

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 34/72
(MITSUBISHI 8AX34A)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Іван ВОЙТОВИЧ

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

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Войтовичу Івану Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 34/72 (Mitsubishi 8AX34A)*

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 2550 кВт; частота обертання колінчатого валу – 270 хв⁻¹; ступінь стиску – 14; коефіцієнт надлишку повітря – 2,4; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,6

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми; динамічний розрахунок двигуна; побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового компресора системи наддуву; організація охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 8ЧН 34/72;
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)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 2550 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 270 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун Mitsubishi 8AX34A (8ЧН 34/72).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна. наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 69 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, освітлення машинного відділення.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 2550 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 270 rpm. The Mitsubishi 8AX34A (8ChN 34/72) engine was chosen as the base model.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, and the design of a centrifugal compressor for engine turbocharging. Measures to ensure occupational safety are also presented.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 69 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, centrifugal compressor, engine room lighting.

					КРБ.142.4227см.25.04.00.ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	5
1 Загальна конструкція та опис двигуна	6
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.....	6
1.2 Вимоги які висувають до суднових двигунів.....	8
1.3 Загальна компоновка двигуна.....	10
1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	13
1.5 Висновок до розділу.....	16
2 Моделювання робочого циклу та динамічний розрахунок двигуна	
типу Mitsubishi 8AX34A	17
2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна	17
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторних діаграми.....	28
2.3 Розрахунок динаміки двигуна.....	30
2.3 Висновок по розділу.....	35
3 розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна.....	37
3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	37
3.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії).....	39
3.3 Розрахунок проточної частини компресора	41
3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора	51
3.5 Висновок до розділу.....	55
4 Організація охорони праці.....	56
4.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в	
машинному відділенні.....	57
4.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні	62
4.3 Висновок до розділу.....	64
Висновок по роботі	65
Література	67

ВСТУП

Середньооборотні дизельні двигуни становлять понад 25 % загальної встановленої потужності суднових енергетичних установок і відіграють провідну роль у берегових електростанціях. У процесі вдосконалення їх конструкції провідні виробники двигунів орієнтувалися на виконання низки ключових вимог, зокрема:

- забезпечення високої питомої потужності (в перерахунку на масу та об'єм – кВт/кг і кВт/л);
- досягнення мінімального зношування деталей, підвищення надійності та моторесурсу при експлуатації на паливах з високою в'язкістю;
- зменшення шкідливих викидів відповідно до екологічних норм Конвенції МАРПОЛ;
- зниження експлуатаційних витрат, включаючи витрати на паливо, мастила, технічне обслуговування і запасні частини;
- спрощення процесів виробництва, монтажу на судні та подальшого обслуговування з одночасним зниженням їх вартості та трудомісткості.

Реалізація цих технічних вимог сприяла створенню нового покоління середньооборотних двигунів, що суттєво відрізняються від попередніх моделей як за конструктивними особливостями, так і за принципами організації робочого процесу.

Подальше вдосконалення двигунів супроводжувалося підвищенням ступеня форсування робочого процесу із застосуванням газотурбінного наддуву. На сьогодні середній ефективний тиск у таких двигунах досягає 3,5...4,5 МПа.

Упродовж останніх десяти років провідні світові компанії вели активні науково-дослідні та конструкторські розробки, спрямовані на адаптацію двигунів до експлуатації на недорогих високов'язких паливах та зниження концентрації шкідливих домішок у відпрацьованих газах відповідно до зростаючих екологічних вимог. Одночасно вирішувались завдання підвищення надійності, довговічності та економічної ефективності двигунів.

					КРБ.142.4227см.04.00.ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОПИС ДВИГУНА

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Дизель даного типу застосовується у якості головного двигуна у складі пропульсивної установки судна. Призначений для роботи на гребний гвинт судна з використанням редукторної установки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	Mitsubishi 8AX34A
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, імпульсний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	TCR18
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчатого вала при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Рядний
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-5-4-2-6-3-7-8
Кількість циліндрів	8
Діаметр циліндра, мм	340
Хід поршня, мм	720
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	270
Довготривала потужність на задній хід	85% при довготривалій потужності
Температура випускних газів за циліндрами, К	800
Палива	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55

Продовження табл. 1.1

Масла: 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 40
	Castrol Chevron Exxon Mobil Shell Total	Marine MLC 40 DELO 194 SAE 40 Mobiigard 400 Gadinia SAE 40 CAPRANO TD 15W40
Питома витрата масла, г/(кВт · год) Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,82 0,97	
Температура масла °С: на вході в двигун на виході з двигуна	10...15 64...67	
Температура охолоджуючої рідини при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: на виході з двигуна Перепад температури охолоджуючої рідини між входом та виходом з двигуна.	87...96 ≤ 10	
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3,1	
Мінімальний тиск пускового повітря, при якому забезпечується пуск холодного двигуна при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,6	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого двигуна, МПа	1,1	
Середня витрата повітря на один запуск двигуна з реверсом, м³: на стенді: при дистанційному управлінні (заповнюється після ходових випробувань)	6,4	
	9,7	
Число послідовних пусків і реверсів двигуна от холостого стану двигуна при температурі машинного відділення +8°С: і початковому тиску повітря 25 МПа	≥12	
Вага дизеля (суха), включаючи всі	48,1	

1.2 Вимоги які висувають до суднових двигунів

Тип дизеля – чотиритактний, середньообертовий, рядний, з верхнім розміщенням клапанів по два на кожен циліндр, з газотурбінним наддувом.

Основними якостями двигуна Mitsubishi 8AX34A:

1. Для підвищення ефективності транспорту

Новий тип двигуна менше і легше, в результаті чого 20 % економії в порівнянні зі звичайними двигунами даного типу . Зменшення машинного простору дозволяє збільшити вільний простір для вантажу, що робить можливим збільшення корисного навантаження.

2. Для зниження експлуатаційних витрат

Завдяки оптимізації системи упорскування палива і використання високоефективного нагнітача, була досягнута оптимальна витрата палива. Використання АР кілець трубки отвору-охолодження в Mitsubishi 8AX34A пропонується зменшити знос гільз циліндрів і поршневих кілець, оптимізувати обсяг споживання мастила і ефективно запобігати його забрудненню.

3. Для зниження витрат на обслуговування

В цьому типі є наступні відмінності за структурою і технологією, реалізовані в двигунах серії А.

- Висока надійність інтегрованої структури циліндра
- Покращена міцність основного металу підшипника
- Зниження навантаження на підшипники за рахунок використання більш легких поршнів
- Дуже зносостійкі гільзи циліндрів

4. Для збереження глобальної навколишнього середовища

Оптимізований профіль камери згоряння і системи упорскування палива полегшує ефективне згорання, внаслідок чого низька витрата палива і низьким рівнем викидів NO_x, що задовольняють ІМО 2000 вимоги до контролю NO_x.

Стабільна продуктивність реалізується у всьому діапазоні від найлегших до найважчих, а питома витрата палива зберігається низькою, задовольняючи ІМО 2000 вимоги до контролю NO_x. Незважаючи на 22 % зростання продуктивності над будь-яким звичайним типом двигуна, температура вихлопних газів підтримується на тому ж рівні.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми, модель права;

Діаметр циліндра – 340 мм , хід поршня – 720 мм;

Кількість обертів – 270 хв⁻¹;

Система продувки – клапанна;

Максимальна тривала (номінальна потужність (МДМ) – 2550 кВт;

Питома витрата палива при умовах:

- атмосферний тиск 100 кПа. Температура повітря +27 ° С, температура охолодної води на вході в охолоджувачі повітря +27 ° С, приведені до теплоти згоряння умовного палива 42700 кДж/кг.

- при МДМ - 184 г/кВт;

На режимі: 85 % від МДМ – 156,4 г/кВт;

Питома витрата мастила:

на змащення двигуна – 0,71 г/ кВт · год.

Дизель повинен надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря , що оточує дизель (у МКВ) від + 8° С до 45° С;

- температура повітря на впуску в ТК - від 10 до + 45° С;

- відносна вологість повітря при + 35° С - до 98 %;

- розрідження на впуску до 10 МПа;

- протитиск на впуску до 30 МПа;

- температура води зовнішнього контуру (забортної води) - до + 32 ° С;

Паливо ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55.

					КРБ.142.4227см.25.04.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		9

Масло для циркуляційної мастильної системи використовується з класом в'язкості SAE 40.

1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун рядний, 8-ти циліндровий, чотиритактний, середньо-оборотний, з прямим уприскуванням палива, з турбонаддувом і послідуочим охолодженням повітря.

Блок циліндрів (рис. 1.1) виготовлений з цілісної виливки чавунна, з запресованими втулками циліндрів. Колінчатий вал встановлений в нижній частині двигуна. Кришка корінного підшипника кріпиться двома болтами з гідравлічним затягуванням.

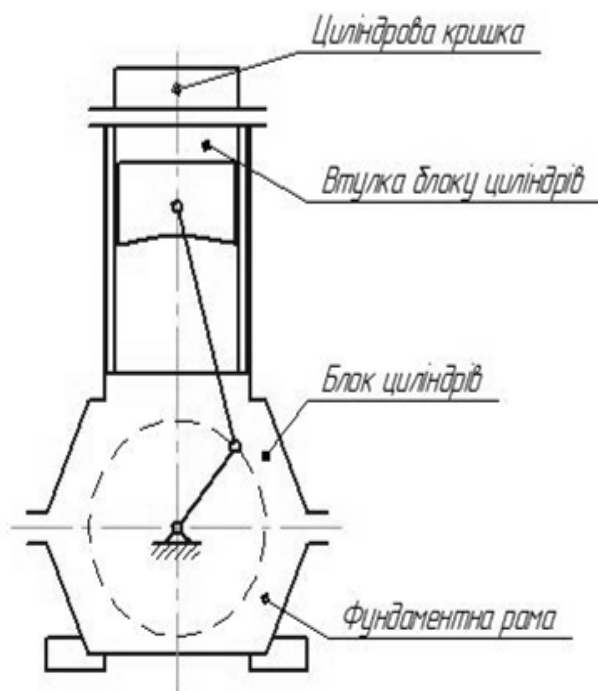


Рис. 1.1. Загальна конструктивна схема двигуна Mitsubishi 8AX34A

Оглядові кришки картера зроблені з легкого сплаву і посаджені на моноблоці за допомогою гумових ущільнень, та з одної сторони в оглядових кришках встановлений запобіжний клапан.

Фундаментна рама служить як масляний піддон та постіль колінчатого валу, та зроблена монолітом з чавунна.

Втулки циліндрів охолоджуються тільки у верхній частині. Охолоджуючу дію оптимізовано для забезпечення правильної температури внутрішньої поверхні.

Корінні підшипники повністю взаємозамінні і являють собою три металеві або біметалеві напівкільцеві.

Колінчатий вал цільнокований.

Конструктивно шатун складаються з трьох частин «Шатун суднового типу».

Шатун складається з нижньої кришки шатуна, верхньої частини шатуна та стрижня шатуна. Виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою і горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Підшипники нижніх головок шатунів повністю взаємозамінні і являють собою біметалеві напівкільцеві підшипники.

Поршень складається з двох частин верхньої частини (днища поршня) який виготовлений з температуро стійкого сплаву та нижньої частини (юбки поршня) виготовленої з чавуну. Поршні оснащені системою охолодження мастилом дна поршня. Масло надходить у охолоджувальні порожнини по каналу в шатуні. Комплект поршневих кілець складається з чотирьох хромованих компресійних кілець і двох хромованих маслороз'ємних кілець.

Головка блоку циліндрів відлита з магнієвого чавуну і кріпиться шпильками які закручені в блоці, затягнутими гідравлічна. Головка має конструкцію з двома стінками, а охолоджуюча вода нагрівається від периферії до центру, забезпечуючи ефективне охолодження найбільш важливих ділянок.

В кожний циліндр встановлено по два клапани впускний та випускний.

Впускні клапани стеліровані, а клапанні штоки хромовані. Кільця сидел клапанів зроблені зі спеціального легованого чавуну, вони замінюються.

Випускні клапани з сідлами зі сплаву німонік або стеліта і хромованими стержнями щільно прилягають до кілець сідел з безпосереднім охолодженням.

Розподільний вал виготовлений однією деталлю. Двигун поставляється з і звичайна система уприскування. Система вприскування складається з одного паливного насоса високого тиску та форсунки на кожний циліндр.

Змащувальна система включає шестеренчастий насос, маслофільтр, відцентровий фільтр для очищення промивного масла, охолоджувач з термостатом і насос попередньої змазки з електроприводом.

Система пуску. Подачею повітря в циліндри управляє розподільник пускового повітря, що приводиться від розподільного валу.

Блок двигуна - суцільнолитой. У блок двигуна запресовані втулки циліндрів та вбудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддуву. Кришки корінних підшипників фіксуються болтами двома, з затягуванням гідравлічним інструментом.

Комбінований підшипник маховика розташовується з передньої сторони, вкладиші підшипника маховика такі ж, що і у корінних підшипників. У поздовжньому напрямку колінчатий вал вирівнюється чотирма направляючими осьовими шайбами.

Втулки підшипників розподільного валу змонтовані в корпусах, виточених прямо в моноблоці.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну. Всі кришки, в тому числі і оглядові кришки картера, встановлені на блоці двигуна з гумовими ущільненнями на чотирьох гвинтах кожна. На одній стороні двигуна оглядові кришки картера мають запобіжні клапана, які скидають надлишковий тиск при вибуху картера. Надалі на картер встановлювалася вентиляційний трубопровід. Цей трубопровід має бути виведений з відсіку двигуна.

					<i>КРБ.142.4227см.25.04.01.ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		12

1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Колінчатий вал (рис. 1.2) слугує для перетворення прямолінійного зворотно поступального руху поршнів в обертальний і передачі крутного моменту споживачеві потужності. Колінчатий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених і дорогих деталей.

Колінчатий вал кований монолітний з масляними каналами, по яким надходить мастило до деталей тертя КШМ.

Конструктивно колінчатий вал має дев'ять корінних шийок та вісім шатунних, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. З передньої сторони колінчатий вал забезпечений кільцем для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорноупорним корінним підшипником.

Колінчатий вал можна обертати за допомогою електричного валопроворотного пристрою з приводом на маховик.



Рис. 1.2. Колінчатий вал

Шатуни (рис. 1.3) мають складову конструкцію з трьох частин, так званий “судновий шатун”. Сили згоряння розподіляються за максимальною опорної поверхні. Відносні переміщення між дотичними поверхнями зведені до мінімуму. Шатун виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою і горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити мож-

ливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлічно.

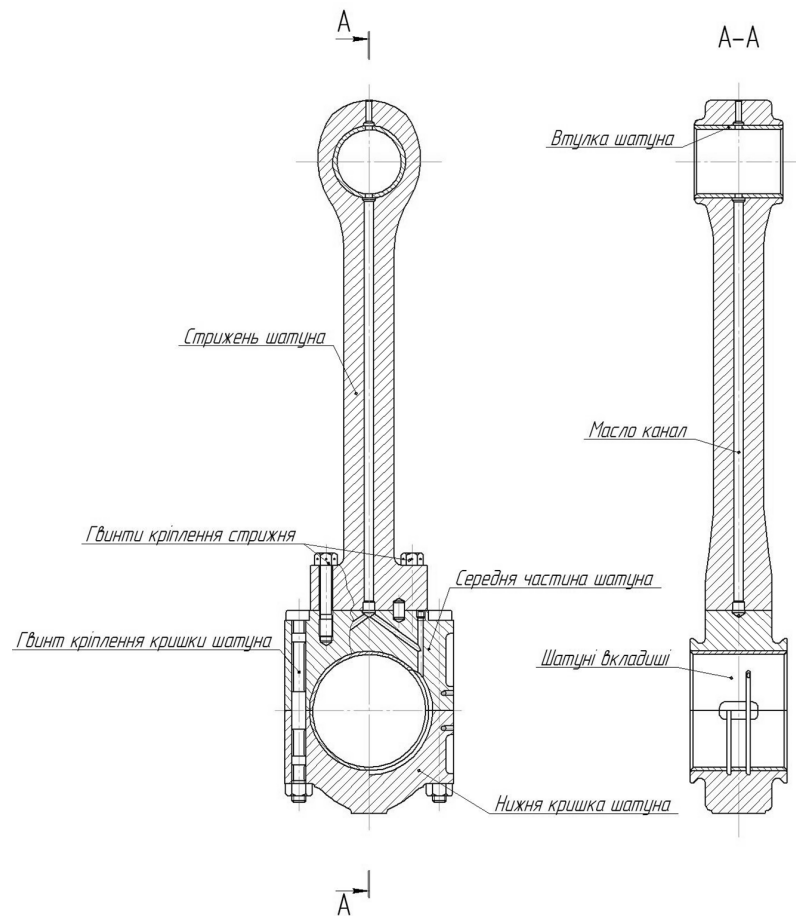


Рис. 1.3. Шатун

Поршень (рис. 1.4) має складову конструкцію з юбкою з чавуну і ковану сталеву головку з'єднані між собою різьбовим з'єднанням, У простір між головкою і юбкою подається мастило для охолодження головки за рахунок ефекту коктейльного шейкера. Мастило надходить з корінного підшипника через отвір в колінчатому валу на шатунний підшипник, і далі через отвір в шатуні, поршневий палець, вгору на охолоджуючу сорочку, звідки потім зливається назад в масляний піддон.

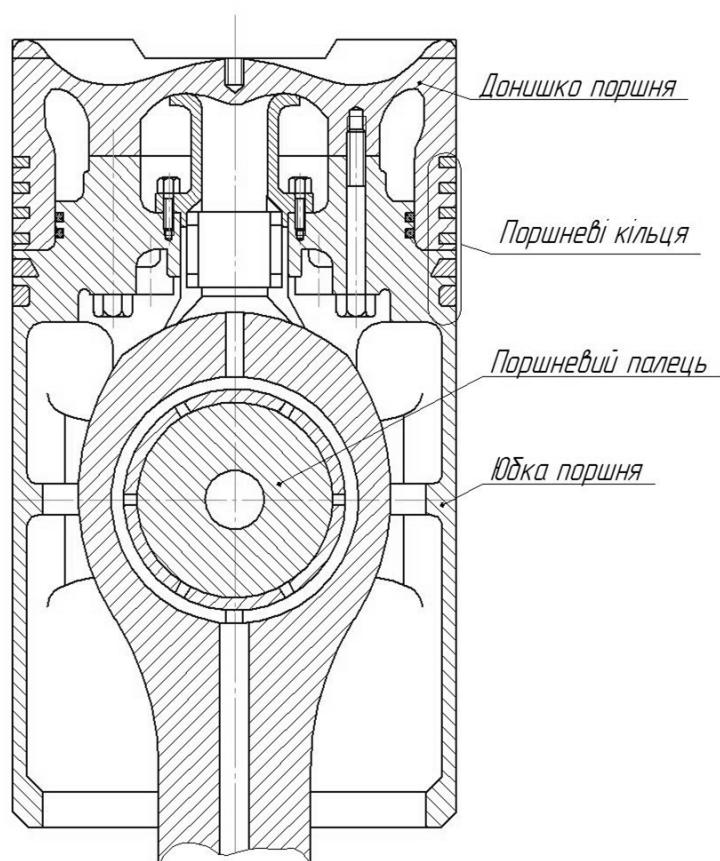


Рис. 1.4. Поршень

Кришки блоку циліндрів (рис. 1.5) виготовлені з чавуну. Кожна головка має один впускний клапан, і один випускний клапан, розміщений по центру форсунки і індикаторний клапан. Форсунки охолоджуються охолоджувальною рідиною. Відкриття клапанів відбувається завдяки механічному приводу який працює від розподільного валу. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра і головкою блоку циліндра.

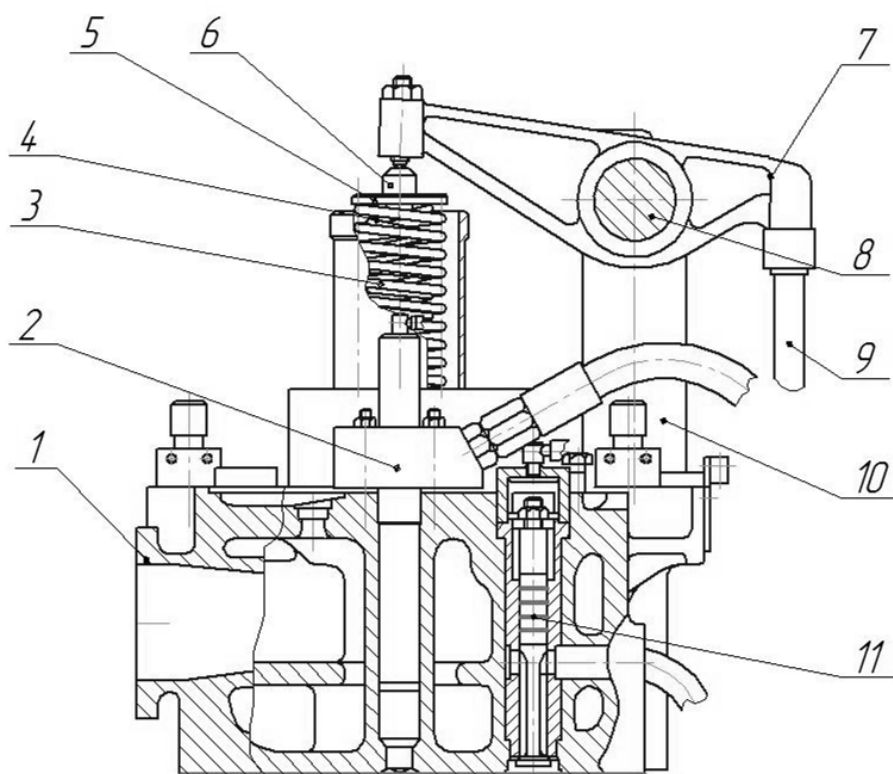


Рис. 1.5. Кришка блоку циліндрів: 1 - корпус головки; 2 - форсунка; 3 - зовнішня пружина клапана; 4 - внутрішня пружина клапану; 5 - верхня тарілка клапану; 6 - клапан; 7 - коромисло; 8 - вісь коромисел; 9 - штанга; 10 - опорна стійка; 11 - повітряний клапан

1.5 Висновок до розділу

В цьому розділі наведена технічна характеристика двигуна, виконано опис загальної конструкції та визначено сферу його застосування. Двигун чотирьохтактний, рядний, восьмициліндровий з відцентровим турбокомпресором. Застосовується в якості головного суднового двигуна і призначений для роботи на гребний гвинт з застосування редукційної установки.

Також у цьому розділі наведені конструктивні схеми та короткий опис деталей руху двигуна, таких як колінчатий вал, шатун, поршень зі штоком.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТИПУ MITSUBISHI 8AX34A

2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна

2.1.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому - індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому - ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 2550$ кВт;

Частота обертання колінчастого балу $n = 270$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,184$ кг/(кВт·год);

					КРБ.142.4227см.25.04.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		17

Діаметр циліндра $D_{\text{ц}} = 0,34 \text{ м}$;

Хід поршня $S = 0,72 \text{ м}$;

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,4$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_{\text{г}} = 0,02$;

Температура залишкових газів $T_{\text{г}}$. При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_{\text{г}} = 600 \dots 900 \text{ К}$. Більш низькі значення $T_{\text{г}}$ приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_{\text{г}} = 840 \text{ К}$;

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 298 \text{ К}$ (стандартні атмосферні умови) і лише в особливих випадках приймають температуру машинного відділення;

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови);

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 $\Delta T_{\text{а}}$. Приймаємо $\Delta T_{\text{а}} = 4$, Як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, $K_{\text{а}}$. Для СОД приймаємо $K_{\text{а}} = 0,98$;

Коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_{\text{н}}$ для 4-тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_{\text{н}} = 0,85$;

Показник політропи стиснення p_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт перше наближення $p_1 = 1,36$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z. Для СОД приймаємо $\zeta_z = 0,94$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці В. Для СОД приймаємо $\zeta_b = 0,96$;

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ - для високофорсованих двигунів по робочому процесу;

Найвища температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 1800$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Показник політропи розширення p_2 . У першому наближенні слід прийняти $p_2 = 1,29$. Далі ця величина уточнюватиметься;

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_b . У першому наближенні слідує прийнятий $T_b = 930$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0,08$;

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 0,97$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,91$;

Коефіцієнт тактності $z = 0,5$ для 4-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг - кількість водню;

$O = 0,004$ кг - кількість кисню ;

$S = 0$ кг - кількість сірі;

$W = 0$ кг - кількість води.

Розрахунок виконаний на ПК за програмою розрахунку, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений наводиться на роздруківках.

2.3 Розрахунок робочого циклу

- | | |
|---|--|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 2550$ |
| 1.2 Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 270$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.103$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 298$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $Пк = 3.6$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.02$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.94$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.96$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\varepsilon_{\text{сж}} = 14$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.45$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 4$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0.08$ |
| 1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.97$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.91$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.78$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ox.} = 0.004$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.97$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 840$ |
| 1.20 Масовий склад палива(кг/кг): | $\underline{C} = 0.866$
$\underline{H} = 0.130$
$\underline{S} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 8$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.34$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.72$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.4$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_g = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.755$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi k \quad P_k = 0.371$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 467.041$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 303.071$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 317.521$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.367$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.356$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.899$$

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 згорання 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)

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



$$b_c = 0.002509 \quad a_{vc} = 19.27$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.367$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 13.114$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 835.96$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.195$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0273$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0268$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.77226$$

$$b_z = 0.00297$$

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

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

$$a_{vb} = 19.78267$$

$$b_b = 0.002975$$

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



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

звідки: $T_z = 1782.762$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 19.016$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.509$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.276$$

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

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



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

$$n_2 = 1.291$$

$$T_b = 933.28$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.073$$

					КРБ.142.4227см.25.04.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		24

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.66$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.374$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.167$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.505$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.16$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.459$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1837$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 2543.544$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.254 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{Дж}{кг \cdot K}$$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 4.686$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 4.815$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.352$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 726.243$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.221$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{Дж}{кг \cdot K}$$

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

$$R_t = 287.688$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.379$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{k\partial} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{k\partial} = 3.59$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\partial} - P_k}{P_{k\partial}} \quad \Delta P_k = -0.278 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,367
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,114
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,016
Ступінь попереднього розширення ρ	1,509
Ступінь стиснення ϵ	14

Таблиця 1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	19,02	
1,00	13,11	19,02
1,51	7,47	19,02
2,13	4,65	12,16
2,76	3,28	8,73
3,38	2,48	6,71
4,01	1,97	5,39
4,63	1,61	4,47
5,26	1,36	3,80
5,88	1,16	3,28
6,51	1,01	2,88
7,13	0,89	2,56
7,75	0,80	2,30
8,38	0,72	2,08
9,00	0,65	1,90
9,63	0,59	1,74
10,25	0,54	1,60
10,88	0,50	1,48
11,50	0,47	1,38
12,13	0,43	1,29
12,75	0,40	1,21
13,38	0,38	1,14
14,00	0,36	1,07
14,00	0,36	0,36

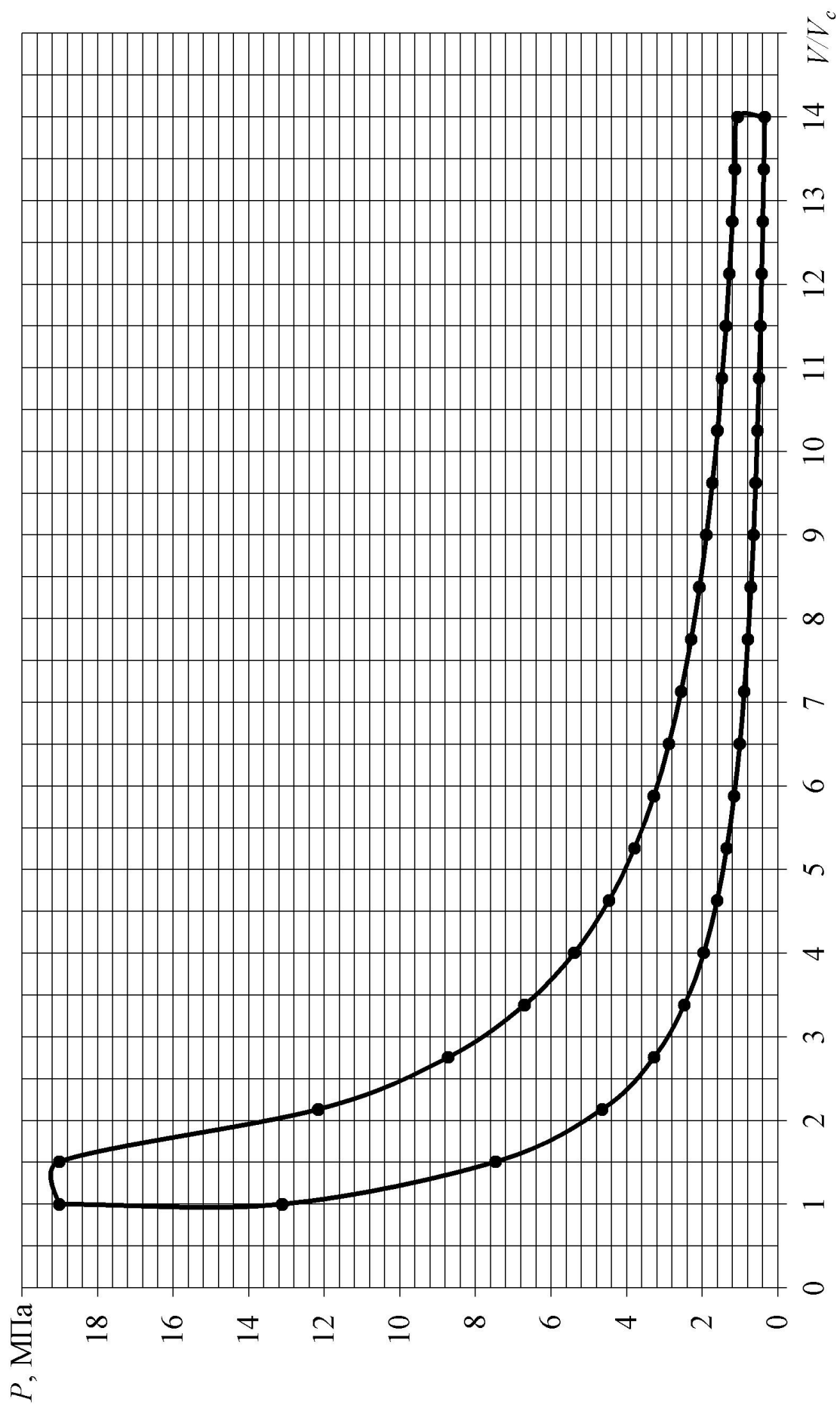


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Mitsubishi 8AX34A

2.3 Розрахунок динаміки двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

2.3.1 Побудова силової схеми КШМ та вибір і обґрунтування вихідних даних

Вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна типу 8ЧН 34/72 представлені в табл. 2.2

Таблиця 2.2. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для чотирьохтактних ДВЗ	$D = 2$
Крок (розрахунку). Обирається в залежності від кута заклинки	$H = 5$ град.
Частота обертання колінчатого балу	$n = 270 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S = 2000 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 0,36 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,265$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень на початку стискання	$P_A = 0,356 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці с)	$P_C = 13,114 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 19,016 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$R_0 = 1,509 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,367$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,291$
Степінь стиску	$E_p = 14$

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчатому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр 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.

2.3.2 Розрахунок та побудова діаграм діючих сил

На рис. 2.2 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

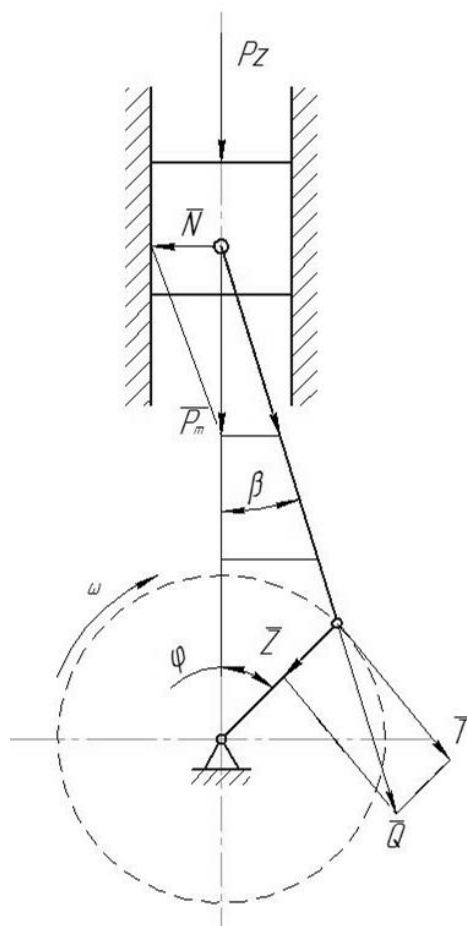


Рис. 2.2. Силовая схема КШМ

Найменування цих сил 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 мотылевой шейки.

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. 2.3.

За даними табл. 2.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 2.3 та 2.4.

Таблица 2.3. Результаты динамического расчета

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3670	-0,9018	-0,5348	0,0000	-0,5348	0,0000
15	0,3670	-0,8522	-0,4852	-0,0334	-0,4600	-0,1578
30	0,3670	-0,7118	-0,3448	-0,0461	-0,2756	-0,2123
45	0,3670	-0,5041	-0,1371	-0,0261	-0,0784	-0,1154
60	0,3670	-0,2620	0,1050	0,0248	0,0311	0,1033
75	0,3670	-0,0209	0,3461	0,0916	0,0011	0,3580
90	0,3670	0,1889	0,5559	0,1528	-0,1528	0,5559
105	0,3670	0,3481	0,7151	0,1894	-0,3680	0,6417
120	0,3670	0,4509	0,8179	0,1928	-0,5760	0,6119
135	0,3670	0,5041	0,8711	0,1662	-0,7334	0,4984
150	0,3670	0,5229	0,8899	0,1190	-0,8302	0,3419
165	0,3670	0,5250	0,8920	0,0613	-0,8774	0,1716
180	0,3670	0,5239	0,8909	0,0000	-0,8909	0,0000
195	0,3709	0,5250	0,8959	-0,0616	-0,8813	-0,1724
210	0,3897	0,5229	0,9126	-0,1220	-0,8514	-0,3507
225	0,4249	0,5041	0,9290	-0,1772	-0,7822	-0,5316
240	0,4836	0,4509	0,9345	-0,2203	-0,6581	-0,6991
255	0,4793	0,3481	0,8274	-0,2191	-0,4258	-0,7425
270	0,5384	0,1889	0,7273	-0,1999	-0,1999	-0,7273
285	0,7158	-0,0209	0,6949	-0,1840	0,0021	-0,7189
300	1,1348	-0,2620	0,8728	-0,2058	0,2582	-0,8588
315	2,0947	-0,5041	1,5906	-0,3034	0,9102	-1,3393
330	4,3261	-0,7118	3,6143	-0,4832	2,8885	-2,2256
345	9,4134	-0,8522	8,5612	-0,5886	8,1172	-2,7843
360	18,5160	-0,8962	17,6198	-0,4071	17,5173	-1,9412
375	19,0160	-0,8522	18,1638	1,2487	17,2217	5,9073
390	12,5179	-0,7118	11,8061	1,5782	9,4353	7,2698
405	6,8326	-0,5041	6,3285	1,2072	3,6213	5,3286
420	4,1613	-0,2620	3,8993	0,9194	1,1534	3,8366

Продовження табл. 2.3

435	2,8182	-0,0209	2,7973	0,7407	0,0085	2,8937
450	2,0852	0,1889	2,2741	0,6250	-0,6250	2,2741
465	1,6581	0,3481	2,0062	0,5312	-1,0323	1,8003
480	1,3981	0,4509	1,8490	0,4360	-1,3021	1,3833
495	1,2374	0,5041	1,7414	0,3322	-1,4663	0,9965
510	1,1404	0,5229	1,6633	0,2223	-1,5516	0,6391
525	1,0883	0,5250	1,6133	0,1109	-1,5870	0,3104
540	1,0719	0,5239	1,5959	0,0000	-1,5959	0,0000
555	0,3520	0,5250	0,8770	-0,0603	-0,8627	-0,1687
570	0,3520	0,5229	0,8749	-0,1170	-0,8162	-0,3362
585	0,3520	0,5041	0,8561	-0,1633	-0,7208	-0,4899
600	0,3520	0,4509	0,8029	-0,1893	-0,5654	-0,6007
615	0,3520	0,3481	0,7001	-0,1854	-0,3603	-0,6283
630	0,3520	0,1889	0,5409	-0,1487	-0,1487	-0,5409
645	0,3520	-0,0209	0,3311	-0,0877	0,0010	-0,3425
660	0,3520	-0,2620	0,0900	-0,0212	0,0266	-0,0886
675	0,3520	-0,5041	-0,1521	0,0290	-0,0870	0,1280
690	0,3520	-0,7118	-0,3598	0,0481	-0,2876	0,2216
705	0,3520	-0,8522	-0,5002	0,0344	-0,4742	0,1627
720	0,3520	-0,9018	-0,5498	0,0000	-0,5498	0,0000

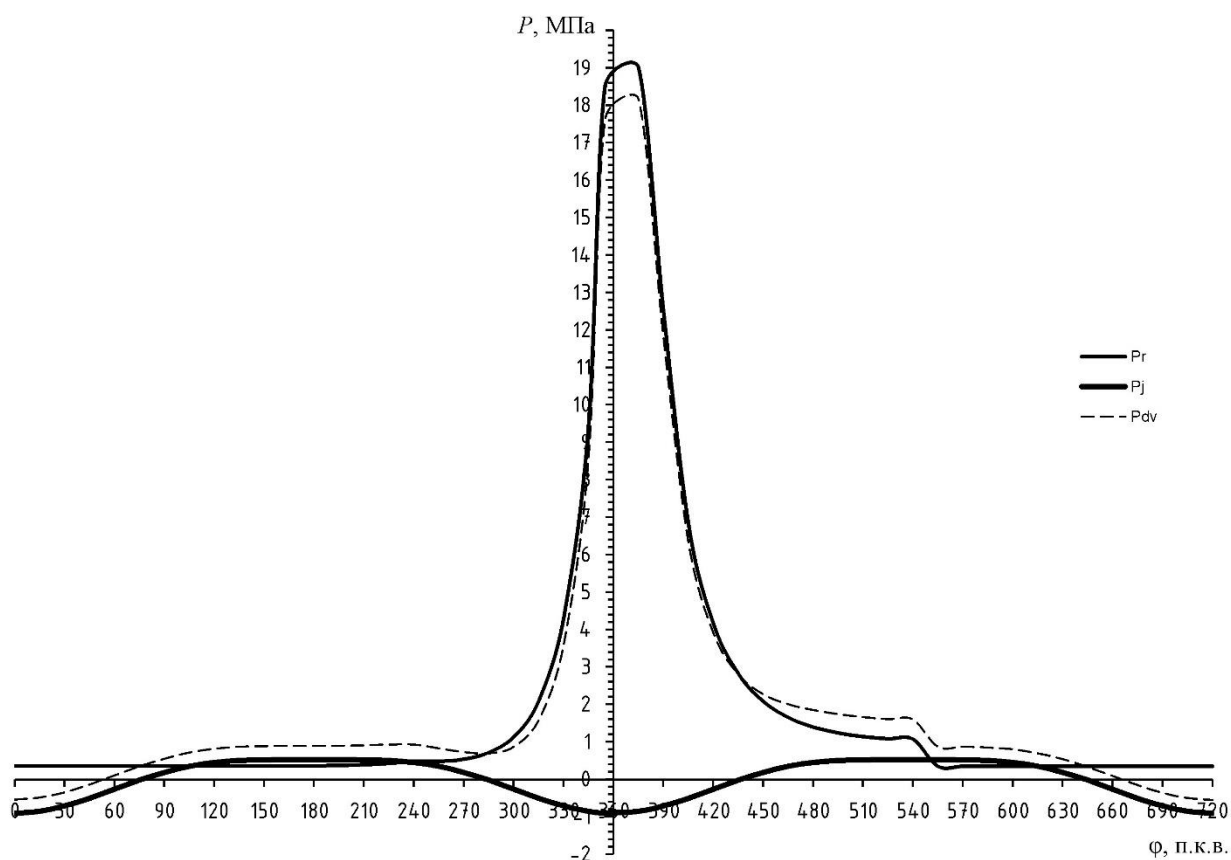


Рис. 2.3. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

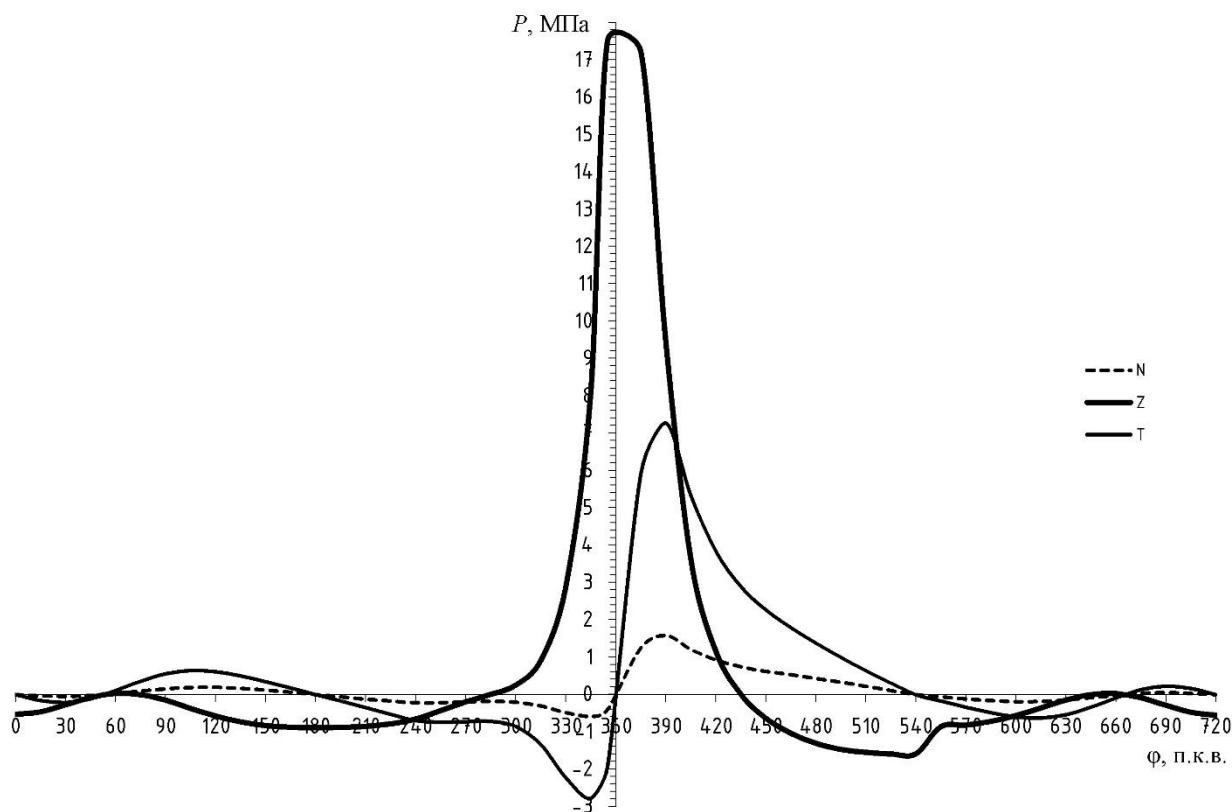


Рис. 2.4. Сили N , Z , T в МПа

2.4 Висновок до розділу

У даному розділі було виконано комплексний аналіз робочого циклу досліджуваного двигуна Mitsubishi 8AX34A. Зокрема, проведено термодинамічний розрахунок процесів, що відбуваються у циліндрах двигуна протягом одного циклу, визначено основні параметри процесів стискання, згоряння, розширення та випуску, а також побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Окрім цього, розглянуто динаміку роботи КШМ. Визначено сили інерції, сили газового тиску, а також реакції в з'єднаннях механізму. За результатами розрахунків побудовано діаграми дії зазначених сил у функції кута повороту колінчастого валу, що дозволяє оцінити навантаження на основні елементи КШМ у різні фази циклу.

В табл. 2.4 наведено основні параметри розглянутого двигуна Mitsubishi 8AX34A, які отримані під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Mitsubishi 6AX34A
1.	Ефективна потужність, кВт	2550
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	270
3.	Ступінь стиску	14
4.	Тиск наддуву, кПа	371
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,4
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2160
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,184
8.	Механічний ККД	0,91
9.	Індикаторний ККД	0,505
10.	Ефективний ККП	0,459

Методика моделювання робочого циклу двигуна, незважаючи на спрощений характер використовуваних термодинамічних процесів, забезпечує достатній рівень точності, що є прийнятним для інженерної практики. У моделі застосовуються ідеалізовані представлення про фази циклу, такі як ізохорно-ізобарне згоряння, адіабатне розширення тощо. Однак для наближення розрахунків до реальних умов експлуатації двигуна вводиться система коригувальних коефіцієнтів, які враховують теплові втрати, неповноту згоряння, зміну складу робочої суміші, механічні втрати та інші фактори.

Питома ефективна витрата пального для двигуна Mitsubishi типу 8AX34A (8ЧН 34/72) становить 0,184 кг/(кВт·год), що свідчить про високий рівень паливної економічності. Такий показник дозволяє класифікувати даний двигун як енергетично ефективну силову установку, що відповідає сучасним вимогам до економічності в судновому машинобудуванні.

У порівнянні з іншими двигунами аналогічної потужності та розмірності, двигун 8AX34A демонструє прогресивні характеристики, що дозволяє йому ефективно конкурувати на ринку судових дизельних двигунів. Це особливо важливо з огляду на сучасні вимоги до зниження експлуатаційних витрат і впливу на навколишнє середовище.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ДЛЯ НАДДУВУ ДВИГУНА

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

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 (чотиритактних – $\varphi_a = 1,25$)

$$G_k = \frac{0,1837 \cdot 2550 \cdot 14,3 \cdot 2,4 \cdot 1,09}{3600} = 4,867 \text{ кг / с}$$

					КРБ.142.4227см.25.04.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		37

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).

$$Q_{\kappa} = \frac{4,867}{1,17} = 4,16 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

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

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

$P_0 = 0,101325 \text{ МПа}$ – 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 $g_e = 0,1837 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 2550 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 320 \text{ К}$ – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 0,34 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 0,72 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 8$ – кількість циліндрів;

$n = 270 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 0,5$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,899$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1837 \cdot 2550 \cdot 2,4 \cdot 320}{0,34^2 \cdot 0,72 \cdot 8 \cdot 270 \cdot 0,5 \cdot 0,899} = 0,367 \text{ МПа}$$

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.

$$P_{\kappa} = \frac{0,367}{0,99} = 0,371 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{0,371}{0,103} = 3,6$$

3.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії)

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 Π_{κ} та G_{κ} (або Q_{κ}) знаходиться точка у полі витрат (рис. 3.1, точка А).

Ступінь
стиснення

компресора Π_{κ}

Об'ємні витрати повітря через компресор $Q_{\kappa} \text{ м}^3/\text{с}$

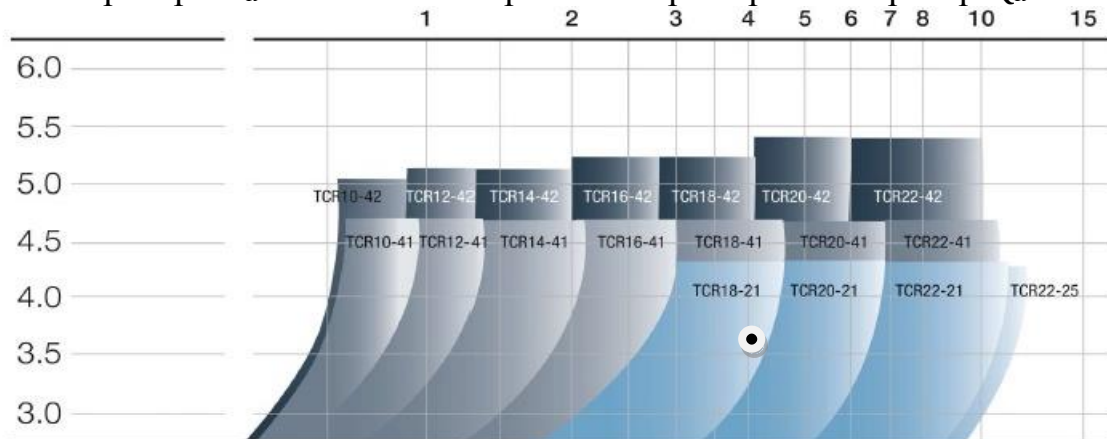


Рис. 3.1 Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($\Pi_{\kappa} - Q_{\kappa 1}$) типу ТСА

За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Бу-

кви TCR означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри ви- значають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_K) у сантиме- трах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора ма- ють приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у ме- жах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підби- рають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращи- ми результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_K = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$.

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($\Pi_K = 3,6$) і об'ємної витрати компресора ($Q_K = 4,16 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресрів ТК серії TCR знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки TCR18–21 (рис. 3.2).

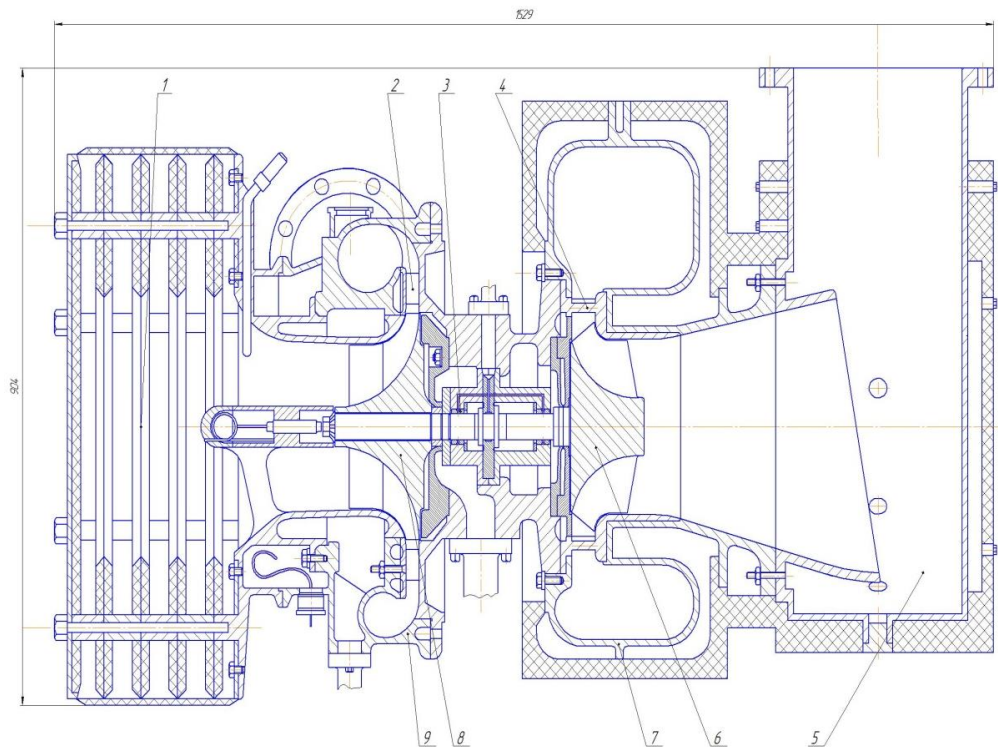


Рис. 3.2. Турбокомпресор типу TCR18–21

- 1 – глушник; 2 – дифузор; 3 – плаваючі підшипники; 4 – соплове кільце;
5 – вихідний дифузор турбіни; 6 – колесо турбіни; 7 – раглик турбіни;
8 – колесо компресора; 9 – корпус компресора.

Технічні характеристики ТК TCR18–21 для двотактних двигунів зведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Технічні характеристики турбокомпресора TCR18–21

Параметр	Значення
Максимальна потужність	2750 кВт
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання	15000 об/хв. ⁻¹
Маса	305,7 кг
Довжина	1529 мм
Висота	904 мм
Ширина	852 мм

3.3 Розрахунок проточної частини компресора

3.3.1 Вхідні розрахункові параметри

Всі розрахунки компресора для агрегату наддуву двигуна виконуються в табличній формі.

Таблиця 3.2. Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G, кг/с	Згідно розрахунку	4,867
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,6
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	298
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	298
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,180
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,054
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,216
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	0,324

Продовження табл. 3.2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимі- рювання	Джерела ін- формації, фо- рмули	Числові значення
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	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23$...	25
14	Товщина лопаток дифузо- ра: 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 компре- сора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на ділянці 0–1	n_1	1,35 ... 1,39	1,35
17	Політропний ККД на діля- нці 1–2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на діля- нці 2–3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,8
19	Коефіцієнт тертя у без ло- патному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на діля- нці 3–4 (лопатний дифу- зор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових ви- трат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,06
22	Коефіцієнт втрат на ділян- ці 4–5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступе- ня компресора	C_T	0,2 ... 0,35	0,3
24	Коефіцієнт розходу робо- чого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,16
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абс. швидкості у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,5
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	I_{1+} , град	1 ... 10	1,0

Продовження табл. 3.2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	I_{3+} , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	40,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_t , град	Приймається	2,0

3.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

Таблиця 3.3. 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	$L_{ад}$, Дж/кг	$1004,5T_0 \left(\pi_k^{0,286} - 1 \right)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 298 (3,6^{0,286} - 1)$	134829,88
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 134829,88}{1,5}}$	424

3.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Таблиця 3.4. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,3 \cdot 424$	127

Продовження табл. 3.4

№	Параметр	Позна-чення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
2	Температура повітря перед колесом	T_1, K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 298 - \frac{127^2 - 40^2}{2010}$	291
3	Тиск перед колесом	P_1, Pa	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{291}{298} \right)^{3,85}$	90342,18
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, kg/m^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{90342,18}{287,2 \cdot 291}$	1,08
5	Площа на вході у колесо	f_1, m^2	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{4,867}{1,08 \cdot 127}$	0,027
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_n, m	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,027}{3,14} + 0,054^2}$	0,193
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1, m	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,193^2 + 0,054^2}{2}}$	0,141

3.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Таблиця 3.5. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{23 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,141}{0,18} \right)^2 \right]}}$	0,8
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_{11} град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{127 \cdot 0,18}{424 \cdot 0,141}\right)$	36
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{11} + i_1$	36+1	37
4	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 23}{3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,6}$	0,91
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{127}{0,91}$	139,56
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{139,56}{424} \cdot \frac{0,18}{0,141}\right)$	39
7	Кут входу потоку на діаметрі D_n	$\beta_{1н}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{139,56}{424} \cdot \frac{0,18}{0,193}\right)$	29
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n	w'_n , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_n = \frac{139,56}{\sin 29}$	290,75

Продовження табл. 3.5

№	Параметр	Позна- чення та одиниці вимірю- вання	Джерела інфо- рмації, форму- ли	Чисельні значення	Ре- зу- льта т
9	Число λ_w на діаметрі D_H	λ_{HW}	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_d}}$	$\lambda_{HW} = \frac{290,75}{18,3\sqrt{298}}$	0,92
10	Температура повітря за ко- лесом	T_2, K	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[2(\mu + \alpha_{ms}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$291 + \frac{424^2}{2010} \cdot$ $\left[2(0,8 + 0,06) - \right.$ $\left. - 0,8^2 - 0,16^2 + 0,3^2 \right]$	393, 35
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
12	Тиск за коле- сом	$P_2, \text{Па}$	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$90342,18 \cdot \left(\frac{393,35}{291} \right)^{3,22}$	2384 20,7 3
13	Густина пові- тря	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{238420,73}{287,2 \cdot 393,35}$	2,11
14	Проекція аб- солютної швидкості c_2 на колову	$c_{2u}, \text{м/с}$	μU_2	$c_{2u} = 0,8 \cdot 424$	339, 2
15	Меридіона- льна складова абсолютної швидкості	$c_{2r}, \text{м/с}$	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,16 \cdot 424$	67,8 4
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з коле- са	$c_2, \text{м/с}$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{67,84^2 + 339,2^2}$	345, 91
17	Число Маха для швидкос- ті c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{345,91}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 393,35}}$	0,86
18	Кут потоку на виході з коле- са	$\alpha_2, \text{град}$	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{67,84}{339,2}\right)$	19
19	Ширина ко- lesa на виході	$b_2, \text{м}$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{3,837}{3,14 \cdot 2,11 \cdot 67,84 \cdot 0,18}$	0,04 7

3.3.5 Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

Таблиця 3.6. Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

№	Параметр	Позна-чення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 345,91 \cdot \frac{0,18}{0,216}$	288,25
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 393,35 + \frac{345,91^2 - 288,25^2}{2010}$	411,54
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,55
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 238420,73 \cdot \left(\frac{411,54}{393,35} \right)^{2,8}$	270592,73
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{270592,73}{287,2 \cdot 411,54}$	2,28
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{м}$	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,047 \cdot 0,77$	0,036
8	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{град}$	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,047}{0,036} \cdot \frac{2,11}{2,28} \cdot \{ \operatorname{tg} 19^\circ + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 19^\circ} \cdot \frac{0,01}{0,036} (0,108 - 0,09) \cdot \left[1 + \frac{1,4 - 1}{1,55 - 1} \cdot \frac{0,86^2}{2} \right] \cdot 0,166 \right]$	28
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}, \text{м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{4,867}{3,14 \cdot 0,216 \cdot 0,036 \cdot 0,46 \cdot 2,28}$	150,22

Продовження табл. 3.6

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}, K$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = \frac{393,35 + 345,91^2 - 150,22^2}{2010}$	441,65
11	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{150,22}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 441,65}}$	0,35

3.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

Таблиця 3.7. Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 28 + 1$	29
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4л} = 29 + 12$	41
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{cp}, \text{град}$	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{cp} = (29 + 41)/2$	35
4	Кут потоку на виході з ЛД	$\alpha_4, \text{град}$	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 41}{1,05}$	67
5	Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д3} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = \frac{25 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,216 \cdot \sin 29}$	0,61
6	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д4} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4л}}$	$\tau_4 = \frac{25 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,324 \cdot \sin 41}$	0,92
7	Ширина дифузора	$b_4, \text{м}$	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,036 + \frac{0,324 - 0,216}{2} \operatorname{tg} 2$	0,081

Продовження табл. 3.7

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{0,324 \cdot 0,081 \cdot 0,92 \cdot 0,92}{0,216 \cdot 0,036 \cdot 0,47}$	6,07
9	Кут розкриття еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3л}}{D_3 z_{л}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = \left(\frac{2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,036 \cdot 0,61 \cdot 0,48}{0,216 \cdot 25}} \right)}{\times \frac{\sqrt{6,07-1}}{\frac{0,324}{0,216} - 1}} \right)$	39

3.3.7 Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

Таблиця 3.8. Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	441,65=441,65	441,65
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = 150,22 \cdot \frac{0,036 \cdot 0,216 \cdot 0,47}{0,081 \cdot 0,324 \cdot 0,92} \cdot \left(\frac{441,65}{441,65} \right)^2$	82,6

Продовження табл. 3.8

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 441,65 + \frac{150,22^2 - 82,6^2}{2010}$	452,62
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 270592,73 \cdot \left(\frac{452,62}{411,54} \right)^{2,975}$	359127,07
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_l, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	$\frac{0,324^2 - 0,216^2}{4(0,324 \cdot 0,75 - 0,216 \cdot 0,87)}$	0,26
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_u, \text{м}$	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	$\sqrt{0,26^2 + 0,108^2 - 0,216 \cdot 0,26 \cdot 0,87}$	0,17
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 127 \cdot 0,5$	63,5
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 82,6^2}{82,6^2 - 63,5^2}$	0,51
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,67$	2,34
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{82,6^2 - 63,5^2}{2010}$	454
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = \frac{359127,07}{\left(\frac{454}{452,62} \right)^{2,34}}$	361622,99
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 [(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{298[1,421 - 1]}{454 - 298}$	0,83
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot l_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{3,837 \cdot 134829,88}{0,83 \cdot 1000}$	647,6

3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний – зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни.

Спроектований турбокомпресор маркується як TCR18–21 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора TCR18–21 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 3.2), середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни та для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Середній корпус турбіни слугує остовом в якому розміщений ротор турбокомпресора з підшипниками.

Корпуси компресора, турбіни та середній з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресор кріпиться на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині середнього корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий з нержавіючої сталі 2Х13.

					<i>КРБ.142.4227см.25.04.03.ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		51

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою посадки з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має один гребінець відносно великої товщини і використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання. Зі сторони компресора розміщений упорний підшипник. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення.

Ущільнення, розташоване з боку компресора, запобігає проникненню масляного аерозолі з підшипникової порожнини в область компресора. Його конструкція передбачає використання двох контактних ущільнювальних кілець, подібних до поршневих. Під час обертання ротора ці кільця, завдяки власній пружності, щільно притискаються до внутрішньої поверхні корпусної втулки та залишаються у фіксованому положенні, забезпечуючи ефективне розділення середовищ.

Турбінне ущільнення виконує функцію бар'єра, що запобігає прориву гарячих відпрацьованих газів, які знаходяться під надлишковим тиском, з простору між сопловим апаратом і турбінним колесом у зону розташування підшипників. Крім того, воно перешкоджає витіканню мастильного матеріалу з підшипникової порожнини на розігріту ділянку вала. Потрапляння масла на цю частину може спричинити його термічний розклад з утворенням коксу,

					КРБ.142.4227ст.25.04.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		52

який здатен закупорювати технологічні зазори та ускладнювати вільне обертання ротора. Конструктивно ущільнення складається з двох еластичних (пружних) кілець.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

Під час функціонування турбокомпресора відпрацьовані гази, що утворюються внаслідок згоряння палива у циліндрах двигуна, спочатку надходять у спіральну газоприймальну завитку. Звідти потік газів спрямовується до робочого колеса турбіни, де гази передають свою енергію лопаткам, викликаючи обертання ротора з високою кутовою швидкістю. Після проходження через лопатки турбіни газовий потік переміщується через канал газовідвідного корпусу до випускного трубопроводу дизельного двигуна, залишаючи систему через фланцеве з'єднання.

Компресорне колесо обертається завдяки енергії, що передається від турбіни, і, у процесі обертання, його лопатки взаємодіють із повітрям, яке заповнює міжлопаткові простори. Під впливом цих лопаток повітря набуває обертального руху, в результаті чого виникає відцентрова сила, яка спрямовує повітряні частинки від центру обертання до периферії колеса. Комбінація окружної та радіальної складових руху створює спіралеподібну траєкторію повітряних частинок, під час якої вони отримують значну кінетичну енергію та залишають колесо через його зовнішній діаметр.

Витікання повітря викликає зниження тиску на вході в колесо, що призводить до створення перепаду тиску між атмосферним середовищем і внутрішнім простором колеса, внаслідок чого забезпечується постійний приплив свіжого повітря. Одночасно з цим частинки повітря, рухаючись каналами між лопатками, переходять з ділянок із меншим поперечним перетином до більших. Це призводить до зниження їх швидкості у відносному потоці та перетворення частини кінетичної енергії у потенційну, що супроводжується зростанням статичного тиску.

У результаті за компресорним колесом повітря має як кінетичну енергію, пов'язану з високою (іноді надзвуковою) швидкістю потоку, так і потенційну енергію, зумовлену підвищеним статичним тиском. Після цього повітря потрапляє у безлопатковий дифузор, утворений каналом зі стінками, які спочатку звужуються, а потім можуть трохи розширюватися. У цьому каналі повітря рухається за траєкторією, близькою до логарифмічної спіралі. Така геометрія забезпечує поступове зменшення швидкості потоку та збільшення тиску.

Головною функцією цього дифузора є зменшення швидкості повітря до дозвукових значень, адже перевищення цієї межі може призвести до виникнення ударних хвиль на лопатках подальшого лопаткового дифузора, що знижує ефективність компресора або навіть спричиняє його нестійку роботу (помпаж). Другою важливою функцією безлопаткового дифузора є вирівнювання профілю швидкостей перед входом у лопатки наступного каскаду, оскільки ці лопатки мають фіксоване положення.

Далі повітря надходить у лопатковий дифузор, де напрям його руху коригується лопатками, які забезпечують більший кут відхилення потоку, ніж у безлопатковому варіанті. Це дозволяє скоротити довжину каналу при збереженні або навіть підвищенні дифузورної ефективності. За умови правильного підбору кутів входу та виходу лопаток, лопатковий дифузор здатен підвищити коефіцієнт корисної дії компресора на розрахункових режимах у порівнянні з конструкціями, де використовується лише безлопатковий дифузор.

На виході з лопаткового дифузора повітря досягає розрахункового значення тиску (p_k) і оптимальної швидкості, що дозволяє забезпечити ефективне подання у ресивер або наступний елемент двигуна. Завитка, яка слідує після дифузора, не повинна брати на себе функцію енергоперетворення, оскільки її ККД як гідродинамічного елемента порівняно низький. Вона виконує роль накопичувача повітря зі стабільним тиском і рівномірним розподілом швидкості.

Завитка має спіралеподібну форму з поступовим збільшенням площі поперечного перетину в напрямку руху повітря, починаючи від язика або розподільчого елемента. Така конфігурація мінімізує радіальні навантаження на колесо компресора, оскільки забезпечує рівномірний розподіл тиску по колу, відповідно до принципу збереження енергії.

3.5 Висновок до розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна Mitsubishi 8AX34A. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з відцентровою турбіною TCR18–21. Даний турбокомпресор забезпечує ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,6$ та витрату повітря $Q_k = 4,16 \text{ м}^3/\text{с}$, що відповідає технічним потребам двигуна у всьому діапазоні його робочих режимів. Такий підбір компресорного агрегату дозволяє досягти оптимальної наповнюваності циліндрів, підвищити потужність двигуна та забезпечити його економічну й екологічну ефективність.

					КРБ.142.4227см.25.04.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		55

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Охорона праці – це сукупність правових, економічних, технічних, організаційних, гігієнічних і медико-профілактичних заходів, які спрямовані на забезпечення безпечних умов праці, збереження життя, здоров'я та працездатності працівників у процесі виконання ними трудових обов'язків..

Об'єктом охорони праці виступає збереження здоров'я та працездатності працівника, тоді як предметом є комплекс заходів і засобів, що реалізуються з цією метою. Правове забезпечення включає як загальні, так і спеціалізовані нормативно-правові акти. У випадку порушення вимог охорони праці працівник може бути притягнутий до дисциплінарної відповідальності, яка полягає у застосуванні таких заходів, як догана чи звільнення. Право на накладення дисциплінарного стягнення має керівний орган, що здійснює прийом працівника на роботу. Ініціаторами притягнення до відповідальності можуть бути також державні або громадські органи, які контролюють дотримання вимог охорони праці. При цьому за кожне окреме порушення дозволяється застосовувати лише один вид дисциплінарного покарання.

Адміністративна відповідальність застосовується до посадових осіб, які порушили вимоги законодавства у сфері охорони праці, у вигляді накладення штрафів. Повноваження щодо призначення таких стягнень мають посадові особи органів державного нагляду, зокрема представники Держгірпромнагляду, а також інші компетентні державні інспекції. До адміністративної відповідальності можуть бути притягнуті особи, яким на момент скоєння правопорушення виповнилося щонайменше шістнадцять років.

Матеріальна відповідальність охоплює як працівників, так і власника підприємства. Працівники відповідають за збитки, завдані підприємству внаслідок невиконання чи неналежного виконання своїх трудових обов'язків, зокрема через порушення вимог охорони праці. Така відповідальність виникає лише у випадку завдання прямої і реальної шкоди, що стала результатом протиправних дій або бездіяльності працівника. Розмір відшкодування зазви-

					КРБ.142.4227ст.25.04.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		56

чай обмежується частиною заробітної плати, але не може перевищувати суму фактичних збитків. При цьому матеріальна відповідальність може застосовуватися незалежно від того, чи притягнуто працівника до дисциплінарної або адміністративної відповідальності.

Кримінальна відповідальність передбачена у випадках, коли порушення законодавчих та нормативних вимог з охорони праці призвело або могло призвести до загрози життю чи здоров'ю людей.

Суб'єктом кримінальної відповідальності у сфері охорони праці може бути будь-яка посадова особа підприємства незалежно від форми власності, а також громадянин, який є власником підприємства або уповноваженою ним особою. Визначення кримінальної відповідальності відбувається виключно через судову процедуру.

4.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні

Шкідливий виробничий фактор — це чинник у машинному відділенні (МВ), який може негативно впливати на здоров'я працівника та знижувати його працездатність. Небезпечний виробничий фактор — це такий виробничий чинник, дія якого за певних обставин може спричинити травму або раптове погіршення стану здоров'я працівника.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- рухомі машини та механізми;
- пересувні частини виробничого устаткування;
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації;

- підвищені чи знижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;
- небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;
- відсутність чи нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

4.1.1 Пожежна безпека

Пожежі в машинному відділенні можуть виникати через порушення правил зберігання горючих та мастильних матеріалів, несправності газоходу, накопичення палива й олії під настилом, а також через несправності електричного обладнання. Для захисту від пожеж застосовують конструктивні заходи, зокрема використання вогнестійких матеріалів і поділ судна на протипожежні зони. Крім того, на борту мають бути встановлені системи та засоби пожежогасіння, такі як об'ємно-хімічне та повітряно-пінне гасіння [12].

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МВ;
- цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розміщені в таких місцях, де виключається накопичення нафтопродуктів і їхніх парів. В машинному відділенні з обох боків встановлені ящики з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника можна було дійти не більше ніж за 10 метрів [13].

4.1.2 Машини і механізми, що рухаються та незахищені рухливі елементи устаткування

У машинному відділенні всі машини та механізми, які мають рухомі частини і створюють підвищену загрозу для обслуговуючого персоналу, повинні бути надійно захищені. Тому на судні передбачено встановлення огорожень для всіх рухомих елементів – це можуть бути кожухи, поручні або стійки, які забезпечують безпеку працівників.

Всі робочі площадки, люки та трапи обладнуються огороженнями висотою не менше 1,1 м, які мають спеціальні відбійні борти для додаткового захисту. Механізми та устаткування слід встановлювати на надійних і міцних фундаментах, що забезпечують їх стійкість і безпечну експлуатацію [12].

На судні передбачено п'ять виходів із МВ: по два розташовані на протилежних бортах судна на максимально можливій відстані один від одного, а п'ятий вихід є аварійним і проходить через шахту валопроводу. Ширина проходів має бути не меншою за 600 мм. Виходи з МВ обладнані системою зрошення для підвищення безпеки. Настили в машинному відділенні виконані з рифленого матеріалу, а конструкція решіток забезпечує ефективну вентиляцію за рахунок проходження повітря. Зовнішні контури устаткування мають гладку та плавну форму, що мінімізує ризик травмування. Для запобігання доступу до небезпечних зон застосовуються блокуючі пристрої, а також встановлена система сигналізації, яка попереджає про виникнення небезпечних ситуацій [12].

4.1.3 Електробезпека

Умови забезпечення електробезпеки на суднах суворо регламентуються відповідними нормами. Номінальна напруга електричних ланцюгів обмежена: для постійного струму – до 120 В, для змінного – до 380 В. Для освітлення, внутрішнього зв'язку та сигналізації використовується напруга 220 В. Особлива увага приділяється заземленню переносних електроінструментів. На суднах електроустановки з напругою до 1000 В заземлюють багатодрото-

вим кабелем із перетином не менше 4 мм². Опір розтікання в захисному заземлювальному пристрої має бути не більшим за 4 Ом, що гарантує безпеку персоналу та надійну роботу обладнання.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- для обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- для пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Зазначені показники опору справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

Для забезпечення електробезпеки на суднах проводиться перевірка опору ізоляції та стану заземлення не рідше одного разу на півроку. На суднах використовують діелектричні покриття, гумові килимки і доріжки, що знижують ризик ураження електричним струмом. Також передбачено застосування засобів індивідуального захисту, зокрема гумових рукавичок і інструменту з ізольованими ручками, які забезпечують додатковий рівень безпеки для обслуговуючого персоналу [14].

6.1.4 Захист від шуму і вібрації

Шум негативно впливає не лише на слухові органи, а й на весь організм загалом. Відповідно до норм, рівень шуму в машинному відділенні повинен знаходитися в межах від 80 до 116 дБ у частотному діапазоні 63–800 Гц для МВ, обладнаних звукоізольованими центрами управління (ЦПУ), та від 70 до 100 дБ для МВ без таких звукоізоляційних засобів. Для зменшення шумового навантаження на суднах застосовують різноманітні перегородки та кожухи. Найефективнішим методом захисту від шуму є звукоізоляція.

Головними джерелами вібрації в МВ є двигуни, валопроводи та допоміжні механізми. Крім того, вібрації спричиняють хвилювання моря та удари льоду об корпус судна. Вібрація може призводити до порушення нормальної роботи органів координації, викликати механічні пошкодження і навіть роз-

риви внутрішніх органів у людини. Для зменшення впливу вібрації застосовують амортизатори, віброізоляційні та вібропоглинаючі матеріали. Основним нормативним документом, що регламентує допустимі рівні вібрації в МВ, є відповідний законодавчий акт.

4.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ

Мікроклімат у машинному відділенні характеризується такими параметрами, як вологість, температура, рухливість повітря, атмосферний тиск, а також кількість тепла, що виділяється внаслідок нагрівання повітря, устаткування та механізмів. Для забезпечення оптимальних умов мікроклімату на судні обладнано систему приточно-витяжної вентиляції та опалення [12].

Температура повітря в машинному відділенні влітку не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря більш ніж на 10°C, а взимку – бути не нижчою за 12 °C. Вологість повітря в зимовий період має підтримуватися в межах 40–60 %, тоді як влітку нормативних обмежень на вологість немає. Швидкість руху повітря у машинному відділенні влітку повинна становити від 0,3 до 0,8 м/с, а взимку – від 0,15 до 0,5 м/с.

Для забезпечення гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин у машинному відділенні застосовується система вентиляції, що дозволяє підтримувати мікроклімат відповідно до санітарних норм, встановлених для морських суден [14].

4.1.6 Безпека установок, що працюють під тиском

На сучасних суднах застосовують стиснене повітря та водяну пару, які зберігаються в балонах і трубопроводах під високим тиском. Аварійні ситуації з такими ємностями можуть призвести до значних руйнувань. Основними причинами аварій є відсутність або несправність запобіжних клапанів і редукторів, виробничі дефекти, а також помилки при монтажі чи ремонті, а також зношення стінок ємностей.

Згідно з Правилами Регістра судноплавства України [11], ємності, що експлуатуються під тиском, повинні відповідати таким вимогам:

- виготовлятися з матеріалів, які забезпечують необхідну міцність і надійність у роботі під заданим тиском.
- проходити обов'язкові випробування на міцність і герметичність перед введенням в експлуатацію.
- оснащуватися ефективними запобіжними клапанами та іншими захисними пристроями для запобігання перевищенню допустимого тиску.
- регулярно проходити технічний огляд, контроль стану і своєчасне обслуговування відповідно до встановлених норм.
- відповідати вимогам монтажу, експлуатації та ремонту, викладеним у нормативній документації.

Балони, що працюють під тиском, повинні встановлюватися у таких місцях судна, де виключається скупчення людей, з метою забезпечення їхньої безпеки. Перед початком експлуатації кожен балон обов'язково проходить технічний огляд та перевірку, яку здійснює інспектор Морського Регістру судноплавства. Це необхідно для підтвердження справності балону, його відповідності нормативним вимогам і гарантування безпечної експлуатації під час роботи на судні [13].

4.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні

Освітлення в машинному відділенні судна є важливим фактором забезпечення безпечних та ефективних умов праці персоналу. Правильне проектування системи освітлення сприяє зниженню втоми, підвищенню продуктивності та мінімізації ризику нещасних випадків. Проведемо розрахунок системи загального рівномірного освітлення люмінесцентними лампами для МВ, в якому виконуються зорові роботи середньої точності (IVв).

Розміри приміщення: довжина $a = 10$ м, ширина $b = 5$ м, висота $h = 3,1$ м.

					<i>КРБ.142.4227см.25.04.04.ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		62

Мінімальний рівень освітлення приміщення, де виконуються зорові роботи IV розряду, повинен становити 200 лк. Для освітлення в нашому випадку рекомендується використовувати світильники типу ЛПО01 з двома лампами. Оскільки світильники встановлюються на стелі, їх висота над підлогою майже дорівнює висоті приміщення – 2,68 м, що відповідає вимогам нормативу ОСТ 5.6077-75 «Освітлення судове».

Вимоги щодо освітлення регламентовані Регістром судноплавства України [11].

Індекс приміщення розраховується за формулою:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

де $a = 10$ м – довжина приміщення;

$b = 5$ м – ширина приміщення;

$h = 2,1$ м – висота світильника над робочою поверхнею;

$$i = \frac{10 \cdot 5}{2,1 \cdot (10 + 5)} = 1,58 \text{ м}$$

При $i = 1,75$, $P_{\text{СТЕЛІ}} = 70\%$, $P_{\text{СТІН}} = 50\%$ для світильника ЛПО1 коефіцієнт використання світлового потоку дорівнює $\eta = 0,53$.

Визначаємо необхідну кількість світильників, для забезпечення необхідної нормованої освітленості робочих поверхонь, якщо відомо, що у кожному світильнику встановлено по дві лампи ЛБ-40, а світловий потік однієї такої лампи становить $\Phi_{\text{л}} = 3200$ лк:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{2 \cdot \Phi_{\text{л}} \cdot \eta}$$

де $K_z = 1,3$ – коефіцієнт запасу;

$Z = 1,15$ – коефіцієнт мінімальної освітленості;

$S = 50 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

$E = 200$ лк – рівень мінімальної освітленості;

					КРБ.142.4227см.25.04.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		63

$\Phi_l = 3200$ лк – світловий потік однієї лампи;

$\eta = 0,53$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$N = \frac{200 \cdot 50 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{2 \cdot 3200 \cdot 0,53} = 4 \text{ шт}$$

Приймаємо 4 світильники, які для забезпечення рівномірного освітлення розташовані у два ряди по 2 світильники в кожному. Оскільки довжина світильника більша за довжину люмінесцентної лампи, що в ньому встановлена, загальна довжина всіх світильників становитиме $\Sigma l_{CB} = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ м}$

Сумарна електрична потужність усіх світильників у МВ:

$$\Sigma P_{CB} = P_l \cdot N \cdot n$$

де $P_l = 40$ Вт – потужність однієї лампи;

$N = 4$ шт. – кількість світильників;

$n = 2$ шт. – кількість ламп в світильнику.

$$\Sigma P_{CB} = 40 \cdot 4 \cdot 2 = 320 \text{ Вт}.$$

4.3 Висновок до розділу

У цьому розділі було розглянуто нормативно-правову базу з основ охорони праці, проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які впливають на працівника під час роботи на судні. Окрім того, описано заходи щодо зменшення їхнього впливу на організм людини. В індивідуальному завданні виконано розрахунок освітлення в машинному відділенні. За результатами розрахунку встановлено, що для належного освітлення МВ необхідно встановити 4 світильники, розміщені в два ряди по два світильники в кожному.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У роботі детально проаналізовано сучасний судновий чотиритактний дизельний двигун Mitsubishi типу 8AX34A (8ЧН 34/72), який широко застосовується у морському транспорті завдяки своїм технічним характеристикам, надійності та ефективності. Здійснено аналіз основних технічних вимог до даного типу двигунів, з урахуванням сучасних вимог до екологічної безпеки, паливної економічності, конструктивної міцності та довговічності експлуатації.

На основі аналізу та вихідних параметрів двигуна виконано розрахунок його робочого процесу, що включає визначення тисків і температур на основних фазах циклу, витрати палива, теплових та об'ємних показників. Результати розрахунку дозволили побудувати теоретичну індикаторну діаграму, яка є основою для подальшого оцінювання ефективності та вдосконалення роботи двигуна.

У другому розділі проведено розрахунок динамічних навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму, зокрема визначено сили інерції першого і другого порядків, сили газового тиску, а також реакції у кінематичних парах. На основі цих даних побудовано відповідні діаграми дії сил, які дозволяють оцінити навантаження на основні елементи двигуна в процесі експлуатації та виявити критичні точки для забезпечення надійності конструкції.

У третьому розділі наведено розрахунок основних параметрів компресора, який є складовою частиною агрегату наддуву. Наддув використовується для підвищення потужності та ефективності двигуна шляхом збільшення кількості повітря, що подається до циліндрів. Визначено тип компресора, його продуктивність, тиск нагнітання, коефіцієнт стискання, ефективність і витрати потужності на привід, що дозволяє оптимізувати його роботу в складі енергетичної установки.

					КРБ.142.4227см.25.04.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

У розділі, присвяченому питанням охорони праці, розглянуто чинну нормативно-правову базу, що регламентує вимоги до безпечної праці на судах. Проаналізовано основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, яким піддається судновий механік під час роботи в машинному відділенні, зокрема – підвищений рівень шуму, вібрації, висока температура, недостатнє освітлення, ризик опіків, контакту з паливом і мастилами. Запропоновано комплекс організаційних і технічних заходів щодо зниження негативного впливу цих факторів, включно з використанням засобів індивідуального захисту, вентиляції, автоматизації процесів та періодичного медичного контролю.

Окрему увагу приділено розрахунку штучного освітлення в машинному відділенні, що є важливою умовою безпечної праці. Виконано світлотехнічний розрахунок із визначенням необхідної освітленості робочої зони. За результатами розрахунку встановлено, що оптимальним варіантом для забезпечення нормативного рівня освітлення є встановлення чотирьох світильників у два ряди по два у кожному. Така схема дозволяє забезпечити рівномірний розподіл світлового потоку та мінімізувати зони з недостатньою освітленістю.

ЛІТЕРАТУРА

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. Operation manual Exhaust Gas Turbocharger Type «RH183». – 49.
4. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
5. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК – 65 с.
6. Minchev, D.S., Gogorenko, O.A., Varbanets, R.A., Moshentsev, Y.L., Píštěk, V., Kučera, P., Shumylo, O.M., Kyrnats, V.I. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>
7. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
8. 10. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
9. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
10. Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop. Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20.2008, 10 с.

11. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 4. 2020. – 558 с. https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt4_2020.pdf

12. Березуцький В. В. Основи охорони праці / В. В. Березуцький. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

13. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

14. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. – Одеса, 2022. – 86 с.

					<i>КРБ.142.4227см.25.04.00.ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Позначення	Наименовання	Кол.	Примітка
Справ. №						<u>Документація</u>		
		A1			КРБ.142.4227ст.04.01	Складальне креслення	1	
						<u>Складальні одиниці</u>		
				1		Форсунка	6	
				2		Кришка циліндрів	1	
Подп. и дата				3		Поршень в зборі	6	
				4		Паливний насос високого тиску	6	
				5		Блок циліндрів	1	
				6		Шатун в зборі	6	
				7		Фундаментна рама	1	
				8		Запобіжний клапан	1	
				9		Наддувочний колектор	1	
				10		Випускний колектор	1	
						<u>Деталі</u>		
				11		Клапан	12	
Взам. инв. №				12		Вісь коромисел	1	
				13		Коромисла	12	
				14		Штанга	12	
				15		Палець поршневий	6	
				16		Втулка блоку циліндрів	6	
				17		Вал розподільний	1	
				18		Вал колінчастий	1	
Инв. № подл.						КРБ.142.4227ст.04.01		
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист
		Студент.		Войтович І.В.			Н	1
		Керівник.		Гогоренко О.А.				1
		Консульт.						
Инв. № подл.		Н.контр.					НУК	
		Зав.каф.		Гогоренко О.А.				
Поперечний розріз двигуна Mitshubishi 8AX34A								