

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
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

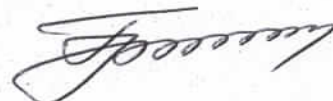
Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

 Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



М. С. Ломоносов

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

«___» _____ 20__ року

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

Ломоносов Максим Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун-прототип - 6ЧН 58/64, ефективна потужність – 8340 кВт; частота обертання валу – 428 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового двигуна 6ЧН 58/64.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна 6ЧН 58/64.

3. Розрахунок та проектування шатуну суднового двигуна типу 6ЧН 58/64.

4. Розробка заходів з охорони праці при експлуатації судових ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 58/64.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки дизеля 6ЧН 58/64.

3. Шатун дизеля 6ЧН 58/64.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Виконання першого розділу		
2.	Виконання другого розділу		
3.	Виконання третього розділу		
4.	Виконання четвертого розділу		

Здобувач освіти

_____ /М. С. Ломоносов/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /Б. Г. Тимошевський /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему «*Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)*» вміщує комплекс розрахунків двигуна, зокрема тепловий, кінематичний, динамічний, а також розділ конструювання та проектування рухомих елементів кривошипно-шатунного механізму.

Розглянуто особливості будови суднового двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64). Виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму, а також розрахунки кінематики і динаміки дизельного двигуна MAN B&W L58/64. Отримано та побудовано усі потрібні графічні залежності (індикаторна діаграма, залежності динаміки і кінематики).

Проаналізовано основні умови роботи й навантаження усіх елементів шатунної групи дизельного двигуна. Розглянуто основні матеріали, що застосовують у сучасному світовому двигунобудуванні для виготовлення шатунів та інших деталей цієї групи.

Виконано розробку, проектування та розрахунок на міцність елементів шатунної групи суднового дизеля MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64). За результатами розрахунків встановлено, що усі напруги у проєктованих елементах шатунної групи дизеля L58/64 знаходяться у своїх допустимих межах для обраних матеріалів.

Розглянуті базові правила та норми безпечного обслуговування суднових двигунів, а також виконано розрахунок штучного освітлення.

Кваліфікаційна бакалаврська робота написана державною мовою та містить 63 аркуша пояснювальної записки. Графічна частина роботи налічує три креслення формату А1, які наведено у додатках.

Ключові слова: середньообертовий двигун внутрішнього згоряння; розрахунок робочого циклу; номінальна ефективна потужність; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; шатун.

					КРБ.142.4227см.25.14.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work on the topic «*Calculation of a marine engine type 6CHN 58/64 (MAN B&W L58/64)*» contains a set of engine calculations, including thermal, kinematic, dynamic, as well as a section on the design and engineering of moving elements of the crank mechanism.

The peculiarities of the structure of the 6CHN 58/64 marine engine (MAN B&W L58/64) are considered. The duty cycle for the nominal mode was calculated, as well as the kinematics and dynamics of the MAN B&W L58/64 diesel engine. All the necessary graphical dependencies (indicator diagram, dynamics and kinematics dependencies) were obtained and plotted.

The basic operating conditions and loads of all elements of the connecting rod group of a diesel engine are analysed. The main materials used in the modern world engine building for the manufacture of connecting rods and other parts of this group are considered.

Development, design, and strength calculation of connecting rod group elements of the MAN B&W marine diesel engine type 6CHN 58/64 (L58/64) have been performed. According to the results of the calculations, it was found that all the stresses in the designed elements of the connecting rod group of the L58/64 diesel engine are within their permissible limits for the selected materials.

The basic rules and regulations for the safe maintenance of marine engines were considered, and the calculation of artificial lighting was performed.

The bachelor's thesis is written in the state language and contains 63 pages of explanatory notes. The graphic part of the work includes three A1 drawings, which are provided in the appendices.

Key words: medium-speed internal combustion engine; duty cycle calculation; rated effective power; dynamic calculation; kinematic calculation; connecting rod.

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля типу 6ЧН 58/64.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	19
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми дви- гуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64).....	20
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового двигуна 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64).....	32
2.3. Висновок до розділу.....	42
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W ТИПУ 6ЧН 58/64 (L58/64)	
3.1. Аналіз умов роботи шатунів і матеріалів, що застосовують для їх ви- готовлення.....	43
3.2. Особливості розрахунків на міцність шатунів двигунів.....	46
3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64).....	52
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ	
4.1. Правила та норми безпечного обслуговування суднових двигунів.....	55
4.2. Визначення умов штучного освітлення машинного відділення.....	60
4.3. Висновок до розділу.....	61

ВИСНОВКИ.....	62
----------------------	-----------

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	63
--	-----------

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 58/64

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Шатун дизеля 6ЧН 58/64

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одним з основних завдань розвитку флоту нашої країни є підвищення потужності, надійності, довговічності й економічності суднових двигунів. Його вирішення залежить в основному від ступеня досконалості конструкції двигунів внутрішнього згоряння і якості їх експлуатації. Остання обставина тісно пов'язана з рівнем технічної грамотності та підготовленості обслуговуючого персоналу.

Як головні двигуни на сучасних промислових суднах широко застосовують потужні малооборотні двотактні та середньооборотні форсовані дизельні двигуни вітчизняного і зарубіжного виробництва.

Розвиток суднових дизельних установок іде шляхом підвищення паливної економічності ДВЗ і впровадження рішень, що сприяють зростанню ефективності установок загалом, за рахунок комплексної утилізації теплоти, доборів потужності на валогенераторні системи, використання низькосортних палив, зниження масогабаритних характеристик і металоємності, підвищення безвідмовності та ремонтпридатності двигунів.

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА

6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля типу 6ЧН 58/64

Компанія MAN B&W Diesel використала свої давні традиції в розробці середньообертових двигунів для створення нового покоління моделей з діаметрами циліндрів 400 мм, 480 мм і 580 мм, які мають спільні принципи конструкції. Серії двигунів 40/54, 48/60 і 58/64 (див. Рис. 1.1), що поступово випускалися протягом 1980-х років, були доповнені в 1992 році моделлю 32/40, яка успадкувала подібні характеристики, але була адаптована для меншого діаметра. Ці чотири двигуни становлять основу програми групи, що базується в Аугсбурзі, Німеччина, і пропонують потужність від 2880 кВт до 21600 кВт (див. табл. 1.1). До програми також увійшли більш потужна В-версія двигуна 48/60 та модель V40/50.

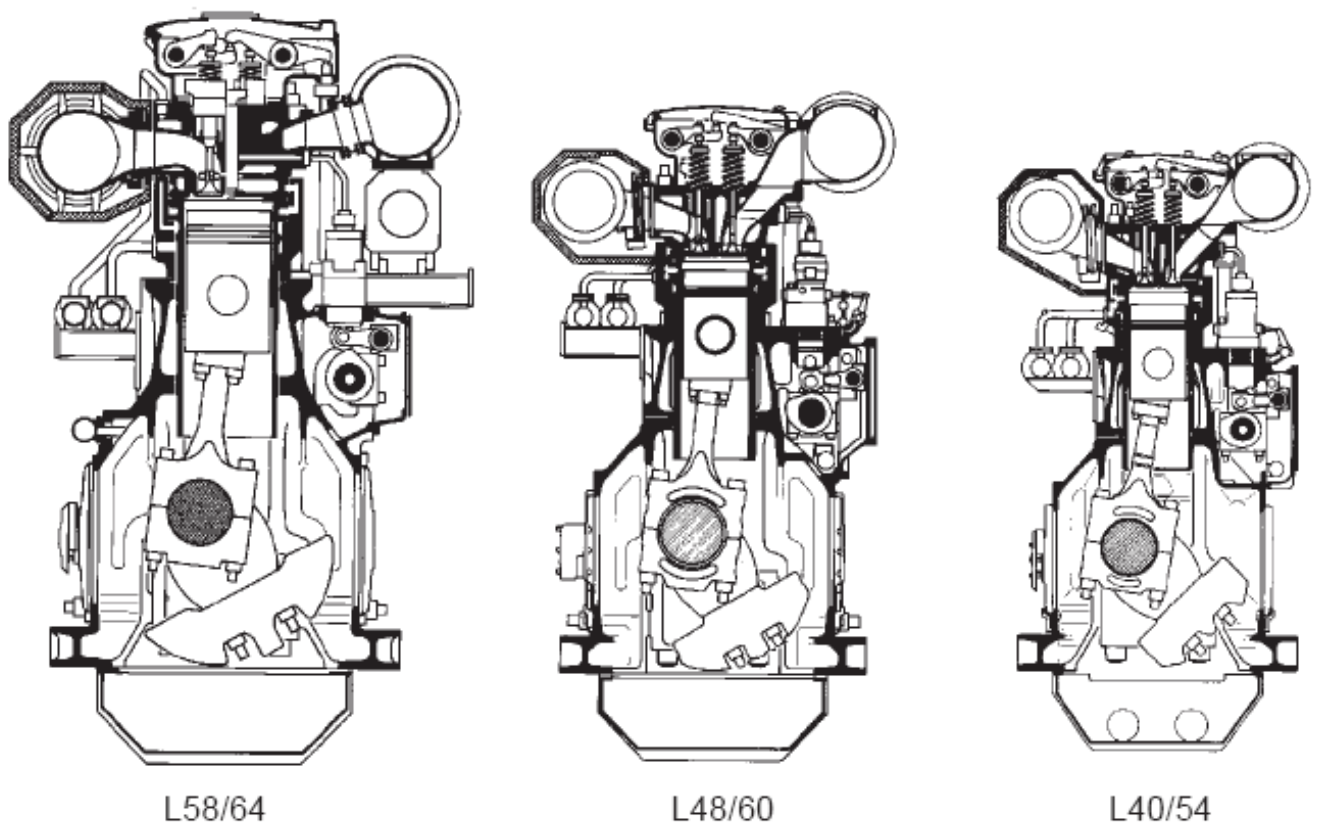


Рисунок 1.1 – Лінійка рядних двигунів компанії MAN B&W Diesel

Таблиця 1.1 – Середньообертові двигуни MAN B&W нового покоління

Параметр	Модель дизеля			
	32/40	40/54	48/60B	58/64
Діаметр циліндра, мм	320	400	480	580
Хід поршня, мм	400	540	600	640
Кількість циліндрів	5-9L/12-18V	6-9L	6-9L/12-18V	6-9L
Циліндрова потужність, кВт/цил	480	720	1200	1390
Оберти двигуна, хв-1	720/750	550	514	428

Програма «нового покоління» була запроваджена в 1984 році з серією двигунів L58/64 (див. рис. 1.2 та 1.3), які мають діаметр 580 мм і хід поршня 640 мм. Конструктори прагнули досягти високої загальної експлуатаційної економічності, надійності, простоти обслуговування, довговічності компонентів та безмежної сумісності з важким паливом. Результати цієї програми можна чітко порівняти з попереднім великим двигуном MAN B&W Diesel – 52/55B, що має діаметр робочого циліндра 520 мм.

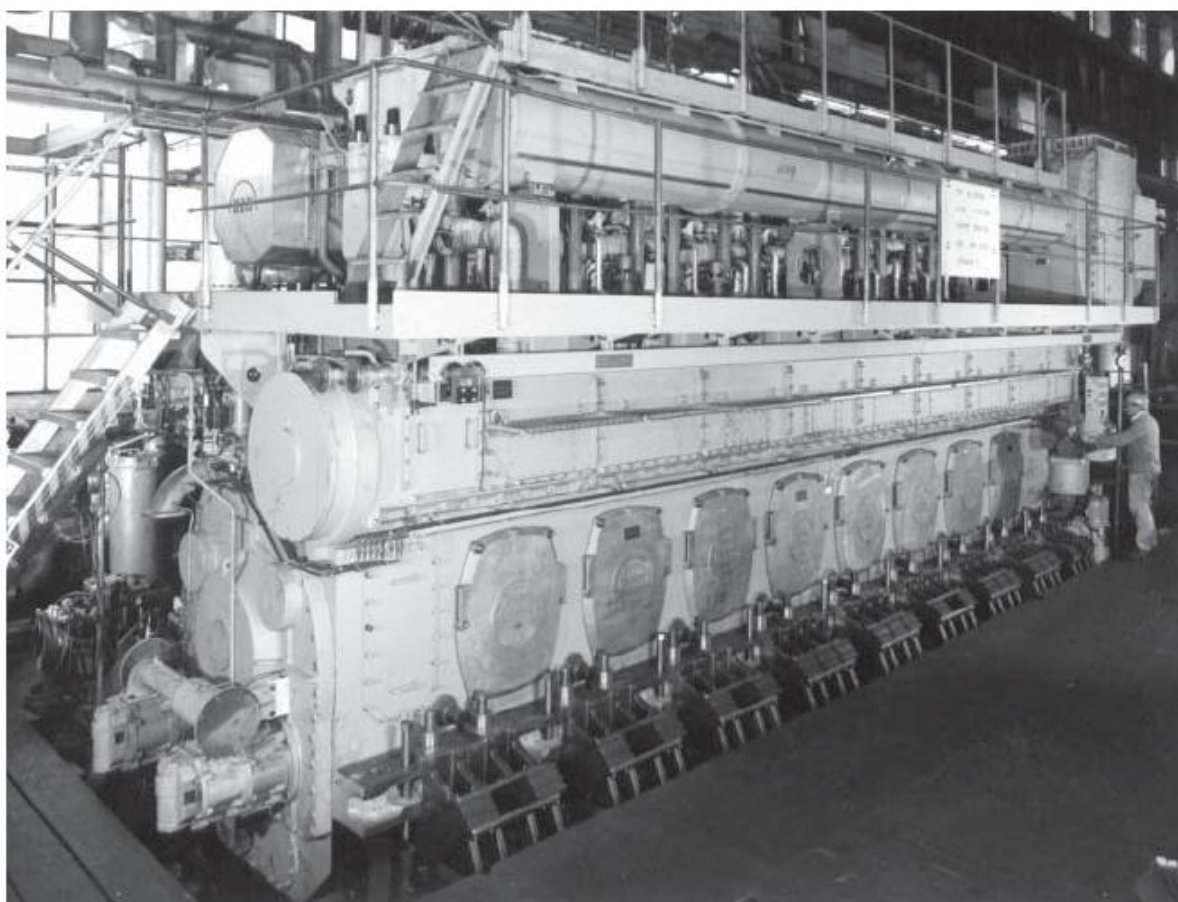


Рисунок 1.2 – Восьмициліндрова версія найбільшого середньообертового двигуна MAN B&W Diesel L58/64

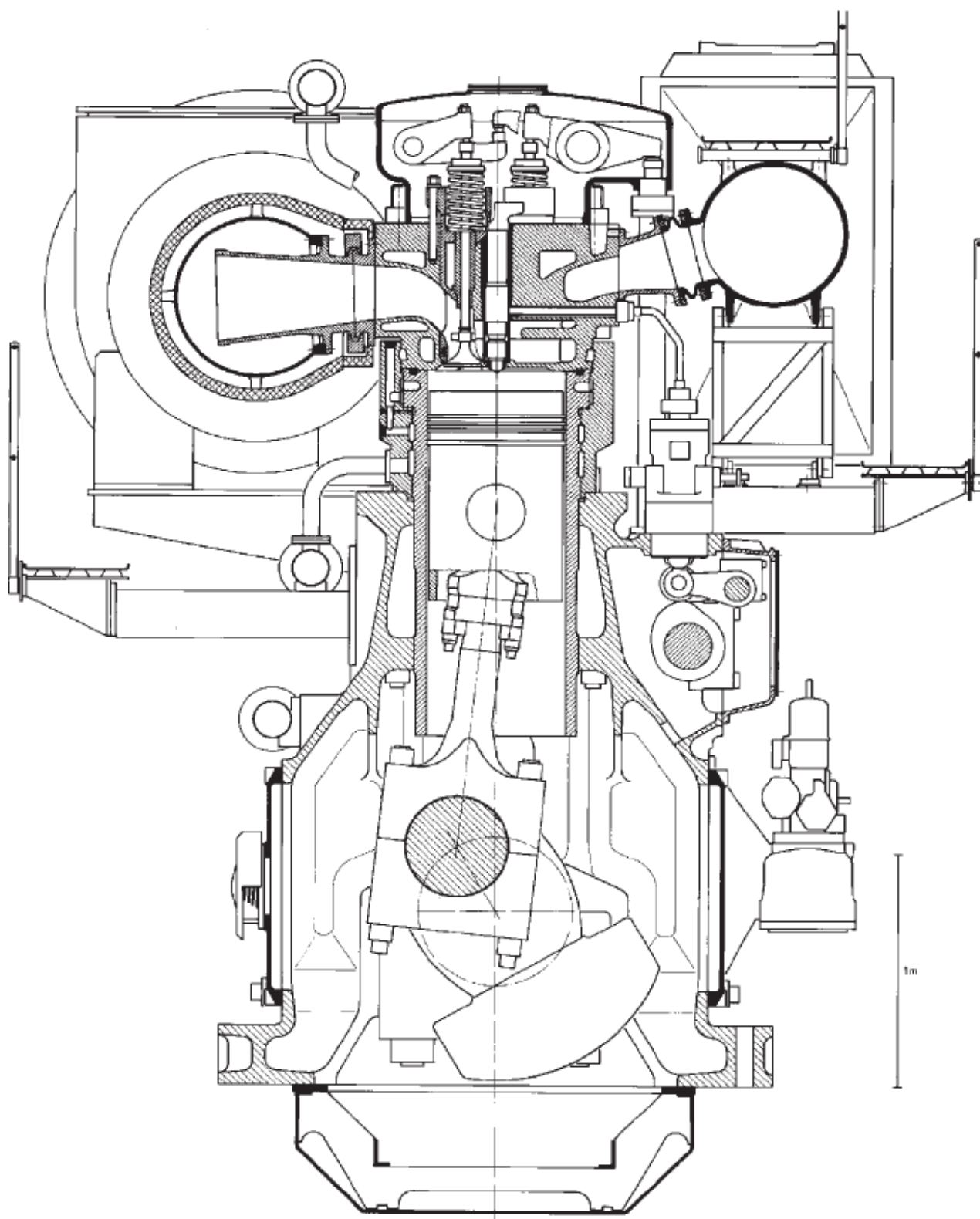


Рисунок 1.3 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Серед основних особливостей L58/64 та його похідних з діаметром робочого циліндрів 400мм і 480мм – жорстке моноблочне лиття рами з безперервними зв'язками від нижніх корінних підшипників до верхнього краю рами двигуна, а

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.01.ПЗ

Аркуш

11

також зв'язками від головки блоку робочих циліндрів до діафрагми рами (рис. 1.4).

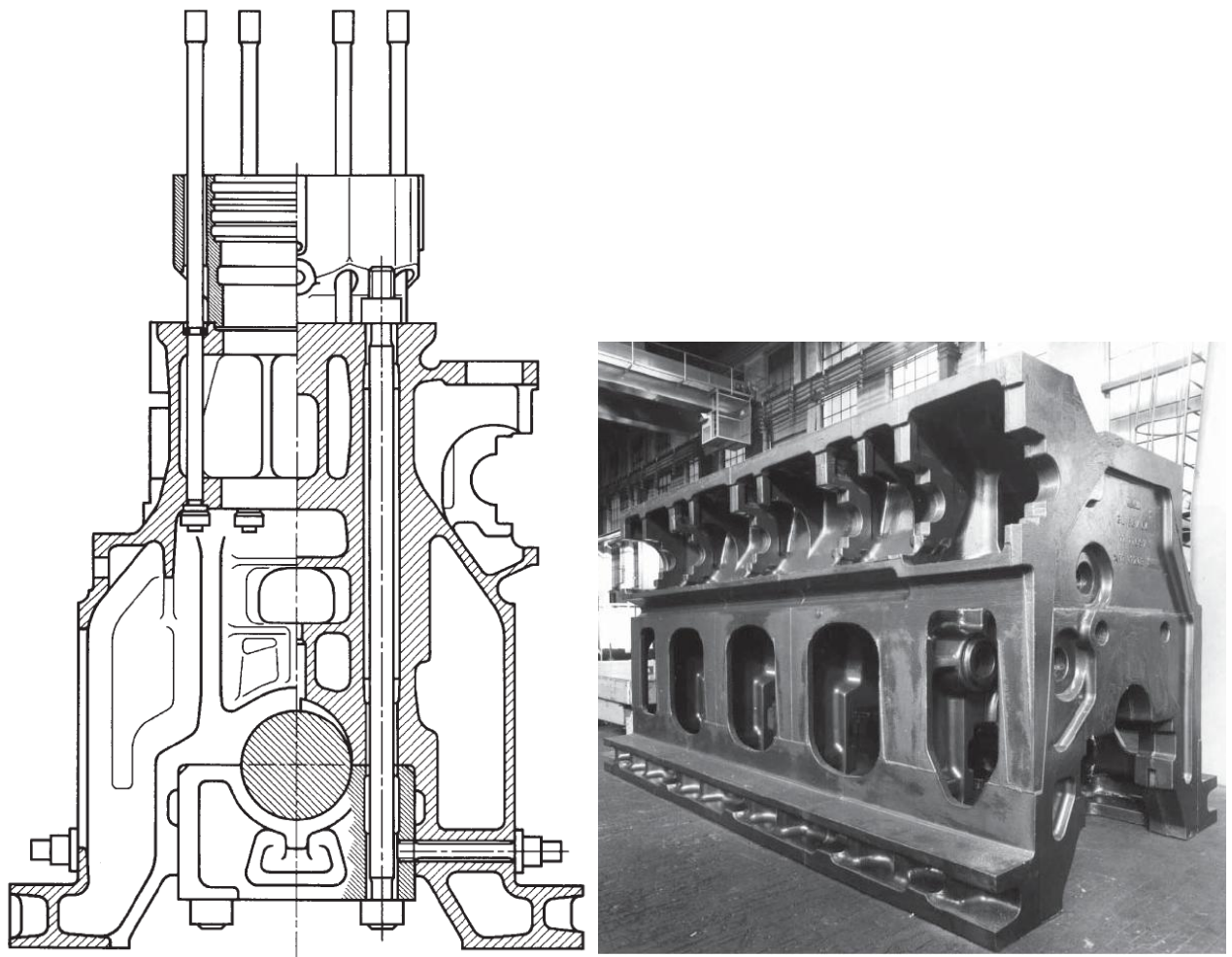


Рисунок 1.4 – Деталі остову двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Ця компоновка забезпечує: оптимальне перенаправлення сил від головки блоку циліндрів до колінчастого валу; мінімальну деформацію циліндрових гільз; надійну роботу поршня; попереднє напруження всіх елементів рами; підшипники колінчастого валу з перехресними зв'язками; великий підшипник колінчастого валу для поглинання високих радіальних сил на кінці валу, що відбирає потужність; відсутність проходу охолоджувальної води в корпусі, що усуває ризик корозії; міцні посадочні місця для запобігання деформації агрегату; а також шестерню приводу розподільного валу та демпфер коливань, інтегровані в корпус двигуна.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.01.ПЗ

Аркуш

12

Мінімальна деформація гільзи циліндра, надійна робота поршня, відсутність деформації сусіднього робочого циліндра та зменшення деформації по всій довжині дизеля забезпечуються індивідуальними сорочками для робочих циліндрів. Кавітації гільзи робочого циліндра (рис. 1.5) запобігають товсті стінки, які забезпечують високий опір деформації. Практично рівномірні температури по всій поверхні гільзи досягаються завдяки інтенсивному охолодженню лише верхньої частини гільзи, оскільки охолодження в інших зонах не вважається необхідним. Це досягається завдяки спеціальному розташуванню водяних проміжків для охолодження. В результаті створюються оптимальні умови для змащування, а також уповільнюється процес низькотемпературної корозії.

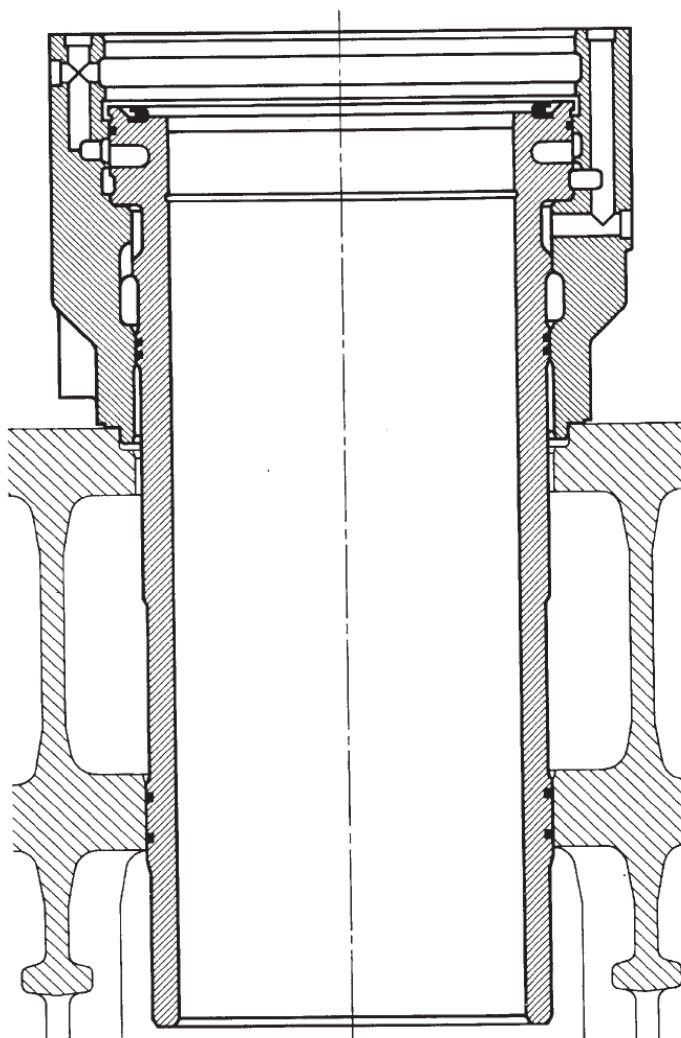


Рисунок 1.5 – Втулка робочого циліндра двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.14.01.ПЗ

Аркуш

13

Тонкий жаровый экран головки блока цилиндров обеспечивает відмінну теплопроводність, а висока жорсткість досягається завдяки міцній декі, яка поглинає вертикально спрямовані газові сили (рис. 1.6).

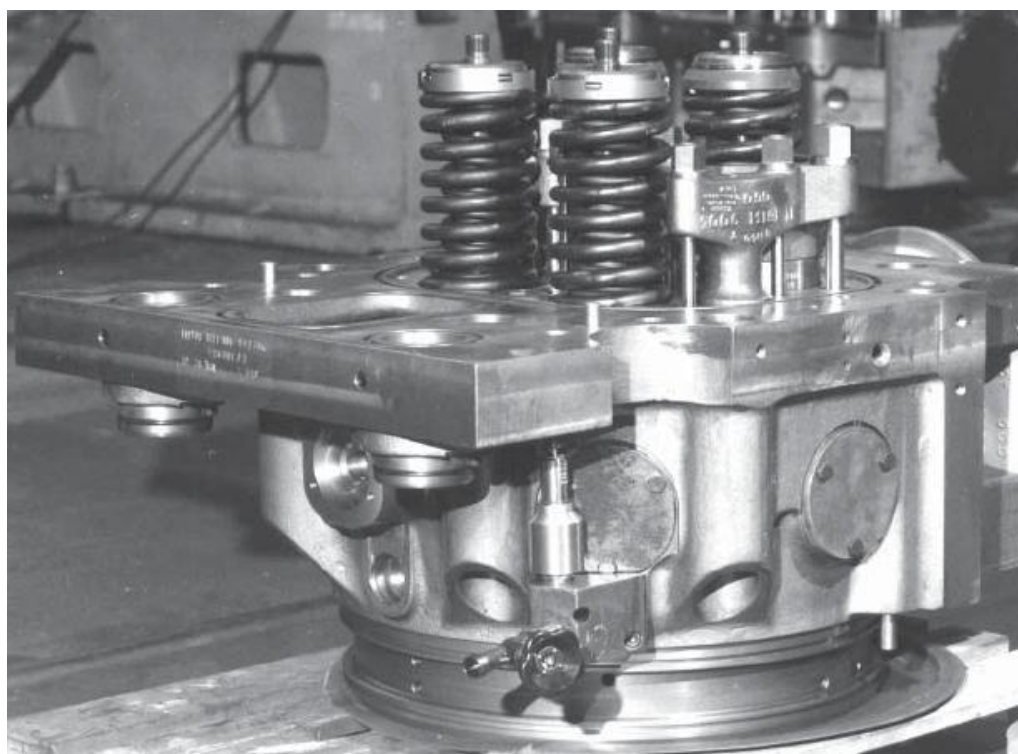
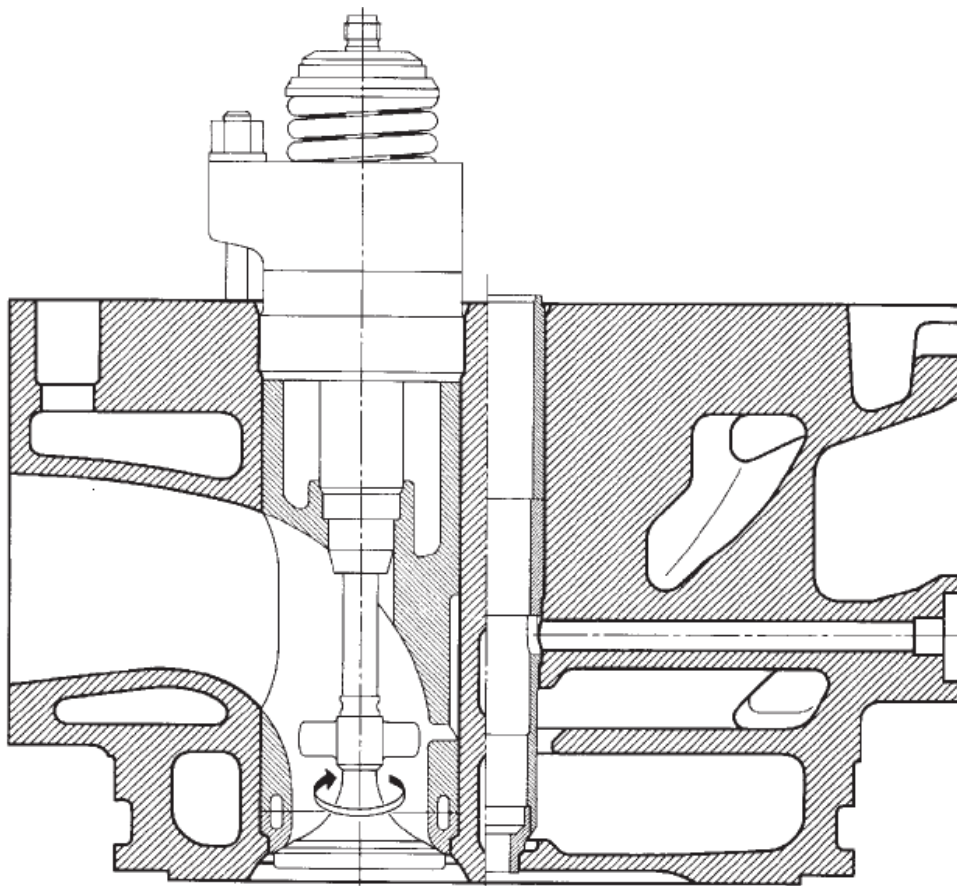


Рисунок 1.6 – Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

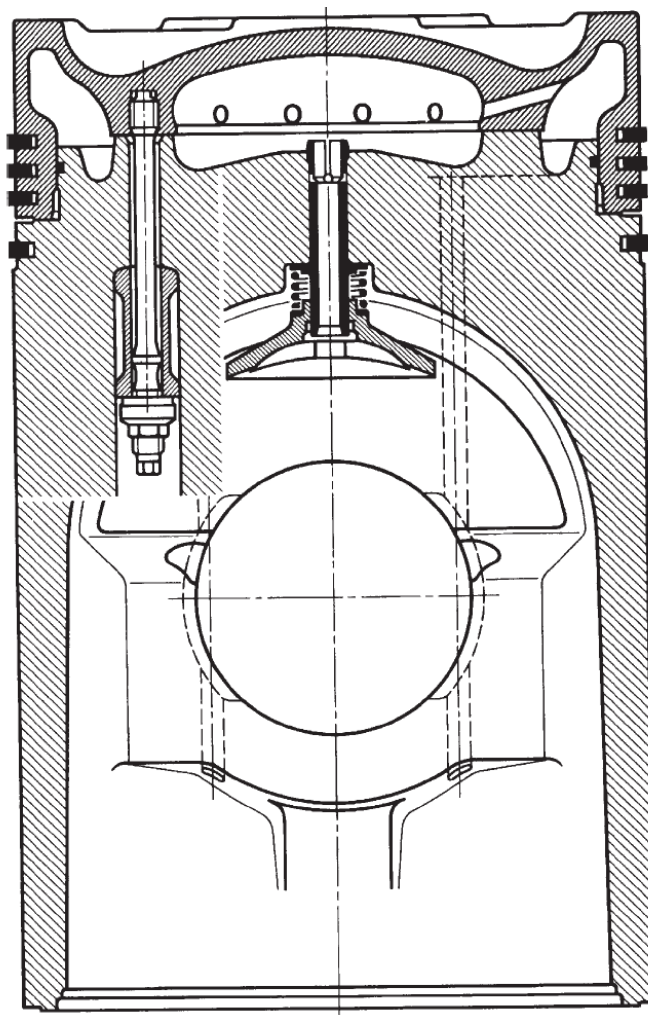
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.01.ПЗ

Аркуш

14

Композитний поршень (рис. 1.7) складається з кованої алюмінієвої спідниці та кованої тонкостінної коронки, виготовленої з високоякісної сталі. У двигунах з меншим діаметром циліндра спідниця виконана з чавуну і має вузлики.



					КРБ.142.4227ст.25.14.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективне охолодження головки досягається за допомогою методу вболтування (ефект бризок), який, проте, підтримує температуру в кільцевих канавках на достатньому рівні, щоб запобігти корозії у вологому середовищі. Потік охолоджувальної рідини оптимізовано зсередини назовні. Поршневий палець без поперечного отвору підвищує надійність компонента. Зменшення механічних навантажень на поршневі кільця досягнуто завдяки вузькому зазору між поршнями, що запобігає потраплянню абразивних частинок і захищає мастильну плівку. Тривалий термін служби поршневих канавок забезпечено індукційним загартуванням, при цьому глибина загартування достатня для повторної механічної обробки кілька разів.

Усі три компресійні кільця встановлені в коронці, їхня довговічність підвищена завдяки плазмовому покриттю першого кільця та хромуванню другого і третього. Оптимізована конфігурація комплектів кілець забезпечує стабільно низький витрат масла.

Двигун 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) став першим, що мав шатун з шарніром у верхній частині валу (див. рис. 1.8). Компактний і надзвичайно жорсткий фланець дозволяє використовувати шарнір, при цьому рух шарніра під впливом масових сил, характерний для традиційних шатунів, не виникає.

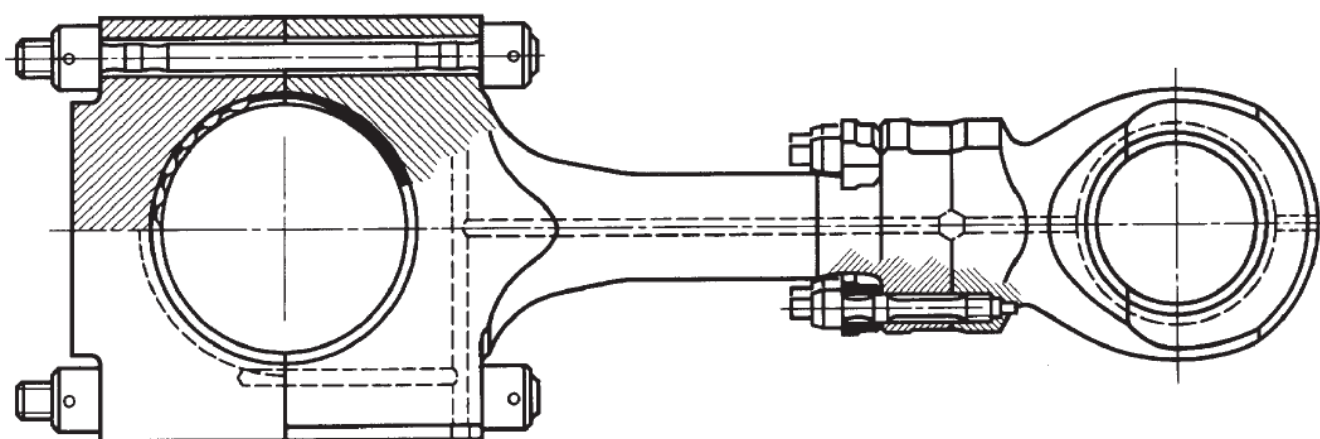


Рисунок 1.8 – Устрій шатуна дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Перевагою є невеликий простір над головою, необхідний для вилучення поршня, що дозволяє уникнути відкриття шатунного підшипника. Встановлено оп-

тимізовану систему впорскування пального з економічним плунжером (див. рис. 1.9, 1.10 і 1.11).

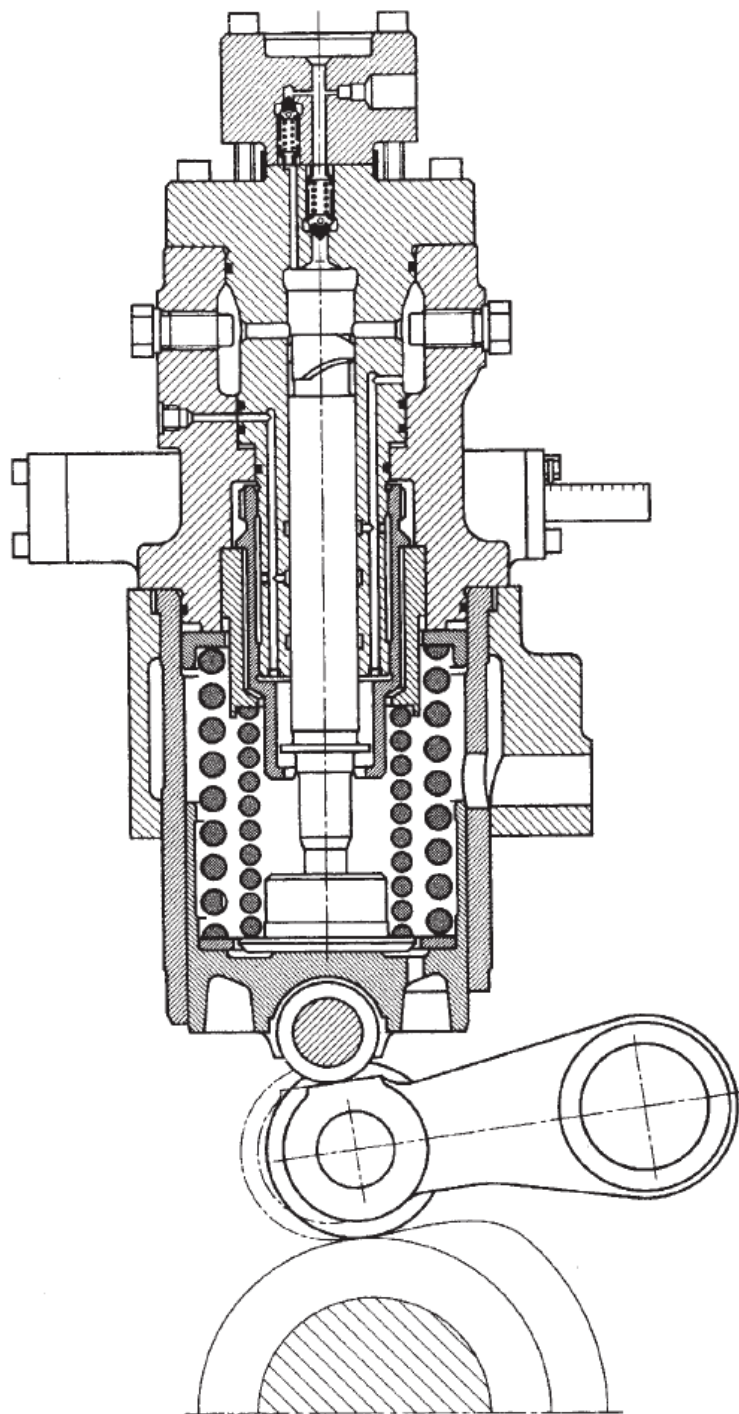


Рисунок 1.9 – Устрій ПНВТ дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Модифікована керуюча кромка на плунжері насоса забезпечує практично постійний тиск впорскування в межах 85-100% від максимального безперервного номіналу, що сприяє оптимальному споживанню пального при різних часткових навантаженнях. Клапан вирівнювання тиску запобігає виникненню часткового ва-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.01.ПЗ

Аркуш

17

кууму (і, відповідно, кавітації), а також коливанням тиску в системі, що запобігає розбризкуванню пального.

Високий тиск впорскування забезпечує ефективне розпилення пального, а оптимальне співвідношення тиску впорскування до середнього ефективного тиску сприяє зниженню витрат пального. Важіль гойдання між плунжером насоса і кулачком, який регулюється горизонтально за допомогою ексцентрикового вала, дозволяє легко налаштувати час впорскування. Форсунки можна попередньо підігріти для роботи з важким мазутом.

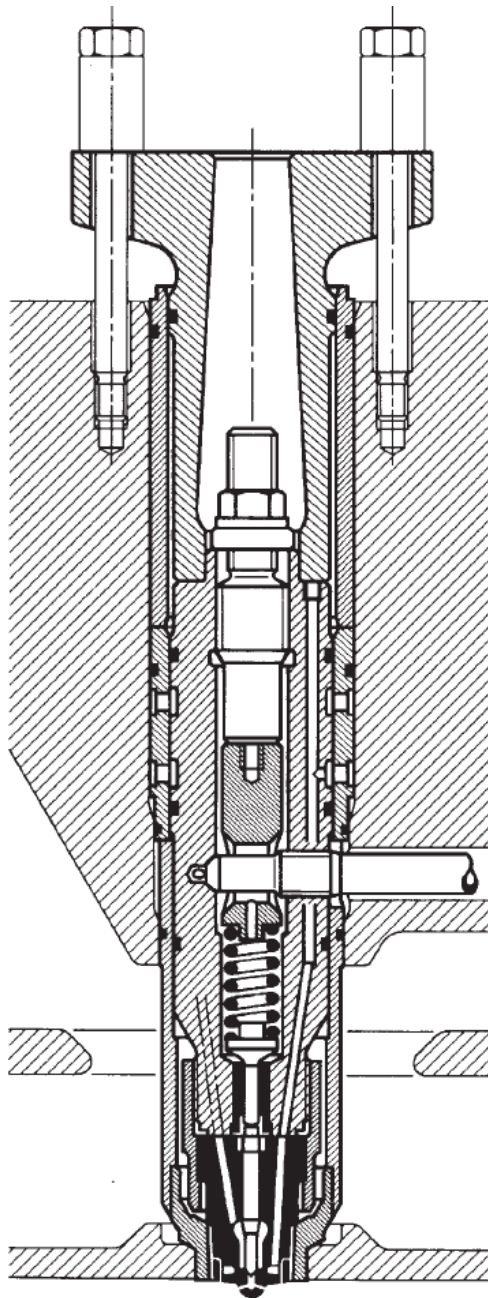


Рисунок 1.10 – Устрій паливної форсунки дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

					КРБ.142.4227см.25.14.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Високий коефіцієнт корисної дії та значні витрати повітря при повному і частковому навантаженні забезпечує система турбонаддуву з постійним тиском, що базується на неохолоджуваних турбокомпресорах MAN B&W. Для роботи в умовах часткового навантаження попередній підігрів повітря не є необхідним.



Рисунок 1.11 – Основні елементи паливної форсунки дизеля
6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньообертовий дизельний двигун 6ЧН 58/64 (L58/64) виробництва провідної двигунобудівної компанії MAN B&W цілком відповідає усім потребам щодо його використання на судні. Поперечний розріз суднового дизеля L58/64 (6ЧН 58/64) у роботі представлено кресленням.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

Сучасні тенденції у розвитку теорії поршневих двигунів внутрішнього згоряння характеризуються нагромадженням значної кількості експериментальних (емпіричних) і теоретичних даних, а також матеріалів емпіричних досліджень різних робочих процесів поршневих двигунів різного конструктивного виконання. Ці тенденції зумовлені, по-перше, нагальною необхідністю в систематизації та узагальненні наявних теоретичних знань, які можуть утворити певну основу для проектування та конструювання нових поршневих двигунів, або модернізації вже існуючих. У минулий час, коли формування та накопичення теоретичного та емпіричного матеріалу відбувалося досить нерівномірно, особливо в окремих аспектах теорії ДВЗ.

Відповідно в таких умовах, основою теорії теплового розрахунку була сформована В.І. Гриневецьким модель, що включила в себе весь робочий процес двигуна. Модель розрахунку робочого циклу ДВЗ, яка була створена Гриневецьким на початку ХХ століття (в 1907 році), і досі є актуальною для проведення інженерних практичних розрахунків. Ця розроблена модель розрахунку робочого циклу дозволяє отримати уяву щодо основних процесів у поршневому двигуні, хоча і є досить простою та узагальненою.

Модель теплового розрахунку, розроблена Гриневецьким, була уподальшому вдосконалена іншими відомими відчизняними науковцями. Значний внесок у доопрацювання цієї моделі теплового розрахунку зробив професор Мазінг Є.К.. Внаслідок цього вдосконалену модель теплового розрахунку почали називати на честь обох вчених – моделлю Гриневецького-Мазінга. Ця вдосконалена модель теплового розрахунку дозволяє враховувати вплив на робочий цикл поршневого

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

двигуна змін якості та кількості робочого тіла (газів), а також теплообмін із зовнішнім середовищем (тепловіддачу до стінок теплосприймаючих поверхонь).

Проте існує певний недолік, який полягає у тому, що врахування деяких факторів здійснюється шляхом вибору з рекомендованого діапазону числових значень різних коефіцієнтів та показників для конкретного типу поршневого двигуна. Внаслідок цього в моделі відсутній прямий кількісний зв'язок між конструкцією ДВЗ, розмірами та режимом роботи, а також параметрами робочого процесу і показниками його ефективності (енергетичними та економічними). Проте, при правильному підборі усіх необхідних параметрів можна досягти задовільної відповідності й збіжності з реальним робочим процесом поршневого двигуна та його ефективних показників. Правильний вибір параметрів та коефіцієнтів вимагає значного досвіду від фахівця, який виконує ці розрахунки.

Також слід зазначити, що теплова модель Гриневецького-Мазінга не дозволяє вирішити ряд важливих завдань, зокрема, визначення швидкості зміни тиску $dp/d\phi$ під час згоряння (жорсткість роботи), а також, наприклад, дослідження впливу параметрів паливної апаратури дизеля на ефективність енергетичного перетворення та багато інших аспектів.

Завдяки простоті математичних методів та універсальності для різних типів двигунів, теплова модель Гриневецького-Мазінга продовжує використовуватися для підготовки майбутніх інженерів у галузі двигунів внутрішнього згоряння. Саме з цієї причини при виконанні кваліфікаційної роботи була обрана модель Гриневецького-Мазінга.

Розрахунок робочого циклу суднового дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) за математичною моделлю Гриневецького-Мазінга відбувається у програмному середовищі – Matcad.

Всі необхідні вихідні дані (табл. 2.1) для розрахунку робочого циклу дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) були обрані на основі відповідних літературних джерел та технічного паспорту самого двигуна.

					<i>КРБ.142.4227ст.25.14.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	8340
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	428
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,395
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,05
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,02
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,92
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,96
10	Ступінь стиску	ε	15
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,3
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,99
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,92
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,842
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,004
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,92
19	Температура залишкових газів	T_r , К	780
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C / H / S / O$	0,87 / 0,126 / 0 / 0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	Q_{H_2} , кДж/кг	42700
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c , м	0,58
24	Хід поршня	S , м	0,64
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,5177
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,83
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,94
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,98
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,8523

Робочий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння складається з послідовних етапів: наповнення, стиснення, згоряння палива, розширення та випуску, які періодично повторюються з певною частотою (залежить від обертів та тактності двигуна). Під час етапу наповнення свіже повітря надходить у робочий циліндр для забезпечення подальшого процесу згоряння. Головною метою цього процесу є досягнення максимального заповнення свіжим повітрям циліндру при

мінімальних газодинамічних втрат. Розрахунок процесу наповнення суднового двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) представлений нижче у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	466,389
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	313,311
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	342,070
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ок.}$	0,391
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,383
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,943

У процесі стиснення поршень переміщується від НМТ до ВМТ, що призводить до стиснення повітряного заряду у циліндрі дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64). Оскільки стиснення у циліндрі дизеля відбувається дуже швидко, температура заряду повітря різко підвищується до таких значень, які забезпечують надійне самозаймання пального.

Головною метою цього процесу є створення максимально сприятливих та оптимальних умов для згоряння. Розрахунок процесу стиснення суднового дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) представлений нижче у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	$c'_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	$c''_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	$c''_{vc}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$		—

			$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,00250901; a_{vc} = 19,269001$	
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,363001
5	Тиск наприкінці стиску (точка c)	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	15,346001
6	Температура наприкінці стиску (точка c)	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	913,3111

Процес згоряння є по суті ключовим та найбільш складним етапом теплового розрахунку, в результаті якого вивільняється енергія, що міститься в паливі, і яка потім перетворюється на механічну роботу у вигляді крутного моменту. У моделі Гриневецького-Мазінга при розрахунку цього процесу не враховуються проміжні фізико-хімічні перетворення палива, а розглядається лише кінцевий результат (утворення продуктів згоряння).

Розрахунок згоряння для суднового двигуна 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) представлений нижче у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,2450
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,025401
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,024901
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,958021
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,024001
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,4950
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,03160

8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	$C''_{vz},$ кДж/(кмоль·К)	$C''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot C''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot C'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,73841002123; b_z = 0,0029300120$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b	$C_{vb},$ кДж/(кмоль·К)	$C_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot C''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot C'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,758321012; b_b = 0,0029530231$	—
10	Максимальна температура	T_z, K	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [C'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (C''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot C''_{pz} \cdot T_z$	1776,054
11	Максимальний тиск	P_z, MPa	$P_z = \lambda \cdot P_c$	19,9501

Робочий хід (процес розширення) відбувається, коли поршень дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) рухається від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ). У цей момент у циліндрі дизеля 6ЧН 58/64 спостерігається зниження температури та тиску. Процес завершується в момент відкриття газообмінних клапанів, що на теоретичній діаграмі відповідає точці b' . Під час розширення відбувається теплообмін між робочим тілом і стінками поверхонь теплообміну, який у моделі залежить від показника політропи розширення n_2 . Розрахунок робочого ходу для суднового дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64) представлений нижче у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Робочий хід 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,532028
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,794007
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,285004
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	927,2070

5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b , МПа	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,06301
---	------------------------------------	-------------	----------------------------------	---------

На основі результатів теплового розрахунку встановлюються індикаторні та ефективні показники суднового середньообертового дизеля 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64), які представлені нижче в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i , МПа	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,5293
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,50321
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,16300
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,516001
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,3030
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,475001
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,177
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	8340,627
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,008

Уточнення параметрів турбокомпресора (ТК) дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64) виконується у табличній формі нижче у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Дійсний P_k компресора ТК дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G_{\text{www}} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	15,578

2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	15,989
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,3370
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	718,5102
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,2780
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,5010
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,38001
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,90
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,395001
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,01001

За одержаними даними розрахунку циклу дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64), що представлені у табл. 2.2–2.7, аналітично розраховуємо значення координат точок індикаторної діаграми. Для виконання розрахунків використовуються данні представлені у таблиці 2.8. Ординати політропи стиснення згорнутої діаграми – $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$, а відповідно розширення матиме вигляд – $p = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}}$. За отри-

маними даними (таблиця 2.9) будується згорнута діаграма у p – V/V_c координатах (рис. 2.1).

Таблиця 2.8 – Необхідні параметри для розрахунку індикаторної діаграми дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

Параметри для розрахунку											
P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,337	0,383	0,391	0,395	1,063	15,346	19,95	1,363	1,285	1,532	9,794	15

Таблиця 2.9 – Координат точок діаграми двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V _c)	P _{стис.} , МПа	P _{розш.} , МПа
1	1	15,346	19,95
2	1,532	8,580004	19,95
3	2,240842	5,109574	12,23832
4	2,949684	3,513105	8,59684
5	3,658526	2,619442	6,518565
6	4,367368	2,057669	5,1918
7	5,076211	1,676273	4,279391
8	5,785053	1,402718	3,617725
9	6,493895	1,198259	3,118395
10	7,202737	1,040462	2,729707
11	7,911579	0,915509	2,419537
12	8,620421	0,81446	2,166937
13	9,329263	0,731296	1,957702
14	10,03811	0,661826	1,781878
15	10,74695	0,60305	1,632296
16	11,45579	0,55277	1,503673
17	12,16463	0,509337	1,392029
18	12,87347	0,471498	1,294319
19	13,58232	0,43828	1,208173
20	14,29116	0,40892	1,131719
21	15	0,38281	1,063465

За одержаними даними розрахунку циклу дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64), що представлені у табл. 2.2–2.7, аналітично розраховуємо значення координат точок індикаторної діаграми (у T – V/V_c координатах). Для виконання розрахунків використовуються данні представлені у таблиці 2.10.

Ординати політропи стиснення діаграми – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$, а відповідно розширення матиме вигляд – $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$, температура в точці діаграми у – $T_y = T_c \lambda$.

За отриманими даними (таблиця 2.11) будується згорнута діаграма дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64) у T – V/V_c координатах (рис. 2.2).

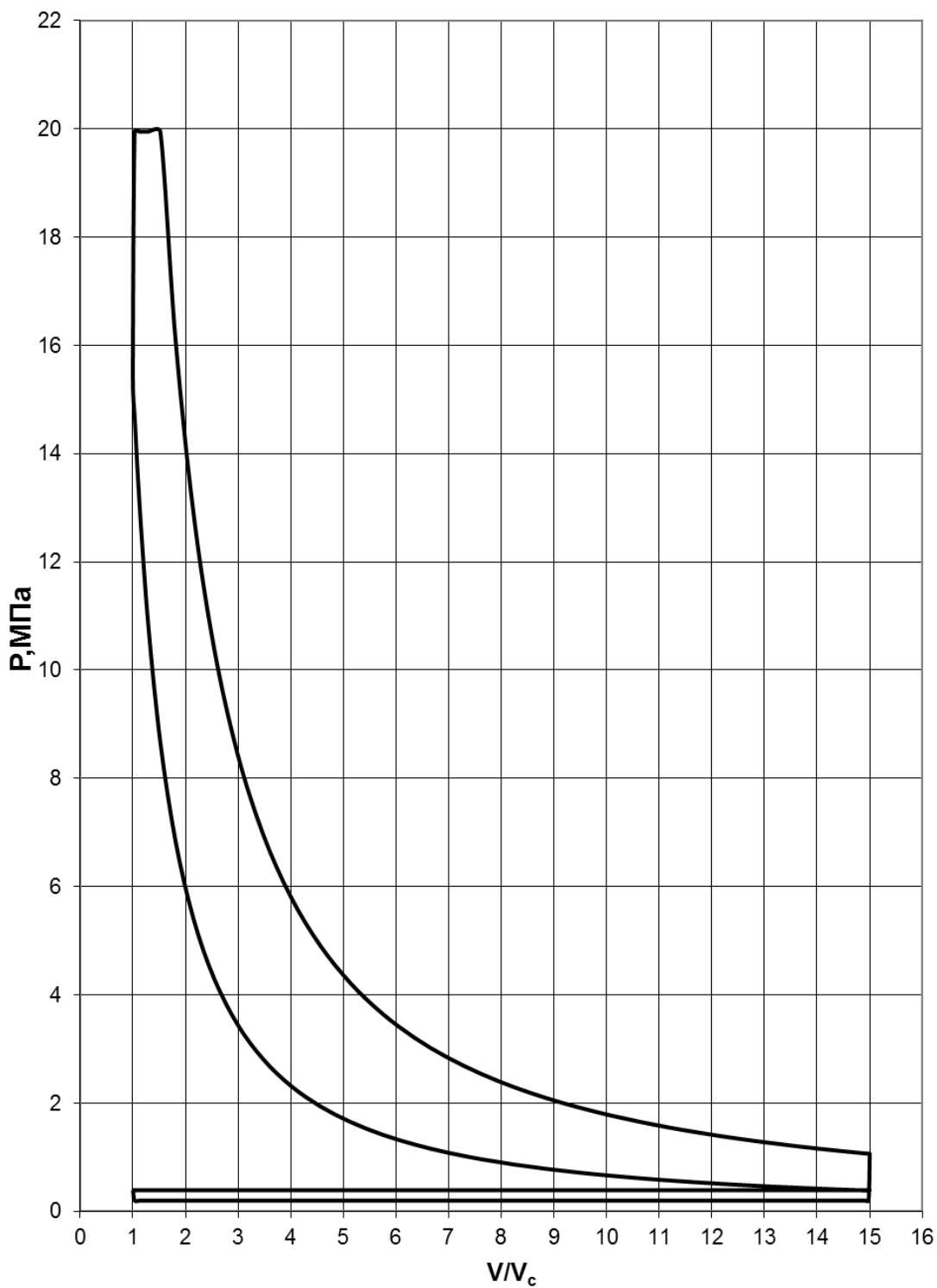


Рисунок 2.1 – Теоретична $p-V/V_c$ діаграма суднового двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

Таблиця 2.10 – Необхідні параметри для розрахунку діаграми двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

Параметри для розрахунку							
T_r, K	T_a, K	T_s, K	T_k, K	T_b, K	T_c, K	T_z, K	λ
718,51	342,07	313,311	466,389	927,207	913,31	1776,054	1,30

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.14.02.ПЗ

Аркуш

29

Таблиця 2.11 – Координат точок діаграми двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V ₀)	T _{ст} , К	T _{розш} , К
1	1	913,31	1187,303
2	1,532	782,2927	1776,054
3	2,240842	681,4264	1593,631
4	2,949684	616,7224	1473,564
5	3,658526	570,3456	1385,839
6	4,367368	534,8333	1317,626
7	5,076211	506,4159	1262,339
8	5,785053	482,9483	1216,179
9	6,493895	463,1043	1176,768
10	7,202737	446,0121	1142,531
11	7,911579	431,0709	1112,372
12	8,620421	417,8509	1085,499
13	9,329263	406,0351	1061,325
14	10,03811	395,3836	1039,403
15	10,74695	385,7107	1019,386
16	11,45579	376,8705	1000,997
17	12,16463	368,746	984,015
18	12,87347	361,2423	968,2592
19	13,58232	354,2817	953,5805
20	14,29116	347,7993	939,8547
21	15	341,741	926,9769

За одержаними даними розрахунку циклу дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64) за методом Гріневецького–Мазінга, що представлені у табл. 2.2–2.7, аналітично розраховуємо значення координат точок індикаторної діаграми (у T–S координатах).

Ентропія процесу визначається за залежністю:

$$S = \left[c_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right].$$

Перетворюючи представлений вираз щодо кожного процесу матимемо:

$$S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right], \quad S = \left[c_{pi} \cdot \ln \left(\frac{T_{расш}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{расш}}{p_0} \right) \right].$$

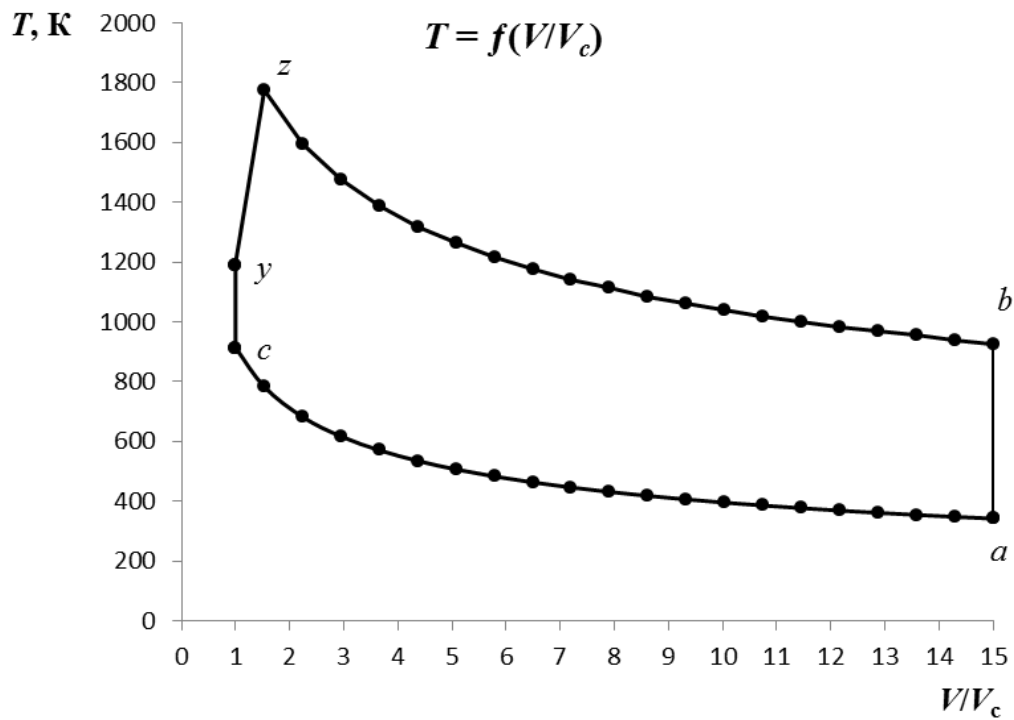


Рисунок 2.2 – Теоретична $T-V/V_c$ діаграма суднового двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

За отриманими даними будується згорнута діаграма дизеля 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64) у $T-S$ координатах (рис. 2.3).

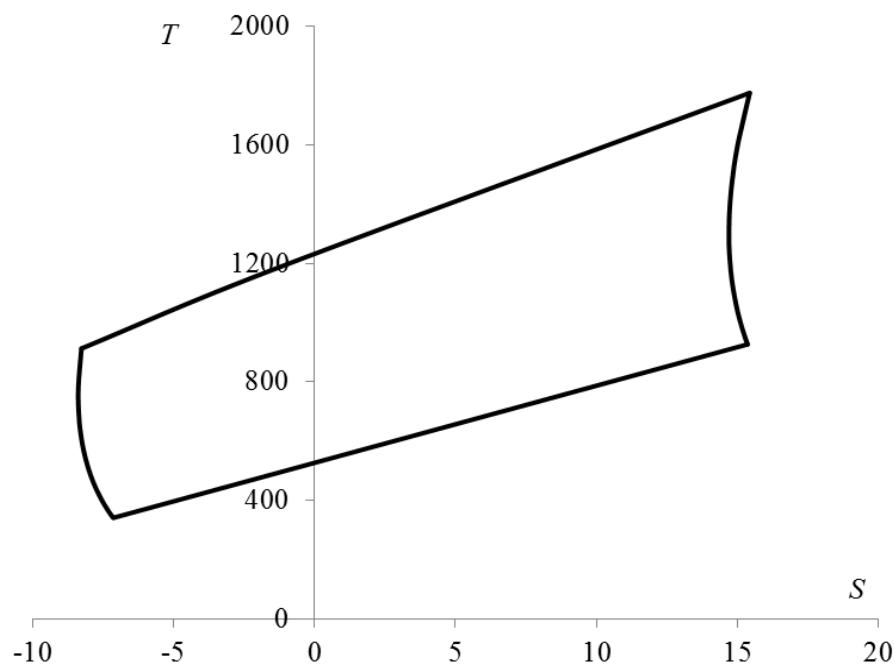


Рисунок 2.3 – Теоретична $T-S$ діаграма суднового двигуна 6ЧН58/64(MAN B&W L58/64)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового двигуна 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

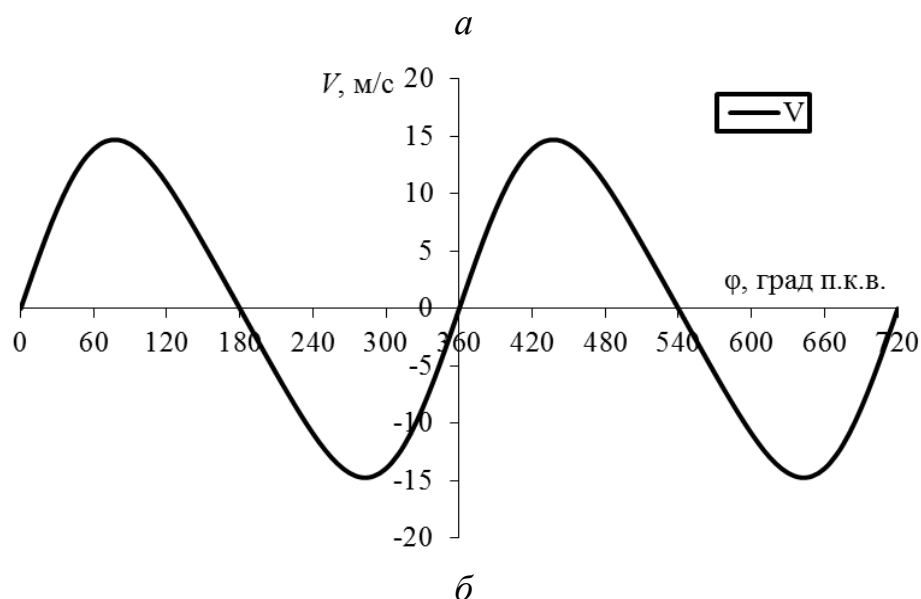
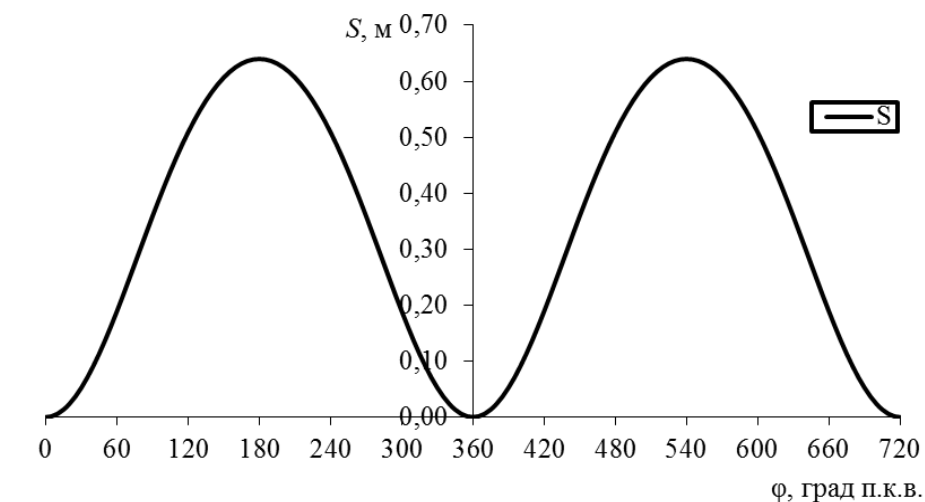
Розрахунок кінематики суднового двигуна 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64) полягає у визначенні переміщення $S(\varphi)$, швидкості $V(\varphi)$ та прискорення $J(\varphi)$ його поршня від кута повороту колінчастого валу φ :

– переміщення $S(\varphi)$
$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right];$$

– швидкість $V(\varphi)$
$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

– прискорення $J(\varphi)$
$$j_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right].$$

Залежності $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ та $J(\varphi)$ суднового дизеля 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64) представлені на рис. 2.4, а їх координати – у таблиці 2.12.

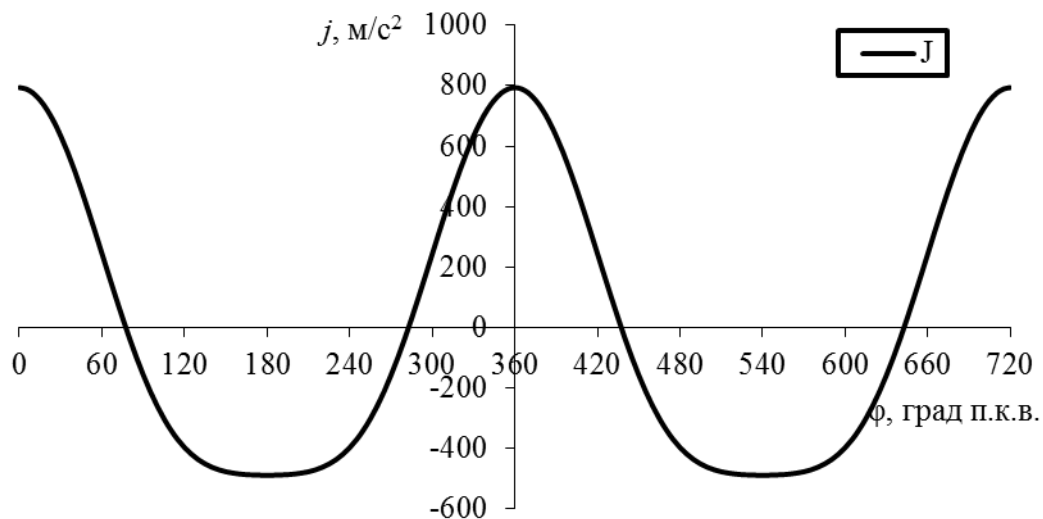


Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.02.ПЗ

Аркуш

32



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики дизеля 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64):

a – $S(\varphi)$ переміщення; *б* – $V(\varphi)$ швидкість; *в* – $J(\varphi)$ прискорення

Таблиця 2.12 – Координат точок діаграм $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ та $J(\varphi)$ 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	793,983
5	0,002	1,546	789,318
10	0,006	3,074	775,399
15	0,013	4,565	752,451
20	0,024	6,004	720,846
25	0,037	7,372	681,098
30	0,053	8,656	633,863
35	0,071	9,841	579,921
40	0,091	10,914	520,174
45	0,113	11,866	455,624
50	0,137	12,689	387,354
55	0,162	13,375	316,508
60	0,189	13,921	244,259
65	0,217	14,326	171,781
70	0,245	14,590	100,213
75	0,274	14,716	30,624
80	0,302	14,709	-36,015
85	0,331	14,576	-98,866
90	0,359	14,324	-157,244
95	0,387	13,964	-210,634
100	0,413	13,504	-258,701
105	0,439	12,956	-301,284
110	0,464	12,331	-338,392
115	0,487	11,638	-370,182
120	0,509	10,889	-396,938
125	0,530	10,093	-419,044
130	0,548	9,257	-436,954
135	0,566	8,391	-451,167
140	0,581	7,501	-462,198
145	0,595	6,591	-470,556

150	0,607	5,668	-476,725
155	0,617	4,735	-481,147
160	0,625	3,795	-484,212
165	0,632	2,849	-486,248
170	0,636	1,901	-487,514
175	0,639	0,951	-488,198
180	0,640	0,000	-488,413
185	0,639	-0,951	-488,198
190	0,636	-1,901	-487,514
195	0,632	-2,849	-486,248
200	0,625	-3,795	-484,212
205	0,617	-4,735	-481,147
210	0,607	-5,668	-476,725
215	0,595	-6,591	-470,556
220	0,581	-7,501	-462,198
225	0,566	-8,391	-451,167
230	0,548	-9,257	-436,954
235	0,530	-10,093	-419,044
240	0,509	-10,889	-396,938
245	0,487	-11,638	-370,182
250	0,464	-12,331	-338,392
255	0,439	-12,956	-301,284
260	0,413	-13,504	-258,701
265	0,387	-13,964	-210,634
270	0,359	-14,324	-157,244
275	0,331	-14,576	-98,866
280	0,302	-14,709	-36,015
285	0,274	-14,716	30,624
290	0,245	-14,590	100,213
295	0,217	-14,326	171,781
300	0,189	-13,921	244,259
305	0,162	-13,375	316,508
310	0,137	-12,689	387,354
315	0,113	-11,866	455,624
320	0,091	-10,914	520,174
325	0,071	-9,841	579,921
330	0,053	-8,656	633,863
335	0,037	-7,372	681,098
340	0,024	-6,004	720,846
345	0,013	-4,565	752,451
350	0,006	-3,074	775,399
355	0,002	-1,546	789,318
360	0,000	0,000	793,983
365	0,002	1,546	789,318
370	0,006	3,074	775,399
375	0,013	4,565	752,451
380	0,024	6,004	720,846
385	0,037	7,372	681,098
390	0,053	8,656	633,863
395	0,071	9,841	579,921
400	0,091	10,914	520,174
405	0,113	11,866	455,624
410	0,137	12,689	387,354
415	0,162	13,375	316,508
420	0,189	13,921	244,259
425	0,217	14,326	171,781
430	0,245	14,590	100,213
435	0,274	14,716	30,624
440	0,302	14,709	-36,015
445	0,331	14,576	-98,866

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.02.ПЗ

Аркуш

34

450	0,359	14,324	-157,244
455	0,387	13,964	-210,634
460	0,413	13,504	-258,701
465	0,439	12,956	-301,284
470	0,464	12,331	-338,392
475	0,487	11,638	-370,182
480	0,509	10,889	-396,938
485	0,530	10,093	-419,044
490	0,548	9,257	-436,954
495	0,566	8,391	-451,167
500	0,581	7,501	-462,198
505	0,595	6,591	-470,556
510	0,607	5,668	-476,725
515	0,617	4,735	-481,147
520	0,625	3,795	-484,212
525	0,632	2,849	-486,248
530	0,636	1,901	-487,514
535	0,639	0,951	-488,198
540	0,640	0,000	-488,413
545	0,639	-0,951	-488,198
550	0,636	-1,901	-487,514
555	0,632	-2,849	-486,248
560	0,625	-3,795	-484,212
565	0,617	-4,735	-481,147
570	0,607	-5,668	-476,725
575	0,595	-6,591	-470,556
580	0,581	-7,501	-462,198
585	0,566	-8,391	-451,167
590	0,548	-9,257	-436,954
595	0,530	-10,093	-419,044
600	0,509	-10,889	-396,938
605	0,487	-11,638	-370,182
610	0,464	-12,331	-338,392
615	0,439	-12,956	-301,284
620	0,413	-13,504	-258,701
625	0,387	-13,753	-447,937
630	0,359	-14,119	-337,474
635	0,331	-14,378	-216,274
640	0,302	-14,520	-85,413
645	0,274	-14,536	53,663
650	0,245	-14,420	199,172
655	0,217	-14,167	349,051
660	0,189	-13,774	501,017
665	0,162	-13,240	652,641
670	0,137	-12,565	801,425
675	0,113	-11,755	944,869
680	0,091	-10,816	1080,546
685	0,071	-9,754	1206,153
690	0,053	-8,582	1319,570
695	0,037	-7,311	1418,894
700	0,024	-5,954	1502,474
705	0,013	-4,528	1568,933
710	0,006	-3,049	1617,187
715	0,002	-1,534	1646,454
720	0,000	0,000	1656,262

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.02.ПЗ

Аркуш

35

При виконанні динамічного аналізу двигуна 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64) та розрахунку усіх сил, що діють на його деталі та елементи прийнято спочатку розраховувати (аналітично або графічно) рушійну силу. Рушійна сила складається з двох сил – сили P_z (сили тиску газів) та P_j (сили інерції від рухомих мас, що переміщуються зворотно-поступально)

$$P_{dv} = P_z + P_j.$$

Сили від дії газів є результатом моделювання робочого циклу (індикаторна діаграма), а сили інерції P_j розраховуються, як сума двох гармонічних складових (першого порядку та другого):

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII}, \text{ Н};$$

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Потім отримана рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ розкладається за представленою схемою рис. 2.5 на ще певну кількість складових, які по різному навантажують деталі та елементи двигуна:

$$N = P_z \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_z \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad Z = P_z \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad T = P_z \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

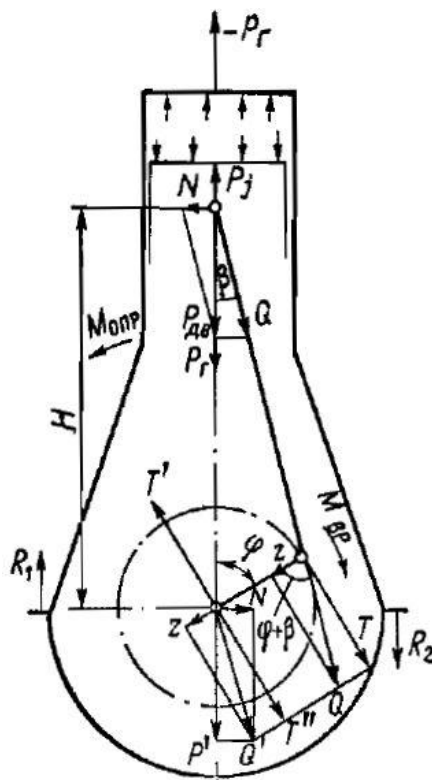


Рисунок 2.5 – Схема дії сил тронкового ДВЗ 6ЧН58/64

Результати динамічного розрахунку дизеля 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64) приведено нижче у табличній (таблиця 2.13), а також графічній (рис. 2.6 й 2.7) формах.

Таблиця 2.13 – Результати динамічного розрахунку СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_p , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,391	103302,3	-676473,3	-599591,0	0,0	-599591,0	0,0
5	0,391	103302,3	-672499,0	-595616,8	-12461,5	-592264,2	-64325,5
10	0,391	103302,3	-660640,2	-583758,0	-24349,6	-570661,1	-125348,2
15	0,391	103302,3	-641088,4	-564206,1	-35114,4	-535893,0	-179945,2
20	0,391	103302,3	-614160,4	-537278,1	-44251,7	-489741,3	-225343,0
25	0,391	103302,3	-580295,7	-503413,4	-51325,1	-434556,6	-259268,0
30	0,391	103302,3	-540050,9	-463168,7	-55984,8	-373123,5	-280068,6
35	0,391	103302,3	-494093,0	-417210,7	-57984,6	-308500,4	-286800,4
40	0,391	103302,3	-443188,6	-366306,3	-57194,4	-243843,1	-279270,6
45	0,391	103302,3	-388191,5	-311309,2	-53608,5	-182221,9	-258035,8
50	0,391	103302,3	-330025,6	-253143,4	-47347,7	-126447,0	-224353,5
55	0,391	103302,3	-269664,8	-192782,6	-38654,7	-78911,4	-180089,7
60	0,391	103302,3	-208109,0	-131226,8	-27883,9	-41465,2	-127587,7
65	0,391	103302,3	-146357,8	-69475,5	-15482,6	-15329,6	-69509,4
70	0,391	103302,3	-85381,3	-8499,0	-1967,4	-1058,1	-8659,4
75	0,391	103302,3	-26091,7	50790,5	12104,1	1453,9	52192,6
80	0,391	103302,3	30684,9	107567,2	26165,3	-7088,9	110476,5
85	0,391	103302,3	84234,0	161116,2	39671,3	-25478,1	163960,7
90	0,391	103302,3	133971,9	210854,1	52128,6	-52128,6	210854,1
95	0,391	103302,3	179460,4	256342,7	63118,7	-85220,2	249866,1
100	0,391	103302,3	220413,1	297295,4	72315,8	-122842,0	280221,3
105	0,391	103302,3	256694,2	333576,5	79496,0	-163123,2	301635,0
110	0,391	103302,3	288310,3	365192,5	84538,4	-204343,4	314254,9
115	0,391	103302,3	315395,4	392277,6	87418,9	-245012,1	318579,5
120	0,391	103302,3	338191,5	415073,7	88197,6	-283918,2	315365,6
125	0,391	103302,3	357025,4	433907,7	87002,6	-320147,6	305533,7
130	0,391	103302,3	372284,8	449167,1	84011,7	-353075,7	290080,2
135	0,391	103302,3	384394,1	461276,4	79433,4	-382339,6	270003,8
140	0,391	103302,3	393792,4	470674,6	73490,3	-407796,3	246247,0
145	0,391	103302,3	400913,4	477795,7	66404,7	-429475,5	219656,7
150	0,391	103302,3	406169,3	483051,6	58388,1	-447529,0	190960,2
155	0,391	103302,3	409937,2	486819,4	49633,3	-462184,2	160755,8
160	0,391	103302,3	412548,8	489431,0	40310,9	-473701,9	129515,4
165	0,391	103302,3	414283,2	491165,5	30568,5	-482341,1	97596,0
170	0,391	103302,3	415361,7	492244,0	20532,4	-488331,1	65256,8
175	0,391	103302,3	415944,4	492826,6	10310,9	-491849,9	32681,0
180	0,391	103302,3	416127,8	493010,0	0,0	-493010,0	0,0
185	0,384	101375,2	415944,4	490899,6	-10270,6	-489926,7	-32553,2
190	0,386	101938,3	415361,7	490880,0	-20475,5	-486978,0	-65076,0
195	0,389	102888,3	414283,2	490751,5	-30542,8	-481934,6	-97513,8
200	0,395	104243,0	412548,8	490371,7	-40388,4	-474612,3	-129764,3
205	0,401	106028,2	409937,2	489545,3	-49911,2	-464772,1	-161655,9

210	0,410	108278,5	406169,3	488027,9	-58989,6	-452139,3	-192927,4
215	0,420	111039,0	400913,4	485532,4	-67480,0	-436429,8	-223213,6
220	0,433	114366,5	393792,4	481738,9	-75217,8	-417382,5	-252035,6
225	0,448	118332,1	384394,1	476306,2	-82021,6	-394797,4	-278801,3
230	0,466	123024,2	372284,8	468889,0	-87700,5	-368578,5	-302817,0
235	0,487	128552,4	357025,4	459157,8	-92065,5	-338777,7	-323313,4
240	0,511	135052,5	338191,5	446824,0	-94944,1	-305635,9	-339488,9
245	0,540	142693,4	315395,4	431668,7	-96197,2	-269615,3	-350570,1
250	0,574	151685,6	288310,3	413575,9	-95738,7	-231416,2	-355889,6
255	0,614	162293,6	256694,2	392567,8	-93554,5	-191970,8	-354977,7
260	0,662	174851,1	220413,1	368844,2	-89719,8	-152405,8	-347660,9
265	0,718	189782,6	179460,4	342823,1	-84412,6	-113970,3	-334161,5
270	0,786	207632,9	133971,9	315184,8	-77921,8	-77921,8	-315184,8
275	0,867	229106,6	84234,0	286920,6	-70647,8	-45372,2	-291986,1
280	0,966	255124,1	30684,9	259389,1	-63095,3	-17094,3	-266404,7
285	1,086	286899,8	-26091,7	234388,0	-55858,0	6709,4	-240858,5
290	1,234	326051,1	-85381,3	214249,8	-49596,7	26672,1	-218292,0
295	1,418	374754,6	-146357,8	201976,9	-45010,4	44565,8	-202075,4
300	1,650	435965,6	-208109,0	201436,6	-42802,5	63650,2	-195850,5
305	1,944	513727,4	-269664,8	217642,6	-43639,4	89087,4	-203312,9
310	2,322	613597,2	-330025,6	257151,6	-48097,4	128449,2	-227905,9
315	2,813	743205,5	-388191,5	328594,0	-56585,0	192339,4	-272362,7
320	3,455	912912,2	-443188,6	443303,6	-69216,6	295098,7	-337973,1
325	4,301	1136358,6	-494093,0	615845,6	-85591,1	455378,1	-423346,7
330	5,414	1430278,7	-540050,9	863807,8	-104411,4	695873,8	-522326,8
335	6,858	1811973,7	-580295,7	1205258,0	-122881,1	1040402,9	-620732,1
340	8,672	2291215,5	-614160,4	1650635,1	-135950,9	1504591,7	-692302,5
345	10,796	2852281,1	-641088,4	2184772,7	-135973,2	2075136,0	-696800,8
350	12,971	3427013,7	-660640,2	2739953,5	-114288,4	2678481,5	-588340,0
355	14,689	3880742,7	-672499,0	3181823,7	-66570,0	3163913,9	-343630,9
360	15,354	4056432,2	-676473,3	3353538,9	0,0	3353538,9	0,0
365	19,950	5270793,0	-672499,0	4571874,0	95652,5	4546139,9	493753,6
370	19,950	5270793,0	-660640,2	4583732,7	191195,8	4480894,7	984247,9
375	19,950	5270793,0	-641088,4	4603284,6	286493,5	4372281,5	1468149,2
380	19,950	5270793,0	-614160,4	4630212,6	381357,2	4220544,8	1941984,5
385	16,145	4265501,0	-580295,7	3658785,3	373028,4	3158337,0	1884348,1
390	12,918	3412854,8	-540050,9	2846383,8	344052,2	2293014,6	1721149,9
395	10,399	2747449,8	-494093,0	2226936,9	309503,0	1646676,3	1530848,5
400	8,460	2235037,8	-443188,6	1765429,2	275650,9	1175212,3	1345956,9
405	6,969	1841095,3	-388191,5	1426483,8	245645,5	834978,8	1182374,0
410	5,817	1536786,3	-330025,6	1180340,6	220769,6	589589,0	1046101,4
415	4,920	1299804,1	-269664,8	1003719,3	201255,3	410851,0	937634,0
420	4,214	1113465,0	-208109,0	878935,9	186762,0	277727,3	854561,8
425	3,654	965453,6	-146357,8	792675,8	176647,4	174902,4	793062,7
430	3,205	846701,0	-85381,3	734899,7	170122,0	91488,1	748764,9
435	2,841	750505,4	-26091,7	697993,7	166341,9	19980,1	717262,6
440	2,543	671881,3	30684,9	676146,2	164469,7	-44559,5	694433,9
445	2,298	607088,3	84234,0	664902,3	163717,4	-105144,4	676641,0
450	2,094	553294,6	133971,9	660846,5	163378,2	-163378,2	660846,5
455	1,924	508336,0	179460,4	661376,4	162849,2	-219872,3	644666,4
460	1,781	470542,9	220413,1	664536,0	161645,5	-274585,3	626370,8
465	1,660	438616,1	256694,2	668890,3	159406,1	-327096,0	604841,1
470	1,558	411535,8	288310,3	673426,0	155891,5	-376815,3	579495,5

475	1,470	388495,3	315395,4	677470,7	150974,0	-423140,4	550192,6
480	1,396	368852,3	338191,5	680623,7	144623,3	-465559,4	517125,8
485	1,333	352091,8	357025,4	682697,2	136887,3	-503710,5	480717,5
490	1,279	337799,3	372284,8	683664,1	127871,8	-537406,2	441522,7
495	1,233	325639,5	384394,1	683613,6	117720,6	-566628,9	400146,8
500	1,194	315341,1	393792,4	682713,5	106597,6	-591508,5	357181,2
505	1,161	306684,1	400913,4	681177,5	94671,1	-612289,0	313157,4
510	1,134	299491,0	406169,3	679240,3	82102,1	-629290,4	268517,6
515	1,111	293619,3	409937,2	677136,4	69036,9	-642870,3	223601,6
520	1,094	288956,2	412548,8	675085,0	55601,9	-653389,4	178644,0
525	1,080	285414,6	414283,2	673277,8	41902,6	-661181,6	133782,3
530	1,071	282929,4	415361,7	671871,2	28025,0	-666530,4	89070,0
535	1,065	281455,9	415944,4	670980,2	14038,2	-669650,5	44495,0
540	1,063	280967,6	416127,8	670675,4	0,0	-670675,4	0,0
545	0,200	52840,0	415944,4	442364,4	-9255,1	-441487,7	-29334,7
550	0,200	52840,0	415361,7	441781,8	-18427,5	-438270,0	-58567,0
555	0,200	52840,0	414283,2	440703,2	-27427,9	-432785,5	-87569,0
560	0,200	52840,0	412548,8	438968,8	-36154,7	-424861,4	-116161,9
565	0,200	52840,0	409937,2	436357,2	-44488,4	-414275,5	-144092,3
570	0,200	52840,0	406169,3	432589,3	-52288,6	-400777,6	-171011,4
575	0,200	52840,0	400913,4	427333,4	-59391,4	-384116,6	-196457,8
580	0,200	52840,0	393792,4	420212,4	-65611,2	-364075,4	-219846,2
585	0,200	52840,0	384394,1	410814,2	-70743,6	-340512,8	-240466,2
590	0,200	52840,0	372284,8	398704,8	-74573,3	-313409,0	-257490,8
595	0,200	52840,0	357025,4	383445,4	-76884,5	-282915,3	-270001,0
600	0,200	52840,0	338191,5	364611,5	-77475,0	-249401,1	-277025,3
605	0,200	52840,0	315395,4	341815,4	-76173,4	-213494,0	-277597,7
610	0,200	52840,0	288310,3	314730,3	-72856,9	-176107,2	-270831,2
615	0,200	52840,0	256694,2	283114,2	-67470,2	-138446,5	-256004,8
620	0,200	52840,0	220413,1	246833,1	-60041,1	-101991,1	-232657,2
625	0,200	52840,0	179460,4	205880,5	-50693,5	-68444,2	-200678,8
630	0,200	52840,0	133971,9	160391,9	-39653,0	-39653,0	-160391,9
635	0,200	52840,0	84234,0	110654,0	-27246,1	-17498,3	-112607,6
640	0,200	52840,0	30684,9	57105,0	-13890,5	-3763,3	-58649,5
645	0,200	52840,0	-26091,7	328,3	-78,2	9,4	-337,3
650	0,200	52840,0	-85381,3	-58961,3	13649,0	-7340,1	60073,7
655	0,200	52840,0	-146357,8	-119937,7	26728,1	-26464,0	119996,3
660	0,200	52840,0	-208109,0	-181689,0	38606,5	-57410,3	176650,5
665	0,200	52840,0	-269664,8	-243244,8	48772,9	-99567,1	227229,5
670	0,200	52840,0	-330025,6	-303605,6	56786,1	-151653,3	269076,7
675	0,200	52840,0	-388191,5	-361771,5	62298,3	-211759,5	299862,6
680	0,200	52840,0	-443188,6	-416768,6	65073,5	-277434,8	317742,8
685	0,200	52840,0	-494093,0	-467673,0	64997,9	-345814,0	321489,3
690	0,200	52840,0	-540050,9	-513630,9	62084,3	-413775,3	310582,1
695	0,200	52840,0	-580295,7	-553875,7	56469,9	-478116,6	285257,1
700	0,200	52840,0	-614160,4	-587740,4	48407,9	-535738,8	246507,6
705	0,200	52840,0	-641088,4	-614668,3	38255,0	-583822,9	196039,3
710	0,200	52840,0	-660640,2	-634220,2	26454,5	-619991,2	136183,8
715	0,200	52840,0	-672499,0	-646079,0	13517,2	-642442,4	69775,3
720	0,391	103302,3	-676473,3	-599591,0	0,0	-599591,0	0,0

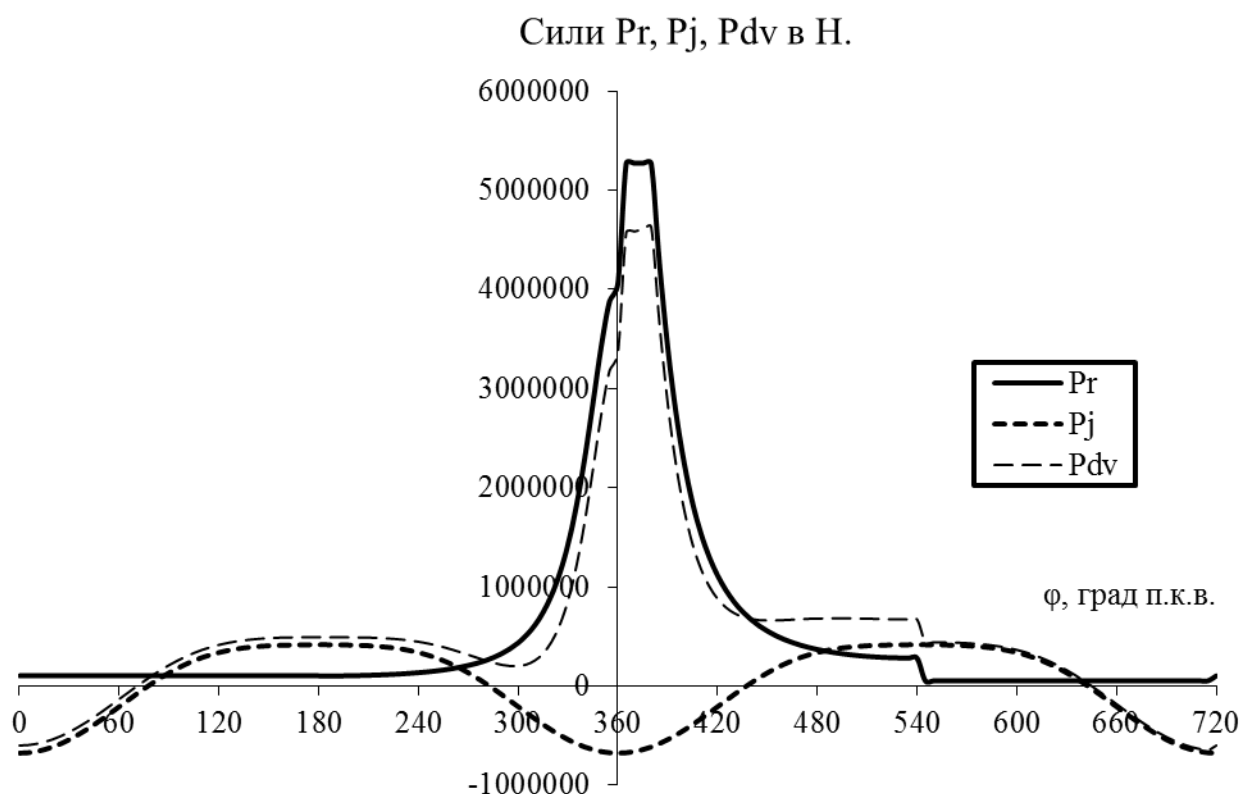


Рисунок 2.6 – Залежності сил тиску газів $P_r(\varphi)$, інерції $P_j(\varphi)$ й рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$ СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

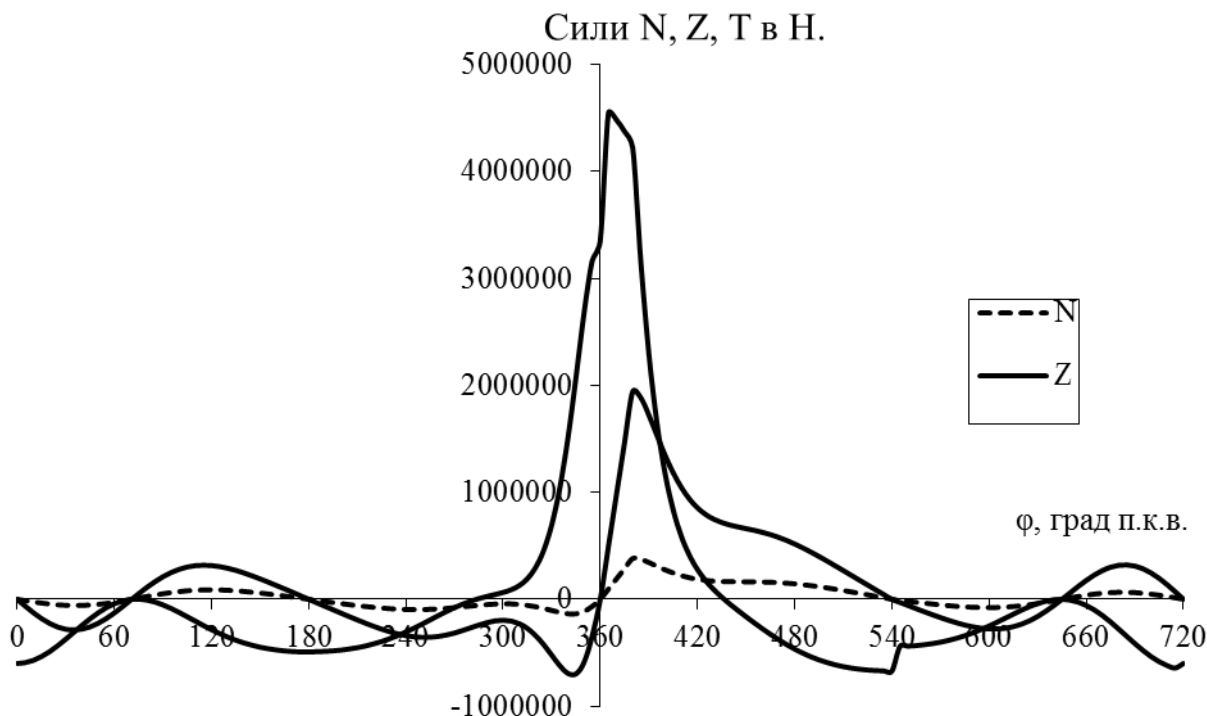


Рисунок 2.7 – Дія бічної сил $N(\varphi)$, радіальної $Z(\varphi)$ й тангенціальної $T(\varphi)$ СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.02.ПЗ

Аркуш

40

При розкладанні рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$ за схемою представленою на рис. 2.5 виникає пари тангенціальних сил $T(\varphi)$ і $T'(\varphi)$, які у свою чергу на плечі кривошип-пу ДВЗ r створюють крутний момент $M_{кр}(\varphi)$ двигуна 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64):

$$M_{кр} = P_{dv} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{dv} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Середні значення сумарної сили $T_{сум}(\varphi)$ та сумарного крутного моменту двигуна $M_{кр}(\varphi)$ визначаються відповідно, як:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н};$$

$$M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де $\varphi_3 = 120^\circ$ кут заклинювання кривошипів СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64).

Результати розрахунку у графічному вигляді сумарної дотичної сили $T_{сум}(\varphi)$ суднового СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64) наведено на рис. 2.8. Таблиця розрахунків сумарної дотичної сили $T_{сум}(\varphi)$ – 2.14.

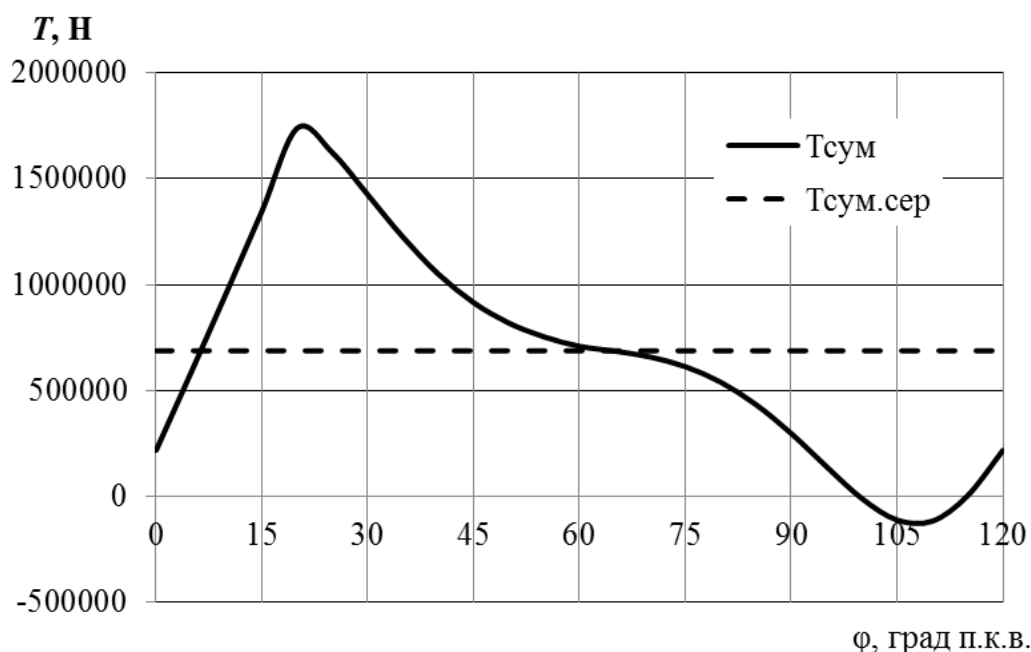


Рисунок 2.8 – Сумарна дотична сила $T_{сум}(\varphi)$ та середня $T_{сум.сер}(\varphi)$ СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

Таблиця 2.14 – Результати розрахунків сумарної дотичної сили $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та середньої $T_{\text{сум.сеп}}(\varphi)$ СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64)

Кут ПКВ, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.
0	0,0	315365,6	-339488,89	0,00	517125,8	-277025
5	-64325,5	305533,7	-350570,06	493753,63	480717,5	-277598
10	-125348,2	290080,2	-355889,63	984247,90	441522,7	-270831
15	-179945,2	270003,8	-354977,67	1468149,20	400146,8	-256005
20	-225343,0	246247,0	-347660,92	1941984,51	357181,2	-232657
25	-259268,0	219656,7	-334161,47	1884348,05	313157,4	-200679
30	-280068,6	190960,2	-315184,80	1721149,86	268517,6	-160392
35	-286800,4	160755,8	-291986,09	1530848,51	223601,6	-112608
40	-279270,6	129515,4	-266404,75	1345956,89	178644,0	-58649,5
45	-258035,8	97596,0	-240858,54	1182373,95	133782,3	-337,331
50	-224353,5	65256,8	-218292,02	1046101,35	89070,0	60073,69
55	-180089,7	32681,0	-202075,43	937633,99	44495,0	119996,3
60	-127587,7	0,0	-195850,47	854561,84	0,0	176650,5
65	-69509,4	-32553,2	-203312,92	793062,69	-29334,7	227229,5
70	-8659,4	-65076,0	-227905,94	748764,95	-58567,0	269076,7
75	52192,6	-97513,8	-272362,71	717262,57	-87569,0	299862,6
80	110476,5	-129764,3	-337973,09	694433,91	-116161,9	317742,8
85	163960,7	-161655,9	-423346,67	676641,02	-144092,3	321489,3
90	210854,1	-192927,4	-522326,82	660846,48	-171011,4	310582,1
95	249866,1	-223213,6	-620732,12	644666,39	-196457,8	285257,1
100	280221,3	-252035,6	-692302,52	626370,75	-219846,2	246507,6
105	301635,0	-278801,3	-696800,79	604841,07	-240466,2	196039,3
110	314254,9	-302817,0	-588340,03	579495,46	-257490,8	136183,8
115	318579,5	-323313,4	-343630,86	550192,59	-270001,0	69775,29
120	315365,6	-339488,9	0,00	517125,78	-277025,3	2,94E-10

2.3. Висновки до розділу

У розділі роботи виконано тепловий розрахунок робочого циклу суднового СОД 6ЧН58/64 (MAN B&W L58/64). Було виконано розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми двигуна 6ЧН58/64 у різних координатах ($p-V/V_c$, $T-V/V_c$, а також $T-S$). Також, здійснено розрахунок кінематики та динаміки СОД 6ЧН58/64 за результатами якого побудовано відповідні графіки зміни усіх сил, діючих на елементи КШМ дизеля MAN B&W L58/64.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W ТИПУ 6ЧН 58/64 (L58/64)

3.1. Аналіз умов роботи шатунів і матеріалів, що застосовують для їх виготовлення

Шатун двигуна внутрішнього згоряння з'єднує його поршень або поперечину крейцкопфа (в крейцкопфному кривошипно-шатунному механізмі перетворення руху) з колінчастим валом, забезпечуючи переміщення поршня двигуна під час виконання допоміжних ходів циклу. У процесі роботи двигуна внутрішнього згоряння в тілі стрижня шатуна виникають досить складні напруження, викликані одночасною дією деформації стиснення та вигину. При раптовому збільшенні тиску газів у робочому циліндрі під час горіння шатун двигуна піддається ударному навантаженню; тому для виготовлення шатуна необхідно обирати матеріал досить високої якості, що є особливо важливим через прагнення максимально зменшити його вагу.

Шатуни двигуна внутрішнього згоряння в основному виготовляють зі сталі. Заготівка шатуна може бути отримані шляхом ковки або штампування; хоча штампування є більш ефективним методом, його використання обмежене розмірами шатуна та серійністю виробництва двигунів. Якість обробки поверхонь шатуна двигуна має велике значення, оскільки чистота поверхні підвищує межу втоми матеріалу. Для виготовлення шатунів двигунів внутрішнього згоряння використовують вуглецеві та леговані сталі. Серед вуглецевих сталей для виробництва шатунів обирають марки Ст 5, 35, 30У та 35У. Основні характеристики сталі Ст5 наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості марки сталі – Ст5

Марка	Межа текучості сталі, МПа	Межа міцності сталі, МПа	Подовження сталі		Випробування на вигин зразка сталі
			δ_5 , %	При межі міцності, МПа	
Ст5	270	500-620	21	500-530	Виконувати вигин у холодному стані на кут $\varphi = 180^\circ$ навколо оправки з діаметром, який дорівнює трикратному діаметру зразка сталі
			20	530-570	
			19	570-620	

					КРБ.142.4227см.25.14.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Для виготовлення шатунів двигунів внутрішнього згоряння використовують також використовують леговані сталі таких марок, як 30ХМА, 40ХН, 20ХН3А та звичайно 38ХМЮА (основні фізико-хімічні властивості цих основних легованих сталей наведено у табл. 3.2). Сталь марки 40Х має досить високу схильність до утворення тріщин унаслідок ліквідації матеріалу, саме тому ця марка сталі не може бути рекомендована для виготовлення шатунів.

Таблиця 3.2 – Основні фізико-механічні властивості най поширених легованих сталей марок: 35, 40ХН, 30ХМА і 20ХН3А

Марка	Подовження сталі δ_5 не менш, %	Межа текучості сталі, МПа	Межа міцності сталі, МПа	Ударна в'язкість сталі, Дж/см ²	Твердість сталі в відпаленому стані, Н _В
40ХН	10	800	1000	70	207
20ХН3А	11	750	950	100	241
30ХМА	12	750	950	90	229
Сталь 35	18	300	520	63	180

У таблиці 3.3 представлені усереднені фізико-механічні властивості легованих сталей, які використовуються для виготовлення шатунів двигунів внутрішнього згоряння, включаючи сталі, наведені в таблиці 3.2. Межа втоми для вуглецевих сталей становить 200-230 МПа, тоді як для легованих сталей цей показник коливається в межах 280-320 МПа.

Таблиця 3.3 – Усереднені основні фізико-механічних показники легованих сталей шатунів двигунів внутрішнього згоряння

Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Ударна в'язкість, Дж/см ²	Подовження δ_5 , %
600-700	750-900	120-140	14-18

Нижні частини головок шатуна двигунів внутрішнього згоряння виготовляються з того ж матеріалу, що й стрижень. У шатунах двигунів морського типу обидві половинки нижньої головки зазвичай виготовляються з литої сталі. Для таких головок шатунів обирають сталі марок 25Л або 35Л (таблиця 3.4). Якщо головку шатуна заливають білим антифрикційним сплавом (бабітом), то рекомендується використо-

увати сталь 25Л з меншим вмістом вуглецю, оскільки це полегшує забезпечення надійного з'єднання бабіту зі сталевією основою головки шатуна.

Таблиця 3.4 – Основні фізико-механічні властивості сталей для литих головок шатунів двигунів

Позначення сталі	Подовження сталі δ_5 , %	Межа текучості сталі, МПа	Межа міцності сталі, МПа
25 Л	19	240	450
35 Л	15	280	500

Вкладиші нижньої головки шатуна двигунів внутрішнього згоряння зазвичай виготовляються з тонкостінної сталі, яка потім заливається бабітом або свинцевою бронзою. Також використовуються вкладиші зі сплаву марки АН2,5.

Підшипникові вкладиші верхньої головки шатуна двигунів внутрішнього згоряння проектується зі сталі з подальшим заливанням свинцевистою бронзою або виготовляються з литої бронзи; у другому випадку матеріалом вкладиша може бути бронза марки БрОЦС 4-4-17 (таблиця 3.5).

Важливо враховувати, що лінійний коефіцієнт розширення, який має бронза, приблизно в 1,5 рази більший, ніж у сталі. Тому підшипник у вигляді бронзового вкладишу у сталевій основі під час зростання температури не може розширюватися, що призводить до його деформації і зменшення діаметра розточування отвору, що, в свою чергу, може викликати заїдання поршневого пальця.

Таблиця 3.5 – Хімічний склад бронзи БрОЦС 4-4-17

Zn, %	Домішок, %	Sn, %	Pb, %	Cu, %
2,0...6,0	< 1,3	3,5...5,5	14...20	Решта

Відповідно, вкладиші шатунів повинні бути виготовлені з тонкостінної бронзи або сталі, з подальшою заливкою досить тонким шаром антифрикційного сплаву. Сталевий вкладиш шатуна із заливкою антифрикційним сплавом коштує трохи дорожче за бронзовий, однак в більшості випадків це повністю виправдано.

3.2. Особливості розрахунків на міцність шатунів двигунів

Шатун отримує силу від максимального тиску згоряння газів P_z та зусилля, що виникає від інерційних сил рухомих частин, P_j . На початку робочого ходу поршня двигуна алгебраїчна сума цих сил дорівнює $(P_z - P_j)$, що має тенденцію стиснути шатун. Наприкінці виштовхувального ходу у чотиритактних двигунах діє лише сила інерції, яка намагається розірвати шатун, тоді відповідно амплітуда сумарних сил P_Σ складе:

$$P_\Sigma = P_z - P_j + P_j = P_z, \text{ Н.}$$

У двотактних двигунах відсутній хід із вільно-діючою силою інерції рухомих мас, тому амплітуда сумарних сил P_Σ складе:

$$P_\Sigma = P_z - P_j, \text{ Н.}$$

Отже, шатуни двотактних ДВЗ піддаються меншому навантаженню. Проте під час запуску двигуна інерційні сили є незначними, і P_Σ наближається до P_z . Тому для розрахунку сили, що діє на шатуни, незалежно від типу двигуна, приймають P_z . У такому випадку напруження стиснення шатуна буде становити

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_z}{f_{\text{min}}}, \text{ Па.}$$

Умови функціонування шатуна двигуна в площині гойдання та в площині, що перпендикулярна до неї, відрізняються. У першому випадку шатун двигуна можна розглядати як балку з шарнірними опорами, тоді як у другому – як балку з закріпленими кінцями (рис. 3.1).

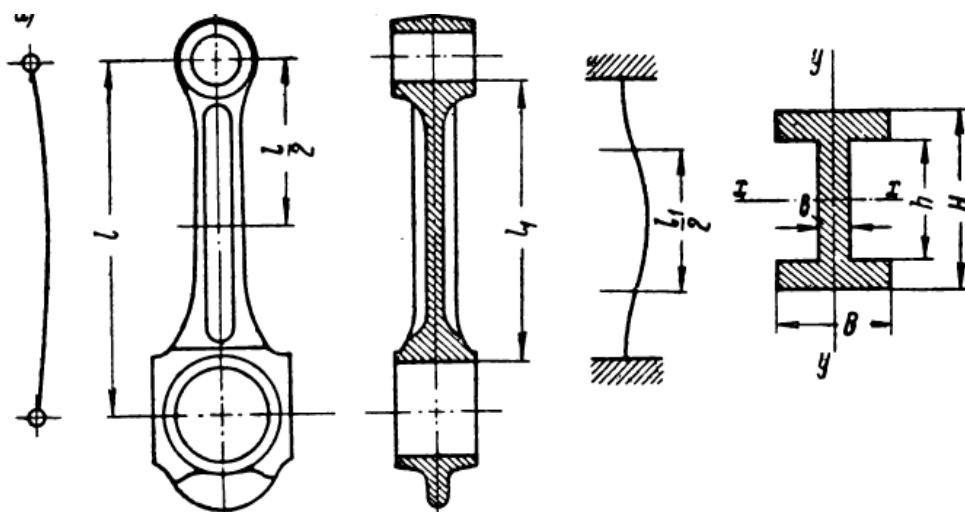


Рисунок 3.1 – Схема розрахунку на міцність стрижня шатуна двигуна

Як видно з рисунка 3.1, *а*, деформація вигину охоплює всю довжину шатуна двигуна, тоді як на рисунку 3.1, *б* – лише половину його довжини. Тому в другому випадку знаменник другого доданка рівняння, що визначає напруження σ , дорівнює $4 \cdot I_y$. Крім того, для некруглого перерізу стрижня шатуна існують різні розрахункові довжини, а також моменти інерції відносно осей $x-x$ та $y-y$.

У швидкохідних двигунах внутрішнього згоряння сили інерції, що виникають внаслідок маси шатуна і діють відповідно у площині його руху, викликають значні напруження в стрижні шатуна. Тому важливо провести додаткову перевірку міцності стрижня. Найбільші значення сили інерції спостерігаються, коли кут між шатуном двигуна та мотилем становить 90° (див. рис. 3.2), тобто у разі коли проекція відцентрової сили, що діє від маси, зосередженої в точці *A*, на вісь шатуна двигуна дорівнює нулю.

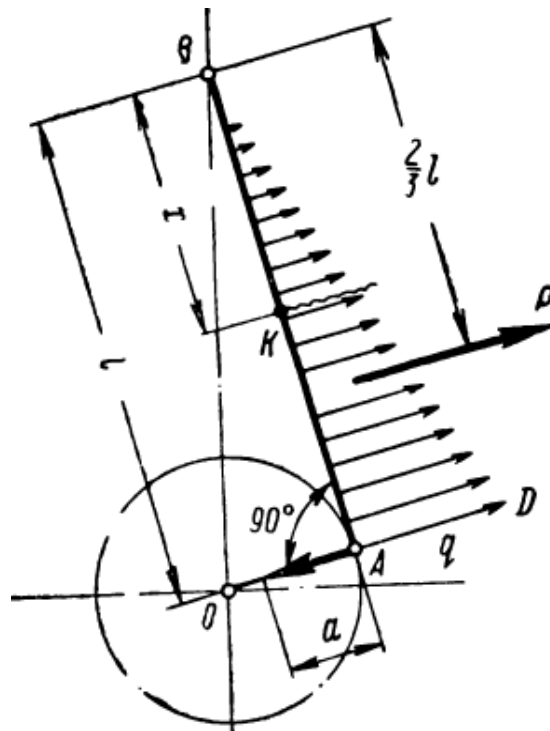


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема шатуна при вигині силами інерції

Напруги вигину в стрижні від утворених сил інерції складають

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{max}}}{W}, \text{ Па,}$$

де W – момент опору розрізу шатуна двигуна, віддаленого на відстань – 0,577 від точки *B* (див. рис. 3.2).

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.14.03.ПЗ

Аркуш

47

Тоді, сумарні умовні напруження розраховуються, як:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_z}{f_{\min}} + \frac{M_{\max}}{W}, \text{ Па.}$$

Допустимі напруги, що виникають залежать від якості вибраної сталі, розмірів шатуна двигуна, технології виробництва та чистоти обробки важливих поверхонь. Для досить великих кованих шатунів двигунів виготовлених з вуглецевої сталі, які підлягають подальшій токарній обробці, сумарні напруги не повинні перевищувати значення у 100 МПа. У випадку шатунів двигунів з легованих сталей допустимі напруги можуть бути підвищені до значення у 130 МПа.

Для штампованих шатунів двигунів малого розміру допустимі напруги складають до 160 МПа для вуглецевої сталі та до 220 МПа для умов застосування легованої сталі. У авіаційних двигунах внутрішнього згоряння для полірованих шатунів, виготовлених зі сталей марок 38ХМЮА чи 20ХНЗА, розрахункові напруги можуть досягати 320 МПа.

На верхню частину шатуна впливає зусилля P_j' від інерційних сил поршневого комплексу. Для двотактного двигуна внутрішнього згоряння сила P_j є умовною. Проте під час обкатки двигуна внутрішнього згоряння з відсутніми робочими кришками сила P_j' навантажує верхню частину, тому незалежно від тактності двигуна, голівка перевіряється на силу P_j' .

Сила P_j' має тенденцію розірвати верхню частину шатуна. Однак ключовим фактором є не самі напруження, що виникають у голівці шатуна двигуна, а саме деформація, оскільки надійна робота з'єднання «палець-верхня частина шатуна» може бути надійно забезпечена лише за умови відповідної жорсткості верхньої частини.

Таким чином, виконання розрахунку на міцність голівки шатуна є лише формальним. Допустимі напруження коливаються в межах 25-40 МПа. Схема верхньої частини шатуна подана на рис. 3.3.

Нижню частину нижньої головки шатуна двигуна внутрішнього згоряння розраховують на вигин та стиснення від дії максимальної сили інерції:

$$P_j'' = (M_{\pi} + M_{\text{шл}})r\omega^2(1 + \lambda) + M_{\text{ш2}}r\omega^2, \text{ Н,}$$

де M_{Π} та $M_{ш1}$ – відповідно маси частин поршня й шатуна, які переміщуються поступально, кг; $M_{ш2}$ – загальна маса обертової частини шатуна двигуна за вирахуванням нижньої частинки нижньої голівки шатуна двигуна, кг.

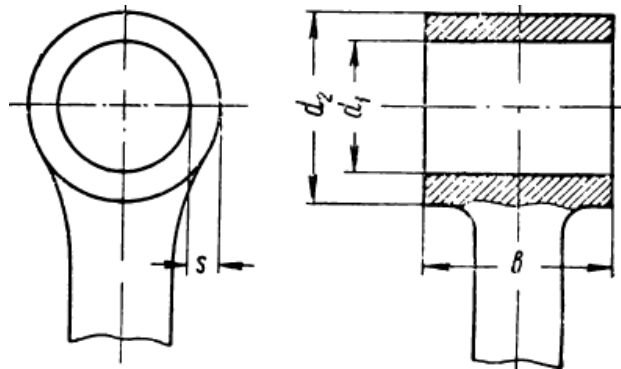


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема верхньої голівки шатуна

Значення сумарної напруги розраховується за наближеною формулою

$$\sigma_{\Sigma} = \left(\frac{0,0236C}{W} + \frac{0,5}{F} \right) P_j'', \text{ Па,}$$

де C – відстань між відповідними осями шатунних болтів, м (див. рис. 3.4); W – момент опору який взято відносно осі $y-y$; F – площа перетину, м^2 .

Допустимі напруження за умов одержання високої жорсткості не повинні перевищувати значення у 60...80 МПа.

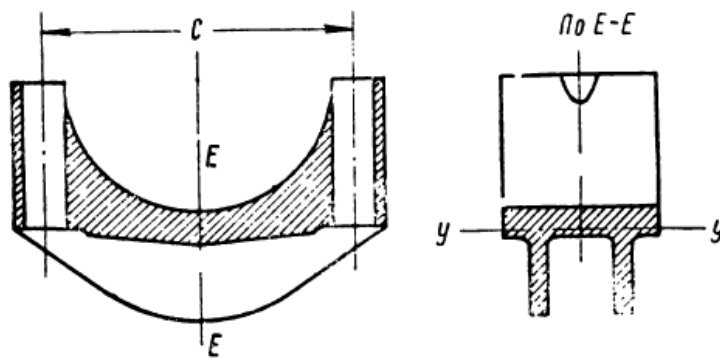


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема нижньої голівки шатуна

У випадку косого розрізу нижньої частини шатуна двигуна, сила P_j'' може бути розділена на дві складові: P_n – нормальну та P_t – сколювальну (див. рис. 3.5). Розрахункове зусилля визначається, як

$$P_3 = (1,35...1,50)P_n, \text{ Н.}$$

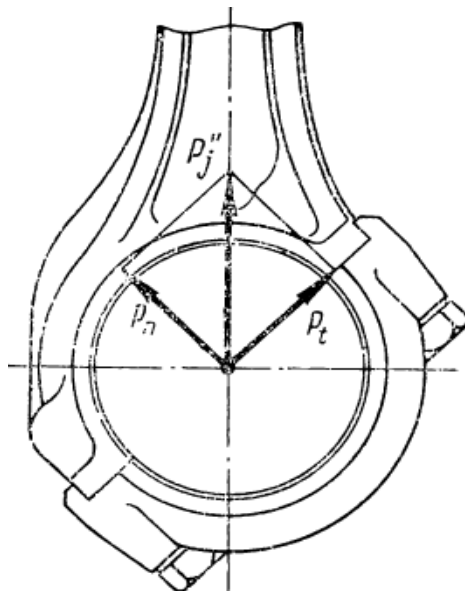


Рисунок 3.5 – Схема дії сил у разі косого розрізу нижньої головки

Отже, окрім переваг у компонованні, косий розріз шатуна дозволяє зменшити напруги розтягування болтів. У цьому випадку виникає зусилля, що зрізає, що вимагає наявності замків у половинках нижньої частини шатуна двигуна.

Таким чином, допустимі розрахункові напруження для шатунних болтів знаходяться в порівняно низьких границях: для вуглецевих марок сталей – не більше 90 МПа, а для легованих марок сталей – до 130 МПа. Як вже зазначалося, ці допустимі напруження залежать також від конструктивної форми елементів шатунного болта. Важливо звернути увагу на те, що різьблення повинно бути виконане у вигляді проточки загальною довжиною не менше $0,5 \cdot d$; воно не повинно виходити за межі гайки і має закінчуватися на відстані однієї-двох ниток від відповідної опорної поверхні. Для забезпечення більш рівномірного розподілу зусиль по витках різьби рекомендується звести нижню частину гайки кришки на конус.

Витрати на матеріали та час для виготовлення шатунних болтів є незначними, проте вихід з ладу болта, як вже згадувалося, може призвести до серйозних наслідків для двигуна. Тому під час проєктування особливу увагу приділяють конструктивному оформленню шатунного болта, вибору його матеріалу та виробничому процесу.

Вибір матеріалу для виробництва шатунних болтів в основному залежить від типу двигуна (дво- або чотиритактний). У двотактних двигунах внутрішнього зго-

ряння шатунні болти працюють в певних умовах статичного навантаження, їх основна функція полягає в забезпеченні тертя між площинами з'єднання нижньої головки шатуна двигуна. У чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння шатунні болти піддаються впливу інерційних сил, що виникають внаслідок руху поршня і шатуна, які здійснюють поступальний та обертальний рухи. Зі збільшенням швидкості обертання двигуна внутрішнього згоряння напруження в його шатунних болтах, як було зазначено раніше, зростає пропорційно до C_m^2 .

У зв'язку з наведеним, вибір матеріалу для шатунних болтів здійснюється з урахуванням швидкості обертання двигуна внутрішнього згоряння. Для двотактних та повільнохідних чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння шатунні болти зазвичай виконують з вуглецевих сталей марок 25 й 30У.

У швидкохідних чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння популярною стала сталь марки Э10, яка за ДСТУ позначається як 37ХН3А. Деякі вітчизняні підприємства використовують для шатунних болтів більш в'язку сталь марки 20ХН3А. Для шатунних болтів тракторних двигунів внутрішнього згоряння, де швидкість руху поршня не перевищує 8 м/с, застосовується сталь – 40ХН. Форму заготовки шатунного болта необхідно отримувати шляхом штампування чи кування; осадка – «наш топка» – головки шатунного болта в процесі виготовлення не допускається. Завдяки правильному підбору режиму термічної обробки можна значно змінити фізико-механічні властивості наявних сталей. Сталь, що маркується, як 37ХН3А після високого відпускання має характеристики, наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Середні фізико-механічні властивості сталі марки 37ХН3А за даними заводських її випробувань

Марка	Межа текучості сталі, МПа	Межа міцності сталі, МПа	Подовження сталі δ_5 , %	Ударна в'язкість сталі, Дж/см ²	Твердість сталі НВ	Примітка
37ХН3А	600	800	10	160	230-260	Загин зразку на 120° в холодному його стані при діаметрі оправки, яка дорівнює діаметру обраного зразка

3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64)

Розрахунок заданої конструкції шатуна на міцність суднового дизеля MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64) здійснено у середовищі програмування Math CAD. Результати розрахунку заданої конструкції шатуна на міцність подано у таблицях (див. табл. 3.7 – вихідні дані та табл. 3.8 – самі розрахунки й результати).

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку на міцність шатуна суднового дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64)

№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
Параметри дизеля			
1.	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, мм	580
2.	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	19,950
3.	Частота обертання	n , хв ⁻¹	428
4.	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	2,56045
5.	Радіус кривошипа	r , мм	320
Основні конструктивні розміри шатуна			
6.	Діаметр поршневого пальця	d_p , мм	240
7.	Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_в$, мм	272
8.	Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_н$, мм	410
9.	Довжина верхньої голівки шатуна	$l_в$, мм	260
10.	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	406
11.	Висота кришки нижньої голівки	$l_з$, мм	125
12.	Товщина стінки вкладиша	t , мм	10
13.	Відстань між шатунними болтами	$l_б$, мм	522
14.	Довжина нижньої головки шатуна	$l_н$, мм	320
15.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (зовнішній діаметр)	d_1 , мм	220
16.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (внутрішній діаметр)	d_2 , мм	16
17.	Довжина шатуна	l , мм	1416
18.	Довжина фаски вкладиша верхньої голівки шатуна	l_f , мм	2

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку на міцність шатуна суднового дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Розрахунок на міцність стрижня шатуна				
1.	Момент інерції середнього перетину стрижня	мм ⁴	$I_x = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$	$1,149 \cdot 10^8$

	жня		$I_y = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$	$1,149 \cdot 10^8$
2.	Площа середнього перетину стрижня	мм ²	$f = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^2}{4} - 3.14 \cdot \frac{(d_2)^2}{4}$	$3,779 \cdot 10^4$
3.	Напруги в площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot I^2 \right]}{I_x}$	187,770
4.	Довжина стрижня в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	мм	$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right)$	1076
5.	Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y}$	153,3434
6.	Питома вага сталі	кг/м ³	—	7850
7.	Сила інерції елементів стрижня шатуна	Н/м	$q = f \cdot 10^{-9} \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{3.14n}{30} \right)^2$	$1,905 \cdot 10^5$
8.	Максимальний момент вигину	Н·м	$M_m = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{1000} \right)^2}{16}$	$2,384 \cdot 10^4$
9.	Момент опору перерізу шатуна, відповідного максимальному моменту від згинання	м ³	$W_3 = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3 \right] \cdot 10^{-9}$	$1,044 \cdot 10^{-3}$
10.	Напруга від згинання у стрижні шатуна	МПа	$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \cdot 10^{-6}$	22,2827
11.	Сумарні умовні напруги	МПа	$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \sigma_u$	162,296

Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна

12.	Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна	мм ²	$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B$	$3,588 \cdot 10^4$
13.	Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування. Допустимі напруги розтягування складає 40 МПа.	МПа	$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b}$	18,2854
14.	Середній діаметр верхньої голівки	мм	$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2}$	341
15.	Модуль пружності легованої сталі	МПа	—	$2,1 \cdot 10^5$
16.	Момент інерції перетину верхньої голівки	мм ⁴	$I = 0.01 \cdot l_B \cdot (d_H - d_B)^3$	$6,833 \cdot 10^6$
17.	Відносна деформація верхньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I}$	$3,527 \cdot 10^{-9}$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.14.03.ПЗ

Аркуш

53

18.	Робоча довжина вкладиша	мм	$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f)$	258
19.	Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна	МПа	$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p}$	85,125
20.	Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна	см ²	$F_{\text{н}} = l_3 \frac{l_H}{100}$	400
21.	Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки	см ³	$W_H = \frac{\left(\frac{l_3}{10} \right)^2 \cdot \frac{l_H}{10}}{6}$	833,333
22.	Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску	МПа	$\sigma'_\Sigma = \left(\frac{0.0236 \cdot \frac{l_6}{10}}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot P_j \cdot \left[3.14 \cdot \frac{\left(\frac{D}{10} \right)^2}{4} \right]$	18,4474
23.	Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки	мм ⁴	$I_{\text{н}} = \frac{[l_H \cdot (l_3)^3]}{12}$	$5,208 \cdot 10^7$
24.	Відносна деформація нижньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{н}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I}$	$1,084 \cdot 10^{-9}$

3.4. Висновки до розділу

У розділі проаналізовано умови роботи, а також усі діючі навантаження шатунної групи ДВЗ. Розглянуто базові матеріали, що використовують у сучасному двигунобудіванні для їх виготовлення.

Здійснено розрахунок на міцність шатуна суднового дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64). Розрахунок заданої конструкції шатуна на міцність продемонстрував, що сумарні умовні напруги у стрижні шатуна складають 162,296 МПа, що повністю відповідає межах міцності за умов застосування легированої сталі. Відносна деформація верхньої головки шатуна дизеля 6ЧН 58/64 (L58/64) становить $3,527 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, що не перевищує норми у 0,0005 мм/мм, а відносна деформація нижньої голівки шатуна дизеля складає $1,084 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, що також входить у потрібні межі.

Таким чином, можна зробити узагальнений висновок, що усі напруги для шатуна та нижньої його кришки дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64) за заданої конструкції знаходяться у допустимих межах.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ

4.1. Правила та норми безпечного обслуговування суднових двигунів

Обслуговувати та експлуатувати суднові ДВЗ та різне допоміжне обладнання на судах можуть тільки ті люди, які досягли повноліття. Такі особи повинні бути визнані медично придатними для роботи на судні відповідною комісією. Вони мають пройти спеціальну підготовку та навчання, а також мають отримати дипломи чи свідоцтво, що дозволяють здійснювати зазначені обов'язки за певною своєю посадою. Особиста повна відповідальність за процес запобігання можливим нещасним випадкам на борту, своєчасне та об'єктивне розслідування таких нещасних випадків, ведення та облік таких випадків, розробка привентивних заходів для запобігання нещасних випадків, організація та сприяння максимально безпечним умовам роботи покладається на капітана судна або старшого механіка.

Такі особи, які мають безпосередній доступ до здійснення обслуговування ДВЗ, проходять потрібний інструктаж на своєму робочому місці щодо забезпечення якісних і безпечних методів праці. Допуск певних осіб які не отримали спеціальний інструктаж до їх робочих місць заборонено.

Сучасні ДВЗ спроектовані, виготовлені та встановлені в машинному відділенні з урахуванням їх максимальної безпечності при експлуатації, ремонтуванні та обслуговування. Однак це ні як не звільняє команду судна від необхідності чітко та не уклінно знати й обов'язково дотримуватися всіх наявних вимог техніки безпеки при експлуатації, обслуговуванні та ремонтуванні суднової енергетичної установки.

Усі необхідні та важливі інструкції з охорони праці персоналу та протипожежного захисту судна мають знаходитися в машинному відділенні судна на самому видному та доступному для команди судна місці. Капітан або старший механік зобов'язаний мати усі необхідні інструкції з ремонтування та обслуговування кожного ДВЗ, агрегату, допоміжного механізму, які включають в себе вказівки

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

та рекомендації для персоналу в усіх ймовірних виробничих ситуаціях, включаючи і нещасні випадки.

Для максимальної зручності експлуатації, обслуговування та ремонтування суднової енергетичної установки в машинному відділенні мають бути виконані достатньо широкі проходи для персоналу та оглядові майданчики, які ні в якому випадку не можна перекривати або захаращувати сторонніми і непотрібними в даний момент предметами.

Слані, оглядові майданчики, трапи та накривні решітки мають бути завжди в належному і справному технічному стані та підтримуватися в сухості й чистоті. Інструменти, які потрібні механіку для виконання робіт, повинні обов'язково завжди бути лише справними і знаходитися в спеціально для цього відведених місцях.

У машинному відділенні судна суворо забороняється складувати та зберігати зайві предмети, особисті речі та інший інвентар, які не використовуються під час експлуатації, обслуговування та ремонтування суднової енергетичної установки.

Не дозволяється після виконання робіт залишати інструменти та інші зайві предмети в проходах, на трапах, накривних решітках і особливо самому ДВЗ.

Використання персоналом несправних чи не пройшовши випробування вантажопідйомних пристроїв та механізмів, таких як, наприклад, ручні або електричні талі, домкрати тощо, суворо заборонено. Освітленість усіх приміщень та особливо зони виконання робіт людиною повинна чітко відповідати наявним вимогам Санітарних правил України. У разі, якщо трапиться вихід з ладу основних джерел освітлення на судні переносні світильники слід живити від низької напруги у 12 В.

Обертальні та рухомі поступово деталі усіх розміщених на судні механізмів (у тому числі і головного ДВЗ) слід закривати захисними кожухами (або огороженнями). Огороження та захисні кожухи, які були демонтовані для виконання працівником огляду та ремонту, необхідно по закінченню встановлювати на місце. Запуск і подальша експлуатація енергетичної установки без цього забороняється.

					КРБ.142.4227ст.25.14.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Деталі або навіть цілі елементи, які піддаються надлишковому нагріву, слід безперечно покривати тепловою ізоляцією. Будь-які встановлені під час огляду енергетичної установки дефекти в ізоляції необхідно негайно усувати, для запобігання травмування у вигляді опіків. Так, температура після ізоляції поверхонь не повина перевищувати 60°C. Елементи та частини які важко ізолювати потрібно просто огородити.

Необхідно також слідкувати та забезпечувати належний стан електричної ізоляції кабелів, електроустаткування та їх проводів. Це унеможливить ураження людини струмом, іскріння та виникнення короткого замикання.

Контрольно-вимірювальні датчики та прилади, які встановлені судні мають бути опломбовані та мати маркуванням о проходженні лабораторних випробувань.

У машинному відділені обов'язково розміщується повний комплект пожежного обладнання починаючи від ящиків з піском, лопат, ломів, відер, багрів закінчуючи обов'язково справними вогнегасниками. Усе це повинно бути у максимально доступному місці. У машинному відділені категорично заборонено зберігати легкозаймисті та вибухові речовини. Також забороняється складувати та зберігати обтиральний матеріал, наскрізь просочений паливом і маслом.

До несення ваhti у приміщенні машинного відділення судна допускаються особи які є членами екіпажу. Вони повинні бути одягненими у справний спецодяг, а усі застібки мають бути застебнутими. Потрапити у машинне відділення судна можна лише з дозволу вахтового начальника.

Підготовка судових ДВЗ до запуску, їх експлуатація та обслуговування виконуються лише за інструкціями виробника.

Для забезпечення без пекових факторів під час підготовки ДВЗ до запуску потрібно абсолютно впевнитися, що він готовий до запуску, навантаження та зміни режимів, а також зупинки чи реверсування згідно з сигналом від органів управління. Некерований ДВЗ або двигун який некоректно реагує на команди, може спричинити серйозні наслідки у вигляді аварії чи нещасних випадків. Підго-

					КРБ.142.4227см.25.14.04.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

товка ДВЗ до запуску відбувається під безпосереднім наглядом вахтового або старшого в машинному відділенні, а після ремонту двигуна – капітана судна.

Перед запуском ДВЗ важливо перевірити, чи немає зайвих предметів на самому дизелі та лінії валопроводу. Усі знайдені зайві речі, інструмент та устаткування потрібно прибрати на свої відведені місця. Перед запуском ДВЗ слід також перевірити справність та працездатність усіх запобіжних пристроїв розміщених на картерних люках та кришках робочих циліндрів двигуна, а також усіх запобіжників встановлених на насосах та трубопроводах. Перед запуском оглядаються усі кріплення захисних кожухів та огорожень.

Для уникнення можливого запуску ДВЗ з суднової рубки до завершення підготовки до пуску, обов'язково вимикають ДУ. Також перед пуском необхідно переконатися, що поблизу ДВЗ і за кормою судна та небезпечних зонах немає людей.

Перед запуском ДВЗ старший вахтовий подає команду персоналу судна – «Увага! Відійти від двигуна!».

Під час роботи ДВЗ суворо забороняється виконувати наступні дії:

- регулював і встановлювати зазори у клапанах системи газообміну;
- вручну здійснювати підкачку ручним насосом паливо до циліндра;
- відкривати оглядові люки блок-картера;
- підтягувати чи попускати різні різьбові з'єднання;
- регулювати паливоподачу форсунки, затягувати її;
- визначати на дотик руки місця витоків робочих тіл (газ, повітря, рідини);
- перевантажувати ДВЗ чи окремі циліндри понад норми;
- допускати експлуатування ДВЗ на критичних частотах;
- стояти навпроти відчинених індицувальних кранів.

Під час зупинення ДВЗ для реалізації його огляду або ремонтування необхідно перш за все відключити привід дистанційного керування. Для цього потрібно щільно закрити клапан на пусковій повітряній магістралі. У разі використання стартеру потрібно знеструмити пускову систему. Потім обов'язково потрібно увімкнути валоповоротний або гальмівний пристрій ДВЗ, відкрити індикаторні кра-

					КРБ.142.4227ст.25.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

ни (які розташовано на кришках циліндрів). Далі потрібно на ручці керування розмістити попереджувальний плакат такого змісту: «Увага! Не вмикати – працюють люди!».

Перед самим початком техогляду чи ремонту ДВЗ капітан (або старший механік) проводить роз'яснювальний інструктаж для усіх задіяних осіб. Робоче місце для цього повинно бути добре освітлене та оснащено потрібними речами (наприклад, інструментом, прокладками, пристроями тощо).

Перед самим початком розбирання двигуна чи вузла необхідно чітко переконатися, що він відключений від свого джерела живлення. Все що перевищує вагу у 50 кг слід піднімати (переміщувати) лише з використанням справних вантажопідйомних засобів (талей, кранів тощо).

Демонтовані чи навпаки підготовлені до монтажу деталі на судні розміщуються так, щоб у разі хитавиці вони не билися одна об одну та не падали на підлогу. Під час роботи на верхніх оглядових майданчиках потрібно вжити таких заходів щоб унеможливити падіння інструменту. Використання для ремонту ДВЗ несправного інструменту категорично заборонено.

Доступ людей до їх робочих місць (зон проведення робіт) повинен бути вільним та мати простір для маневрування. У випадку виконання робіт, пов'язаних з усуненням накопиченого пилу чи якихось шкідливих газів, людина має використовувати засоби індивідуального захисту. До таких засобів відносяться – окуляри, респіратори, а подекуди і протигази.

Щоб максимально запобігти можливим нещасним випадкам під час експлуатації, техогляду та ремонтуванні ДВЗ, його колінвал слід повертати лише з використанням спеціального пристрою або механізму повороту вала. Відкривати будь-які кришки картерних люків ДВЗ можна тільки після спливання 10 ... 20 хвилин після зупинення самого ДВЗ. Для перевіряння необхідного збігу болтових з'єднань фланців необхідно застосовувати оправки, а не пальці.

Відкривати різні клінкети, клапани та вентиля з використанням подовжених важелів забороняється. Технікою безпеки заборонено виконувати дії в паливних та масляних цистернах, де можуть бути наявні шкідливі для здоров'я гази чи ви-

					КРБ.142.4227см.25.14.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

паровування. Відзначимо, що ремонтувати балони високого тиску, трубопроводи та арматуру в яких залишається високий залишковий тиск суворо заборонено.

4.2. Визначення умов штучного освітлення машинного відділення

Основним завданням визначення умов штучного освітлення машинного відділення є розрахунок необхідної кількості світильників, які гарантовано забезпечать ступень освітлення на рівні норм та стандартів. Розрахунки наведено у таблиці нижче (дивися табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Визначення умов штучного освітлення машинного відділення

№ з/п	Найменування параметру	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1.	Довжина приміщення, яка розраховується	A , м	–	31,00
2.	Ширина приміщення, яка розраховується	B , м	–	28,00
3.	Площа приміщення, яка розраховується	S , м ²	$S = A \cdot B$	868,00
4.	Коефіцієнт запасу освітленості приміщення	k	–	1,50
5.	Мінімальна норма санітарно-гігієнічна освітленості	E_n , лк	–	50,00
6.	Коефіцієнт мінімальної освітленості приміщення	z	$z = E_{сеп}/E_{min}$	1,20
7.	Висота фіксації джерела світла (світильника)	H_p , м	–	5,50
8.	Коефіцієнт відбиття потоку від стелі приміщення	$\rho_{стеля}$, %	–	30,00
9.	Коефіцієнт відбиття потоку від стін приміщення	$\rho_{стіна}$, %	–	10,00
10.	Показник приміщення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,67488
11.	Коефіцієнт використання світлового потоку у приміщенні судна	η	–	0,705
12.	Потрібний світловий потік	$\sum \Phi_{л}$, лм	$\sum \Phi_{л} = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	110808,5106
13.	Світловий потік від приладу освітлення ДРЛ	$\Phi_{л}$, лм	–	18210,00
14.	Кількість ламп (округлюється до ближчого більшого значення)	N , шт.	$N = \frac{\sum \Phi_{л}}{\Phi_{л}}$	≈ 6

4.3. Висновки до розділу

У розділі докладно розглянуті базові правила та норми безпечного обслуговування суднових двигунів, а також виконано розрахунок штучного освітлення за яким встановлено, що на такій площі машинного відділення необхідно встановити шість ламп типу ДРЛ (світловий потік 18210 лм) на висоті не нижче ніж 5.5 метри від підлоги.

					<i>КРБ.142.4227см.25.14.04.ПЗ</i>	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему «Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 58/64 (MAN B&W L58/64)» має усі рекомендовані завданням розділи і креслення результатів роботи.

Розглянуто відмінні особливості конструктивного устрою суднового MAN B&W двигуна типу 6ЧН 58/64 (L58/64). Виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму, а також розрахунки кінематики і динаміки дизельного двигуна MAN B&W L58/64. Було отримано та побудовано усі потрібні графічні залежності: згорнута індикаторна діаграма $p - V/V_c$ координатах, а також діаграми у координатах $T - V/V_c$ і $T - S$; залежності кінематики $S=f(\varphi)$, $V=f(\varphi)$ та $J=f(\varphi)$ від кута п.к.в.; залежності динаміки $P_r=f(\varphi)$, $P_j=f(\varphi)$, $P_{dv}=f(\varphi)$; графіки сил $N=f(\varphi)$, $Z=f(\varphi)$ та $T=f(\varphi)$.

Проаналізовано умови роботи, а також усі діючі навантаження шатунної групи ДВЗ. Розглянуто базові матеріали, що використовують у сучасному двигунобудіванні для їх виготовлення. Здійснено розрахунок на міцність шатуна суднового дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64). Розрахунок заданої конструкції шатуна на міцність продемонстрував, що сумарні умовні напруги у стрижні шатуна складають 162,296 МПа, що повністю відповідає межах міцності за умов застосування легованої сталі. Відносна деформація верхньої головки шатуна дизеля 6ЧН 58/64 (L58/64) становить $3,527 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, що не перевищує норми у 0,0005 мм/мм, а відносна деформація нижньої голівки шатуна дизеля складає $1,084 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, що також входить у потрібні межі. За результатами розрахунку, можна зробити узагальнений висновок, що усі напруги для шатуна та нижньої його кришки дизеля фірми MAN B&W типу 6ЧН 58/64 (L58/64) за заданої конструкції знаходяться у допустимих межах.

У розділі охорони праці було розглянуті базові правила та норми безпечного обслуговування суднових двигунів, а також виконано розрахунок штучного освітлення машинного відділення.

					КРБ.142.4227ст.25.14.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.

2. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

3. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с

4. Абрамчук Ф. І., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 324 с.

5. Тимошевський Б.Г. Основи технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / Б.Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2024. – 302 с.

6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

7. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

8. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

9. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

10. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

					КРБ.142.4227см.25.14.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63