив його пристосованість до роботи в складних експлуатаційних режимах з можливістю регулювання параметрів робочого циклу.
- моделювання робочого циклу та динамічний розрахунок за класичною методикою Грінівецького–Мазінга. Верифікація моделі показала відповідність розрахункових параметрів паспортним характеристикам двигуна з похибкою менше 2 %, що підтвердило адекватність обраного підходу.
- варіативні термодинамічні розрахунки для серії значень α , які виявили суттєвий вплив цього параметра на ключові показники: потужність та середній тиск знижуються зі збільшенням α (падіння потужності до 27 %); економічність покращується: ефективний ККД зростає з 0,449 до 0,476, а питома витрата палива зменшується з 0,188 до 0,177 кг/(кВт·год); максимальна температура циклу значно знижується (з 2026 К до 1744 К), що веде до зменшення теплових навантажень та викидів оксидів азоту (NOx); максимальний тиск циклу залишається практично незмінним.
- економічну оцінку, яка показала, що експлуатація двигуна при $\alpha = 2,2 \dots 2,4$ є найбільш доцільною з точки зору співвідношення втрати потужності та економії палива. Максимальна річна економія може сягати 21,8 млн грн порівняно з базовим режимом ($\alpha = 2,0$).

					KPM.142.6221м.25.18.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

– аналіз питань охорони праці та захисту довкілля, де підкреслено важливість регулювання α як засобу зниження шкідливих викидів та теплових навантажень, а також необхідність дотримання суворих організаційних і технічних заходів безпеки.

Наукова новизна роботи полягає у комплексному підході до дослідження впливу α на сучасний судновий двигун великої потужності з урахуванням термодинамічних, динамічних, економічних та екологічних аспектів.

Практична значимість отриманих результатів полягає у можливості їх використання для: формування рекомендацій щодо оптимального діапазону α (2,2...2,4) для двигуна MAN 8L48/60B; підвищення економічної ефективності експлуатації за рахунок зниження витрат на паливо; зменшення шкідливих викидів та теплових навантажень, що продовжує ресурс двигуна; інтеграції отриманих даних у системи управління судновими енергетичними установками.

Таким чином, оптимальним з точки зору сукупності експлуатаційних, економічних та екологічних вимог є діапазон коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 2,2...2,4$. Цей режим забезпечує прийнятний рівень потужності, максимальну економічність, зниження викидів NOx та зменшення теплових навантажень на деталі двигуна.

Результати дослідження можуть бути використані для розробки експлуатаційних регламентів, калібрування систем керування сучасними дизельними двигунами та в освітньому процесі при підготовці фахівців у галузі суднової енергетики.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Working instructions, engine, 8L 48/60 B: technical documentation, volume B2 / MAN B&W Diesel AG. – Augsburg : MAN B&W Diesel AG, 2006. – 154 с.
2. MAN Diesel SE. (2009, April). *Project guide for marine plants: Diesel engine L+V48/60CR in compliance with IMO Tier II* (Version 1.0) [Project Guide]. MAN Diesel SE. Stadtbachstrasse 1, 86224 Augsburg, Germany.
3. Operating Instructions: Engine 8L 48/60 B, Works No. 1 130 377, Plant No. H 10350* : технічна документація / MAN B&W Diesel AG. – Augsburg : MAN B&W Diesel AG, 2006. – 160 с.
4. International: IMO Marine Engine Regulations. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.dieseln.net/standards/inter/imo.php>
5. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
7. Горбов В. М., Кот В. П. Енциклопедія суднової енергетики: підручник. – Миколаїв: НУК, 2013. – 607 с.
8. Онлайн сервіс. – Системи діагностики. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://depas.od.ua/>
9. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.
11. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.
12. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

					KPM.142.6221м.25.18.00.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		