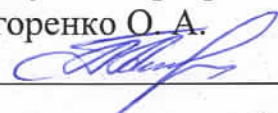


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



О. С. Митрофанов

А. С. Вільченко

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Вільченко Артем Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

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 ДВЗ прототип - 8ЧН 32/40, потужність – 4000 кВт;
частота обертання – 750 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового дизельного двигуна 8ЧН 32/40.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки суднового дизельного двигуна 8ЧН 32/40.

3. Розрахунок та проектування поршня суднового двигуна типу 8ЧН 32/40.

4. Розробка заходів забезпечення вимог охорони праці при експлуатації суднових ДВЗ.

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

1. Поперечний розріз дизеля 8ЧН 32/40.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки двигуна 8ЧН 32/40.

3. Поршень двигуна 8ЧН 32/40.

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

_____ /А. С. Вільченко/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

Бакалаврська робота на тему: «*Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)*» присвячена виконанню базових розрахунків робочого циклу, кінематики та динаміки, а також проектуванню елементів суднового середньообертового двигуна.

У роботі проаналізована конструкції суднового середньообертового двигуна DAIHATSU 8DC-32 (8ЧН 32/40), виконано розрахунок його робочого циклу для номінального режиму, а також розрахунок кінематики і динаміки.

Розглянуто умови роботи поршнів і пальців ДВЗ, а також основні матеріали, що застосовують для їх виготовлення. Виконано розрахунок поршня та поршневого пальця двигуна 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) за результатами якого встановлено, що усі напруги у цих елементах знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто можливі небезпечні і шкідливі фактори у машинному відділенні, правила безпечного обслуговування суднових дизелів, а також виконано розрахунок штучного освітлення.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на 58 аркушах та має три додатки графічної частини роботи.

Ключові слова: судновий дизельний двигун; робочий цикл; номінальна потужність; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; поршневий палець; поршень.

					КРБ.142.4227ст.25.03.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The bachelor's thesis on «*Calculation of a marine engine of the 8CHN 32/40 type (DAIHATSU 8DC-32)*» is devoted to the basic calculations of the duty cycle, kinematics and dynamics, as well as the design of elements of a medium-speed marine engine.

The paper analyses the design of the DAIHATSU 8DC-32 (8CHN 32/40) medium-speed marine engine, calculates its duty cycle for the nominal mode, and performs kinematics and dynamics calculations.

The conditions of operation of the pistons and pins of an internal combustion engine, as well as the main materials used for their manufacture, are considered. A calculation of the piston and piston pin of the 8CHN 32/40 engine (DAIHATSU 8DC-32) was performed, which showed that all stresses in these elements are within the permissible limits.

Possible hazards and harmful factors in the engine room, rules for safe maintenance of marine diesel engines, and calculation of artificial lighting were considered.

The bachelor's thesis is written in Ukrainian on 58 pages and has three appendices of the graphic part of the work.

Key words: marine diesel engine; duty cycle; rated power; dynamic calculation; kinematic calculation; piston pin; piston.

					КРБ.142.4227см.25.03.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)	
1.1. Конструктивні особливості дизеля 8ЧН 32/40.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми су- днового дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32).....	18
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32). Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ.....	28
2.3. Висновок до розділу.....	38
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА DAIHATSU ТИПУ 8ЧН 32/40 (8DC-32)	
3.1. Аналіз умов роботи поршнів та матеріалів, що використовують для їх виготовлення.....	39
3.2. Аналіз умов роботи поршневих пальців та матеріалів, що використо- вують для їх виготовлення.....	45
3.3. Розрахунок поршня та пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32).....	47
3.4. Висновок до розділу.....	50
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ	
4.1. Основні правила безпечного обслуговування суднових дизелів.....	51
4.2. Розрахунок штучного освітлення машинного відділення.....	55
4.3. Висновок до розділу.....	56

ВИСНОВКИ.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	58

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 8ЧН 32/40

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Поршень двигуна 8ЧН 32/40

					<i>КРБ.142.4227см.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двохтактні та чотирьохтактні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є основними тепловими двигунами, що застосовуються в сучасних енергетичних установках суден, причому як і в якості головних так і в якості допоміжних. Широка популярність дизелів зумовлена досить високою циліндровою потужністю, паливною економічністю, надійністю в експлуатації, а також, що на сьогодні є важливим – високою екологічністю. Сучасні суднові двохтактні та чотирьохтактні дизелі мають значний потенціал для подальшого вдосконалення, що підтверджується постійним появленням нових моделей чи модифікацій вже існуючих двигунів з покращеними енергетичними і економічними показниками роботи.

Для підвищення ефективності енергоперетворення в сучасних дизельних ДВЗ необхідно виконати ряд базових розрахунків. Тому кваліфікаційна бакалаврська робота зосереджена на глибокому аналізі передових конструктивних рішень у двигунобудуванні, розрахунку робочого циклу, кінематики руху і динаміки, а також на виборі найбільш оптимальних матеріалів і проектуванні елементів дизеля.

					<i>КРБ.142.4227см.25.03.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

1.1. Конструктивні особливості дизеля 8ЧН 32/40

Daihatsu є однією з провідних фірм виробників дизельних, важких паливних, газових і двопаливних двигунів для всіх типів суден і промисловості. Фірма забезпечує впровадження передових технологій у двигунобудуванні, а лінійка продукції пропонує головні двигуни та генераторні установки, здатні працювати на економічному важкому мазуті.

Дизельні двигуни серії DC-32 є чотиритактними середньообертовими двигунами виробництва фірми Daihatsu (рис. 1.1).

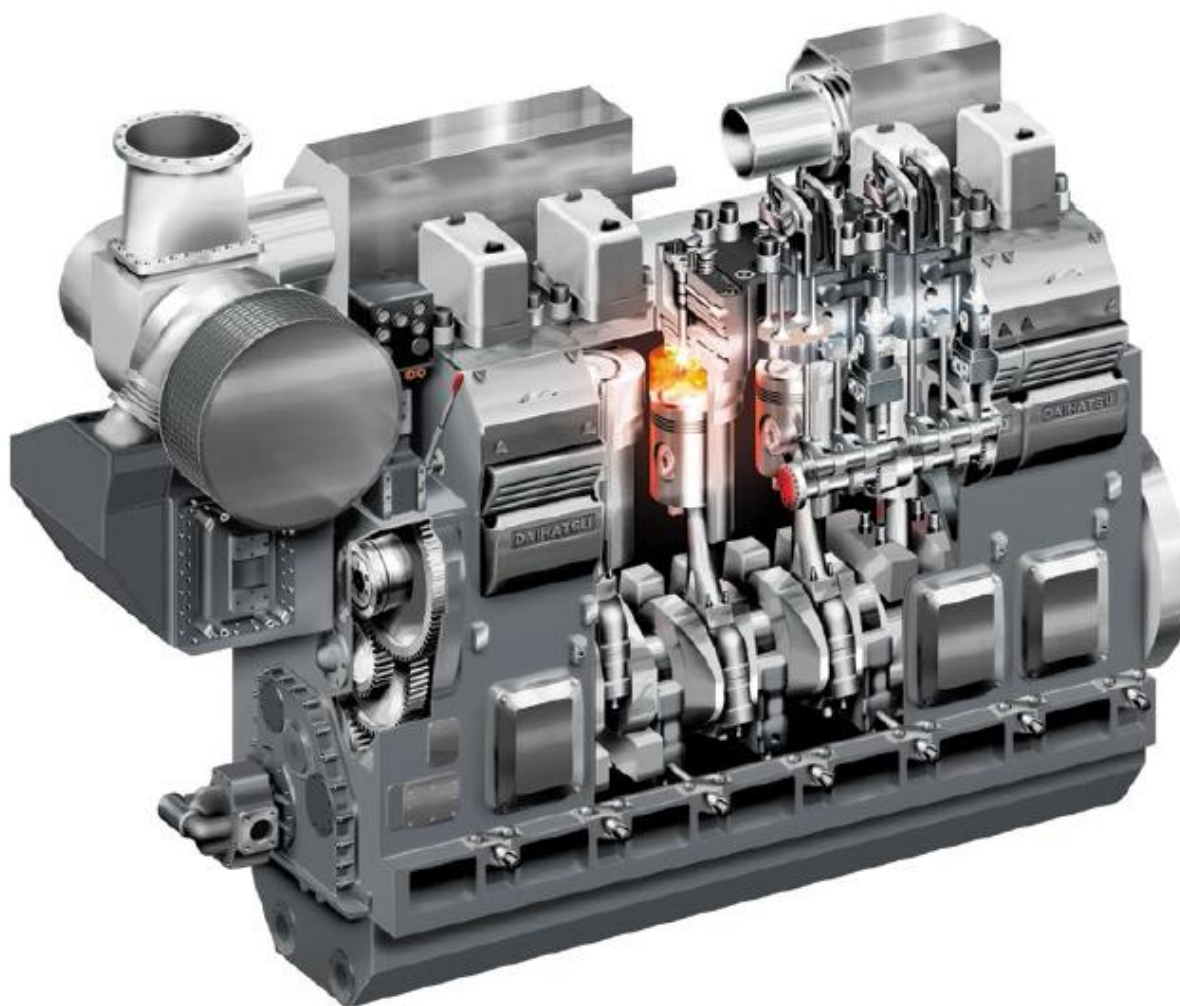


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна серії DC-32 виробництва Daihatsu

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

Дизель 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) масою у 67 т має діаметр циліндра 320 мм, а хід поршня – 400 мм (рис. 1.2 та 1.3). Двигун має вихідну потужністю у 3884 кВт при частоті обертання колінчастого валу 720 хв^{-1} (швидкість поршня – 9,6 м/с), при цьому середній ефективний тиск складає 2,49 МПа, а питома ефективна витрата палива знаходиться на межі 184 г/(кВт·год) .

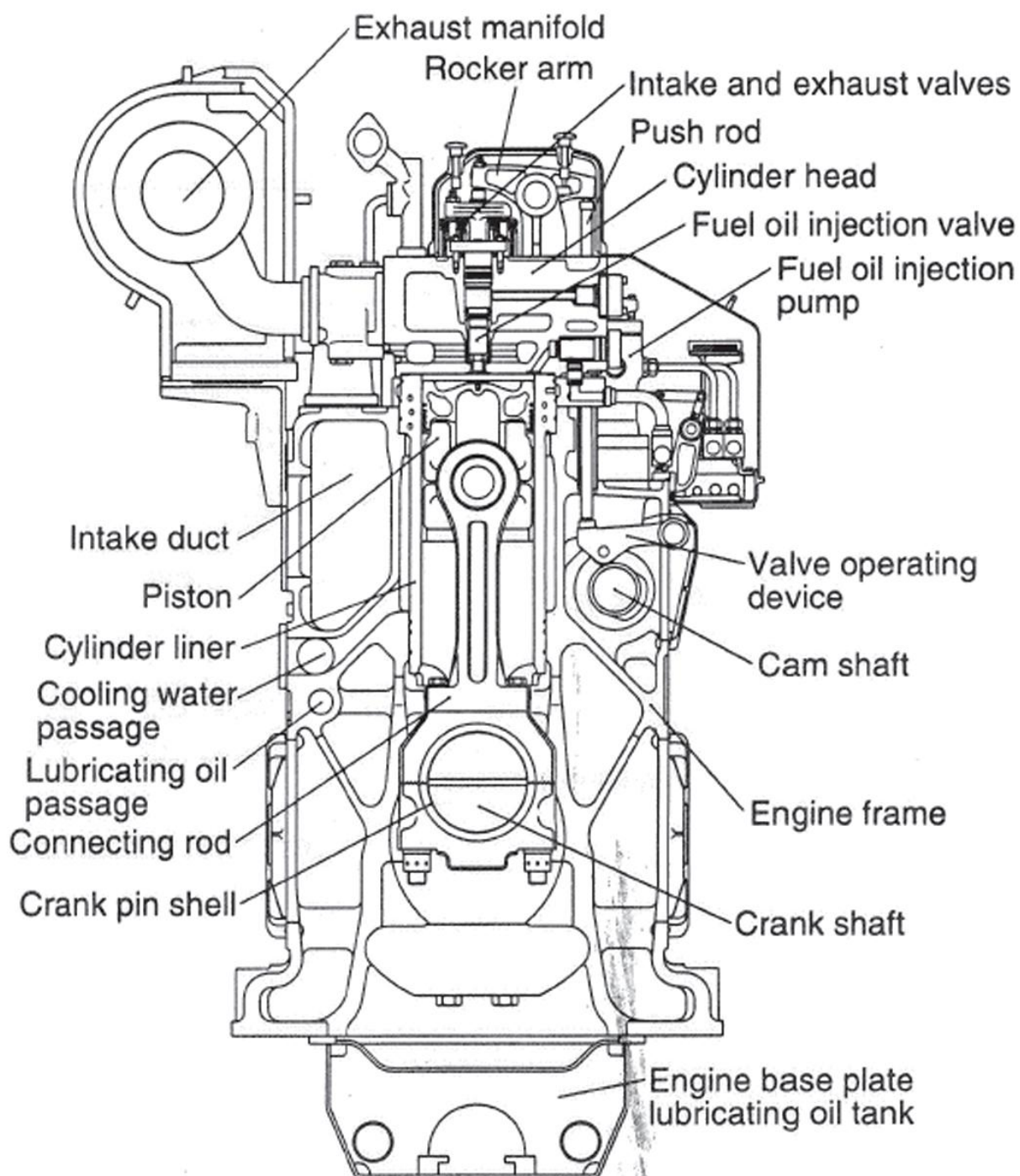


Рисунок 1.2 – Поперечний вигляд двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

10

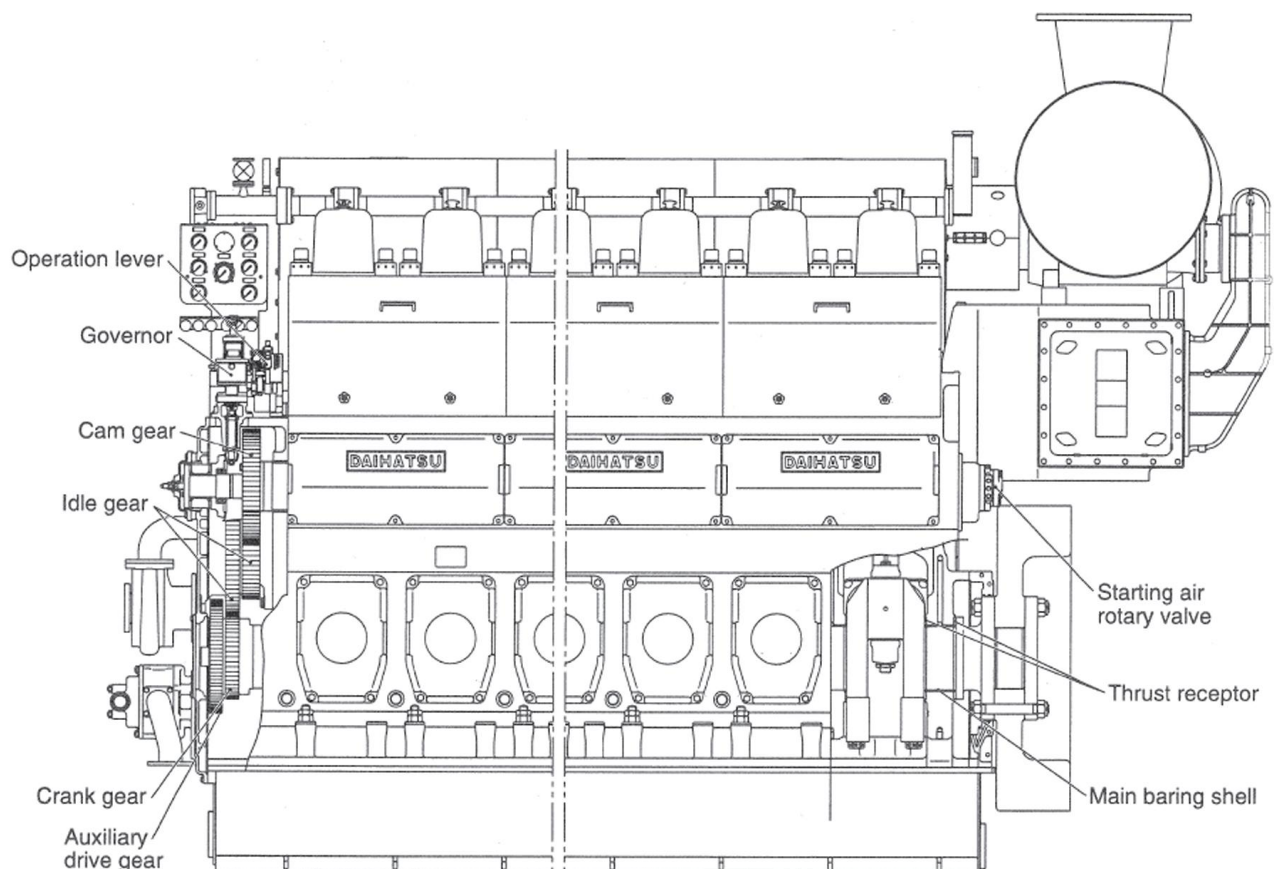


Рисунок 1.3 – Повздовжній вигляд двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Основні технічні характеристики двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Застосування	Головний судновий /дизель-генераторна установка
2	Конфігурація циліндрів	Рядне розташування 8 циліндрів
	Принцип роботи	Чотирьох тактний, з займанням від стиснення
3	Спосіб охолодження	Двоконтурне – прісною (внутрішній контур) та забортною водою(зовнішній контур)
4	Діаметр / хід поршня (мм)	320/400
5	Ступінь стиснення	15
6	Оберти колінчастого валу (хв^{-1})	750
7	Середній ефективний тиск (МПа)	2,59
8	Номінальна потужність (кВт)	4000
9	Суха вага (т)	67
10	Довжина разом з генератором (м)	8,7
11	Висота (м)	4,02
12	Ширина (м)	2,345

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

11

Остов дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) є моноблочним виготовленим з чавуну. У верхні частини блок-картера (рис. 1.4) між втулкою циліндра та самим циліндром утворено охолоджуючу сорочку.

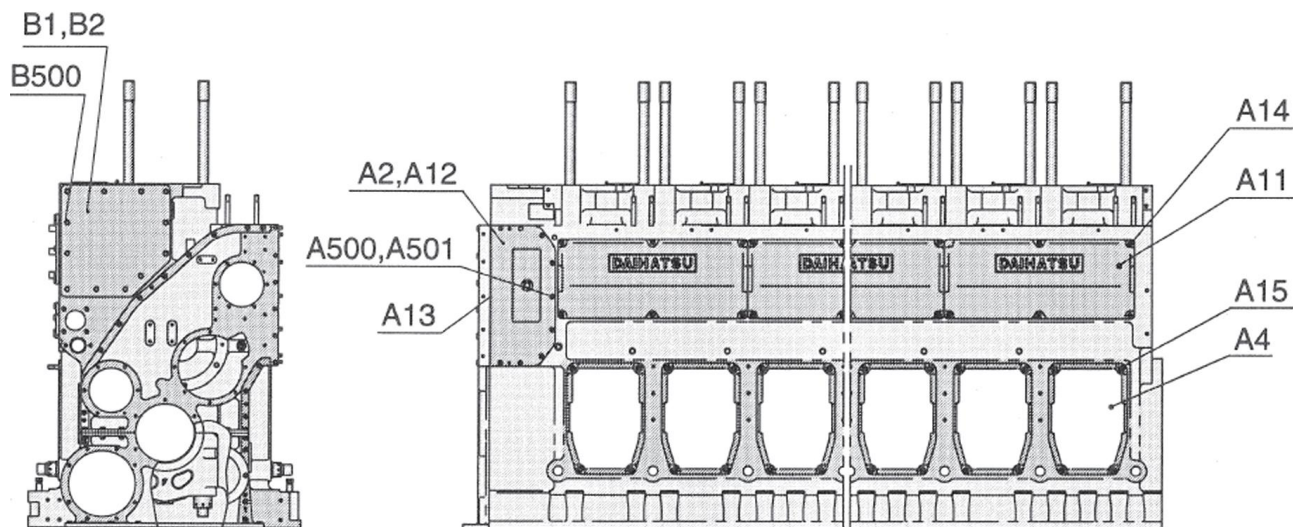


Рисунок 1.4 – Блок-картер дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Тобто втулка (рис. 1.5) напряму омивається охолоджуючою рідиною – по типу мокрої втулки. Колінчастий вал та відповідно корінний підшипник підвісного типу. Кріпиться кришки підшипників до блок-картера двигуна 8DC-32 двома монтажними болтами та додатково фіксуються двома болтами збоку, що забезпечує надійність та унеможлиблює деформації вузла.

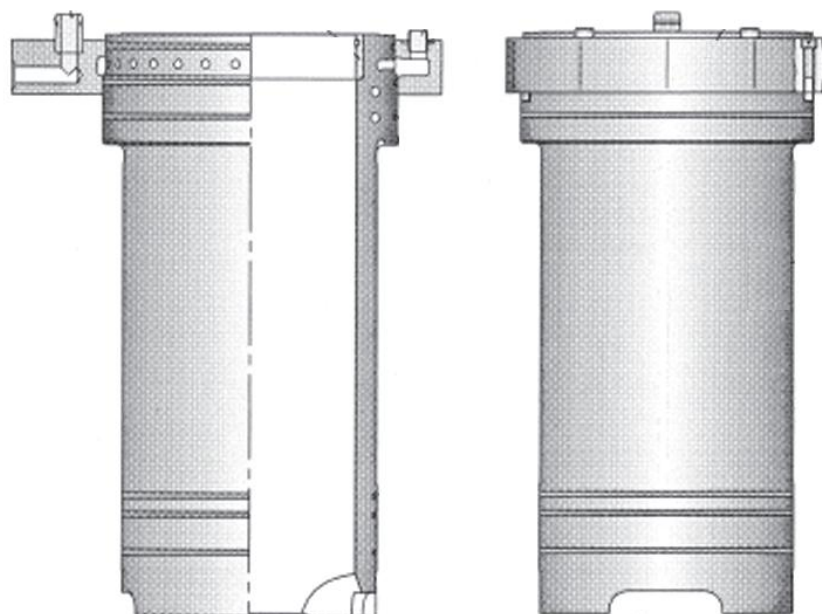


Рисунок 1.5 – Втулка робочого циліндру дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

У блок-картері дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) також виконані канали для подачі масла, охолоджуючої рідини, порожнини для розміщення елементів газорозподільного механізму. Розподільний вал (рис. 1.6) ГРМ розташований на лівій стороні дизеля (у разі якщо дивитися на нього з боку виходу повітря).

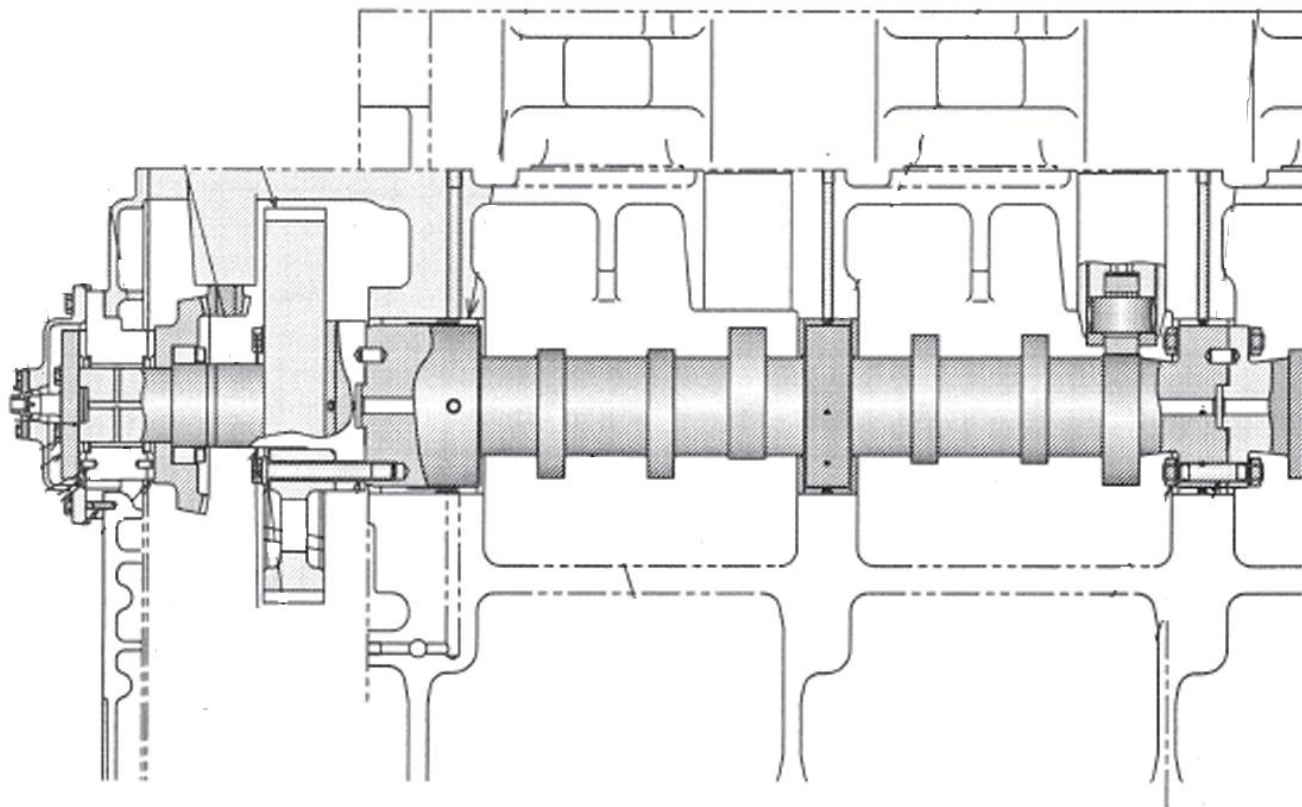


Рисунок 1.6 – Розподільний вал ГРМ дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

На розподільчому валу дизеля розміщені впускні, випускні кулачки. Також він приводить у дію ПНВТ (за допомогою встановлених паливних кулачків). Сам вал розділено на секції по два циліндри. Кожна секція розподільчого валу поєднується між собою за допомогою з'єднальних фланців. Розподільний вал спирається на опори з підшипниками ковзання. Механізм газорозподілу встановлений на передній стороні двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) та приводиться в через проміжне зубчасте колесо (рис. 1.6).

Кришка циліндру (рис. 1.7) має досить жорстку конструкцію. Вона виконана зі спеціального високоякісного чавуну та гідравлічно кріпиться до блоку чотирма болтами.

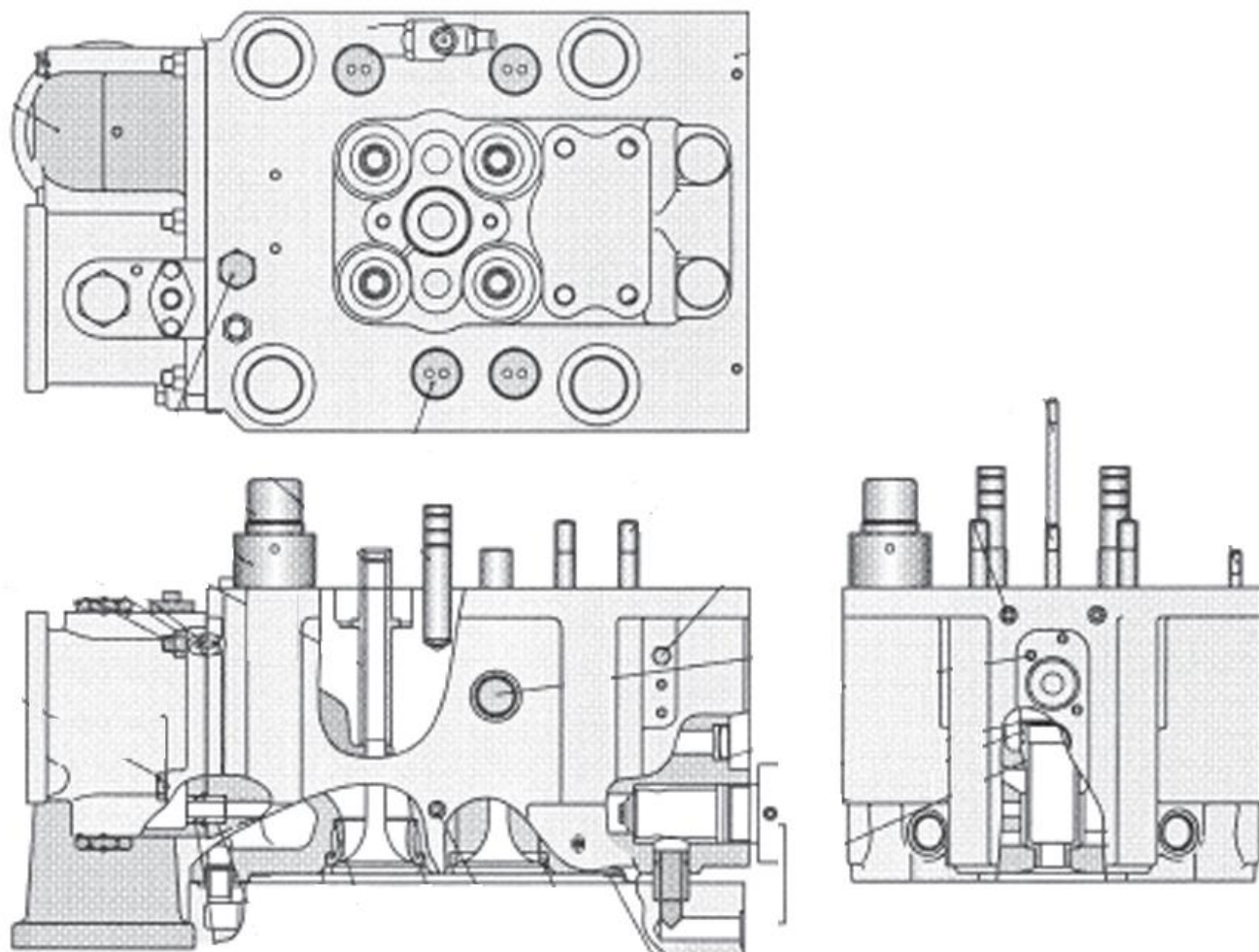


Рисунок 1.7 – Кришка циліндру дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Кришка обладнана чотирма клапанами – 2 впускних та 2 випускних клапана. Сідла клапанів мають водяне охолодження, яке має живлення від безпосередньо кришки блоку циліндрів. Також у кришці розміщено паливну форсунку та індикаторний кран і запобіжним клапаном. Для пуску дизеля використовують стиснуте повітря яке подається через пусковий клапан розташований на краю кришки робочого циліндру.

Колінчастий вал (рис. 1.8) дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) кований та має монолітну (цілісну) конструкцію. Опорні частини вала – корінні та мотильові шийки загартовано та відшліфовано.

Маховик встановлюється на задньому кінці (стороні відбору потужності) колінчастого валу дизеля. Також на колінчастому валу розташовано привідну шес-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

14

терню для приводу механізму газорозподілу (на передньому кінці). Також від колінчастого валу здійснюється відбір потужності для приводу різних насосів.

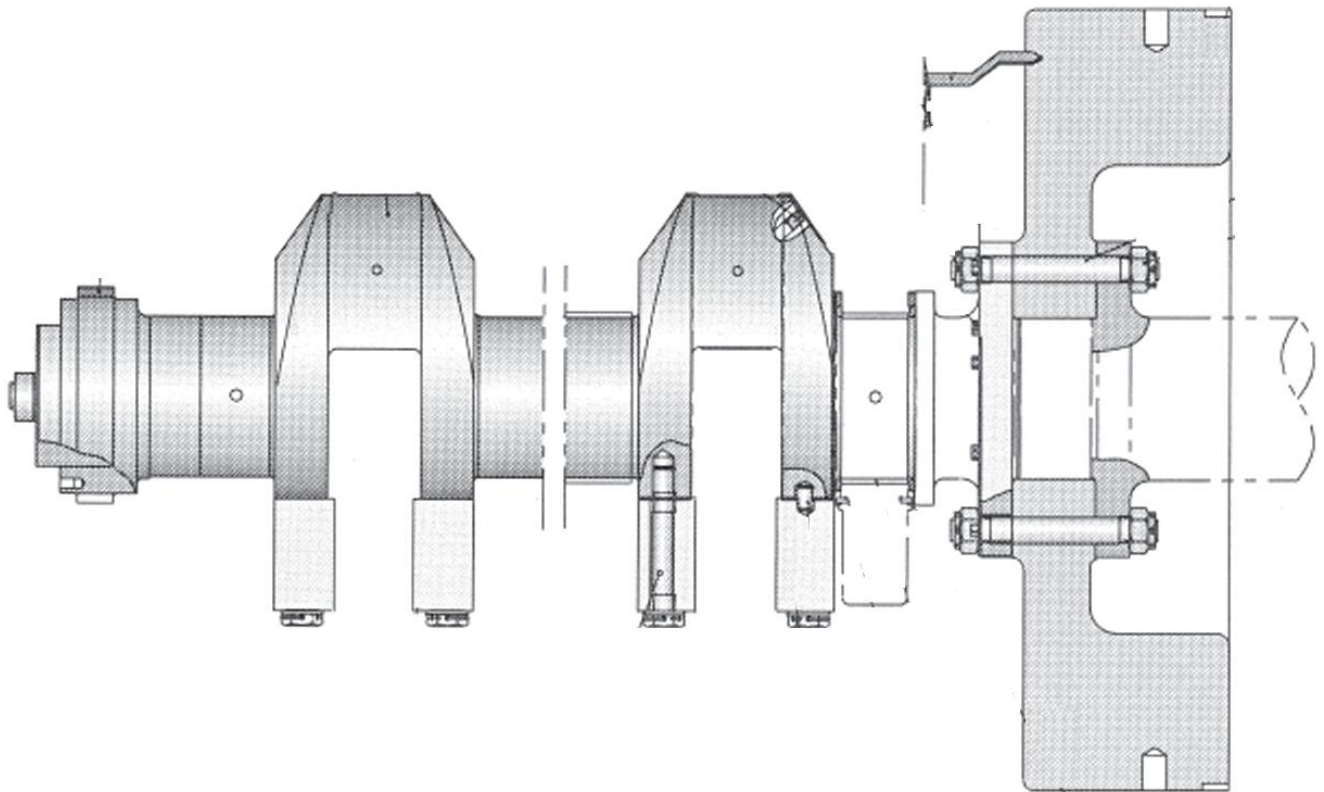


Рисунок 1.8 – Колінчастий вал дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Головний підшипник та корінний підшипник двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) тонкостінні. Вони складаються з двох частин (напіввкладешів). Упорні підшипники приєднуються до переднього і заднього кінців валу.

Поршень двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) складальної конструкції (рис. 1.9). Він виготовлений з високоякісної жароміцної сталі (головка поршня) та з ковкого чавуну (тронк). Поршень охолоджується маслом, що подається стрижнем шатуну крізь отвори у поршневому пальці.

Шатун (рис. 1.9) двигуна 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) кований. У горизонтальній площині розділений на три частини. Така конструкція дозволяє демонтувати поршень крізь робочий циліндр дизеля. Причому демонтаж реалізується без розбору підшипникового вузла (мотелева шийуа).

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

15

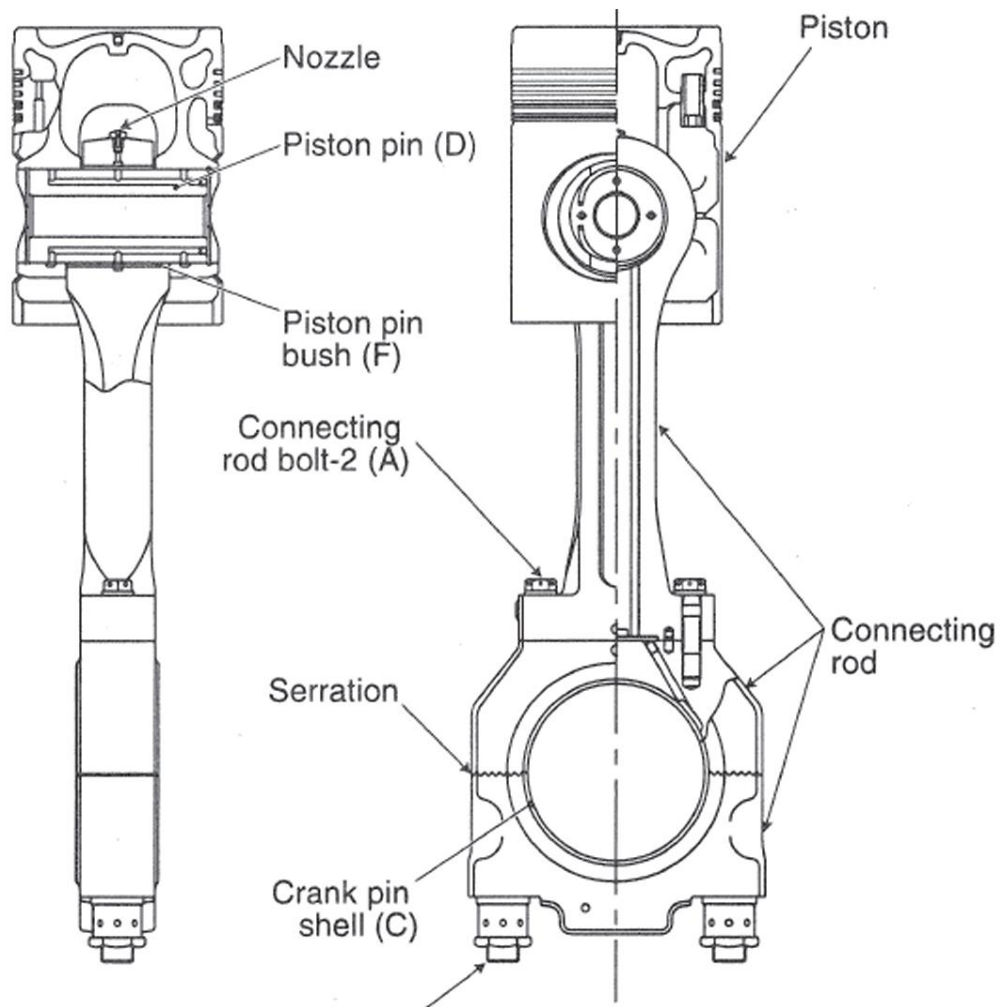


Рисунок 1.9 – Поршень у зборі з шатуном дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

Паливна система на дизелі 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32) встановлюється залежно від марки використовуваного палива. Паливна система для використання мазуту представлена на рис. 1.10. У разі використання мазуту, воно має бути підігріто до потрібної температури, що забезпечить задану в'язкість. Температура повинна підтримуватися на заданому рівні до самого упорскування.

Важке паливо підігрівається до потрібної температури у спеціальному підігрівачі, а потім під тиском за допомогою насоса подачі палива через фільтр подається на вхід ПНВТ. Надлишок невикористаного палива повертається назад на всмоктування насоса через відповідний клапан регулювання тиску (запобіжний клапан). Після повернення паливо повторно подається до системи. Змазування плунжерної пари ПНВТ реалізується за допомогою палива та системи циркуляції масла (примусової подачі мастила).

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

16

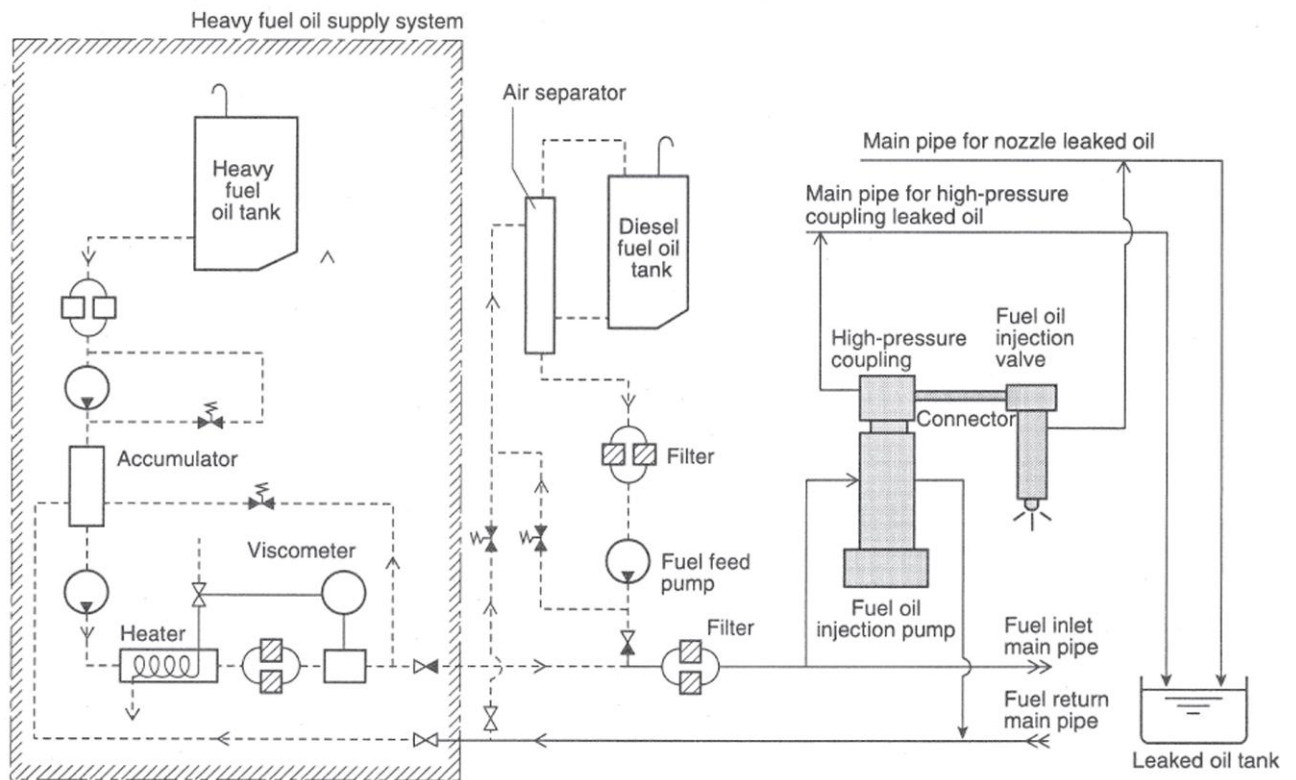


Рисунок 1.10 – Паливна система дизеля 8ЧН 32/40 (Daihatsu 8DC-32)

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньообертовий дизельний двигун 8DC-32 (8ЧН 32/40) виробництва фірми Daihatsu повністю відповідає технічним вимогам експлуатування на судні. Двигун має високі показники економічності та екологічності, однак разом з тим залишається і певний ресурс до подальшого вдосконалення.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.01.ПЗ

Аркуш

17

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми суднового дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

Розрахункові цикли поршневого двигуна різної складності мають досить значні відмінності та ряд припущень від реальних циклів. В розрахункових циклах ДВЗ в залежності від обраної методики, кількості прийнятих припущень та багатьох інших факторів може враховуватися або ні наступні процеси та явища:

- змінення кількості робочого тіла та його якості – складу й фізичних властивостей;

- внаслідок кінцевої швидкості процесу згоряння циклової дози пального та процесу дисоціації продуктів згоряння хімічна енергія, яка міститься у паливі виділяється не миттєво;

- при процесі розширення робочого тіла відбувається поступове догоряння залишків пального та відновлених у результаті дисоціації газів, з виділенням певної кількості теплоти;

- робоче тіло має змінну теплоємність, так як температура та склад газів в циліндрі постійно змінюється;

- врахування наявних теплових (процеси теплообміну між робочим тілом та стінками робочого простору, між охолоджуваною рідиною та нагрітими деталями двигуна, тощо) та аеродинамічних втрат.

Таким чином дійсні цикли, що відбуваються у ДВЗ на сьогодні не можуть бути описаними на сто відсотків із за обмеженості та недосконалості наявних розрахункових методик й високої складності процесів, що протікають в робочому циліндрі реального двигуна.

Однак чим більш досконаліша математична модель теплового розрахунку ДВЗ, тим більш ближчі отримані результати моделювання до дійсного циклу.

					КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

В кваліфікаційній роботі застосовано класичну методику теплового розрахунку ДВЗ, яка була розроблена ще на початку минулого століття В. І. Гріневецьким і у подальшому доопрацьована й вдосконалена Є. К. Мазінгом (методика Гріневецького–Мазінга).

Метод теплового розрахунку двигунів Гріневецького–Мазінга було засновано на прийнятих загально відомих базових основах термодинаміки, а також термохімії. Підхід опису процесів, запропонований вченими, досить повно та всебічно охоплює сутність базових теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі ДВЗ. Запропонована ними методика є доволі надійним та досить точним інженерно-аналітичним інструментом виконання розрахунків та досліджень існуючих або новостворених двигунів. На його основі дослідник може виконати:

- кількісну оцінку явищ у ДВЗ як на стадії здійснення проектування так й при проведенні досліджень існуючих двигунів внутрішнього згоряння;
- отримати узагальнену уяву про головні параметри робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння та показники, які впливають на процеси перебігу робочого циклу двигунів;
- отримати значення параметрів стану (температури та тиску) робочого тіла в характерних (базових точка, таких, як початок та кінець процесу стиснення, максимальний тиск згоряння, кінець розширення) точках розрахункового циклу, а також ефективні енергетичні та економічні показники, що характеризують роботу ДВЗ в цілому.

Методика теплового розрахунку Гріневецького–Мазінга забезпечує задовільну для практичних (інженерних) розрахунків точність, не дивлячись на опис процесів найпростішими термодинамічними закономірностями та введенням ряду опитних коефіцієнтів (для підгонки до реальних умов). Математична модель реалізована у *Matcad* та є доступною для користування.

Розрахунок циклу дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), визначення його ефективних показників та побудова індикаторної діаграми виконується з використанням програми наданої кафедрою ДВЗ, У та ТЕ, НУК ім. адм. Макарова. Розрахунок виконано для номінального режиму експлуатації двигуна DAIHATSU 8DC-

					КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

32. Вихідні дані та результати моделювання робочого циклу дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) для зручності сприйняття наведено у табличній формі (табл. 2.1 і 2.2).

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку номінального режиму дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

№ з.п.	Параметри	Значення
1.	Номінальна ефективна потужність	$N'_e = 4000$ кВт
2.	Частота обертання колінчастого валу (номінальна)	$n = 750$ хв ⁻¹
3.	Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1013$ МПа
4.	Температура навколишнього середовища	$T_0 = 298$ К
5.	Тиск наддуву компресора	$P_k = 0,4$ МПа
6.	Коефіцієнт продувки циліндру	$\phi_a = 1,05$
7.	Коефіцієнт залишкових газів у циліндрі	$\gamma_r = 0,02$
8.	Коефіцієнт використання теплоти в точці – Z	$\xi_z = 0,95$
9.	Коефіцієнт використання теплоти в точці – b	$\xi_b = 0,98$
10.	Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
11.	Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,29$
12.	Підігрів заряду від стінок циліндру двигуна	$\Delta T_a = 20$
13.	Частка ходу поршня витрачена на продувку (для 2-х тактних ДВЗ)	$\phi_n = 0$
14.	Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,99$
15.	Механічний ККД дизеля	$\eta_m = 0,92$
16.	Адіабатний ККД компресора агрегату наддуву	$\eta_{k.ad} = 0,83$
17.	Втрата тиску в ОНП	$\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа
18.	ККД ОНП	$\eta_o = 0,87$
19.	Температура залишкових газів у циліндрі	$T_r = 800$ К
20.	Масовий склад застосованого палива (кг/кг):	$C = 0,87; H = 0,126; O = 0,004; S = 0$
21.	Нижча теплота згоряння застосованого палива	$Q_H = 42700$ кДж/кг
22.	Кількість робочих циліндрів двигуна	$i = 8$
23.	Діаметр циліндру двигуна	$D_c = 0,32$ м
24.	Хід поршня двигуна	$S = 0,40$ м
25.	Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 0,5$
26.	Коефіцієнт надлишку свіжого повітря	$\alpha = 2,32$
27.	Показник адіабати для повітря	$k_B = 1,4$
28.	Адіабатний ККД турбіни агрегату наддуву	$\eta_{t.ad} = 0,82$
29.	Механічний ККД турбіни агрегату наддуву	$\eta_{t.m} = 0,92$
30.	Температура охолоджуючої рідини на вході	$T_w = 300$, К
31.	Коефіцієнт втрат тиску на впуску з агрегату наддуву	$\xi_a = 0,98$
32.	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором агрегату наддуву	$\psi_t = 0,836$

Таблиця 2.2 – Результати теплового розрахунку за методикою Гріневецького–Мазінга дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

№ з.п.	Параметри та спосіб визначення	Значення
Процес наповнення		
1.	Температура за компресором, $T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	470,733 К
2.	Температура в ресивері дизеля $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	322,195 К
3.	Температура заряду циліндра в кінці процесу наповнення циліндру, $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	351,172 К
4.	Тиск в ресивері двигуна, $P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,396 МПа
5.	Тиск в кінці процесу наповнення циліндру, $P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,388 МПа
6.	Коефіцієнт наповнення робочого циліндру двигуна $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,944
Процес стиснення		
7.	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(кмоль·К)	$c'_v \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8.	Середня мольна ізохорна теплоємність відпрацьованих газів, кДж/(кмоль·К)	$c''_v \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9.	Коефіцієнти рівняння регресії теплоємності суміші газів наприкінці процесу стиснення $c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$	$b_c = 0,002509; a_{vc} = 19,27$
10.	Середній показник політропи стиснення $n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,361
11.	Тиск повітря у циліндрі наприкінці стиснення, $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	15,49 МПа
12.	Температура повітря наприкінці стиснення, $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	934,442 К
Процес згоряння		
13.	Дійсна кількість свіжого заряду повітря для згоряння $L_{sw} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,148 кмоль/кг
14.	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0275
15.	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,027
16.	Частка палива, що згорає до точки – z, $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,969
17.	Коефіцієнт молекулярної зміни у точці – z, $\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,026

18.	Питома середня ізохорна теплоємність у точці діаграми – z, кДж/(кмоль·К) $c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$ $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \quad m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}, \quad L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$m=1,064$ $\Delta M=0,0316$ $b_z = 0,00298$ $a_{vz} = 19,78353$
19.	Коефіцієнти у рівнянні регресії для визначення теплоємності робочого тіла в точці діаграми – b кДж/(кмоль·К) $c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$	$b_b = 0,00299$ $a_{vb} = 19,79931$
20.	Температура робочого тіла в точці діаграми – z, $\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1876,327 K
21.	Максимальний тиск в точці діаграми – z, $P_z = \lambda \cdot P_c$	19,982 МПа
Процес розширення		
22.	Степінь попереднього розширення $\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,597
23.	Степінь подальшого розширення $\delta_{\text{ww}} = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,391
24.	Середній показник політропи розширення $n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ $T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$ температури робочого тіла в точці діаграми – b	$n_2 = 1,282$ $T_b = 998,636 \text{ K}$
25.	Тиск наприкінці процесу розширення в точці діаграми – b, $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,132 МПа
Індикаторні показники		
26.	Теоретичний індикаторний середній тиск, $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,729 МПа
27.	Дійсний індикаторний середній тиск, $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi \eta)$	2,701 МПа
28.	Питома індикаторна витрата пального, $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,162 кг/(кВт·год)
29.	ККД індикаторний, $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,521
Ефективні показники		
30.	Ефективний середній тиск, $P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,485 МПа
31.	ККД ефективний, $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,479
32.	Ефективна питома витрата пального, $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,176кг/(кВт·год)
33.	Ефективна потужність дизеля, $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	4000,669 кВт

34.	Похибка, $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,017 %
Дійсний Π_k		
35.	Витрата повітря $G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	6,831 кг/год
36.	Витрата ВГ, $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	7,027 кг/год
37.	Тиск ВГ, $P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,334 МПа
38.	Температура ВГ, $T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	763,851 К
39.	Загальна кількість ВГ $M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,181 кмоль/кг
40.	Універсальна газова стала для ВГ, $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,446 Дж/кг·К
41.	Показник адіабати ВГ $k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,376
42.	Дійсний ступінь підвищення тиску $\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,951
43.	Дійсний тиск наддуву дизеля $P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,4002 МПа
44.	Похибка $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,051 %

За отриманими результатами (табл. 2.2), при моделюванні робочого циклу за методикою Гріневецького–Мазінга дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), аналітичним способом визначаємо та будуємо теоретичну індикаторну діаграму. Побудова діаграми здійснюється у координатах $p-V/V_c$. Вихідні дані для аналітичного розрахунку наведено у таблиці 2.3, а одержані данні – у табл. результатів розрахунку табл. 2.4. Ординати точок (табл. 2.4) розраховано використовуючи залежності для:

політропи стиснення – $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$, а також розширення – $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$.

Таблиця 2.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) у координатах $p-V/V_c$

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
0,334	0,388	0,396	0,4002	1,132	15,49	19,982	1,361	1,282	1,597	9,391

Таблиця 2.4 – Результати аналітичного визначення координат точок індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) у координатах $p-V/V_c$

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1.	1	15,49	19,982
2.	1,597	8,191311	19,982
3.	2,302421	4,978723	12,5013
4.	3,007842	3,460559	8,874684
5.	3,713263	2,597849	6,77406
6.	4,418684	2,050254	5,420137
7.	5,124105	1,675951	4,48276
8.	5,829526	1,406127	3,799566
9.	6,534947	1,203669	3,281977
10.	7,240368	1,046929	2,877814
11.	7,945789	0,922497	2,554466
12.	8,651211	0,821656	2,290569
13.	9,356632	0,738512	2,071575
14.	10,06205	0,668952	1,88726
15.	10,76747	0,610021	1,730238
16.	11,47289	0,559547	1,595053
17.	12,17832	0,515902	1,477587
18.	12,88374	0,477842	1,374682
19.	13,58916	0,444402	1,283876
20.	14,29458	0,414823	1,203223
21.	15	0,3885	1,131167

Розрахункова (теоретична) згорнута індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) у координатах $p-V/V_c$, представлена на рис. 2.1.

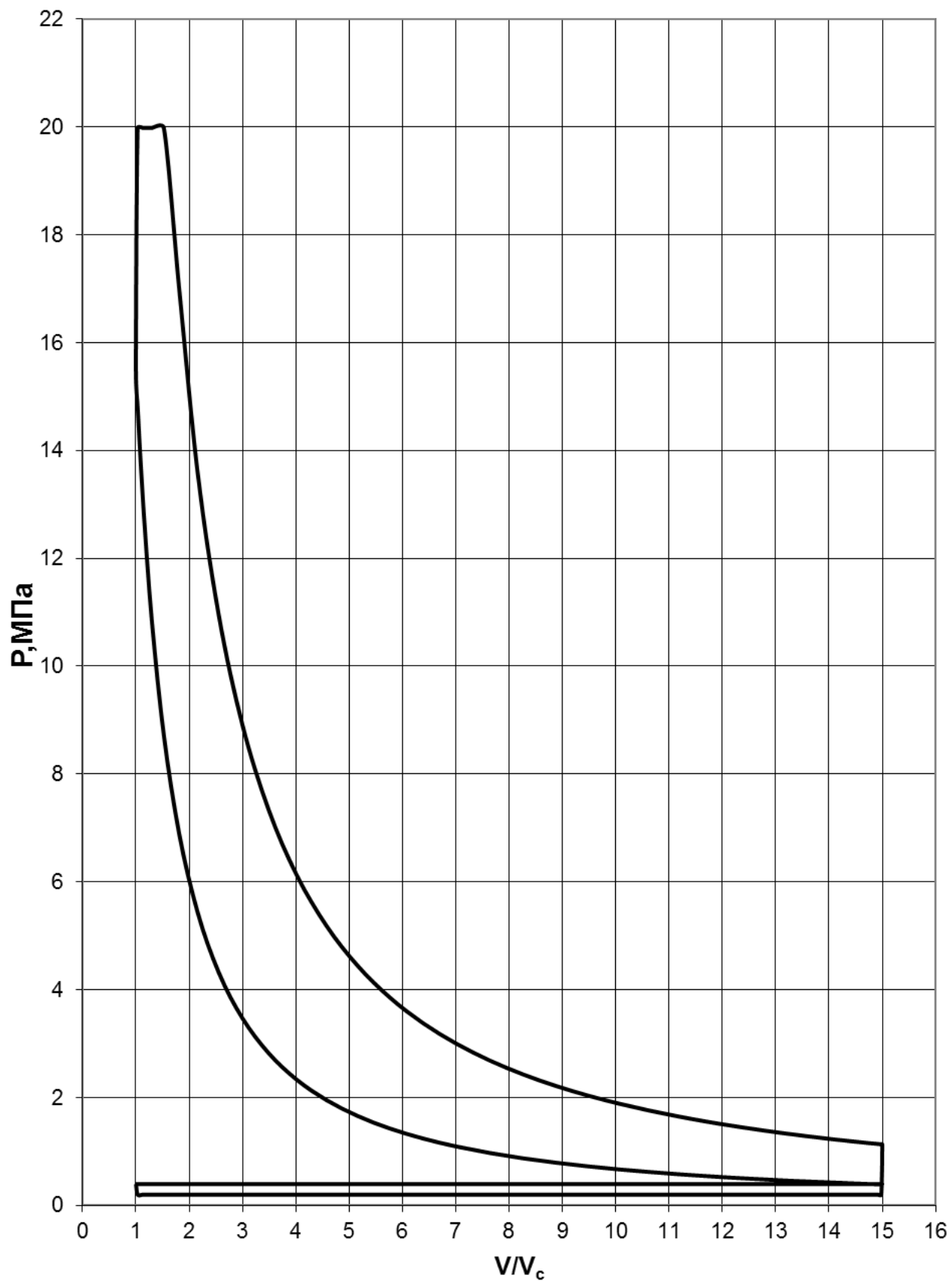


Рисунок 2.1 – Теоретична згорнута діаграма (у координатах $p-V/V_c$) суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ

Аркуш

25

За отриманими результатами (табл. 2.2), при моделюванні робочого циклу за методикою Гріневецького–Мазінга дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), аналітичним способом визначаємо та будуємо теоретичну індикаторну діаграму у координатах $T-V/V_c$. Вихідні дані для аналітичного розрахунку наведено у табл. 2.5, а одержані данні – у таблиці результатів розрахунку табл. 2.6. Ординати точок (табл. 2.6) розраховано використовуючи залежності для: процес стиснення – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$ та процес розширення – $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$. Ступінь подальшого роз-

ширення розраховується за виразом – $\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$, а температура в точці у – $T_y = T_c \cdot \lambda$.

Таблиця 2.5 – Дані для побудови індикаторної діаграми дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) у координатах $T-V/V_c$

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
763,851	351,172	322,195	470,733	998,636	934,442	1876,327	1,290

Таблиця 2.6 – Результати аналітичного визначення координат точок індикаторної діаграми дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) у координатах $T-V/V_c$

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	934,442	1205,43
2	1,597	789,1495	1876,327
3	2,302421	691,5183	1692,405
4	3,007842	627,9171	1569,541
5	3,713263	581,9297	1479,004
6	4,418684	546,5144	1408,212
7	5,124105	518,0602	1350,605
8	5,829526	494,4914	1302,363
9	6,534947	474,515	1261,079
10	7,240368	457,2764	1225,146
11	7,945789	442,1838	1193,444
12	8,651211	428,8127	1165,158
13	9,356632	416,8485	1139,685
14	10,06205	406,0528	1116,562
15	10,76747	396,2409	1095,429
16	11,47289	387,2669	1076,001

17	12,17832	379,0141	1058,047
18	12,88374	371,3875	1041,379
19	13,58916	364,309	1025,841
20	14,29458	357,7136	1011,305
21	15	351,547	997,6605

Розрахункова (теоретична) згорнута індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) у координатах $T-V/V_c$, представлена на рис. 2.2.

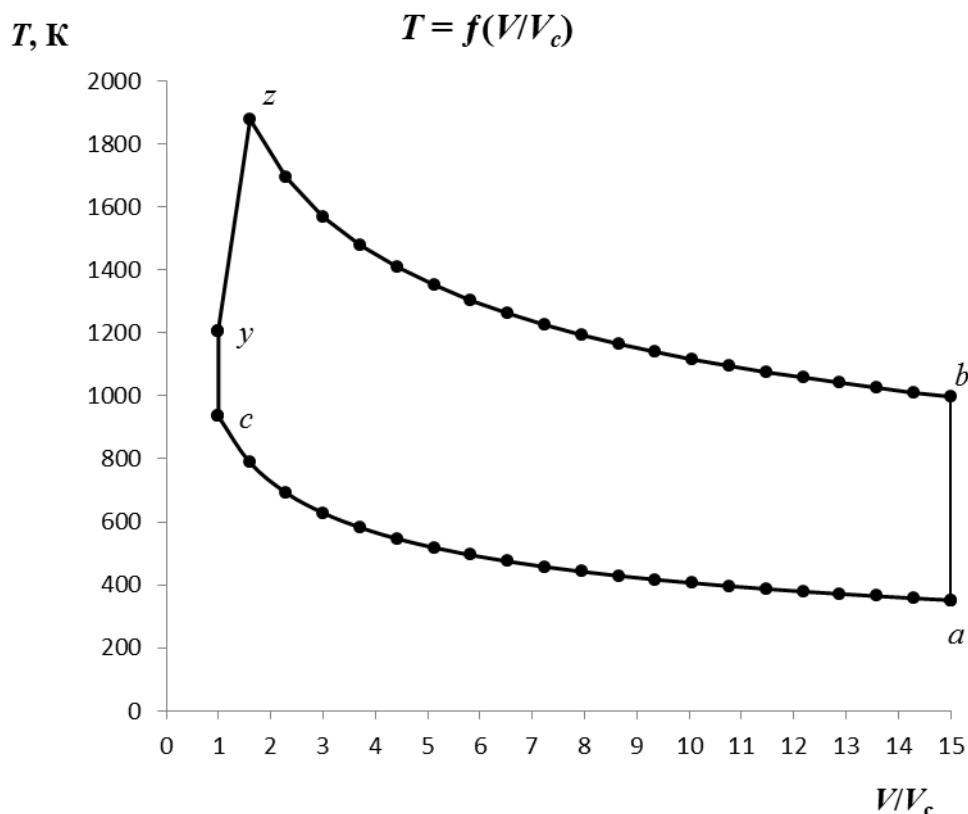


Рисунок 2.2 – Теоретична діаграма (у координатах $T-V/V_c$) суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32)

За отриманими результатами (табл. 2.2), при моделюванні робочого циклу за методикою Гріневецького–Мазінга дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), аналітичним способом визначаємо та будуємо теоретичну індикаторну діаграму у координатах $T-S$. Для розрахунку ентропії використано залежність:

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

У рівнянні c_p – ізобарна теплоємність; R – газова стала; T_0, P_0 – температура і тиск навколишнього середовища. Виходячи з цього, для процесу стиснення у

циліндрі маємо – $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln\left(\frac{T_{сж}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_{сж}}{P_0}\right) \right]$, а розширення – відпо-

відно $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln\left(\frac{T_{раси}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_{раси}}{P_0}\right) \right]$.

Розрахункова (теоретична) згорнута індикаторна діаграма дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) у координатах T – S , представлена на рис. 2.3.

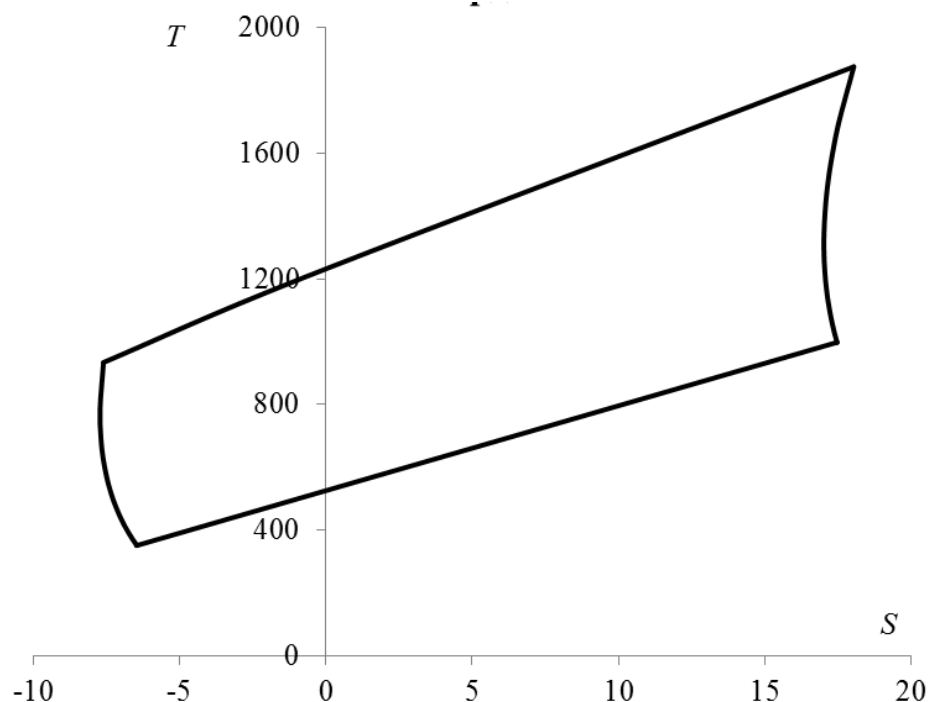


Рисунок 2.3 – Теоретична діаграма (у координатах T – S) суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32). Побудова графіків зміни сил, діючих на КШМ

Переміщення поршня дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) при повороті валу на певний кут φ є сумою його переміщення від кут φ – складова S_I та від відхилення шатуна β – складова S_{II} :

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

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ

Аркуш

28

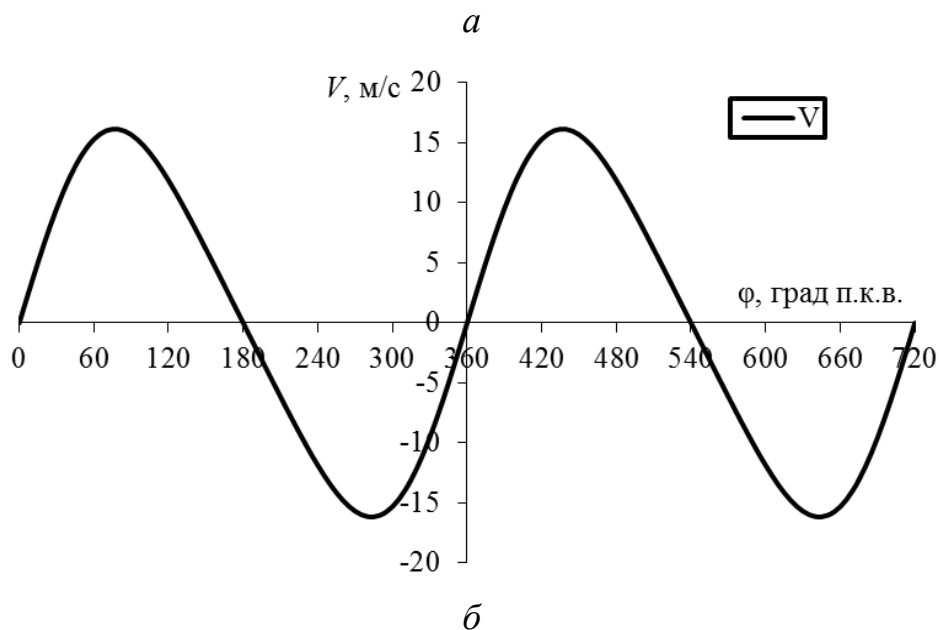
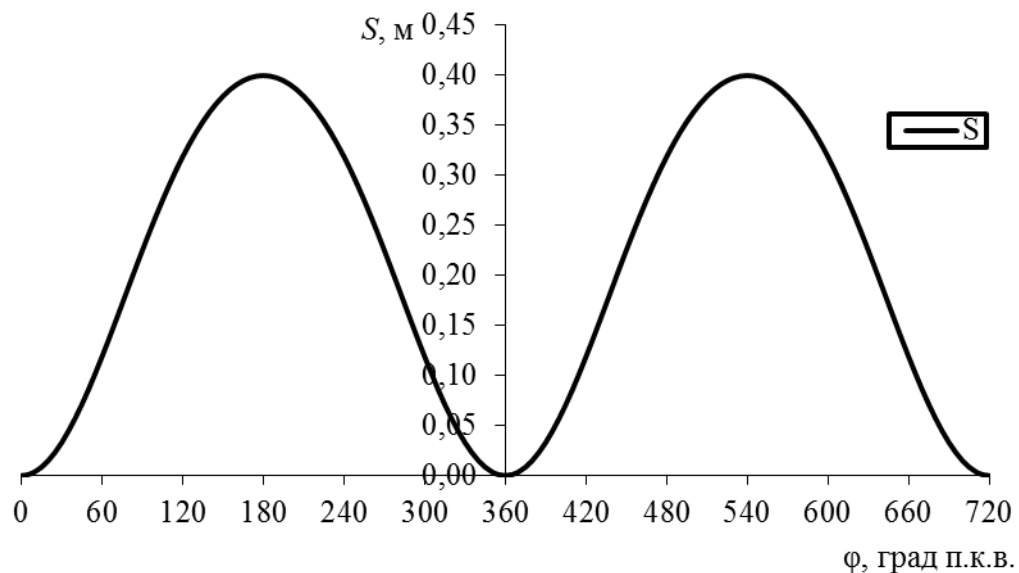
Швидкість поршня дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) є першою похідною за часом від переміщення:

$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Прискорення поршня дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) є похідною за часом від швидкості:

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

Залежності переміщення поршня, швидкості та його прискорення від кута φ суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32) наведено на рис. 2.4, а їх координати – табл. 2.7

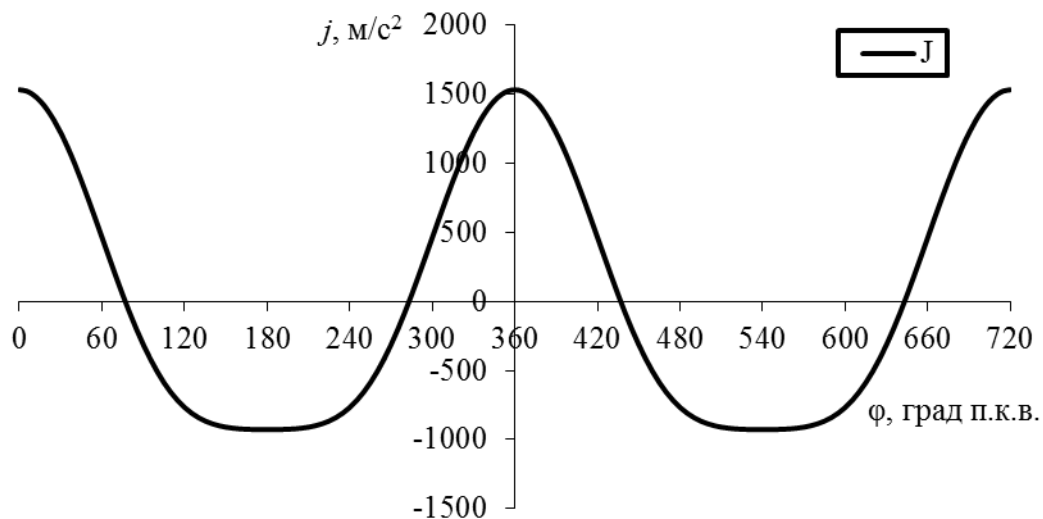


Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ

Аркуш

29



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики суднового дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32): а – переміщення; б – швидкість; в – прискорення

Таблиця 2.7 – Координати точок діаграм переміщення, швидкості та прискорення поршня дизеля DAIHATSU 8ЧН 32/40 (8DC-32)

φ°	S, м	V, м/с	j, м/с ²
0	0,000	0,000	1533,576
5	0,001	1,704	1524,495
10	0,004	3,388	1497,396
15	0,008	5,032	1452,716
20	0,015	6,616	1391,179
25	0,023	8,123	1313,791
30	0,033	9,536	1221,824
35	0,044	10,838	1116,809
40	0,057	12,017	1000,505
45	0,071	13,062	874,879
50	0,086	13,962	742,060
55	0,102	14,711	604,297
60	0,119	15,304	463,904
65	0,136	15,741	323,195
70	0,154	16,023	184,419
75	0,172	16,151	49,688
80	0,190	16,133	-79,086
85	0,208	15,976	-200,254
90	0,225	15,688	-312,476
95	0,242	15,281	-414,757
100	0,259	14,766	-506,459
105	0,275	14,156	-587,303
110	0,291	13,461	-657,342
115	0,305	12,695	-716,929
120	0,319	11,868	-766,668
125	0,332	10,991	-807,357
130	0,343	10,074	-839,933
135	0,354	9,125	-865,413
140	0,364	8,151	-884,840
145	0,372	7,158	-899,243

150	0,379	6,152	-909,589
155	0,386	5,137	-916,763
160	0,391	4,115	-921,539
165	0,395	3,089	-924,567
170	0,398	2,061	-926,358
175	0,399	1,031	-927,284
180	0,400	0,000	-927,568
185	0,399	-1,031	-927,284
190	0,398	-2,061	-926,358
195	0,395	-3,089	-924,567
200	0,391	-4,115	-921,539
205	0,386	-5,137	-916,763
210	0,379	-6,152	-909,589
215	0,372	-7,158	-899,243
220	0,364	-8,151	-884,840
225	0,354	-9,125	-865,413
230	0,343	-10,074	-839,933
235	0,332	-10,991	-807,357
240	0,319	-11,868	-766,668
245	0,305	-12,695	-716,929
250	0,291	-13,461	-657,342
255	0,275	-14,156	-587,303
260	0,259	-14,766	-506,459
265	0,242	-15,281	-414,757
270	0,225	-15,688	-312,476
275	0,208	-15,976	-200,254
280	0,190	-16,133	-79,086
285	0,172	-16,151	49,688
290	0,154	-16,023	184,419
295	0,136	-15,741	323,195
300	0,119	-15,304	463,904
305	0,102	-14,711	604,297
310	0,086	-13,962	742,060
315	0,071	-13,062	874,879
320	0,057	-12,017	1000,505
325	0,044	-10,838	1116,809
330	0,033	-9,536	1221,824
335	0,023	-8,123	1313,791
340	0,015	-6,616	1391,179
345	0,008	-5,032	1452,716
350	0,004	-3,388	1497,396
355	0,001	-1,704	1524,495
360	0,000	0,000	1533,576
365	0,001	1,704	1524,495
370	0,004	3,388	1497,396
375	0,008	5,032	1452,716
380	0,015	6,616	1391,179
385	0,023	8,123	1313,791
390	0,033	9,536	1221,824
395	0,044	10,838	1116,809
400	0,057	12,017	1000,505
405	0,071	13,062	874,879
410	0,086	13,962	742,060
415	0,102	14,711	604,297
420	0,119	15,304	463,904
425	0,136	15,741	323,195
430	0,154	16,023	184,419
435	0,172	16,151	49,688
440	0,190	16,133	-79,086
445	0,208	15,976	-200,254

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ

Аркуш

31

450	0,225	15,688	-312,476
455	0,242	15,281	-414,757
460	0,259	14,766	-506,459
465	0,275	14,156	-587,303
470	0,291	13,461	-657,342
475	0,305	12,695	-716,929
480	0,319	11,868	-766,668
485	0,332	10,991	-807,357
490	0,343	10,074	-839,933
495	0,354	9,125	-865,413
500	0,364	8,151	-884,840
505	0,372	7,158	-899,243
510	0,379	6,152	-909,589
515	0,386	5,137	-916,763
520	0,391	4,115	-921,539
525	0,395	3,089	-924,567
530	0,398	2,061	-926,358
535	0,399	1,031	-927,284
540	0,400	0,000	-927,568
545	0,399	-1,031	-927,284
550	0,398	-2,061	-926,358
555	0,395	-3,089	-924,567
560	0,391	-4,115	-921,539
565	0,386	-5,137	-916,763
570	0,379	-6,152	-909,589
575	0,372	-7,158	-899,243
580	0,364	-8,151	-884,840
585	0,354	-9,125	-865,413
590	0,343	-10,074	-839,933
595	0,332	-10,991	-807,357
600	0,319	-11,868	-766,668
605	0,305	-12,695	-716,929
610	0,291	-13,461	-657,342
615	0,275	-14,156	-587,303
620	0,259	-14,766	-506,459
625	0,242	-15,281	-414,757
630	0,225	-15,688	-312,476
635	0,208	-15,976	-200,254
640	0,190	-16,133	-79,086
645	0,172	-16,151	49,688
650	0,154	-16,023	184,419
655	0,136	-15,741	323,195
660	0,119	-15,304	463,904
665	0,102	-14,711	604,297
670	0,086	-13,962	742,060
675	0,071	-13,062	874,879
680	0,057	-12,017	1000,505
685	0,044	-10,838	1116,809
690	0,033	-9,536	1221,824
695	0,023	-8,123	1313,791
700	0,015	-6,616	1391,179
705	0,008	-5,032	1452,716
710	0,004	-3,388	1497,396
715	0,001	-1,704	1524,495
720	0,000	0,000	1533,576

					КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При проведенні динамічного аналізу кривошипно-шатунного механізму дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) так, як сили P_z та P_j , мають загальну точку прикладання та діють по єдиній лінії, зазвичай замінюють алгебраїчною сумою (сумарною силою P_Σ):

$$P_\Sigma = P_z + P_j.$$

Силу інерції P_j визначають як суму двох гармонійних функцій. Гармонічні функцій відрізняються амплітудою і швидкістю змінення аргументу. Так одну прийнято називати – силами інерції першого порядку P_{jI} , другу – силами інерції другого порядку P_{jII} :

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

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Співвідношення між силовими факторами у двигуні (рис. 2.5), що навантажують елементи КШМ дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), з урахуванням його геометрії й характеру діючих сил:

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

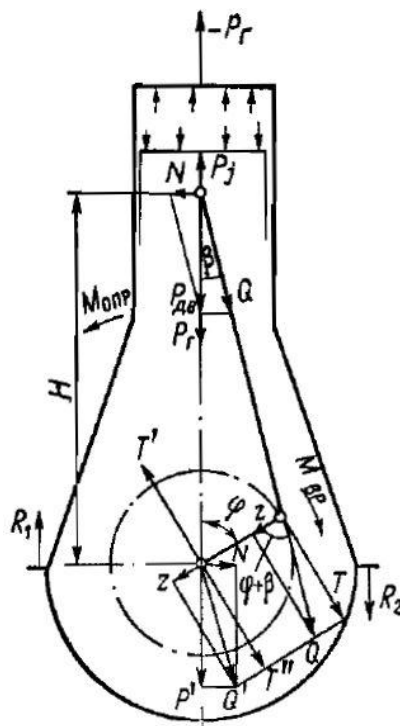


Рисунок 2.5 – Динамічні сили діючі на деталі КШМ двигуна DAIHATSU 8DC-32

Результати динамічних розрахунків дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) представлено у таблиці 2.8, а побудовані графічні залежності сил – рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.8 – Результати динамічних розрахунків дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_b , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,396	31847,3	-165626,2	-141821,2	0,0	-141821,2	0,0
5	0,396	31847,3	-164645,4	-140840,4	-3044,9	-140039,1	-15308,4
10	0,396	31847,3	-161718,7	-137913,7	-5944,7	-134786,2	-29802,9
15	0,396	31847,3	-156893,3	-133088,3	-8560,2	-126337,9	-42714,3
20	0,396	31847,3	-150247,4	-126442,3	-10763,8	-115135,5	-53360,5
25	0,396	31847,3	-141889,4	-118084,4	-12444,9	-101761,3	-61183,5
30	0,396	31847,3	-131957,0	-108152,0	-13515,2	-86904,8	-65780,5
35	0,396	31847,3	-120615,3	-96810,3	-13912,4	-71322,5	-66924,5
40	0,396	31847,3	-108054,6	-84249,5	-13604,3	-55794,2	-64576,1
45	0,396	31847,3	-94486,9	-70681,9	-12590,1	-41077,1	-58882,2
50	0,396	31847,3	-80142,5	-56337,5	-10901,5	-27862,0	-50164,3
55	0,396	31847,3	-65264,1	-41459,1	-8601,8	-16733,8	-38895,1
60	0,396	31847,3	-50101,7	-26296,6	-5782,8	-8140,3	-25664,9
65	0,396	31847,3	-34905,1	-11100,1	-2560,4	-2370,6	-11142,1
70	0,396	31847,3	-19917,2	3887,8	931,7	454,2	3972,0
75	0,396	31847,3	-5366,3	18438,8	4549,5	377,9	18988,0
80	0,396	31847,3	8541,3	32346,3	8146,7	-2406,1	33269,6
85	0,396	31847,3	21627,4	45432,4	11583,4	-7579,7	46269,1
90	0,396	31847,3	33747,4	57552,4	14733,3	-14733,3	57552,4
95	0,396	31847,3	44793,7	68598,8	17489,9	-23402,1	66813,4
100	0,396	31847,3	54697,6	78502,6	19771,6	-33103,1	73876,7
105	0,396	31847,3	63428,7	87233,8	21523,5	-43367,9	78690,7
110	0,396	31847,3	70993,0	94798,0	22717,6	-53770,4	81311,1
115	0,396	31847,3	77428,4	101233,4	23351,1	-63946,4	81880,0
120	0,396	31847,3	82800,1	106605,1	23443,1	-73604,9	80601,2
125	0,396	31847,3	87194,5	110999,6	23029,8	-82531,6	77716,2
130	0,396	31847,3	90712,7	114517,8	22159,5	-90585,8	73481,8
135	0,396	31847,3	93464,6	117269,6	20888,4	-97692,4	68151,8
140	0,396	31847,3	95562,8	119367,8	19275,1	-103830,8	61962,6
145	0,396	31847,3	97118,2	120923,2	17377,7	-109021,9	55123,8
150	0,396	31847,3	98235,6	122040,7	15250,7	-113315,7	47812,8
155	0,396	31847,3	99010,4	122815,5	12943,5	-116778,8	40173,3
160	0,396	31847,3	99526,3	123331,3	10498,9	-119484,3	32316,0
165	0,396	31847,3	99853,2	123658,2	7953,7	-121503,2	24322,5
170	0,396	31847,3	100046,7	123851,7	5338,6	-122897,2	16249,1
175	0,396	31847,3	100146,7	123951,7	2679,8	-123713,6	8133,5
180	0,396	31847,3	100177,3	123982,4	0,0	-123982,4	0,0
185	0,389	31260,7	100146,7	123365,2	-2667,1	-123128,2	-8095,0
190	0,391	31432,3	100046,7	123436,7	-5320,7	-122485,4	-16194,7
195	0,394	31721,7	99853,2	123532,7	-7945,6	-121379,9	-24297,8
200	0,400	32134,5	99526,3	123618,6	-10523,4	-119762,7	-32391,3
205	0,406	32678,6	99010,4	123646,8	-13031,1	-117569,2	-40445,2
210	0,415	33364,4	98235,6	123557,8	-15440,3	-114724,3	-48407,2

215	0,425	34205,7	97118,2	123281,7	-17716,6	-111148,3	-56198,9
220	0,438	35220,0	95562,8	122740,6	-19819,7	-106764,6	-63713,4
225	0,453	36429,0	93464,6	121851,3	-21704,5	-101509,3	-70814,5
230	0,471	37859,6	90712,7	120530,1	-23322,9	-95341,7	-77339,7
235	0,492	39545,3	87194,5	118697,6	-24626,9	-88255,4	-83106,0
240	0,516	41527,7	82800,1	116285,6	-25571,9	-80288,7	-87920,3
245	0,545	43858,3	77428,4	113244,4	-26121,7	-71533,5	-91594,8
250	0,579	46601,5	70993,0	109552,2	-26253,3	-62139,1	-93966,2
255	0,620	49837,9	63428,7	105224,4	-25962,4	-52311,8	-94919,4
260	0,667	53669,5	54697,6	100324,9	-25267,8	-42305,1	-94413,1
265	0,724	58226,1	44793,7	94977,6	-24215,5	-32401,1	-92505,6
270	0,792	63673,8	33747,4	89379,0	-22880,8	-22880,8	-89379,0
275	0,873	70228,0	21627,4	83813,2	-21369,0	-13982,9	-85356,6
280	0,972	78169,7	8541,3	78668,8	-19813,5	-5851,8	-80914,2
285	1,093	87869,8	-5366,3	74461,3	-18372,1	1525,9	-76679,1
290	1,241	99822,4	-19917,2	71863,0	-17221,4	8395,8	-73419,2
295	1,426	114692,7	-34905,1	71745,4	-16549,2	15322,2	-72017,4
300	1,659	133383,9	-50101,7	75240,0	-16545,7	23291,0	-73432,6
305	1,954	157132,3	-65264,1	83826,0	-17391,9	33834,0	-78641,8
310	2,333	187638,5	-80142,5	99453,8	-19244,6	49185,4	-88556,2
315	2,826	227239,1	-94486,9	124710,0	-22213,7	72475,8	-103890,7
320	3,471	279110,5	-108054,6	163013,7	-26322,8	107955,8	-124947,7
325	4,320	347442,1	-120615,3	218784,5	-31441,2	161183,9	-151244,7
330	5,439	437386,6	-131957,0	297387,3	-37162,8	238963,6	-180877,6
335	6,892	554297,4	-141889,4	404365,7	-42616,0	348469,5	-209515,6
340	8,720	701255,4	-150247,4	542965,7	-46221,5	494412,2	-229139,2
345	10,862	873541,1	-156893,3	708605,6	-45577,3	672664,1	-227424,9
350	13,060	1050283,7	-161718,7	880522,8	-37954,7	860554,9	-190279,3
355	14,797	1189997,6	-164645,4	1017309,9	-21993,9	1011521,9	-110574,6
360	15,470	1244139,2	-165626,2	1070470,7	0,0	1070470,7	0,0
365	19,982	1607000,4	-164645,4	1434312,7	31009,4	1426152,1	155900,0
370	19,982	1607000,4	-161718,7	1437239,4	61951,8	1404646,7	310584,7
375	19,982	1607000,4	-156893,3	1442064,8	92753,3	1368921,4	462826,6
380	19,982	1607000,4	-150247,4	1448710,8	123325,5	1319163,0	611376,4
385	17,003	1367439,3	-141889,4	1217507,6	128312,9	1049209,3	630831,9
390	13,603	1093962,1	-131957,0	953962,8	119211,4	766550,3	580221,5
395	10,951	880689,5	-120615,3	752032,0	108073,2	554040,3	519876,2
400	8,910	716534,5	-108054,6	600437,7	96956,4	397639,6	460226,9
405	7,341	590373,8	-94486,9	487844,6	86896,2	283513,4	406403,1
410	6,129	492938,9	-80142,5	404754,2	78321,2	200173,5	360403,5
415	5,186	417070,4	-65264,1	343764,1	71322,8	138750,7	322504,1
420	4,444	357419,1	-50101,7	299275,2	65812,4	92642,4	292086,2
425	3,855	310038,9	-34905,1	267091,6	61609,0	57041,0	268104,3
430	3,382	272025,2	-19917,2	244065,8	58488,4	28514,3	249351,0
435	3,000	241232,4	-5366,3	227823,9	56211,8	4668,8	234609,6
440	2,687	216064,4	8541,3	216563,5	54543,6	-16109,1	222744,8
445	2,429	195324,1	21627,4	208909,2	53263,4	-34853,1	212756,5
450	2,215	178105,1	33747,4	203810,2	52174,9	-52174,9	203810,2
455	2,036	163714,7	44793,7	200466,2	51110,8	-68388,1	195248,7
460	1,885	151618,5	54697,6	198273,9	49937,1	-83608,4	186590,1
465	1,758	141400,6	63428,7	196787,1	48554,0	-97831,8	177515,0
470	1,650	132734,5	70993,0	195685,2	46894,4	-110994,6	167845,1
475	1,559	125361,9	77428,4	194748,0	44921,8	-123017,1	157516,9

480	1,481	119077,1	82800,1	193835,0	42625,5	-133832,2	146553,3
485	1,414	113715,2	87194,5	192867,5	40015,4	-143402,9	135035,9
490	1,357	109143,3	90712,7	191813,8	37116,6	-151728,5	123079,9
495	1,309	105254,2	93464,6	190676,5	33963,8	-158844,7	110812,6
500	1,268	101960,7	95562,8	189481,2	30596,7	-164818,2	98357,7
505	1,233	99192,5	97118,2	188268,4	27055,7	-169739,0	85823,6
510	1,205	96892,6	98235,6	187086,0	23379,1	-173710,8	73296,1
515	1,181	95015,4	99010,4	185983,6	19600,8	-176842,0	60835,7
520	1,163	93524,7	99526,3	185008,7	15749,4	-179238,0	48477,1
525	1,149	92392,6	99853,2	184203,6	11847,9	-180993,5	36231,2
530	1,139	91598,3	100046,7	183602,7	7914,1	-182187,6	24088,4
535	1,133	91127,3	100146,7	183231,7	3961,4	-182879,7	12023,4
540	1,131	90971,2	100177,3	183106,3	0,0	-183106,3	0,0
545	0,200	16084,5	100146,7	108188,9	-2339,0	-107981,1	-7099,2
550	0,200	16084,5	100046,7	108088,9	-4659,1	-107255,9	-14181,1
555	0,200	16084,5	99853,2	107895,4	-6939,8	-106015,2	-21222,1
560	0,200	16084,5	99526,3	107568,5	-9157,1	-104213,2	-28185,8
565	0,200	16084,5	99010,4	107052,7	-11282,3	-101790,8	-35017,2
570	0,200	16084,5	98235,6	106277,9	-13281,0	-98679,8	-41637,3
575	0,200	16084,5	97118,2	105160,4	-15112,4	-94810,5	-47938,2
580	0,200	16084,5	95562,8	103605,0	-16729,7	-90119,7	-53780,3
585	0,200	16084,5	93464,6	101506,8	-18080,7	-84561,1	-58991,2
590	0,200	16084,5	90712,7	98755,0	-19109,4	-78117,1	-63367,4
595	0,200	16084,5	87194,5	95236,8	-19759,4	-70811,5	-66679,9
600	0,200	16084,5	82800,1	90842,4	-19976,8	-62721,6	-68683,4
605	0,200	16084,5	77428,4	85470,6	-19715,2	-53989,5	-69130,7
610	0,200	16084,5	70993,0	79035,2	-18940,2	-44829,6	-67790,9
615	0,200	16084,5	63428,7	71471,0	-17634,3	-35531,5	-64471,6
620	0,200	16084,5	54697,6	62739,9	-15801,6	-26456,2	-59042,8
625	0,200	16084,5	44793,7	52836,0	-13471,0	-18024,7	-51460,8
630	0,200	16084,5	33747,4	41789,6	-10698,0	-10698,0	-41789,6
635	0,200	16084,5	21627,4	29669,7	-7564,6	-4949,9	-30216,1
640	0,200	16084,5	8541,3	16583,6	-4176,7	-1233,6	-17056,9
645	0,200	16084,5	-5366,3	2676,0	-660,3	54,8	-2755,7
650	0,200	16084,5	-19917,2	-11875,0	2845,7	-1387,4	12132,1
655	0,200	16084,5	-34905,1	-26862,8	6196,4	-5736,9	26964,7
660	0,200	16084,5	-50101,7	-42059,4	9249,1	-13019,7	41049,1
665	0,200	16084,5	-65264,1	-57221,9	11872,2	-23096,0	53683,0
670	0,200	16084,5	-80142,5	-72100,2	13951,6	-35657,6	64199,9
675	0,200	16084,5	-94486,9	-86444,7	15397,8	-50237,8	72013,5
680	0,200	16084,5	-108054,6	-100012,3	16149,6	-66233,1	76658,0
685	0,200	16084,5	-120615,3	-112573,1	16177,7	-82935,3	77821,3
690	0,200	16084,5	-131957,0	-123914,8	15484,9	-99570,9	75367,7
695	0,200	16084,5	-141889,4	-133847,2	14106,1	-115345,2	69350,7
700	0,200	16084,5	-150247,4	-142205,1	12105,6	-129488,8	60012,6
705	0,200	16084,5	-156893,3	-148851,1	9574,1	-141301,1	47773,3
710	0,200	16084,5	-161718,7	-153676,5	6624,2	-150191,5	33209,2
715	0,200	16084,5	-164645,4	-156603,2	3385,7	-155712,2	17021,7
720	0,396	31847,3	-165626,2	-141821,2	0,0	-141821,2	0,0

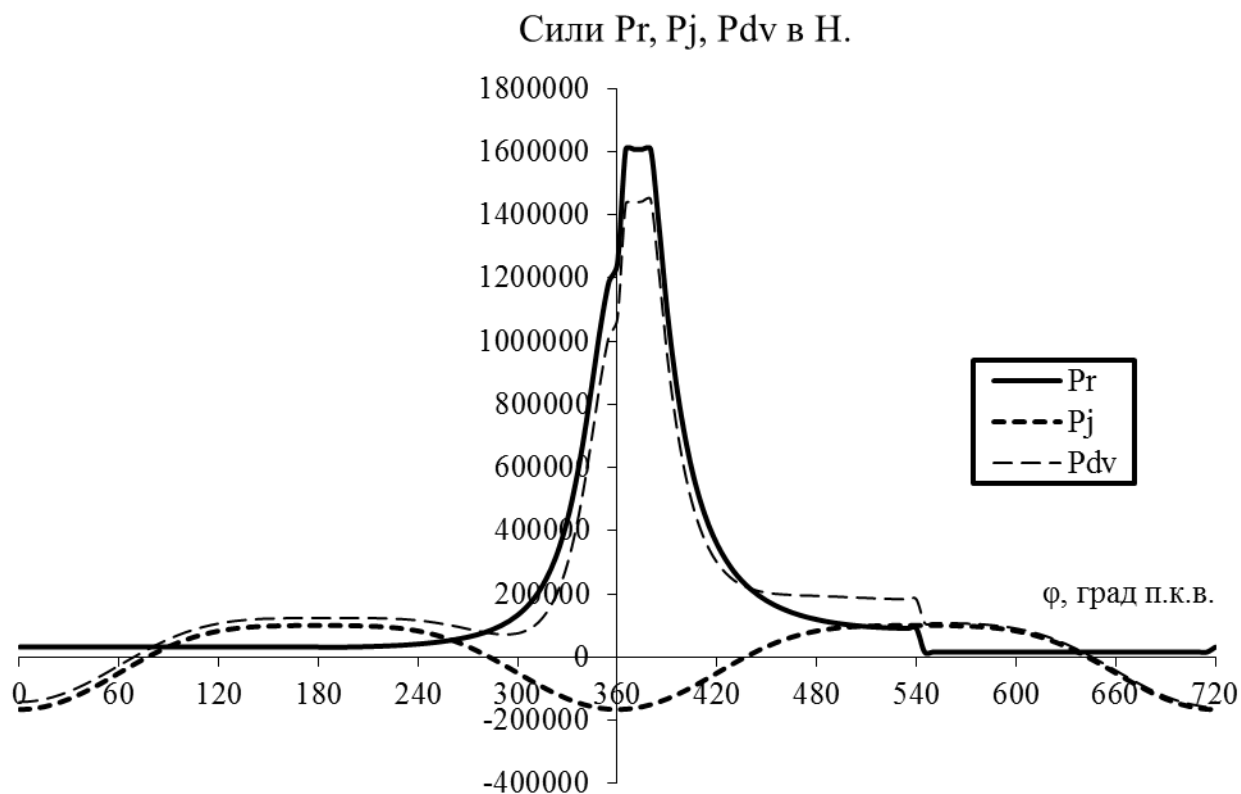


Рисунок 2.6 – Залежності сили тиску газів P_r , інерції P_j та рушійної сили P_{dv} від кута повороту ϕ дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

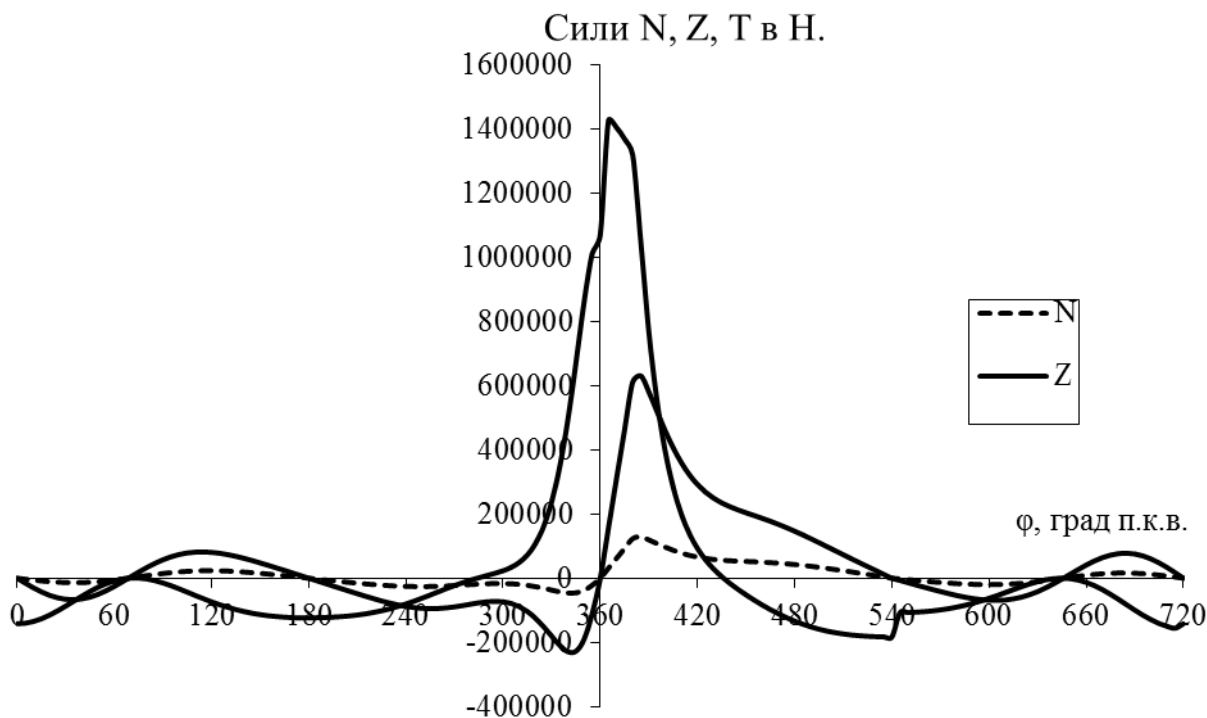


Рисунок 2.7 – Залежності бічної сил N , радіальної Z й тангенціальної T від кута ϕ дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.02.ПЗ

Аркуш

37

Пара тангенціальних сил T і T' на плечі кривошипного коліна r (рис. 2.5) генерують крутний момент $M_{кр}$ двигуна 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), що потім передається споживачеві енергії:

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

Середні значення $T_{сум}$ (або T_{Σ}) й $M_{кр}$ визначаються відповідно, як:

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

де $\varphi_3 = 90^\circ$ кут заклинювання кривошипів двигуна 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32).

Результати розрахунків сумарної дотичної сили суднового дизельного двигуна 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32) подано на рис. 2.8.

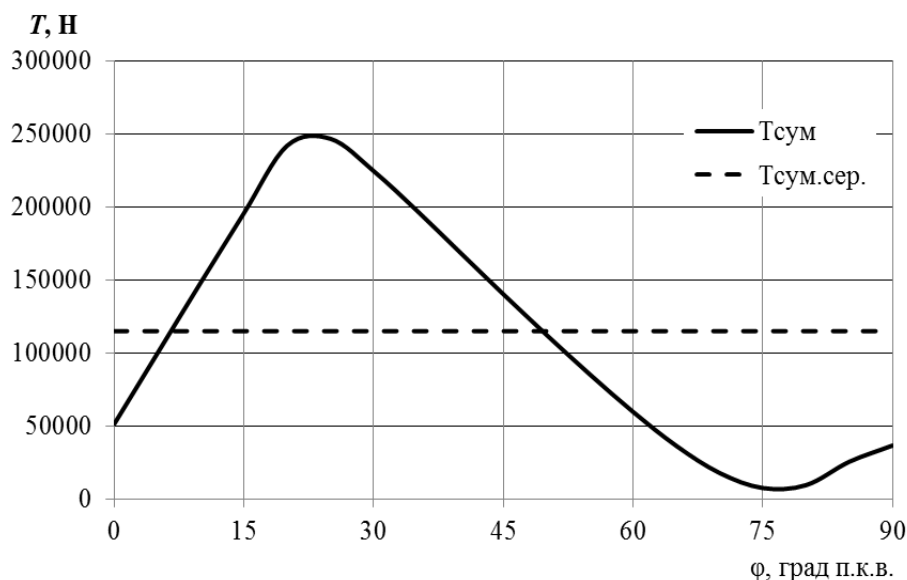


Рисунок 2.8 – Сумарна дотична сила T_{Σ} дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)

2.3. Висновки до розділу

У розділі бакалаврської кваліфікаційної роботи виконано розрахунок робочого циклу суднового дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32), побудовано його теоретичні індикаторні діаграми у координатах $p - V/V_c$, $T - V/V_c$ та $T - S$.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки дизеля 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32). За результатами розрахунків побудовано графіки зміни сил, діючих на елементи КШМ.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА DAIHATSU ТИПУ 8ЧН 32/40 (8DC-32)

3.1. Аналіз умов роботи поршнів та матеріалів, що використовують для їх виготовлення

До основних деталей поршневої групи у тронкових ДВЗ відносяться: поршень; поршневий палець; елементами кріплення поршневого пальця (наприклад, стопорні кільця); компресійні кільця; масло знімні кільця.

Для крейцкопфних ДВЗ у склад поршневої групи входять: поршень; компресійні кільця; масло знімні кільця; поршневий шток (забезпечує з'єднання поршня двигуна з поперечиною крейцкопфу).

Поршень двигуна отримує силу від тиску газів, що утворюється внаслідок згоряння палива, і передає її за допомогою шатуна колінчастому валу. У тронкових ДВЗ поршень виконує функцію повзуна, передаючи тим самим нормальну силу на поверхню втулки циліндру, а в двотактних двигунах також відповідає за газообмін. Механічні навантаження на поршень, які виникають внаслідок дії тиску газів у циліндрі ДВЗ та інерційних сил, призводять до появи напружень у матеріалі та деформації самого поршня двигуна. Високі питомі тиски, що виникають на поверхнях деталей, які контактують з поршнем, можуть порушувати його геометрію, що, в свою чергу, викликає збільшення тертя та зношування під час роботи. Теплове навантаження, яке діє на поршень, спричинене гарячими газами та тертям, призводить до його нагріву і розширення, а перепади температур викликають термічні напруги. В залежності від типу двигуна та конструкції кривошипно-шатунного механізму, а також тактності дизеля і ступеня його форсування, поршні можуть бути цільними або складовими, охолоджуваними (примусово) або неохолоджуваними.

Матеріал, що використовується для виготовлення поршнів, повинен мати високі механічні характеристики та зберігати їх при підвищених температурах, а також володіти хорошими антифрикційними властивостями і здатністю добре заповнювати відповідну ливарну форму.

					КРБ.142.4227см.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При проектуванні швидкохідних двигунів виникають додаткові вимоги, пов'язані зі зменшенням маси поршня, високою теплопровідністю матеріалу та низьким лінійним коефіцієнтом його розширення. Цей широкий спектр вимог призводить до вибору матеріалів з різними фізико-механічними властивостями. Проте жоден з матеріалів не відповідає цим вимогам у повній мірі.

Форма заготовки поршня виготовляється шляхом лиття, кування або штампування. Незалежно від обраного методу виробництва та матеріалу, процес старіння поршня є обов'язковим. Чавун відповідає більшості з наведених вимог.

Характерною рисою хімічного складу чавунів, що використовуються в двигунобудуванні, є загальний вміст вуглецю та кремнію (C + Si), який перевищує 45,5 %. Вміст сірки в чавунах намагаються звести до мінімуму, не перевищуючи значення 0,12 %.

У деяких марках чавунах для тонкостінного лиття досить складної форми вміст фосфору підвищують до 0,7%, хоча велика кількість фосфідної евтектики при високій концентрації P навряд чи є бажаною з точки зору підвищення стійкості чавуну. Проте для відливання тонкостінних поршнів необхідна рідинна текучість металу, яку забезпечує додавання фосфору. Крім того, фосфор сприяє підвищенню зносостійкості тертьових поверхонь. Таким чином, незначне збільшення вмісту фосфору в поршневих чавунах є виправданим. У таблиці 3.1 наведено хімічний склад чавунів, що використовуються для поршневої групи.

Таблиця 3.1 – Хімічний склад найбільш розповсюджених чавунів, що застосовуються для поршневої групи двигунів

Поршковий чавун	C, %		Si, %	P, %	Ni, %	Mn, %	S, %	Cr, %	V, %
	загальний	зв'язаний							
Нелегований	3,1...3,3	0,7...0,9	0,3...0,7	–	1,4...2,0	0,8...1,0	≤ 0,12	–	–
Легований	3,1...3,3	0,7...1,0	0,3...0,7	0,7...1,2	1,2...1,6	0,7...1,0	≤ 0,12	0,25...0,5	0,1...0,2

Підвищення твердості та зносостійкості чавунних поршнів двигунів можна досягти шляхом легування чавуну хромом. Одночасно слід додати нікель, який допо-

магає подрібнити структуру сплаву. Твердість H_v чавунних поршнів двигунів вибирається на 20...30 одиниць нижчою за твердість втулок за шкалою Брінелля.

При підвищеній твердості циліндрової втулки двигуна ($H_v > 350$) чавунні поршні проходять додаткову термічну обробку, яка включає нагрів до 820...860 °С, загартування в маслі, а також відпуск при температурі 350...400 °С з витримкою протягом двох годин, після чого відбувається охолодження на повітрі. Цей процес забезпечує поршням двигунів твердість в межах 320...400 одиниць за Брінелем. У таблиці 3.2 наведені фізико-механічні властивості різних марок чавунів, що використовуються для виготовлення поршнів ДВЗ.

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні властивості різних марок чавунів, що використовуються для виготовлення поршнів

Марка чавуну	Межа міцності при вигині, кг/мм ²	Межа міцності при розтягуванні, кг/мм ²	Стріла прогину в мм при відстані між опорами		Межа міцності при стисненні, кг/мм ²	Твердість за Брінелем
			600 мм	300 мм		
СЧ 28–48	48	28	9	3	100	170...241
СЧ 24–44	44	24	9	3	85	170...241
СЧ 35–56	56	35	9	3	120	197...248

Поршні виробляють з чавунів марок СЧ24–44 та СЧ28–48. Для підвищення міцності чавуну важливою є модифікація, зокрема марка СЧ 35–56. У таблиці 3.2 представлені характеристики цієї марки чавуну при нормальних температурах.

Проте в двигуні умови роботи поршнів характеризуються значно вищими температурами. Температура неохолоджуваного днища поршня виготовленого з чавуну може досягати 400...430 °С. Тому при проектуванні поршнів необхідно враховувати зміни фізико-механічних властивостей чавуну в залежності від температури.

З підвищенням температури твердість чавуну змінюється подібно до його міцнісних характеристик. При температурах 100...200 °С спостерігається незначне зниження твердості, потім до 300...400 °С – її зростання до початкового рівня, а при 400...450 °С відбувається різке падіння (див. рис. 3.1).

Для марок чавуну, близьких до СЧ 24–44 та СЧ28–48, межа їх міцності майже не змінюється до температури у 400 °С, а потім різко знижується (рис. 3.2).



Рисунок 3.1 – Вплив температури на величину твердості чавуну

Багато досліджень механічних властивостей чавуну при різних температурах зразків показують, що в діапазоні від нормальної температури до 150...200 °C спостерігається зниження міцнісних характеристик на 10...15%.

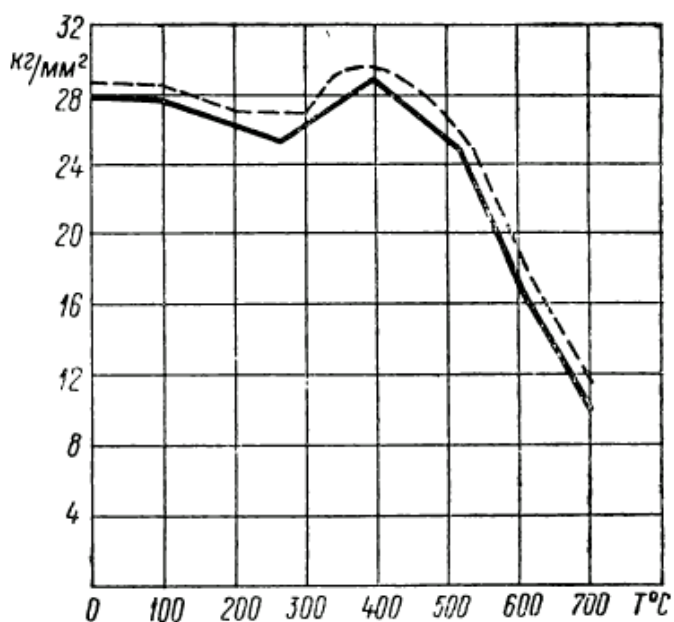


Рисунок 3.2 – Вплив температури на величину межі міцності чавуну

Після цього відбувається підвищення, і при 300 °C міцнісні властивості досягають рівня, що відповідає нормальній температурі. При подальшому підвищенні температури механічні показники чавуну залишаються стабільними, але з 400...430 °C

починається їх різке зниження. При температурах, близьких до 500 °С, вже виявляються ознаки криппа – тобто повзучості чавуну.

У дизельних двигунах використовуються легкі сплави на основі алюмінію. Алюмінієві сплави на магнієвій основі, незважаючи на їх невелику питому вагу, не рекомендуються через схильність до оплавлення країв і низьку межу пропорційності (1,5...2,0 кг/мм²). Алюмінієві сплави дозволяють виготовляти поршні з невеликою вагою. Крім того, завдяки зниженому коефіцієнту теплопередачі від газів до поршня двигуна та високій теплопровідності алюмінієвого сплаву, температура поршнів двигунів з легких сплавів значно нижча, ніж у чавунних поршнів (див. рис. 3.3).

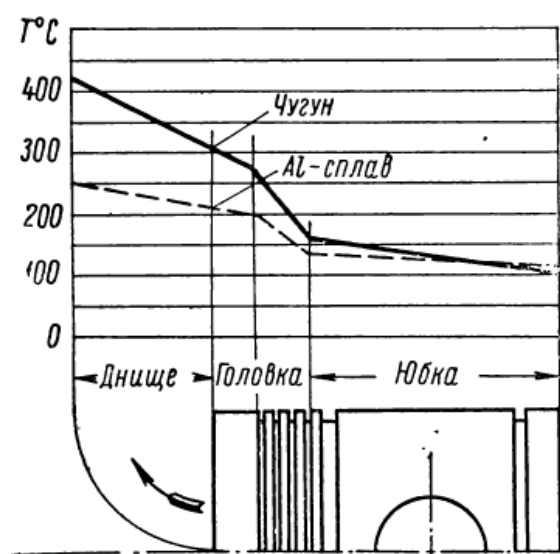


Рисунок 3.3 – Температурне поле поршнів ДВЗ з алюмінієвого сплаву та чавуну

Литі поршні двигунів виготовляються зі сплавів типу «У» та АЛ1. Хімічний склад і фізико-механічні властивості цих типів сплавів представлені в таблиці 3.3. Після процесу загартування межа міцності сплавів цього класу зазвичай коливається в межах 26...32 кг/мм², причому верхнє значення стосується кокільного лиття.

Таблиця 3.3 – Властивості деяких алюмінієвих сплавів

Марка сплаву	Хімічний склад у % (Al – решта у сплаві)					Фізико-механічні властивості		
	Cu	Ni	Mg	Fe	Si	Межа міцності, кг/мм ²	Подовження δ_5 , %	Твердість за Брінелем
АЛ1	3,75...4,5	1,8...2,3	1,25...1,75	< 0,8	< 0,7	> 21	> 1,5	> 90
У	4	2	1,5	–	< 0,7	22...25	0,5...1,5	90...95

Температура нагріву для загартування становить 500...550 °С; охолодження здійснюється у воді, а відпуск проводять при температурі 100...200 °С – в повітрі. Питома вага сплавів алюмінію приблизно дорівнює 2,8 кг/дм³, теплопровідність коливається в межах 162,7...168,5 Вт/(м·К), межа втоми становить 8,5...10 кг/мм², а лінійний коефіцієнт розширення дорівнює (20...25)·10⁻⁶. Нещодавно сплави з високим вмістом кремнію, такі як "Алюсіл" (табл. 3.4), почали конкурувати з цими сплавами, оскільки вони мають знижений коефіцієнт лінійного розширення.

Таблиця 3.4 – Алюмінієві сплави типу "Алюсіл" з високим вмістом кремнію

Хім. склад в % (Al – інше у сплаві)						Фізико-механічні властивості					
Cu	Si	Fe	Ni	Mn	Mg	Подовжен- ня δ ₅ , %	Межа міцності, кг/мм ²	Твердість за Брінелем	Питома вага, кг/дм ³	Коеф. лінійно- го розширення	Теплопровід- ність λ, Вт/м·К
4,5	12	–	1,5	1,2	0,7	0,5...1,0	15...20	110...130	2,8	20·10 ⁻⁶	120...130
0,8	14	1	2,5	–	1	0,4...1,0	18...22	130	2,8	19·10 ⁻⁶	120...130

Зі зростанням швидкості обертання двигунів підвищуються вимоги до якості поршнів. Ці вимоги виконуються за рахунок використання кованих та штампованих поршнів з легких сплавів (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 – Алюмінієві поршневі сплави, які придатні для кування і штампування

Марка сплаву	Хімічний склад в % (Al – інше у сплаві)							Фізико-механічні властивості		
	Mg	Mn	Cu	Si	Ti	Ni	Fe	Межа міцності, кг/мм ²	Подов- ження δ ₅ , %	Твердість за Брінелем
AK2	0,4...0,8	≤ 0,2	3,5...4,5	≤ 0,7	–	1,8...2,3	0,5...1,0	34...36	3...5	90...100
AK4	1,4...1,8	≤ 0,2	9...2,5	0,5...1,2	0,5...0,12	1...1,5	1,1...1,6	34...38	2,5...4	90...100
Дюралюміній	0,5...0,8	0,5...0,8	4,5	≤ 0,7	–	следи	≤ 0,7	> 38	≥ 9	120...130

Сталеві литі поршні двигунів використовуються в основному в двигунах досить великої потужності. Сьогодні спостерігається тенденція до впровадження сталевих кованих голівок та комбінованих конструкцій для швидкохідних двигунів з прямоточним продуванням циліндру, де верхня частина поршня двигуна виготовляється зі сталі, а спідниця робиться з алюмінієвого сплаву.

Під час роботи двигуна поверхня алюмінієвого поршня піддається окисленню. Кристали окису є дуже твердими, що призводить до значного зношення як дзеркала циліндра, так і самого поршня. Щоб продовжити термін служби поршнів і зменшити знос робочих циліндрів, оброблені поршні у подальшому піддаються хромуванню.

Міцна та гладка плівка, що утворюється на усій поверхні поршня, захищає його від задирів, а також зменшує знос поверхні циліндра. Для прискорення процесу прироботки поверхня чавунних та алюмінієвих поршнів двигунів покривається шаром оловом. Це покриття виконується гальванічним способом до прорізання канавок під кільця, а товщина шару олова становить приблизно 0,02 мм.

3.2. Аналіз умов роботи поршневих пальців та матеріалів, що використовують для їх виготовлення

Поршневий палець (в трункових двигунах) виконує функцію шарнірного з'єднання між поршнем і шатуном. На нього впливають значні механічні навантаження, викликані силами газів та інерційними силами, які в 4-тактних двигунах внутрішнього згоряння змінюються за величиною і напрямком, тоді як у 2-тактних – лише за величиною. Поршневий палець піддається нагріванню, отримуючи тепло від нагрітого поршня двигуна та від тертя.

Конструкція поршневого пальця безпосередньо залежить від умов його експлуатації, методів кріплення в бобишках та системи подачі масла для охолодження головки поршня. У загальному випадку поршневий палець має форму циліндричного порожнистого стрижня.

Поверхня поршневого пальця двигуна ретельно обробляється шліфуванням, що сприяє підвищенню його втомної міцності та зменшенню тертя між поверхнями. У деяких конструкціях поршневих пальців двигунів передбачаються радіальні отвори або навіть комбінація радіальних і поздовжніх отворів для подачі змащувального масла на бобишки або в поршень, що забезпечує його охолодження. Внутрішня порожнина поршневого пальця спеціально герметизується за допомогою трубок або заглушок.

У досить сучасних суднових двигунах застосовують плаваючі поршневі пальці, які під час роботи можуть вільно обертатися в бобишках і верхній частині шатуна. Така конструкція вузла зменшує знос поверхонь і робить його більш рівномірним, а також значно знижує ризик заїдання пальця. Осьовий зсув поршневого пальця двигуна обмежується за допомогою пружинних стопорних кілець або грибоподібних заглушок. Стопорні кільця розміщуються в спеціальних канавках, які обробляються в бобишках, тоді як грибкові заглушки пресуються безпосередньо в сам палець.

Палець поршня двигуна працює в умовах ударних навантажень, тому матеріал, з якого він виготовлений, повинен мати досить високу в'язкість і міцність. Робоча поверхня пальця двигуна піддається значним питомим тискам в несприятливих умовах експлуатації: кут коливання шатуна невеликий, подача масла ускладнена, а температурні умови роботи пальця є складними, оскільки він розташований близько до днища поршня двигуна.

Виходячи з цих умов, визначаються вимоги до матеріалу пальця, який повинен бути пружним і мати високі механічні властивості з достатньо твердим поверхневим шаром. Форма заготовки пальця поршня повинна бути отримана шляхом кування або штампування.

Для тихохідних двигунів зазвичай використовують маловуглецеву сталь з низьким вмістом сірки і фосфору. Вміст вуглецю в цих сталях зазвичай коливається в межах від 0,08 до 0,2 %; при зменшенні розмірів пальця вміст вуглецю може бути нижчим.

Для пальців двигунів (швидкохідних) з питомими тисками понад 18,0 МПа і розрахунковими напруженнями близько 120,0 МПа і вище рекомендується використовувати саме леговану сталь. Підвищення твердості зовнішніх поверхонь пальців досягається шляхом процесу цементації та подальшого його загартування. Для менших пальців застосовують ціанування та азотування поверхонь.

Пальці двигунів виробляються з вуглецевої сталі марки 15 або легованих сталей марок 15ХМА, 12ХН3А. Сталь марки Е-5, яка за своїм хімічним складом близька до марки 12Х3А, також широко використовується. Для здійснення процесу азотування застосовують сталь марки 38ХМЮА.

					КРБ.142.4227ст.25.03.03.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.6 – Фізико-механічні властивості сталі марки 12Х3А

Марка сталі	Межа міцності, кг/мм ²	Межа текучості, кг/мм ²	Межа текучості, кг/мм ²	Межа міцності, кг/мм ²	Подовження δ ₅ , %	Ударна в'язкість, кгм/см ²
12ХН3А	95	70	70	95	11	9

Твердість поверхні пальця двигуна після процесів цементації та загартування варіює в межах 58...62 одиниць за шкалою R_c . Глибина цементованого шару поверхні, в залежності від діаметра пальця, коливається від 0,5 до 2 мм.

3.3. Розрахунок поршня та пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8CH 32/40 (8DC-32)

Розрахунок поршня двигуна та поршневого пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32) здійснено у середовищі математичного програмування – «MathCAD». Результати цих розрахунків на міцність представлені в таблиці 3.7, а також таблиці 3.8. Розрахункова схема поршня дизеля 8ЧН 32/40 та пальця представлена на рис. 3.4 і 3.5

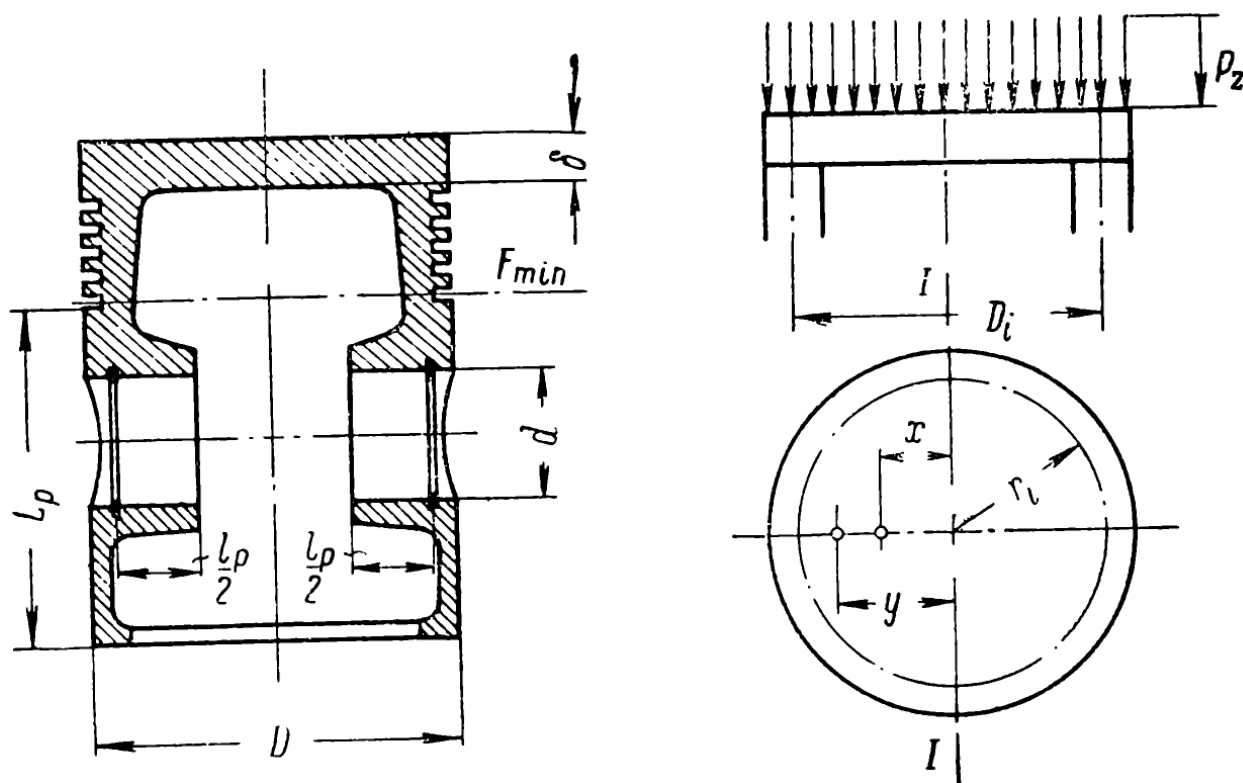


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема поршня суднового двигуна DAIHATSU типу 8CH 32/40 (8DC-32)

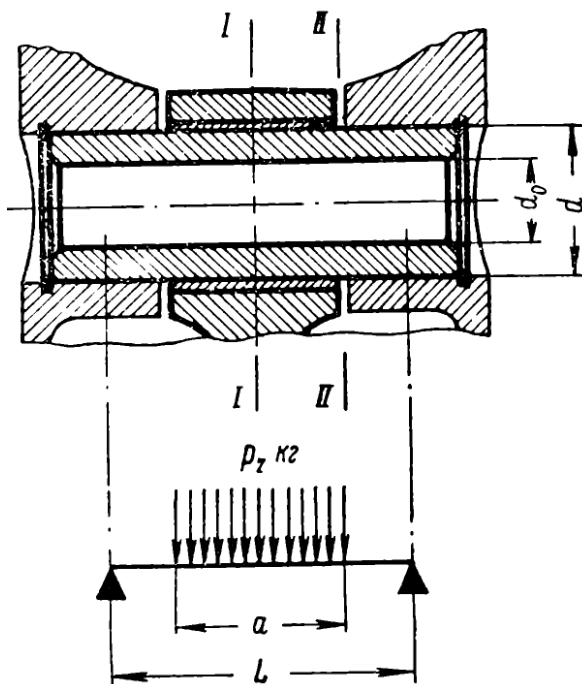


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32)

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку поршня та пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,320
2	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	19,982
3	Частота обертання	n , хв ⁻¹	750
4	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	2,729
5	Максимальна величина нормальної сили	N_{max} , МПа	1,5954

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку поршня та пальця суднового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Товщина днища поршня	δ , м	—	0,018
2	Висота поршня	H , м	—	0,469
3	Відстань від днища поршня до осі під поршне-вий палець	h_1 , м	—	0,270
4	Висота юбки поршня	l_y , м	—	0,320
5	Відстань до першої кільцевої канавки	l_1 , м	—	0,064
6	Діаметр головки поршня	d_g , м	—	0,315
7	Діаметр юбки поршня	d_y , м	—	0,3195

8	Відстань між торцями бобишок	$b, \text{ м}$	—	0,110
9	Товщина стінки голівки поршня	$S, \text{ м}$	—	0,076
10	Висота перемичок	$h_n, \text{ м}$	—	0,020
11	Діаметр поршневого пальця	$d_p, \text{ м}$	—	0,156
12	Внутрішній діаметр пальця	$d_{p}^0, \text{ м}$	—	0,064
13	Довжина пальця	$l_p, \text{ м}$	—	0,287
14	Глибина проточки під кільця: — компресійні — маслосборні	$t_1, \text{ м}$ $t_2, \text{ м}$	—	0,013 0,013
15	Висота проточки під кільця: — компресійні — маслосборні	$h_{kk}, \text{ м}$ $h_{km}, \text{ м}$	—	0,008 0,013
16	Діаметр масляних каналів	$d_m, \text{ м}$	—	0,012
17	Кількість масляних каналів	n_m	—	12
18	Довжина підшипника верхньої голівки шатуна	$a, \text{ м}$	—	0,078

Розрахунок на міцність поршня

1	Мінімальна площа стінок голівки поршня	м^2	$F_{\min} := \left[\left[\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2 \right] \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \right]$	0,0399
2	Напруга стиску. Допустима напруга стиску для сталі 80МПа.	МПа	$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}}$	40,265
3	Найбільший тиск на юбку поршня. Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для чавуну 0,6 МПа.	МПа	$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000}$	0,550
4	Тиск на опорну поверхню в бобишці	МПа	$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)}$	58,201
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - S \cdot 2)^2}{(h_n + \delta) \cdot 2} \right]^2$	17,234
6	Теплове навантаження		$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i$	828251,5
7	Температурні напруги в днищі	МПа	$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a$	298,171
8	Сумарне навантаження в днищі	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma_t$	315,405

Розрахунок поршневого пальця на міцність

1	Відстань між серединами опор пальця	м	$L_{\text{пв}} := b + \frac{(l_p - b)}{2}$	0,199
---	-------------------------------------	------------	--	-------

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.03.03.ПЗ

Аркуш

49

2	Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I	Н·м	$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)$	64081,031
3	Момент опору перетину пальця I-I	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d}$	2233,375
4	Напруга згинання. Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа	МПа	$\sigma_{zw} := \frac{M_u}{W}$	28,6925
5	Площа перетину пальця	м ²	$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4}$	1,565 · 10 ⁴
6	Напруга зрізу. Допустимі напруги зрізу 50...60 МПа.	МПа	$\sigma_{cp} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F}$	51,336
7	Модуль пружності для вуглецевої сталі	МПа	—	2,0 · 10 ⁵
8	Лінійне збільшення діаметру поршня	м	$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right]$	0,00066
9	Відносна деформація пальця	мм/мм	$\delta_{zw} := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d}$	0,00423

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі роботи проведено глибокий аналіз особливостей умов функціонування поршнів та поршневих пальців ДВЗ. Крім того було розглянуто основні матеріали, які використовуються у двигунобудуванні для їх виготовлення.

Виконано розрахунок поршня та пальця судового двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32). Було встановлено, що усі діючі напруги для такої конструкції поршня знаходяться у допустимих межах. Так, зокрема допустиме значення сумарних навантажень на днище поршня двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32), яке складається з алгебраїчної суми напруги від згинання та температурних напруг та складає 315,405 МПа, не перевищує допустимих значень у 400 МПа. Також, визначено, що відносна деформація поршневого пальця двигуна DAIHATSU типу 8ЧН 32/40 (8DC-32) складає 0,004235 мм/мм, що повністю задовольняє вимогам забезпечення надійної роботи вузла «шатун – поршень» не перевищуючи свого допустимого значення у 0,02 мм/мм.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ

4.1. Основні правила безпечного обслуговування суднових дизелів

До обслуговування суднових механізмів та дизелів допускаються особи, які досягли 18-річного віку, визнані необхідними медичними комісіями придатними до виконання робіт на судні, які пройшли спеціальне навчання і мають відповідні дипломи або свідоцтва на право виконання обов'язків за певною посадою. Відповідальність за запобігання можливим нещасним випадкам на судні, своєчасне розслідування і повноту обліку можливих нещасних випадків, розроблення заходів щодо їх запобігання, організацію безпечних методів роботи на судні несе капітан-механік.

Особи, яких допускають до обслуговування механізмів, отримують відповідний інструктаж на робочому місці про безпечні та якісні методи роботи. Допуск на робочі місця осіб, які не пройшли спеціального інструктажу з безпечної експлуатації суднових механізмів і протипожежного захисту судна, не дозволяється.

Сучасні дизелі сконструйовані і розміщені в машинному приміщенні судна з урахуванням максимальної безпеки їх подальшого обслуговування. Однак це не звільняє обслуговуючий персонал судна від чіткого знання і суворого виконання усіх вимог безпеки з експлуатації суднової енергетичної установки. Інструкції з охорони праці та протипожежного захисту мають бути присутні в машинному приміщенні на видному місці. Капітани-механіки (механіки) повинні мати інструкції з обслуговування кожного механізму, в яких зазначено дії обслуговуючого персоналу за всіх можливих виробничих ситуацій та випадків, зокрема й у разі нещасних випадків.

Для зручності обслуговування суднової енергетичної установки в машинному приміщенні передбачено достатні за шириною проходи і майданчики, які не можна захащувати сторонніми предметами. Слані, майданчики, трапи і решітки в машинному приміщенні повинні перебувати в своєму справному технічному

					КРБ.142.4227ст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

стані і бути насухо протертими. Необхідний для роботи інструмент повинен бути завжди в справному стані і зберігатися в спеціально відведених для нього місцях. У машинному приміщенні забороняється зберігати предмети та інвентар, який не потрібен під час обслуговування суднової енергетичної установки. Не дозволяється залишати в проходах на решітках, трапах і дизелях інструмент, пристосування та інші зайві предмети. Користуватися несправними і невипробуваними вантажо-підйомними механізмами (талями, домкратами та іншими пристроями) суворо забороняється. Освітленість робочих місць повинна відповідати усім вимогам чинних Санітарних правил України для суден внутрішнього плавання. У разі виходу з ладу основних джерел освітлення на судні, переносні світильники слід підключати тільки до джерел струму низької напруги (не більше 12 В).

Деталі, що обертаються і рухаються, необхідно закривати кожухами. Огородження і кожухи, зняті з механізмів для їхнього огляду та ремонту, після виконання зазначених операцій завжди потрібно встановлювати на їх місце. Пуск і робота суднової енергетичної установки зі знятими кожухами та огороженнями не допускається.

Деталі, схильні до посиленого нагрівання, покривають ізоляцією. Можливі дефекти останньої, щоб уникнути опіків, потрібно негайно усувати. Температура зовнішніх ізольованих поверхонь не повинна перевищувати 60 °С. Для окремих важкоізольованих частин допускається підвищена температура поверхні за умови, що такі частини мають огороження, які оберігають обслуговуючий персонал від опіків.

Слід підтримувати також у нормальному стані ізоляцію електричних кабелів, проводів та електроапаратури, щоб не було їхнього іскріння та короткого замикання.

Контрольно-вимірювальні прилади, розміщені на різних елементах суднової енергетичної установки, повинні мати пломби і написи із зазначенням дати їх перевірки в лабораторіях Державного комітету України зі стандартів.

У машинному приміщенні на видному і доступному для підходу місці треба мати комплект пожежного обладнання (вогнегасники, ящики з піском, лопати,

					КРБ.142.4227ст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ломи, багри, відра). Легкозаймисті та вибухові речовини, а також обтиральні матеріали, просочені маслом і паливом, зберігати в машинному приміщенні не дозволяється.

Заходи безпеки під час експлуатації дизелів. До несення вахти в машинному приміщенні допускаються тільки члени екіпажу в справному і застебнутому спецодязі. Доступ сторонніх осіб у машинне приміщення без дозволу вахтового начальника забороняється. Підготовка суднових дизелів до пуску та їх обслуговування під час роботи повинні здійснюватися відповідно до інструкції заводів-виготовлювачів. Для забезпечення збереження суднової енергетичної установки і безпеки обслуговуючого персоналу під час підготовки дизеля до пуску необхідно переконатися, що дизель можна пускати, змінювати режим його роботи, зупиняти і реверсувати відповідно до програми, яку задають органи управління. Некерований дизель або той, що неправильно виконує задані команди, може спричинити великі аварії і важкі нещасні випадки. Підготовку дизеля до пуску проводять під керівництвом вахтового начальника або старшого по вахті в машинному приміщенні, а після ремонту – капітана-механіка (механіка) судна. Під час підготовки дизеля до пуску переконуються, чи немає сторонніх предметів на двигуні і лінії валопроводу, інструменти і пристосування прибирають на штатні місця; перевіряють справність запобіжних пристроїв на кришках циліндрів, картерних люках, насосах і трубопроводах; оглядають кріплення кожухів і огорожень рухомих частин; знімають і укладають на штатні місця важелі вимкнення гальмівного і валоповоротного пристроїв; щоб уникнути випадкового пуску дизеля з рубки до закінчення його підготовки вимикають ДУ; переконуються у відсутності людей за кормою і в небезпечних зонах поблизу дизеля. Безпосередньо перед пуском дизеля старший по вахті віддає команду персоналу, що перебуває в машинному приміщенні: «Відійти від дизеля».

Під час роботи дизеля забороняється встановлювати і регулювати зазори у впускних і випускних клапанах, підкачувати паливо в циліндри вручну, розкривати люки картера, підтягувати різьбові з'єднання, регулювати і затягувати форсунки і запобіжні клапани, визначати на дотик місця витоку робочого середовища в

					КРБ.142.4227ст.25.03.04.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

системах високого тиску, перевантажувати дизель або його окремі циліндри вище встановлених норм, допускати роботу дизеля на критичних частотах обертання, перебувати проти відкритих індикаторних кранів.

Під час зупинки дизеля для огляду або ремонту слід відключити привід ДУ від місцевого поста (закрити запірний клапан на пусковій магістралі, знеструмити пускову систему під час стартерного пуску), увімкнути валоповоротний або гальмовий пристрій, відкрити індикаторні крани та на ручці керування вивісити плакат: «Не вмикати – працюють люди!!!».

Перед проведенням технічного обслуговування дизеля капітан-механік (механік) проводить спеціальний інструктаж осіб, призначених для виконання робіт з технічного обслуговування. Робочі місця для технічного обслуговування мають бути добре освітлені, забезпечені пристосуваннями, інструментами, прокладками для деталей та іншими необхідними для технічного обслуговування предметами.

Приступаючи до розбирання механізму, слід переконатися, що він відключений від джерела енергії (струму, стисненого повітря). Механізми, обладнання, вузли і деталі масою понад 50 кг потрібно піднімати і переміщати тільки за допомогою справних вантажопідйомних засобів, не перевищуючи встановлену для них вантажопідйомність. Деталі, механізми, обладнання, які після від'єднання можуть упасти, до закінчення розбирання треба надійно застропити. Демонтовані або приготовані для складання деталі механізмів необхідно встановлювати до бортів і перегородок у стійкому положенні так, щоб під час струсу вони не могли накочуватися одні на інші. Під час роботи на верхніх майданчиках машинних приміщень слід вживати заходів, що виключають можливість падіння інструменту вниз. Забороняється користуватися несправним інструментом. Доступ до робочих місць і механізмів, що ремонтуються, має бути вільний. Під час виконання робіт, пов'язаних із виділенням пилу або шкідливих газів, потрібно користуватися засобами індивідуального захисту (респіраторами, протигазами, окулярами).

Щоб уникнути нещасних випадків під час виконання операцій технічного обслуговування і під час ремонту дизелів, колінчастий вал потрібно повертати тільки за допомогою спеціального пристосування або валоповоротного пристрою.

Відкриття кришок картерних люків проводити тільки через 10-20 хв. після зупинки дизеля. Для перевірки збігу болтових отворів під час з'єднання фланців трубопроводів (валопроводів) необхідно використовувати оправки-ломики. Забороняється перевіряти збіг отворів пальцями. Не дозволяється відкривати клінкети, клапани, вентилі, крани ключами з подовженими ручками, трубами та іншими предметами. Забороняється проводити будь-які роботи в паливних і масляних цистернах, де можуть міститися небезпечні для здоров'я газів; ремонтувати трубопроводи, балони та арматуру, що перебувають під тиском; залишати без нагляду увімкнені лампи, ліхтарі, запалені свічки; застосовувати відкритий вогонь під час огляду місць, де можливе скупчення газів.

4.2. Розрахунок штучного освітлення машинного відділення

Основним завданням розрахунку штучного освітлення машинного відділення є встановлення потрібної кількості освітлювальних пристроїв (ламп), потрібних для забезпечення якісного та належного згідно з санітарно-гігієнічними нормами рівня освітлення.

Для здійснення оцінки рівномірності освітлення на умовно горизонтальній робочій поверхні будь-якого приміщення використовують стандартний надійний метод, що в своїй основі ґрунтується на визначенні світлового потоку, з обов'язковим врахуванням відбиття потоку світла від стін та стелі приміщення. Усі розрахунки представлено у табличній формі – табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок штучного освітлення машинного відділення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Довжина суднового машинного відділення	A , м	–	29,5
2	Ширина суднового машинного відділення	B , м	–	22
3	Площа приміщення суднового машинного відділення	S , м ²	$S = A \cdot B$	649
4	Коефіцієнт запасу освітленості	k	–	1,5
5	Мінімальна нормована санітарно-гігієнічна освітленість	E_n , лк	–	50

6	Коефіцієнт мінімальної (допустимої) освітленості	z	$z = E_{\text{сер}}/E_{\text{min}}$	1,2
7	Висота кріплення джерела світла (світильника)	$H_p, \text{м}$	–	5,5
8	Коефіцієнтів відбиття від стелі	$\rho_{\text{стеля}}, \%$	–	30
9	Коефіцієнтів відбиття від стін	$\rho_{\text{стіна}}, \%$	–	10
10	Показник приміщення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,291
11	Коефіцієнт використання світлового потоку	η	–	0,71
12	Необхідний світловий потік	$\sum \Phi_l, \text{лм}$	$\sum \Phi_l = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	82267,605
13	Світловий потік ДРЛ	$\Phi_l, \text{лм}$	–	18210
14	Кількість ламп (округлюємо до більшого значення)	$N, \text{шт.}$	$N = \frac{\sum \Phi_l}{\Phi_l}$	5

4.3. Висновки до розділу

У розділі докладно розглянуто основні правила безпечного обслуговування екіпажем суднових дизелів, а також здійснено розрахунок необхідного штучного освітлення у приміщенні машинного відділення. Виходячи з отриманих розрахунків, для забезпечення санітарно-гігієнічних норм освітленості відповідно до встановлених рекомендацій, у машинному відділенні зазначеного розміру потрібно встановити п'ять ламп типу ДРЛ з світловим потоком від кожної у 18210 лм.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота: «Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 32/40 (DAIHATSU 8DC-32)» містить усі елементи, зазначені в завданні, а також рекомендовані кафедрою двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, включаючи креслення для ілюстрації результатів.

У роботі розглянуто конструктивні особливості СОД DAIHATSU 8DC-32 (8ЧН 32/40) та його головних систем. Проведено розрахунок робочого циклу, побудовано індикаторні діаграми в координатах $p-V/V_c$, $T-S$ та $T-V/V_c$, а також виконано розрахунки кінематики та динаміки СОД 8ЧН 32/40. На основі динамічного аналізу отримано графіки змін сил, що діють на кривошипно-шатунний механізм (сили від тиску газів, інерційна, рушійна, бічна, радіальна та тангенціальна).

Також проведено аналіз умов роботи поршнів і поршневих пальців, а також розглянуто базові сучасні матеріали, які використовуються для їх виробництва в поршневих двигунах. Виконано розрахунок поршня та пальця суднового СОД DAIHATSU 8DC-32 (8ЧН 32/40), в результаті чого встановлено, що всі напруги у елементах знаходяться в межах допустимих значень.

Розглянуто основні правила безпечного обслуговування екіпажем суднових дизелів, а також здійснено розрахунок необхідного штучного освітлення у приміщенні машинного відділення.

					КРБ.142.4227ст.25.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.
2. 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.
3. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
6. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
7. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.4227ст.25.03.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		