

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 40/54 (MAN 6L40/54)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



В. Ф. Ковальчук

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

Ковальчук Віктор Федорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Митрофанов О. С.

(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 Дизель прототип - 6ЧН 40/54, ефективна потужність – 4320 кВт; частота обертання валу – 514 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового двигуна 6ЧН 40/54.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна 6ЧН 40/54.

3. Розрахунок та проектування шатуну суднового двигуна 6ЧН 40/54.

4. Розробка заходів з охорони праці при експлуатації ДВЗ.

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

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 40/54.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки дизеля 6ЧН 40/54.

3. Шатун дизеля 6ЧН 40/54.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Митрофанов О. С., 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

_____ /В. Ф. Ковальчук /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Робота «*Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)*» присвячена розрахунку основних параметрів суднового двигуна, а також конструюванню елементів його шатунної групи.

У роботі наведено загальну конструкцію двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) та його складових частин.

Виконано розрахунок робочого циклу, а також кінематичний та динамічний. Визначено та побудовано ряд залежностей змінення параметрів робочого тіла та діючих сил.

Розглянуто навантаження, що діють на елементи шатунної групи при роботі у складі кривошипно-шатунного механізму двигуна. Подано перелік матеріалів для виготовлення деталей шатунної групи та проаналізовано їх властивості в залежності від технологічних процесів виготовлення шатунів. Виконано розрахунок на міцність елементів шатунної групи двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54).

Розглянуто основні положення з техніки безпеки та охорони праці персоналу судна при виконанні робіт з експлуатації, обслуговування та ремонту енергетичної установки та іншого допоміжного обладнання судна. Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинно-котельного відділення.

Робота виконана українською мовою та містить 60 аркушів розрахунково-пояснювальної записки та три додатки (графічна частина).

Ключові слова: дизельний середньообертовий двигун; робочий цикл; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; шатунна група; шатун.

					КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The paper «*Calculation of the 6CHN 40/54 (MAN 6L40/54) marine engine*» is devoted to the calculation of the main parameters of the marine engine, as well as the design of its connecting rod group elements.

The paper presents the general design of the 6CHN 40/54 (MAN 6L40/54) engine and its components.

The working cycle is calculated, as well as the kinematic and dynamic ones. A number of dependencies of changes in the parameters of the working body and acting forces have been determined and constructed.

The loads acting on the elements of the connecting rod group when operating as part of the crank mechanism of the engine are considered. The list of materials for the manufacture of connecting rod group parts is presented and their properties are analysed depending on the technological processes of connecting rod manufacturing. The strength calculation of the connecting rod group elements of the 6CHN 40/54 engine (MAN 6L40/54) is carried out.

The main provisions on safety and labour protection of ship personnel during the operation, maintenance and repair of the power plant and other auxiliary equipment of the ship are considered. The calculation of artificial lighting in the engine room and boiler room is carried out.

The work is written in Ukrainian and contains 60 sheets of calculation and explanatory notes and three appendices (graphic part).

Key words: medium-speed diesel engine; duty cycle; dynamic calculation; kinematic calculation; connecting rod group; connecting rod.

					КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА	
6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)	
1.1. Конструктивні особливості дизеля 6ЧН 40/54.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ	
ДВИГУНА MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми дви- гуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54).....	18
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54).....	28
2.3. Висновок до розділу.....	39
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА	
СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)	
3.1. Призначення та умови роботи шатунів.....	40
3.2. Методи підвищення несучої здатності шатунів, матеріали шатунів.....	44
3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)....	48
3.4. Висновок до розділу.....	52
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ	
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ	
4.1. Основні положення з техніки безпеки та охорони праці персоналу судна.....	53
4.2. Розрахунок штучного освітлення	57
4.3. Висновок до розділу.....	58
ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	60

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 40/54

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Шатуна дизеля 6ЧН 40/54

					<i>КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одним із головних та пріоритетних завдань розвитку морського флоту України є забезпечення збільшення ефективної потужності, максимальне підвищення надійності й довговічності, а також, безперечно, покращення паливної економічності суднових ДВЗ.

Це завдання тісно пов'язане з процесом вдосконалення конструкції самого двигуна, його робочим процесом та безперечно якості експлуатування у складі суднової енергетичної установки. Все це в свою чергу, тісно пов'язано з якістю та рівнем технічної підготовки інженерних кадрів, а також обслуговуючого персоналу судна.

На досить сучасних промислових морських та річкових суднах широко застосовуються потужні середньо обертові та малообертові (двотактні) високо форсовані дизельні двигуни світових та вітчизняних виробників.

Розвиток сучасних суднових енергетичних установок в яких застосовано дизельні двигуни спрямований перш за все на їх паливну економічність та зниження викидів шкідливих компонентів з відпрацьованими газами (ВГ). Для цього впроваджуються нові інноваційні підходи щодо проектування дизелів, а також широко використовується електронне керування двигуном, паливною системою тощо. Все це сприяє підвищенню ефективності не тільки двигуна але і всієї енергетичної установки судна.

					<i>КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА

6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

1.1. Конструктивні особливості дизеля 6ЧН 40/54

Серія двигунів L40/54 (табл. 1.1) розроблена для використання в якості основних суднових двигунів і охоплює потужності від 4200 до 19000 кВт (рис. 1.1). Двигуни L40/54 оснащені турбонаддувом, працюють при постійному тиску ($P = \text{const}$) і можуть використовувати важкі пального з в'язкістю до 700 сСт.

Таблиця 1.1 – Базові технічні характеристики модельного ряду двигунів L40/54

Параметр	Розмірність	Величина
Циліндрова потужність	кВт	720
Кількість циліндрів	шт.	6
Діаметр робочого циліндра	мм	400
Хід поршня	мм	540
Частота обертання	хв ⁻¹	550/514
Середня швидкість поршня	м/с	9,9/9,25
Середній ефективний тиск	МПа	2,32/2,48
Питома ефективна витрата палива	г/(кВт·год)	181

У сімействі дизельних двигунів L40/54 (див. рис. 1.2) використовуються практично однакові конструктивні рішення. Ось двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) виконаний у вигляді моноблока, що поєднує станину і блок циліндрів. Завдяки анкерним зв'язкам і довгим шпилькам, які кріплять кришки робочих циліндрів, двигун звільнений від розтягувальних навантажень і деформацій. Кришки закріплюються гайками під потужною проміжною полицею остова. Перевага довгих шпильок полягає в тому, що під час зняття кришки їх можна опустити вниз, що дозволяє демонтувати кришку шляхом бокового зсуву. Це забезпечує економію в монтажній висоті над двигуном. Хороша стійкість остова до деформацій досягається завдяки комбінації анкерних зв'язків і поперечних болтів у зоні розташування кришок рамкових підшипників.

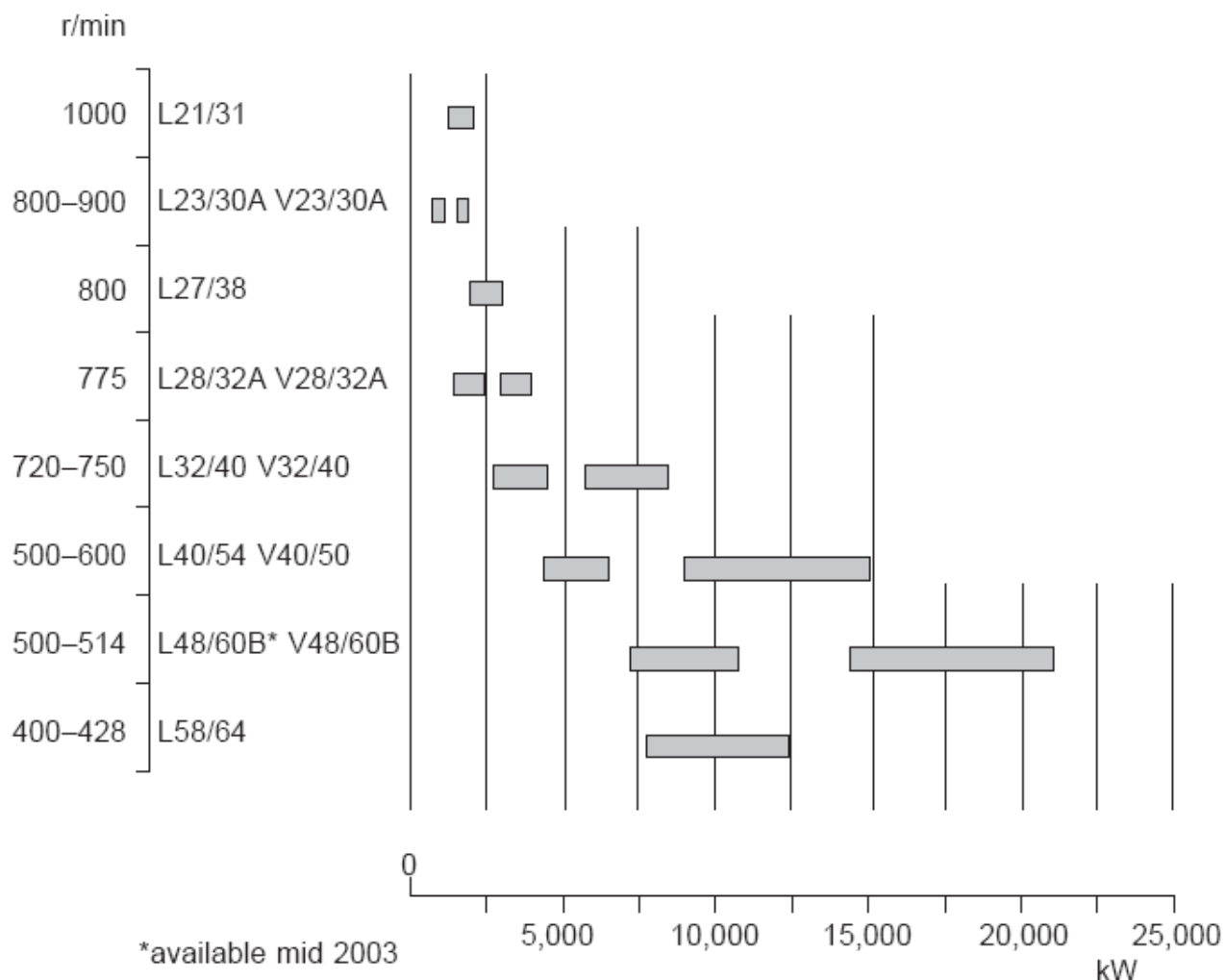


Рисунок 1.1 – Ряд середньообертових суднових дизелів MAN B&W

Кришки підшипників можна зняти, відкрутивши гайки анкерних зв'язків. Цю можливість підтягування або ослаблення гайок можна використовувати для регулювання лінії вала.

Втулки циліндрів встановлюються на високі сорочки, які розташовані над блоком. Охолодження втулок відбувається лише в зоні сорочок, тоді як їх нижня частина не охолоджується.

Індивідуальні сорочки на двигуні та товсті стінки втулок робочих циліндрів забезпечують мінімальну деформацію поверхні дзеркала робочого циліндра, що дозволяє зменшити зазори між поршнем дизеля та циліндром. Така конструкція з товстими стінками робочого циліндра запобігає вібраціям циліндрової втулки та

її кавітаційному руйнуванню. Найінтенсивніше охолодження втулки відбувається в верхній частині, в зоні, де встановлюється вогневе кільце (див. рис. 1.3).

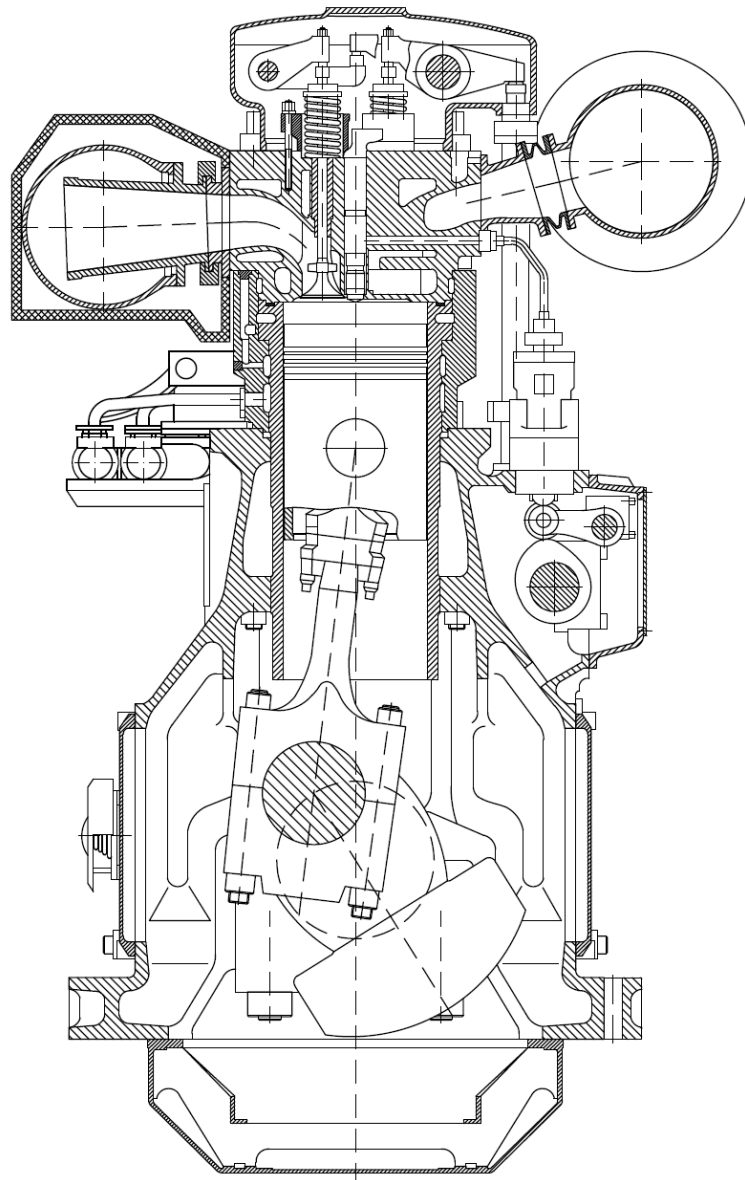


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз суднового двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Змащування робочих циліндрів дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) здійснюється через лубрикатори, які підключені до спеціально виконаних свердлень. Вихід змащувальної системи на робочу поверхню розташований приблизно між першим і другим компресійними кільцями, коли поршень знаходиться в верхній мертвій точці (НМТ). Окреме змащування циліндрів цього дизеля необхідне для зменшення зносу циліндро-поршневої групи (ЦПГ), що викликаний згорянням важких видів пального.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

11

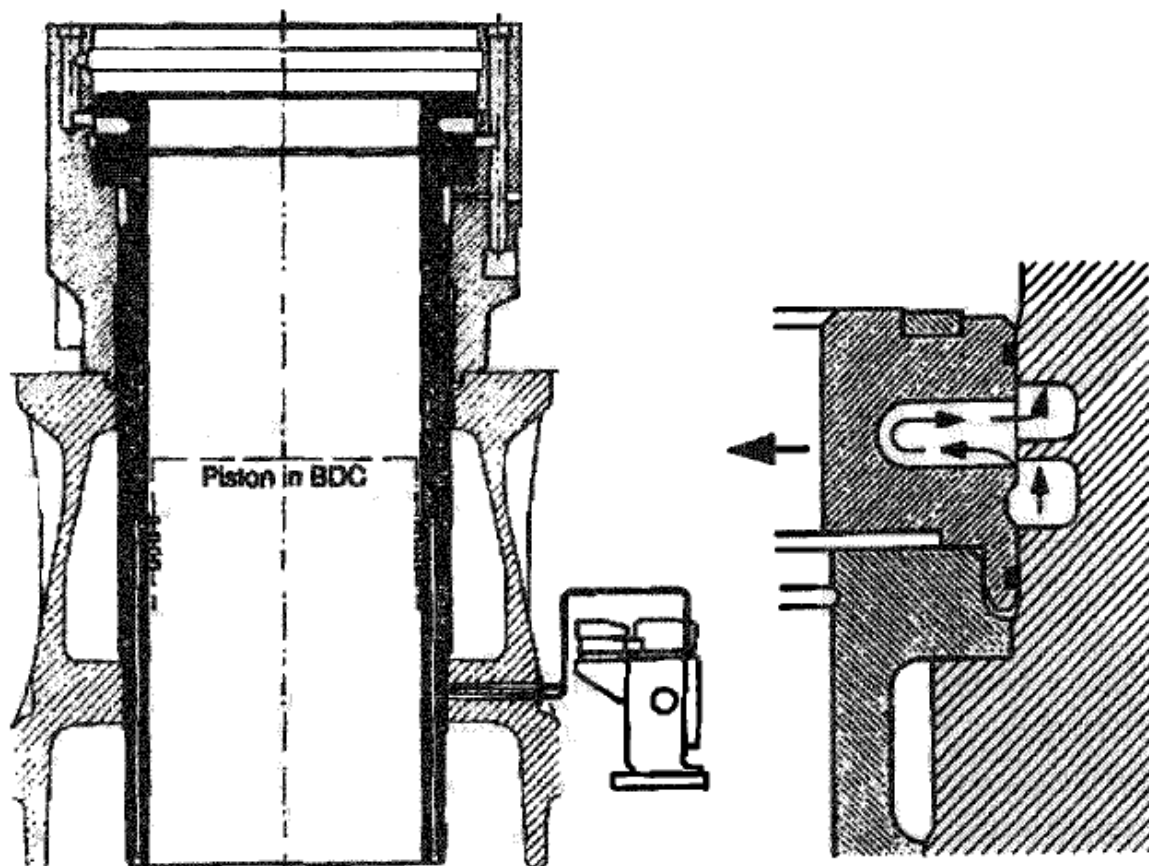


Рисунок 1.3 – Конструкція робочого циліндру дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Шатун (див. рис. 1.4) дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) має роз'єм у верхній частині стрижня, що зменшує монтажну висоту двигуна. Це також дозволяє виймати поршень без розбирання нижньої частини шатуна (див. рис. 1.5), що, в свою чергу, запобігає пошкодженню підшипників через можливі помилки при їх повторному складанні, що, на жаль, трапляється досить часто.

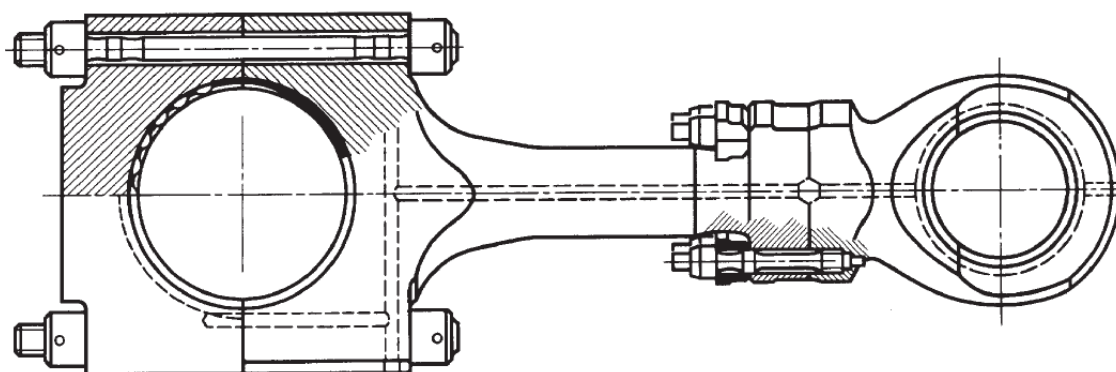


Рисунок 1.4 – Шатун дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

12



Рисунок 1.5 – Демонтаж шатуна дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Кришка циліндра (див. рис. 1.6) має подвійне днище: тонке вогневе днище, яке зменшує температурні напруження, та товсте днище, розташоване вище, що знижує механічні навантаження під впливом високого тиску газів. У двигуні 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) вихлопні клапани розміщені в охолоджуваному корпусі (див. рис. 1.7). Для їх обертання вихлопні клапани оснащені пропелерами.

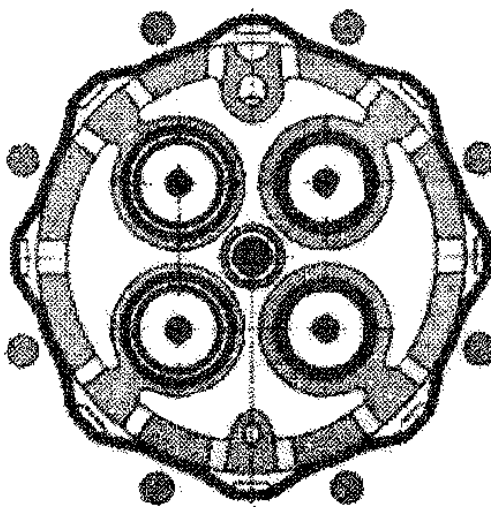


Рисунок 1.6 – Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

13

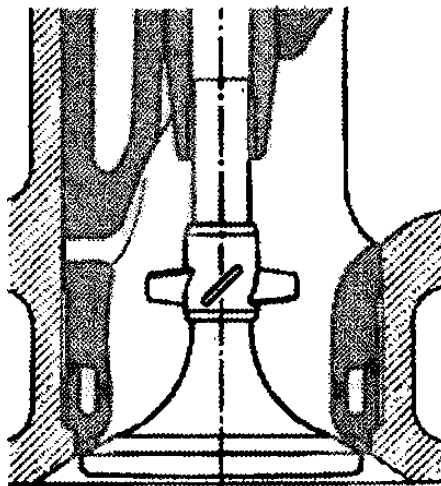


Рисунок 1.7 – Випускний клапан дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Поршень дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) є складовим елементом, виготовленим з кованої сталі для головки та кованого алюмінію для спідниці (див. рис. 1.8). Охолодження головки відбувається за рахунок масла, яке надходить через стрижень шатуна до верхньої головки, а звідти, через підпружинений грибок (див. рис. 1.8), потрапляє в охолоджуваний простір поршня. Ступінчаста конструкція поршня в поєднанні з вогневим поясом втулки допомагає запобігти накопиченню продуктів згоряння та нагару в зоні головки, а також уникнути утворення плям засвічення на дзеркалі втулки (дзеркальний блиск), зменшуючи знос і знижуючи витрату масла.

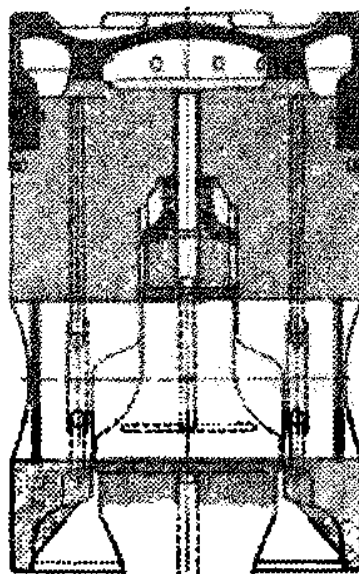


Рисунок 1.8 – Устрій поршня та його охолодження двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

14

Відмінною рисою паливної системи дизеля 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) є внесені зміни до профілю регулювальних крайок плунжерної пари. Регулювання подачі здійснюється як на початку, так і в кінці, але завдяки збільшенню нахилу верхньої крайки та зменшенню нахилу нижньої, кількість впорскуваного пального в основному змінюється за рахунок більш різкої зміни кута випередження.

Головна суть полягає в тому, що при зменшенні подачі від повної активний хід плунжера переміщується в зону з крутішим профілем паливного кулачка.

Це призводить до інтенсифікації подачі палива, що характеризується зростанням швидкості подачі та тисків уприскування. Результат – двигун переходить на більш високі тиски згоряння і, як наслідок, – на більш економічну роботу.

У розпилювачі форсунки значно зменшено камеру під конусом голки (перед сопловими отворами), яка негативно впливала на розпилення на початковій стадії та сприяла підтікання пального в кінці. Після усунення цієї камери димність вихлопу на навантаженні 10% зменшилася на 10%, а на холостому ході – на 18% (рис. 1.9).

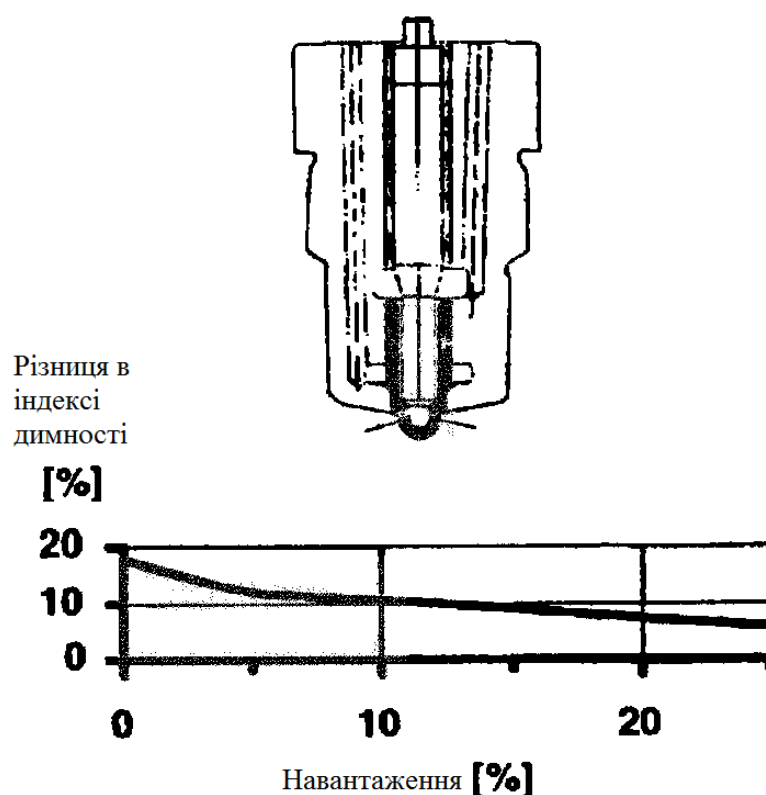


Рисунок 1.8 – Устрій розпилювача двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

Для зниження температури згоряння та зменшення утворення NO_x було застосовано «Мюллер-процес», який передбачає більш раннє закриття впускних клапанів. Цей підхід також спрямований на зменшення теплових і механічних навантажень, які зазвичай різко зростають із підвищенням питомої потужності. Метод добре відомий інженерам-розробникам двигунів як спосіб зниження витрат пального. Однак, на відміну від звичайного робочого процесу, Мюллер-процес вимагає використання більш ефективних газотурбонагнітачів, які забезпечують вищі тиски наддуву. Іншими словами, погіршення заповнення циліндрів повітрям через більш раннє закриття впускних клапанів має компенсуватися збільшенням заряду завдяки підвищенню тиску наддуву. Це призводить до зменшення витрат ходу поршня та відповідного збільшення ступеня стиснення в циліндрах. В результаті ступінь стиснення підвищився з 14,4 до 15,3, що сприяло збільшенню максимального тиску в циліндрі та покращенню економічності циклу.

Для зменшення утворення сажі у вихлопних газах, особливо при часткових навантаженнях, було збільшено подачу пального та підвищено максимальний тиск уприскування з 1300 до 1600 бар. Однак це призвело до підвищення максимальних температур циклу та збільшення викидів NO_x . Зменшення NO_x вдалося досягти шляхом зменшення кута випередження, що перенесло згоряння на лінію розширення. Проте цей підхід знизив тиск P_z , підвищив витрату пального та збільшив вміст твердих частинок (сажі) у вихлопних газах. Конструктори знайшли компромісне рішення, завдяки якому витрата пального не лише не зросла, а зменшилася на 7 г/(кВт·год). В результаті всіх цих змін робочий цикл став ближчим до циклу зі згорянням при постійному тиску ($P = \text{const}$). Проте, незважаючи на це, тиск циклу зріс до 200 бар, що вимагало посилення ряду конструктивних елементів та використання більш міцних матеріалів.

Удосконалення турбонаддува здійснювалося шляхом заміни газотурбінного компресора (ГТК) NA/S на новий аксіальний ГТК серії TCA, який має вищу продуктивність і ступінь підвищення тиску, а також високий коефіцієнт корисної дії (ККД) в усіх робочих режимах. Важливо зазначити, що у цього ГТК зона пом-

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пажу віддалена від робочих режимів, що забезпечує кращу продувку циліндрів. Тиск наддуву при повному навантаженні становить 2,6 бар, а питома витрата повітря досягає 8,9 г/(кВт·год), що є значним показником для 4-тактних двигунів цього класу.

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньобертовий дизель 6ЧН 40/54 (6L40/54) розроблений та виготовлений всесвітньо відомою двигунобудівною компанією MAN є сучасним, економічним та досить надійним дизелем, який відповідає потребам щодо його застосування на морських судах.

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ
ДВИГУНА MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Тепловий розрахунок робочого циклу ДВЗ виконується з метою визначення основних параметрів та показників робочого процесу.

Розрахунковий цикл Гриневецького-Мазінга розроблений на основі термодинамічного циклу, але з урахуванням певної низки особливостей, властивих реальному циклу, а саме:

- робочим тілом у циліндрі є суміш повітря і продуктом горіння палива, що складається з вуглецю, водню, сірки, залишкової води;
- процеси наповнення робочого циліндра свіжим зарядом і випуску з робочого циліндра відпрацьованих газів (ВГ) безпосередньо не розраховують, але вплив газообміну у ДВЗ на робочий процес ураховують введенням поправочних коефіцієнтів;
- процеси стиснення, горіння та розширення відбуваються за незмінної кількості робочого тіла у циліндрі (витоками газу з робочого циліндра через нещільності поршневих кілець нехтують);
- збільшення маси заряду в робочого циліндрі двигуна в результаті подачі циклової порції палива не враховується;
- лінію горіння на індикаторній діаграмі не розраховують, а просто замінюють двома ділянками підведення теплоти за постійного об'єму та постійного тиску, як у термодинамічному процесі;
- теплообмін газів зі стінками циліндрів, зміну хімічного та мольного складу робочого тіла, неповноту згоряння палива, а також протікання процесів горіння в часі враховують коефіцієнтами використання теплоти під час згоряння, часткою згорілого палива до даного моменту процесу, коефіцієнтами молекулярної зміни;

- процеси стиснення і розширення вважаються політропними з різними за величиною, але з постійними на своїх ділянках показниками;
- теплоємність робочого тіла вважається такою, що залежить від його хімічного складу і температури, але визначається для окремих ділянок робочого циклу
- досконалість робочого циклу оцінюється величиною індикаторного коефіцієнта корисної дії та питомою роботою.

З метою підвищення точності оцінки адіабатного теплоперепаду в турбінах турбокомпресорів враховують змінність теплоємності газу під час розширення в турбінах, а також вводять розрахункову оцінку показника адіабати. Ці зміни в алгоритмі доцільні під час розрахунку сучасних двигунів із високим тиском наддуву та значною потужністю турбін турбокомпресорів.

Розрахунок робочого циклу дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за розрахунковим циклом Гриневецького-Мазінга здійснюється у програмному середовищі – Matcad, що дає змогу у програмі організувати низку циклів лічби, які забезпечують автоматичне коригування деяких вихідних даних. Вихідні дані для виконання розрахунків за методикою Гриневецького-Мазінга представлені у табл. 2.1. Таблиця заповнювалася виходячи з завдання на кваліфікаційну роботу, літературних джерел, а також паспортних даних самого дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54).

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для моделювання циклу дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	4320,0
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	514,0
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,101300
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,0
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,400
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,060
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0210
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,930
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,960
10	Ступінь стиску	ε	15
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,250
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,0
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0,0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,990

15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,9180
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,840
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,0040
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,920
19	Температура залишкових газів	T_r , К	780,0
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	42700,00
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c , м	0,400
24	Хід поршня	S , м	0,540
25	Коефіцієнт тактності	z	0,50
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,3280
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,40
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,830
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,940
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300,0
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,8158

Розрахунок процесу наповнення, дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.2. Під час даного процесу відбувається наповнення циліндру повітрям, а сам процес у моделі характеризується коефіцієнтом наповнення та параметрами робочого тіла (тиск та температура) у характерній точці кінця процесу наповнення – a .

Таблиця 2.2 – Процес наповнення дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k , К	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	468,67700
2	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	313,49400
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	342,67800
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s , МПа	$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,3960010
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a , МПа	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,3880010
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,9410101

Розрахунок процесу стиснення, дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.3. Під час даного процесу відбувається стиснення повітряного заряду при русі поршня від НМТ до ВМТ. Процес у моделі характеризується середнім показником політропи та параметрами робочого тіла (тиск та температура) у характерній точці кінця процесу стиснення – с.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	c'_v , кДж/(кмоль·К)	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	–
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря й ВГ на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002510002; a_{vc} = 19,2710010$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,3630010
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	15,5370010
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	914,63100

Розрахунок згоряння, дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.4. Під час даного, найбільш складного для математичного опису, процесу відбувається вивільнення енергії, що міститься у паливі. Процес у моделі характеризується дійсним коефіцієнтом молекулярної зміни, кількістю повітря потрібного для згоряння та параметрами робочого тіла (тиск та температура) у характерній точці максимуму процесу згоряння – z.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,15200
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,02750018
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,02690105
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,9690021
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,0260010
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)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c''_o}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,78177002123; b_z = 0,0029700120$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b	c''_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_o}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,797831012; b_b = 0,00298902310$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1830,765
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	19,42101

Розрахунок робочого ходу (процесу розширення), дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.5. Під час даного процесу відбувається зниження температури та тиску газів у циліндрі, а поршень рухається від ВМТ до НМТ. Процес у моделі характеризується ступенями попереднього та подальшого розширення, показником політропи розширення та параметрами робочого тіла (тиск та температу-

ра) у характерній точці кінця процесу розширення (фактично момент відкриття органів газообміну) – b .

Таблиця 2.5 – Робочій хід дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,643028
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,129005
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,283004
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	978,6270
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,13701

Розрахунок індикаторних та ефективних показників дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,72400
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,696027
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,16600
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,509001
5	Середній ефективний тиск	P_e, MPa	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,4750
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,467001

7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,18040
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	4320,093
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,0020

Розрахунок балансу параметрів турбокомпресора та визначення дійсного ступеня підвищення тиску P_k дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), виконується у програмному середовищі Matcad, а результати представлені у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу параметрів турбокомпресора та визначення дійсного ступеня підвищення тиску P_k дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G_{\text{www}} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	7,655002
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	7,871003
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,3260203
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	742,93602
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,18400
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,44810
7	Показник адиабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,378001
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	P_k	$P_k = 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}}$	3,9490
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,40001
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,013010

За даними таблиць 2.2–2.7 розраховується та будується згорнута індикаторна діаграма дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) – рис. 2.1. Вихідні дані та результати розрахунків наведено у табл. 2.8 та 2.9 відповідно. Координати точок, що наведено у табл. 2.9 отримано за допомогою використання рівнянь: $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$, $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$.

Таблиця 2.8 – Вихідні дані діаграми дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

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
0,326	0,388	0,396	0,4	1,137	15,537	19,421	1,363	1,283	1,643	9,129	15

Таблиця 2.9 – Координат точок діаграми дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$P_{стис.}$, МПа	$P_{розш.}$, МПа
1	1	15,537	19,421
2	1,643	7,896837	19,421
3	2,346	4,859707	12,29713
4	3,049	3,399857	8,785381
5	3,752	2,5624	6,732175
6	4,455	2,027625	5,400861
7	5,158	1,660562	4,475288
8	5,861	1,395153	3,798629
9	6,564	1,195546	3,284788
10	7,267	1,040735	2,882809
11	7,97	0,917655	2,560729
12	8,673	0,817791	2,297541
13	9,376	0,735372	2,078912
14	10,079	0,66636	1,894742
15	10,782	0,607852	1,737726
16	11,485	0,55771	1,602457
17	12,188	0,514329	1,484852
18	12,891	0,476482	1,381774
19	13,594	0,443215	1,290773
20	14,297	0,413779	1,209916
21	15	0,387574	1,137652

За даними таблиць 2.2–2.7 розраховується та будується індикаторна діаграма ($T-V/V_c$ координатах) дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) – рис. 2.2. Вихідні дані та

результати розрахунків наведено у табл. 2.10 та 2.11 відповідно. Координати точок, що наведено у табл. 2.11 отримано за допомогою використання рівнянь:

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}, \quad T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad T_y = T_c \lambda.$$

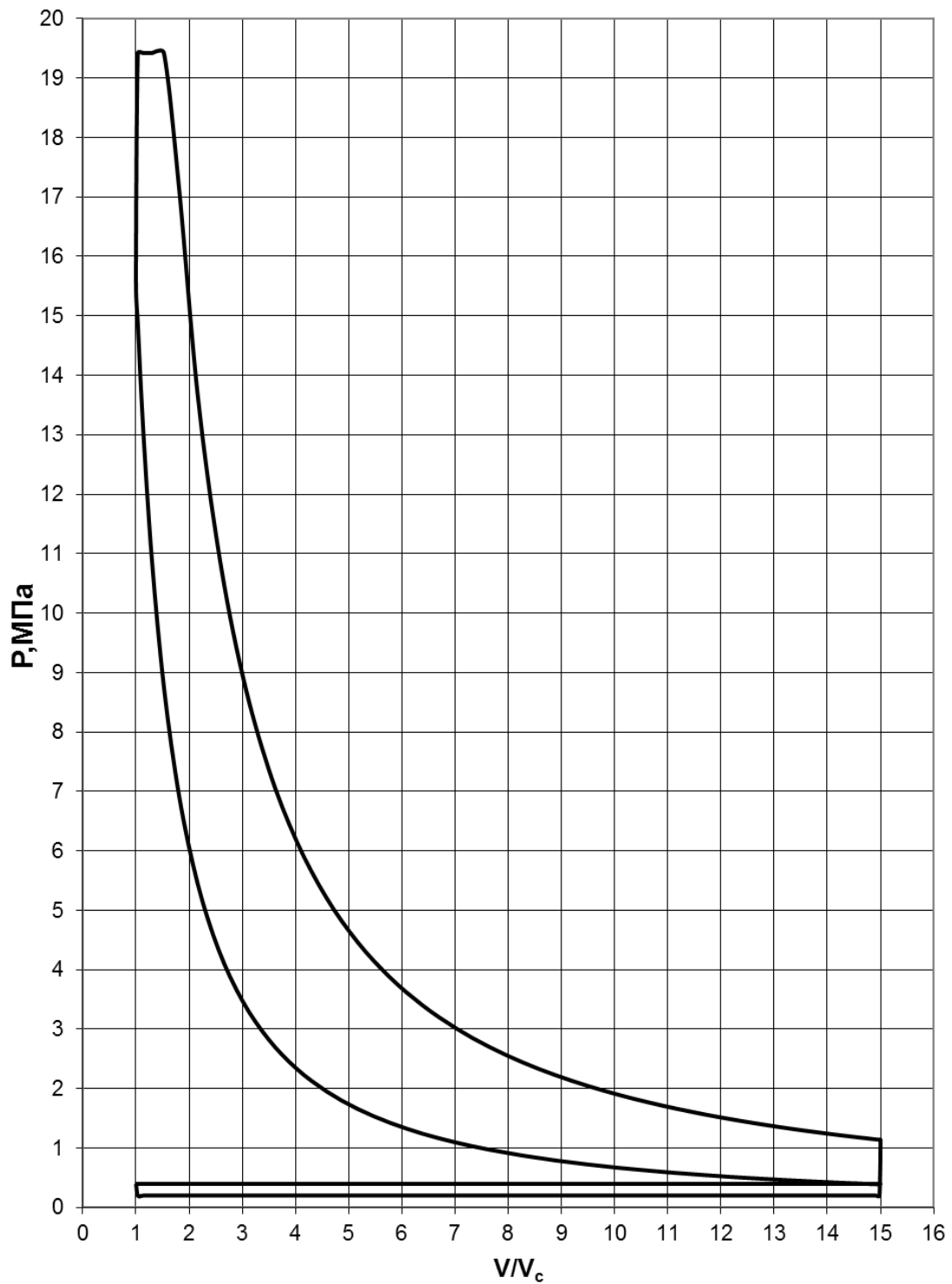


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ

Аркуш

26

Таблиця 2.10 – Вихідні дані діаграми дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

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
742,938	342,678	313,494	468,677	978,627	914,631	1830,765	1,250

Таблиця 2.11 – Координат точок діаграми дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}, K$	$T_{розш}, K$
1	1	914,631	1143,289
2	1,643	763,7821	1830,765
3	2,346	671,1458	1655,218
4	3,049	610,2345	1536,885
5	3,752	565,9636	1449,244
6	4,455	531,7582	1380,493
7	5,158	504,2143	1324,42
8	5,861	481,3624	1277,386
9	6,564	461,9699	1237,084
10	7,267	445,2193	1201,972
11	7,97	430,543	1170,969
12	8,673	417,5327	1143,289
13	9,376	405,8855	1118,348
14	10,079	395,3715	1095,698
15	10,782	385,8123	1074,989
16	11,485	377,0669	1055,944
17	12,188	369,0222	1038,339
18	12,891	361,5862	1021,991
19	13,594	354,6834	1006,748
20	14,297	348,2507	992,4845
21	15	342,2353	979,0936

За даними таблиць 2.2–2.7 розраховується та будується індикаторна діаграма (T – S координатах) дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) – рис. 2.3. Координати точок отримано за допомогою використання рівняння ентропії:

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

Адаптувавши представлене вище рівняння щодо кожного процесу матимемо:

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

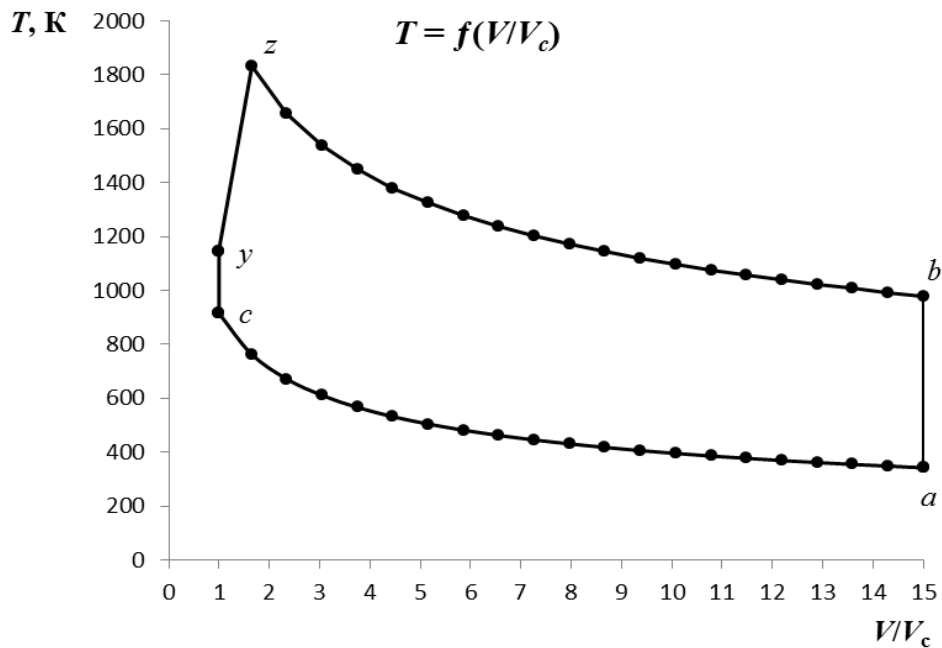


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) у координатах $T-V/V_c$

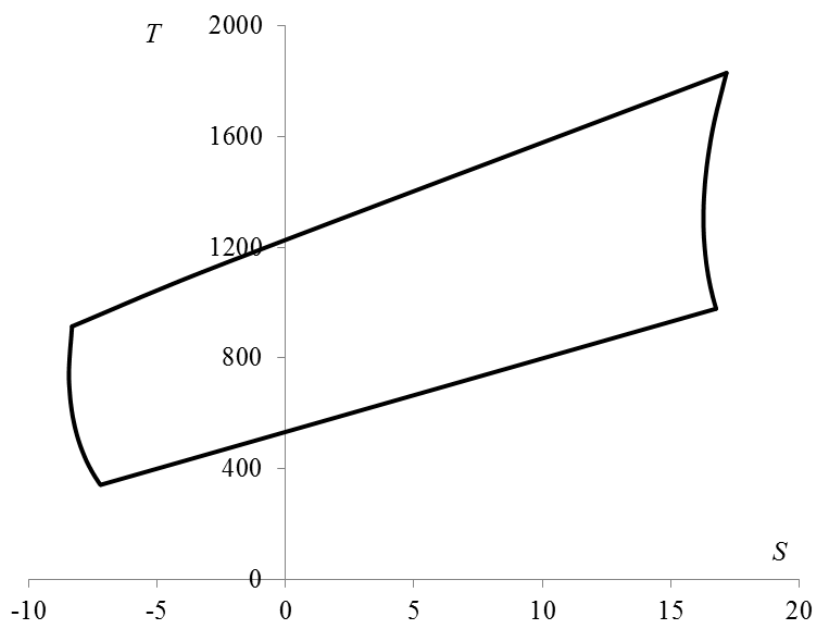


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) у координатах $T-S$

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Розрахунок кінематики дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) полягає у встановленні залежностей (рис. 2.4):

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

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

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

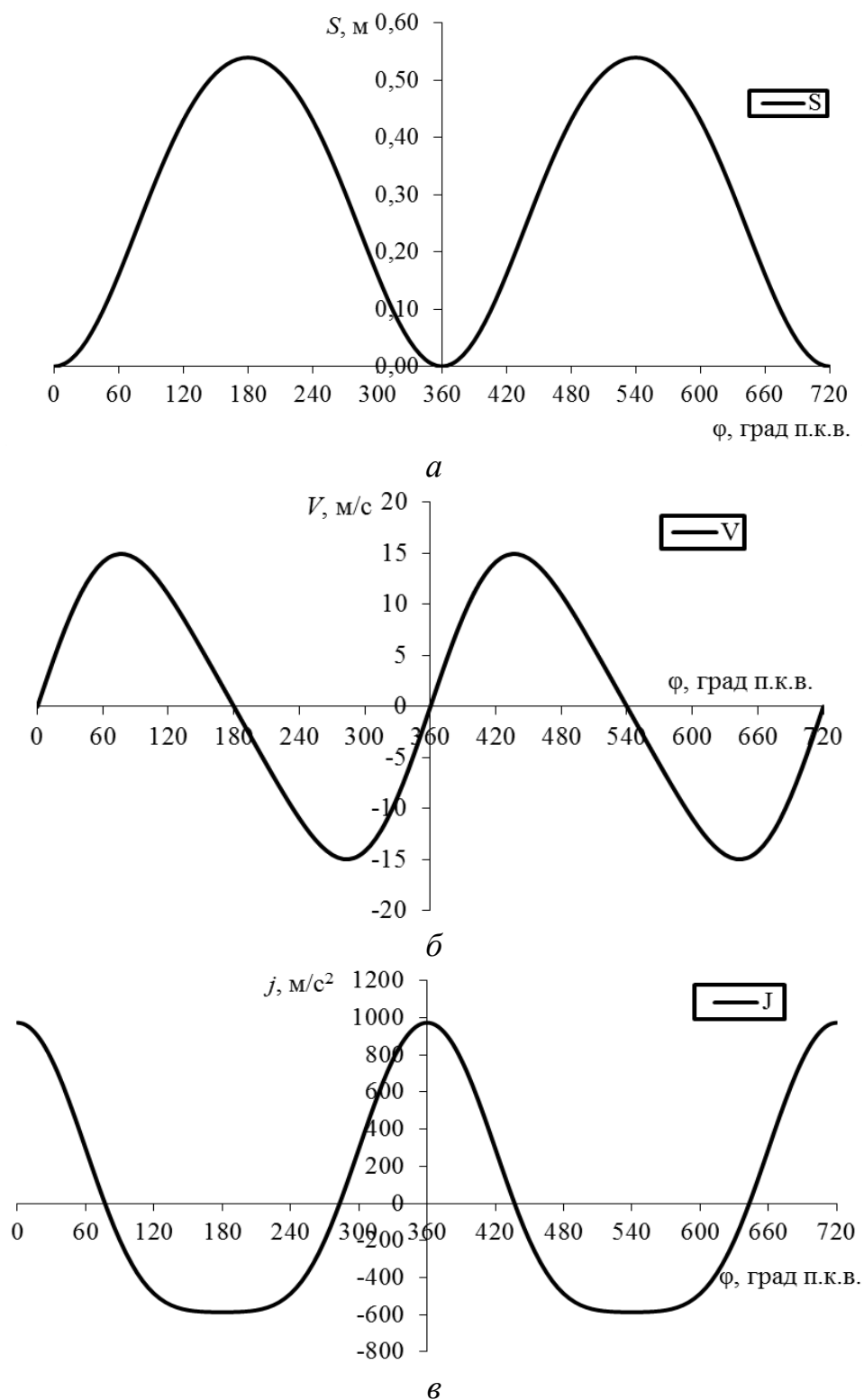


Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54):

$a - S(\varphi)$; $б - V(\varphi)$; $в - J(\varphi)$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ

Аркуш

29

Координати представлених вище на рис. 2.4 залежностей $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ та $J(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) подано у таблиці 2.12.

Таблиця 2.12 – Координат залежностей $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ та $J(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	973,946
5	0,001	1,579	968,167
10	0,005	3,139	950,924
15	0,011	4,662	922,493
20	0,020	6,131	883,336
25	0,031	7,527	834,091
30	0,045	8,835	775,570
35	0,060	10,042	708,747
40	0,077	11,133	634,743
45	0,096	12,100	554,810
50	0,116	12,932	470,308
55	0,138	13,625	382,671
60	0,161	14,173	293,376
65	0,184	14,576	203,899
70	0,208	14,834	115,678
75	0,232	14,951	30,061
80	0,256	14,932	-51,732
85	0,280	14,783	-128,648
90	0,304	14,515	-199,834
95	0,328	14,135	-264,658
100	0,350	13,656	-322,716
105	0,372	13,089	-373,836
110	0,393	12,444	-418,058
115	0,412	11,733	-455,613
120	0,431	10,967	-486,893
125	0,448	10,155	-512,417
130	0,464	9,305	-532,787
135	0,478	8,427	-548,657
140	0,491	7,526	-560,699
145	0,502	6,609	-569,571
150	0,512	5,679	-575,896
155	0,521	4,742	-580,237
160	0,528	3,798	-583,091
165	0,533	2,851	-584,871
170	0,537	1,902	-585,907
175	0,539	0,951	-586,433
180	0,540	0,000	-586,592
185	0,539	-0,951	-586,433
190	0,537	-1,902	-585,907
195	0,533	-2,851	-584,871
200	0,528	-3,798	-583,091
205	0,521	-4,742	-580,237
210	0,512	-5,679	-575,896
215	0,502	-6,609	-569,571
220	0,491	-7,526	-560,699
225	0,478	-8,427	-548,657
230	0,464	-9,305	-532,787
235	0,448	-10,155	-512,417
240	0,431	-10,967	-486,893

245	0,412	-11,733	-455,613
250	0,393	-12,444	-418,058
255	0,372	-13,089	-373,836
260	0,350	-13,656	-322,716
265	0,328	-14,135	-264,658
270	0,304	-14,515	-199,834
275	0,280	-14,783	-128,648
280	0,256	-14,932	-51,732
285	0,232	-14,951	30,061
290	0,208	-14,834	115,678
295	0,184	-14,576	203,899
300	0,161	-14,173	293,376
305	0,138	-13,625	382,671
310	0,116	-12,932	470,308
315	0,096	-12,100	554,810
320	0,077	-11,133	634,743
325	0,060	-10,042	708,747
330	0,045	-8,835	775,570
335	0,031	-7,527	834,091
340	0,020	-6,131	883,336
345	0,011	-4,662	922,493
350	0,005	-3,139	950,924
355	0,001	-1,579	968,167
360	0,000	0,000	973,946
365	0,001	1,579	968,167
370	0,005	3,139	950,924
375	0,011	4,662	922,493
380	0,020	6,131	883,336
385	0,031	7,527	834,091
390	0,045	8,835	775,570
395	0,060	10,042	708,747
400	0,077	11,133	634,743
405	0,096	12,100	554,810
410	0,116	12,932	470,308
415	0,138	13,625	382,671
420	0,161	14,173	293,376
425	0,184	14,576	203,899
430	0,208	14,834	115,678
435	0,232	14,951	30,061
440	0,256	14,932	-51,732
445	0,280	14,783	-128,648
450	0,304	14,515	-199,834
455	0,328	14,135	-264,658
460	0,350	13,656	-322,716
465	0,372	13,089	-373,836
470	0,393	12,444	-418,058
475	0,412	11,733	-455,613
480	0,431	10,967	-486,893
485	0,448	10,155	-512,417
490	0,464	9,305	-532,787
495	0,478	8,427	-548,657
500	0,491	7,526	-560,699
505	0,502	6,609	-569,571
510	0,512	5,679	-575,896
515	0,521	4,742	-580,237
520	0,528	3,798	-583,091
525	0,533	2,851	-584,871
530	0,537	1,902	-585,907
535	0,539	0,951	-586,433
540	0,540	0,000	-586,592

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ

Аркуш

31

545	0,539	-0,951	-586,433
550	0,537	-1,902	-585,907
555	0,533	-2,851	-584,871
560	0,528	-3,798	-583,091
565	0,521	-4,742	-580,237
570	0,512	-5,679	-575,896
575	0,502	-6,609	-569,571
580	0,491	-7,526	-560,699
585	0,478	-8,427	-548,657
590	0,464	-9,305	-532,787
595	0,448	-10,155	-512,417
600	0,431	-10,967	-486,893
605	0,412	-11,733	-455,613
610	0,393	-12,444	-418,058
615	0,372	-13,089	-373,836
620	0,350	-13,656	-322,716
625	0,328	-14,135	-264,658
630	0,304	-14,515	-199,834
635	0,280	-14,783	-128,648
640	0,256	-14,932	-51,732
645	0,232	-14,951	30,061
650	0,208	-14,834	115,678
655	0,184	-14,576	203,899
660	0,161	-14,173	293,376
665	0,138	-13,625	382,671
670	0,116	-12,932	470,308
675	0,096	-12,100	554,810
680	0,077	-11,133	634,743
685	0,060	-10,042	708,747
690	0,045	-8,835	775,570
695	0,031	-7,527	834,091
700	0,020	-6,131	883,336
705	0,011	-4,662	922,493
710	0,005	-3,139	950,924
715	0,001	-1,579	968,167
720	0,000	0,000	973,946

При динамічному аналізі та розрахунках дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) на початку визначають рушійну силу $P_{dv}(\varphi)$. Рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$, яка виникає у ДВЗ складається з двох сил. Першої – це сили тиску газів $P_z(\varphi)$, та другої – це сили інерції від рухомих мас $P_j(\varphi)$, які рухаються зворотно-поступально. Відповідно тоді матимемо:

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

Сила тиску газів $P_z(\varphi)$ є відомою з розрахунку робочого процесу – це перебудована згорнута індикаторна діаграма у $P-V/V_c$ координатах (рис. 2.1) в залежності від кута повороту колінчастого валу φ . Сили інерції $P_j(\varphi)$ визначається, як сума двох її гармонічних складових першого та другого порядків за виразом:

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

У наведеному вище рівнянні C отримується, як $-C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$. Результуючу силу $P_{dv}(\varphi)$ можна визначити як аналітично (розрахунком) так і графічно (складанням відповідних графіків).

Рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ у свою чергу діє на елементи двигуна. Вона розкладається за схемою рис. 2.5 на складові, які можна визначити за наступними залежностями:

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

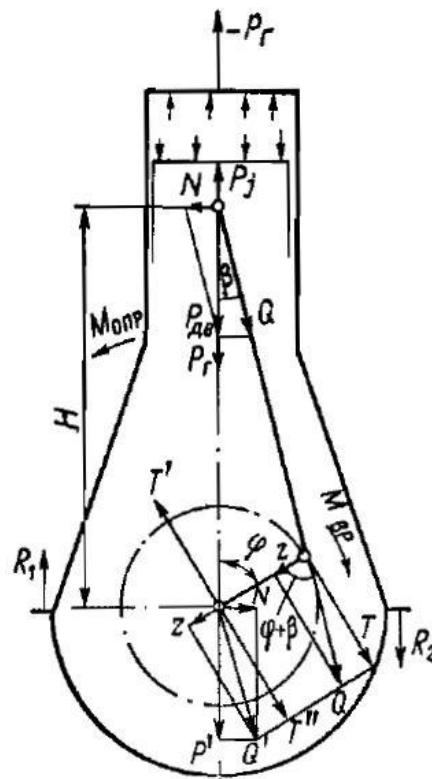


Рисунок 2.5 – Схема дії сил дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Результати динамічного розрахунку дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) приведено табл. 2.13, а відповідні ним графіки – на рис. 2.6 й 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,396	49761,4	-342829,0	-305633,7	0,0	-305633,7	0,0
5	0,396	49761,4	-340794,9	-303599,5	-6616,7	-301867,6	-33051,9
10	0,396	49761,4	-334725,1	-297529,8	-12928,6	-290764,6	-64397,7
15	0,396	49761,4	-324717,6	-287522,2	-18643,1	-272899,9	-92424,1
20	0,396	49761,4	-310934,2	-273738,9	-23492,1	-249195,6	-115699,5
25	0,396	49761,4	-293600,1	-256404,8	-27242,8	-220868,3	-133051,7

30	0,396	49761,4	-273000,8	-235805,4	-29708,7	-189359,1	-143631,2
35	0,396	49761,4	-249478,9	-212283,5	-30758,1	-156250,4	-146956,4
40	0,396	49761,4	-223429,5	-186234,1	-30321,3	-123173,4	-142936,4
45	0,396	49761,4	-195293,3	-158097,9	-28395,2	-91713,7	-131870,6
50	0,396	49761,4	-165548,5	-128353,2	-25044,6	-63318,5	-114422,6
55	0,396	49761,4	-134700,3	-97504,9	-20400,2	-39215,7	-91572,4
60	0,396	49761,4	-103268,3	-66072,9	-14652,8	-20346,8	-64547,2
65	0,396	49761,4	-71772,6	-34577,2	-8043,6	-7323,0	-34737,0
70	0,396	49761,4	-40718,7	-3523,3	-851,5	-404,9	-3602,1
75	0,396	49761,4	-10581,5	26613,9	6622,8	491,1	27421,1
80	0,396	49761,4	18209,6	55404,9	14074,0	-4239,2	57007,1
85	0,396	49761,4	45284,0	82479,4	21209,7	-13940,4	84014,0
90	0,396	49761,4	70341,5	107536,9	27765,9	-27765,9	107536,9
95	0,396	49761,4	93159,5	130354,8	33520,9	-44754,5	126937,3
100	0,396	49761,4	113596,2	150791,5	38304,2	-63907,0	141849,2
105	0,396	49761,4	131590,3	168785,7	42001,6	-84255,4	152163,6
110	0,396	49761,4	147156,3	184351,6	44555,4	-104920,3	157995,0
115	0,396	49761,4	160375,7	197571,0	45960,3	-125151,3	159636,5
120	0,396	49761,4	171386,5	208581,9	46256,4	-144350,2	157509,0
125	0,396	49761,4	180370,7	217566,1	45519,7	-162078,3	152110,7
130	0,396	49761,4	187540,9	224736,2	43851,1	-178049,6	143971,0
135	0,396	49761,4	193127,2	230322,6	41367,2	-192113,7	133611,7
140	0,396	49761,4	197366,1	234561,4	38189,6	-204232,3	121518,2
145	0,396	49761,4	200489,2	237684,5	34438,5	-214452,9	108119,9
150	0,396	49761,4	202715,3	239910,6	30225,9	-222881,6	93778,9
155	0,396	49761,4	204243,4	241438,8	25652,7	-229659,1	78787,2
160	0,396	49761,4	205247,9	242443,3	20806,3	-234938,3	63368,9
165	0,396	49761,4	205874,7	243070,1	15760,8	-238866,9	47687,4
170	0,396	49761,4	206239,2	243434,5	10578,0	-241573,1	31854,7
175	0,396	49761,4	206424,4	243619,7	5309,5	-243155,5	15943,6
180	0,396	49761,4	206480,5	243675,9	0,0	-243675,9	0,0
185	0,389	48844,8	206424,4	242703,2	-5289,5	-242240,6	-15883,6
190	0,391	49112,5	206239,2	242785,7	-10549,8	-240929,2	-31769,8
195	0,394	49564,3	205874,7	242873,0	-15748,0	-238673,2	-47648,7
200	0,400	50208,6	205247,9	242890,5	-20844,7	-235371,7	-63485,8
205	0,406	51057,7	204243,4	242735,1	-25790,4	-230892,2	-79210,2
210	0,415	52128,2	202715,3	242277,4	-30524,1	-225080,5	-94704,1
215	0,425	53441,5	200489,2	241364,7	-34971,7	-217773,3	-109794,0
220	0,438	55025,0	197366,1	239825,1	-39046,6	-208815,3	-124245,1
225	0,453	56912,5	193127,2	237473,7	-42651,5	-198078,5	-137760,1
230	0,471	59146,3	187540,9	234121,1	-45682,4	-185484,9	-149983,1
235	0,492	61778,7	180370,7	229583,4	-48034,0	-171030,8	-160512,6
240	0,516	64874,8	171386,5	223695,3	-49608,1	-154809,5	-168921,8
245	0,545	68515,1	160375,7	216324,8	-50322,9	-137030,9	-174789,4
250	0,579	72800,5	147156,3	207390,7	-50123,6	-118032,6	-177740,2
255	0,620	77857,2	131590,3	196881,5	-48993,2	-98280,4	-177492,5
260	0,667	83844,8	113596,2	184875,0	-46962,1	-78351,9	-173911,4
265	0,724	90966,4	93159,5	171559,9	-44116,8	-58901,4	-167062,0
270	0,792	99482,5	70341,5	157258,1	-40603,9	-40603,9	-157258,1
275	0,873	109730,3	45284,0	142448,2	-36630,7	-24076,2	-145098,8
280	0,972	122150,1	18209,6	127793,6	-32462,3	-9778,0	-131489,1
285	1,093	137323,2	-10581,5	114175,7	-28412,2	2106,8	-117638,9
290	1,242	156024,5	-40718,7	102739,8	-24830,9	11805,7	-105036,5
295	1,427	179296,9	-71772,6	94958,3	-22089,9	20110,9	-95397,0
300	1,660	208557,8	-103268,3	92723,5	-20563,0	28553,7	-90582,4
305	1,956	245748,0	-134700,3	98481,7	-20604,6	39608,5	-92489,8
310	2,336	293538,1	-165548,5	115423,6	-22521,8	56940,2	-102896,3
315	2,830	355600,5	-195293,3	147741,2	-26535,1	85705,7	-123232,0
320	3,477	436930,9	-223429,5	200935,4	-32714,9	132896,7	-154219,8

325	4,330	544124,8	-249478,9	282079,9	-40871,0	207623,7	-195273,9
330	5,454	685305,9	-273000,8	399739,2	-50362,4	321003,1	-243484,7
335	6,915	868934,8	-293600,1	562768,6	-59793,7	484771,7	-292027,8
340	8,753	1099924,3	-310934,2	776424,0	-66632,2	706810,4	-328166,4
345	10,910	1370929,7	-324717,6	1033646,1	-67022,3	981078,8	-332265,8
350	13,124	1649150,4	-334725,1	1301859,3	-56569,7	1272257,9	-281775,8
355	14,875	1869215,7	-340794,9	1515854,8	-33036,7	1507207,2	-165026,4
360	15,554	1954524,7	-342829,0	1599129,7	0,0	1599129,7	0,0
365	19,421	2440442,9	-340794,9	2087082,0	45486,1	2075175,6	227214,2
370	19,421	2440442,9	-334725,1	2093151,7	90953,7	2045558,1	453043,9
375	19,421	2440442,9	-324717,6	2103159,3	136370,2	1996200,7	676061,2
380	19,421	2440442,9	-310934,2	2116942,6	181674,6	1927139,0	894755,3
385	17,122	2151498,8	-293600,1	1845332,7	196065,2	1589578,7	957566,7
390	13,693	1720639,8	-273000,8	1435073,0	180802,2	1152408,6	874115,8
395	11,020	1384791,3	-249478,9	1122746,4	162676,4	826392,7	777237,6
400	8,964	1126396,3	-223429,5	890400,9	144968,7	588902,6	683391,1
405	7,384	927878,4	-195293,3	720019,1	129319,3	417687,9	600572,9
410	6,164	774608,6	-165548,5	596494,1	116389,6	294259,4	531754,7
415	5,215	655295,9	-134700,3	508029,6	106291,1	204325,3	477119,6
420	4,468	561509,0	-103268,3	445674,7	98835,7	137243,1	435383,4
425	3,876	487030,9	-71772,6	402692,3	93677,0	85284,9	404552,8
430	3,400	427287,7	-40718,7	374003,0	90391,7	42976,2	382363,7
435	3,015	378901,3	-10581,5	355753,8	88527,9	6564,5	366544,5
440	2,701	339359,8	18209,6	345003,4	87638,1	-26397,5	354980,2
445	2,441	306779,5	45284,0	339497,5	87302,2	-57380,8	345814,5
450	2,226	279734,5	70341,5	337510,1	87144,7	-87144,7	337510,1
455	2,046	257135,2	93159,5	337728,7	86847,4	-115951,9	328874,3
460	1,895	238141,2	113596,2	339171,4	86156,7	-143744,2	319057,6
465	1,767	222098,5	131590,3	341122,8	84887,0	-170283,6	307528,9
470	1,659	208493,7	147156,3	343084,0	82918,9	-195259,9	294033,5
475	1,567	196920,8	160375,7	344730,5	80193,6	-218369,4	278540,7
480	1,489	187056,5	171386,5	345877,0	76703,9	-239366,0	261186,3
485	1,422	178641,5	180370,7	346446,2	72484,2	-258089,0	242216,9
490	1,365	171467,1	187540,9	346441,9	67598,7	-274472,2	221938,3
495	1,316	165364,5	193127,2	345925,7	62130,1	-288539,0	200673,8
500	1,275	160197,0	197366,1	344997,1	56170,0	-300388,5	178731,2
505	1,240	155853,9	200489,2	343777,1	49810,4	-310175,8	156380,2
510	1,212	152245,9	202715,3	342395,1	43137,7	-318091,8	133839,2
515	1,188	149301,1	204243,4	340978,5	36228,7	-324342,4	111269,4
520	1,170	146962,7	205247,9	339644,7	29148,1	-329130,8	88775,1
525	1,155	145186,9	205874,7	338495,7	21948,3	-332642,3	66408,7
530	1,145	143940,9	206239,2	337614,1	14670,3	-335032,5	44178,6
535	1,140	143202,2	206424,4	337060,6	7345,9	-336418,2	22058,8
540	1,138	142957,4	206480,5	336871,9	0,0	-336871,9	0,0
545	0,200	25132,0	206424,4	218990,4	-4772,7	-218573,0	-14331,7
550	0,200	25132,0	206239,2	218805,2	-9507,7	-217132,0	-28631,8
555	0,200	25132,0	205874,7	218440,7	-14163,8	-214663,4	-42855,4
560	0,200	25132,0	205247,9	217813,9	-18692,6	-211071,4	-56931,4
565	0,200	25132,0	204243,4	216809,4	-23035,8	-206231,4	-70750,1
570	0,200	25132,0	202715,3	215281,3	-27122,9	-200000,5	-84151,5
575	0,200	25132,0	200489,2	213055,2	-30869,9	-192230,8	-96916,3
580	0,200	25132,0	197366,1	209932,1	-34179,6	-182787,6	-108758,6
585	0,200	25132,0	193127,2	205693,2	-36943,6	-171570,2	-119324,0

					КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

590	0,200	25132,0	187540,9	200106,9	-39045,4	-158536,7	-128192,9
595	0,200	25132,0	180370,7	192936,7	-40366,6	-143730,4	-134891,2
600	0,200	25132,0	171386,5	183952,5	-40794,5	-127305,3	-138910,3
605	0,200	25132,0	160375,7	172941,7	-40230,9	-109549,8	-139736,1
610	0,200	25132,0	147156,3	159722,3	-38602,8	-90903,0	-136886,9
615	0,200	25132,0	131590,3	144156,3	-35872,7	-71960,8	-129959,8
620	0,200	25132,0	113596,2	126162,2	-32047,8	-53468,8	-118680,4
625	0,200	25132,0	93159,5	105725,5	-27187,4	-36298,6	-102953,6
630	0,200	25132,0	70341,5	82907,5	-21406,6	-21406,6	-82907,5
635	0,200	25132,0	45284,0	57850,0	-14876,2	-9777,6	-58926,4
640	0,200	25132,0	18209,6	30775,6	-7817,6	-2354,8	-31665,5
645	0,200	25132,0	-10581,5	1984,5	-493,8	36,6	-2044,7
650	0,200	25132,0	-40718,7	-28152,7	6804,1	-3235,0	28782,0
655	0,200	25132,0	-71772,6	-59206,6	13773,0	-12539,2	59480,1
660	0,200	25132,0	-103268,3	-90702,3	20114,7	-27931,3	88607,8
665	0,200	25132,0	-134700,3	-122134,3	25553,2	-49121,4	114703,3
670	0,200	25132,0	-165548,5	-152982,5	29850,4	-75468,6	136378,9
675	0,200	25132,0	-195293,3	-182727,3	32818,8	-106001,3	152414,1
680	0,200	25132,0	-223429,5	-210863,5	34331,3	-139463,1	161839,7
685	0,200	25132,0	-249478,9	-236912,9	34326,7	-174378,7	164006,4
690	0,200	25132,0	-273000,8	-260434,8	32811,7	-209137,3	158633,2
695	0,200	25132,0	-293600,1	-281034,1	29859,7	-242084,2	145832,2
700	0,200	25132,0	-310934,2	-298368,2	25605,8	-271616,7	126109,5
705	0,200	25132,0	-324717,6	-312151,6	20240,1	-296276,7	100341,2
710	0,200	25132,0	-334725,1	-322159,1	13998,8	-314834,0	69728,5
715	0,200	25132,0	-340794,9	-328228,9	7153,5	-326356,4	35733,3
720	0,396	49761,4	-342829,0	-305633,7	0,0	-305633,7	0,0

Сили P_r , P_j , P_{dv} в Н.

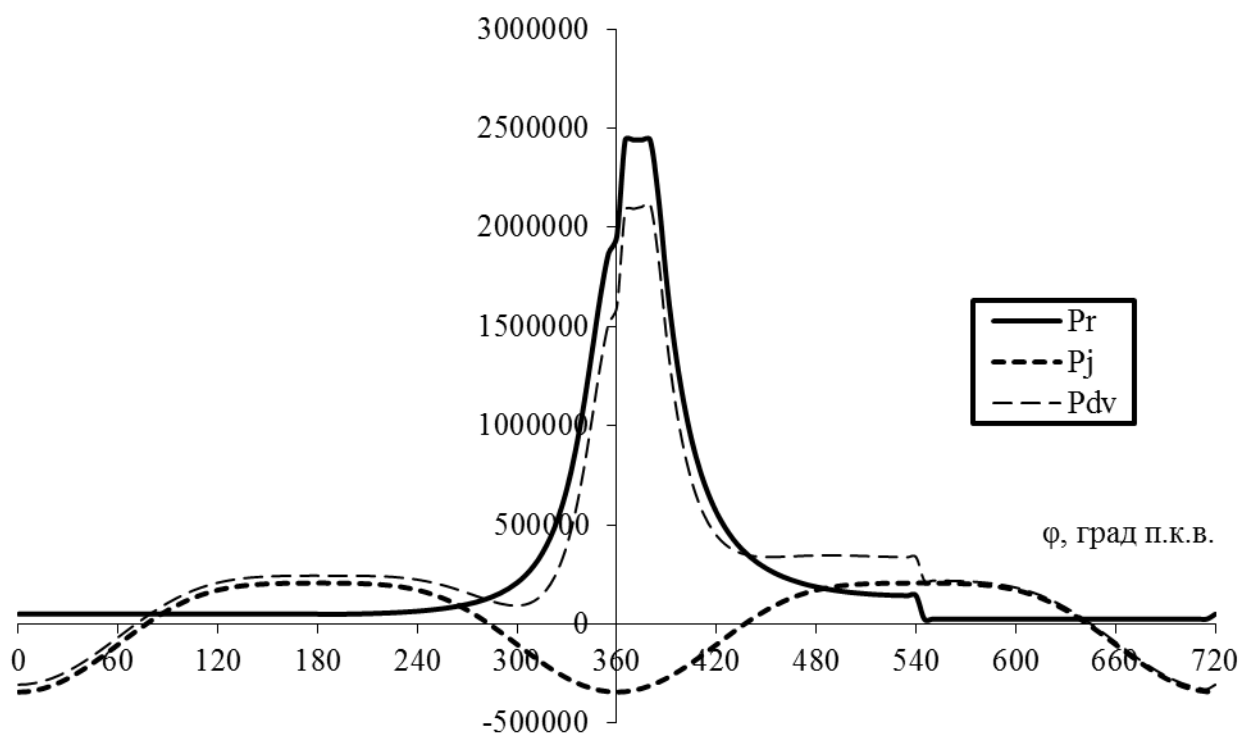


Рисунок 2.6 – Сили $P_r(\phi)$, $P_j(\phi)$ й $P_{dv}(\phi)$ дизеля МАН 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ

Аркуш

36

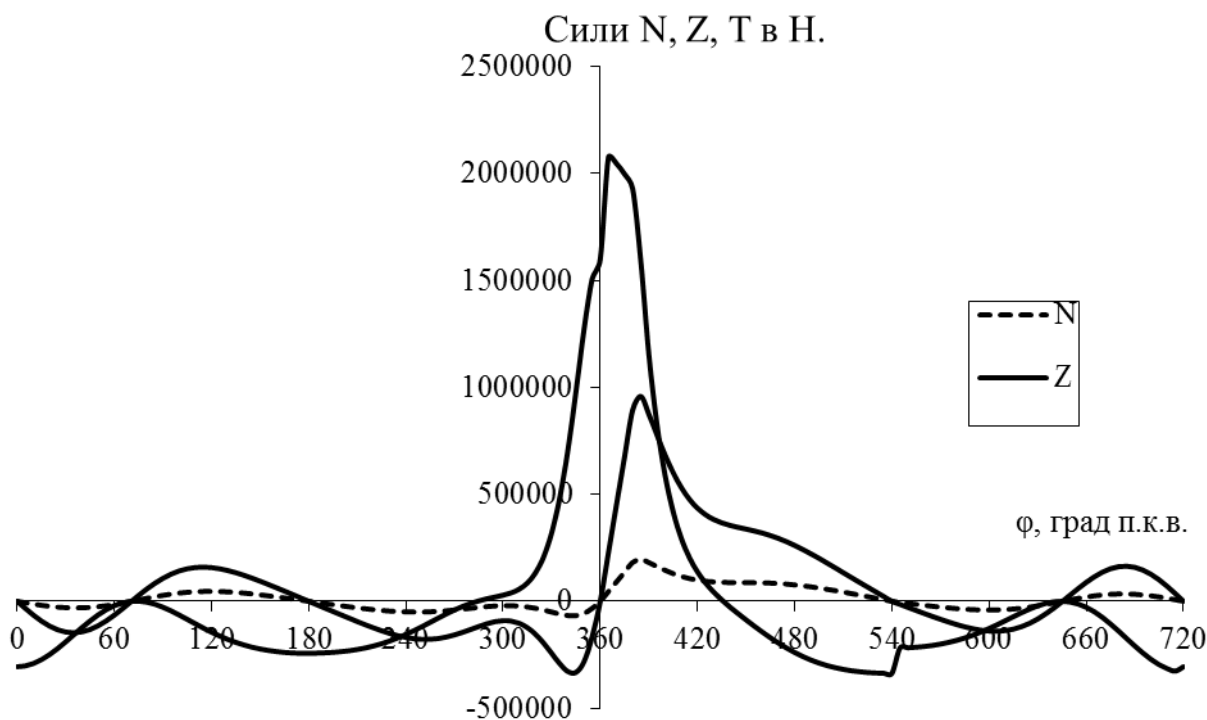


Рисунок 2.7 – Сили $N(\varphi)$, $Z(\varphi)$ й $T(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Розкладання рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$ (схема рис. 2.5) дає пару тангенціальних сил $T(\varphi)$ і $T'(\varphi)$. Ці сили і утворюють плечі кривошипа r крутний момент $M_{кр}(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54). Цей момент обчислюється, як:

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

Середнє значення сумарної дотичної сили $T_{сум}(\varphi)$ визначається, як:

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

а відповідно крутний момент двигуна $M_{кр}(\varphi)$:

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

У рівнянні вище φ_3 є кутом заклинювання кривошипів дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54), який становить 120 град. п.к.в.

Результати розрахунку $T_{сум}(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) представлено у табл. 2.14, а графічна залежність на рис. 2.8

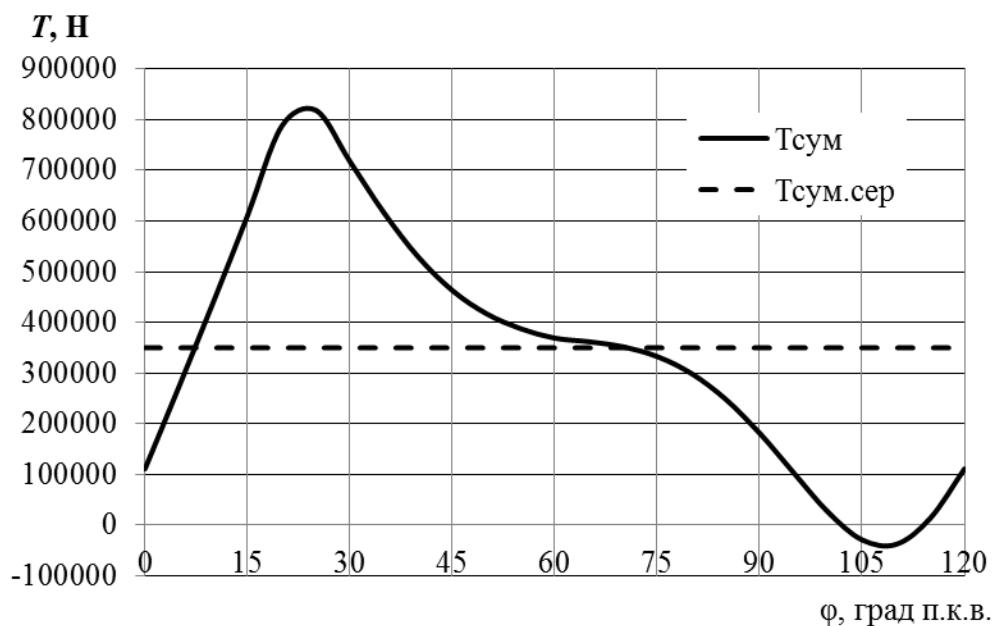


Рисунок 2.8 – Сили $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}}(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Таблиця 2.14 – Результати розрахунку сили $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}}(\varphi)$ дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

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	157509,0	-168921,75	0,00	261186,3	-138910
5	-33051,9	152110,7	-174789,43	227214,18	242216,9	-139736
10	-64397,7	143971,0	-177740,24	453043,93	221938,3	-136887
15	-92424,1	133611,7	-177492,54	676061,17	200673,8	-129960
20	-115699,5	121518,2	-173911,40	894755,30	178731,2	-118680
25	-133051,7	108119,9	-167062,04	957566,75	156380,2	-102954
30	-143631,2	93778,9	-157258,09	874115,79	133839,2	-82907,5
35	-146956,4	78787,2	-145098,77	777237,57	111269,4	-58926,4
40	-142936,4	63368,9	-131489,15	683391,13	88775,1	-31665,5
45	-131870,6	47687,4	-117638,91	600572,93	66408,7	-2044,73
50	-114422,6	31854,7	-105036,50	531754,73	44178,6	28782
55	-91572,4	15943,6	-95397,04	477119,58	22058,8	59480,15
60	-64547,2	0,0	-90582,42	435383,42	0,0	88607,84
65	-34737,0	-15883,6	-92489,78	404552,80	-14331,7	114703,3
70	-3602,1	-31769,8	-102896,32	382363,66	-28631,8	136378,9
75	27421,1	-47648,7	-123231,98	366544,51	-42855,4	152414,1
80	57007,1	-63485,8	-154219,84	354980,20	-56931,4	161839,7
85	84014,0	-79210,2	-195273,95	345814,52	-70750,1	164006,4
90	107536,9	-94704,1	-243484,69	337510,06	-84151,5	158633,2
95	126937,3	-109794,0	-292027,84	328874,27	-96916,3	145832,2
100	141849,2	-124245,1	-328166,43	319057,63	-108758,6	126109,5
105	152163,6	-137760,1	-332265,85	307528,93	-119324,0	100341,2
110	157995,0	-149983,1	-281775,77	294033,52	-128192,9	69728,46
115	159636,5	-160512,6	-165026,44	278540,68	-134891,2	35733,27
120	157509,0	-168921,8	0,00	261186,34	-138910,3	1,5E-10

2.3. Висновки до розділу

Було виконано тепловий розрахунок дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за методикою Гриневецького-Мазінга. Побудовано теоретичну згорнуту індикаторну діаграму у координатах $p-V/V_c$, а також додатково у координатах $T-V/V_c$ та $T-S$.

Також, виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за результатами чого здійснено побудову графіків зміни усіх сил, що впливають на елементи КШМ дизеля 6L40/54.

					КРБ.142.4221з.25.02.02.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА СУДНОВОГО ДВИГУНА

MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

3.1. Призначення та умови роботи шатунів

Шатун є однією з деталей кривошипно-шатунного механізму, що перетворює поступальний рух поршня в обертальний рух колінчастого вала. Він багато в чому визначає технічні характеристики двигуна і, насамперед, його надійність.

Шатун піддається дії змінних навантажень від тиску газів і сил інерції. Обидва види навантажень змінні протягом робочого циклу і можуть досягати високих значень. Руйнування шатунів, які трапляються в експлуатації, мають, як правило, втомний характер.

Для забезпечення необхідної надійності шатуни повинні мати:

- високу міцність під час дії циклічних і статичних навантажень, включно з періодичними допустимими перевантаженнями за частотою обертання. Міцність має бути забезпечена на всіх режимах роботи без появи втомних тріщин;
- необхідну жорсткість, що виключає неприпустимі спотворення форми, які порушують нормальну роботу шатунних підшипників;
- стабільність розмірів і мале зношування опорних поверхонь протягом заданого терміну служби;
- повну замкнутість роз'ємних нерухомих з'єднань, опір сполучених елементів незворотнім змінам і пошкодженням від мікропереміщень (фретинг-корозії) на стикових поверхнях, що виникають під час циклічних навантажень;
- мінімальну масу.

Шатун складається зі стрижня 5, поршневої (верхньої) 7 і кривошипної (нижньої) 4 головок (рис. 3.1). Кривошипна головка має кришку 3, яка кріпиться шатунними болтами 1. У верхній головці розміщений цільний підшипник 6, а у нижній – розрізний 2. Конструкції шатунів відрізняються великою різноманітністю залежно від типу двигуна, прийнятої компоновальної схеми тощо.

При цьому їх можна класифікувати за такими конструкційними ознаками:

					КРБ.142.4221з.25.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

- за способом монтажу (складання): нероз'ємні та роз'ємні;
- за типом роз'єму: прямий і косий;
- за способом з'єднання роз'єму: болтовий, штифтовий, бандажний;
- за сприйняттям навантаження в площині роз'єму: болтом, штифтом, профілюванням поверхні роз'єму і «спліт-роз'єм»;
- за можливістю роздільного сприйняття навантаження, коли різні елементи шатуна сприймають різні сили (принцип сепаратного сприйняття навантаження).

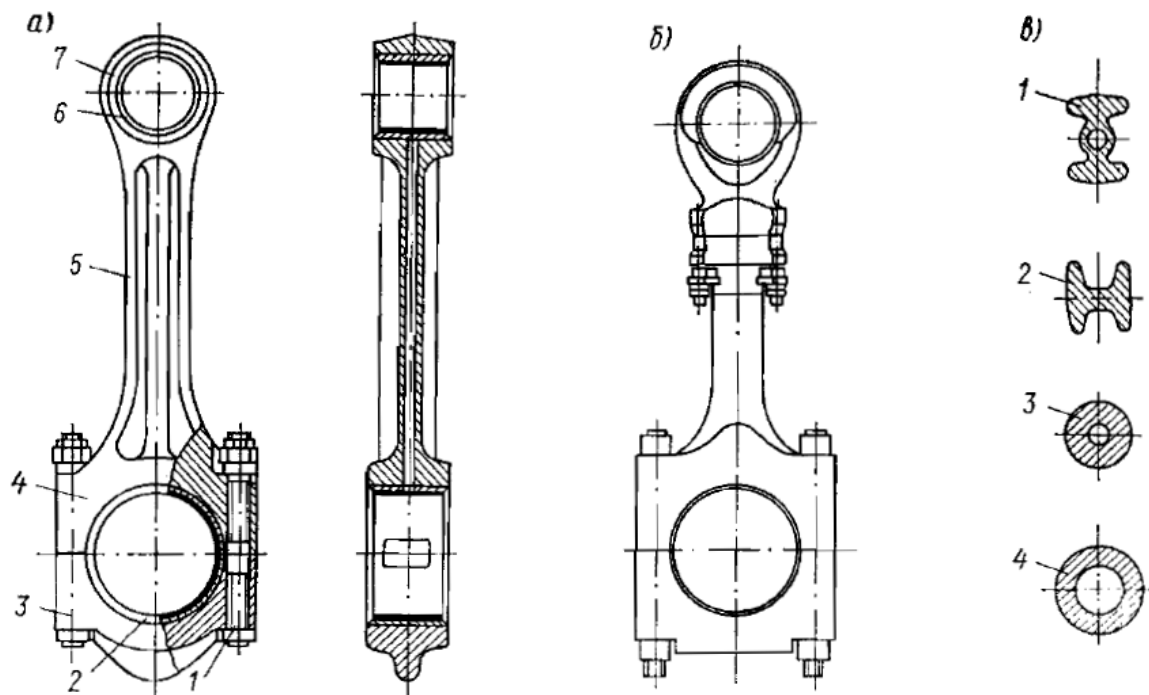


Рисунок 3.1– Шатуни тронкових ДВЗ:

а – із цілним стрижнем; *б* – із роз'ємним стрижнем;

в – можливий переріз стрижня шатуна

Розрізняють також шатуни рядних двигунів і зчленовані шатуни, що застосовуються у V-, W-подібних і зіркоподібних двигунах.

Більшість сучасних конструкцій шатунів виконують роз'ємними, що зумовлено насамперед технологією складання-розбирання двигуна. Крім того, тільки в цьому випадку колінчастий вал багатоциліндрового двигуна може бути виконаний цілісним, що підвищує його жорсткість і міцність порівняно зі складеним.

Унаслідок обмеження зовнішнього розміру кривошипної голівки за діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d/D > 0,66 \dots 0,68$ за умовами складання поршня і шатуна з колінчастим валом через циліндр (рис. 3.2) різко скорочується радіальна товщина стінки голівки в зоні рознімання, що не дає змоги одержати необхідні розміри поверхні стику. Для підвищення жорсткості кривошипної головки застосовують конструкції з косим роз'ємом, у яких площину стику розташовують під певним кутом φ до осі стрижня (рис. 3.2).

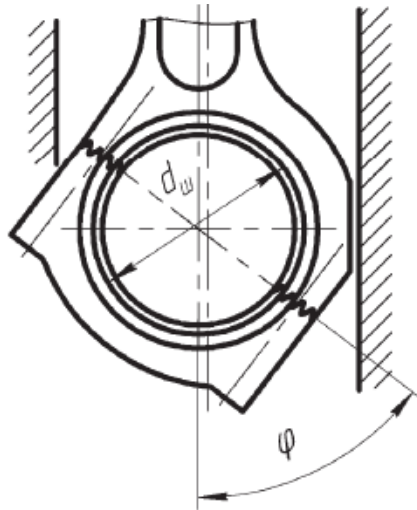


Рисунок 3.2 – Кривошипна головка з косим роз'ємом

При цьому для отримання поліпшеної форми несучого контуру таких головок шатунні болти вкручуються безпосередньо в шатун.

Недоліками конструкцій з косим роз'ємом є відсутність симетрії та в низці випадків підвищена трудомісткість механічного оброблення шатуна.

У зв'язку з появою в роз'ємі під дією навантажень значних змінних сил зсуву стикові поверхні виконують профільованими, при цьому в них утворюються несучі замкнуті елементи для опору поперечним зусиллям. У шатунах наявних конструкцій застосовують такі з'єднання профільованих стиків (рис. 3.3):

- зубчасте (шліцьове) у вигляді системи трикутних шліців із заданою щільністю прилягання (рис. 3.3, а);
- однозубе типу зуба пилки з несиметричним узгодженим профілем і силовим замиканням (рис. 3.3, б);

– замкове у вигляді прямокутних виступів і западин шпонкового типу, що чергуються, із замиканням за рахунок початкової посадки в замку і сил тертя від затягування (рис. 3.3, *в*).

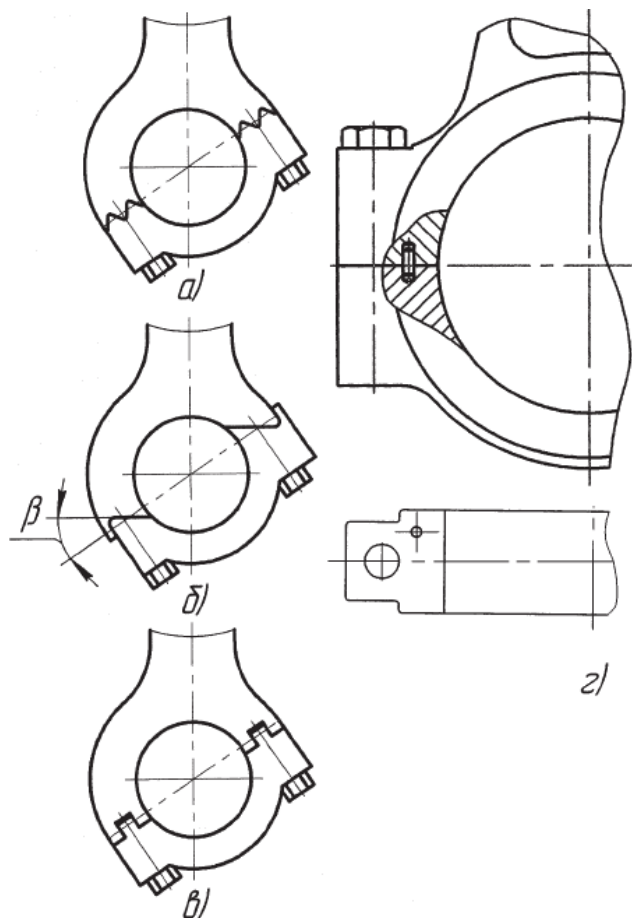


Рисунок 3.3 – Види стикових з'єднань кривошипної головки шатунів:
а – шліцьове; *б* – однозубе із силовим замиканням; *в* – замкове шпонкового типу;
г – за допомогою штифта

У шатунах сучасних конструкцій найчастіше використовують шліцьове з'єднання, що має підвищену несучу здатність і самозамикання під час зсуву, завдяки затягуванню болтів.

Для розвантаження болтів від зусиль зсуву в стик, що призводять до появи додаткових напружень вигину, часто використовують штифти (рис. 3.3, *г*). Вони дають змогу забезпечити зазор між стрижнем болта й отвором, завдяки чому виключається контакт між болтом і шатуном. Це призводить до їхнього незалежного деформування і зниження додаткових напружень вигину в болті.

3.2. Методи підвищення несучої здатності шатунів, матеріали шатунів

Шатуни здебільшого виготовляють куванням у штампах з подальшим термічним і механічним обробленням. Як матеріал для виготовлення шатунів найчастіше застосовують вуглецеву або леговану сталь.

Для шатунів форсованих двигунів доцільно застосовувати леговані сталі з огляду на необхідність забезпечення достатньої циклічної міцності без значного збільшення розмірів небезпечних перерізів, а також отримання однорідних властивостей металу в деталі після термообробки, тобто досягнення рівномірної прожарюваності за перерізами.

Рекомендовані леговані сталі, перевірені тривалим досвідом виробництва та експлуатації двигунів з урахуванням вибору з них помірно легованих, такі:

- для шатунів автомобільних двигунів із примусовим займанням – сталі 40Г, 45Г2, 40Х, 40ХН;
- для автомобільних і тракторних дизелів - сталі 18Х2Н4МА; 40ХН2МА; 40ХН3МА; можливе також застосування ковкого перлітного чавуну;
- для високонавантажених шатунів, що мають досить великі розміри перерізів, – сталі 18Х2Н4МА, 40ХН2МА, 40Х2Н2МА, 36Х2Н2МФА, 30ХМА, 40ХФА;
- для шатунів форсованих швидкохідних дизелів - сталі 18Х2Н4МА, 40ХН2МА, 38Х2Н2МА, 30ГМ;
- для шатунів стаціонарних і малооборотних суднових двигунів – сталі 40Х, 45Х, 40ХН, 45Г2.

Вуглецеві сталі знаходять застосування для шатунів відносно невеликих розмірів за помірної їх напруженості або шатунів найбільших розмірів.

Для реалізації високих міцнісних властивостей легованих сталей необхідно враховувати їх підвищену чутливість до якості поверхні, тобто до її макро- і мікрогеометрії, стану поверхневого шару тощо. За необробленої поверхні після штампування може бути втрачено 50-70 % циклічної міцності матеріалу. Причиною такого зниження є, крім впливу грубої обробки поверхні, наявність ослабленого шару металу, в якому внаслідок високих повторних нагрівів під час штампування і термообробки (загартування) вигоряє значна частина вуглецю і легувальних елементів.

					КРБ.142.4221з.25.02.03.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Товщина так званого знеуглецьованого шару після штампування і термообробки шатуна пропорційна часу перебування заготовки в нагрівальній печі та визначається його розмірами (для шатунів масою 100-150 кг вона може досягати 1,0-1,5 мм).

Шатуни, що виконуються з легованих сталей, необхідно механічно обробляти (або зачищати) для видалення знеуглецьованого шару або нагрівати під штампування в захисному середовищі. За товщини шару до 0,3-0,4 мм, що залишається після зачистки або виникає в попередньо обробленій деталі після її нагрівання під загартування, несприятливе знеміцнення може бути повністю компенсоване обдуванням поверхні сталевим дробом (наклепу дробом).

За розтягувальних напружень у стрижні понад 20 МПа, характерних для шатунів чотиритактних двигунів підвищеної швидкохідності, різко зростає небезпека розвитку втомних тріщин у поверхневому шарі ослабленого й ушкодженого металу та виникнення подальших поломок. Тому необхідне майже повне видалення знеуглецьованого шару і проведення компенсуючої обробки чистої поверхні шатуна сталевим дробом для усунення можливого впливу залишків дефектного шару в готовій деталі.

Особливу увагу слід приділяти вибору технології оброблення стрижнів головних шатунів V-подібних двигунів (чотири- і двотактних) з огляду на появу в окремих перерізах значних напружень вигину від дії причіпних шатунів.

Проведені дослідження і досвід експлуатації двигунів засвідчили, що для шатунних болтів, а також для інших болтових з'єднань із великим зусиллям затягування не слід застосовувати леговані сталі 18Х2Н4МА, 20ХН3А та інші з низьким вмістом вуглецю, щоб під час тривалої роботи не накопичувалися пластичні деформації (витяжки) і не слабшали зусилля затягування.

У двотактних двигунів за наявності в стрижні тільки напружень стиснення послаблювальний ефект «чорної» поверхні практично не проявляється, тому додаткова обробка її може бути мінімальною (усунення окалини та очищення).

В окремих випадках шатуни швидкохідних двигунів виготовляють із легких алюмінієвих і рідше магнієвих сплавів. Маса таких шатунів менша за масу сталевих на 20-25 %.

					КРБ.142.4221з.25.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

Значний інтерес для виготовлення шатунів форсованих двигунів представляють титанові сплави. Маючи порівнянні зі сталями властивості міцності, вони мають майже вдвічі меншу щільність. При цьому втомні властивості у титанових сплавів навіть трохи вищі, ніж у сталей.

Останнім часом з'явилися титанові сплави з підвищеним вмістом алюмінію (7,5-14 % масових часток). У цьому випадку в сплаві виділяється інтерметалід титану Ti_3Al , який зміцнює сплав і підвищує його жорсткісні властивості. Так, при збільшенні вмісту алюмінію з 7,5 до 14 % масових часток модуль пружності E зростає зі 120 до 150 ГПа. З огляду на те, що стискальні навантаження, які діють на шатун, значно перевершують розтягувальні, кращий опір напруженням стиснення титанових сплавів є ще однією перевагою цих матеріалів.

До недоліків титанових сплавів слід віднести невисоку зносостійкість, схильність до повзучості при нормальній температурі, більше зниження межі витривалості порівняно зі сталями під час збільшення кількості циклів навантаження понад 10^7 . До перспективних матеріалів можна віднести композиційні матеріали: полімерні волокнисті та металоматричні дисперсно-зміцнені частками кераміки (Si_3N_4 , Al_2O_3 , B_4C) розміром 5-20 мкм, кількість яких може коливатися від 5 до 30 % об'єму матеріалу.

Шатунні болти роз'ємних головок шатунів сучасних двигунів виготовляють переважно з легованих конструкційних сталей, малооборотних двигунів (насамперед двотактних) - з вуглецевих конструкційних сталей 35, 40, 45 та інших, а також хромонікелевих середньовуглецевих сталей. Ці ж матеріали використовують для штоків МОД. Сталі 45, 50, а також хромомолібденові та хромонікелеві середньовуглецеві сталі застосовують для виготовлення поперечок з подальшою термічною обробкою. Повзуни малооборотних двигунів виконують литтям зі сталей 20Л_50Л.

Шатунні болти тепловозних двигунів і швидкохідних форсованих виготовляють із найміцніших і найв'язкіших хромонікельмолібденових і хромонікельмолібденованадієвих сталей 30Х, 35ЧЦ, 40ХН2МА, 40Х2Н2МА, 38ХН3МА, 36Х2Н2МФА, а автомобільних і тракторних двигунів - із легованих сталей 40Х, 45Х, 30ХМА, 35ХМ, 40ХН2МА, 40ХНМА, 40ХНМА.

					КРБ.142.4221з.25.02.03.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Втулки верхніх головок і зовнішніх обойм голчастих підшипників виготовляють зі сталей ШХ15Ш або ЕІ 347 (8Х4В9Ф2_Ш).

Як антифрикційні матеріали для втулок використовуються такі бронзи: олов'янисто-фосфористі БрОФ7,0-0,2 (НВ75-90), що допускають максимальні тиски до 90 МПа; алюмінієво-залізисті БрАЖ9-4 (НВ 110); олов'янисто-цинкові БрОЦ10-2 (НВ 110); бронза МЦХТ, легована цинком, хромом, титаном, що має НВ > 130.

Механічні властивості деяких матеріалів наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Показники матеріалів для виготовлення шатунів двигунів внутрішнього згоряння

Найменування	Сталь 40ХН	Сталь 40ХН2МА (SAE-4349)	Сталь 18Х2Н4МА	Титановий сплав Ті-6АІ-4V (США)	Алюмінієвий сплав Д16Т	Композит Д16Т + 16 % SiC
Щільність ρ , г/см ³	7,85	7,85	7,95	4,43	2,8	2,9
Твердість, НВ	200-320	217-333	262-400	255-340	105	–
Межа міцності при розтягуванні σ_b , МПа	910	1000	940-1470	≥ 930	460	547
Межа плинності при розтягуванні $\sigma_{0,2}$, МПа	710	850	710-1170	≥ 862	300	465
Межа плинності при стисненні $\sigma_{0,2}$, МПа	710	850	710-1170	917	285	–
Модуль нормальної пружності при розтягуванні $E \cdot 10^{-3}$, МПа	204	204	150	105-115	71	110
Межа витривалості σ_{-1} , МПа	392-490	447	475-774	560	135	–
Питома міцність при розтягуванні $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	8,3	10,8	8,3-14,7	19,46	10,7	16
Питома міцність при стисненні $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	8,3	10,8	8,3-14,7	20,7	10,18	–
Питома жорсткість $E/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	2600	2600	1890	2370-2600	2530	3800
Питома витривалість $\sigma_{-1}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	5-6,24	5,7	6-9,7	12,64	4,8	–
Примітка. $\gamma = \rho g$, де ρ – густина; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.						

3.3. Розрахунок шатуна суднового двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

Розрахунок напружено-деформованого стану шатуна може бути виконано з різним ступенем деталізації особливостей конструкції та умов навантаження.

При цьому застосовуються математичні моделі різних рівнів за глибиною і повнотою відображення особливостей форми, умов навантаження, властивостей матеріалу тощо.

Ескізне розроблення шатуна виконують на основі статистичних даних щодо конструкцій, аналогічних до проєктованої. Розрахунок шатуна наразі передбачає використання як найпростіших методів опору матеріалів у рамках одновимірної теорії, так і уточнених математичних моделей із розв'язанням плоских і просторових задач теорії пружності чисельними методами (моделі другого і третього рівнів).

В експлуатації шатун піддається дії змінних за часом сил, що змінюються в широких межах. При цьому навантаження на шатун в площині його хитання (балка з шарнірними опорами) та в площині, яка перпендикулярна до неї (балку з закріпленими кінцями), є різними. Виходячи з цього розрахункова схема на міцність стрижня шатуна може мати вигляд представлений на рис. 3.4.

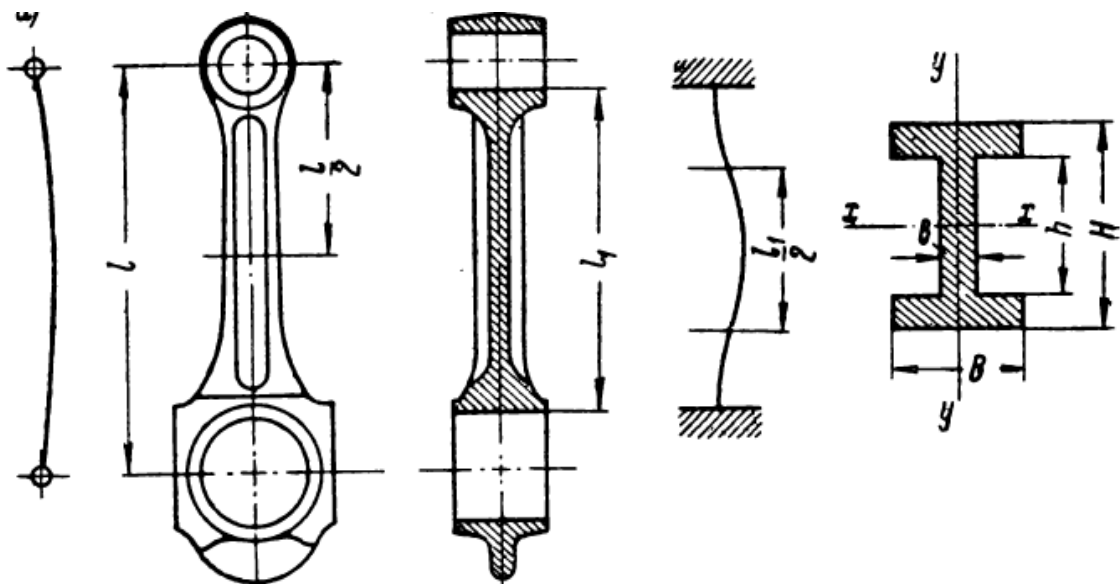


Рисунок 3.4 – Принципова схема розрахунку стрижня шатуна

У ВОД сили інерції викликають значні напруження в стрижні шатуна. Тому необхідним є додаткова перевірка міцності стрижня шатуна за схемою – рис. 3.5.

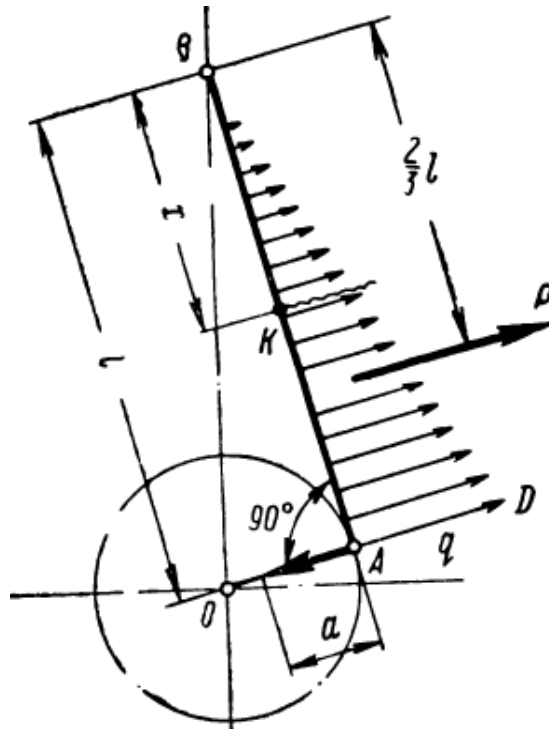


Рисунок 3.5 – Принципова схема розрахунку стрижня шатуна при вигині силами інерції

Розрахунок наявної конструкції шатуна на міцність суднового дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) виконується у середовищі Math CAD за розрахунковими схемами рис. 3.4–3.6, а результати у таблицях 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку на міцність шатуна дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
Параметри дизеля			
1.	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, мм	400
2.	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	19,421
3.	Частота обертання	n , хв ⁻¹	514
4.	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	2,728227
5.	Радіус кривошипа	r , мм	270
Основні конструктивні розміри шатуна			
6.	Діаметр поршневого пальця	d_p , мм	180
7.	Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_{в}$, мм	205
8.	Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_{н}$, мм	312,5
9.	Довжина верхньої голівки шатуна	$l_{в}$, мм	198
10.	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	301
11.	Висота кришки нижньої голівки	l_3 , мм	96
12.	Товщина стінки вкладиша	t , мм	12

13.	Відстань між шатунними болтами	l_6 , мм	398
14.	Довжина нижньої головки шатуна	l_n , мм	244
15.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (зовнішній діаметр)	d_1 , мм	164
16.	Розміри перетину в середній частині стрижня шатуна (внутрішній діаметр)	d_2 , мм	10
17.	Довжина шатуна	l , мм	1080
18.	Довжина фаски вкладиша верхньої голівки шатуна	l_f , мм	1

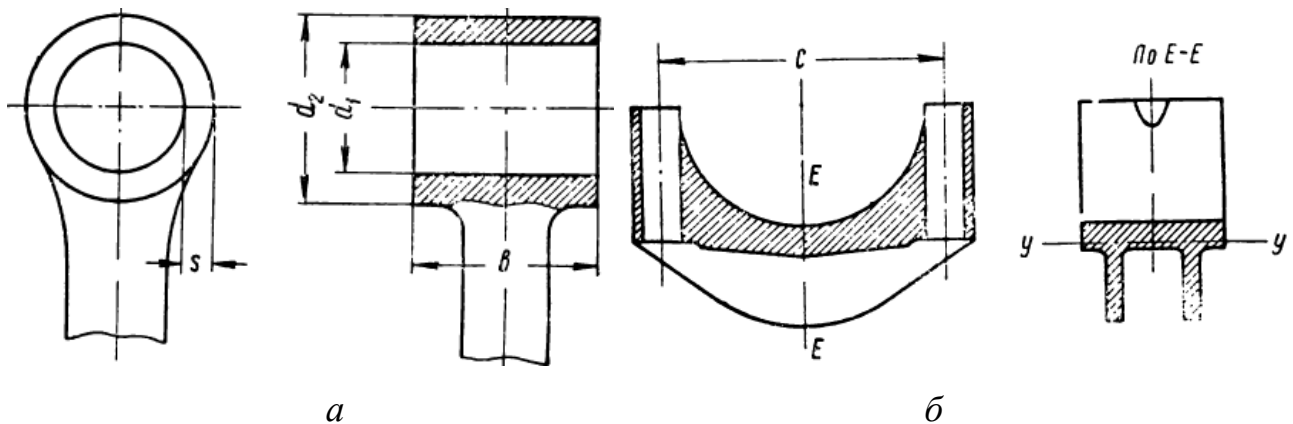


Рисунок 3.6 – Розрахункові схеми елементів шатуна:

а – верхня головка шатуна; б – нижня головка шатуна

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку на міцність шатуна дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Розрахунок на міцність стрижня шатуна				
1.	Момент інерції середнього перетину стрижня	мм ⁴	$I_x = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$ $I_y = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right]$	$3,549 \cdot 10^7$ $3,549 \cdot 10^7$
2.	Площа середнього перетину стрижня	мм ²	$f = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^2}{4} - 3.14 \cdot \frac{(d_2)^2}{4}$	$2,103 \cdot 10^4$
3.	Напруги в площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x}$	158,211
4.	Довжина стрижня в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	мм	$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_{ш}}{2} \right)$	827
5.	Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y}$	128,391

	туна			
6.	Питома вага сталі	кг/м ³	–	7850
7.	Сила інерції елементів стрижня шатуна	Н/м	$q = f \cdot 10^{-9} \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{3.14n}{30}\right)^2$	$1,293 \cdot 10^5$
8.	Максимальний момент вигину	Н·м	$M_m = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{1000}\right)^2}{16}$	$9,407 \cdot 10^3$
9.	Момент опору перерізу шатуна, відповідного максимальному моменту від згинання	м ³	$W_3 = 3.14 \cdot \frac{(d_1)^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3\right] \cdot 10^{-9}$	$4,327 \cdot 10^{-4}$
10.	Напруга від згинання у стрижні шатуна	МПа	$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \cdot 10^{-6}$	21,739
11.	Сумарні умовні напруги	МПа	$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right)}{f} + \sigma_u$	137,761
Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна				
12.	Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна	мм ²	$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B$	$2,128 \cdot 10^4$
13.	Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування. Допустимі напруги розтягування складає 40 МПа.	МПа	$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right)}{f_b}$	16,107
14.	Середній діаметр верхньої голівки	мм	$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2}$	258,75
15.	Модуль пружності легованої сталі	МПа	–	$2,1 \cdot 10^5$
16.	Момент інерції перетину верхньої голівки	мм ⁴	$I = 0.01 \cdot l_B \cdot (d_H - d_B)^3$	$2,460 \cdot 10^6$
17.	Відносна деформація верхньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I}$	$6,011 \cdot 10^{-9}$
18.	Робоча довжина вкладиша	мм	$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f)$	196
19.	Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна	МПа	$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right)}{l_{BK} \cdot d_p}$	69,176
20.	Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна	см ²	$F_{\text{вв}} = l_3 \frac{l_H}{100}$	234,24
21.	Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки	см ³	$W_H = \frac{\left(\frac{l_3}{10}\right)^2 \cdot \frac{l_H}{10}}{6}$	374,784

22.	Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску	МПа	$\sigma'_{\Sigma} = \left(\frac{0.0236 \cdot \frac{l_6}{10}}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot P_j \cdot \left[3.14 \cdot \frac{\left(\frac{D}{10} \right)^2}{4} \right]$	15,90225
23.	Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки	мм ⁴	$I_H = \frac{[l_H \cdot (l_3)^3]}{12}$	1,799·10 ⁷
24.	Відносна деформація нижньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\Sigma} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I}$	1,945·10 ⁻⁹

3.4. Висновки до розділу

У розділі розглянуто призначення та умови роботи шатунів ДВЗ. Проаналізовано усі діючі навантаження шатунної групи, а також розглянуто матеріали, що використовують у двигунобудіванні для виготовлення шатунів.

Проведено розрахунок на міцність шатуна та його нижньої кришки. За результатами розрахунку елементів шатунної групи дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) було визначено, що сумарні умовні напруги у стрижні складають – 137,761 МПа. Такі напруження відповідає межах міцності за умов застосування при виготовленні шатуна легованої сталі. Також, визначено, що відносна деформація верхньої головки шатуна двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) складає приблизно 6,011·10⁻⁹ мм/мм, а нижньої 1,945·10⁻⁹ мм/мм, що є значно меншим за встановлені норми (0,0005 мм/мм).

Таким чином, за результатами виконаних розрахунків можна зробити висновок, що усі напруги для шатуна та нижньої кришки двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за такого конструктивного виконання знаходяться у допустимих межах.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ

4.1. Основні положення з техніки безпеки та охорони праці персоналу судна

Обслуговуючи судові дизельні двигуни, необхідно знати і дотримуватися наступних правил техніки безпеки та охорони праці персоналу судна:

1. У машинному відділенні на судні категорично забороняється зберігати інвентар та інші зайві предмети, які не потрібні для виконання постійної експлуатації двигунів внутрішнього згоряння й котлів та які загрозають приміщенню. Машинне відділення на судні має утримуватися в чистоті та порядку. Масло, паливо і охолоджуючу воду, пролиту на покривні решітки і трапи, слід терміново витирати.

2. Огородження досить небезпечних місць та об'єктів мають бути міцними, а якщо їх тимчасово знімають (наприклад, для виконання ремонтних робіт), то замість них обов'язково вивішують попереджувальні сигнальні знаки, таблички безпеки встановленого та прийнятого зразка або ж небезпечні проходи закривають зовсім.

3. Відповідно до встановлених правил техніки безпеки перед початком виконанням робіт з профілактичного (технічного) огляду або ремонту двигунів внутрішнього згоряння необхідно пройти спеціальний інструктаж з безпечних методів і прийомів виконання необхідних роботи, про що в особовій картці інструктажу працівника робиться відповідний запис.

4. Ремонтні роботи на двигунах внутрішнього згоряння дозволяється проводити лише і тільки після їх зупинки. Роботи всередині картера двигуна проводяться тільки після його повного провітрювання і надійного застопорювання валу від мимовільного його провертання. При цьому повинна бути повністю виключена можливість випадкового запуску двигуна внутрішнього згоряння. Для виконання робіт усередині картера двигуна можна користуватися тільки справним інструме-

					КРБ.142.4221з.25.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

нтом і переносними (ручними) лампами напругою живлення 12В (використовувати для потреб освітлення відкритий вогонь на судні – категорично забороняється).

5. Запускати двигунах внутрішнього згоряння можна проводити тільки після його попереднього візуального огляду. Під час пуску двигунах внутрішнього згоряння людям забороняється перебувати на решітках і оглядових майданчиках, розташованих на рівні циліндрових кришок дизеля.

6. Під час ремонту балонів високого тиску, парових котлів (головних та утилізаційних), трубопроводів і запірної арматури, що перебувають під тиском, суворо забороняється стукати або ударяти по них й по різних предметах, розташованих від них у безпосередній близькості.

7. Роботи в паливних цистернах головного двигуна, коффердамах та інших відсіках і приміщеннях судна, де можуть скупчуватися шкідливі та отруйні для людини гази, дозволяється проводити лише тільки після їх провітрювання та за обов'язкової присутності другої людини-помічника (для надання, у разі запамороження, допомоги).

8. Зберігати в машинному відділенні судна бензин, різні розчинники, гас та інші вогнебезпечні займисті та вибухонебезпечні рідини і предмети категорично забороняється.

9. Під час несення вахти в машинному відділенні теплохода його команда обов'язково має бути одягнута в спецодязі та взутті встановленого нормами зразка, застебнутому на всі гудзики або застібки і щільно зашнурованому. Спецодяз на судні слід розглядати як індивідуальний засіб захисту від виробничих шкідливих факторів, і строгі правила його носіння мають суворо дотримуватися персоналом судна. Уходити з машинного відділення судна після закінчення зміни вахти можна тільки з дозволу вахтового начальника.

Усі потрібні правила обслуговування двигунів внутрішнього згоряння під час роботи визначаються відповідними інструкціями з експлуатації та вказівками відповідних служб суднового господарства та пароплавств України. В цих інструкціях містяться усі необхідні відомості про проведення робіт у період запуску двигу-

					КРБ.142.4221з.25.02.04.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нах внутрішнього згоряння, обслуговування на заданому режимі, реверсування та зупинку.

Особлива увага приділяється процесу підготовці двигуна внутрішнього згоряння до пуску і його подальшому прогріванню, оскільки пуск супроводжується підвищеним зносом поверхонь тертя внаслідок недостатності мастила і низьких температур деталей руху, а також недостатньою роботою паливної апаратури за малої частоти обертання дизеля.

Загальні вимоги в основному зводяться до наступного:

1. Перед пуском двигуна внутрішнього згоряння необхідно прокачати систему змащення двигуна вручну або спеціальним масляним насосом, повернути вручну на декілька обертів колінчастий вал за умов відкритих індикаторних кранів на кришках циліндрів, щоб переконатися в справності основних деталей двигуна та відсутності палива та води в робочих циліндрах.

2. Необхідно спустити відстій води і видалити присутнє повітря з паливної системи двигуна внутрішнього згоряння, перевірити положення усіх кранів системи охолодження і змащення, в холодну пору року підігріти дизель від стороннього джерела тепла.

3. Необхідно провести зовнішній огляд деталей двигуна внутрішнього згоряння і суднового валопроводу, перевірити значення тиску пускового повітря в балонах високого тиску або напругу пускових акумуляторів (у разі пуску двигуна стартером) і виконати ще цілу низку операцій, які передбачені заводською інструкцією з експлуатації. При недотриманні цих вимог настане неминуче виникнення різних несправностей та поломок, що призводять до аварій.

Після пуску двигуна внутрішнього згоряння потрібен певний час для прогрівання, оскільки температури окремих його деталей і швидкість їх нагрівання дуже різні, а отже, вони зазнаватимуть певного нерівномірного розширення. Цей факт спричиняє зайві температурні напруження у деталях двигуна і може призвести до утворення тріщин і поломок. Відразу ж після пуску двигуна внутрішнього згоряння не дозволяється розвивати частоту обертання колінчатого валу понад 50 % номінального. На прогрівання двигуна внутрішнього згоряння потрібно не менше 15

					КРБ.142.4221з.25.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

– 25 хв. Щойно двигун внутрішнього згоряння почне працювати, необхідно перевірити тиск масла в системі; якщо він не піднімається, дизель негайно зупиняють.

Під час прогрівання двигуна внутрішнього згоряння підкачують повітря в пускові балони високого тиску.

Основними показниками ступеня прогрівання двигуна внутрішнього згоряння слугують температура масла та охолоджувальної рідини. Двигун внутрішнього згоряння вважається повністю прогрітим, коли показання його приладів, що вимірюють температуру, стабілізуються або їх зміна буде досить незначною, тобто настає період температурної стабілізації.

Обслуговування двигуна внутрішнього згоряння під час його роботи зводиться здебільшого до спостереження за роботою систем, підтримання заданої частоти обертання колінчастого валу за температури відпрацьованих газів (ВГ), установленної паспортом дизеля.

Кожен двигун внутрішнього згоряння має свої робочі параметри, які встановлені заводом-виробником дизеля або службою суднового господарства України. Зазвичай температура масла за номінального режиму роботи має бути на вході в дизель – 40...50°C і на виході 60...70°C; температура води за умов використання проточної системи охолодження 40...50°C, за замкненої – 70...85°C на виході з дизеля, температура ВГ – 400°C, для дизелів із напруженим тепловим режимом – до 450°C.

Змінювати режими навантаження двигуна внутрішнього згоряння слід якомога плавніше і повільніше, враховуючи те, що при цьому змінюватимуться температури деталей самого дизеля.

Для нормальної зупинки двигуна внутрішнього згоряння потрібно працювати на знижених обертах колінчастого валу, поки не впаде температура охолоджуючої води. Якщо зупинити двигун внутрішнього згоряння одразу ж після його роботи на повну потужність, то припиниться циркуляція охолоджуючої води в системі охолодження, температура води різко підвищиться, що може призвести до різкого перегріву деталей двигуна, їхнього надмірного розширення, внаслідок чого можливі серйозні несправності і навіть поломки.

					КРБ.142.4221з.25.02.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перед зупинкою двигуна внутрішнього згоряння потрібно ще раз переконатися в наявності тиску пускового повітря в балонах високого тиску, за необхідності поповнити їх.

Після зниження температури до значень, які рекомендовані інструкцією на експлуатацію, рукоятку (маховик) управління переводять в положення «Стоп». При зупиненому двигуні внутрішнього згоряння перевіряють температуру і стан доступних для огляду деталей шляхом візуального огляду і на дотик; проводять прибирання та очищення дизеля. Після цього двигун внутрішнього згоряння приводять у стан повної готовності, в якому він має перебувати в період усієї навігації.

Як на ходу, так і на стоянці судна вахтовий моторист-кермовий повинен досить точно знати, які механізми машинного відділення судна працюють або в якому стані вони перебувають на теперішній час, і спостерігати за їхньою роботою безпосередньо або за показаннями приладів. Про будь-які можливу підозри і несправну роботу механізмів необхідно доповісти вахтовому начальнику (вахтовому помічнику механіка) або вжити самостійно необхідних заходів щодо усунення можливих несправностей.

4.2. Розрахунок штучного освітлення

Метою проведення розрахунку штучного освітлення в приміщенні машинно-котельного відділення є визначення кількості світильних приладів, які гарантовано забезпечать якісну освітленість приміщення машинно-котельного відділення (на рівні вимог охорони праці). Вихідні дані та розрахунки виконано у табличному вигляді (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Розрахунок штучного освітлення машинно-котельного відділення

№ з/п	Найменування параметру	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1.	Довжина приміщення машинно-котельного відділення	$A, \text{ м}$	–	33,00
2.	Ширина приміщення машинно-котельного відділення	$B, \text{ м}$	–	29,00
3.	Площа приміщення машинно-	$S, \text{ м}^2$	$S = A \cdot B$	957,00

	котельного відділення			
4.	Коефіцієнт запасу освітленості машинно-котельного відділення	k	—	1,50
5.	Мінімальна норма санітарно-гігієнічна освітленості	E_n , лк	—	50,00
6.	Коефіцієнт мінімальної освітленості машинно-котельного відділення	z	$z = E_{сер}/E_{min}$	1,20
7.	Висота фіксації джерела світла (світильника)	H_p , м	—	6,00
8.	Коефіцієнтів відбиття потоку від стелі машинно-котельного відділення	$\rho_{стеля}$, %	—	30,00
9.	Коефіцієнтів відбиття потоку від стін машинно-котельного відділення	$\rho_{стіна}$, %	—	10,00
10.	Показник приміщення машинно-котельного відділення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,57258
11.	Коефіцієнт використання світлового потоку у приміщенні машинно-котельного відділення	η	—	0,720
12.	Потрібний світловий потік	$\sum \Phi_l$, лм	$\sum \Phi_l = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	119625
13.	Світловий потік від приладу освітлення ДРЛ	Φ_l , лм	—	18210,00
14.	Кількість ламп (округлюється до ближчого більшого значення)	N , шт.	$N = \frac{\sum \Phi_l}{\Phi_l}$	≈ 7

4.3. Висновки до розділу

У розділі розглянуто основні положення з техніки безпеки та охорони праці персоналу судна при виконанні робіт з експлуатації, обслуговування та ремонту енергетичної установки та іншого допоміжного обладнання судна.

Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинно-котельного відділення. Визначено, що на таку площу машинно-котельного відділення потрібно встановити сим ламп типу ДРЛ на висоті 6 метрів від підлоги машинно-котельного відділення.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота «*Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)*» присвячена розрахункам основних параметрів суднового двигуна, а також конструюванню елементів його шатунної групи та має усі рекомендовані завданням розділи, а також креслення.

У роботі наведено загальну конструкцію двигуна 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54) та його складових частин.

Виконано тепловий розрахунок дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за методикою Гриневецького-Мазінга. Побудовано теоретичну згорнуту індикаторну діаграму у координатах $p-V/V_c$, а також у координатах $T-V/V_c$ та $T-S$. Також, виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) за результатами чого здійснено побудову графіків зміни усіх сил.

Розглянуто призначення та умови роботи шатунів ДВЗ. Проаналізовано усі діючі навантаження шатунної групи, а також розглянуто матеріали, що використовують у двигунобудіванні для виготовлення шатунів. Проведено розрахунок на міцність шатуна та його нижньої кришки. За результатами розрахунку елементів шатунної групи дизеля MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) було визначено, що сумарні умовні напруги у стрижні складають – 137,761 МПа. Такі напруження відповідає межах міцності за умов застосування при виготовленні шатуна легованої сталі. Також, визначено, що відносна деформація верхньої головки шатуна двигуна MAN 6ЧН 40/54 (6L40/54) складає приблизно $6,011 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, а нижньої $1,945 \cdot 10^{-9}$ мм/мм, що є значно меншим за встановлені норми (0,0005 мм/мм).

Розглянуто основні положення з техніки безпеки та охорони праці персоналу судна при виконанні робіт з експлуатації, обслуговування та ремонту енергетичної установки та іншого допоміжного обладнання судна. Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинно-котельного відділення.

					КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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., 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.

4. 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.

5. 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.

6. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 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. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

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

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

					КРБ.142.4221з.25.02.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		