

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 10ДКРН 108/266
(MAN B&W 10K108 ME-C)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Олександр ВЕРБІН

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
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Вербіну Олександру Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 10ДКРН 108/266
(MAN B&W 10K108 ME-C)

2. Керівник роботи канд. техн. наук, професор Мошенцев Ю. Л.,
(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 Номинальна потужність двигуна 67200 кВт; частота обертів колінчатого валу – 94 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,3; ступінь стиску – 15.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок турбокомпресора; організація охорони праці при обслуговуванні головних судових двигунів.

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

Поперечний переріз двигуна типу 10ДКРН 108/266;
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Турбокомпресор.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис) /Олександр ВЕРБІН/
(прізвище та ініціали)

(підпис) /Юрій МОШЕНЦЕВ/
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено технічний аналіз і розрахунок суднового двотактного дизельного двигуна типу 10DKRN 108/266 (MAN B&W 10K108ME-C). Розглянуто конструктивні особливості головних вузлів і систем, змодельовано робочий цикл двигуна з побудовою індикаторної діаграми. Виконано перевірочний динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму, розрахунок турбокомпресора та оцінено показники ефективності. Також досліджено питання охорони праці в машинному відділенні. Отримані результати можуть бути використані при експлуатації, обслуговуванні та модернізації судових дизелів великої потужності.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, судовий дизель, MAN B&W, 10K108ME-C, індикаторна діаграма, робочий цикл, турбокомпресор, динамічний розрахунок, охорона праці.

ABSTRACT

This bachelor's thesis presents a technical analysis and calculation of a marine two-stroke diesel engine type 10DKRN 108/266 (MAN B&W 10K108ME-C). The study focuses on the structural features of the main engine components and systems, simulation of the working cycle with indicator diagram construction. A dynamic calculation of the crank-slider mechanism is performed, as well as the calculation of the turbocharger and evaluation of efficiency parameters. Occupational safety aspects in the engine room are also analyzed. The obtained results can be applied to the operation, maintenance, and modernization of large marine diesel engines.

Keywords: internal combustion engine, marine diesel, MAN B&W, 10K108ME-C, indicator diagram, working cycle, turbocharger, dynamic calculation, occupational safety.

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Конструктивна будова суднового двигуна MAN B&W 10K108ME-C....	7
1.1 Технічні параметри та область застосування	7
1.2 Експлуатаційні вимоги до двигуна.....	9
1.3 Загальна компоновка двигуна.....	10
1.4 Основні вузли та деталі руху.....	11
1.5 Висновок до розділу.....	19
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна MAN B&W 10K108ME-C.....	20
2.1 Вступ.....	20
2.2 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	20
2.3 Розрахунок робочого циклу	24
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	32
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	34
2.6 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку.....	37
2.7 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	38
2.8 Визначення маси та діаметру маховика.....	43
2.9 Висновок до розділу.....	45
3 Розрахунок турбокомпресора для двигуна MAN B&W 10K108ME-C...	47
3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	47
3.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача.....	49
3.3 Розрахунок проточної частини компресора	51
3.4 Опис загальної компоновки турбокомпресора	59
3.5 Висновок до розділу.....	64

4 Охорона праці при обслуговуванні головних суднових двигунів	65
4.1 Загальні вимоги охорони праці на судах	65
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при обслуговуванні головних двигунів	66
4.3 Вимоги до безпечного проведення ремонтних та профілактичних робіт.....	67
4.4 Заходи щодо забезпечення екологічної безпеки.....	69
4.5 Організація нагляду та відповідальність за дотримання вимог охорони праці.....	71
4.6 Висновок до розділу.....	72
Висновки до роботи	74
Список використаної літератури.....	76

ВСТУП

Розвиток світового суднобудування та зростаючі вимоги до ефективності, екологічності та надійності суднових енергетичних установок зумовлюють постійну модернізацію конструкцій головних двигунів. Однією з провідних компаній у галузі проєктування та виробництва суднових двигунів є компанія MAN B&W, яка забезпечує морську галузь високоефективними малообертовими двотактними дизелями великої потужності.

Сучасні моделі, такі як MAN B&W 10K108ME-C, відповідають жорстким вимогам до паливної економичності, ресурсу, екологічної безпеки та автоматизованого управління. Застосування електронних систем контролю впорскування палива та газорозподілу, вдосконалення паливної апаратури, впровадження високоефективного газотурбінного наддуву — все це стало можливим завдяки комплексним розрахункам та моделюванню робочих процесів двигуна.

Кваліфікаційна робота присвячена розрахунку суднового двигуна типу 10DKPH 108/266 (MAN B&W 10K108ME-C). Метою роботи є поглиблене вивчення конструктивних та експлуатаційних характеристик двигуна, розрахунків його робочого циклу, перевірка динаміки кривошипно-шатунного механізму, а також визначення параметрів турбокомпресора. Окрему увагу приділено питанням організації охорони праці при експлуатації двигуна.

Актуальність теми обумовлена потребою в підготовці кваліфікованих фахівців, здатних вирішувати складні інженерні задачі, пов'язані з експлуатацією, обслуговуванням та модернізацією суднових енергетичних установок, що працюють у складних морських умовах.

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. КОНСТРУКТИВНА БУДОВА СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W 10K108ME-C

1.1 Технічні параметри та область застосування

Дизельний двигун моделі 10ДКРН 108/266 належить до класу великогабаритних низькообертових двотактних агрегатів із крейцкопфною схемою, призначених для використання у складі головної енергетичної установки морських суден. Цей тип двигуна забезпечує безпосередню передачу крутного моменту на гребний гвинт без застосування редуктора, що знижує втрати потужності в трансмісії та спрощує компоновку енергетичної установки судна. Основні технічні характеристики двигуна подано в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні параметри двигуна MAN B&W 10K108ME-C

Параметр	Значення
Тип двигуна	Двотактний, реверсивний, крейцкопфний, з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Система наддуву	Одноступінчаста ізобарна, з охолодженням повітря
Кількість турбокомпресорів (ТК)	4 (тип ТСА88)
Продувка	Прямоточна, з клапанним управлінням
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі на передній хід	За годинниковою стрілкою (при погляді з боку вихідного фланця)
Розміщення циліндрів	Вертикальне, рядне
Порядок роботи циліндрів	1-6-8-10-3-5-7-2-4-9
Кількість циліндрів	10
Діаметр циліндра, мм	1080
Хід поршня, мм	2660
Потужність, кВт	67200
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	94
Довготривала потужність на задній хід, %	85
Температура випускних газів, К	600

Продовження табл. 1.1

Параметр	Значення	
Паливо	ISO 8217:2005 паливо RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при 50°C та 55 сСт при 100°C	
Масло: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	Фірма	Марка SAE 30, BN 5-10
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	CDX30 Veritas 800 Marine 30 Mobiigard 300 Melina 30 / S 30 Atlanta Marine D3005
Питома витрата масла, г/(кВт · год) Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,6...0,7 0,65	
Температура масла °C: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	≥ 65 ≤ 73	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °C: Вихідної з дизеля; Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля.	75...85 ≤ 10	
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °C, МПа	1,5	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	1,2	
Середня витрата повітря на один пуск дизеля з реверсом, м³: на стенді: при управлінні з ДУ (заповнюється після ходових випробувань)	9,5	
	12,5	

Продовження табл. 1.1

Параметр	Значення
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8°C: і начальному тиску повітря 25 МПа	≥ 12
Час реверсу дизеля від моменту виконання маневру до початку роботи дизеля на паливі в зворотному напрямку при русі судна малим ходом, при ручному пуску та пуску з ДАУ, с.	≥ 15
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, т	3000
Маса найбільш важких вузлів та деталей, що переміщуються при ремонті, кг;	3850
Втулка циліндра;	2500
Кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та індикаторним краном, але без стійки з важелем та без форсунок;	2000
Поршень циліндра у зборі зі штоком.	

1.2 Експлуатаційні вимоги до двигуна

Двигун повинен стабільно функціонувати у складних морських умовах, включаючи температурні перепади, високу вологість і зміну атмосферного тиску. Передбачено використання пускового повітря під тиском до 3 МПа, а також надійний запуск двигуна як у холодному, так і в прогрітому стані.

Основні вимоги:

Надійність роботи при температурі довкілля від +8 °C до +45 °C;

Використання важкого палива з високою в'язкістю;

Висока ефективність теплового процесу при низькій питомій витраті пального – близько 171 г/(кВт·год);

Мінімізація витрат мастила (до 0,75 г/(кВт·год)).

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

Паливо ISO 8217:2005 RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при 50 °С та 55 сСт при 100 °С. Допускається застосування інших сортів палива.

Мастило для циркуляційної мастильної системи головного руху охолодження поршнів – M10M2ЦС і M10B2С ДСТ 12337 - 84.

1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун має модульну конструкцію з жорстким корпусом. Загальна конструктивна схема двигуна представлена на рис. 1.1.

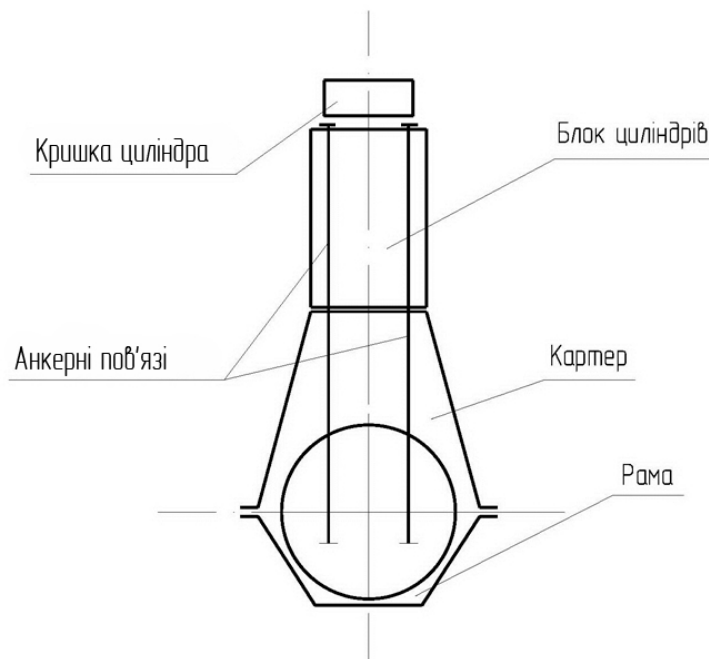


Рис. 1.1. Загальна конструктивна схема двигуна MAN B&W 10K108ME-C

Основою агрегату слугує сталева зварна фундаментна рама, яка включає поздовжні балки та поперечні елементи з рамними підшипниками, відлитими зі сталі або чавуну. Верхня частина двигуна представлена блоками циліндрів, що формують монолітну конструкцію.

Кожна циліндрова втулка має фланець з водяним охолодженням. У верхній частині циліндра змонтовано головку з охолоджувальними каналами, отворами для форсунок, випускного клапана та індикаторного крана.,

Фундаментна рама великих двигунів сталева зварна і складається з поздовжніх балок з привареними до них сталевими поперечними балками з литими сталевими постелями рамних підшипників. У двигунах малої

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

розмірності використовуються чавунні литі рами. Рамні підшипники залиті білим металом. Упорний підшипник вбудований в кормовій кінець рами.

Станина, що утворює картер, сталева суцільнозварна. У малорозмірних двигунах чавунна лита.

Блоки, що представляють собою сорочки циліндрів, відливають з чавуну і з'єднуються в цільну жорстку конструкцію болтами.

Фундаментна рама остов і блоки циліндрів, що спираються на коробку картера, затягуються анкерними болтами й утворюють єдиний блок. Фундаментна рама двигуна встановлюється на опарних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами.

Втулка циліндра має масивний фланець, охолоджуваний за допомогою свердлінь, по якими пропускається вода.

Кришка циліндра. Масивна сталева, забезпечена свердліннями для проходу охолоджуючої води. У кришці встановлюються вихлопної клапан, форсунки (дві або три), пусковий і запобіжний клапани, і індикаторний кран.

1.4 Основні вузли та деталі руху

Колінчастий вал (рис. 1.2) виконує перетворення поступального руху поршнів в обертальний. Його конструкція напівскладальна – окремі сегменти з'єднані за допомогою гарячої посадки або зварювання. Вал має кривошипи, шейки підшипників і посадочні фланці для допоміжних механізмів. Для 9...12 циліндрових двигунів колінчастий вал виготовлений з двох частин.

Змащування рамових підшипників здійснюється безпосередньо від головної магістралі подачі масла через окремі відводи до кожного підшипника. Мاستило до шатунних підшипників надходить із крейцкопфа по спеціальних каналах, розташованих у тілі шатуна. У задній частині колінчастого вала встановлено маховик, а також упорний диск, який входить до складу упорного підшипника.

Конструктивно колінчастий вал включає кривошипи, передню шейку, ділянку для зняття потужності та міцний з'єднувальний фланець. При

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

відносно компактних габаритах і масі вал зазвичай виготовляють як монолітну деталь. Кожен кривошип складається з двох шийок, розташованих у рамових підшипниках, двох щік та кривошипної (шатунної) шийки, яка з'єднується з нижньою головкою шатуна. На колінчастому валі також встановлюються елементи приводу допоміжних механізмів – зокрема шестерні, противаги, маховики, а в деяких випадках – демпфери осьових коливань або пристрої для гасіння крутильних вібрацій.

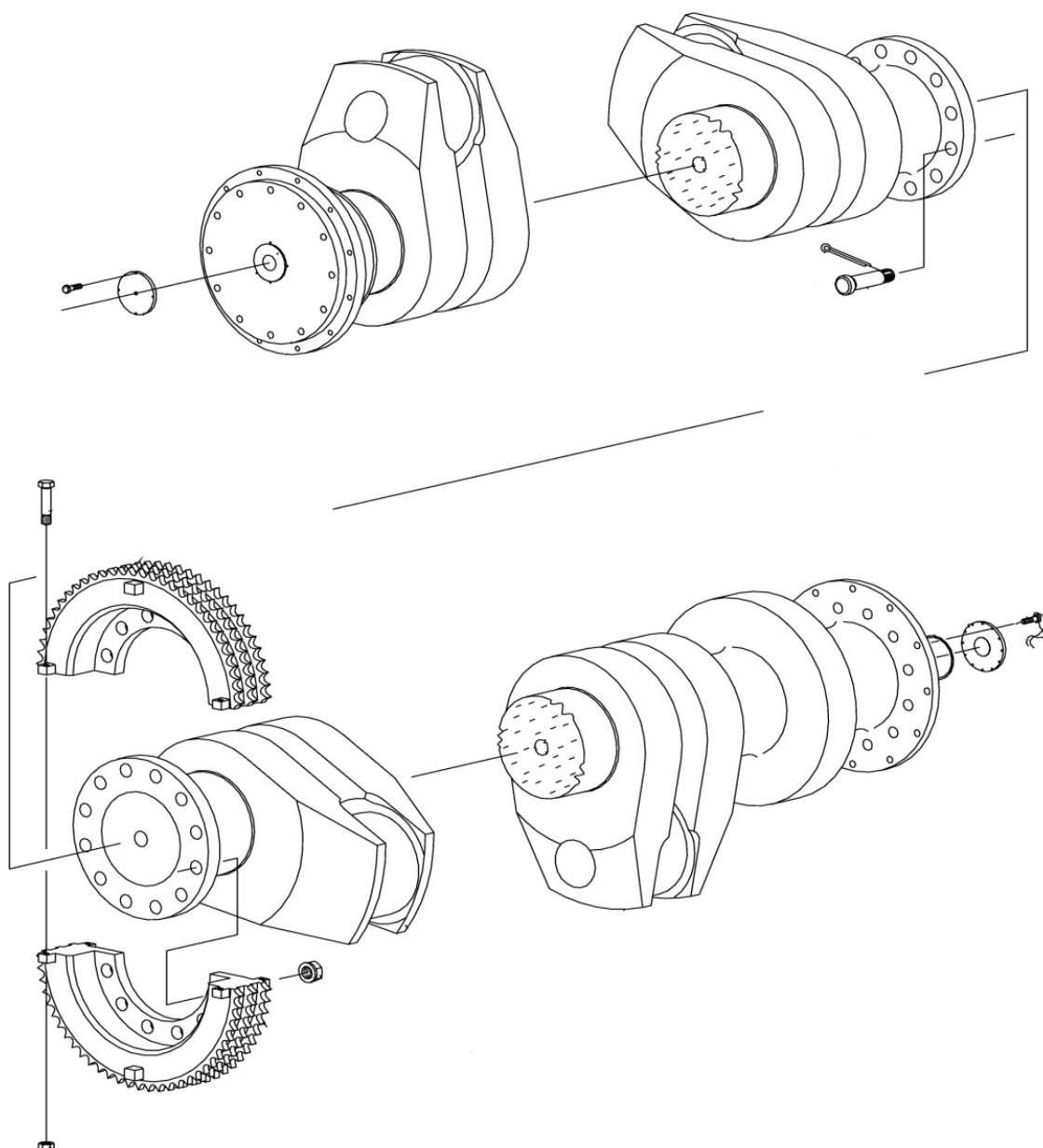


Рис. 1.2. Колінчатий вал двигуна MAN B&W 10K108ME-C

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.

Лист

12

Крейцкопф – елемент, що передає зусилля від штока поршня до шатуна. Має напрямні черевики, які забезпечують стабільність руху. Охолодження і змащення здійснюється через телескопічну систему подачі мастила. Крейцкопф виконаний у формі поперечної балки з опорними шийками по обох кінцях, на які встановлюються напрямні черевики з можливістю вільного переміщення. Центральна частина конструкції одночасно слугує шийкою головного підшипника крейцкопфа. У корпусі підшипника передбачено спеціальне заглиблення для з'єднання зі штоком поршня. Вкладиші головного підшипника виготовлені із нанесенням шару білого металу, при цьому нижній вкладиш додатково має нанесене робоче покриття для покращення зносостійкості.

Шатун з'єднує крейцкопф з колінчастим валом (рис. 1.3). Має двотаврову форму стрижня для зменшення ваги при високій жорсткості. Шток поршня кріпиться до крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів. Стержень шатуна має двотавровий профіль, що дозволяє досягти високої жорсткості конструкції при мінімальній масі, а також забезпечує плавне з'єднання з верхньою та нижньою головками, знижуючи концентрацію напружень у місцях переходу.

Шток поршня опирається на крейцкопф і орієнтується за допомогою напрямного кільця, розташованого в його корпусі. Для узгодження з різними варіантами виконання двигуна, між штоком і крейцкопфом може встановлюватися компенсаційна прокладка. Кріплення штока до крейцкопфа здійснюється чотирма болтами. До кронштейна, розміщеного між напрямними планками та корпусом підшипника крейцкопфа, закріплено телескопічну трубку, що подає мастило для змащення та охолодження до вузлів крейцкопфа, шатунної шийки та поршня. Відвідна трубка для зливу мастила, що охолоджує поршень, приєднана до протилежного боку поперечини крейцкопфа..

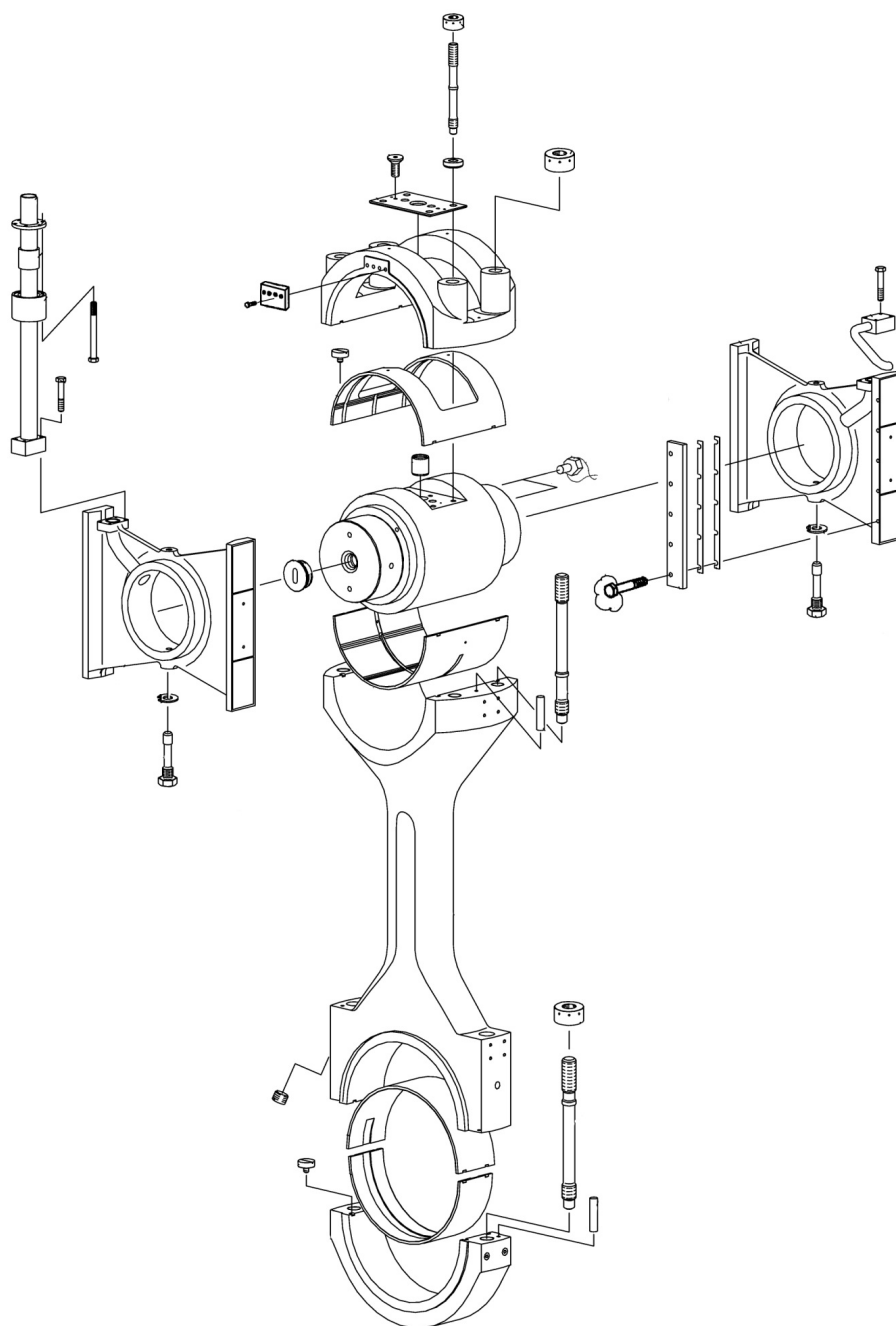


Рис. 1.3. Крейцкопф і шатун двигуна MAN B&W 10K108ME-C

Відвідна трубка вільно переміщується всередині трубчастого кожуха з прорізом, який встановлений у корпусі картера. Мастило, проходячи через контрольні сенсори на кожному циліндрі – для вимірювання температури та витрати, – надалі направляється в маслосбірну ємність.

У конструкції крейцкопфа (див. рис. 1.3) передбачено систему внутрішніх каналів, якими розподіляється мастило, що подається

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

телескопічною трубкою. Частина мастила спрямовується для охолодження поршня, інша – для змащення головного підшипника крейцкопфа та напрямних черевиків. Далі, через канали в тілі шатуна, мастило надходить до шатунного підшипника.

Робочі поверхні напрямних черевиків мають покриття з білого металу, що забезпечує зниження тертя під час ковзання. У нижній частині центрального отвору встановлено стопорний болт для фіксації. Переміщення крейцкопфа всередині картера здійснюється по напрямних, при цьому зсув у поперечному напрямку запобігається спеціальними напрямними планками, які жорстко з'єднані з черевиками.

У конструкції крейцкопфних двигунів зусилля N передається через повзун на паралельну поверхню, що дозволяє зняти осьове навантаження з циліндра. Це дає змогу збільшити тепловий зазор між поршнем і циліндром, зменшуючи ризик задирів при перегріванні.

Поршень (рис. 1.4) складається з головки і спідниці, з'єднаних між собою болтами. У верхній частині поршня передбачено канавки для поршневих кілець з хромовим покриттям. Для охолодження поршня використовується мастило, яке циркулює через шток і повертається назад через систему зливу.

Головка поршня фіксується до верхньої частини штока за допомогою болтових з'єднань, які додатково закріплені стопорним дротом.

Спідниця поршня приєднується до його головки за допомогою болтів з відбортковою, що також фіксуються стопорним дротом.

Зовнішня поверхня головки поршня має тепловий захисний шар.

На головці розташовані канавки з хромованим покриттям, призначені для установки чотирьох поршневих кілець, при цьому два верхніх кільця можуть мати підвищену висоту.

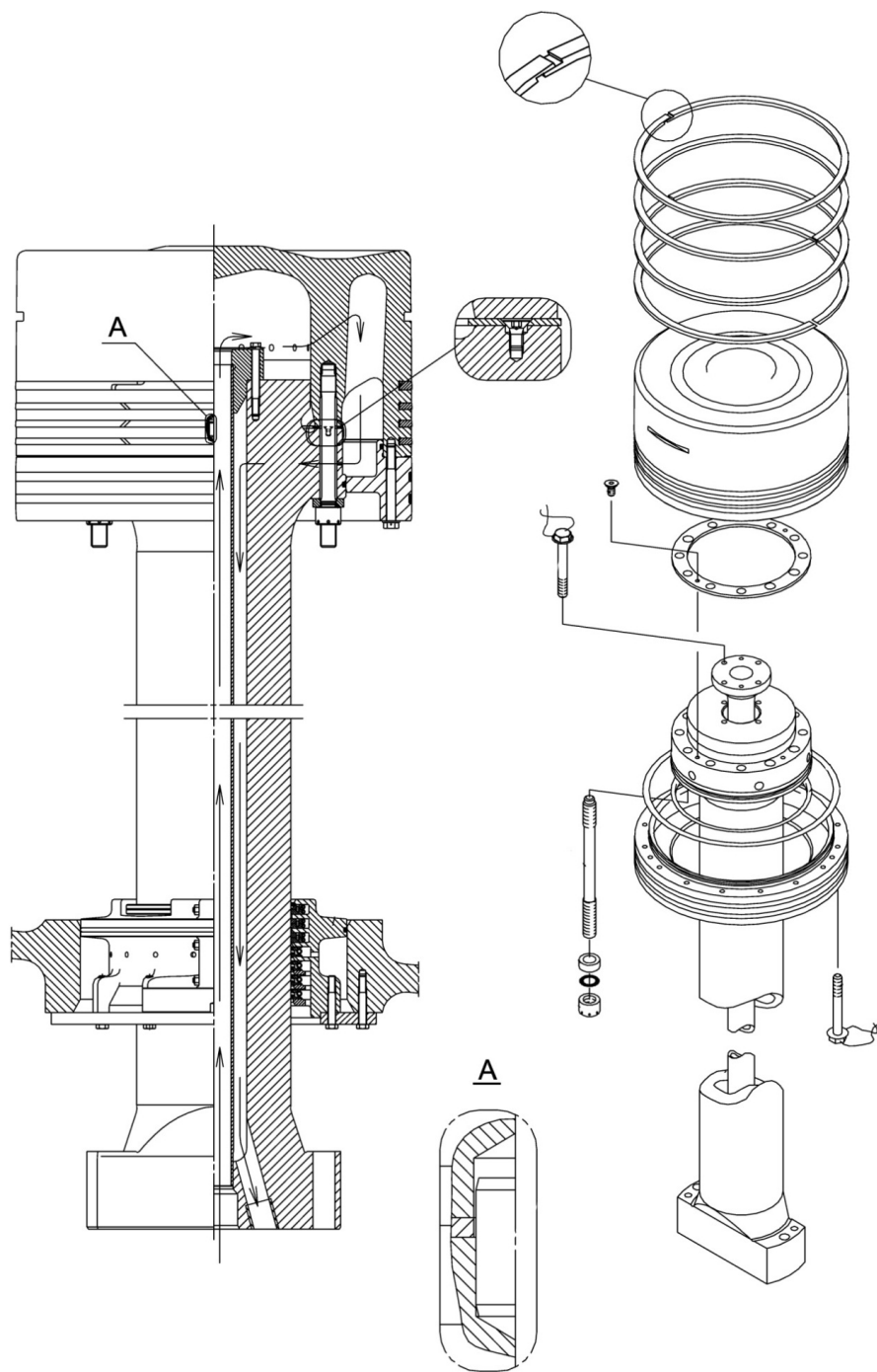


Рис. 1.4. Поршень і шток двигуна MAN B&W 10K108ME-C

У верхній частині головки поршня розташована канавка, призначена для монтажу підйомних пристроїв. Шток поршня має наскрізний отвір, через який проходить труба для подачі охолоджуючого масла. Ця труба кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів з відбортовкою.

Охолоджуюче масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфа, далі проходить через свердлення в основі штока поршня і по трубі

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

охолодження в штоку – до головки поршня.

Масильна рідина проходить через отвори в ребрах жорсткості головки поршня і потрапляє у простір навколо труби охолоджуючого масла всередині штока.

З отвору в нижній частині штока масло рухається через крейцкопф у зливне коліно, потім по трубі з прорізом усередині картера двигуна, проходячи через датчики контролю потоку та температури мастила.

Нижня частина штока поршня спирається на торцевий виріз поперечини крейцкопфа і напрямна труба встановлена в крейцкопфі. В залежності від конструкції двигуна між штоком поршня та крейцкопфом може бути встановлена прокладка.

Шток (див. рис. 1.4) фіксується до поперечини крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів, які вкручуються через основу штока поршня в крейцкопф. Для запобігання розкручуванню болти додатково закріплені стопорним дротом.

В отвір для штока поршня, в днище ресивера продувочного повітря встановлений сальник штока поршня (рис. 1.5). Сальник штока поршня встановлюється у днищі ресивера продувочного повітря та забезпечує герметизацію простору між картером і зоною наддуву. Його конструкція передбачає декілька маслоз'ємних і ущільнювальних кілець, притиснутих до штока поршня пружинами.

Сальник також запобігає проникненню продувочного повітря в картер. Він встановлюється на фланці, який кріпиться болтами до днища ресивера продувочного повітря. Під час ревізії поршня сальник виймається разом зі штоком поршня, проте його також можна розібрати без виймання поршня, здійснюючи огляд безпосередньо в картері двигуна. Корпус сальника складається з двох частин, які з'єднуються між собою за допомогою болтів.

На корпусі є сім проточених на верстаті кільцевих канавок:

- Найвищою є канавка, в якій встановлене маслознімне кільце, що складається з чотирьох секцій із скошеними краями, які перешкоджають

					КРБ.142.4221.25.04.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

потраплянню шламу з підпоршневої порожнини на нижні кільця. Під цим кільцем розміщене ущільнювальне кільце, що складається з восьми частин і виконує функцію запобігання проникненню продувочного повітря вниз по штоку поршня. Обидва кільця фіксуються та спрямовуються двома циліндричними штифтами.

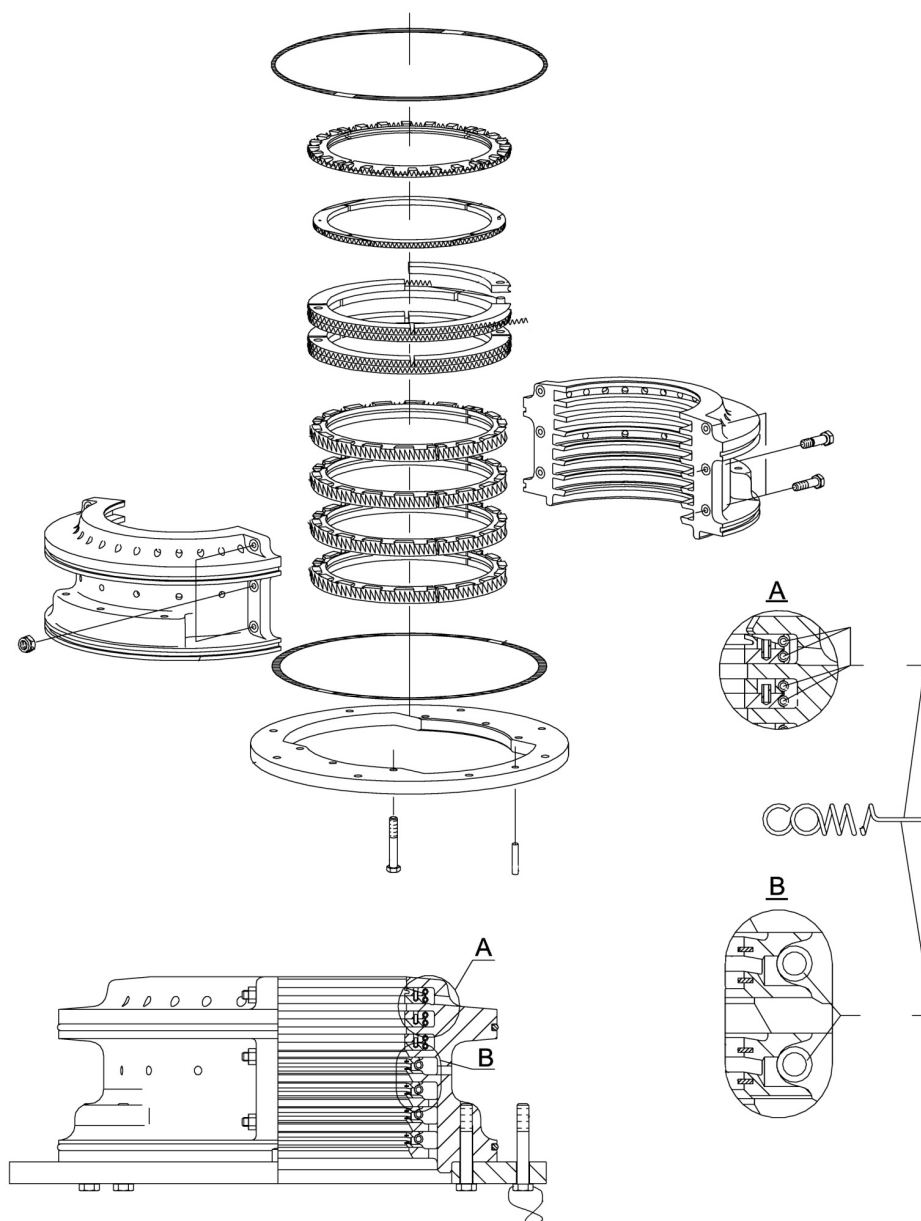


Рис. 1.5. Сальник штока поршня двигуна MAN B&W 10K108ME-C

- У двох наступних канавках розташовані ущільнювальні кільця – одне складається з чотирьох частин, інше, розміщене під ним, – з восьми частин. Для їх фіксації та спрямування використовуються два циліндричні штифти..

- У чотирьох нижніх канавках розміщені маслоз'ємні кільця, які

складаються з трьох складових і призначені для зняття мастила зі штока поршня. З трьох нижніх канавок масло відводиться назад у картер через отвори у корпусі сальника. Кожен із трьох елементів включає основне кільце з двома фрезерованими канавками, у які впресовані пластини з маслос'ємною кромкою, спрямованою до штока поршня.

Отвори в корпусі та труба канавки верхнього маслос'ємного кільця сполучаються з контрольною воронкою, розташованою зовні двигуна. Ця воронка служить для контролю правильності роботи ущільнювальних і маслос'ємних кілець: наявність проникнення повітря свідчить про несправності ущільнювальних кілець, тоді як надмірна кількість олії вказує на зношення маслос'ємних кілець.

Сегменти кілець сальника фіксуються та притискаються до штока поршня за допомогою спіральних пружин, які встановлені у спеціально проточених канавках на зовнішній стороні маслос'ємних і ущільнювальних кілець. Зазори між кінцями сегментів забезпечують щільне прилягання кілець до штока навіть при їх зношенні.

1.5 Висновок до розділу

У першому розділі було розглянуто основні аспекти конструктивної будови суднового двигуна MAN B&W 10K108ME-C. Представлено технічні параметри двигуна та сфери його застосування, що визначають його призначення у суднобудівній галузі. Описано експлуатаційні вимоги, які забезпечують надійну і ефективну роботу двигуна в складних морських умовах. Наведено загальну компоновку двигуна, що дає уявлення про його просторову організацію та взаємозв'язок основних вузлів і деталей руху. В результаті викладеного сформовано цілісне уявлення про будову та функціональні особливості даної силової установки, що є базою для подальшого детального вивчення окремих елементів та процесів, пов'язаних із роботою двигуна.

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN B&W 10K108ME-C

2.1 Вступ

У цьому розділі здійснюється перевірочний розрахунок робочого циклу дизельного двигуна MAN B&W 10K108ME-C, що є одним із провідних суднових двигунів великої потужності. Метою розрахунку є оцінка основних теплотехнічних параметрів, визначення робочих процесів у циліндрах, а також побудова індикаторних діаграм, що дозволяють аналізувати ефективність роботи двигуна на різних режимах.

Окрім теплотехнічних розрахунків, у розділі виконується динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму, що включає розрахунок сил, моментів та навантажень на основні рухомі деталі. Такий підхід дає змогу оцінити механічну надійність двигуна, забезпечити оптимальні умови його роботи та запобігти можливим поломкам в процесі експлуатації.

2.2 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для виконання перевірконого розрахунку робочого циклу двигуна необхідно визначити вихідні параметри, що характеризують конструкцію та умови роботи силової установки. Правильний вибір цих даних має вирішальне значення для отримання достовірних результатів, що дозволяють оцінити ефективність процесу згоряння, теплове навантаження та економічність двигуна. У цьому підрозділі розглядаються основні геометричні, термодинамічні та експлуатаційні характеристики, які використовуються як вхідні дані для подальших розрахунків. Обґрунтування вибору цих параметрів базується на технічній документації, даних прототипу або аналогічних двигунів, а також на загальноприйнятих рекомендаціях і нормативних значеннях, що відповідають сучасному рівню

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

розвитку двигунобудування. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 67200$ кВт;

Частота обертання колінчатого валу $n = 94$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,182$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 1,08$ м;

Хід поршня $S = 2,66$ м;

Під час вибору ступеня стиснення враховують геометричні характеристики циліндра, зокрема його діаметр ($D_{ц}$) і хід поршня (S), а також тип процесу сумішоутворення. Враховуючи ці фактори та керуючись рекомендованими значеннями для даного типу двигуна, приймаємо $\varepsilon = 15$.

Значення коефіцієнта надлишку повітря визначається передусім розмірами циліндра та типом сумішоутворення. З урахуванням цих чинників, а також згідно з типовими рекомендаціями для подібних двигунів, обираємо $\alpha = 2,5$.

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Температура залишкових газів T_r . Під час вибору цього параметра орієнтуються на типовий діапазон значень: 600...900 К. Нижчі температури залишкових газів характерні для двигунів із менш інтенсивним робочим процесом або за підвищеного коефіцієнта надлишку повітря. У нашому випадку, враховуючи особливості двигуна, приймаємо $T_x = 750$ К.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 293$ К, що відповідає стандартним атмосферним умовам. Лише в особливих випадках обирають температуру повітря в машинному відділенні.

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно обирати для розрахунку $p_0 = 0,101$ МПа, що відповідає стандартним атмосферним умовам

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50\%$, при якій гарантується заводом-виробником номінальна потужність двигуна.

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10\text{ K}$, як для ДВЗ з наддувом.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувочного колектора в циліндр, K_a . Для МОД приймаємо $K_a = 0,97$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z . Для МОД приймаємо $\zeta_z = 0,90$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці B . Для МОД приймаємо $\zeta_b = 0,93$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Цей параметр характеризує співвідношення максимального тиску в циліндрі до тиску в кінці стиснення та впливає на форму індикаторної діаграми, термодинамічну ефективність і теплові навантаження деталей. Значення ступеня підвищення тиску залежить від типу двигуна, умов згоряння і характеристик палива. Для подальших розрахунків, з урахуванням досвіду проектування аналогічних двигунів, приймаємо $\lambda = 1,2$.

Доля ходу поршня втраченого на продувку ψ_p . Цей показник відображає, яку частину ходу поршня витрачається на продувку циліндра в процесі газообміну. Його значення залежить від конструктивних особливостей продувочної системи, виду продувки (пряма, зворотна, змішана) та частоти обертання двигуна. Для подальших розрахунків приймаємо $\psi_p = 0,093$, що є типовим значенням для двигунів із ефективною системою продувки.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Цей коефіцієнт враховує відхилення реальної індикаторної діаграми від ідеалізованої теоретичної кривої внаслідок втрат, зумовлених динамікою процесів згоряння та газообміну. Він використовується для корекції результатів

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

розрахунку індикаторної роботи. З огляду на прийняту методику та характер роботи двигуна, приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,94$.

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. Для теплотехнічних розрахунків зазвичай використовують умовне паливо середнього складу, яке відповідає типовим показникам дизельного пального. У такому паливі приймаються наступні масові частки основних елементів: вуглець – 0,866 кг, водень – 0,130 кг, сірка – 0 кг, кисень – 0,004 кг, волога (вода) – 0 кг. Такий склад дозволяє врахувати основні процеси згоряння та точно розрахувати теплоту згоряння палива.

Розрахунок було виконано в середовищі MathCAD з використанням програмного забезпечення, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений наведено нижче у вигляді роздруківок програми.

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 67200$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 94$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.3$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.9$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.93$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.2$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.093$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.94$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.77$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 750$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.866$ $H = 0.13$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 10$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 1.08$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 2.66$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.5$
- 1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.333$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 447.873$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 299.195$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 326.149$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.329$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.319$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.831$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.002517 \quad a_{vc} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.365$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 12.858$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 875.267$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.245$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0262$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0252$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.968$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.024$$

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

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.74673$$

$$b_z = 0.00294$$

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

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

$$a_{vb} = 19.76195$$

$$b_b = 0.002956$$

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		27

4.8 Максимальна температура згоряння, К

- знаходимо з наступного рівняння:



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

$$\text{звідки: } T_z = 1695.781$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 15.43$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.654$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.069$$

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

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



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

$$n_2 = 1.291$$

$$T_b = 892.054$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.895$$

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		28

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.105$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.871$$

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

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

$$b_i = 0.171$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.493$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.759$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.464$$

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

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

$$b_e = 0.182$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 67210.998$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.016 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

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

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 126.599$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 129.998$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.317$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 705.644$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.271$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.707$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.381$$

8.7 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.302$$

8.8 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.071 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,858
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,43
Ступінь попереднього розширення ρ	1,654
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	15,43	
1,00	12,86	15,43
1,65	6,47	15,43
2,32	4,07	9,96
2,99	2,89	7,19
3,66	2,19	5,54
4,32	1,74	4,46
4,99	1,43	3,71
5,66	1,21	3,15
6,33	1,04	2,73
6,99	0,90	2,40
7,66	0,80	2,13
8,33	0,71	1,91
8,99	0,64	1,73
9,66	0,58	1,58
10,33	0,53	1,45
11,00	0,49	1,34
11,66	0,45	1,24
12,33	0,42	1,15
13,00	0,39	1,08
13,67	0,36	1,01
14,33	0,34	0,95
15,00	0,32	0,90
15,00	0,32	0,32

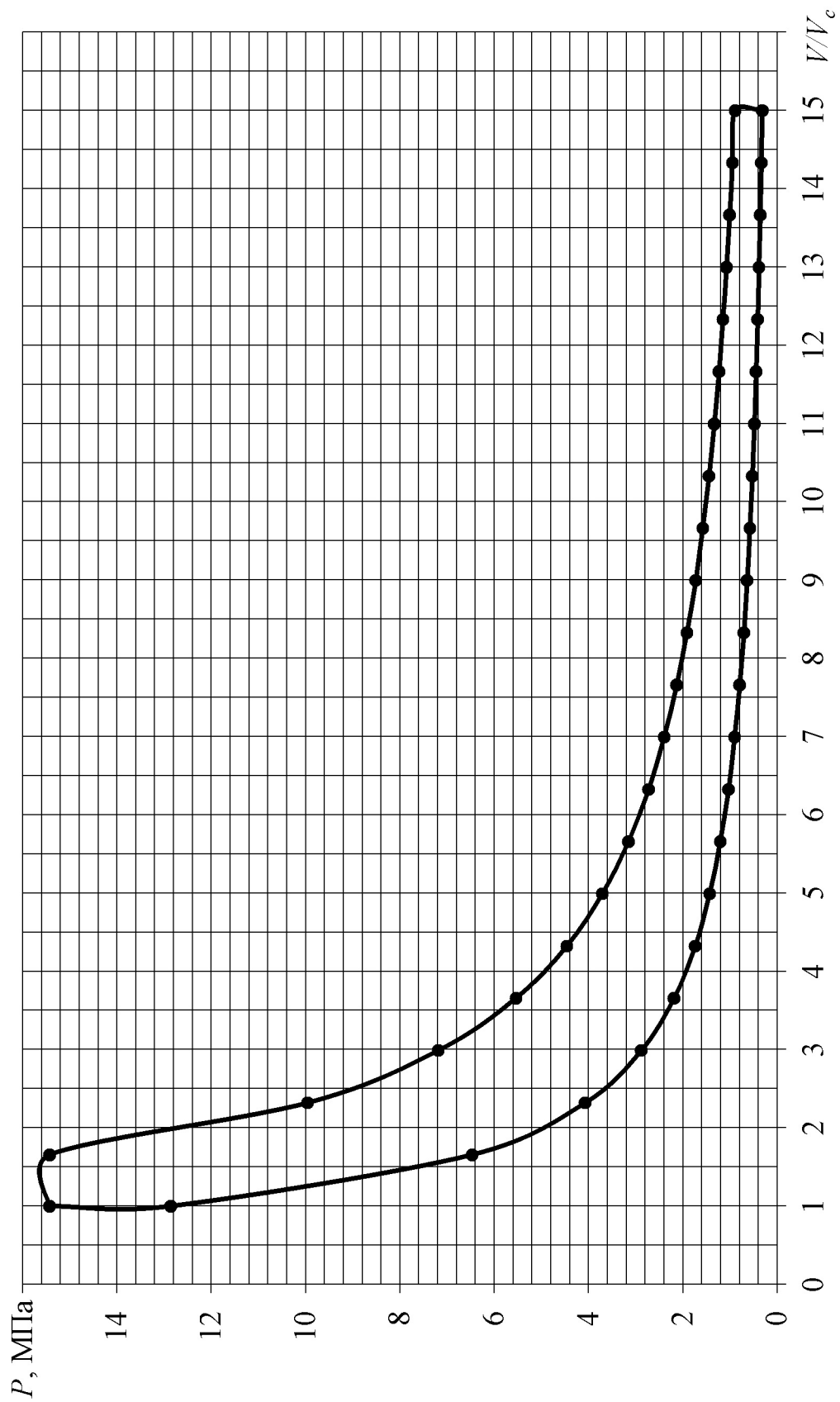


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна 10ДКРН 108/266

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 2,66 / 2 = 1,33$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,42$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_\varphi = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 9,84$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_\varphi = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 2.2 – 2.4.

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	182,82
15	0,0640	4,6928	171,18
30	0,2480	8,4844	138,53
45	0,5292	10,9784	91,04
60	0,8745	12,3288	37,34
75	1,2464	12,9249	-13,51
90	1,6093	13,0854	-54,07
105	1,9348	12,9249	-80,15
120	2,2045	12,3288	-91,41
135	2,4101	10,9784	-91,04
150	2,5516	8,4844	-84,46
165	2,6334	4,6928	-77,53
180	2,6600	0,0000	-74,67
195	2,6334	-4,6928	-77,53
210	2,5516	-8,4844	-84,46
225	2,4101	-10,9784	-91,04
240	2,2045	-12,3288	-91,41
255	1,9348	-12,9249	-80,15
270	1,6093	-13,0854	-54,07
285	1,2464	-12,9249	-13,51
300	0,8745	-12,3288	37,34
315	0,5292	-10,9784	91,04
330	0,2480	-8,4844	138,53
345	0,0640	-4,6928	171,18
360	0,0000	0,0000	182,82

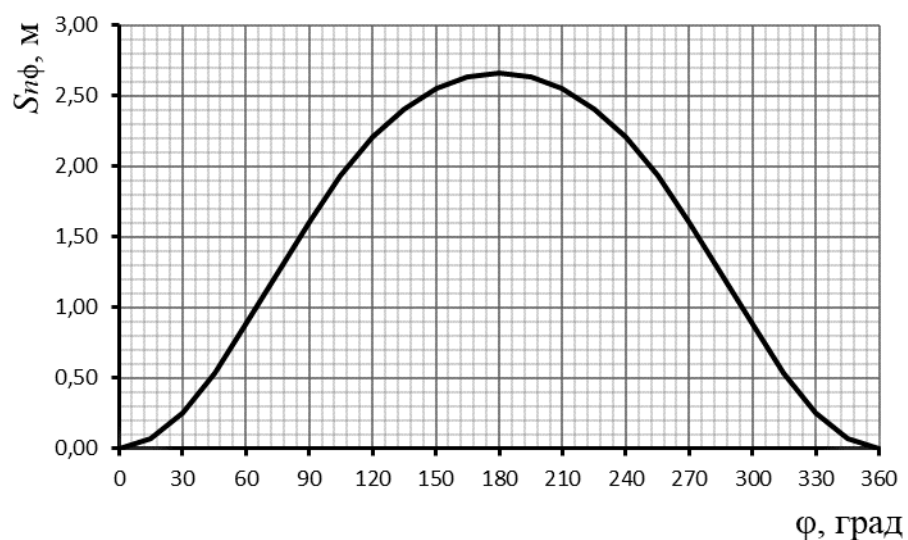


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

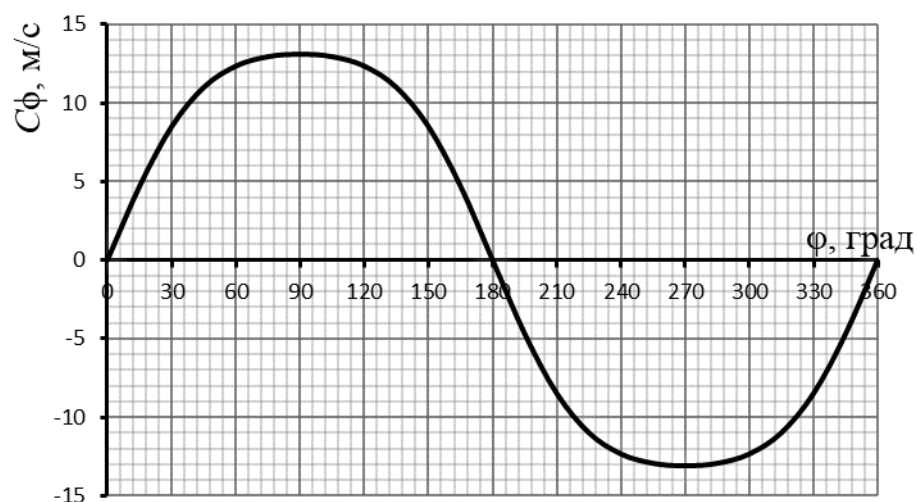


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

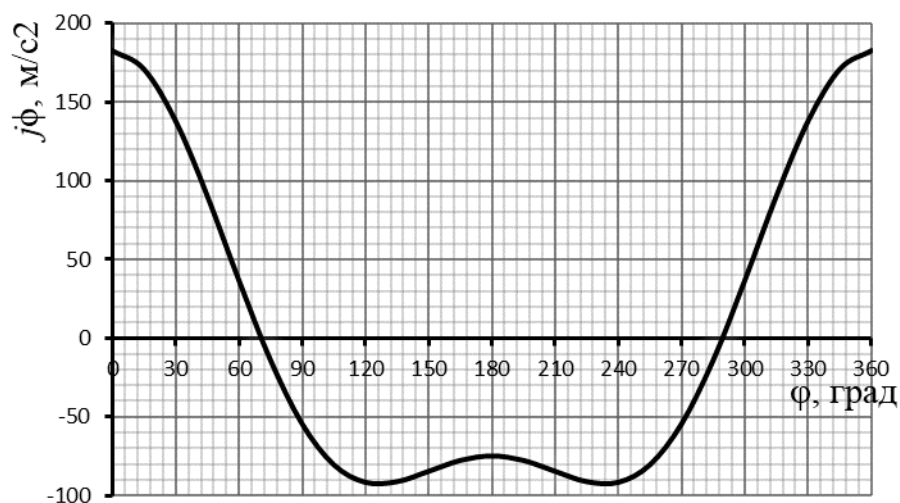


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Знання залежності ходу поршня від кута повороту колінчастого вала дозволяє визначити його точне положення в циліндрі на будь-якому етапі циклу. Це має важливе значення для розрахунку змін тиску під час тактів стиску та розширення.

Крім того, значення швидкості поршня необхідне для проектування впускної системи: середню швидкість використовують для оцінки швидкості руху повітря у впускних каналах і визначення втрат тиску на місцевих опорах. Це, у свою чергу, дає змогу розрахувати фактичний тиск свіжої порції заряду наприкінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

2.6 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 2.3. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки	$H = 15^\circ$
Частота обертання колінчастого балу	$n = 94 \text{ хв}^{-1}$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	$M_S = 16100 \text{ кг}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1330 \text{ мм}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,42$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,333 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці c)	$P_C = 12,858 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 15,43 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,654 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,365$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,291$
Степінь стиску	$\varepsilon = 15,0$

Розрахунок виконаний на ПК з використанням програмного забезпечення, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

Під час роботи двигуна на кривошипно-шатунний механізм (КШМ) впливають кілька основних типів сил: тиск газів у циліндрі, інерційні сили рухомих мас, сили ваги, сили тертя та сили корисного опору, прикладені до колінчастого вала. Сили тертя зазвичай мають менший вплив порівняно з іншими силами і залежать від таких трудно враховуваних факторів, як шорсткість поверхонь, стан змащення, тепловий режим, зазори тощо. Тому

при виконанні динамічних розрахунків сили тертя не враховують безпосередньо, а замість цього вводять механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна.

Сили ваги мають значення переважно для двигунів із низькою частотою обертання. Їх обчислюють на основі мас деталей, визначених за робочими кресленнями або шляхом зважування.

Результуюча всіх прикладених до поршня сил утворює рушійну силу. Вона прикладена до точки приведення всіх мас механізму, що здійснюють поступальний рух. Для крейцкопфних двигунів ця точка відповідає центру головного підшипника..

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\text{Г}} + P_{\text{S}} + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_{\text{В}}$$

де $P_{\text{Г}}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

$P_{\text{В}}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{\text{ТП}}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{\text{ТР}}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

2.7 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.5 зображено силову схему кривошипно-шатунного механізму, де показано розклад сил у центрі головного підшипника та центрі мотильового підшипника.

Найменування сил, зображених на рис. 2.5 наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

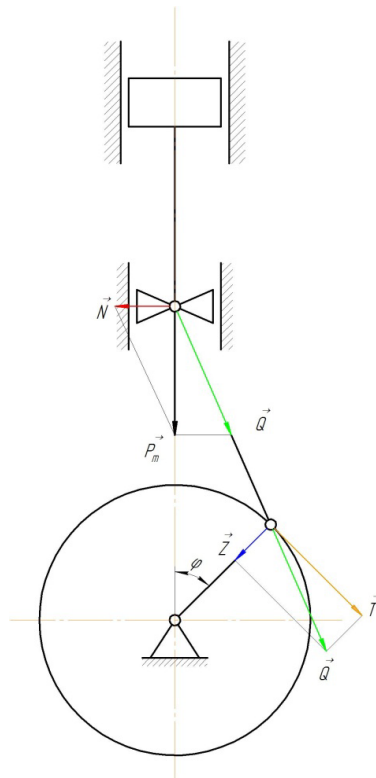


Рис. 2.5. Силова схема КШМ

Розрахункові формули мають вид

$$N = P_{дв} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{дв} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{дв} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі Microsoft Office Excel. Результати розрахунку представлені в табл. 2.4

За даними табл. 2.4 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , Z , T , які представлені на рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3290	1,3130	1,6420	0,0000	-1,6420	0,0000
15	0,3290	1,3632	1,6922	-0,1850	-1,6825	-0,2592
30	0,2947	1,4851	1,7798	-0,3823	-1,7325	-0,5588
45	0,3164	1,6007	1,9171	-0,5962	-1,7772	-0,9340
60	0,3532	1,6073	1,9605	-0,7655	-1,6432	-1,3151
75	0,4142	1,4093	1,8236	-0,8094	-1,2538	-1,5519
90	0,5168	0,9508	1,4675	-0,6792	-0,6792	-1,4675
105	0,6961	0,2375	0,9336	-0,4144	-0,1586	-1,0090
120	1,0307	-0,6565	0,3742	-0,1461	0,0606	-0,3971
135	1,7080	-1,6007	0,1073	-0,0334	0,0523	-0,0995
150	3,1727	-2,4359	0,7368	-0,1583	0,5590	-0,5055
165	6,0343	-3,0100	3,0243	-0,3307	2,8356	-1,1022
180	15,4300	-3,2146	12,2154	0,0000	12,2154	0,0000
195	15,4300	-3,0100	12,4200	1,3581	11,6452	4,5264
210	10,0510	-2,4359	7,6151	1,6356	5,7771	5,2241
225	5,2988	-1,6007	3,6980	1,1502	1,8016	3,4282
240	3,1940	-0,6565	2,5375	0,9908	0,4107	2,6930
255	2,1694	0,2375	2,4069	1,0683	-0,4090	2,6014
270	1,6219	0,9508	2,5727	1,1906	-1,1906	2,5727
285	1,3086	1,4093	2,7179	1,2063	-1,8687	2,3130
300	1,1215	1,6073	2,7288	1,0655	-2,2872	1,8304
315	1,0084	1,6007	2,6091	0,8115	-2,4187	1,2711
330	0,9417	1,4851	2,4268	0,5212	-2,3623	0,7620
345	0,3170	1,3632	1,6802	0,1837	-1,6705	0,2574
360	0,3290	1,3130	1,6420	0,0000	-1,6420	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

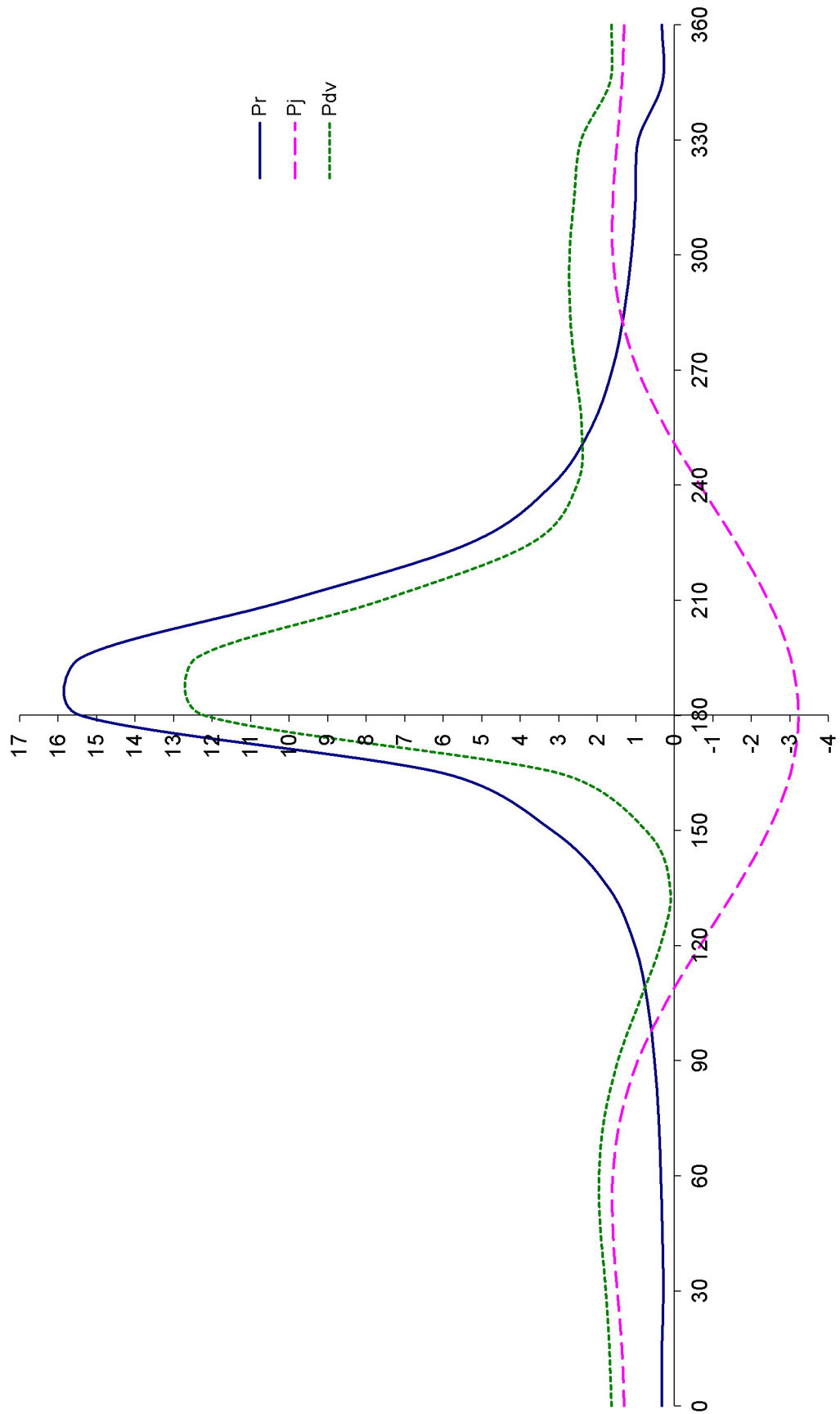


Рис. 2.6. Діаграми сил, що діють у КШМ

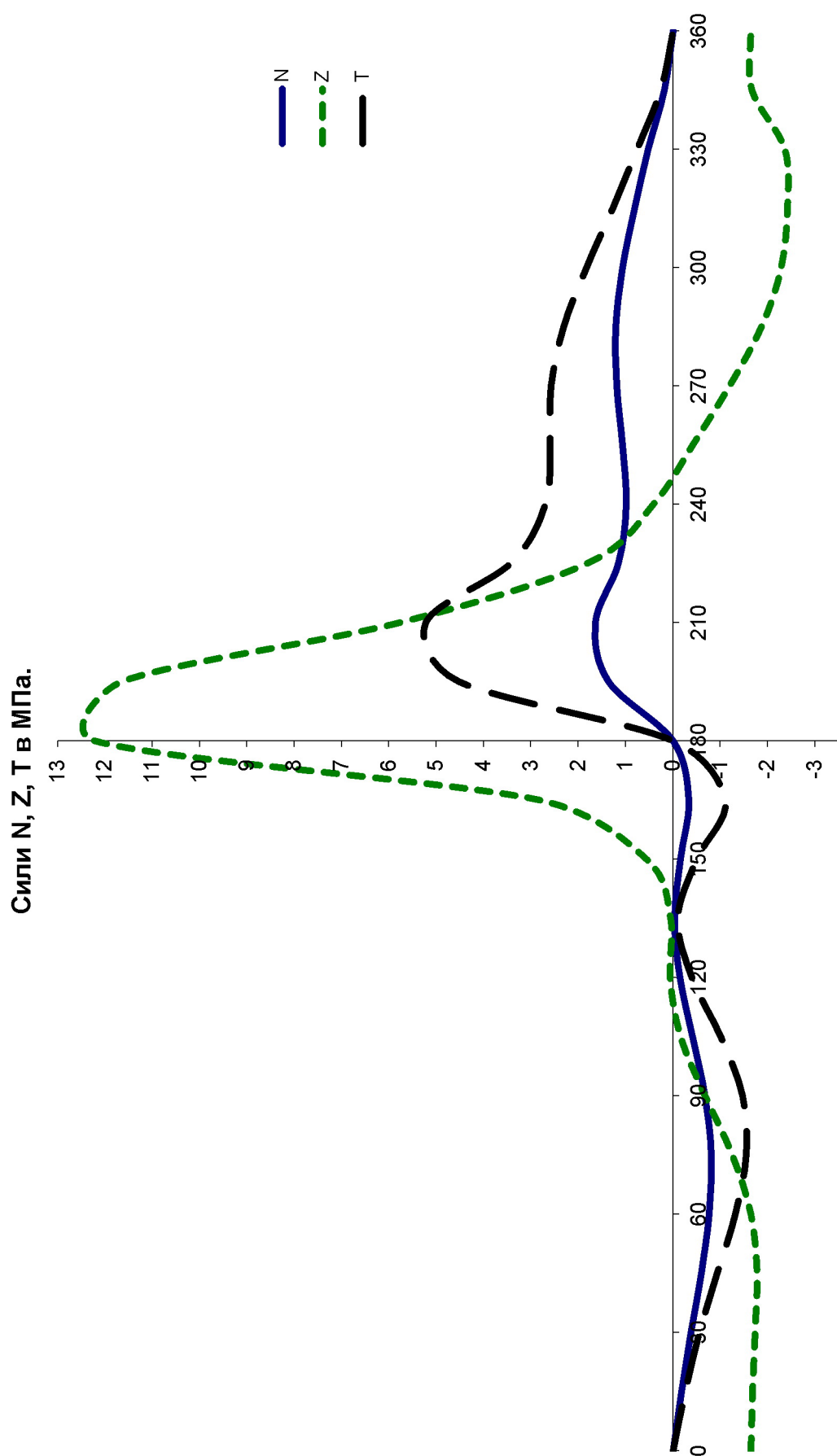


Рис. 2.7. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КППМ

2.8 Визначення маси та діаметру маховика

Розрахунок маховика зводиться до визначення його махового моменту інерції, максимально допустимого зовнішнього діаметра обода та маси. Під маховим моментом інерції розуміють узагальнену величину, яка з практичної точки зору характеризується як відношення маси маховика до квадрата його зовнішнього діаметра (без урахування обода).

Надлишкова робота, яку виконує сумарний крутильний момент протягом робочого циклу, визначається за відповідною формулою:

$$L_{изб} = L'_{изб} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\alpha \cdot R \cdot 10^6, \text{ кДж}$$

де: $L_{изб}$ – площа згідно з надлишковою роботою, мм;

μ_T – масштаб діаграми сумарний та дотичних сил, МПа/мм;

μ_α – масштаб кута α , град/мм;

F_α – площа циліндра, м²;

R – радіус кривошипа, м².

$$L_{изб} = 4364 \cdot 0,056 \cdot 0,25 \cdot (3,14 / 180) \cdot 0,916 \cdot 1,33 \cdot 10^6 = 1,298 \text{ МДж};$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_D = \frac{91,2 \cdot L_{изб}}{\delta \cdot n^2}, \text{ кг м}^2;$$

$$I_D = 91,2 \cdot 1,298 / (0,05 \cdot 94^2) = 267943,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

де: $\delta = 5\%$ – ступінь нерівномірності обертання колінчатого валу;

$n = 94 \text{ хв}^{-1}$ частота обертання колінчатого валу.

З урахуванням того, що рухомі частини механізму вже мають власний момент інерції, який становить половину необхідного значення, момент інерції, який має забезпечити маховик, повинен дорівнювати лише половині загальної розрахункової величини:

$$I_M = 0,5 \cdot I_D, \text{ кг м}^2;$$

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Отже:

$$I_M = 0,5 \cdot 267943,9 = 133971,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}, \text{ м};$$

де: $[v] = 60 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика, м;

$$D_M = 60 \cdot 40 / (3,14 \cdot 94) = 8,1 \text{ м/с};$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot S;$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot 2,66 = 3,99 \text{ м};$$

Маховий момент маховика, кг:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_D;$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_D}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр маховика, м;

$$M_M = 4 \cdot 267943,9 / 3,99^2 = 67322 \text{ кг}.$$

Визначення основних розмірів ободу маховика.

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}};$$

де M_M – маховий момент;

$$K_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{67322}{3,14 \cdot 0,30 \cdot 8,1 \cdot 7800}} = 1,064 \text{ м}$$

Ширина маховика, м

$$B = 0,25 \cdot H,$$

$$B = 0,25 \cdot 1,064 = 0,266 \text{ м},$$

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho ;$$

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 3,99 \cdot 0,266 \cdot 1,064 \cdot 7800 = 27658 \text{ кг};$$

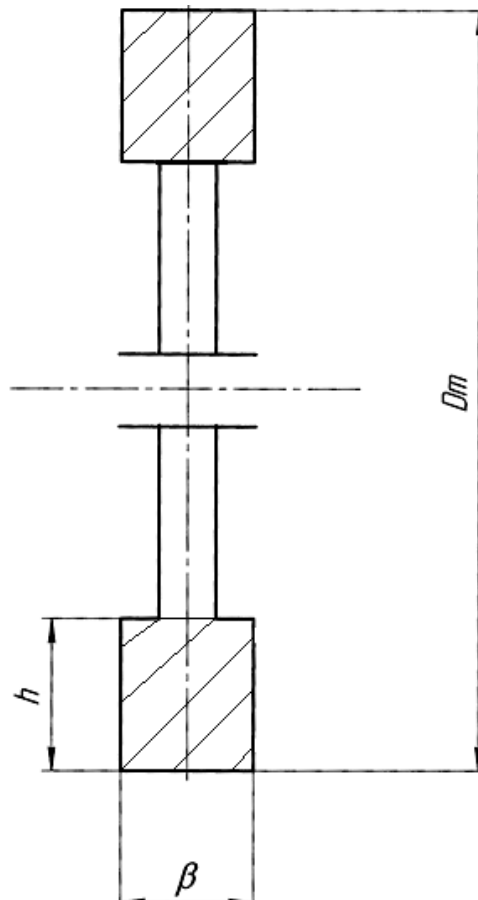


Рис. 2.8. Розрахункова схема маховика

2.9 Висновок до розділу

У другому розділі було виконано розрахунок робочого процесу двигуна, на основі якого побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Використана методика моделювання забезпечує достатню для практичних потреб точність, незважаючи на те, що реальний цикл у двигуні описується спрощеними термодинамічними процесами, а для врахування реальних

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

умов введено низку коригувальних коефіцієнтів.

Питома ефективна витрата пального, яка становить 0,182 кг/(кВт·год), свідчить про відносно високий рівень економічності двигуна. За цим показником двигун типу 10ДКРН 108/266 може бути віднесений до числа енергоефективних суднових двигунів і має конкурентоспроможність серед агрегатів аналогічної потужності та габаритів.

У цьому ж розділі було також проведено розрахунок кінематики та динаміки двигуна 10ДКРН 108/266, зокрема визначено сили, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму. Побудовано відповідні діаграми силових дій і кінематичних параметрів.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що зусилля, які виникають у КШМ під час роботи двигуна, знаходяться в межах допустимих значень і не перевищують конструктивних обмежень. Це є запорукою надійної та довготривалої експлуатації двигуна.

					КРБ.142.4221.25.04.02.ПЗ.	Лист
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ ДВИГУНА MAN B&W 10K108ME-C

Розділ включає етап вибору турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу (номінальну) потужність N_e .

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні дані, які необхідні для розрахунку, наводяться у попередніх розділах. На підставі розрахунків сумісної роботи дизеля і прийнятого турбокомпресора визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни.

3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Для розрахунку системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря двигуном. Цей параметр разом із ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_k , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600}$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

φ_a – коефіцієнт продувки (двотактних – $\varphi_a = 1,04$)

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		47

$$G_{\kappa} = \frac{0,182 \cdot 67200 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,04}{3600} = 126,3 \quad \text{кг} / \text{с}$$

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою:

$$Q_{\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho_{\text{н}}}$$

де $\rho_{\text{н}} = 1,17 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_{\kappa} = \frac{126,3}{1,17} = 107,9 \quad \text{м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_0}$$

де P_{κ} – тиск повітря після компресора, МПа;

$P_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (ISO).

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою:

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_{\text{н}}}$$

де $g_e = 0,182 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 67200 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 299,2 \text{ К}$ – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 1,08 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 2,66 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 10$ – кількість циліндрів;

$n = 94 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,85$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,182 \cdot 67200 \cdot 2,5 \cdot 299,2}{1,08^2 \cdot 2,66 \cdot 10 \cdot 94 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,322 \text{ МПа}$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

$$P_{\kappa} = \frac{P_s}{(P_s - P_{\kappa})}$$

де $P_s - P_{\kappa} = 0,98 \dots 0,99$ – відносна втрата тиску на шляху від компресора до ресивера.

$$P_{\kappa} = \frac{0,322}{0,985} = 0,327 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$P_{\kappa} = \frac{0,327}{0,101} = 3,24$$

3.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора

Типорозмір турбокомпресора визначається потрібними об'ємними витратами повітря на двигун, прийнятою кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто форсуванням двигуна.

На підставі значень P_{κ} та G_{κ} (або Q_{κ}) знаходиться точка у полі витрат (рис. 3.1, точка А). За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСА означають, що турбокомпресор має осьову турбіну. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_{κ}) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_{\kappa} = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$. Таким чином, для забезпечення повітрям двигуна 10K108ME –С

мінімальна необхідна кількість ТК повинна бути не менша 4-х, а об'ємні витрати кожного з компресорів повинні складати:

$$Q_{\kappa l} = \frac{Q_{\kappa}}{4} = \frac{107,9}{4} = 27 \text{ м}^3/\text{с}$$

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($P_K = 3,3$) і об'ємної витрати компресора ($Q_K = 27 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресорів ТК серії TCA знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки TCA77 (рис 3.2).

Технічні характеристики ТК TCA77 для двотактних двигунів зведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Технічні характеристики турбокомпресора TCA77

Параметр	Значення
Максимальна потужність	27 200 кВт
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання	12000 об/хв. ⁻¹
Маса	14301 кг
Довжина	3205 мм
Висота	2367 мм
Ширина	2012 мм

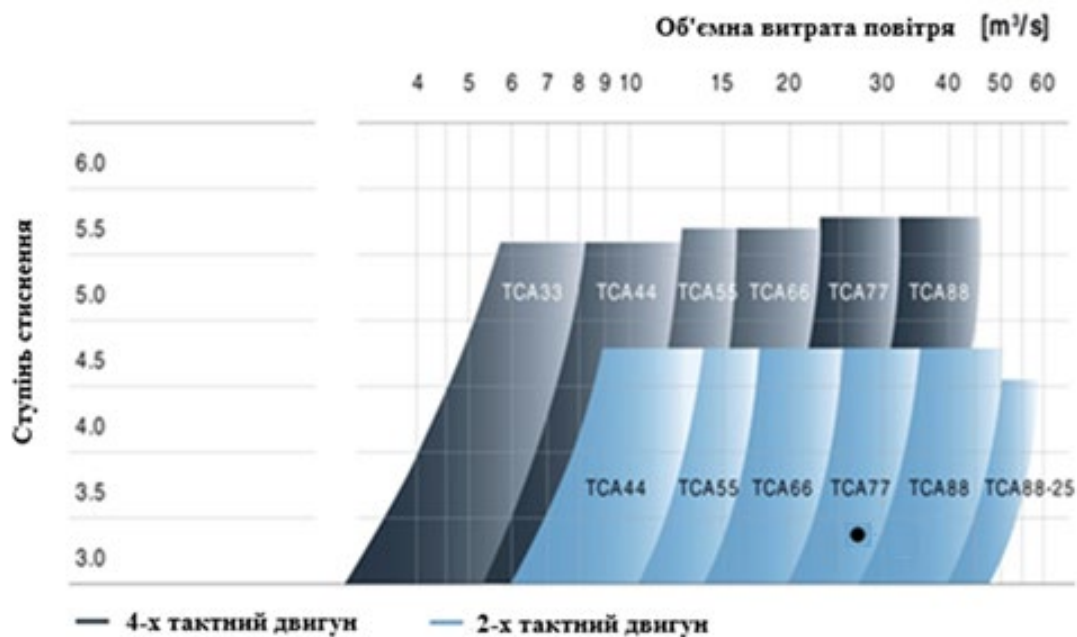


Рис. 3.1. Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($P_K - Q_{K1}$) типу TCA

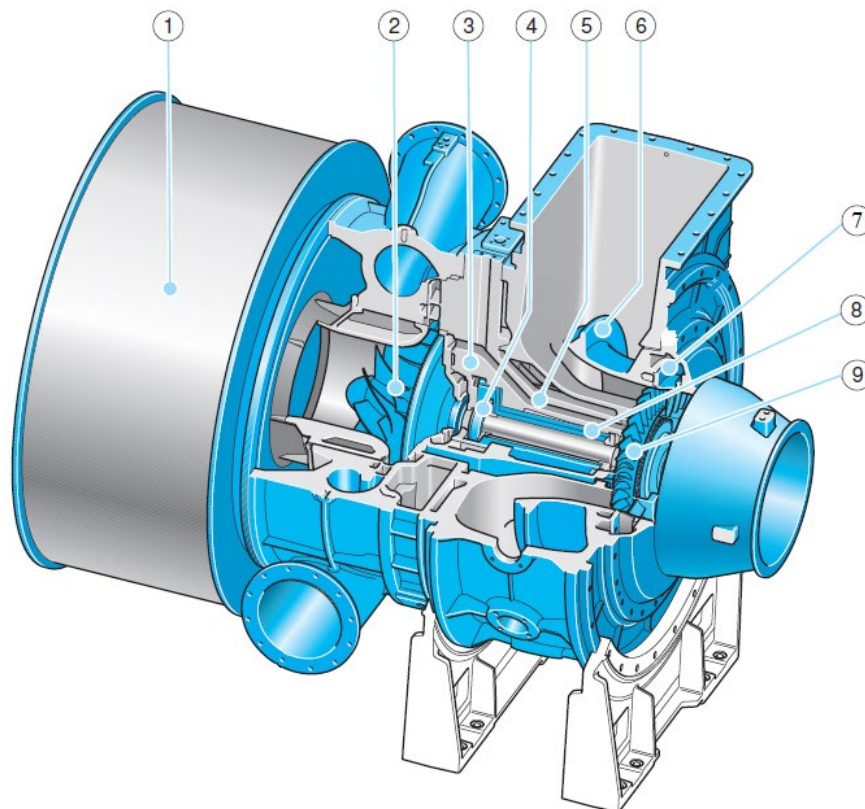


Рис. 3.2. Турбокомпресор типу ТСА77

1 – глушник; 2 – компресорне колесо; 3 – несучій корпус; 4 – опорно – упорний підшипник; 5 – ущільнююча повітряна система; 6 – верхня кришка випускного дифузору; 7 – кільце сопла; 8 – опорний підшипник; 9 – лопаті турбіни

3.3 Розрахунок проточної частини компресора

Розрахунок турбокомпресора виконуємо в табличній формі і приводимо як роздруківку готової програми.

3.3.1 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G , кг/с	Згідно розрахунку	37
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,3
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	293
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	101000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000

7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,770
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,194
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,860
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	1,240
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_K	12 ... 23	20
13	Число лопаток дифузора	Z_d	$Z_d > Z_K$; $Z_d = 17, 19, 23 \dots$	25
14	Товщина лопаток дифузора: на вході на виході	δ_3 , м δ_4 , м	0,5 ... 8,0 мм 0,3 ... 2,0 мм	0,005 0,002
15	Коефіцієнт напору компресора	H_K	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0-1	n_1	1,35 ... 1,39	1,39
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щільний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,80
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	C_T	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	Π_+ , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	Π_3 , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_T , град	Приймається	2,0

3.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт напору	$\bar{H}_k$		1,5	1,5
2	Адіабатна робота стиску в компресорі	$L_{ад}, \text{Дж/кг}$	$1004,5T_0(P_k^{0,286} - 1)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 300(3,3^{0,286} - 1)$	124695,7
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	$U_2, \text{м/с}$	$\sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 124695,786}{1,5}}$	407,750

3.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	$c_1, \text{м/с}$	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 407,75$	101,938
2	Температура повітря перед колесом	$T_1, \text{К}$	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{101,938^2 - 30^2}{2010}$	295,278
3	Тиск перед колесом	$P_1, \text{Па}$	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,278}{300} \right)^{3,56}$	93557,5
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93557,509}{287,2 \cdot 295,278}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	$f_1, \text{м}^2$	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{27}{11,104 \cdot 101,938}$	0,0393
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	$D_n, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0393 + 0,194^2}{3,14}}$	0,327
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,327^2 + 0,194^2}{2}}$	0,286

3.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{I}{I + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,286}{0,77} \right)^2 \right]}}$	0,895
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_{11} град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{101,938 \cdot 0,77}{407,750 \cdot 0,286}\right)$	37,6
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	38,6
4	Коефіцієнт захарщення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,286 \cdot 0,62}$	0,964
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захарщення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{101,938}{0,964}$	105,7
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарщення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{105,745 \cdot 0,77}{407,750 \cdot 0,286}\right)$	38,58 9
7	Кут входу потоку на діаметрі D_n	β_{1n} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n}\right)$	$\beta_{1n} = \arctg\left(\frac{105,745 \cdot 0,77}{407,750 \cdot 0,327}\right)$	34,91 2
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n	w'_n , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1n}}$	$w'_n = \frac{105,745}{\sin 34,912}$	184,7
9	Число λ_w на діаметрі D_n	λ_{nw}	$\frac{w'_n}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{nw} = \frac{184,766}{18,3\sqrt{300}}$	0,583
10	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{мс}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$295,278 + \frac{407,75^2}{2010} \cdot \left[2(0,895 + 0,04) - 0,895^2 - 0,2^2 + 0,25^2 \right]$	385,5
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22

1 2	Тис к за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2-1}}$	$93557,509 \cdot \left(\frac{385,561}{295,278} \right)^{3,22}$	2208 78
1 3	Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{220878,942}{287,2 \cdot 385,561}$	2,003
1 4	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,895 \cdot 407,75$	364,9 3
1 5	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 407,75$	81,55
1 6	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{81,55^2 + 364,936^2}$	373,9 3
1 7	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{373,937}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 385,561}}$	0,95
1 8	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg \left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right)$	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{81,550}{364,936} \right)$	12,59 7
1 9	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{27}{3,14 \cdot 2,003 \cdot 81,55 \cdot 0,77}$	0,098

3.3.5 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 373,937 \cdot \frac{0,770}{0,860}$	311,6 1
2	Температура повітря за БЛД	$T_3(1)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(1) = \frac{385,561 + 373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	406,8 1
3	Комплекс показника політропи у БЛД	kn_3	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$kn_3 = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n_3}}{k_{n_3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56

5	Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}$	$P_3 = 220878,942 \cdot \left(\frac{406,818}{385,561} \right)^{2,31}$	2564 96
6	Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м ³	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{2564,96,315}{287,2 \cdot 406,8181}$	2,197
7	Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,098 \cdot 0,77$	0,075
8	Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \right. \\ \left. \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\arctg \left[\frac{0,098 \cdot 2,003}{0,075 \cdot 2,197} \cdot \operatorname{tg} 12,597 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,597} \cdot \frac{0,01}{0,075} (0,528 - 0,44) \times \right. \\ \left. \cdot \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,95^2}{2} \cdot 0,166 \right] \right]$	15,71 2
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_{3(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_{3(2)} = \frac{27}{3,14 \cdot 1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,22 \cdot 2,197}$	299,1 4
10	Температура повітря за дифузором	$T_{3(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_{3(2)} = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	410,6
11	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{299,140}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 410,608}}$	0,736

3.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}$, град	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 15,712 + 1$	16,71 2

2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}$, град	$\alpha_{3,л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4,л} = 16,712 + 12$	28,71 2
3	Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (16,712 + 28,712)/2$	22,71 2
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 28,712}{1,05}$	27,22
5	Коефіцієнт заха- ращення на вхо- ді з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,86 \cdot \sin 16,71}$	0,869
6	Коефіцієнт заха- ращення на ви- ході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,24 \cdot \sin 28,712}$	0,975
7	Ширина дифу- зора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,075 + \frac{1,24 - 0,86}{2} \operatorname{tg} 2$	0,08
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,24 \cdot 0,08 \cdot 0,975 \cdot 0,46}{0,86 \cdot 0,075 \cdot 0,27}$	2,306
9	Кут розкриття Еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,075 \cdot 0,869 \cdot 0,29}{0,86 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{2,306-1}}{\frac{1,24}{0,86} - 1} \right)$	10,74 6

3.3.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2_{n_4}}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1}$ $k_{2_{n_4}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{14}{14 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{15 - 1}$	$k_{n4}=2,$ 975 $k_{2n4}=2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}, \text{ К}$	$T_4 = T_3$	$410,608 = 410,608$	410,6
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	$c_4, \text{ м/с}$	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{k-1}}$	$c_4 = 299,14 \cdot \frac{0,075 \cdot 0,86 \cdot 0,27}{0,08 \cdot 1,24 \cdot 0,46} \cdot \left(\frac{410,608}{410,608} \right)^2$	132,7 9
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{ К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 410,608 + \frac{299,140^2 - 132,79^2}{2010}$	446,3 5
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{ Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{446,355}{410,608} \right)$	32880 1,506
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,\pi} - D_3 \cos \alpha_{3,\pi})}$	$\frac{1,24^2 - 0,86^2}{4(11,24 \cdot 0,88 - 0,86 \cdot 0,96)}$	1,072
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\mu}, \text{ м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3,\pi}}$	$\sqrt{11,072^2 + 0,43^2 - 0,86 \cdot 1,029}$	0,586
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{ м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 151,848 \cdot 0,77$	78,49

3.3.8 Розрахунок ККД і потужності компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 132,790^2}{132,790^2 - 78,492^2}$	0,693
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,693$	2,426
11	Температура повітря за завиткою	T_5, K	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{132,790^2 - 78,492^2}{2010}$	452,063
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = 328801,506 \cdot \left(\frac{452,063}{446,355} \right)^{2,49}$	339095,3
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300 [3,391 - 1]}{452,063 - 300}$	0,825
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot l_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{27 \cdot 124695,786}{0,825 \cdot 1000}$	6689,74

3.4 Опис загальної компоновки турбокомпресора

Під час компонування турбокомпресора обирається схема з консольним розміщенням коліс компресора та турбіни. Опорно-упорний підшипник розташовується з боку компресорного колеса, тоді як опорний – з боку турбінного диска. Щоб захистити підшипниковий вузол від впливу високих температур, з боку турбіни встановлюються теплові екрани, які виконуються у вигляді порожнин.

Спроекований турбокомпресор позначається маркою ТСА77, що відображає тип турбіни, діаметр компресорного колеса та ступінь підвищення тиску. У даній моделі застосовується радіальна турбіна. Зовнішні діаметри турбінного і компресорного коліс однакові, що спрощує балансування та компонування агрегату.

Згідно із загальною схемою компонування, турбокомпресор належить до машин із консольним розташуванням робочих коліс, коли комп-ресорне та

турбінне колеса встановлюються з протилежних боків корпусу на консольних ділянках вала.

Остов турбокомпресора ТСА77 утворений трьома основними корпусами: корпусом компресора (див. рис. 3.2), середнім корпусом та корпусом турбіни. Ця конструктивна схема забезпечує міцність, жорсткість і надійну роботу агрегату.

Корпус компресора виконує роль формувальника проточної частини турбокомпресора, зокрема передньої ділянки каналу колеса. Він забезпечує утворення каналів безлопаткового та лопаткового дифузорів, а також завитки-повітрозбірника. Корпусні елементи компресора виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5, що гарантує оптимальне поєднання міцності та легкості конструкції.

Корпус турбіни виконує функцію формування робочого тракту турбіни та забезпечує відведення відпрацьованих газів після проходження через турбінне колесо. Він відповідає за правильне спрямування газового потоку та ефективне видалення газів з турбінної частини.

Середній корпус турбокомпресора виконує роль остова, у якому розміщено ротор турбокомпресора разом із підшипниками. Він забезпечує жорстке кріплення і точне позиціонування рухомих частин, що сприяє стабільній та надійній роботі агрегату.

Корпуси компресора, турбіни та середній корпус з'єднуються між собою болтовими з'єднаннями по посадках через колові розточки на корпусах. Таке з'єднання забезпечує точне центрування всіх осьових отворів корпусів відносно осі обертання ротора, що є критично важливим для плавної і безпечної роботи турбокомпресора.

Турбокомпресор кріпиться до кронштейна за допомогою приливу, розташованого в нижній частині середнього корпусу – основної базової деталі конструкції. Це забезпечує надійну фіксацію агрегату та правильне розташування в системі.

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		60

Ротор турбокомпресора є рухомою частиною і складається з вала та прикріплених до нього коліс компресора і турбіни. Він виготовлений із жорсткої нержавіючої сталі марки 2Х13, що забезпечує високу міцність і довговічність конструкції.

Колесо компресора кріпиться до ротора за допомогою посадки з натягом і додатково фіксується гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході, що формують конструкцію типу «радіальна зірка». Повітря надходить через осьовий вхід, оснащений обертовим скеровуючим апаратом, який утворений осьовими частинами лопаток. Задній диск колеса має один відносно товстий гребінець, який служить для зняття металу під час динамічного балансування ротора. Колесо виготовлене з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднується з ротором шляхом зварювання. Через підвищення температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни – замість сталі ЄІ69 застосувати жароміцний сплав марки ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ, що забезпечить кращу стійкість до високих температур і тривалішу експлуатацію.

Ротор спирається на два опорних ковзних підшипники. Зі сторони компресора розташований упорний підшипник. Через спеціальні канали до підшипників подається мастило, яке після змащування відводиться також по відповідних каналах, забезпечуючи надійну роботу підшипникового вузла та охолодження.

Ущільнення зі сторони компресора запобігає проникненню аерозолів масла з порожнини підшипника у компресор. Воно складається з двох пружних кілець поршневого (контактного) типу. Під час обертання ротора кільця завдяки своїй пружності щільно прилягають до корпусної втулки і залишаються нерухомими, забезпечуючи надійне ущільнення.

Ущільнення з боку турбіни запобігає витоку гарячих газів під надлишковим тиском з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника. Крім того, воно перешкоджає потраплянню масла з поро-

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

жнини підшипника на нагріту частину валу, де масло могло б перетворюватися на кокс, накопичуватися в зазорах і ускладнювати вільне обертання ротора. Це ущільнення складається з двох пружних кілець.

Масло до підшипників подається із системи змащення двигуна через штуцери, розташовані на корпусах підшипників, що забезпечує їх безперебійну роботу та надійне мастило.

Під час роботи турбокомпресора газу від двигуна внутрішнього згоряння надходять у газоприймальну завитку, звідки спрямовуються до робочого колеса турбіни. Тут вони передають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує швидке обертання ротора. Після проходження через робоче колесо відпрацьовані газу відводяться у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу та його фланець.

Компресорне колесо, яке обертається завдяки енергії, отриманій від турбіни, створює вплив лопаток на повітря в міжлопаткових каналах. Під їхнім впливом повітря набуває кругового руху, під час якого виникає відцентрова сила, що змушує повітря переміщатися по радіусу від центру обертання до периферії. Унаслідок поєднання радіального та окружного рухів частинки повітря набувають спіральної траєкторії, в процесі якої вони отримують кінетичну енергію й виходять через зовнішній діаметр колеса. Витік повітря з колеса знижує тиск на його вході, створюючи перепад між атмосферним тиском і тиском усередині колеса, що забезпечує безперервне надходження нового повітря в компресор.

Під час проходження через компресорне колесо, разом з отриманням кінетичної енергії від лопаток, частинки повітря переміщуються каналами колеса – від менших до більших площ поперечного перерізу. Такий рух спричиняє поступове зменшення швидкості повітря у відносній течії, що, відповідно до закону збереження енергії, призводить до перетворення кінетичної енергії в потенційну – швидкість знижується, а тиск зростає. У результаті, за компресорним колесом у потоці повітря приблизно однаково

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

присутні як кінетична (пов'язана з високою, часто надзвуковою швидкістю), так і потенціальна (пов'язана з підвищеним статичним тиском) енергія.

Далі повітря потрапляє в безлопатковий дифузор – щілиноподібний канал, що формується обтічними стінками. На початку цей канал дещо звужується, а далі може незначно розширюватися. Частинки повітря рухаються в ньому майже по траєкторії логарифмічної спіралі, переходячи від зон з меншим до більших поперечних перерізів, що знову ж таки знижує швидкість і підвищує тиск.

Головне призначення безлопаткового дифузора – зменшення швидкості повітря до дозвукових значень. Це важливо, оскільки перевищення цієї межі може спричинити стрибки ущільнення на лопатках наступного – лопаткового – дифузора, що суттєво знижує ККД компресора і може спричинити помпаж. Додатково, дифузор вирівнює епюру швидкостей по-току перед нерухомими лопатками наступного елемента – лопаткового дифузора.

Лопатки цього дифузора скеровують потік повітря по крутішій траєкторії, ніж це було б у безлопатковому просторі, що дозволяє збільшити дифузорність (ефективність сповільнення потоку й підвищення тиску) при скороченні довжини каналу. За умови правильного вибору кутів входу й виходу лопаток, така конструкція здатна підвищити ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, що мають лише без-лопатковий дифузор.

На виході з лопаткового дифузора повітря досягає розрахункового кінцевого тиску (p_k) і має припустиму швидкість, необхідну для входу в повітряний ресивер двигуна. При проєктуванні компресора важливо уникати значного перетворення енергії потоку в завитці, оскільки її ККД як перетворювача енергії є відносно низьким. Тому завитка розглядається як збірник повітря з приблизно рівною швидкістю на вході й виході.

Конструктивно завитка виконується у вигляді спіралі з поступово зростаючою площею перерізу в напрямку руху повітря – починаючи від так званого «язика» або розподільчого ребра. Такий підхід забезпечує рівномірний

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

розподіл тиску по колу, знижуючи радіальні сили, що діють на колесо, та стабілізуючи обертання ротора згідно з законом збереження енергії.

3.5 Висновок до розділу

У цьому розділі були визначені основні параметри компресора в складі системи наддуву дизельного двигуна типу 10ДКРН 108/266. За результатами розрахунків було обґрунтовано вибір чотирьох турбокомпресорів марки ТСА77 з радіальними (відцентровими) компресорами та осьовими турбінами. Обрані турбокомпресори забезпечують необхідний ступінь підвищення тиску $P_k = 3,3$ та витрату повітря $Q_k = 27 \text{ м}^3/\text{с}$ на кожен турбокомпресор, що відповідає вимогам двигуна на номінальному режимі.

Передбачається, що чотири однакові турбокомпресора типу ТСА77 здатні будуть забезпечити двигун типу 10ДКРН 108/266 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності. Застосування чотирьох турбокомпресорів обумовлено тим, що жоден з типорозмірів сучасних турбокомпресорів, зокрема серії ТСА, не здатен забезпечити необхідну загальну витрату повітря в обсязі понад $60 \text{ м}^3/\text{с}$, що потрібно для роботи двигуна типу 10ДКРН 108/266. Тому встановлення чотирьох турбокомпресорів є технічно обґрунтованим рішенням, яке дозволяє забезпечити потрібну продуктивність системи наддуву. В системі наддуву двигуна чотирьох турбокомпресора будуть встановлені паралельно один до одного по наддувному повітряю.

					КРБ.142.4221.25.04.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ ГОЛОВНИХ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

4.1 Загальні вимоги охорони праці на судах

Умови праці на морському транспорті є складними та специфічними, тому до питань охорони праці на судах висуваються підвищені вимоги. Загальні вимоги охорони праці на судах регламентуються національним законодавством, міжнародними конвенціями (зокрема Конвенцією МОП №155, Конвенцією МОП №147, Міжнародним кодексом ISM, вимогами MARPOL та SOLAS), а також внутрішніми нормативами судноплавних компаній і стандартами безпеки. На борту судна створення безпечних умов праці є обов'язковим елементом як з точки зору забезпечення здоров'я і життя членів екіпажу, так і з точки зору безаварійної експлуатації суднового обладнання, зокрема головного двигуна.

Перед початком роботи на судні кожен член екіпажу має пройти вступний інструктаж з охорони праці, який включає ознайомлення з характером можливих небезпечних факторів на борту, системою аварійного сповіщення, розташуванням засобів захисту та правилами евакуації. Додатково проводяться первинний інструктаж на робочому місці, а також періодичні та позапланові інструктажі. Особливу увагу приділяють роботі в машинному відділенні, оскільки тут концентрується велика кількість джерел небезпеки – високі температури, шум, тиск, обертові механізми, електроустановки тощо.

Працівники суднової енергетичної установки повинні мати відповідну кваліфікацію, пройти медичний огляд і бути навченими правилам безпечної поведінки в аварійних ситуаціях. Психофізіологічний стан працівника є критично важливим, оскільки в умовах суднової служби навантаження є високими, а можливість негайної медичної допомоги обмежена.

З метою попередження нещасних випадків судновласники та капітани зобов'язані забезпечити екіпаж засобами індивідуального захисту (каска, рукавички, протишуми, захисні окуляри, спецодяг), належну вентиляцію, осві-

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

тлення, а також постійний контроль за станом робочих зон. Роботи підвищеної небезпеки (наприклад, роботи у закритих приміщеннях або з використанням електроінструменту) виконуються лише за наявності відповідного наряду-допуску та за дотримання всіх вимог техніки безпеки.

Таким чином, загальні вимоги охорони праці на судні мають комплексний характер і охоплюють організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні та навчально-інформаційні заходи, спрямовані на збереження життя і здоров'я членів екіпажу під час виконання професійних обов'язків у складних морських умовах.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при обслуговуванні головних двигунів

Під час обслуговування головних суднових двигунів персонал піддається дії низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть негативно впливати на стан здоров'я, працездатність і безпеку працівників. Розуміння та правильна оцінка цих факторів є необхідною умовою для організації ефективної системи охорони праці та запобігання нещасним випадкам і професійним захворюванням.

Одним із головних фізичних факторів є висока температура, що виникає внаслідок роботи двигуна, турбокомпресора, вихлопної системи та інших агрегатів. Металеві поверхні, зокрема у зоні головки циліндра, можуть досягати температур понад 100 °С, що створює ризик термічних опіків під час ремонту або огляду. Нерідко працівники змушені виконувати роботи у приміщеннях із підвищеною температурою повітря, що створює додаткове теплове навантаження на організм.

Ще одним значним фактором є високий рівень шуму, що виникає під час роботи дизельного двигуна та допоміжного обладнання. Рівень шуму в машинному відділенні може перевищувати допустимі норми (90–110 дБ), що без відповідного захисту (протишумів) призводить до порушення слуху та загальної втоми.

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

Вібрації також супроводжують роботу головного двигуна, особливо при його запуску або при наявності дизбалансу. Тривала дія вібрацій негативно впливає на опорно-руховий апарат і серцево-судинну систему працівника.

До механічних небезпек належать ризики травмування рухомими або обертовими частинами двигуна – колінчастим валом, шестернями, муфтами, штангами приводу тощо. Особливу небезпеку становлять роботи при частково розібраних механізмах або у замкнених просторах (наприклад, картері).

Хімічні фактори пов'язані з наявністю пального, мастильних матеріалів, мийних речовин, а також продуктів згоряння. Потрапляння цих речовин на шкіру або їх вдихання можуть викликати опіки, отруєння, алергічні реакції чи хронічні захворювання. Важливо пам'ятати про токсичність парів дизельного пального та вихлопних газів, які містять оксиди азоту, вуглекислий і чадний газ.

Психофізіологічні фактори пов'язані з особливостями організації праці на судні: тривалі вахти, нічні зміни, монотонність роботи, обмежений простір, постійна відповідальність за техніку безпеки. Такі умови можуть призводити до втоми, зниження концентрації уваги, стресів, що збільшує ризик помилок і травматизму.

Таким чином, обслуговування головних судових двигунів супроводжується впливом комплексу шкідливих і небезпечних виробничих факторів. Їх своєчасне виявлення, аналіз та усунення або зменшення до безпечного рівня – одна з основних умов забезпечення безпеки праці машинної команди.

4.3 Вимоги до безпечного проведення ремонтних та профілактичних робіт

Проведення ремонтних та профілактичних робіт на головному судовому двигуні пов'язане з підвищеною небезпекою, оскільки роботи виконуються у зоні з високими температурами, обмеженим простором, дією електрообладнання, рухомих і обертових механізмів. Тому для забезпечення без-

пеки персоналу передбачено ряд організаційних та технічних заходів, спрямованих на зниження ризику нещасних випадків та професійних захворювань.

Перед початком будь-яких ремонтних чи обслуговувальних робіт обов'язковим є виконання підготовчих заходів. До них належить: зупинка двигуна, його охолодження до безпечної температури, розрядження тиску у системах, відключення джерел енергії (електрики, гідравліки, пневматики), встановлення запобіжних заглушок та табличок з попередженням про проведення робіт. Усі дії мають бути зафіксовані у вахтовому журналі.

Особливу увагу слід приділити оформленню наряду-допуску на виконання робіт підвищеної небезпеки. У наряді зазначається конкретне місце проведення робіт, склад бригади, відповідальний за безпечне виконання, характер роботи, перелік необхідних засобів індивідуального захисту (ЗІЗ), ідентифікація ризиків та заходи щодо їх усунення.

Застосування справного інструменту є обов'язковою умовою. Забороняється використовувати зношені, пошкоджені або несертифіковані інструменти. Під час роботи з гідравлічними або пневматичними пристроями слід дотримуватись регламенту тисків і запобіжних заходів проти раптових розгерметизацій. Всі підйомні операції (зняття головок циліндрів, поршнів, шатунів тощо) виконуються тільки за допомогою штатних механізмів і стропів, розрахованих на відповідне навантаження.

При виконанні робіт у замкнених просторах (картер, ресивери, охолоджувачі) необхідно попередньо перевірити атмосферу на наявність вибухонебезпечних газів та кисневе голодування. Допуск можливий лише після провітрювання та оформлення дозволу. Під час перебування працівника в замкненому просторі необхідна присутність чергового зовні, наявність засобів зв'язку та рятувального обладнання.

Засоби індивідуального захисту (каска, захисні окуляри, рукавиці, протитишуми, респіратори тощо) повинні відповідати характеру виконуваних робіт. В особливо небезпечних умовах застосовується додаткове спорядження,

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

таке як запобіжні пояси, ізолюючі костюми або переносне освітлення з вибухозахистом.

Окрему увагу слід приділяти дотриманню чистоти та порядку на робочому місці. Розливи мастила, розкиданий інструмент, обривки металу чи ганчір'я створюють потенційні джерела травматизму, пожеж або ускладнень у разі евакуації.

Після завершення робіт виконується контрольне збирання, перевірка фіксуючих елементів, герметичність з'єднань, відновлення систем захисту (огорож, кожухів, індикаторів), а також запис у відповідні журнали технічного стану та вахти.

Таким чином, дотримання вимог безпеки при проведенні ремонтних і профілактичних робіт є невід'ємною частиною організації технічного обслуговування головного двигуна і суттєво впливає як на збереження здоров'я персоналу, так і на надійність та безперебійну роботу суднової енергетичної установки.

4.4 Заходи щодо забезпечення екологічної безпеки

У сучасному суднопластві питання екологічної безпеки є одним із пріоритетних напрямів, що визначається як міжнародними нормами, так і вимогами національного законодавства. При обслуговуванні головних судових двигунів важливо не лише забезпечити їх надійну і безпечну роботу, а й мінімізувати вплив експлуатаційної діяльності на довкілля. Особливе значення мають запобігання забрудненню морського середовища продуктами згоряння, мастильними матеріалами, паливом, охолоджуючими рідинами та відходами.

Одним із ключових заходів екологічної безпеки є запобігання витокам пального, мастила і технічних рідин. Під час технічного обслуговування необхідно забезпечити герметичність паливної та мастильної систем, контролювати стан ущільнень, прокладок, з'єднань і фланців. Виявлені підтікання

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

мають бути негайно усунуті, а забруднені поверхні – очищені за допомогою сорбентів або спеціальних екологічно безпечних мийних засобів.

Особлива увага приділяється збору та утилізації відпрацьованих матеріалів. Відпрацьоване мастило, фільтри, ганчір'я, залишки охолоджуючої рідини та інші забруднені відходи повинні збиратися в герметичні контейнери відповідного типу та зберігатися в спеціально відведених місцях на борту. Їх утилізація або передача на берегові приймальні споруди здійснюється відповідно до вимог MARPOL (Протоколу про запобігання забрудненню з суден). Строго заборонено зливати будь-які небезпечні рідини або відходи за борт.

Для зменшення негативного впливу на атмосферне повітря здійснюється контроль за якістю згоряння палива та станом системи випуску відпрацьованих газів. Обслуговування форсунок, клапанів, систем наддуву і турбонаддуву виконується з урахуванням підтримання оптимального паливного режиму. За можливості, використовуються технології для зниження викидів оксидів азоту (NOx) і твердих часток – наприклад, системи рециркуляції вихлопних газів або очищення димових газів (скрубери).

Також важливим аспектом є запобігання забрудненню підвального простору (картера). У разі витоків необхідно оперативно відкачати забруднену рідину, очистити поверхні та перевірити справність датчиків рівня. Системи збирання і зливу підвальних вод повинні бути оснащені маслоуловлювальними пристроями, а сам процес контролюватися системами виявлення наявності нафти у воді.

З метою екологічної безпеки екіпаж має бути обізнаним із вимогами екологічного законодавства, пройти відповідне навчання, знати порядок дій у разі аварійного забруднення та вміти користуватися засобами локалізації витоків (набори протифонтанного устаткування, сорбенти, шторки тощо).

Таким чином, заходи з екологічної безпеки під час експлуатації і обслуговування головного суднового двигуна мають системний характер і повинні впроваджуватися на всіх етапах – від профілактичного огляду до утилізації відходів. Дотримання таких заходів дозволяє зменшити техногенне на-

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

вантаження на морське середовище та забезпечити відповідність судна міжнародним екологічним стандартам.

4.5 Організація нагляду та відповідальність за дотримання вимог охорони праці

Ефективна організація нагляду за дотриманням вимог охорони праці на судні є ключовим елементом забезпечення безпеки екіпажу та безперебійної роботи суднових енергетичних установок. Відповідальність за охорону праці на борту покладається як на керівний склад, так і на окремих членів екіпажу відповідно до їхніх посадових обов'язків. Усі дії повинні відповідати вимогам національного законодавства, міжнародних нормативно-правових актів (зокрема Кодексу ISM, Конвенцій МОП, MARPOL, SOLAS) та внутрішніх інструкцій судновласника.

Загальне керівництво організацією охорони праці на судні здійснює капітан судна, який несе персональну відповідальність за створення безпечних умов праці для всього екіпажу. Він забезпечує наявність чинних інструкцій, проводить (або контролює проведення) вступного інструктажу, затверджує графік перевірок стану охорони праці, призначає відповідальних осіб за окремими напрямками безпеки, наприклад – за роботи у замкнених просторах, використання електрообладнання чи роботи з небезпечними речовинами.

Безпосередній контроль за дотриманням вимог охорони праці у машинному відділенні покладається на старшого механіка. Саме він організовує та контролює технічне обслуговування і ремонт головного двигуна з урахуванням норм безпеки, розподіляє обов'язки між мотористами, перевіряє справність засобів індивідуального та колективного захисту, стежить за дотриманням порядку під час виконання робіт. Усі роботи підвищеної небезпеки повинні виконуватись за нарядом-допуском, оформленим відповідно до вимог і затвердженням відповідальними особами.

На кожного члена машинної команди покладається особиста відповідальність за виконання правил охорони праці, а також за стан свого робочого

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

місця, інструменту та обладнання. Працівник зобов'язаний знати та дотримуватись вимог інструкцій з охорони праці, повідомляти керівництво про виявлені порушення або несправності, що можуть загрожувати життю або здоров'ю людей. У разі виявлення порушень правил безпеки кожен член екіпажу має право зупинити виконання роботи до з'ясування обставин.

Контроль за дотриманням охорони праці здійснюється також шляхом планових і позапланових перевірок, внутрішніх аудитів безпеки, технічних оглядів, тренувань з евакуації, пожежної безпеки та дій у надзвичайних ситуаціях. Усі перевірки фіксуються в журналах інструктажів, вахтових журналах і технічній документації. За результатами перевірок можуть застосовуватись заходи дисциплінарного впливу, аж до відсторонення від виконання обов'язків або припинення контракту у разі грубих чи систематичних порушень.

Таким чином, організація системи нагляду за охороною праці на судні передбачає чіткий розподіл обов'язків, постійний контроль, взаємну відповідальність та дотримання процедури в усіх видах діяльності, що пов'язані з експлуатацією та обслуговуванням головного двигуна. Це не лише сприяє збереженню життя і здоров'я екіпажу, а й підвищує загальний рівень надійності експлуатації судна.

4.6 Висновок до розділу

У даному розділі було розглянуто ключові аспекти забезпечення охорони праці під час експлуатації та технічного обслуговування головних судових двигунів. Проаналізовано основні вимоги до організації безпечних умов праці на судах, включаючи чинне законодавство, міжнародні норми та внутрішні інструкції. Значну увагу приділено виявленню небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які виникають у процесі роботи з енергетичним обладнанням, зокрема високим температурам, шуму, вібраціям, токсичним речовинам і механічним ризикам.

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

Розкрито питання правильного використання засобів індивідуального та колективного захисту, а також вимоги до безпечного виконання ремонтних і профілактичних робіт, особливо в умовах замкнених просторів та підвищеної небезпеки. Окремо висвітлено заходи з екологічної безпеки, спрямовані на запобігання забрудненню морського середовища паливно-мастильними матеріалами та продуктами згоряння. Проаналізовано порядок організації нагляду за дотриманням вимог охорони праці та відповідальність членів екіпажу за їх виконання.

Таким чином, дотримання комплексного підходу до охорони праці під час обслуговування головних суднових двигунів є важливою умовою забезпечення безпеки персоналу, ефективної експлуатації судна та відповідності міжнародним стандартам морської безпеки.

					КРБ.142.4221.25.04.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

Випускна кваліфікаційна робота охоплює чотири ключові розділи, кожен з яких відображає важливі напрями професійної підготовки за фахом, зокрема: теорію та динаміку двигунів внутрішнього згоряння, газову динаміку та агрегати наддуву, а також питання охорони праці під час експлуатації суднових енергетичних установок. Усі розрахунки, аналізи та технічні обґрунтування, викладені в роботі, виконувались на прикладі сучасного суднового двигуна MAN B&W 10K108ME-C, що дало змогу забезпечити цілісність та практичну спрямованість дослідження.

У першому розділі роботи наведено загальну технічну характеристику й опис конструкції дизельного двигуна MAN B&W серії K108ME-C. Розглянуто сфери його застосування, принцип дії та конструктивні особливості, зокрема компактність, досягнуту шляхом зменшення довжини шатуна, що є типовою ознакою сучасних енергоефективних двигунів великої потужності.

У другому розділі виконано низку важливих теплотехнічних і газодинамічних розрахунків: зокрема, визначено параметри робочого процесу, побудовано індикаторні діаграми, проаналізовано процеси газообміну, а також розраховано сили, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму. Це дозволило оцінити динамічне навантаження елементів двигуна в різних режимах експлуатації.

Третій розділ присвячено підбору та розрахунку турбокомпресора, необхідного для забезпечення ефективного наддуву двигуна. Було обґрунтовано вибір моделі турбокомпресора та визначено основні параметри компресора і турбіни, які відповідають потребам двигуна MAN B&W 10K108ME-C по наддувному повітрі на номінальному режимі роботи.

Заключний, четвертий розділ роботи присвячено питанням охорони праці при обслуговуванні головних суднових двигунів. Розглянуто характерні небезпечні та шкідливі фактори у машинному відділенні, організацію безпечного виконання технічного обслуговування, використання засобів ін-

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

дивідуального захисту, а також заходи з екологічної безпеки та відповідальність за дотримання норм охорони праці.

Узагальнюючи результати виконаної роботи, слід відзначити її практичну спрямованість та комплексний характер. Отримані розрахункові дані, технічні висновки та організаційні рекомендації можуть бути використані як підґрунтя для реального технічного обґрунтування при експлуатації аналогічних типів двигунів на сучасних морських судах.

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. MAN Energy Solutions. MAN B&W Diesel Engines – Operation and Maintenance Manual. MAN Energy Solutions, 2018.
4. MAN Diesel & Turbo SE. Two-Stroke Engines: Technical Documentation and Service Manuals. MAN Diesel & Turbo SE, 2015.
5. MAN Energy Solutions. 10K98ME-C7 Engine Manual. MAN Energy Solutions, 2016.
6. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
7. Горбов В. М. Енциклопедія судової енергетики / В. М Горбов, В. П. Кот // Миколаїв: НУК – 2013 - 607 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
10. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем судових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В. О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018. – 98 с.

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

11. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький.
– Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

12. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

13. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

14. Ковальчук І. М. Охорона праці: Підручник для ВНЗ. Київ: Центр учбової літератури, 2018. – 232 с.

					КРБ.142.4221.25.04.00.ПЗ.	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		